

Ю. А. Бурьян, д-р техн. наук, проф., burian@omgtu.ru,
В. Н. Сорокин, д-р техн. наук, проф., **Ю. Ф. Галуза**, аспирант,
 Омский государственный технический университет,
С. Н. Поляков, канд. техн. наук, доц., науч. сотр.,
 "НПП "Прогресс", Россия, г. Омск

Система активной виброизоляции с электродинамическим актуатором

Рассмотрена принципиальная возможность построения активной системы виброизоляции с электродинамическим актуатором. Приведена структура системы управления с экстремальным регулятором при использовании сигналов с акселерометра и датчика силы. Дана оценка эффективности системы при случайном характере возмущений.

Ключевые слова: виброизолятор, активная система виброизоляции, экстремальный регулятор, спектр, частота настройки, коэффициент передачи усилия, дисперсия, датчик силы, акселерометр, электродинамический актуатор

Введение

Перспективным направлением теоретических и экспериментальных работ по повышению эффективности виброизоляции является использование активных элементов, связанных с внешними источниками энергии. Необходимо отметить, что если для виброзащиты при силовом или кинематическом возмущении основной задачей является уменьшение амплитуды колебаний (ускорений, скорости) объекта защиты, то для виброизоляции основным является снижение вибрационной нагрузки на основание (корпус объекта) от виброактивных силовых агрегатов.

В настоящее время для целей виброзащиты широко применяются активные виброзащитные системы (АВЗС) с различными типами силовых актуаторов (гидравлические, электромагнитные, пьезоэлектрические и т. д.). Теория и практика применения АВЗС достаточно широко представлены в научно-технической литературе [1, 2].

Известно, что применение пассивных устройств (демпферов, пружин) для задач виброизоляции, т. е. уменьшения передачи усилия от виброактивного элемента на основание, исчерпало свои возможности, и если высокочастотные составляющие усилий виброактивных агрегатов хорошо ослабляются пассивной системой, то снижение вибрационной нагрузки на корпус в области низких частот является в настоящее время нерешенной проблемой.

Необходимо отметить, что если увеличение коэффициента демпфирования для систем виброзащиты играет положительную роль, то в виброизоляции это является отрицательным фактором.

Настоящая работа направлена на решение задачи повышения эффективности виброизоляции в области низких частот с использованием в качестве актуатора электродинамического привода с учетом того, что в процессе эксплуатации силовых агрегатов меняется частота силового воздействия, и, как

следствие, появляется необходимость автоматической настройки параметров системы управления.

Рассмотрен один из возможных вариантов решения этой задачи при использовании информационных сигналов с акселерометра и датчика силы для создания экстремальной системы управления активной системы виброизоляции.

1. Активная система виброизоляции с инерционным преобразователем движения

Принципиальная схема такой системы в предположении идеальной работы акселерометра и актуатора приведена на рис. 1.

Известно [2], что создание актуатором усилия, пропорционального ускорению массы m_0 , приводит к результату, аналогичному использованию инерционных преобразователей движения.

Дифференциальное уравнение, описывающее динамику механической системы на рис. 1, имеет вид $(m_0 + k)\ddot{x} + b\dot{x} + cx = F_0 \sin \omega t = F(t)$, где k — коэффициент передачи последовательно соединенных акселерометра, усилителя, актуатора, представляющий собой аналог приведенной массы в гидроопоре [1] с инерционным преобразователем движения; F_0 , ω — амплитуда и частота внешнего воздействия; c , b — коэффициенты жесткости и демпфирования.

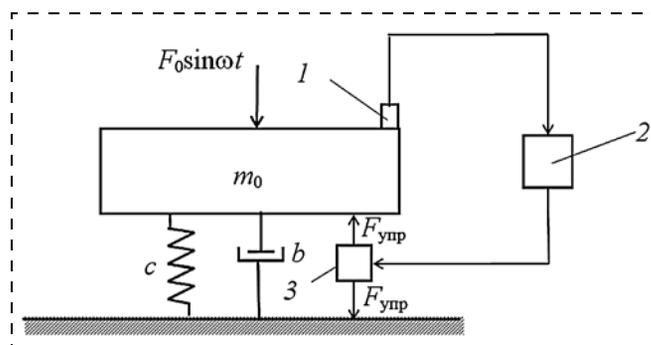


Рис. 1. Принципиальная схема активной системы виброизоляции: 1 — акселерометр; 2 — усилитель; 3 — актуатор

Усилие R , передаваемое на основание, будет определяться выражением

$$R = cx + b\dot{x} + k\ddot{x}.$$

Комплексный коэффициент K_{Π} передачи усилия на основание через активную виброизолирующую опору будет иметь вид

$$K_{\Pi}(j\omega) = \frac{R(j\omega)}{F(j\omega)} = \frac{c - k\omega^2 + bj\omega}{c - (m_0 + k)\omega^2 + bj\omega}, \quad (1)$$

где j — мнимая единица.

Выражение для модуля $|K_{\Pi}(j\omega)|$ после несложных преобразований можно привести к виду [3]

$$K_{\Pi} = \frac{1}{n+1} \sqrt{\frac{(z^2 - n)^2 + 4v_0^2 n^2 z^2}{\left(z^2 - \frac{n}{n+1}\right)^2 + 4v_0^2 \left(\frac{n}{n+1}\right)^2 z^2}}, \quad (2)$$

где $z = \frac{\omega}{\omega_0}$; $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m_0}}$; $v_0 = \frac{b}{2m_0\omega_0}$; $n = \frac{m_0}{k}$.

Из выражения (2) можно определить частоту настройки активной виброопоры, для которой значение K_{Π} минимально: $\omega_H = \omega_0 \sqrt{n}$.

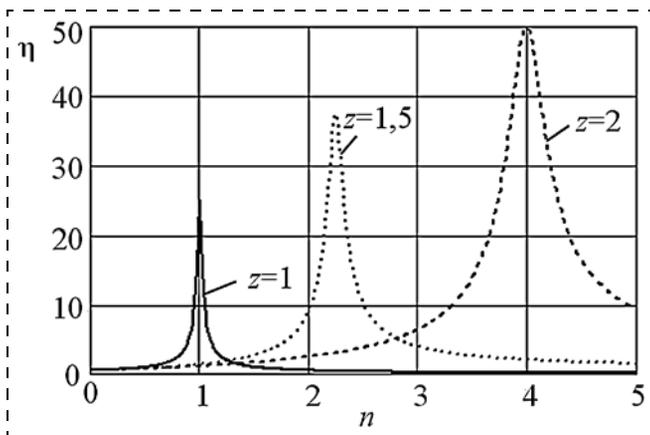


Рис. 2. Зависимость величины $\eta = 1/K_{\Pi}$ от параметра n

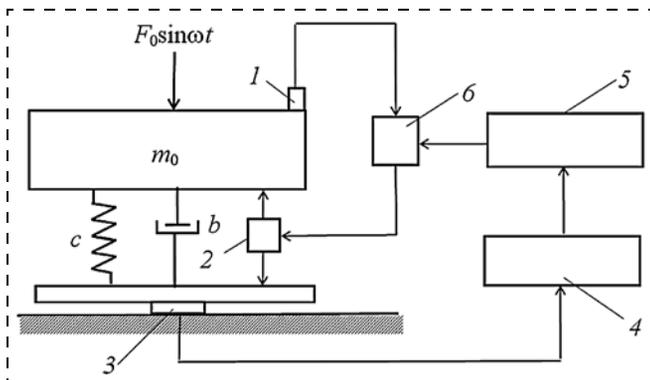


Рис. 3. Принципиальная схема активной системы виброизоляции с экстремальным управлением: 1 — акселерометр; 2 — актуатор; 3 — датчик силы; 4 — блок определения амплитуды; 5 — экстремальный регулятор; 6 — переменный коэффициент усиления

Анализ эффективности виброизоляции в точках настройки в зависимости от параметра n при различных значениях z показывает, что величина K_{Π} имеет экстремум. Следовательно, если измерить амплитуду силы, передаваемой через систему виброизоляции на основание, то можно построить экстремальную систему управления активной виброопорой.

Для построения экстремального регулятора (ЭР) целесообразно ввести функцию $\eta = \frac{1}{K_{\Pi}}$, зависимо-

сти которой от параметра n при разных значениях z даны на рис. 2. Экстремальная САУ должна автоматически определять значение k , которое при произвольных z (т. е. ω) обеспечивает $\min K_{\Pi}$ ($\max \eta$).

Принципиальная схема активной виброизолирующей опоры с экстремальной системой управления показана на рис. 3.

2. Активная система виброизоляции с электродинамическим приводом

Если в активной системе виброизоляции с управлением по ускорению в соответствии с рис. 1 в качестве актуатора применен электродинамический силовой привод, то дифференциальные уравнения, описывающие динамику системы, будут иметь вид [4]

$$\begin{cases} m_0 \ddot{x} + b\dot{x} + cx = F(t) + Bli; \\ L \frac{di}{dt} + Ri = u - B\dot{x}, \end{cases} \quad (3)$$

где u — напряжение управления на обмотке подвижной катушки; i — сила тока; Bli — электродинамическая сила; L, R — индуктивность и активное сопротивление подвижной катушки; B — магнитная индукция; ℓ — общая длина проводника.

В уравнениях (3) учтено, что при движении катушки в магнитном поле индуцируется электродвижущая сила F_3 (противоЭДС) по закону $F_3 = -B\dot{x}$.

Будем полагать, что управление u формируется по данным измерителей ускорения и относительной скорости по закону:

$$u = -K\ddot{x} + K_1\dot{x}. \quad (4)$$

Вводя оператор $p = \frac{d}{dt}$, из соотношений (3) и (4)

можно получить

$$(mp^2 + bp + c)(Lp + R) + B\ell p(Kp - K_1 + B\ell) = F(Lp + R). \quad (5)$$

Усилие R_0 , передаваемое на основание, будет иметь вид

$$R_0 = c + bp + \frac{B\ell p(Kp - K_1 + B\ell)}{Lp + R}. \quad (6)$$

Комплексный коэффициент $K_{\Pi}(j\omega)$ передачи усиления на основании определяется выражением

$$K_{\Pi}(j\omega) = \frac{(c + bj\omega)(Lj\omega + R) + B\ell j\omega(Kj\omega - K_1 + B\ell)}{(-m\omega^2 + bj\omega + c)(Lj\omega + R) + B\ell j\omega(Kj\omega - K_1 + B\ell)}. \quad (7)$$

Модуль $|K_{\Pi}(j\omega)|$ будет определять эффективность виброизоляции в зависимости от параметров системы и частоты возмущающего воздействия. Анализ величины K_{Π} показал, что для задач виброизоляции дополнительное демпфирование из-за возникновения противоЭДС является нежелательным, поэтому, выбирая коэффициент $K_1 = B\ell$ в уравнении (4), можно компенсировать усилие из-за противоЭДС.

Легко видеть, что в этом случае устойчивость системы 3-го порядка обеспечивается при любых значениях параметров.

Вводя новые обозначения $T = \frac{L}{R}$, $\frac{1}{n_1} = \frac{B\ell}{Rm_0} K + T \cdot 2\xi\omega_0$, комплексный коэффициент $K_{\Pi}(j\omega)$ можно записать в виде

$$K_{\Pi}(j\omega) = \frac{-\frac{1}{n_1}\omega^2 + (2\xi\omega_0 + \omega_0^2 T)j\omega + \omega_0^2}{T(j\omega)^3 - \left(1 + \frac{1}{n_1}\right)\omega^2 + (2\xi\omega_0 + \omega_0^2 T)j\omega + \omega_0^2}. \quad (8)$$

Коэффициент K в случае использования в качестве актуатора электродинамического силового привода будет иметь, как и для идеального актуатора, экстремум, зависящий от частоты возмущающего воздействия.

На рис. 4 показана зависимость K_{Π} от n_1 при различных значениях T и для $f = 9$ Гц. Необходимо также отметить, что на характеристики $K_{\Pi}(n_1)$ су-

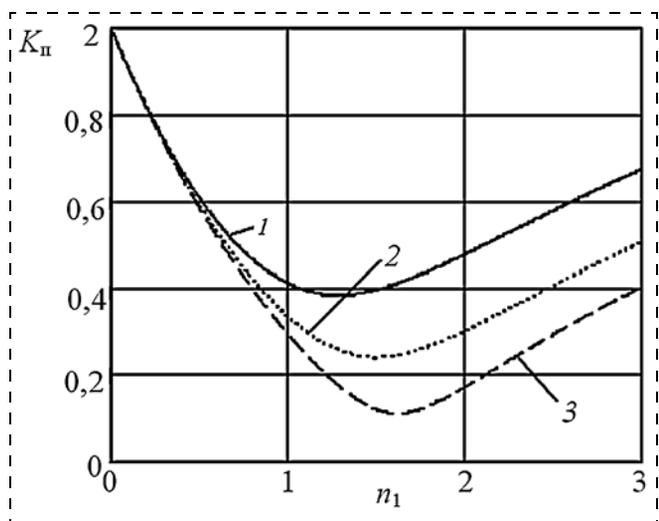


Рис. 4. Зависимость K_{Π} от n при $f = 9$ Гц: 1 — $T = 0,01$ с; 2 — $T = 0,005$ с; 3 — $T = 0,001$ с

щественно влияет постоянная времени T . Анализ модуля выражения (8) показал, что для эффективной работы активной системы виброизоляции в области частот настройки $\omega_n = \omega_0 \sqrt{n_1}$ для постоянной времени T должно выполняться условие $T < 0,01$ с.

3. Активная система виброизоляции с электродинамическим приводом и экстремальным регулятором

Принципиальная схема активной системы виброизоляции с экстремальным регулятором (ЭР) приведена на рис. 3, где актуатор представляет собой электродинамический привод, а динамика электромеханического блока описывается дифференциальными уравнениями (3) и (4).

Для обеспечения помехозащищенности в качестве ЭР целесообразно выбрать, например, дискретный шаговый регулятор [5]. В таком ЭР амплитуда R_m сигнала с датчика силы после преобразования $\beta = \frac{1}{R_m}$ определяется дискретно через интервалы времени Δt . По результатам сравнения величин β в начале и конце каждого шага изменяется управляющее воздействие u (в предположении отсутствия зоны нечувствительности регулятора) в соответствии со следующим алгоритмом:

$$U_{n+1} = U_n + \Delta u \Phi_{n+1}, \quad (9)$$

где $\Phi_{n+1} = \text{sign}(\Delta\beta)\text{sign}\Phi_n$ — функция переключения на $(n + 1)$ -м шаге квантования по времени; U_n , U_{n+1} — управляющее воздействие на n -м и $(n + 1)$ -м шаге квантования по времени соответственно; Δu — приращение управляющего воздействия на каждом шаге квантования по времени; $\Delta\beta_n$ — приращение критерия β на n -м шаге.

Математическое моделирование активной системы виброизоляции с экстремальным регулятором в соответствии со схемой на рис. 4 и алгоритмом (5) проведено в среде пакета прикладных программ MATLAB/Simulink. Для моделирования амплитуды сигнала с датчика силы использован блок Variance (вычисление дисперсии).

Модель в программе Simulink приведена на рис. 5. При моделировании принято, что $T = 0,005$ с, $B\ell = 100$ Тл · м, $R = 40$ Ом, $f_0 = 7$ Гц, $\xi = 0,1$.

В схеме набора на рис. 5 показана также пассивная система, на вход которой подается тот же сигнал, что и на активную систему.

При настройке ЭР в соответствии с рис. 5 необходимо установить величину Δt (блок временной задержки) и коэффициент усиления $K_{\text{ин}}$ интегратора (виртуальное исполнительное устройство).

На рис. 6 показан переходной процесс $k(t)$ (в модели сигнал на выходе интегратора). При достижении значения $k^0 = 0,66$ (соответствующего оптимальному n на рис. 4) система совершает автоколебания около этого значения с амплитудой, зависящей от настроек Δt и $K_{\text{ин}}$.

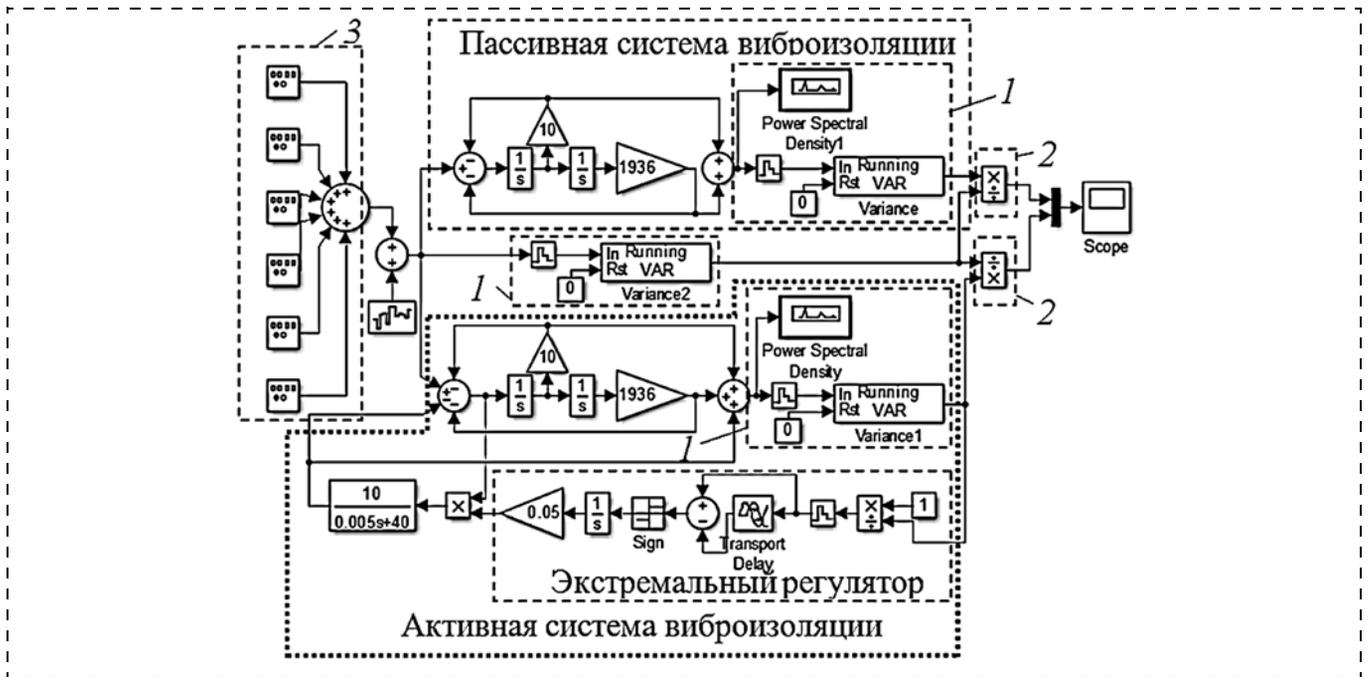


Рис. 5. Модель в программе Simulink:
1 — блок определения дисперсии; 2 — блок вычисления $K_{\text{п}}$; 3 — блок формирования полигармонического сигнала

Вопрос устойчивости колебательной системы с ЭР требует отдельного исследования, однако в первом приближении можно принять, что при $\Delta t \geq \frac{2\pi}{\omega_0}$ значение k при достижении точки экстремума определяется выражением

$$k = k^0 + \Delta k \cos \Omega t, \quad (10)$$

где $\Omega = \frac{\pi}{\Delta t}$; $\Delta k = K_{\text{ин}} \Delta t$.

Характеристическое уравнение, соответствующее знаменателю передаточной функции (7), с учетом ранее принятых обозначений можно представить в виде

$$(Tp + 1) \left[\left(1 + \frac{1}{n} - T \cdot 2\xi\omega_0 \right) p^2 + 2\xi\omega_0 p + \omega_0^2 \right] = 0. \quad (11)$$

Корнем $\lambda = -\frac{1}{T}$ в уравнении (11) можно пренебречь, и для исследования динамики системы

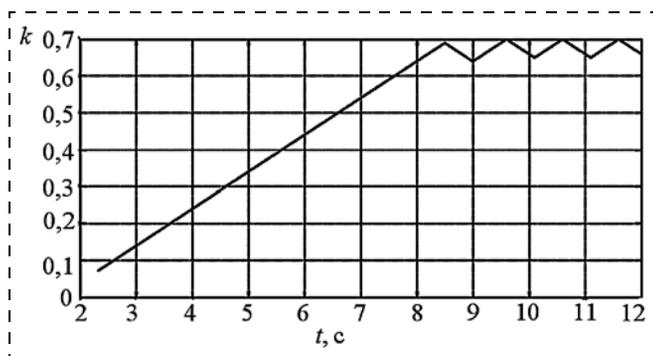


Рис. 6. Изменение K от t при $K_{\text{ин}} = 0,1$, $\Delta T = 0,3$ с

около точки экстремума будем рассматривать звено второго порядка

$$(m_0 + k^0 + \Delta t K_{\text{ин}} \cos \Omega t) \ddot{x} + b \dot{x} + cx = F \sin \omega t. \quad (12)$$

Численный анализ уравнения (12) показал, что система, представленная неустойчивым однородным уравнением, остается неустойчивой и при наличии гармонической правой части, вследствие чего для оценки границ устойчивости уравнение (12) можно привести к уравнению Матье:

$$\ddot{x} + \rho \dot{x} + \omega_{01}^2 (1 - \mu \cos \Omega t) x = 0, \quad (13)$$

где $\omega_{01}^2 = \frac{c}{m_0 + k^0}$; $\mu = K_{\text{ин}} \Delta t$; $\rho = \frac{b}{m_0 + k^0}$.

Для уравнения Матье с учетом затухания в работе [6] получены области неустойчивости. Например, главная область неустойчивости определяется выполнением равенства

$$\eta = \frac{\Omega}{2\omega_{01}} \approx \sqrt{1 \pm \sqrt{\mu^2 - \left(\frac{\Delta}{\pi}\right)^2}}, \quad (14)$$

где $\Delta = 2\pi\rho$.

Если на графике $\eta(\mu)$, соответствующем соотношению (14), значения η_1 и μ_1 лежат на границе устойчивости, то величины Δt и $K_{\text{ин}}$ должны выбираться так, чтобы были выполнены условия

$$\begin{cases} \Delta t > \frac{\pi}{\eta_1 \cdot 2\omega_{01}}; \\ K_{\text{ин}} < \frac{\mu_1 \eta_1 \cdot 4\omega_{01}}{\pi}. \end{cases} \quad (15)$$

Таким образом, настройка ЭР должна проводиться с учетом обеспечения как устойчивости выражения (15), так и малой амплитуды автоколебаний.

В работе [7] приведены результаты анализа активной системы виброизоляции с ЭР при гармоническом и полигармоническом воздействиях.

Представляет интерес рассмотрение работы такой системы при случайном характере вибрационного нагружения со стороны силовых агрегатов.

Спектр вибрационного воздействия силовых агрегатов в низкочастотном диапазоне имеет, как правило, комбинированную структуру и представляет собой сумму широкополосного вибрационного шума и линейчатого спектра, состоящего из ряда дискретных гармонических составляющих, обусловленных, например, угловой скоростью вращения турбины, промежуточного вала, гребного вала и т. д.

Шум силового вибровоздействия в низкочастотном диапазоне в первом приближении можно представить в виде белого шума с дисперсией $\sigma_{\text{шр}}^2$

В качестве коэффициента эффективности $K_{\text{п}}^D$ виброизоляции при случайном воздействии можно принять

$$K_{\text{п}}^D = \frac{D_R}{D_F}, \quad (16)$$

где D_R, D_F — соответственно дисперсии усилий, передаваемых на основание, и возмущений.

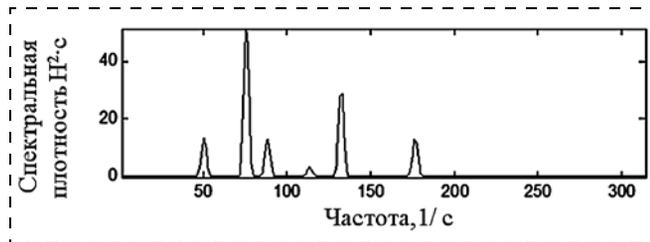


Рис. 7. Спектр входного воздействия

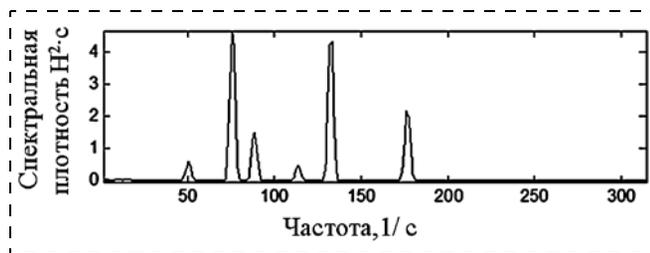


Рис. 8. Спектр усилия, передаваемого на основание

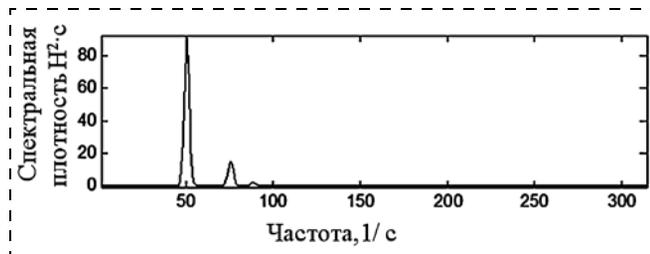


Рис. 9. Спектр усилия, передаваемого на основание в пассивной системе виброизоляции

При численном моделировании в соответствии со схемой модели в Simulink в установившемся режиме значение $K_{\text{п}}^D$ пассивной системы составляет 0,8, в то время как для активной системы с экстремальным регулятором оно составляет 0,20.

Оценка $K_{\text{п}}^D = \frac{D_R}{D_F}$ как отношение дисперсий

усилий, передаваемых на корпус, и внешнего вибрационного воздействия является интегральной. Интересно также оценить передачу усилия через активную систему виброизоляции для частот линейчатого спектра.

В целях оценки эффективности активной виброопоры с экстремальным регулятором для отдельных частот спектра входной сигнал и сигнал, имитирующий усилие на корпус, подвергались быстрому преобразованию Фурье (БПФ) с помощью блоков Power Spectral Density библиотеки Simulink, что позволило оценить значение квадрата амплитуды линейчатого спектра входного сигнала и усилия на корпус.

На рис. 7 представлен спектр входного воздействия, при этом белый шум составлял $\sigma_m^2 = 0,1$, на рис. 8 — спектр усилия, передаваемого на основание, а на рис. 9 — спектр усилия, передаваемого на основание в пассивной системе виброизоляции.

Заключение

Проведенное исследование показывает принципиальную возможность построения активной системы виброизоляции с экстремальным регулятором, которая повышает эффективность виброизоляции в заданном диапазоне частот путем автоматической настройки системы на минимальное значение $K_{\text{п}}$ как при одночастотном, так и при воздействии в виде суммы широкополосного случайного вибрационного шума и линейчатого спектра.

Список литературы

1. Гордеев Б. А., Ерофеев В. И., Синев А. В., Мугин О. О. Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред. М.: Физматлит, 2004. 176 с.
2. Елисеев С. В., Резник Ю. Н., Хоменко А. П. Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем. Новосибирск: Наука, 2011. 384 с.
3. Бурьян Ю. А., Поляков С. Н., Комаров Ю. П. Резинокордная пневмогидравлическая опора с инерционным преобразователем движения // Омский научный вестник. 2013. № 3 (123). С. 68–72.
4. Вибрации в технике: Справочник: в 4 т. / Под ред. Э. Э. Лавендела. М.: Машиностроение, 1981. Т. 4. 509 с.
5. Власов К. П. Теория автоматического управления: учеб. пособие. Х.: Изд-во Гуманитарный центр, 2007. 526 с.
6. Болотин В. В. Динамическая устойчивость упругих систем. М.: Гос. издательство технико-теоретической литературы, 1956. 600 с.
7. Бурьян Ю. А., Сорокин В. Н., Галуза Ю. Ф., Поляков С. Н. Активная виброизоляционная опора с экстремальной системой управления // Мехатроника, автоматизация, управление. 2014. № 9 (162). С. 41–45.

Active Vibration Isolation System with Electrodynamic Actuator

Yu. A. Burian, burian@orngtu.ru✉, **V. N. Sorokin**, **Yu. F. Galuza**, yourchello@mail.ru,
Omsk State Technical University, Omsk, 644050, Russian Federation,
S. N. Poliakov,
Federal State Unitary Enterprise "Scientific-Production Enterprise "Progress"

Corresponding author: **Burian Yury A.**, D. Sc., Professor,
Omsk State Technical University, Omsk, 644050, Russian Federation,
e-mail: burian@omgtu.ru

Received on March 17, 2015

Accepted on August 03, 2015

We consider the basic possibility of constructing an active vibration isolation system with extreme control system electrodynamic actuator on the basis of information from the accelerometer and the force sensor. It is shown that the switching on of the actuator that produces force proportional to the acceleration of the inertial mass parallel passive vibration isolation system of equivalence of inertial motion transducers. The analysis of the effectiveness of such a system of vibration isolation is given and offered the option of building extreme regulator (using information from the force sensor), is offered which provides automatic adjustment of the minimum transmission of force to the body at an arbitrary frequency harmonic disturbance. Promoted analysis of vibration isolation system with extreme regulator with input action in the form of broadband noise and the line spectrum is performed. Simulation of system with extreme control program in MATLAB / Simulink is undertaken. The research has shown that the proposed active system with extreme vibration isolation controller increases the efficiency in a given frequency range both in the single-frequency harmonic action, and when exposed to the sum of broadband random noise and the line spectrum, and both dispersion forces transmitted to the body, and the amplitude of the line spectrum frequencies in comparison with the passive system reduces greatly.

Keywords: isolator, active vibration isolation system, extreme regulator, polyharmonic action, adjustment frequency, force transmission coefficient, variance, force sensor, accelerometer, actuator, white noise, Fourier transform

For citation:

Burian Yu. A., Sorokin V. N., Galuza Yu. F., Poliakov S. N. Active Vibration Isolation System with Electrodynamic Actuator, *Mekhatronika, Avtomatizatsiya, Upravlenie*, 2016, vol. 17, no. 1, pp. 122–127.

DOI: 10.17587/mau/17.122-127

References

1. **Gordeev B. A., Erofeev V. I., Sinev A. V., Mugin O. O.** *Sistemy vibrozashchity s ispolzovaniem inertsionnosti i dissipatsii reologicheskikh sred* (Vibration protection system with inertia and dissipation of rheological environments), Moscow, FIZMATLIT, 2004, 176 p. (in Russian).
2. **Eliseev S. V., Reznik Yu. N., Khomenko A. P.** *Mekhatronnyye podkhody v dinamike mekhanicheskikh kolebatelnykh sistem* (Mechatronic approaches in the dynamics of mechanical vibration systems), Novosibirsk, Nauka, 2011, 384 p. (in Russian).

3. **Bur'yan Yu. A., Polyakov S. N., Komarov Yu. P.** *Rezinokodnaya pnevmogidravlicheskaya opora s inertsionnym preobrazovatelem dvizheniya* (Rubber-pneumatic-hydraulic transducer support inertial motion), *Omskiy Nauchnyi Vestnik*, 2013, no. 3 (123), pp. 68–72 (in Russian).

4. **Lavendel E. E.** ed. *Vibratsii v tekhnike: Spravochnik v 4 tomakh* (Vibration technology: Directory: in the 4 v.), Moscow, Mashinostroyeniye, 1981, vol. 4, 509 p. (in Russian).

5. **Vlasov K. P.** *Teoriya avtomaticheskogo upravleniya: ucheb. posobie* (Automatic Control Theory: Proc. allowance), Khar'kov, Izdatelstvo Gumanitarnykh tsentr, 2007, 526 p. (in Russian).

6. **Bolotin V. V.** *Dinamicheskaya ustoychivost uprugikh sistem* (Dynamic stability of elastic systems), Moscow, Gos. izdatelstvo tekhniko-teoreticheskoy literatury, 1956, 600 p. (in Russian).

7. **Bur'yan Yu. A., Sorokin V. N., Galuza Yu. F., Polyakov S. N.** *Aktivnaya vibrozolyatsionnaya opora s ekstremalnoy sistemoy upravleniya* (An active antivibration support with extreme control system), *Mekhatronika, Avtomatizatsiya, Upravleniye*, 2014, no. 9 (162), pp. 41–45 (in Russian).



СЕДЬМАЯ МЕЖОТРАСЛЕВАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ "АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА — 2016" г. Москва, 29 ноября 2016 г., ГК "ИЗМАЙЛОВО"

Организатор конференции
ООО "ИНТЕХЭКО"
Тематика конференции



- Актуальные задачи автоматизации в промышленности
- Современные информационные технологии повышения уровня эффективности, экономичности и промышленной безопасности промышленных предприятий
- Информационно-управляющие системы промышленной автоматизации (АСУТП, АСОДУ, ERP, MES-системы и др.)
- Автоматизация электроснабжения промышленных предприятий. Системы энергоменеджмента
- Практический опыт внедрения информационных систем на предприятиях различных отраслей
- Последние достижения в области контрольно-измерительной техники
- Новейшие типы газоанализаторов, расходомеров, спектрометров, средств мониторинга, контроля и учета, различные типы датчиков
- Системы управления нормативно-справочной информацией
- Автоматизация проектирования, измерений и испытаний

Контактная информация
admin@intecheco.ru т.: + 7 (905) 567-8767
ф.: + 7 (495) 737-7079 www.intecheco.ru