

УДК 62-567/629.113.012.8

ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКОЕ ВИБРОЗАЩИТНОЕ УСТРОЙСТВО**Демин А.В., Хамитов Р.Н.***ФГБОУ ВПО «Омский государственный технический университет»,
Омск, e-mail: deminksander@gmail.com*

Настоящая статья посвящена исследованию устройства гашения колебаний, а именно влияния электромагнитного компенсатора жесткости на свободные колебания груза весом 1500 килограммов. Разработана математическая модель устройства и проведено моделирование в режиме свободных колебаний в программном комплексе Matlab Simulink. Расчет усилия, развиваемого соленоидом, осуществлялся при помощи программного пакета ELCUT Профессиональный. В статье сравнивается модель компенсатора в виде генератора линейного усилия с моделью соленоида и оценивается разница влияния на колебания груза. Выявлено, что при применении соленоида, развивающего усилие в 150 Н только на ходе отбоя, время свободных колебаний сокращается на 23 %. Применение подобных устройств в транспортных системах позволит увеличить плавность хода и скорость передвижения транспортных средств.

Ключевые слова: имитационная модель, резинокордная оболочка, электромагнитный компенсатор жесткости, Simulink, ELCUT, математическая модель

ELECTRO-PNEUMATIC VIBRATION PROTECTION DEVICE**Demin A.V., Khamitov R.N.***Federal State Educational Institution of Higher Professional Education «Omsk state technical university», Omsk, e-mail: deminksander@gmail.com*

This article is associated with researching of damping device, the effect of electromagnetic stiffness compensator on free oscillations of the cargo weighing 1,500 kilograms. A mathematical model was developed and a simulation of device in the free vibration mode was produced in the software package Matlab Simulink. Calculation of force developed by a solenoid, carried out with the help of a software package Quickfield Professional. The article compares the model of the compensator in the form of a linear generator efforts and the solenoid model and evaluated the impact of the difference in the oscillation of the load. It was found that when using a solenoid, a force of 150 N developing only during the curfew time of free oscillations is reduced by 23 %. The use of such devices in transport systems will increase the smoothness and speed of movement of vehicles.

Keywords: a simulation model, rubber-shell, electromagnetic stiffness compensator, Simulink, QuickField, mathematical model

Пассивные системы виброзащиты (подрессоривания) с постоянными характеристиками транспортных средств являются наиболее распространенными в настоящее время. Потенциальные возможности подобных систем виброзащиты в удовлетворении требований к плавности хода транспортных средств ограничены. В связи с этим пассивные системы сдерживают повышение виброзащиты водителя, комфортности пассажиров, сохранности перевозимых грузов, виброзащиты собственных агрегатов и узлов транспортного средства и препятствуют росту эксплуатационных скоростей его движения. В связи с этим создание управляемых систем виброзащиты с целью повышения плавности хода транспортных средств является актуальной проблемой, одним из путей ее решения является построение электромеханических виброзащитных систем [4].

Целью данных исследований является рассмотрение возможностей повышения демпфирующих свойств системы пассивной виброзащиты за счет дополнения ее управляемым электромагнитным элементом.

В качестве амортизирующих конструкций в виброзащитных системах различных объектов могут быть использованы: пружинные, гидравлические, пневмогидравлические, пневматические, инерционные, резиновые, пластические амортизаторы. Опыт эксплуатации виброзащитных систем крупногабаритных объектов показал, что весьма перспективными являются пневматические упругие элементы на основе резинокордной оболочки (РКО).

В таких устройствах отсутствует металлический контакт между поддрессоренными и неподдрессоренными частями амортизируемого объекта (АО), и передача вибрационных нагрузок осуществляется через резинокордную стенку и сжатый рабочий газ [2]. Подобный амортизирующий элемент имеет множество достоинств, таких как высокая грузоподъемность, низкая цена, повышенная плавность хода автотранспортных систем на основе этого элемента. Для улучшения характеристик гашения колебаний в данный пневматический элемент предлагается внести управляемый электромагнитный компенсатор жесткости соленоидного типа, аналогично техническому решению

по патенту № 2481506 [5]. В устройстве используется РКО Н-48.

Для исследования виброзащитной системы рассмотрены свободные колебания в одностепенной системе. Свободные колебания АО и давление рабочего газа пневмоамортизатора (ПА) с электромагнитным компенсатором описываются следующей математической моделью [1]:

$$\begin{cases} \frac{dP}{dt} = -\frac{k \cdot P \cdot S_g \cdot \dot{z}}{V_0 + S_g \cdot z}; \\ M \cdot \ddot{z} + (P - P_0) \cdot S_g + R_{\Sigma} \cdot \text{sign } \dot{z} + F_{\Sigma\text{М}} = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где P – текущее давление рабочего газа (воздуха) в резинокордной оболочке; P_0 – давление в резинокордной оболочке ПА при статическом положении; z_0 – высота подъема АО; V_0 – рабочий объем ПА при статическом положении АО; M , g – масса амортизированного объекта и ускорение силы тяжести; k – показатель адиабаты; S_g – эффективная площадь ПА; z , $\dot{z}$, $\ddot{z}$ – относительные перемещение, скорость и ускорение АО; R_a – сила трения в РКО; $F_{\Sigma\text{М}}$ – электромагнитная сила, развиваемая компенсатором.

В случае пассивной виброзащитной системы $F_{\Sigma\text{М}} = 0$ Н.

$$\text{sign } \dot{z} = \begin{cases} 1 & \text{при } \dot{z} < 0, \\ -1 & \text{при } \dot{z} > 0. \end{cases} \quad (2)$$

При составлении уравнений приняты следующие допущения.

1. Рабочий газ в ПА подчиняется законам идеальных газов.
2. Температура окружающей среды постоянна и равна T_c .
3. Рабочий процесс в ПА считается адиабатическим.
4. Движение АО происходит только в вертикальном направлении.
5. Эффективная площадь (S_g) ПА при движении АО не меняется.
6. Утечки газа из ПА отсутствуют.
7. $R_{\Sigma} = 0,01 \text{ Mg}$ (для случая примененной резинокордной оболочки Н-48, определено экспериментально).

В процессе исследования была создана модель пневмоамортизатора в программном комплексе Matlab-Simulink (рис. 1). Начальные условия для системы: при $t = 0$, $z = z_0 = 0,1 \text{ м}$, $\dot{z} = 0$. В модель введен импульсный электромагнитный генератор силы в качестве компенсатора жесткости, который создает расчетное противодействующее усилие упругой силе пневмоамортизатора.

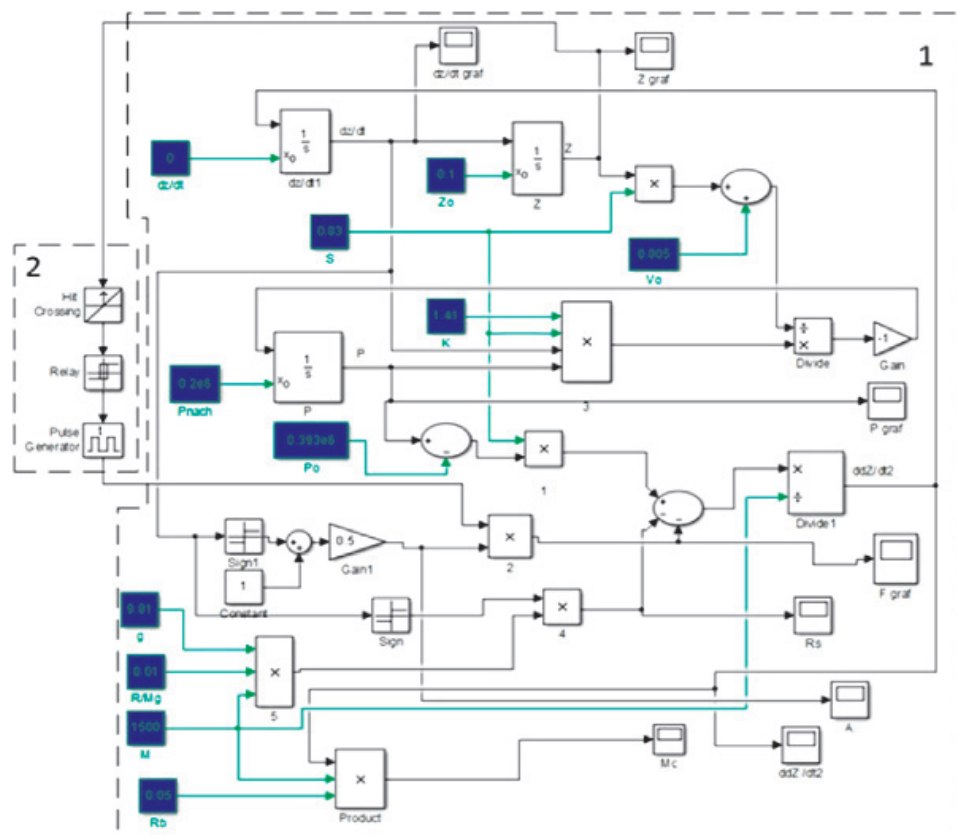


Рис. 1. Имитационная модель пневматического амортизатора (1) с устройством демпфирования колебаний (модель компенсатора жесткости в виде генератора линейного усилия) (2)

Модель позволит определить параметры технического задания для проектирования электромагнитного компенсатора жесткости пневматического упругого элемента виброзащитной системы, ориентированной на нагрузки порядка 1 тонны и выше. Данный тип компенсатора обладает следующими преимуществами: управляемость, изменяемые параметры усилия, адаптивные характеристики в зависимости от профиля дороги, высокая эксплуатационная надежность, необслуживаемость и др.

Было проведено исследование влияния значения электромагнитной силы компенсатора жесткости на время переходного процесса при гашении колебаний (рис. 2). Введение в состав виброзащитного устройства компенсатора жесткости позволило сократить время свободных колебаний с 12 до 8,4 с при использовании компенсатора только на ходе отбоя. В ходе исследования было установлено, что оптимальным является усилие в 400 Н, так как на дальнейшее уменьшение времени переходного процесса требует приложения больших сил и больших энергозатрат (рис. 2).

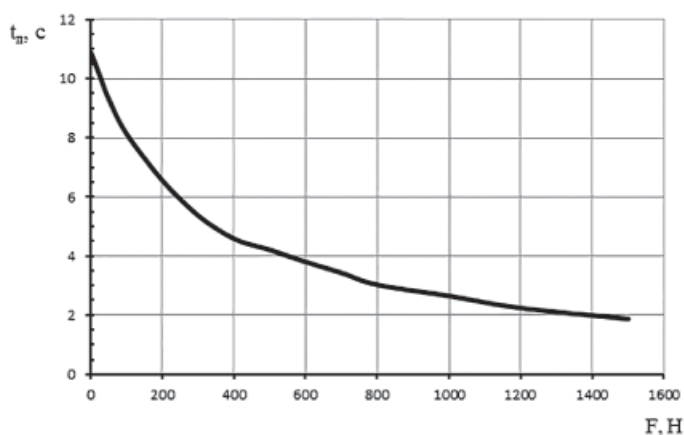


Рис. 2. Зависимость времени переходного процесса от амплитуды электромагнитной силы компенсатора жесткости

Исходя от габаритных размеров пневмобаллона и необходимого усилия, были рассчитаны параметры соленоида и его режима работы: сечение провода – 3 мм², амплитуда тока при повторно-кратковременном режиме работы – 20 А, количество витков – 330, количество слоев – 10, внешний шихтованный магнитопровод из электротехнической стали 3411(Э310).

В ходе исследований в комплексе программ «ELCUT 5.6 Профессиональный» оценивалось влияние различных материалов сердечника на силу втягивания сердечника. Так, при полностью втянутом сердечнике сила, рассчитанная программным

комплексом ELCUT, составляет 0,023 Н, что подтверждается теорией и может быть принято за погрешность. Параметры задачи в ELCUT: тип задачи – магнитостатика, модель осесимметричная, число ампер-витков обмотки – 6600, относительная магнитная проницаемость (μ/μ_0) обмотки – 1, μ/μ_0 электротехнической стали – 4000, модель окружена воздухом, граничные условия – магнитный потенциал, равный нулю. При расчетах принималось, что сердечник выдвинут из катушки на 10 мм.

В ходе расчетов было определено, что сила, развиваемая соленоидом при заданных габаритах и стальном сердечнике, имеет значение ~150 Н.

Математическая модель соленоида описывает процессы в электрической подсистеме на основе уравнения, составленного по второму закону Киргофа:

$$u = R \cdot i + \frac{d\Psi}{dt};$$

$$\Psi = L(x) \cdot i;$$

$$u = R \cdot i + L(x) \cdot \frac{di}{dt} + i \cdot \frac{dL(x)}{dx} \cdot \frac{dx}{dt};$$

$$\frac{di}{dt} = \frac{1}{L(x)} \cdot \left[u - R \cdot i - i \cdot \frac{dL(x)}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} \right], \quad (3)$$

где u – номинальное напряжение питания соленоида; R – сопротивление катушки соленоида; $L(x)$ – индуктивность катушки соленоида; i – ток в катушке соленоида; x – координата перемещения сердечника соленоида; Ψ – потокосцепление катушки соленоида.

На основе магнитного сопротивления магнитной цепи соленоида определим его индуктивность в виде зависимости от координаты перемещения сердечника соленоида:

$$L(x) = \frac{N^2}{R_m} = \frac{\mu_0 \cdot \pi \cdot a \cdot d \cdot N^2}{g} \cdot \left(\frac{x}{a+x} \right) = L' \cdot \frac{x}{a+x};$$

$$L' = \frac{\mu_0 \cdot \pi \cdot a \cdot d \cdot N^2}{g}, \quad (4)$$

где R_m – магнитное сопротивление системы; μ_0 – магнитная проницаемость вакуума; N – число витков катушки соленоида; L – индуктивность соленоида; a – толщина магнитопровода; d – ширина воздушного зазора в магнитопроводе; g – величина воздушного зазора между сердечником и катушкой.

Электромагнитная сила определяется в предположении линейной магнитной системы и постоянства тока при изменении координаты перемещения сердечника соленоида:

$$F_{\text{эм}} = \frac{dW}{dx} = \frac{i^2}{2} \cdot \frac{dL(x)}{dx} = \frac{i^2}{2} \cdot \frac{a \cdot L'}{(a+x)^2};$$

$$\frac{dL(x)}{dx} = \frac{a \cdot L'}{(a+x)^2}, \quad (5)$$

где W – энергия магнитного поля соленоида.

Модель соленоида, реализованная в программном комплексе Matlab-Simulink, включена в модель виброзащитного устройства (рис. 4). В ходе исследований использовался неуправляемый импульсный источник питания соленоида с частотой, соответствующей частоте собственных колебаний виброзащитного устройства с амортизируемым объектом, – 1,25 Гц, период – 0,8 с, длительность импульса – 35 % периода, амплитуда импульсов питания – 12 В.

В ходе исследования имитационных моделей построены временные графики колебаний, тока в обмотке, напряжения и давления в пневматической подушке (рис. 3). Из анализа графиков видна разница между имитационными моделями, при переходе от идеального генератора линейного усилия к имитационной модели соленоида (рис. 4), время гашения колебаний увеличивается незначительно (на величину порядка 10 %).

Результаты моделирования работы электромагнитного компенсатора жесткости в составе пневматического виброзащитного устройства: максимальная сила, развиваемая соленоидом со стальным сердечником ~ 150 Н, максимальный ток в обмотке соленоида ~ 20 А, среднее значение тока ~ 7,57 А, исходя из среднего значения тока возможно уменьшение сечения провода катушки до 2 мм², время затухания колебаний – 8,41 с.

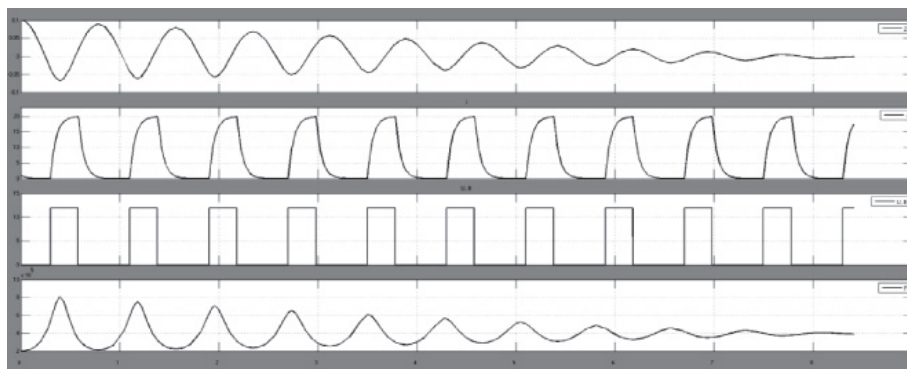


Рис. 3. Графики перемещения, тока в обмотке, напряжения питания и давления в пневматическом амортизаторе соответственно

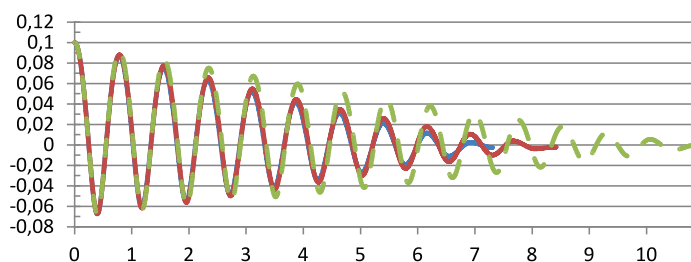


Рис. 4. Сравнение свободных колебаний (штрих-пунктирная линия), виброзащитного устройства с генератором линейного усилия (сплошная линия), модели соленоида (штриховая линия) при усилии в 150 Н

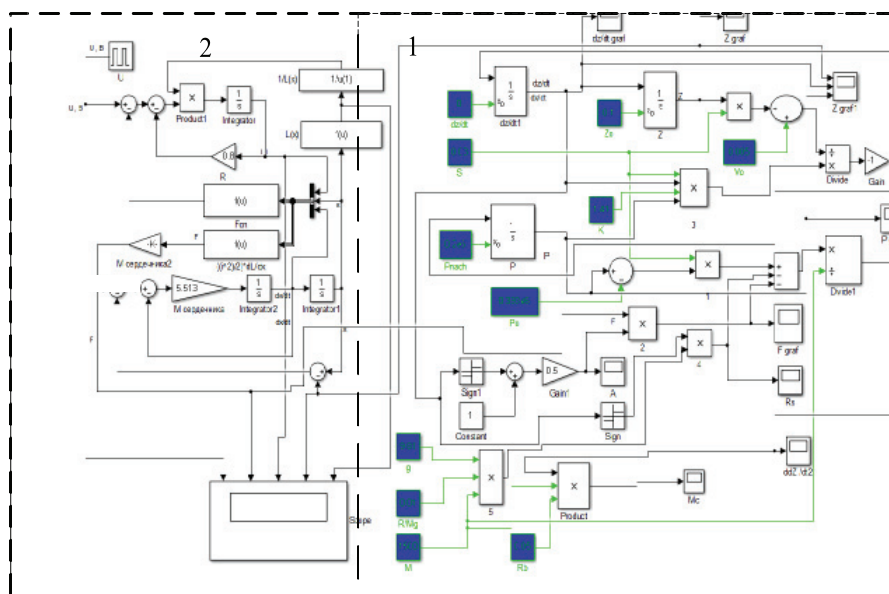


Рис. 5. Имитационная модель электропневматического устройства (1) с электромагнитным компенсатором жесткости (2)

В транспортных средствах, очевидно, необходимо сделать привязку управляющих сигналов соленоида к одному из регулируемых параметров виброзащитной системы, в качестве которых возможно выбирать, например, вертикальную координату колебаний амортизируемого объекта [3], давление рабочего тела в пневмобаллоне [1] и др.

Таким образом, введение в состав виброзащитного устройства компенсатора жесткости позволяет сократить время свободных колебаний до 25–40% при использовании компенсатора только на ходе отбоя. Внедрение подобных систем требует дополнительных исследований возможностей различных конструкций компенсаторов, их оптимизации, алгоритмов их работы в различных дорожных условиях, возможностей системы энергообеспечения транспортного средства.

Список литературы

1. Дьяков А.С., Олейников А.С. Активная система пневматического поддрессоривания со ступенчатым изменением жесткости // Прогресс транспортных средств и систем – 2013: материалы международной научно-технической конференции. – Волгоград: ВолГТУ, 2013. – С. 48–49.
2. Вибрации в технике. Справочник в 6 томах. Том 2. Колебания нелинейных механических систем. – М.: Машиностроение, 1979. – 352 с.
3. Хамитов Р.Н., Аверьянов Г.С. Системы амортизации крупногабаритных объектов с активными упругими и демпфирующими элементами: монография. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2010. – 123 с.
4. Хамитов Р.Н. Система управления и процессы двух-объемного пневмоамортизатора / Р.Н. Хамитов // Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М.Ф. Решетнева. – 2010. – № 1. – С. 105–109.

5. Электропневматический амортизатор: пат. 2481506 Рос. Федерация: МПК F16F9/04, F16F6/00 / Р.Н. Хамитов, Г.С. Аверьянов, В.Н. Бельков, А.А. Перчун; Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Омский государственный технический университет» – № 2011145781/11; заявл. 10.11.2011; опубл. 10.05.2013.

References

1. Djakov A.S., Olejnikov A.S. *Materialy mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferencii Progress transportnyh sredstv i system*. (International scientific-technical conference «Progress vehicles and systems») Aktivnaja sistema pnevmaticheskogo podressorivaniya so stupenchatym izmeneniem zhestkosti. Volgograd, 2013, pp. 48–49.
2. Vibracii v tekhnike. Spravochnik v 6 tomah. Tom 2. Kolebaniya nelineynyh mekhanicheskikh sistem. Moscow, Mashinostroyeniye, 1979, 352 p.
3. Hamitov R.N., Averjanov G.S. *Sistemy amortizacii krupnogabaritnykh ob'ektov s aktivnymi uprugimi i dempfirujushhimi jelementami*: monografiya. Omsk: OmGTU, 2010, 123 p.
4. Hamitov R.N. *Sistema upravleniya i processy dvuhobemnogo pnevmoamortizatora*, Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo ajerokosmicheskogo universiteta im. akademika M.F. Reshetneva. 2010. no. 1. pp. 105–109.
5. *Elektropnevmaticheskij amortizator*: pat. 2481506 Ros. Federacija: MPK F16F9/04, F16F6/00/ R.N. Hamitov, G.S. Averjanov, V.N. Belkov, A.A. Perchun; Federalnoe gosudarstvennoe budzhetnoe obrazovatelnoe uchrezhdenie vysshego professionalnogo obrazovaniya «Omskij gosudarstvennyj tehnikeskij universitet» – no. 2011145781/11; zayavl. 10.11.2011; opubl. 10.05.2013.

Рецензенты:

Харламов В.В., д.т.н., профессор, зав. кафедрой «Электрические машины и общая электротехника», Омский государственный университет путей сообщения, г. Омск;

Федоров В.К., д.т.н., профессор, кафедра технического сервиса, механики и электротехники, Омский государственный аграрный университет имени П.А. Столыпина, г. Омск.