

# ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВИБРОЗАЩИТЫ НА БАЗЕ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ РЕЗИНОКОРДНЫХ УСТРОЙСТВ

В. Н. Сорокин, Н. В. Захаренков

Омский государственный технический университет,  
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

Статья посвящена исследованию виброзащитной системы на базе пневматических резинокордных устройств. Представлены устройство и принцип работы комбинированной системы виброзащиты с использованием в качестве силовых элементов резинокордных оболочек. Проведено исследование разработанной математической модели. На созданном экспериментальном комплексе исследованы новые способы построения и алгоритмы управления активной системой виброзащиты. Представлены и проанализированы результаты, полученные на экспериментальном комплексе. Исследование разработанной математической модели комбинированной системы виброзащиты с дроссельным управлением давлением газа в силовых элементах показало ее эффективность в низкочастотном диапазоне. Проведенная оценка качества комбинированной виброзащитной системы с использованием интегральных критериев показала ее эффективность по сравнению с пассивной виброзащитной системой при гармоническом возбуждении на величину до 40%. Полученные результаты испытаний имеют расхождение в низкочастотной области рабочего диапазона с данными математического моделирования на уровне 10%.

**Ключевые слова:** виброзащитная система, резинокордная оболочка, защита от вибрации, математическая модель, активная подвеска, система управления, оценка эффективности.

## Введение

Современное машиностроительное производство ориентировано на внедрение высокоточного оборудования и технологических процессов. Однако процесс достижения высокой точности размеров связан со значительными трудностями, обусловленными неблагоприятными вибрационными воздействиями природного и техногенного характера [1–3]. Вибрации основания даже микронной амплитуды могут нарушить работу электронных микроскопов, внести значительную погрешность при проведении высокоточных измерений или привести к браку изделия на прецизионном станке.

Техногенная среда вызывает виброшумовое загрязнение территорий технопарков и исследовательских лабораторий, при котором проведение современных научных экспериментов, изготовление уникальных приборов и изделий оказывается затруднительным [4, 5]. Характерным отрицательным влиянием для указанных объектов является низкочастотный внешний фон, а также вибрации, возникающие внутри самого здания [6].

При организации высокоточных научно-исследовательских и технологических производств, а также при размещении высокоточного оборудования: прецизионных станков, оптических столов, электронных микроскопов, исследовательского и измерительного оборудования, необходимо обеспечить его надежную виброзащиту [7, 8].

Анализ характеристик источников природной и техногенной вибрации свидетельствует о том, что их частотный диапазон лежит в интервале 0,1 Гц – 10 кГц [9–12].

Однако современные активные виброзащитные системы имеют нижнюю границу активного диапазона частот  $\approx 2$  Гц с максимальным коэффициентом подавления колебаний от 35 до 40 дБ, который достигается при частоте  $\approx 10$  Гц [7, 13].

С учетом стоимости высокоточного оборудования, а также важности решаемых на его базе исследовательских и производственных задач [4, 7, 13], актуальность разработки систем виброзащиты такого оборудования не вызывает сомнений.

Работа активных систем связана, как известно, с использованием энергии, подводимой извне, и для эффективной их работы необходимо в определенные моменты времени либо подводить, либо поглощать определенное ее количество, причем система должна работать в автоматическом режиме [13]. Виброзащитные системы, содержащие активные элементы, связанные с внешними источниками энергии, становятся фактически системами автоматического управления, работающими в специальных режимах.

Эти системы имеют различные способы управления и конструкции приводов, от устройств с пьезоэлектрическим и магнитоэлектрическим приводом, обладающих малым тяговым усилием и высокой частотой срабатывания до низкочастотных пневматических резинокордных элементов, которые обладают высокой грузоподъемностью и надежностью [1, 6].

К недостаткам резинокордных оболочек (РКО) в качестве исполнительных устройств активных виброзащитных систем следует отнести одностороннюю направленность их действия. При подаче давления газа они могут создавать усилие только в одном направлении. Обратный ход, при снятии давления, осуществляется либо под действием собственного веса защищаемого оборудования, либо под действием дополнительного упругого элемента.

Однако возможно применение РКО и для создания обратного хода при использовании реверсора, аналогичного тому, который устанавливают на разрывных машинах для сжатия образцов.

## Постановка задачи

Разработке теоретических и конструктивных основ создания виброзащитной опоры нового типа — комбинированной системы виброзащиты на базе пневматических резинокордных устройств, посвящена настоящая работа.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- составить принципиальную схему и разработать математическую модель комбинированной виброзащитной системы на базе РКО;
- провести исследование разработанной математической модели;
- на экспериментальном комплексе провести натурные исследования способов построения и алгоритмов управления активной системой виброзащиты объекта на базе РКО;
- проанализировать полученные результаты.

Разработка схемного решения позволила получить новую конструкцию комбинированной виброзащитной системы с использованием РКО [14], которая представлена на рис. 1.

Несущим элементом виброзащитной опоры является РКО 3 пассивной системы, давление в которой не регулируется. Давление в РКО 4 и 5 активной системы изменяется блоком управления 8 в противофазе колебаниям платформы 2. При ее движении вниз давление подается в РКО 4, а при движении вверх в РКО 5, которое через реверсор 6 препятствует этому перемещению. Блок управления срабатывает в зависимости от сигналов с датчика скорости 7, установленного на платформе 2.

## Теория

Учитывая отечественный и зарубежный опыт создания виброзащитных систем [1, 4, 7, 13] обоснованы основные параметры и построена математическая модель комбинированной виброзащитной системы с использованием РКО, которая учитывает:

- работу РКО пассивной системы;
- действие силовых элементов активной системы;
- процессы наполнения РКО сжатым воздухом и их опорожнение.

При составлении расчетной схемы приняты следующие допущения:

- платформа с установленным оборудованием является твердым телом, имеющим продольную плоскость симметрии, в этом случае деформациями платформы на изгиб можно пренебречь;
- податливость платформы на кручение отсутствует;
- рассматривается плоская модель ввиду того, что платформа с установленным оборудованием является твердым телом, имеющим продольную плоскость симметрии;
- платформа не перемещается по поверхности, на которой она установлена;
- платформа не поворачивается на поверхности, на которой она установлена, вокруг своей оси и вокруг любой из своих опор;
- все опоры имеют непрерывный контакт с поверхностью, на которой установлена платформа;
- упругие элементы имеют линейные характеристики.

С учетом принятых допущений составлена эквивалентная схема колебательной системы (рис. 2).

Колебания платформы рассматриваются в двух обобщенных координатах  $z$  и  $\varphi$ , а также вспомогательных координатах  $q$  (перемещения основания). Система имеет две степени свободы, виброзащита — платформу с массой  $m$  и моментом инерции  $J$ .

При этом:  $c_{11} = c_{12} = c_{p1}$ ,  $c_{21} = c_{22} = c_{p2}$ ,  $q_1 = q_2 = q$ .

При учете того, что силы тяжести защищаемой платформы уравновешиваются силами упругости РКО пассивной системы и, пренебрегая силами трения в подвеске, а также демпфирующими свойствами РКО, система дифференциальных уравнений, соответствующая схеме на рис. 2, будет иметь вид:

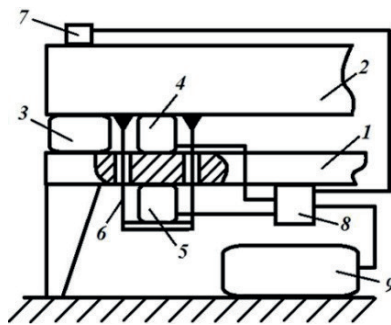


Рис. 1. Схема комбинированной виброзащитной системы с использованием РКО:

- 1 — стол; 2 — виброзащищаемая платформа;
- 3 — РКО пассивной системы виброзащиты;
- 4, 5 — верхнее и нижнее РКО активной системы виброзащиты;
- 6 — реверсор;
- 7 — датчик скорости; 8 — блок управления;
- 9 — компрессор

Fig. 1. Scheme of combined vibration protection system with RCS:

- 1 — table; 2 — vibration-proof platform;
- 3 — RCS of the passive vibration protection system;
- 4, 5 — upper and lower RCS of active vibration protection system;
- 6 — lever; 7 — speed sensor;
- 8 — control unit; 9 — compressor

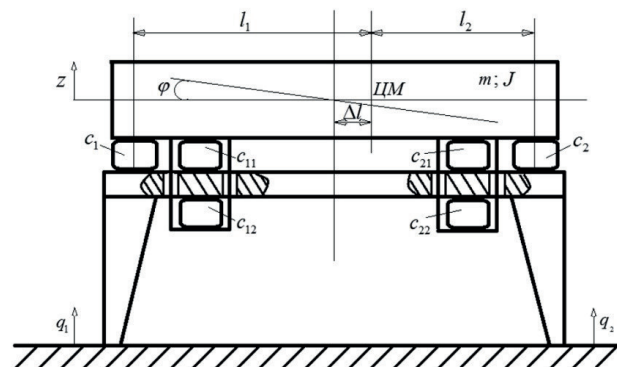


Рис. 2. Расчетная схема:

- $m$  — масса защищаемой платформы;
  - $J$  — момент инерции защищаемой платформы относительно центра масс;
  - $l_1, l_2$  — расстояние от центра масс до точек подвеса;
  - $\Delta l$  — расстояние от центра масс до оси защищаемой платформы
- Fig. 2. Calculation scheme:
- $m$  — protected platform mass;
  - $J$  — the moment of inertia of the protected platform relative to the center of mass;
  - $l_1, l_2$  — distance from the center of mass to the suspension points;
  - $\Delta l$  — distance from the center of mass to the corresponding axis of the protected platform

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{z} + 2c_1(z - q + l_1\varphi) + 2c_2(z - q + l_2\varphi) &= \\ &= 2S_{\text{эф}}P_1 + 2S_{\text{эф}}P_2 - 2c_{p1}(z - q + l_1\varphi) - \\ &- 2c_{p2}(z - q + l_2\varphi); \\ J\ddot{\varphi} + 2c_1l_1(z - q + l_1\varphi) + 2c_2l_2(z - q + l_2\varphi) &= \\ &= -2l_1S_{\text{эф}}P_1 + 2l_2S_{\text{эф}}P_2 - 2c_{p1}l_1(z - q + l_1\varphi) - \\ &- 2c_{p2}l_2(z - q + l_2\varphi). \end{aligned} \right\}$$

где  $z, \varphi$  — линейные и угловые перемещения защищаемой массы;  $S_{\text{эф}}$  — эффективная площадь РКО;  $P_{1,2}(\dot{\varphi}, t)$  — давление в РКО.

При анализе компоновки системы и, учитывая то, что масса защищаемой его части имеет значительную величину и превышает массу размещаемого на ней оборудования, центр масс практически совпадает с центром упругости. Такая особенность компоновки позволяет принять допущение о независимости вертикальных колебаний защищаемой массы от продольно-угловых и поперечно-угловых из-за симметричности подвески.

При составлении математической модели распределительных пневматических устройств (РПУ) является уравнение расхода газа через цилиндрический дроссель. При этом приняты следующие допущения:

- газ считается идеальным;
- течение газа по каналам адиабатное;
- течение газа по каналам РПУ является установившимся и одномерным;
- ввиду относительно высокого быстродействия электромеханического преобразователя будем считать, что вносимые им искажения в передачу сигнала рассогласования незначительны;
- площади проходных сечений РПУ линейно зависят от отклонения золотника;
- истечение газа через все дроссели РПУ является надкритическим;
- коэффициенты расхода сечений РПУ приняты постоянными и равными величине, соответствующей равновесному режиму;
- объемы полостей РКО, давления в полостях и температуры незначительно изменяются относительно их величин, соответствующих согласованному положению.

Структурная схема системы регулирования давления газа в РКО активной системы представлена на рис. 3.

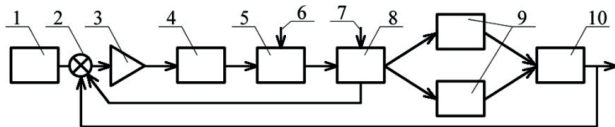


Рис. 3. Структурная схема системы регулирования давления газа в РКО активной системы:

- 1 — датчик скорости; 2 — сумматор; 3 — усилитель;
- 4 — электромеханический преобразователь;
- 5 — золотник управляющего каскада;
- 6 — магистраль подачи газа;
- 7 — магистраль подачи жидкости; 8 — основной золотник;
- 9 — резинокордные оболочки;
- 10 — объект управления

Fig. 3. Structural diagram of the system for regulating the gas pressure in the RCS of the active system:

- 1 — speed sensor; 2 — sum block; 3 — amplifier;
- 4 — electromechanical converter;
- 5 — control cascade slide valve; 6 — gas supply line;
- 7 — fluid supply line;
- 8 — main slide valve; 9 — rubber-cord shells;
- 10 — control object

Пассивная система виброзащиты построена на основе РКО типа И-09. Давление в этих РКО устанавливается в зависимости от веса, размещаемого на защищаемой плите оборудования и в процессе работы не изменяется.

Время наполнения РКО активной системы виброзащиты, построенной на РКО типа И-09, при изотермическом процессе можно определить по выражению:

$$t_n = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{10\alpha \cdot f \cdot P_n \sqrt{T \cdot N}},$$

где  $\alpha \approx 0,7$ ;  $f$  — площадь проходного сечения золотника основного распределителя;  $T$  — абсолютная температура;  $N$  — показатель адиабаты.

Время опорожнения РКО при тех же условиях определяется из выражения:

$$t_0 = -\ln \frac{P_{\min}}{P_{\max}} + \frac{V_0}{R \cdot T \cdot \alpha \cdot f \cdot c},$$

где  $c = \frac{0,58\sqrt{q \cdot N \cdot R \cdot T}}{R \cdot T}$ ;  $V_0$  — объем РКО в среднем

положении,  $R$  — газовая постоянная.

Полагая,  $V_0 = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ;  $T = 25^\circ \text{C}$ ;  $N = 1,4$ ;  $\sqrt{q \cdot R \cdot T \cdot N} = 20\sqrt{T} \text{ м/с}$ ;  $f = 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ; для оценки эффективности комбинированной системы виброзащиты можно принять, что управление процессом наполнения и опорожнения РКО при малых отклонениях описывается следующими уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} \Delta Q_2 &= K_{Qx} \Delta x_2 - K_{Qp} \Delta p_n; \\ \Delta p_n S_{\text{эф}} - c_{\text{св}} \Delta z + c_{\text{св}} \Delta z_m &= 0; \\ m \frac{d^2(\Delta z_m)}{dt^2} + k_{\text{мп}} \frac{d(\Delta z_m)}{dt} + (c_{\text{св}} + c_n) \Delta z_m &= \\ &= c_{\text{св}} \Delta z; \\ \Delta Q_2 &= S_{\text{эф}} \frac{d(\Delta z)}{dt} + \frac{V_0}{2E'_y} \frac{d(\Delta p_n)}{dt}; \\ \Delta x_2 &= K_{xh} \Delta h - K_{oc} \Delta z. \end{aligned} \right\}$$

где  $z$  — перемещение РКО;  $z_m$  — перемещение защищаемой плиты;  $\Delta p_n$  — перепад давления в РКО;  $x_2 = x_{z0} + \Delta x_2$ ;  $z_{m1} = z_{m0} + \Delta z_m$ ;  $\Delta Q_2$  — изменение расхода золотника основного каскада;  $x_2$  — перемещение золотника основного каскада;  $K_{Qp}$  — коэффициенты передачи;  $m$  — масса защищаемой плиты;  $K_{\text{мп}}$  — коэффициент трения;  $c_{\text{св}}$  — жесткость связи;  $K_{oc}$  — коэффициент обратной связи.

Полагая, что усилия, создаваемые РКО активной системы и воздействующие на защищаемую платформу, управляются двухкаскадным электрогидропневматическим распределителем с системой обратной связи по положению основного золотника, принципиальную схему электрогидропневматической системы можно представить в виде (рис. 4).

Перемещения управляющего золотника (золотника первого каскада)  $x_1$  определяются уравнениями электромагнитного привода (ЭМП).

$$\left. \begin{aligned} \tau \frac{m}{c} \frac{d^3 x_1}{dt^3} + \left( \frac{m}{c} + \tau \frac{h}{c} \right) \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \left( \tau + \frac{h}{c} \right) \frac{dx_1}{dt} + \\ + x_1 &= K_1 U_1; \\ U_1 &= K_{yc} [U_{\text{вх}}(t) - K_{oc2} x_2]. \end{aligned} \right\}$$

где  $K_l$  — коэффициент передачи ЭМП;  $\tau$  — постоянная времени ЭМП;  $m$  — масса подвижных частей преобразователя;  $h$  — коэффициент вязкого сопротивления;  $c$  — жесткость подвески якоря ЭМП;  $U_1$  — напряжение, подаваемое на ЭМП;  $K_{yc}$  — коэффициент усиления усилителя;  $K_{oc}$  — коэффициент обратной связи.

Уравнения движения основного золотника прием в виде:  $x_2 = K_{ny} \cdot x_1$ , где  $K_{ny}$  — коэффициент усиления по перемещению золотника.

Для адиабатического процесса при показателе адиабаты  $N = 1,4$ ,  $\varepsilon_{kp} = 0,528$ . Полагая, что  $P_n = 0,17$  МПа,  $P_a = 0,1$  МПа, можно принять максимальное рабочее давление в РКО ( $P_{max}$ ) не должно превышать 0,15 МПа, а минимальное — ( $P_{min}$ ) 0,1 МПа.

Жесткость РКО пассивной системы определяется, как известно, из выражения:

$$c_0 = \frac{TP_0 S_{эф}^2}{V} + \frac{\partial S_{эф} P_0}{\partial z}$$

Полагая в первом приближении, что величина  $\partial S_{эф} / \partial z$  мала, а объем РКО —  $V$  является линейной функцией относительно перемещения, коэффициент жесткости РКО можно определить по следующему выражению:

$$c_0 = \frac{NP_0 S_{эф}^2}{h_0}$$

где  $h_0$  — высота РКО в среднем положении;  $c_0$  — коэффициент жесткости РКО пассивной системы;  $P_0$  — давление в РКО пассивной системы.

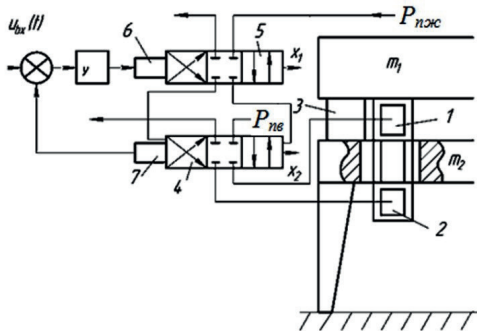


Рис. 4. Принципиальная схема пневматического привода:

- 1 — верхнее РКО активной системы виброзащиты;
  - 2 — нижнее РКО активной системы виброзащиты;
  - 3 — РКО пассивной системы виброзащиты;
  - 4 — распределитель основного (второго) каскада;
  - 5 — распределитель управляющего (первого) каскада;
  - 6 — электромеханический преобразователь (ЭМП) золотника управляющего каскада;
  - 7 — датчик обратной связи положения золотника основного каскада;
- $x_1, x_2$  — перемещения золотников управляющего и основного каскадов соответственно;
- $P_n, P_a$  — давление в питающей магистрали и атмосферное давление соответственно

Fig. 4. Schematic diagram of the pneumatic drive unit:

- 1 — upper RCS of active vibration protection system;
  - 2 — lower RCS of active vibration protection system;
  - 3 — RCS of passive vibration protection system;
  - 4 — the distributor of the main (second) cascade;
  - 5 — the distributor of the control (first) cascade;
  - 6 — electromechanical converter (EMC) of the control valve cascade;
  - 7 — feedback sensor of the slide valve position of the main cascade;
- $x_1, x_2$  — slide valve movement of the control and main cascade;
- $P_n, P_a$  — pressure in the power line and atmospheric pressure

Таким образом, записанные выше уравнения определяют, с учетом сделанных выше допущений, динамику плоского продольного движения пневмомеханической системы с пассивной и активной системами виброзащиты.

Для анализа колебаний защищаемой плиты (приходящей на одну опору) примем ее массу  $m_1 = 80$  кг. В качестве упругих элементов активной системы также выбраны РКО типа И-09.

Исследование математической модели проводилось в три этапа:

- вертикальные колебания платформы с управлением активной системой по скорости;
- продольно-угловые колебания платформы с управлением активной системой по скорости;
- вертикальные колебания платформы с управлением активной системой по перемещению.

Структурная схема набора в среде MATLAB с расширением Simulink системы виброзащиты с линеаризованной следящей системой для первого этапа представлена на рис. 5.

При моделировании было принято, что при идеальном измерителе скорости вертикальных перемещений защищаемой платформы подача давления газа в РКО активной системы производится двухступенчатым золотниковым распределителем.

Вид переходного процесса при неработающей активной системе виброзащиты защищаемой платформы (линия 1) и при введении активной системы в действие (линия 2) представлен на рис. 6.

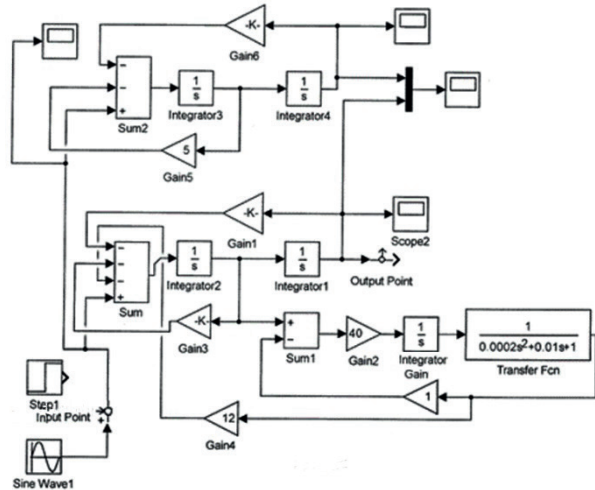


Рис. 5. Структурная схема системы виброзащиты с управлением по скорости перемещений  
Fig. 5. Structural diagram of vibration control system with speed control

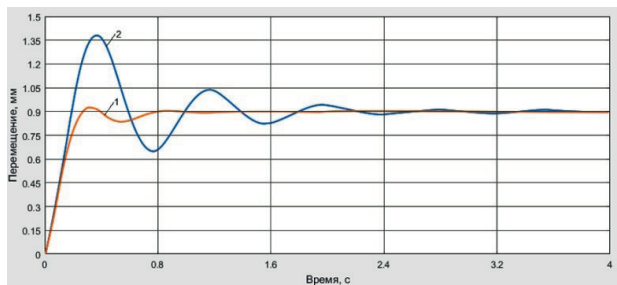


Рис. 6. Графики переходных процессов:  
1 — для пассивной системы виброзащиты;  
2 — при совместной работе пассивной и активной системы виброзащиты  
Fig. 6. Graphs of step-function response:  
1 — for a passive vibration protection system;  
2 — when the passive and active vibration protection system works together

Результаты моделирования вертикальных колебаний защищаемой платформы в зависимости от частоты возмущающей силы представлены на рис. 7. Аналогичные данные получены для второго и третьего этапов исследования математической модели.

Полученные графики позволяют сделать вывод о том, что реализация комбинированной системы виброзащиты с управлением по скорости перемещений (1 и 2 этапы) значительно уменьшает амплитуду вынужденных колебаний защищаемой платформы, и, что особенно важно, это происходит на низких частотах, на которых стандартные и модифицированные системы пассивного демпфирования неэффективны.

Реализация комбинированной системы виброзащиты с управлением по величине перемещений (3-й этап) практически не оказывает влияния на амплитуду вынужденных вертикальных колебаний защищаемой платформы.

### Результаты экспериментов

Результаты экспериментов получены на физической модели — созданном экспериментальном комплексе для исследования комбинированной системы виброзащиты, позволяющем реализовать предложенную конструкцию комбинированной виброзащитной системы и исследовать различные алгоритмы ее управления [15].

Целью натурных испытаний является оценка эффективности работы комбинированной виброзащитной системы.

При проведении испытаний переменной величиной была частота управляющего сигнала, возбуждителя вибрации.

В процессе проведения испытаний выполнены измерения линейных перемещений и скорости перемещений верхней и нижней балок. Интервал варьирования выбран равным 0,2 Гц в диапазоне от 0,2 до 2 Гц и 0,5 Гц на участке 2...5,5 Гц. Следовательно, для построения АЧХ перемещений были определены значения ординат 17 точек.

Работа на каждом частотном режиме производится в течение 0,5...1 мин.

Обработка полученных результатов эксперимента проводилась в два этапа. На первом этапе были построены графики всех сохраненных в файл отчета данных. На втором этапе проводилась оценка качества полученных данных, сравнение и интерпретация результатов эксперимента.

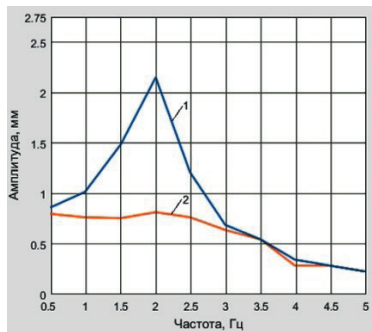


Рис. 7. Результаты моделирования работы комбинированной системы виброзащиты:

- 1 — работает только пассивная система виброзащиты;
- 2 — работает комбинированная система виброзащиты

Fig. 7. The results of the simulation

- 1 — only the passive vibration protection system works;
- 2 — combined vibration protection system works

### Обсуждение экспериментов

На рис. 8 приведена АЧХ перемещений верхней балки, где максимальная амплитуда находится в диапазоне 1,5...2 Гц, а второй пик наблюдается в диапазоне 3...3,5 Гц. Поскольку собственная частота РКО пассивной системы [16] лежит в диапазоне 3...4 Гц, то следует предположить, что второй пик связан с наложением собственных частот колебаний РКО и колебаний самой балки. Первый пик, находящийся в диапазоне низких частот 1,5...2 Гц, обусловлен резонансными явлениями.

Сравнение графиков АЧХ перемещений верхней балки, полученных на стенде и на математической модели, представлено на рис. 9. Полученные результаты сопоставимы. Анализ изменения амплитуды от частоты показывает, что характер графиков идентичен, кроме участка в диапазоне 3...4 Гц, на котором в эксперименте наблюдается резонанс, обусловленный наложением собственных частот РКО.

Далее был произведен анализ работы комбинированной системы виброзащиты с работающей активной и пассивной системами.

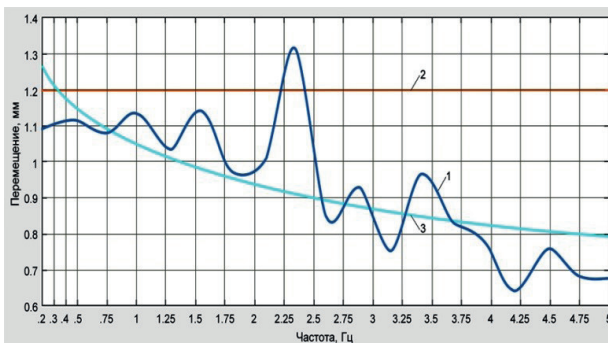


Рис. 8. АЧХ перемещений верхней балки только с пассивной системой (линия 1) и АЧХ перемещений нижней балки (линия 2)  
Fig. 8. Gain frequency characteristic of the upper beam only with the passive system (curve 1) and gain frequency characteristic of the movements of the lower beam (curve 2)

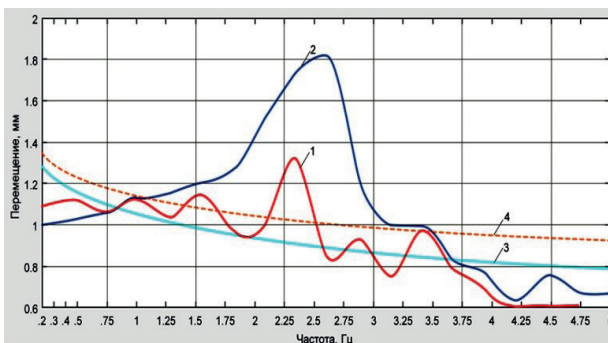


Рис. 9. Сравнение АЧХ перемещений верхней балки только с пассивной системой, полученных на экспериментальном комплексе (линия 1) и АЧХ перемещений, полученных на математической модели (линия 2); линия 3 и 4 — линии тренда

Fig. 9. Comparison of gain frequency characteristic of the movements of the upper beam only with the passive system obtained on the experimental complex (curve 1) and gain frequency characteristic of the movements obtained on the mathematical model (curve 2); curve 3 and 4 are trend lines

Представленные на рис. 10 графики свидетельствуют об эффективности подавления колебаний верхней балки комбинированной системой виброзащиты во всем представленном частотном диапазоне. Однако на участке 1,5...2,5 Гц, как и в случае испытаний, только с пассивной системой наблюдается максимум, вместе с тем резонансные явления неочевидны.

Для оценки адекватности математической модели были использованы результаты эксперимента и математического моделирования. Из графиков (рис. 11) видно, что динамические характеристики созданного экспериментального комплекса и разработанной математической модели имеют удовлетворительное согласование.

При использовании линейной интегральной оценки установлено, что результаты имеют расхождение 7,4%. Что является свидетельством адекватности результатов эксперимента и математического моделирования.

### Выводы и заключение

1. Разработана математическая модель активной системы виброзащиты с приводом на базе резинокордных оболочек, работающей совместно с пассивной системой.

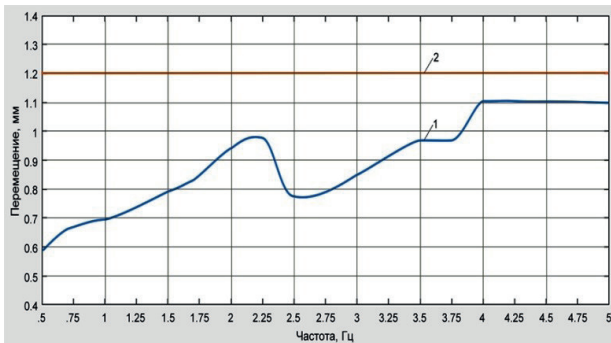


Рис. 10. АЧХ перемещений верхней балки с комбинированной системой виброзащиты (линия 1) и АЧХ перемещений нижней балки (линия 2)  
Fig. 10. Gain frequency characteristic of movements of the upper beam with a combined vibration protection system (curve 1) and gain frequency characteristic of movements of the lower beam (curve 2)

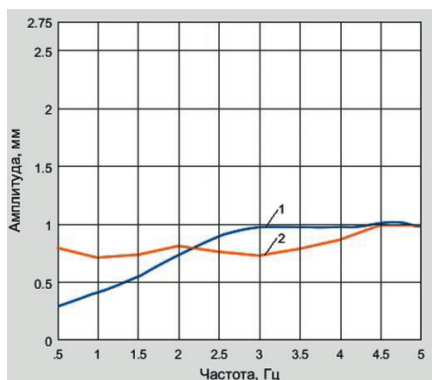


Рис. 11. АЧХ колебаний верхней балки с комбинированной виброзащитной системой полученных на экспериментальном комплексе (линия 1) и результаты математического моделирования (линия 2)  
Fig. 11. Gain frequency characteristic of oscillations of the upper beam with a combined vibration protection system obtained at the experimental complex (curve 1) and the results of mathematical modeling (curve 2)

2. Исследование математической модели показало, что комбинированная система демпфирования является эффективной в диапазоне частот 0,5...2,5 Гц, вследствие влияния постоянных времени процессов наполнения и опорожнения РКО. Следовательно, в диапазоне выше 2,5 Гц активную систему необходимо отключать.

3. Испытания комбинированной системы виброзащиты, проведенные на экспериментальном комплексе, показали, что снижение уровня виброн нагруженности оборудования достигает 40%. Амплитуды скорости колебаний, вызванной единичным воздействием, снижаются на величину до 21%. При периодическом возмущении эффективность комбинированной системы виброзащиты по сравнению с пассивной системой достигает 47%.

4. Эффективность работы комбинированной системы виброзащиты с управлением пневматическим приводом по перемещению плиты в сравнении с пассивной системой не превышает 14%.

5. При сравнении АЧХ колебаний виброзащитаемой платформы, полученных на математической модели и по результатам натурных испытаний, установлено, что расхождение результатов не превышает 7,4%, что может служить свидетельством адекватности результатов математического моделирования экспериментальным данным.

6. Доказано преимущество использования привода с применением пневматических резинокордных исполнительных устройств для виброзащиты объектов в диапазоне 0,5...2,5 Гц.

Полученные в работе результаты открывают направления для исследования новых алгоритмов управления активной виброзащитной системой и оптимизации существующих. Интересным также является исследование на разработанном экспериментальном комплексе различных вариантов исполнительных устройств.

### Список источников

1. Платовских М. Ю. Исследование динамики перфоратора // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 2-й Междунар. науч.-практ. конф. / под ред. М. М. Рцкевича, А. Н. Евграфова. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. С. 585–591.
2. Adamo F., Attivissimo F., Lanzolla A. M. L. Assessment of the Uncertainty in Human Exposure to Vibration An Experimental Study // IEEE Sensors Journal. 2014. Vol. 14, Issue 2. P. 474–481. DOI: 10.1109/JSEN.2013.2284257.
3. Caterino N., Spizzuoco M., Occhiuzzi A. Skyhook-based monitoring and control of a steel building under seismic action // Environmental, Energy and Structural Monitoring Systems (EESMS), 2016 IEEE Workshop on. 2016. P. 1–6. DOI: 10.1109/EESMS.2016.7504833.
4. Gardonio P., Elliott S. J. Smart panels with velocity feedback control systems using triangularly shaped strain actuators // J. Acoust. Soc. Am. 117 (4), Pt. 1. 2005. P. 2046–2064. DOI: 10.1121/1.1863092.
5. Herfst R., Dekker B., Witvoet G. [et al.]. A miniaturized, high frequency mechanical scanner for high speed atomic force microscope using suspension on dynamically determined points // Rev. Sci. Instrum. 2015. Vol. 86, Issue 11. 113703. DOI: 10.1063/1.4935584.
6. Palacios-Quiconero F., Karimi H. R. Passive-damping design for vibration control of large structures // Control and Automation (ICCA), 2013 10th IEEE International Conference on. 2013. P. 33–38. DOI: 10.1109/ICCA.2013.6565018.
7. Kodera N., Yamashita H., Andoa T. Active damping of the scanner for high-speed atomic force microscopy // Review of scientific instruments. 76 (053708). 2005. 5 p. DOI: 10.1121/1.1456516.

8. Tsuruta K., Ojira T., Ushimi N., Shibata H. Vibration Suppression Control for Multiaxis Table Drive System // *Mechatronics and Automation (ICMA)*, IEEE International Conference on. 2013. P. 1135–1140. DOI: 10.1109/ICMA.2013.6618074.

9. Droppa P., Kalna P., Filnrek S. Application diagnostics methods for modernization vehicle IFV-2 // *Military Technologies (ICMT)*, 2015 International Conference on. 2015. P. 1–5. DOI: 10.1109/MILTECHS.2015.7153762.

10. Dimirovski G. M. Vuk and Georgi: An adventure into active systems via mechatronics, robotics and manufacturing engineering // *Intelligent Systems and Informatics (SISY)*, 2013 // IEEE 11th International Symposium on. 2013. P. 11–19. DOI: 10.1109/SISY.2013.6662554.

11. Capatti M. C., Carbonari S., Gara F., Roia D., Dezi F. Experimental study on instrumented micropiles // *Environmental, Energy and Structural Monitoring Systems (EESMS)*, 2016. IEEE Workshop on. 2016. P. 1–6. DOI: 10.1109/EESMS.2016.7504831.

12. Bian J., Jing X. Biomimetic design of woodpecker for shock and vibration protection. *Robotics and Biomimetics (ROBIO)*, 2014 // IEEE International Conference. 2014. P. 2238–2243. DOI: 10.1109/ROBIO.2014.7090670.

13. Paulitsch C., Gardonio P., Elliott S. J. Active vibration control using an inertial actuator with internal damping // *Journal of the Acoustical Society of America*. 2006. 119 (4), April. P. 2131–2140. DOI: 10.1121/1.2141228.

14. Пат. 159456 Российская Федерация, МПК F 16 F 9/05. Комбинированная виброзащитная система / Бурьян Ю. А., Сорокин В. Н., Зелов А. Ф., Кондюрин А. Ю. № 2015123195/05; заявл. 16.06.2015; опубл. 10.02.2016, Бюл. № 4.

15. Бурьян Ю. А., Сорокин В. Н., Захаренков Н. В., Зелов А. Ф. Стенд для исследования комбинированной виброзащитной системы // *Вестник СибАДИ*. 2016. № 6 (52). С. 13–19.

16. Бурьян Ю. А., Сорокин В. Н., Зелов А. Ф. Разработка и исследование математической модели комбинированной системы виброзащиты на базе пневматических резинокордных устройств // *Омский научный вестник*. 2016. № 4 (148). С. 19–23.

---

**СОРОКИН Владимир Николаевич**, доктор технических наук, доцент (Россия), профессор кафедры «Основы теории механики и автоматического управления».

**ЗАХАРЕНКОВ Николай Владиленович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиноведение».

Адрес для переписки: znickbar@mail.ru

#### Для цитирования

Сорокин В. Н., Захаренков Н. В. Повышение эффективности виброзащиты на базе пневматических резинокордных устройств // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2017. Т. 1, № 1. С. 50–57.

Статья поступила в редакцию 19.06.2017 г.

© В. Н. Сорокин, Н. В. Захаренков

# INCREASING EFFICIENCY OF VIBRATION PROTECTION SYSTEM BY USING PNEUMATIC RUBBER CORD DEVICES

V. N. Sorokin, N. V. Zakharenkov

Omsk State Technical University,  
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

The article is devoted to investigation of the vibration protection system based on pneumatic rubber-cord devices. The device and principle of operation of the combined vibration protection system with the use of rubber-cord shells as power elements are presented. The analysis of the developed mathematical model is carried out. New methods of construction and algorithms for controlling the active vibration protection system are investigated on the created experimental complex. The results obtained at the experimental complex are presented and analyzed. The study of the developed mathematical model of combined vibration protection system with throttle control of gas pressure in power cells has shown its efficiency in the low-frequency range. The evaluation of the quality of the combined vibration protection system using integral criteria has shown its effectiveness up to 40 % in comparison with the passive vibration protection system with harmonic excitation. The obtained test results have a discrepancy in the low-frequency region of the operating range with mathematical modeling data at the level of 10 %.

**Keywords:** vibration control, rubber-cord shell, mathematical model, active suspension, control system, performance evaluation.

## References

1. Platovskikh M. Yu. Issledovaniye dinamiki perforatora [Research of dynamics of a perforator] // *Sovremennoye mashinostroyeniye. Nauka i obrazovaniye. Modern Engineering Science and Education*. Saint-Petersburg: Polytechnic. University Publ., 2012. P. 585–591 (In Russ.).
2. Adamo F., Attivissimo F., Lanzolla A. M. L. Assessment of the Uncertainty in Human Exposure to Vibration an Experimental Study // *IEEE Sensors Journal*. 2014. Vol. 14, Issue 2. P. 474–481. DOI: 10.1109/JSEN.2013.2284257. (In Engl.).
3. Caterino N., Spizzuoco M., Occhiuzzi A. Skyhook-based monitoring and control of a steel building under seismic action // *Environmental, Energy, and Structural Monitoring Systems (EESMS)*, 2016 IEEE Workshop on. 2016. P. 1–6. DOI: 10.1109/EESMS.2016.7504833. (In Engl.).
4. Gardonio P., Elliott S. J. Smart panels with velocity feedback control systems using triangularly shaped strain actuators // *J. Acoust. Soc. Am.* 117 (4), Pt. 1. 2005. P. 2046–2064. DOI: 10.1121/1.1863092. (In Engl.).
5. Herfst R., Dekker B., Witvoet G. [et al.]. A miniaturized, high frequency mechanical scanner for high speed atomic force microscope using suspension on dynamically determined points // *Rev. Sci. Instrum.* 2015. Vol. 86, Issue 11. 113703. DOI: 10.1063/1.4935584. (In Engl.).
6. Palacios-Quiconero F., Karimi H. R. Passive-damping design for vibration control of large structures // *Control and Automation (ICCA)*, 2013 10th IEEE International Conference on. 2013. P. 33–38. DOI: 10.1109/ICCA.2013.6565018. (In Engl.).
7. Kadera N., Yamashita H., Andoa T. Active damping of the scanner for high-speed atomic force microscopy // *Review of scientific instruments*. 76 (053708). 2005. 5 p. DOI: 10.1121/1.1456516. (In Engl.).
8. Tsuruta K., Ojio T., Ushimi N., Shibata H. Vibration Suppression Control for Multiaxis Table Drive System // *Mechatronics and Automation (ICMA)*, IEEE International Conference on. 2013. P. 1135–1140. DOI: 10.1109/ICMA.2013.6618074. (In Engl.).
9. Droppa P., Kalna P., Filipek S. Application diagnostics methods for modernization vehicle IFV-2 // *Military Technologies (ICMT)*, 2015 International Conference on. 2015. P. 1–5. DOI: 10.1109/MILTECHS.2015.7153762. (In Engl.).
10. Dimirovski G. M. Vuk and Georgi: An adventure into active systems via mechatronics, robotics and manufacturing engineering // *Intelligent Systems and Informatics (SISY)*, 2013 // IEEE 11th International Symposium on. 2013. P. 11–19. DOI: 10.1109/SISY.2013.6662554. (In Engl.).

11. Capatti M. C., Carbonari S., Gara F., Roia D., Dezi F. Experimental study on instrumented micropiles // *Environmental, Energy, and Structural Monitoring Systems (EESMS)*, 2016. IEEE Workshop on. 2016. P. 1–6. DOI: 10.1109/EESMS.2016.7504831. (In Engl.).
12. Bian J., Jing X. Biomimetic design of woodpecker for shock and vibration protection. *Robotics and Biomimetics (ROBIO)*, 2014 // IEEE International Conference. 2014. P. 2238–2243. DOI: 10.1109/ROBIO.2014.7090670. (In Engl.).
13. Paulitsch C., Gardonio P., Elliott S. J. Active vibration control using an inertial actuator with internal damping // *Journal of the Acoustical Society of America*. 2006. 119 (4), April. P. 2131–2140. DOI: 10.1121/1.2141228. (In Engl.).
14. Patent 159456 RF, MPK F 16 F 9/05. Kombinirovannaya vibrozashchitnaya sistema [Combined vibration protection system] / Burian Yu. A., Sorokin V. N., Zelov A. F., Kondyurin A. Yu. No. 2015123195/05. (In Russ.).
15. Burian Yu. A., Sorokin V. N., Zakharenkov N. V., Zelov A. F. Stend dlya issledovaniya kombinirovannoy vibrozashchitnoy sistemy [Stand for the study of combined vibration protection system]. *Vestnik SibADI. Vestnik SibADI*. 2016. No. 6 (52). P. 13–19. (In Russ.).
16. Burian Yu. A., Sorokin V. N., Zelov A. F. Razrabotka i issledovaniye matematicheskoy modeli kombinirovannoy sistemy vibrozashchity na baze pnevmaticheskikh rezinokordnykh ustroystv [Development and investigation of a mathematical model of a combined vibration protection system based on pneumatic rubber-cord devices] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Omsk Scientific Bulletin*. 2016. No. 4 (148). P. 19–23. (In Russ.).

**SOROKIN Vladimir Nikolaevich**, Doctor of Technical Sciences, Professor of Foundations of Theory of Mechanics and Automatic Control Department.  
**ZAKHARENKOV Nikolay Vladilenovich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Machine Science Department.  
Address for correspondence: znickbar@mail.ru

## For citations

Sorokin V. N., Zakharenkov N. V. Increasing efficiency of vibration protection system by using the pneumatic rubber cord devices // *Omsk scientific bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2017. Vol. 1, no. 1. P. 50–57.

Received 19 June 2017.

© V. N. Sorokin, N. V. Zakharenkov