УДК 62.567

## УПРАВЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ УСТРОЙСТВА ВИБРАЦИОННОЙ ЗАЩИТЫ

© 2015 А.Б. Корчагин, Г.С. Аверьянов, В.Н. Бельков

Омский государственный технический университет

Поступила в редакцию 04.03.2014

Представлены результаты исследований в области защиты от вибраций. Приведено краткое описание развития техники в области полуактивного управления системами подвески на основе использования магнитореологического эффекта. Описаны схемы демпфирующих устройств, методов математического моделирования и расчета систем подвески в автомобилестроении, гражданском строительстве, сейсмической защите зданий и сооружений, мостостроении. На основании результатов развития концепции управления упругодемпфирующими характеристиками пневматических пружин приведено обоснование возможности совместного использования управляемых пневматических пружин и магнитореологических демпферов. Показана схема конструктивного исполнения устройства вибрационной защиты с управляемой пневматической пружиной и управляемым демпфирующим устройством на основе магнитореологического эффекта. Даны основные расчетные зависимости и рекомендации для математического описания упругого и демпфирующего элементов при проектировании виброзащитного устройства.

Ключевые слова: подвеска, вибрационная защита, магнитореологический эффект, демпфер, пружина

Основной задачей любой системы подвески, применяемой как в подвижных транспортных системах, так и в неподвижных объектах, таких как строительные конструкции или вибрационные механизмы, является вибрационная защита объекта от сил, приводящих к перемещениям относительно исходного положения и возникновению вибраций. Системы подвески транспортных средств и неподвижных объектов обеспечивают, наряду с вибрационной защитой, определенный уровень комфорта для пассажира, пользователя или оператора; для транспортных систем дополнительно улучшаются управляемость и устойчивость [1].

Научно-технический прогресс в области использования магнитореологического эффекта, начавшегося на границе сороковых-пятидесятых годов прошлого века с первых попыток разработки магнитореологических демпферов [2], с оценок возможностей применения магнитореологических жидкостей в машиностроении [3], достиг такого уровня в настоящее время, который проявляется в создании подвесок с изменяемыми в реальном времени характеристиками, называемых «интеллектуальными» подвесками [4].

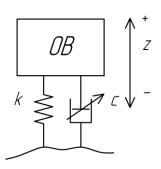
Корчагин Анатолий Борисович, кандидат технических наук, доцент. E-mail: omankor@mail.ru Аверьянов Геннадий Сергеевич, доктор технических наук, профессор

Бельков Валентин Николаевич, кандидат технических наук, профессор

В отличие от пассивных систем подвески с неизменяемыми техническими характеристиками, подвески с изменяемыми характеристиками относятся к активным или полуактивным системам. Если в активных подвесках объектом управления является силовой фактор, непосредственно противодействующий внешней возмущающей силе, то в полуактивных подвесках объект управления противодействует возмущающей силе не напрямую, а изменяя те параметры, которые приводят к изменению противодействующей силы. Полуативные системы подвески выгодно отличаются от активных значительно меньшим энергопотреблением. Многочисленные публикации, характеризующие интерес исследователей к полуактивным системам подвески, в которых управляемым элементом является демпфер, т.е элемент, осуществляющий диссипацию энергии колебаний, являются обобщением результатов исследований о применении магнитореологических демпфирующих устройств в автомобильной отрасли [5], гражданском строительстве, сейсмозащите зданий и сооружений, мостостроении и др. [6, 7].

Одновременно развиваются методы управления жесткостью упругих элементов — пружин, а именно управления упруго-демпфирующими характеристиками пневматических пружин, широко применяемых в настоящее время в системах подвески транспортных средств и других объектов [8-10]. Известны пневматические упругие элементы подвесок с количеством камер более одной, соединенных постоянно или

периодически с целью изменения их упругодемп-фирующих характеристик [11, 12]. В книге Е. Guglielmino и др. упоминается о возможности исполнения упругого элемента подвески в виде пневматической пружины [1] как элемента системы подвески, в которой управляемым элементом является магнитореологический демпфер. S.M. Savaresi и др., в свою очередь, сообщили о разработке технологии воздушного демпфирования с электронным управлением клапанами [5]. Авторы [1, 5] используют известную схему системы подвески с управляемым демпфирующим элементом (рис. 1).



**Рис. 1.** Схема системы подвески с управляемым демпфирующим элементом:

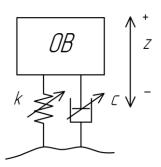
OB — объект виброзащиты, k — упругий элемент (жесткость), c — демпфирующий элемент, z — направление перемещения OB

Движение объекта виброзащиты (OB) массой M описывается уравнением [1]

$$M\ddot{z} + F_d(z,\dot{z},\ddot{z}) + F_s(z) = P(t),$$
 (1)

где z – смещение AO,  $F_d(z, \dot{z}, \ddot{z})$  - полуактивная демпфирующая сила,  $F_s(z)$  – упругая сила, P(t) – возмущающая сила, задающая движение OB.

В настоящей работе упругий элемент рассматривается как управляемый элемент системы подвески, что не противоречит известным моделям вязкоупругого тела [12]. Система подвески, содержащая пневматический упругий элемент с управляемой жесткостью и управляемый демпфирующий элемент, показана на рис. 2.



**Рис. 2.** Схема системы подвески с управляемыми упругим и демпфирующим элементами: ОВ – объект виброзащиты, k – упругий элемент (жесткость), c – демпфирующий элемент, z – направление перемещения ОВ

Движение выполненного по такой схеме OB описывается уравнением

$$M\ddot{z} + F_d(z,\dot{z},\ddot{z}) + F_s(z,p) = P(t),$$
 (2)

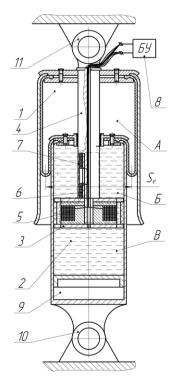
где  $F_s(z, p)$  — управляемая упругая сила.

Пневматическая пружина с управляемой жесткостью (рис. 2) устанавливается в системе подвески совместно с магнитореологическим демпфирующим элементом, т.к. при многообразии видов возмущающих воздействий создаются условия, когда преобладающую долю нагрузки, в т.ч. частотной, периодически воспринимает либо один, либо другой элемент подвески, либо оба одновременно. Такая схема позволяет значительно расширить возможности системы подвески за счет применения конструктивных преимуществ пневматических пружин с воздушным демпфированием, чем обеспечивается более эффективная защита от вибраций как в системах с одной степенью свободы, так и в более сложных системах.

Соответствующая модели подвески (рис. 2) схема виброзащитного устройства (ВУ) [13] показана на рис. 3. ВУ содержит пневматическую пружину в виде пневматическиого упругого элемента (ПУЭ) 1 с резинокордной оболочкой как основным рабочим элементом ПУЭ и МР демпфер в виде гидроцилиндра 2 с МРЖ в качестве рабочей жидкости. Резинокордная оболочка для заправки рабочим газом снабжена вентилем, который не показан. Гидроцилиндр 2 содержит поршень 3 и шток 4, последний жестко соединен с крышкой упругого элемента 1. В поршне 3 и штоке 4 установлены обмотки 5, 6 и 7, к которым поступают сигналы от блока управления 8. В нижней части гидроцилиндра 2 имеется компенсационная полость 9. Устройство снабжено установочными узлами 10 и 11. В устройстве выделены три полости: газовая переменного объема полость пневматическиого упругого элемента А, гидравлические полости штоковая Б и поршневая В. Газовая полость А изолирована от полости Б. МРЖ заполняет полости Б и В. Шток перемещается через направляющую в перегородке между полостями А и Б.

Управление величиной жесткости пневматической пружины осуществляется по сигналам связанных с системой управления датчиков перемещения, скорости и ускорения посредством исполнительных элементов, в качестве которых используются типовые устройства.

В уравнении (2) необходимо в первую очередь представить описание процессов в пневматической пружине с целью определения ее жесткости как основного расчетного параметра. В схеме ВУ на рис. 3 процессы в пневматической пружине рассматриваются с учетом допущений:



**Рис. 3.** Схема управляемого виброзащитного устройства:

 $S_e$  — эффективная площадь пневматической пружины

- рабочий газ имеет свойства идеального газа;
- температура окружающей среды постоянна;
- вследствие кратковременности процессов внешний теплообмен не учитывается, и рабочий процесс считается адиабатическим;
- движение OB происходит в вертикальном направлении, причем принято считать положительной скорость перемещения объекта при движении его вверх;
- эффективная площадь пневматической пружины при движении OB не меняется;
- утечки газа из пневматической пружины отсутствуют.

Сила тяжести ОВ в положении статического равновесия уравновешивается силой упругости сжатого газа в пневматической пружине в соответствии с равенством

$$Mg = p_0 S_e, (3)$$

где  $p_0$  — давление в полости A в статическом положении OB под действием силы тяжести,  $S_e$  — эффективная площадь пневматической пружины (рис. 3).

Выведенная из положения равновесия система (рис. 2) с одной степенью свободы совершает свободные колебания при действующих силах:  $M\ddot{z}_1$  – инерции,  $p_0S_e$  – упругости пневматической пружины,  $R_{\Sigma}$  – трения в пневматической пружине. Дифференциальное уравнение

движения ОВ для свободных колебаний запишется в виде

$$M\ddot{z} + (p - p_0)S_a + R_y \operatorname{sgn} \dot{z} = 0, (4)$$

где p – абсолютное давление в пневматической пружине,  $z=z_0$  ,  $\dot{z}=0$  при t=0 .

Значения давления и объема пневматической пружины связаны между собой известным соотношением [14]:

$$p_i = p_0 \left( \frac{V_0}{V_0 + S_e z} \right)^{\zeta}, \qquad (5)$$

где  $p_i$  — давление в пневматической пружине при текущем смещении OB;  $V_0$  — начальный объем пневматической пружины в статическом положении;  $\varsigma$  — показатель адиабаты; z — текущее смещение OB.

С учетом (5) уравнение (4) преобразуется к виду

$$M \cdot \ddot{z} + \delta_0 \cdot S_{\dot{y}} \cdot \left[ \left( \frac{V_0}{V_0 + S_{\dot{a}} \cdot z} \right)^{\zeta} - 1 \right] + R_{\Sigma} \cdot \operatorname{sgn} \dot{z} = 0. \quad (6)$$

На основании преобразований получено линеаризованное уравнение [9]:

$$M \cdot \ddot{z} + \frac{\zeta \cdot \partial_0 \cdot S_{\hat{a}}^2}{V_0} \cdot z = 0, \tag{7}$$

где выражение

$$\zeta_{\delta} = \frac{\zeta \cdot \delta_0 \cdot S_{\delta}^2}{V_0} \qquad (8)$$

представляет собой приведенную жесткость пневматической пружины, обозначаемую  $\zeta_p$  и предназначенную для использования в уравнении (2). Демпфирующая сила  $F_d(z,\dot{z},\ddot{z})$  (1) определяется из следующих условаий. магнитореологическая жидкость рассматривается как несжимаемая жидкость, согласно [1]

$$\begin{cases}
\nabla \cdot \mathbf{V} = 0, \\
\rho \frac{D\mathbf{V}}{Dt} = \rho \mathbf{F} - \nabla p + \nabla \mathbf{\tau}_{ij},
\end{cases} \tag{9}$$

содержащим уравнение неразрывности и уравнение Навье-Стокса, где V – вектор скорости, t – время,  $\rho$  – плотность МРЖ, F – вектор внешней силы, p – давление,  $\tau_{ij}$  – тензор напряжений.

В процессе демпфирования колебаний АО закон убывания амплитуды зависит от характера

сил трения. В магнитореологическом демпфере при движении поршня возникает разность давлений за счет сопротивления течению жидкости в зазоре между поршнем и стенкой цилиндра [1]

$$\Delta p = \Delta p_{\eta} + \Delta p_{\tau}, \tag{10}$$

где  $\Delta p_{\eta}$  — вязкостная составляющая магнитореологической жидкости, имеющая постоянную величину,  $\Delta p_{\tau}$  — зависящая от изменяемого под действием приложенного поля предела текучести. Изменяя ток в обмотке электромагнита, а, следовательно, и напряженность магнитного поля в зазоре между поршнем и цилиндром, можно в широких пределах изменять эффективную вязкость магнитореологической жидкости. При заданных конструктивных параметрах цилиндра магнитореологического демпфера демпфирующая сила определяется в соответствии с моделью движения потока, управляемого давлением [1]

$$F = \Delta p_{\scriptscriptstyle \eta} S_{\scriptscriptstyle P} + \Delta p_{\scriptscriptstyle \tau} S_{\scriptscriptstyle P} = F_{\scriptscriptstyle \eta} + F_{\scriptscriptstyle \tau}, \ \ (11)$$

где  $S_P$  – площадь поперечного сечения поршня.

$$F_{\eta} = \frac{12\eta S_{R_{m}} \nu_{p}}{S_{p} h^{2}} S_{p} L, F_{\tau} = \frac{c \tau_{y}(H) S_{p}}{h} L, (12)$$

где  $R_m$  — средний радиус зазора между поршнем и цилиндром,  $S_{R_m}$  — площадь сечения до середины зазора.

$$S_{R_m} = \pi R_m^2 = S_P + \frac{S_g}{2},$$
 (13)

где  $S_{\rm g}$  — площадь зазора,  $\eta$  — динамическая вязкость,  $v_r$  — относительная скорость магнитного полюса,  $v_p$  — скорость поршня, L — длина полюса, h — зазор между полюсами, c — функция профиля скорости потока.

$$\tilde{n} = 2.07 + \frac{12\eta S_{p} v_{p}}{12\eta S_{p} v_{p} + 0.4 S_{g} h \tau_{y}}, \quad (14)$$

 $\tau_{v}$  – предел текучести, H – напряженность поля.

На основании полученных исходных соотношений для упругих и демпфирующих составляющих сил сопротивления в (2) ведутся разработки виброзащитных устройств как с активными, так и с комбинированными (активными и полуактивными) системами управления жесткостью ПП. В активных пневматических системах управление осуществляется по величине рабочего давления за счет внешнего источника давления газа (источника энергии). В комбинированных системах под активной составляющей понимается наличие внешнего источника давления газа, обеспечивающего возможность регулирования

жесткости подвески соответственно величине нагрузки. Полуактивная составляющая означает управление жесткостью ПП без использования внешнего источника давления газа.

Проводится объектно-ориентированное моделирование систем как обязательная составляющая исследований. Имеется вибростенд для испытания образцов ВУ при свободных и вынужденных колебаниях. В качестве рекомендаций, принимая во внимание назначение системы подвески и характер возмущающих воздействий, в рассматриваемую систему предлагается ввести механические модели человеческого тела с учетом того, что собственные частоты подушки сиденья и внутренних органов ниже 6 Гц и также зависят от частот внешних возмущений. Вводится модель сиденья в виде массы и нелинейной пружины [1, 15], в качестве которой возможно использование управляемой пневматической пружины. Управляемые пневматические пружины с возможностью воздушного демпфирования [9] позволяют настраивать систему подвески в соответствии с изменениями характера вибрации. Дополнительно в систему вводятся модели ограничителей хода, если это необходимо. За счет введения в модель системы подвески ОВ с одной степенью свободы механических моделей человеческого тела, сиденья и ограничителей хода модель системы усложняется. Описывающие полученную систему уравнения представляют собой более адекватную математическую модель системы подвески рассматриваемого ОВ, в которой механические модели человеческого тела, сиденья и ограничителей хода обеспечивают определение граничных условий для полученной модели системы подвески ОВ.

**Выводы:** системы подвески с регулируемыми элементами упругим с возможностью воздушного демпфирования и демпфирующим отличаются меньшими габаритами магнитожидкостных демпфирующих элементов и подвески в целом благодаря тому, что часть энергии внешних возмущений рассеивается в пневматических пружинах при изменении их параметров.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. *Guglielmino, E.* Semi-active Suspension Control / *E. Guglielmino, T. Sireteanu, C. W. Stammers* et al. Springer, Verlag London Limited, 2008. 294 p.
- US Patent 2,667,237 Magnetic Fluid Shock Absober / J. Rabinow. – Filed Sept. 27, 1948. Jan. 26, 1954.
- 3. *Орлов, Д.В.* Магнитные жидкости в машиностроении / *Д.В. Орлов, Ю.О. Михалев, Н.К. Мышкин* и др. М.: Машиностроение, 1993. 272 с.
- Коробко, Е.В. Системы демпфирования большегрузных траанспортных средств с использованием интеллектуальных жидкостей / Е.В. Коробко и др. // Новости науки и технологии. 2007. № 2 (6). С. 23-29.

- Savaresi, S.M. Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles / S.M. Savaresi, C. Poussot-Vassal et al. – Elsevier, 2010. 240 p.
- Truong D.Q., Ahn K.K. MR Fluid Damper and Its Application to Force Sensorless Damping Control System / http://dx.doi.org/10.5772/51391 (дата обращения: 14.02.2015).
- Maślanka, M. Experimental Study of Vibration Control of a Cable with an Attached MR Damper / M. Maślanka, Sapiński B., Snamina J. // Warsaw: Journal of theoretical and applied mechanics. 2007. V.45, No. 4. P. 893-917.
- Акопян, Р.А. Пневматическое подрессоривание автотранспортных средств. – Львов: Вища школа, 1979. Ч. 1. 220 с.
- Аверьянов, Г.С. Исследование процессов и путей повышения эффективности воздушного демпфирования в пневматических амортизаторах виброзащитных систем. – Омск, Омский гос. тех. ун-т., 1999. 115 с. Деп. в ВИНИТИ 17.06.99, № 1957 – В99.

- Калашников, Б.А. Система амортизации объектов с дискретной коммутацией упругих элементов. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2008. 344 с.
- Грибов, М.М. Регулируемые амортизаторы РЭА. М.: Сов. Радио,1974. 144 с.
- 12. *Мейз, Дж*. Теория и задачи механики сплошных сред. М.: Мир, 1974. 319 с.
- 13. Пат. 2449188 Российская Федерация, МПК F16F9/08, F16F9/53. Регулируемый магнито-реологический пневматический амортизатор / А.Б. Корчагин, В.В. Шалай, В.Н. Бельков и др. № 2010132098/11; заявл. 29. 07. 2010; опубл. 27.04.2012, Бюл. № 12.
- Дэкохадзе, Г.Д. Исследование воздушного демпфирования в пневматической подвеске автомобиля: Автореф. дис....Канд. техн. наук. – Тбилиси, 1969. 22 с.
- 15. Корчагин, П.А. Снижение динамических воздействий на оператора автогрейдера в транспортном режиме: монография / П.А. Корчагин, Е.А. Корчагина, И.А. Чакурин. Омск: СибАДИ, 2009. 195 с.

## CONTROL THE CHARACTERISTICS OF VIBRATION PROTECTION DEVICE

© 2015 A.V. Korchagin, G.S. Averyanov, V.N. Belkov

Omsk State Technical University

Results of researches in the field of vibrations protection are presented. The short description of development the technology in the field of semi-active control of suspension bracket systems on the basis of using the magnetorheological effect is provided. Schemes of the damping devices, methods of mathematical modeling and calculation of suspension bracket systems in automobile industry, civil engineering, seismic protection of buildings and constructions, bridge construction building are described. On the basis of results of development the concept control of elastic and damping characteristics of pneumatic springs justification of possibility the sharing of the operated pneumatic springs and magnetorheological dampers is given. The scheme of a design the device of vibration protection with the operated pneumatic spring and the operated damping device on the basis of magnetorheological effect is shown. The main settlement dependences and recommendations for mathematical description of the elastic and damping elements at design of vibroprotection device are made.

Key words: suspension bracket, vibration protection, magnetorheological effect, damper, spring

Anatoliy Korchagin, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor. E-mail: omankor@mail.ru Gennadiy Averyanov, Doctor of Technical Sciences, Professor Valentin Belkov, Candidate of Technical Sciences, Professor