

На правах рукописи



ГАЛУЗА Юрий Фёдорович

**ДИНАМИКА СИСТЕМ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ
С ИНЕРЦИОННЫМИ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯМИ ДВИЖЕНИЯ**

Специальность 01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Омск – 2019

Диссертация выполнена на кафедре «Основы теории механики и автоматического управления» Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Омский государственный технический университет».

Научный руководитель

Бурьян Юрий Андреевич,
доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой «Основы теории механики
и автоматического управления» Федерального
государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего образования
«Омский государственный технический университет»

Официальные оппоненты

Николаев Виктор Александрович,
доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой «Теоретическая и прикладная
механика» Федерального государственного
бюджетного образовательного учреждения высшего
образования «Омский государственный университет
путей сообщения»

Гаврилин Алексей Николаевич,
кандидат технических наук, доцент, доцент отделения
материаловедения инженерной школы новых
производственных технологий Федерального
государственного автономного образовательного
учреждения высшего образования «Национальный
исследовательский Томский политехнический
университет»

Ведущая организация

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Сибирский автомобильно-дорожный университет
(СибАДИ)», г. Омск

Защита состоится «18» октября 2019 г. в 14:00 в зале заседания диссертационного совета на заседании совета Д 212.178.06, созданного на базе Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Омский государственный технический университет» по адресу: 644050, г. Омск, пр. Мира 11.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет» и на сайте <https://omgtu.ru>.

Автореферат разослан « » 2019 г.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные гербовой печатью учреждения, просим направлять по адресу: 644050, г. Омск, пр. Мира 11, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.178.06. Тел.: (3812) 65-24-79. E-mail: belkov@omgtu.ru.

Ученый секретарь

диссертационного совета Д 212.178.06
кандидат технических наук, доцент



В. Н. Бельков

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы

Создание систем виброизоляции, эффективно защищающих опорную поверхность от низкочастотной вибрационной нагрузки, является научно-технической проблемой. Этим объясняется множество научных работ, патентов, инженерных разработок при решении задачи виброизоляции.

Традиционная модель упругодемпфирующего элемента в системе виброизоляции хотя и широко применяется, но она недостаточно эффективна при низкочастотных вибронагрузках. Достаточно перспективной является задача виброизоляции с инерционными преобразователями движения (ИПД), которые создают дополнительные силы, пропорциональные относительным ускорениям. Конструкции инерционных преобразователей могут быть различными, но наиболее распространённым в технике является гидравлический инерционный преобразователь движения (ГИПД). Его преимущество состоит в том, что в конструкции нет трущихся частей, и он имеет более компактные размеры по сравнению, например, с механическими преобразователями движения.

Применение в качестве активного ИПД электродинамического привода с управлением по ускорению позволяет создавать системы виброизоляции с адаптивными свойствами, что расширяет частотный диапазон эффективности виброизоляции таких систем.

Актуальной является задача создания эффективных систем виброизоляции с инерционными преобразователями движения (гидравлическими или активными на базе электродинамических приводов), которые работают параллельно с упругими элементами, что позволяет в одном конструктиве сочетать стандартные изделия, например, такие как пневматические и резинометаллические амортизаторы, металлические пружины.

Степень разработанности темы исследования

Тема исследования различных систем виброизоляции довольно хорошо разработана. Фундаментальные работы по данной тематике проводились такими учёными как: Артоболевский И.И., Коловский М.З., Фролов К.В., Вейц В.Л., Бидерман В.Ф., Вульфсон И.И., Пановко Я.Г., Кононенко В.О., Алабужев П.М., Елисеев С.В. и др.

По исследованию гидравлических виброопор известны работы таких авторов, как: Гордеев Б.А., Синёв А.В., Ерофеев В.И., Р. Сингх.

Объект исследования – система виброизоляции, в которой параллельно с упругодиссипативными элементами установлены пассивные (гидравлические) и активные инерционные преобразователи движения.

Предмет исследования: динамика системы виброизоляции с гидравлическими и активными инерционными преобразователями движения.

Цель исследования: повышение эффективности систем виброизоляции с помощью установки параллельно с упругим подвесом гидравлических и активных инерционных преобразователей движения.

Для достижения цели были поставлены следующие **задачи**:

1. Анализ и уточнение математической модели гидравлического инерционного преобразователя движения (ГИПД) на базе резинокордной оболочки (РКО) с жидкостью;
2. Исследование динамики системы виброизоляции с ГИПД и оценка эффективности виброизоляции;
3. Разработка инженерной методики расчёта ГИПД на базе РКО с жидкостью;
4. Исследование динамики системы виброизоляции с силовым приводом, управляемым по ускорению, как аналога инерционного преобразователя движения;
5. Разработка математической модели и анализ эффективности системы виброизоляции с электродинамическим приводом и экстремальным регулятором;
6. Проведение экспериментального исследования системы виброизоляции с ГИПД.

Научная новизна заключается в следующем:

1. Разработана математическая модель и доказана эффективность системы виброизоляции с активным инерционным преобразователем движения на базе электродинамического привода с экстремальным регулятором;
2. Уточнена математическая модель ГИПД на базе РКО с жидкостью и доказана эффективность системы виброизоляции при установке ГИПД параллельно с упругим подвесом.

Методы исследования. Составление уравнений динамики их исследование проводилось при помощи методов теоретической механики, аналитической механики, теории колебаний, гидравлики, теории автоматического управления. Экспериментальные исследования проводились на специальном оборудовании для определения динамических свойств системы виброизоляции.

Практическая значимость:

1. Разработана инженерная методика расчёта параметров гидравлического инерционного преобразователя движения на базе резинокордных оболочек;
2. Разработан принцип создания и методика расчёта нового класса систем виброизоляции с инерционным преобразователем движения на базе электродинамического привода с управлением по ускорению и экстремальным регулятором.

Достоверность результатов исследования основывается на проверенных и доказанных методах теоретической механики, теории колебаний, гидравлики, теории автоматического управления, вычислительной механики, экспериментальной механики. Результаты экспериментов получены на поверенном и сертифицированном оборудовании.

Положения, выносимые на защиту:

1. Уточнённая математическая модель динамики системы виброизоляции с параллельно работающим гидравлическим инерционным преобразователем на базе резинокордной оболочки и упруго-диссипативным подвесом;

2. Результаты оценки эффективности виброизоляции при параллельной работе гидравлического инерционного преобразователя движения на базе резинокордной оболочки с жидкостью и упругодиссипативным элементом;

3. Принцип построения и математическая модель системы виброизоляции с параллельно работающим активным инерционным преобразователем движения на базе электродинамического привода с экстремальным регулятором и упругодиссипативным подвесом.

4. Результаты математического моделирования динамики системы виброизоляции с активным инерционным преобразователем движения на базе электродинамического привода с экстремальным регулятором;

5. Рекомендации по построению эффективных систем виброизоляции путём параллельного соединения упруго-диссипативных элементов (резинометаллические, пневматические) и ГИПД на базе РКО с жидкостью или электродинамических приводов с управлением по ускорению и экстремальным регулятором как аналога инерционного преобразователя движения;

6. Результаты экспериментальных исследований пневмогидравлической виброопоры.

Апробация работы

Результаты работы докладывались на научных конференциях: 2-я региональная студенческая научная конференция «Наука и молодёжь в XXI веке», г. Омск (2013) IV Международная научно-техническая интернет-конференция молодых ученых «Автоматизация, мехатроника, информационные технологии Automation, Mechatronics, Information technologies», г. Омск (2014), XII Международная IEEE научно-техническая конференция «Динамика систем, механизмов и машин», г. Омск (2018).

Личный вклад автора. Постановка задач исследования (совместно с научным руководителем), разработка математической модели динамики ГИПД, проведение численных расчётов и экспериментов, анализ результатов.

Публикации

По теме диссертационной работы было опубликовано 11 работ, из которых 6 вышли в рецензируемых научных журналах, 1 патент на полезную модель.

Часть работы по исследованию гидравлических инерционных преобразователей движения проводилась при выполнении госконтракта №15158 в рамках хоздоговора «ВЭСТ–ОмГТУ» с НИИРПИ (г. Санкт-Петербург). Был разработан комплект конструкторской документации (РКД) для инерционного преобразователя движения на базе РКО.

Автор выражает благодарность сотрудникам кафедры ОТМиАУ д.т.н. проф. Сорокину В.Н., к.т.н. доц. Ситникову Д.В., к.т.н. доц. Русских Г.С. за помощь в проведении экспериментов.

Структура и содержание работы

Диссертация состоит из введения, четырёх глав, заключения, библиографического списка. Работа изложена на 132 страницах, содержит 65 рисунков и 11 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, приведены цели и задачи исследования, практическая значимость, а также положения, выносимые на защиту.

В первой главе диссертации приведён обзор резиновых, резинометаллических, пневматических амортизаторов. Рассмотрены пассивные и активные гидравлические опоры, приведены принципы построения активных систем виброизоляции. Приводится сравнение классической упругодемпфирующей схемы виброизоляции и схемы с инерционным преобразователем движения. Показан принцип действия такой системы и приведён критерий эффективности виброизоляции, а также приведены основные принципиальные схемы виброизоляторов механическими и гидравлическими ИПД.

Во второй главе была уточнена математическая модель гидравлического инерционного преобразователя движения на базе РКО с жидкостью, конструктивная схема которого приведена на рис. 1.

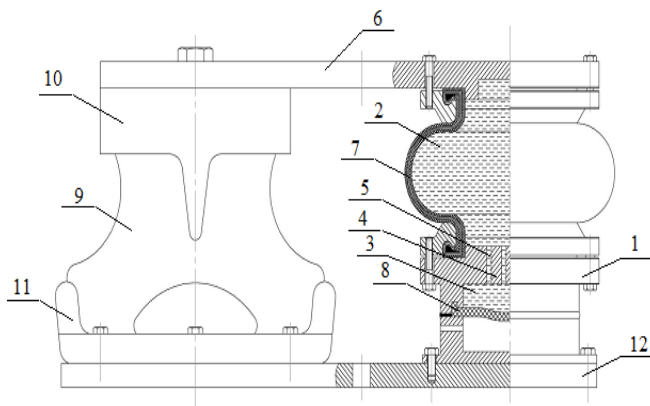


Рис. 1. Принципиальная схема гидравлической виброопоры с амортизатором типа АКСС и ГИПД на базе РКО И-09 (Патент на полезную модель №1345380): 1 – корпус; 2, 3 – рабочая и компенсационная камеры, соответственно; 4 – металлическая перегородка; 5 – дроссельные каналы; 6 – опорная плата; 7 – эластичная обечайка; 8 – мембрана; 9 – резиновый массив; 10, 11 – верхняя и нижняя несущие планки, соответственно; 12 – опорная плата

инерционных трубках. Динамический эффект от этой инерционной нагрузки будет заключаться в значительном снижении передачи вибрационного усилия на основание в узкой области частот настройки виброопоры с ГИПД.

Для составления математической модели, описывающей движение тела на рис 2, примем следующие допущения:

- движение жидкости ламинарное;
- жидкость неразрывна;

Принцип действия опоры на рис. 1 заключается в том, что кроме виброизоляционного эффекта от резинометаллического элемента (АПС) при действии на опору периодического усилия жидкость в ГИПД и, следовательно, в инерционных трубках будет совершать возвратно-поступательное движение. Жидкость в отверстиях блока инерционных трубок будет иметь скорость большую, чем скорость опорной поверхности на величину, равную отношению площади условного поршня (в первом приближении эквивалентная площадь сечения РКО) к площади сечения инерционной трубки. Вследствие этого на вывешиваемый на опоре силовой агрегат и основание будет действовать дополнительная инерционная нагрузка с приведённой массой на 2-3 порядка превышающую массу жидкости в инер-

– эффективные диаметры поршневого действия рабочей и компенсационной камер постоянны;

– массы объёмов жидкости рабочей и компенсационных камер малы по сравнению с массой вывешенного тела и приведённой массы в ГИПД.

Динамика системы на рис. 2 описывается следующим уравнением:

$$(m_0 + m_{\text{пр}})\ddot{x} + b\dot{x} + b_2\dot{x}|\dot{x}| + cx = F(t). \quad (1)$$

В этом уравнении $m_{\text{пр}} = m_{\text{ж}} A^2 / S_{\text{тр}}^2$; $m_{\text{ж}} = \rho S_{\text{тр}} l$ – масса жидкости в одной инерционной трубке; $A = \pi D^2 / 4$; $S_{\text{тр}} = \pi d_{\text{тр}}^2 / 4$; ρ – плотность жидкости; N – количество инерционных трубок; $b_{\text{пр}} = 8\pi\mu l A^2 / N S_{\text{тр}}^2$; μ – динамическая вязкость; $b = b_1 + b_{\text{пр}}$; $c = c_1 + c_{\text{м}}$; $b_2 = \rho A [(1 - S_{\text{тр}}/A)/2 + (1 - S_{\text{тр}}/A)^2]$ – определяется по формулам Дарси-Вейсбаха.

Нелинейная сила $b_2\dot{x}|\dot{x}|$ в выражении (1) вызвана внезапным расширением и сужением канала.

Сила реакции опоры $R(t)$:

$$R(t) = \ddot{x} + b\dot{x} + b_2\dot{x}|\dot{x}| + cx. \quad (2)$$

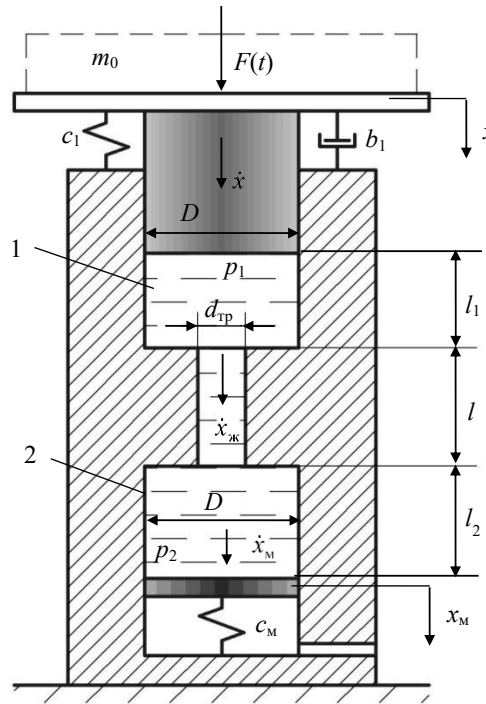


Рис. 2. Расчётная схема гидравлической виброопоры с разделёнными упругой и инерционной составляющими: 1 и 2 – рабочая и компенсационная камеры; $F(t)$ – внешняя сила; c_1 – коэффициент жёсткости резинометаллической опоры и резино-кордной составляющей в ГИТ; b_1 – коэффициент вязкого трения в подвеске; m_0 – масса инерционной нагрузки на виброопору; D и $d_{\text{тр}}$ – соответственно диаметр условного поршня и инерционной трубки; $c_{\text{м}}$ – коэффициент жёсткости мембраны; l – длина инерционной трубки; l_1 и l_2 – длина рабочей и компенсационной камер, соответственно; x и $\dot{x}$ – перемещение и скорость условного поршня диаметром D ; $\dot{x}_{\text{ж}}$ – скорость жидкости в инерционной трубке; $x_{\text{м}}$ и $\dot{x}_{\text{м}}$ – перемещение и скорость условного поршня компенсационной камеры

Для примера рассмотрим опору, в которой ГИПД реализован на базе РКО И-09 (рис. 1) с параметрами: $b_1=0$; $D=88$ мм; $d_{тр}=10$ мм; $l_{тр}=60$ мм; $N=1$; $\rho=998$ кг/м³; $\mu=0,89 \cdot 10^{-3}$ Па·с). По выражению (1) имеем: $m_{пр}=27,92$ кг; $b_{пр}=8,05$ Н·с/м.

Зададим массу несомого тела, жёсткость и амплитуду вынуждающей силы: $m_0=80$ кг, $c=10^5$ Н/м, $F_0=50$ Н.

На рис. 3 приведены графики численного расчёта коэффициента передачи усилия по (1) и (2). Как видно из графиков, линейная модель динамики системы виброизоляции с ГИПД даёт завышенное значение коэффициента передачи усилия при резонансе, но при этом нелинейная сила сопротивления не влияет на коэффициент передачи усилия при частоте настройки.

При разработке инженерной методики расчёта ГИПД нелинейным слагаемым можно пренебречь, так как оценка эффективности по величине коэффициента передачи усилия производится по, как правило, в малой окрестности частоты настройки.

При рассмотрении системы виброизоляции с ГИПД вблизи точки резонанса учёт нелинейного слагаемого необходим.

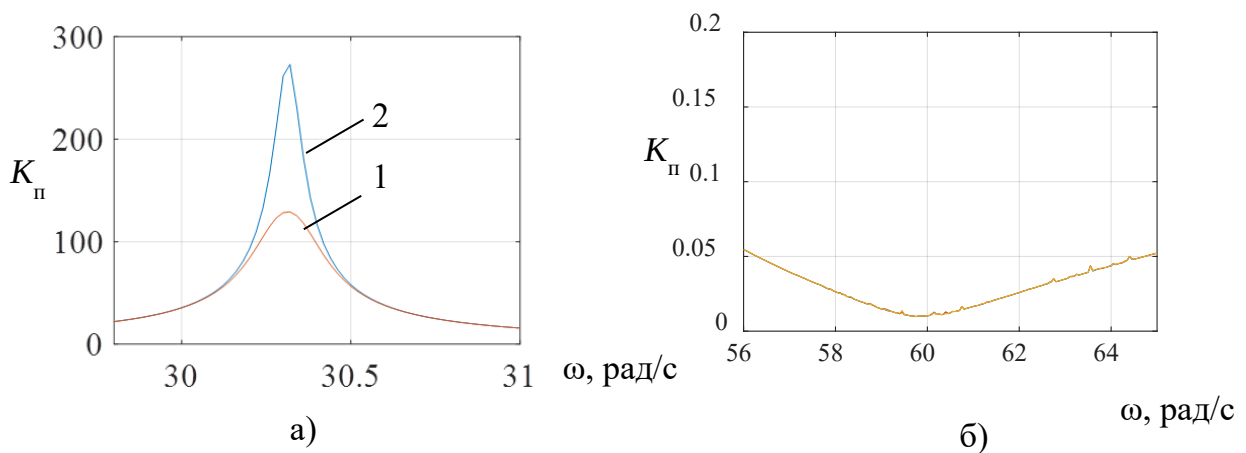


Рис. 3. Коэффициент передачи усилия в зависимости от угловой частоты:

а) окрестность резонанса: 1– $b_2=4,41$ Н·с²/м², 2– $b_2=0$; б) окрестность частоты настройки

Запишем передаточную функцию для линейной системы:

$$\tilde{K}_n(p) = \frac{p^2 / n + 2\nu\omega_0 p + \omega_0^2}{(1 + 1/n)p^2 + 2\nu\omega_0 p + \omega_0^2}. \quad (3)$$

Здесь $n=m_0/m_{пр}$; $\omega_0 = \sqrt{c/m_0}$; $\nu=b/(2m_0\omega_0)$.

Частота собственных колебаний равна:

$$\omega_{соб} = \omega_0 \sqrt{\frac{n}{1+n}}. \quad (4)$$

После подстановки $p=i\omega$ в (3) и переходя к безразмерным величинам получим коэффициент передачи усилия:

$$K_{\Pi}(z) = \frac{R_0}{F_0} = \sqrt{\frac{(1 - z^2/n)^2 + 4v^2z^2}{[1 - (1 + 1/n)z^2]^2 + 4v^2z^2}}, \quad (5)$$

где $z=\omega/\omega_0$. Для данного выражения частота настройки и резонансная частота равны, соответственно:

$$z_n = \sqrt{n}, \quad z_p = \sqrt{\frac{n}{1+n}} \quad (6)$$

Для примера на рис. 4 приведены результаты вычислений по выражению (5). Анализ показал, что по критерию минимального значения коэффициента виброизоляции K_{Π} во всём диапазоне частот, оптимальные значения n лежат в пределах 4-10, т.к. при малых n ухудшается виброизоляция на высоких частотах, а при больших n влияние инерционности в гидравлическом преобразователе движения мало и система с ГИПД приближается по свойствам к пассивным упругим виброизоляторам.

Предложенный подход к оценке эффективности виброизоляционной опоры с ГИПД в зависимости от отношения $n=m_0/m_{\text{пр}}$ позволит осуществлять проектирование с учётом требований как по частоте настройки, так и по характеристикам упругого элемента и гидравлического инерционного трансформатора.

Инженерная методика заключается в следующем. Задаются исходные данные: m_0 —масса вешенного тела; ω_0 —собственная частота колебаний без ГИПД; ω_n —частота настройки; D —эффективный диаметр поршневого действия. Далее следует придерживаться следующего порядка расчёта:

- 1) Определяем n из выражения $\omega_n = \sqrt{n}\omega_0$;
- 2) Определяем приведённую массу $m_{\text{пр}}=m_0/n$;
- 3) Из выражения $m_{\text{пр}}=m_{\text{ж}}A^2/NS_{\text{тр}}^2$ высчитываем площадь инерционной трубки;
- 4) Зная площадь инерционной трубки определяем её параметры: количество трубок, диаметр, длину инерционных трубок, из конструктивных соображений.

В третьей главе исследована активная система виброизоляции с установленным между несомым телом и основанием силовым приводом, в котором управляющий сигнал пропорционален ускорению тела. Принципиальная схема такой системы в предположении идеальной работы акселерометра и актуатора приведена на рис. 5.

Зададим управляющую силу (рис. 5) следующей зависимостью: $F_{\text{упр}} = k\ddot{x}$, где k —коэффициент передачи последовательно соединённых акселерометра, усилителя и актуатора. Предполагается, что полоса пропускания актуатора на порядок больше рабочего диапазона частот. Таким актуатором, например, может быть электродинамический привод.

Дифференциальное уравнение, описывающее динамики механической системы на рис. 5 имеет вид:

$$(m_0 + k)\ddot{x} + b\dot{x} + cx = F(t). \quad (7)$$

Здесь m_0 – масса подвижной системы; b – коэффициент сопротивления; c – жёсткость упругого элемента.

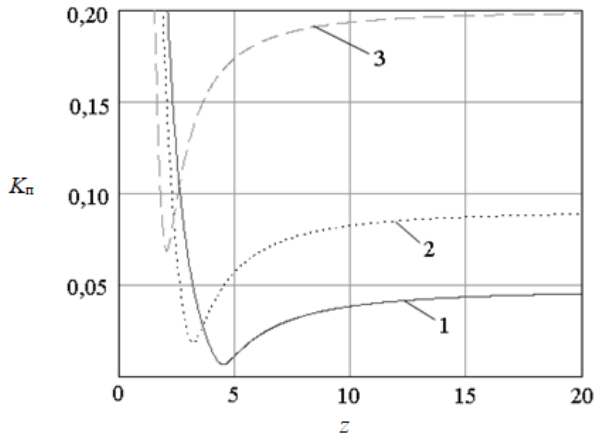


Рис. 4. Зависимость K_n для значения $v=0,3$:

1 – при $n=20$; 2 – при $n=10$; 3 – при $n=4$

ражения (8):

$$K_n(z) = \sqrt{\frac{(1 - z^2/n_1)^2 + 4v^2z^2}{[1 - (1 + 1/n_1)z]^2 + 4v^2z^2}}. \quad (9)$$

В полученном выражении все обозначения те же, что и в (5), кроме n_1 : $n_1 = m_0/k$.

При построении экстремального регулятора удобно использовать экстремальную функцию, имеющую максимум, поэтому целесообразно ввести функцию $\eta = 1/K_n$, график зависимости которой от параметра « n_1 » представлен на рис. 6. Экстремальная САУ должна автоматически определять то значение k , которое при произвольных значениях z (т.е. ω) обеспечивает $\min K_n$ ($\max \eta$).

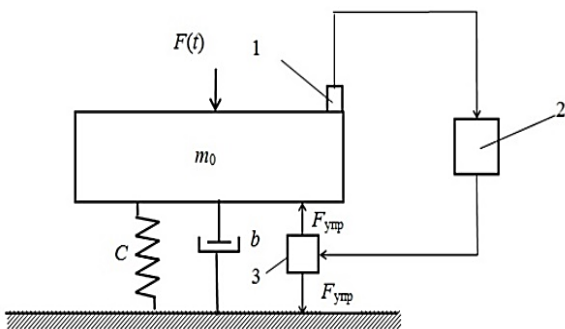


Рис. 5. Принципиальная схема активной системы виброизоляции: 1 – акселерометр, 2 – усилитель, 3 – актуатор

Усилие $R(t)$, передаваемое на основание, будет определяться выражением $R(t) = k\ddot{x} + b\dot{x} + cx$, тогда передаточная функция будет иметь вид:

$$\tilde{K}_n(p) = \frac{R(p)}{F(p)} = \frac{kp^2 + bp + c}{(m_0 + k)p^2 + bp + c}. \quad (8)$$

Таким образом, использование в системе виброизоляции силового привода, создающего усилие, пропорциональное ускорению подвижной системы, создаёт аналог инерционного преобразователя движения.

Запишем модуль комплексного коэффициента передачи усилия из вы-

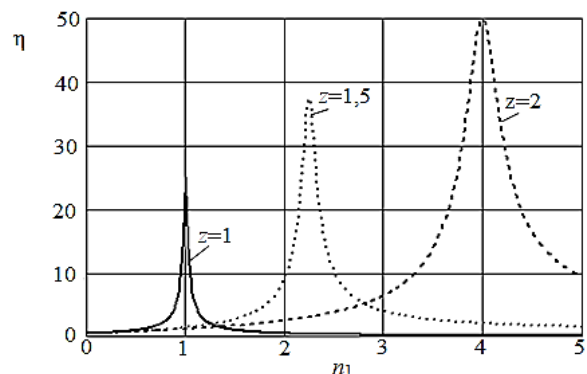


Рис. 6. Зависимость величины $\eta = 1/K_n$ от параметра n_1

Принципиальная схема активной виброизоляционной опоры с экстремальной системой управления показана на рис. 7.

График на рис. 6 определяет отношение амплитуд внешнего воздействия и силоизмерительного устройства, вследствие чего для обеспечения функционирования экстремального регулятора необходимо определить амплитуду сигнала с датчика силы, оценить которую можно при помощи однополупериодного выпрямителя с последующим фильтром нижних частот (ФНЧ).

Если на вход идеального однополупериодного выпрямителя поступает сигнал вида $U_m \cdot \sin \omega t$, то при разложении выходного сигнала $U_{\text{вых}}(t)$ в ряд Фурье получим:

$$U_{\text{вых}} = \frac{1}{\pi} U_m + \frac{1}{2} U_m \cdot \sin(\omega t) - \frac{2}{3\pi} U_m \cdot \cos(2\omega t) \dots \quad (10)$$

Из выражения (10) следует, что для получения приближенного значения амплитуды входного сигнала выходной сигнал с ФНЧ необходимо умножить на π .

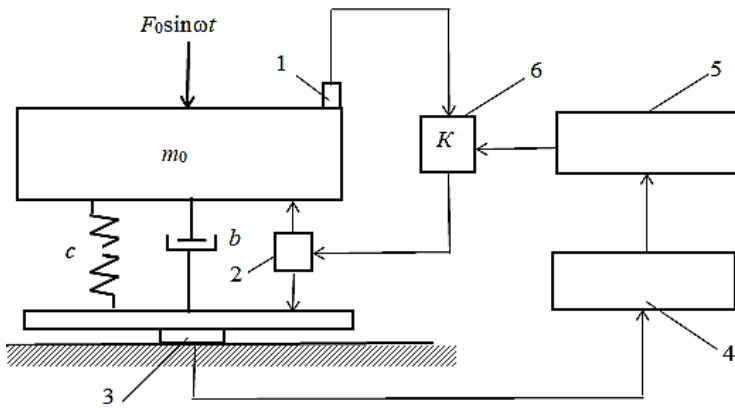


Рис. 7. Принципиальная схема активной системы виброизоляции с экстремальным управлением: 1 – акселерометр, 2 – актуатор, 3 – датчик силы, 4 – блок определения амплитуды, 5 – экстремальный регулятор, 6 – переменный коэффициент усиления

В качестве экстремального регулятора (ЭР) с целью помехозащищённости целесообразно выбрать, например, дискретный шагового типа, в котором значения амплитуды сигнала с датчика силы R_0 после преобразования $\eta = 1/K_n$ определяется дискретно через интервалы времени Δt и по результатам сравнения величин η в начале и конце каждого шага изменяется управляющее воздействие « u » (в предположении отсутствия зоны нечувствительности регулятора) в соответствии со следующим алгоритмом:

$$U_{n+1} = U_n + \Delta u \cdot \Phi_{n+1}, \quad (11)$$

где $\Phi_{n+1} = \text{sign}(\Delta \eta) \text{sign} \Phi_n$ – функция переключения на $n+1$ -ом шаге квантования по времени; U_n, U_{n+1} – величина управляющего воздействия на n -ом и $n+1$ -ом шаге квантования по времени; Δu – величина управляющего воздействия на каждом шаге квантования по времени; $\Delta \eta$ – приращение критерия « η » на n -ом шаге.

Математическое моделирование активной системы виброизоляции с экстремальным регулятором в соответствии произведено в среде пакета прикладных программ MATLAB/Simulink (рис. 8).

Результаты численного решения в соответствии со схемой на рис. 8. проведены для следующих параметров: $f_0=7$ Гц ($\omega_0=43,96$ рад/с); $m_0=10$ кг; $v_0=0,1$; $F(t)=F_0\sin(\omega_b t)$, $F_0=1$ Н; представлены на рис. 9.

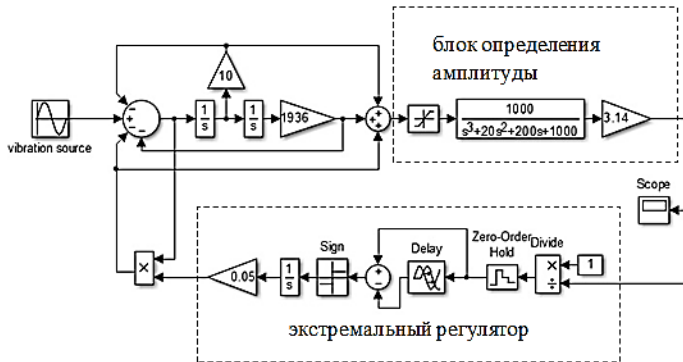


Рис. 8.Схема набора в Simulink активной системы виброизоляции с экстремальным управлением

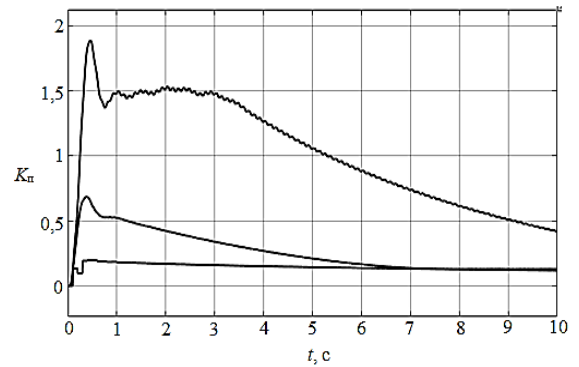


Рис. 9. Зависимость K_n от времени: 1 – при $f_b=9$ Гц, 2 – при $f_b=12$ Гц, 3 – $f_b=15$ Гц

Результат моделирования показывает, что в экстремальной системе управления активной виброизоляционной системой после переходного процесса длительностью 7–10 с возникают автоколебания около положения экстремума, которая соответствует частоте настройки, с относительной амплитудой 1 – 3% и периодом 0,1 с.

Из рис. 9 видно, что систему с экстремальным регулятором целесообразно использовать в диапазоне частот $\omega_b=1,3\omega_0 \div 5\omega_0$, так как для более высоких частот эффективность виброизоляции обеспечивается пассивной системой.

Проведенное исследование показывает принципиальную возможность построения активной системы виброизоляции с экстремальным регулятором, который обеспечивает автоматическую настройку системы виброизоляции на минимальное значение коэффициента K_n в заданном диапазоне частот.

В реальных условиях вибрация механизмов имеют полигармонический вид:

$$F(t) = \sum_{j=1}^n F_{0j} \sin(\omega_j t + \varphi_j), \quad (12)$$

где F_{0j} , ω_j и φ_j – соответственно амплитуда, частота и начальная фаза j -й гармоники.

Для данного случая целесообразно в качестве коэффициента эффективности использовать соотношение:

$$K_n^D = \frac{D_R}{D_F}, \quad (13)$$

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

Так как дисперсия процесса, например, D_F , определяется суммой

$$D_F = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^n F_{0j}^2,$$

и система, построенная по критерию (13) будет менее эффективна, чем по $\min$ критерия K_{Π} для каждой из гармоник.

Принципиальная схема активной системы виброизоляции с экстремальным регулятором имеет такая же, как на рис. 7, только блок 4 представляет собой устройство определения дисперсии.

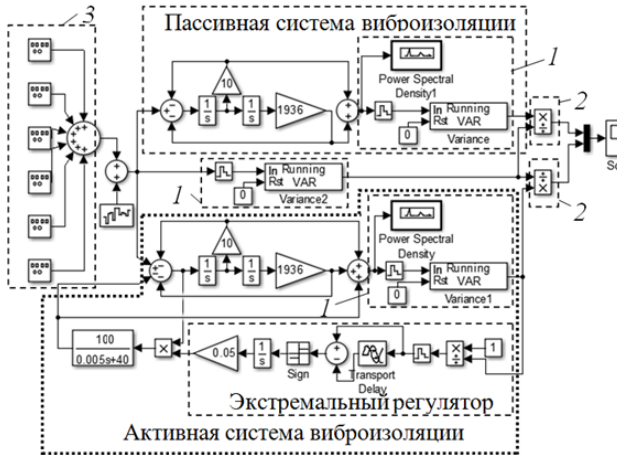


Рис. 10. Схема набора в Simulink активной системы виброизоляции: 1 – блок определения дисперсии; 2 – блок вычисления K_{Π}^D ; 3 – блок формирования силового воздействия ви-

$$\text{да: } F(t) = \sum_{j=1}^5 F_{0j} \sin f_j t$$

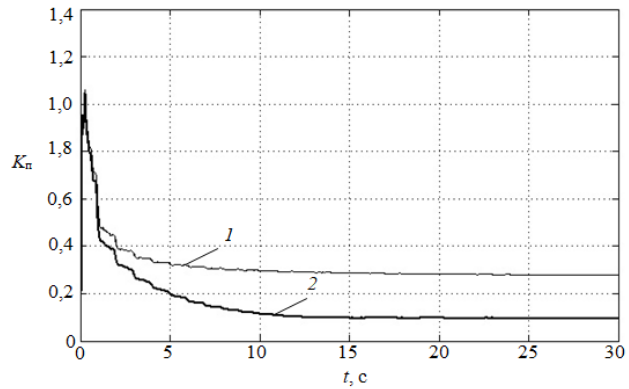


Рис. 11. График зависимости K_{Π}^D от времени при: $F(t) = \sum_{j=1}^5 F_{0j} \sin f_j t$, $F_{01}=0,3$ Н; $F_{02}=0,7$ Н; $F_{03}=1$ Н; $F_{04}=0,7$ Н; $F_{05}=0,3$ Н; $f_1=9$ Гц; $f_2=12$ Гц; $f_3=13$ Гц; $f_4=15$ Гц; $f_5=16$ Гц; кривая 1 – для пассивной системы, кривая 2 – для активной системы

Модель системы, составленная в программе MATLAB/Simulink, изображена рис. 10. Численное моделирование было проведено при следующих параметрах:

$$f_0 = 7 \text{ Гц} ; m_0 = 10 \text{ кг} ; v_0 = 0,1 ; F(t) = \sum_{j=1}^5 F_{0j} \sin \omega_j t.$$

и представлены на рис. 11, где для сравнения приведены значения K_{Π}^{σ} при пассивной системе виброизоляции.

Если для схемы на рис. 7 в качестве актуатора применён электродинамический силовой привод, то дифференциальные уравнения, описывающие динамику системы будут иметь вид:

$$m_0 \ddot{x} + b \dot{x} + cx = F(t) + BII ; L \frac{dI}{dt} + R_{\text{ом}} I = u(t) - B l \dot{x}, \quad (14)$$

где u – напряжение управления на обмотке подвижной катушки; I – сила тока; BII – электродинамическая сила; L , $R_{\text{ом}}$ – индуктивность и активное омическое сопротивление подвижной катушки; B – магнитная индукция; l – общая длина проводника.

Зададим $u(t)$ в следующем виде:

$$u(t) = -K\ddot{x} + K_1\dot{x} \quad (15)$$

Подставляя (15) в (14) и применяя к полученным уравнениям преобразование Лапласа, получим:

$$(m_0p^2 + bp + c)(Lp + R_{ом}) + (Kp - K_1 + Bl)Blp = (Lp + R_{ом})F(p). \quad (16)$$

Усилие R передаваемое на основание в операторной форме будет иметь вид:

$$\tilde{R}(p) = c + bp + \frac{Kp - K_1 + Bl}{Lp + R_{ом}} \cdot Blp. \quad (17)$$

Комплексный коэффициент передачи усилия на основание $K_{п}(i\omega) = R(i\omega)/F(i\omega)$ определяется выражением:

$$\tilde{K}_{п}(i\omega) = \frac{(c + bi\omega)(Li\omega + R_{ом}) + Bl \cdot i\omega(Ki\omega - K_1 + Bl)}{(-m\omega^2 + bi\omega + c)(Li\omega + R_{ом}) + Bli\omega(Ki\omega - K_1 + Bl)}. \quad (18)$$

Для задачи виброизоляции против-ЭДС является нежелательным, поэтому выбирая коэффициент $K_1 = Bl$ в уравнении (15) можно компенсировать усилие из-за против-ЭДС.

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

После введения: $\omega_0 = \sqrt{c/m_0}$, $T = L/R_{ом}$, $1/n_1 = KBl/R_{ом}$ $m_0 + 2\xi\omega_0 T$ коэффициент передачи усилия $K_{п}(i\omega)$ будет иметь вид:

$$K_{п}(\omega) = \sqrt{\frac{(\omega_0^2 - \omega^2/n_1) + (2\xi\omega_0 + \omega_0^2 T)^2 \omega^2}{[\omega_0^2 - (1 + 1/n_1)\omega^2]^2 + [(2\xi\omega_0 + \omega_0^2 T)\omega - T\omega^3]^2}}. \quad (19)$$

Коэффициент $K_{п}$ в случае использования в качестве актуатора электродинамического силового привода будет иметь, как и для идеального актуатора, экстремум, зависящий от частоты возмущающего воздействия.

На рис. 12 показана зависимость $K_{п}$ от n_1 при различных значениях T и для $f=9$ Гц. На характеристики $K_{п}(n_1)$ существенно влияет величина постоянной времени T , которая для эффективной работы активной системы виброизоляции в области частот настройки $\omega_{н} = \omega_0\sqrt{n_1}$ должно выполняться условие $T < 0,01$ с.

Как и в предыдущем случае в качестве ЭР выберем дискретный шаговый регулятор, в котором также амплитуда R_0 сигнала с датчика силы после преобразования $\beta = 1/R_0$ определяется дискретно через интервалы времени Δt . По результатам сравнения величин β в начале и конце каждого шага изменяется управляющее воздействие « u » в соответствии с таким же, как и в выражении (11), алгоритмом:

$$U_{n+1} = U_n + \Delta u \cdot \Phi_{n+1}, \quad (20)$$

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} – величина управляющего воздействия на n -м и $(n+1)$ -м шаге квантования по времени; Δu – приращение управляющего воздействия на каждом шаге квантования по времени; $\Delta\beta_n$ – приращение критерия « β » на n -м шаге.

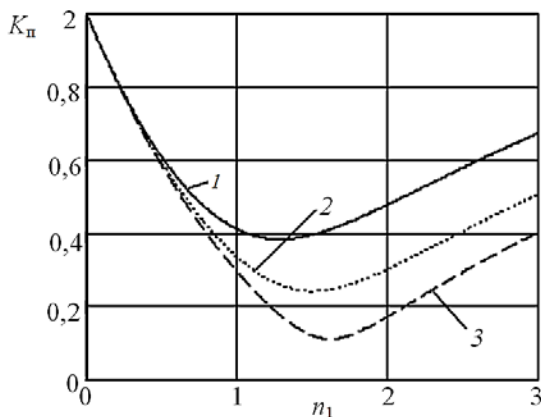


Рис. 12. Зависимость K_n от n_1 при $f=9$ Гц: 1 – $T=0,01$ с; 2 – $T=0,005$ с; 3 – $T=0,001$ с

гратора). При достижении значения $k^\circ = 0,66$ (соответствующего оптимальному n_1 на рис. 12) система совершает автоколебания около этого значения с амплитудой, зависящей от настроек Δt и $K_{ин}$.

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

$$k = K \frac{Bl}{R_{ом}} = k^\circ + \Delta k \cdot \cos \Omega t, \quad (21)$$

где $\Omega = \pi / \Delta t$; $\Delta k = \Delta t \cdot K_{ин}$.

Как известно из работ А.Е. Божко, уравнение динамики системы около точки экстремума можно привести к дифференциальному уравнению второго порядка

$$(m_0 + k^\circ + \Delta t K_{ин} \cos \Omega t) \ddot{x} + b \dot{x} + cx = F_0 \cdot \sin \omega t. \quad (22)$$



Рис. 13. Модель в программе Simulink: 1 – блок определения дисперсии; 2 – блок вычисления K_n ; 3 – блок формирования полигармонического сигнала

Модель системы активной системы виброизоляции с экстремальным регулятором (рис. 7), в программе Simulink приведена на рис. 13. При моделировании принято, что $T=0,005$ с; $Bl=100$ Тл·м; $R_{ом}=40$ Ом; $f_0=70$ Гц; $\xi=0,1$.

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

На рис. 14 показан переходный процесс $k(t)$ (в модели сигнал на выходе интегратора)

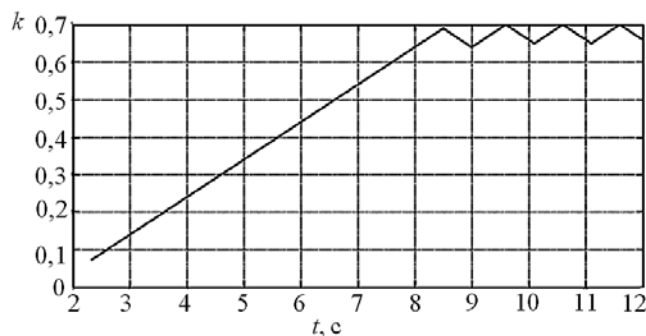


Рис. 14. Изменение k от t при $K_{ин}=0,05$; $\Delta t = 0,5$ с

Численный анализ уравнения (22) показал, что система, представленная неустойчивым однородным уравнением, остаётся неустойчивой и при наличии гармонической правой части, вследствие чего для оценки границ устойчивости уравнение (22) можно привести к уравнению Матье:

$$\ddot{x} + \rho \dot{x} + \omega_{01}^2 (1 - \mu \cos \Omega t) x = 0, \quad (23)$$

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

Для уравнения Матье с учётом затухания получены области неустойчивости. Например, главная область неустойчивости определяется выполнением равенства (Болотин, В.В. Динамическая устойчивость упругих систем, 1956):

$$\eta = \frac{\Omega}{2\omega_{01}} \approx \sqrt{1 \pm \sqrt{\mu^2 - \left(\frac{\Delta}{\pi}\right)^2}}, \quad (24)$$

где $\Delta = 2\mu\rho$.

Если на графике $\eta(\mu)$ соответствующем (24) значения η_1 и μ_1 лежат на границе устойчивости, то величины Δt и $K_{ин}$ должны выбираться из выполнения условия:

$$\Delta t > \pi / 2\eta_1\omega_{01}; K_{ин} < 4\mu_1\eta_1\omega_{01} / \pi. \quad (25)$$

Таким образом, настройка ЭР должна производиться с учётом обеспечения как устойчивости выражения (25), так и малой амплитуды автоколебаний.

Шум силового вибровоздействия в низкочастотном диапазоне в первом приближении можно представить в виде белого шума с дисперсией σ_m^2 .

В качестве коэффициента эффективности $K_{п}^D$ виброизоляции при случайном воздействии примем коэффициент по выражению (13).

Результаты численного моделирования в соответствии со схемой модели в Simulink в установившемся режиме значение $K_{п}^D$ пассивной системы составляет 0,8, в то время как для активной системы с экстремальным регулятором 0,20.

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

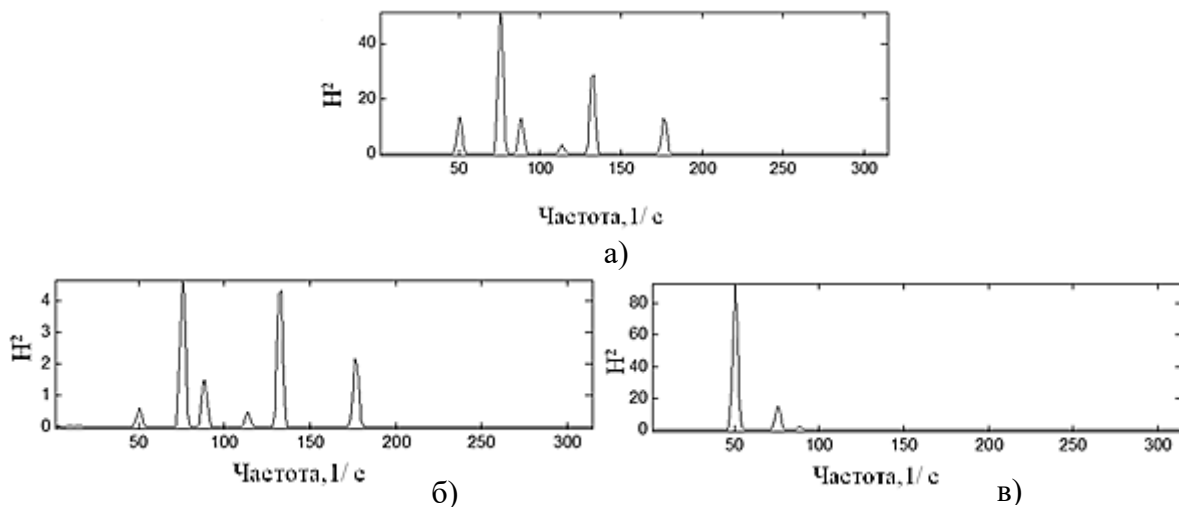


Рис. 15. Спектр: а – входного воздействия; б – усилия, передаваемого на основание; в – усилия передаваемого на основание в пассивной системе виброизоляции

На рис. 15 представлен спектр входного и выходного силовых воздействий, при этом белый шум составлял $\sigma_m^2=0,1$.

В четвёртой главе описано экспериментальное определение характеристик гидравлической виброопоры на базе резинокордной оболочки И-09 с жидкостью.

Экспериментальный образец гидроопоры на базе РКО И-09 изображён на рис. 16. Верхняя часть опоры состоит из рабочей 1 и компенсационной 2 камер, соединённых между собой инерционной трубкой 3. Рабочая камера ограничена сверху опорной крышкой 4, а компенсационная ограничена снизу эластичной мембраной 5. В нижней части гидроопоры имеется герметичная воздушная камера 6, ограниченная сверху мембраной 5. Давление в воздушной 6 камере 1,5 атм. Корпус опоры 7 имеет снизу три резьбовых отверстия для крепления датчиков силы.

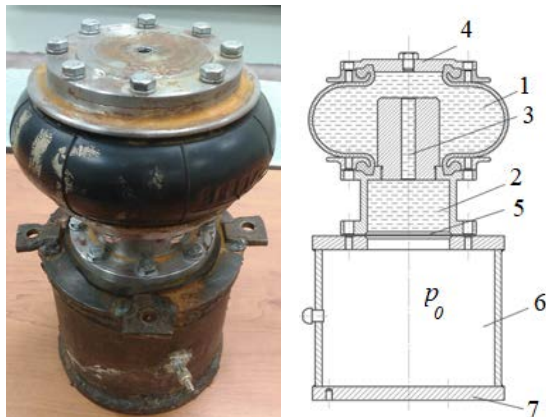


Рис. 16. Гидравлическая опора на базе РКО И-09: 1 – рабочая камера; 2 – компенсационная камера; 3 – инерционная трубка; 4 – опорная крышка; 5 – эластичная мембрана; 6 – воздушная камера; 7 – корпус; p_0 – давление в камере



Рис. 17. Экспериментальный стенд для изменения жёсткости гидроопоры

Резинокордная оболочка И-09 сделана из немаслостойкой резины, поэтому при проведении экспериментов опора была наполнена водой.

Определение статической жёсткости проводилось на испытательной установке Zwick Roell (рис. 17), которая имеет встроенные датчики силы и перемещения.

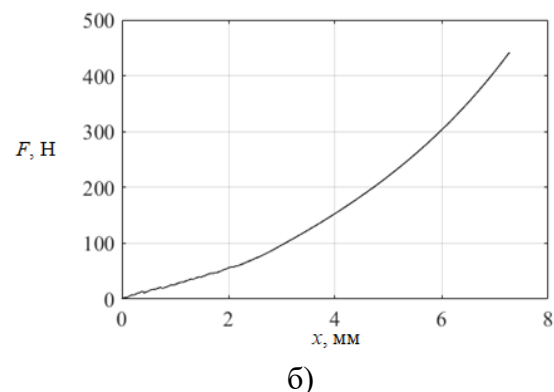
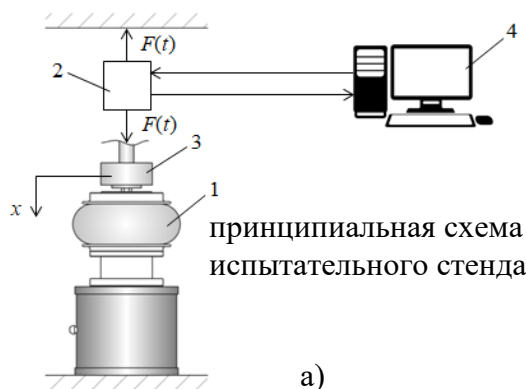


Рис. 18. а) экспериментальный стенд для определения жёсткости гидроопоры: 1 – гидроопора, 2 – силовой привод с датчиком силы и датчиком перемещения, 3 – пуансон, 4 – компьютер, $F(t)$ – усилие привода, x – перемещение пуансона; б) экспериментально полученная диаграмма сжатия гидравлической виброопоры

Как показано на рис. 18 а), опора 1 подвергалась вертикальному сжатию пуансоном 3. Сигналы с датчика силы и датчика перемещения записывались в память компьютера, и на экран выводилась диаграмма зависимости силы сжатия от перемещения $F(x)$, изображённая на рис. 18 б).

Для кривой $F(x)$ на рис. 18. б) наилучшее приближение даёт полином 6-й степени, определённый при помощи программы MATLAB:

$$F(x) = -0,0088x^6 + 0,2394x^5 - 2,4382x^4 + 11,818x^3 - 21,681x^2 + 38,899x + 0,1066, \text{ Н.} \quad (26)$$

Линеаризованная жёсткость для малых колебаний по выражению (26) определяется как производная в точке статического равновесия $x_{\text{ст}}$:

$$c = F'(x_{\text{ст}}) = -0,0528x_{\text{ст}}^5 + 1,197x_{\text{ст}}^4 - 9,7528x_{\text{ст}}^3 + 35,454x_{\text{ст}}^2 - 43,362x_{\text{ст}} + 38,899, \text{ Н/мм.} \quad (27)$$

На рис. 19 изображён испытательный стенд для определения эффективной площади поршневого действия.

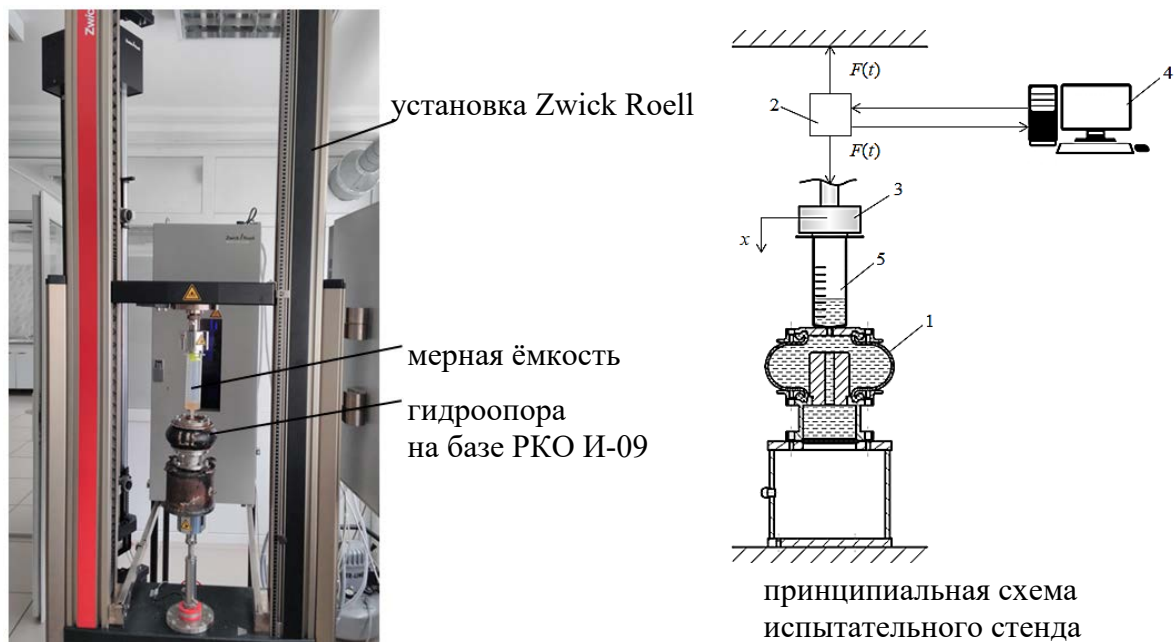


Рис. 19. Стенд для определения эффективной площади поршневого действия гидроопоры: 1 – гидроопора, 2 – силовой привод с датчиком силы и датчиком перемещения, 3 – пуансон, 4 – компьютер, 5 – мерная ёмкость, $F(t)$ – усилие привода, x – перемещение пуансона

Испытания проводились следующим образом (рис. 19). В ненагруженном состоянии в гидроопора 1 заполнялась водой. Пуансон 3 сжимал гидроопору, при этом вытесняемый объём определялся по меткам мерной ёмкости 5, а величина деформации x определялась датчиком перемещения.

Внутренний диаметр мерной ёмкости $d=40$ мм, а расстояние между метками на ней $\Delta h=8$ мм. Площадь поперечного сечения мерной ёмкости по внутреннему диаметру равна

$$S = \pi d^2 / 4 = \pi \cdot 40^2 / 4 = 1256,6 \text{ мм}^2.$$

Объём вытесняемой жидкости V вычислялся по формуле:

$$V = Sh,$$

где h – высота столба жидкости в мерной ёмкости, отсчитываемая от нижней метки, принятой за начало отсчёта.

Эффективный диаметр определялся выражением:

$$D_{\text{эф}} = 2\sqrt{\frac{V}{\pi x}},$$

здесь x – перемещение пуансона.

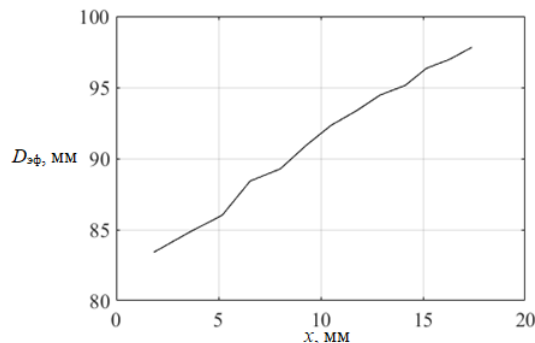


Рис. 20. Экспериментально полученный график зависимости эффективного диаметра $D_{\text{эф}}$ от величины сжатия x

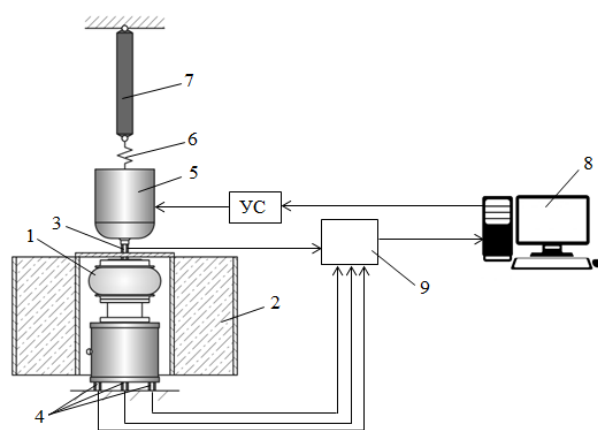
датчик силы 3, а снизу три датчика 4. Вибровозбудитель 5 (TiraVib TV 51110) установлен так, что его толкатель жёстко связан с датчиком силы 1. Электродинамический вибровозбудитель 5 закреплён на пружине 6 малой жёсткости, которая в свою очередь закреплена на стропе 7. Компьютер 8 генерирует гармонический сигнал, который через усилитель подаётся на вибровозбудитель 5. Сигналы с датчиков 3 и 4 поступают на анализатор спектра 9 (ZET 017-U4), а затем в компьютер 8 для обработки и записи данных.

На рис. 20 приведён график эффективного диаметра, на котором видно, что эффективный диаметр зависит линейно от величины сжатия, поэтому величина приведённой массы зависит от величины сжатия.

Для испытаний по определению коэффициента передачи усилия $K_{\text{п}}$ был разработан и собран экспериментальный стенд (рис. 21) на котором закреплена заполненная водой гидроопора 1 с грузом 2 (для создания статической нагрузки), сверху которой установлен один



фотография стенда



принципиальная схема стенда

Рис. 21. Стенд для определения коэффициента виброизоляции: 1 – гидроопора на базе РКО И-09; 2 – груз; 3 – верхний датчик силы; 4 – нижние датчики силы; 5 – электродинамический вибровозбудитель; 6 – пружина; 7 – стропа; 8 – компьютер; 9 – четырёхканальный анализатор спектра; УС – усилитель

Систему виброизоляции для схемы на рис. 21 можно смоделировать двух-массовой колебательной системой, как показано на рис 22, динамику которой запишем в виде следующей системы дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} (m_0 + m_{\text{пр}})\ddot{x}_1 + b\dot{x}_1 + cx_1 = F_1(t) + c_1 \cdot (x_2 - x_1), \\ m'\ddot{x}_2 + c_2x_2 + c_1 \cdot (x_2 - x_1) = 0. \end{cases} \quad (28)$$

Сила реакции опоры будет определяться выражением:

$$R(t) = m_{\text{пр}}\ddot{x}_1 + b\dot{x}_1 + cx_1. \quad (29)$$

В выражении (28) правую часть первого уравнения заменим силой $F(t)=F_1(t)+c_1(x_2-x_1)$, значение которой измерено датчиком 3 на рис. 21. С учётом этого после применения преобразования Лапласа к (28) и (29) и простых преобразований получаем передаточную функцию:

$$\tilde{K}_{\text{п}}(p) = \frac{R(p)}{F(p)} = \frac{m_{\text{пр}}p^2 + bp + c}{(m_0 + m_{\text{пр}})p^2 + bp + c}. \quad (30)$$

После подстановки $p=i\omega$ в (30) вычисляем коэффициент передачи усилия:

$$K_{\text{п}} = |\tilde{K}_{\text{п}}(i\omega)| = \sqrt{\frac{(c - m_{\text{пр}}\omega^2)^2 + b^2\omega^2}{[c - (m_0 + m_{\text{пр}})\omega^2]^2 + b^2\omega^2}}. \quad (31)$$

Данное выражение аналогично выражению (5), которое записано в безразмерном виде.

Масса груза и коэффициент сопротивления (рис. 22) равны, соответственно: $m_0=43$ кг (430 Н), $b=412$ Нс/м.

Статическую деформацию $x_{\text{ст}}$ гидроопоры при массе m_0 определяем по диаграмме сжатия на рис. 18: $x_{\text{ст}}=7,1$ мм.

Линеаризованную жёсткость опоры c определим по выражениям (26) и (27):

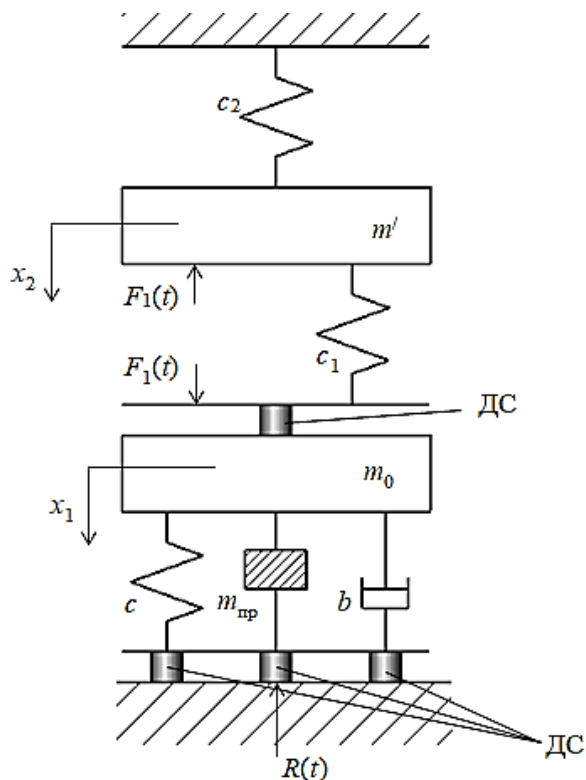
$$c=125000 \text{ Н/м.}$$

Зная статическую деформацию, определим по графику на рис. 20 эффективный диаметр поршневого действия: $D_{\text{эф}}=88$ мм.

Длина l и диаметр $d_{\text{тр}}$ инерционной трубки (рис. 2) и имеют следующие числовые значения: $l=60$ мм, $d_{\text{тр}}=10$ мм.

По полученным значениям определяем приведённую массу по выражению (1): $m_{\text{пр}}=28,2$ кг.

Рис. 22. Расчётная схема динамики гидравлической виброопоры на вибростенде: m_0 – масса груза; m' – масса электродинамического вибровозбудителя; x_1 – перемещение груза массой m_0 ; x_2 – перемещение электродинамического вибровозбудителя; c – жёсткость гидроопоры; c_1 – жёсткость подвески электродинамического вибровозбудителя; c_2 – жёсткость подвесной пружины; b – коэффициент демпфирования; $m_{пр}$ – приведённая масса гидроопоры; $F_1(t)$ – сила, создаваемая электродинамическим вибровозбудителем; $R(t)$ – реакция опоры; ДС – датчик силы



На рис. 23 изображен график коэффициента передачи усилия, построенный по выражению (31) и график, полученный экспериментально. Для этих графиков частота настройки экспериментальная и теоретическая будут равны соответственно: $f_{н1}=9,9$ Гц; $f_{н2}=10,5$ Гц.

Соответствующие этим значениям частоты настройки коэффициент передачи усилия экспериментальный и теоретический, соответственно, будут равны: $K_{п1}=0,15$; $K_{п2}=0,14$.

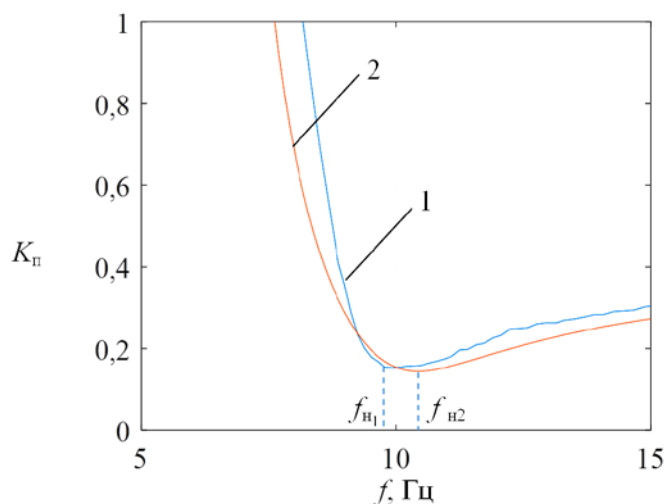


Рис. 23. Коэффициент передачи усилия K_p в зависимости от частоты действия вынуждающей силы: 1 – экспериментально полученный график, 2 – теоретический график, $f_{н1}$ – экспериментально полученная частота настройки, $f_{н2}$ – теоретическая частота настройки

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Уточнена математическая модель гидравлического инерционного преобразователя движения в части уточнения выражения для частоты настройки и учёта нелинейной силы сопротивления, которая значительно снижает величину коэффициента передачи усилия в диапазоне резонансных частот;

2. Исследование динамики системы виброизоляции с гидравлическим инерционным преобразователем движения показало, что оптимальные значения соотношения $n=m_0/m_{пр}$ лежат в диапазоне 4-10, так как при малых n ухудшается виброизоляция, а при больших влияние приведённой массы незначительно и система приближается по характеристикам к пассивному упруго-диссипативному виброизолятору;

3. Разработана инженерная методика расчёта гидравлического инерционного преобразователя движения на базе резинокордной оболочки с жидкостью;

4. Исследование динамики системы виброизоляции с силовым приводом и управлением по ускорению показало наличие экстремума, зависящего от $n_1=m_0/k$, что позволило использовать экстремальный регулятор в системе управления;

5. Система виброизоляции с электродинамическим приводом и экстремальным регулятором в системе управления значительно снижает уровень усилия, передаваемого на основание при полигармоническом и широкополосном характере возбуждающей силы;

6. Экспериментальное исследование показало, что теоретическая и экспериментальная частоты настройки различаются на 5,9%, а значения коэффициента передачи усилия на 6,2%, что подтверждает адекватность предложенной математической модели.

Перспективы дальнейшей разработки темы

Перспективным направлением является исследование и разработка систем виброизоляции с электродинамическим приводом с экстремальным управлением.

СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ АВТОРОМ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

В изданиях, рекомендованных ВАК Минобрнауки РФ:

1. Галуза Ю.Ф. Активная виброизоляционная опора с экстремальной системой управления / Ю.А. Бурьян, В.Н. Сорокин, Ю.Ф. Галуза, С.Н. Поляков // Мехатроника, автоматизация, управление. М. : Новые технологии, 2014. – №9. – С. 41-45.

2. Галуза Ю.Ф. Активная система виброизоляции с экстремальным регулятором / Ю.А. Бурьян, В.Н. Сорокин, Ю.Ф. Галуза, С.Н. Поляков // Вестник машиностроения. М. : Изд-во «Инновационное машиностроение», 2015. – №2. – С. 37-39.

3. Галуза Ю.Ф. Виброизоляционная опора с гидравлическим инерционным преобразователем движения на базе резинокордной оболочки / Ю.А. Бурьян, С.Н. Поляков, Ю.Ф. Галуза // Судостроение. СПб. : Центр технологии судостроения и судоремонта, 2014. – №1. – С. 40-42.

4. Галуза Ю.Ф. Гидравлический инерционный преобразователь движения на базе резинокордной оболочки / Ю.А. Бурьян, В.Н. Сорокин, М.В. Силков, Ю.Ф. Галуза // Омский научный вестник. Омск : Изд-во ОмГТУ, 2015. – №137. – С. 30-33.

5. Галуза, Ю.Ф. Математическая модель активной виброизоляционной опоры с гидравлическим инерционным преобразователем // Омский научный вестник. Изд-во ОмГТУ, 2013. – №3(123). – С. 144-147.

6. Галуза Ю.Ф. Резинокордная пневмогидравлическая опора с инерционным преобразователем движения / Ю.А. Бурьян [и др.] // Омский научный вестник. Изд-во ОмГТУ, 2013. – № 3(123). – С. 68-72.

Патенты РФ:

7. Пат. 135380 Российская Федерация, МПК F 16 F 13/10, F 16 F 5/00, F 16 F 9/10. Гидравлическая виброопора / Бурьян Ю.А. [и др.] № 2013131498/11; заявл. 09.07.13; опубл. 10.12.13; Бюл. № 34.

Материалы конференций и других изданий:

8. Галуза Ю.Ф.. Математическая модель гидравлической виброопоры с силовым приводом / Ю.А. Бурьян, В.Н. Сорокин, Ю.Ф. Галуза // Материалы IV Международной научно-технической интернет-конференции молодых ученых «Автоматизация, мехатроника, информационные технологии Automation, Mechatronics, Information technologies». Омск : Изд-во ОмГТУ, 2014. С. 236-238.

9. Галуза, Ю.Ф. Математическая модель активной гидравлической виброопоры // Материалы 2-й региональной студенческой научной конференции «Наука и молодёжь в XXI веке». Омск : Изд-во ОмГТУ, 2013. С. 61-66.

10. Галуза Ю.Ф.. экспериментальное определение параметров гидропневматической виброопоры на базе резинокордной оболочки / Ю.Ф. Галуза, В.Н. Сорокин, Г.С. Русских, Е.Г. Кувшинников // XII Международная IEEE научно-техническая конференция «Динамика систем, механизмов и машин». Омск : Изд-во ОмГТУ, 2018. – №6. – Т. 6. С. 35-39.

11. Buryan, Y.A. Active vibrational insulation with an extremal regulator / Y.A. Buryan, V.N. Sorokin, Y.F. Galuza, S.N. Polyakov // Russian engineering research. – 2015. – Т. 35. – №5. – P. 323-326.

Печатается в авторской редакции

Подписано в печать 17.07.19. Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.
Отпечатано на дупликаторе. Усл. печ. л. 1,5. Уч.-изд. л. 1,5. Тираж 100 экз. Заказ 401.

Издательство ОмГТУ. 644050, г. Омск, пр. Мира, 11; т. 23-02-12.
Типография ОмГТУ

