



ТОМСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи

Ермаков Дмитрий Владимирович

**ВИБРОАКТИВНОСТЬ
ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ**

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и
детали машин

Томск – 2022

Работа выполнена в Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ФГАОУ ВО НИ ТПУ).

Научный руководитель:

Дмитриев Виктор Степанович

доктор технических наук, профессор, ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский Томский политехнический университет», профессор отделения контроля и диагностики Инженерной школы неразрушающего контроля и безопасности.

Официальные оппоненты:

Люкшин Борис Александрович

доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВО «Томский государственный университет систем управления и радиоэлектроники» (г. Томск), заведующий кафедрой механики и графики.

Нижегородов Анатолий Иванович

доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет» (г. Иркутск), профессор кафедры строительных, дорожных машин и гидравлических систем.

Защита состоится 28 сентября 2022 г. в 15-00 часов на заседании диссертационного совета ДС.ТПУ.32 Национального исследовательского Томского политехнического университета по адресу: 634028, г. Томск, ул. Тимакова д. 12, ауд. 304

С диссертацией можно ознакомиться в научно-технической библиотеке Томского политехнического университета и на сайте dis.tpu.ru.

Автореферат разослан «20» июля _____ 2022 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
ДС.ТПУ.32,
кандидат технических наук, доцент



Сапрыкина Н.А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Проблемы вибрации возникают практически во всей современной технике, применяемой в различных областях промышленности. Наблюдающийся сегодня переход к прецизионным точностям оптико-электронного оборудования и наноразмерным элементам в электронном оборудовании в значительной степени обостряет указанную проблему и требует разработки новых технических решений для снижения виброактивности.

Немаловажным неблагоприятным фактором вибрационного воздействия на прецизионное оборудование является вибрация, возникающая в процессе функционирования электромеханических устройств (ЭМУ).

ЭМУ – это большой класс исполнительных механизмов, в которых движителем является электрический двигатель любого типа с установленным на валу функциональным блоком, определяемым назначением ЭМУ. Это очень широкая группа устройств от примитивного точила или дрели до прецизионных ЭМУ, устанавливаемых на космических аппаратах (КА). Общим функциональным признаком этой группы является наличие электродвигателя, определяющего динамические качества всего ЭМУ.

Рабочий режим ЭМУ сопровождается генерируемой вибрацией, которая негативно сказывается не только на их надежности, долговечности, но и на функциональной работе оптико-электронного или другого прецизионного оборудования, находящегося в кинематической связи с ЭМУ.

Для обеспечения снижения виброактивности любого ЭМУ требуется разработка и применение, как аналитических методов, так и технических решений улучшающих вибрационную характеристику в части уменьшения амплитуды механических колебаний.

Проблемой снижения виброактивности в настоящее время занимаются многие научно-исследовательские институты и лаборатории.

Полностью устранить виброактивность ЭМУ технически не представляется возможным. Ее можно только уменьшить до приемлемого уровня работы значений. Основные способы снижения уровня – уменьшить виброактивность самой конструкции ЭМУ на этапе разработки, ограничить угловую скорость электродвигателя ЭМУ, но данный способ не является универсальным и не дает возможности использовать весь технический потенциал устройства и третий способ, разработать виброзащиту, установив ее непосредственно в источник виброактивности.

Цель работы состоит в разработке аналитических методов и технических решений для снижения виброактивности ЭМУ.

Для достижения цели в работе **поставлены следующие задачи:**

1. Провести анализ основополагающих причин наличия виброактивности на этапах жизненного цикла ЭМУ, обладающих общим функциональным признаком – наличие электродвигателя, определяющего динамические качества всего устройства.

2. Разработать аналитические методы регулирования уровня виброактивности на расчетно-проектном этапе создания ЭМУ, учитывающие

уменьшение амплитуды возбуждающих воздействий, увеличения демпфирования и разведения собственных и возбуждающих частот.

3. Разработать технические решения, позволяющие снизить имеющийся уровень виброактивности ЭМУ.

4. Выполнить экспериментальное исследование процессов снижения амплитуды виброперемещений в диапазоне рабочих частот вращения ротора ЭМУ с оценкой эффективности предложенных технических решений.

Объектом исследования является ЭМУ в рабочем режиме.

Предметом исследований являются параметры вибрации рабочих режимов ЭМУ.

Методы исследования. Для решения поставленных задач использовались современные методы вибродиагностики, методы вычислительной математики и компьютерного моделирования с применением программного обеспечения Excel, SolidWorks, средств измерений, персональный компьютер с установленным программным обеспечением «Виброрегистратор-Ф», «Виброрегистратор-М2», «Logger»-регистратор, «Подшипник» и др.

Достоверность и обоснованность полученных результатов обусловлена тем, что основой аналитических исследований являются основополагающие положения теории колебаний, а подтверждение теоретических результатов достигается применением при испытаниях квалифицированной измерительной аппаратуры испытательной базы.

Научная новизна работы заключается:

1. В усовершенствовании математической модели ЭМУ дополнением ее разделом вибрационных характеристик, позволяющего проводить регулирование уровня виброактивности на расчетно-проектном этапе создания ЭМУ.

2. В теоретическом представлении взаимосвязи трех способов снижения виброактивности механических систем:

- уменьшение амплитуды возбуждающих воздействий;
- увеличение степени демпфирования;
- разведение частот возбуждающих воздействий и собственных частот

в одном математическом выражении, связывающем вышеуказанные параметры.

3. В разработке алгоритма регулирования уровня виброактивности ЭМУ, с интегрированными данными, позволяющего получить минимальный уровень вибрационных характеристик на стадии проектирования.

4. В обосновании метода определения уровня виброактивности ЭМУ, обладающего гироскопическими свойствами, использованием классического математического аппарата теории колебаний.

Практическая значимость работы заключается в следующем:

1. Решение научно-технических задач снижения виброактивности ЭМУ методом комбинирования твердотельного и вязкого демпфирования, подтвержденных результатами испытаний (измерений).

2. Получение уменьшенных параметров виброактивности ЭМУ в расчетно-проектном этапе разработки использованием усовершенствованной математической модели ЭМУ.

3. Использование результатов, проведенных научных и прикладных исследований, а также разработанных технических решений по снижению виброактивности ЭМУ.

Реализация результатов работы. Результаты проведенных исследований внедрены в проекте «Интеллектуальный инерциальный модуль на основе микроэлектромеханических датчиков с функциями гироскопа, акселерометра и магнитометра для систем ориентации, и навигации транспортных средств с автоматизированным управлением» ФЦП «Исследование и разработка по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014-2021 г.г.». Соглашение №14.518.21.0232 от 26.09.17 г.

Применение в учебном процессе отделения контроль и диагностика Инженерной школы неразрушающего контроля и безопасности при изучении дисциплин «Основы контроля и диагностики» и «Неразрушающий контроль и диагностика» для подготовки бакалавров и магистров по направлениям 12.03.01, 12.04.01 «Приборостроение».

Основные положения работы, выносимые на защиту:

1. Дополненная разделом вибрационных характеристик математическая модель ЭМУ, позволяющая проводить регулирование уровня виброактивности на стадии проектирования.

2. Разработанный алгоритм снижения виброактивности ЭМУ, учитывающий уменьшение амплитуды возбуждающих воздействий, увеличения демпфирования и разведения собственных и возбуждающих частот.

3. Разработанные технические решения, позволяющие снизить имеющийся уровень виброактивности ЭМУ используя механические силы сопротивления твердотельного демпфирования для безвозвратных потерь энергии вибрации.

4. Технические решения, по улучшению вибрационной характеристики ЭМУ, обеспечивающие уменьшение уровня виброактивности используя комбинирование типов демпфирования (твердотельного и вязкого).

Апробация результатов работы. Основные результаты проведенных исследований доложены автором и обсуждены на международных научно-практических конференциях посвященных памяти генерального конструктора ракетно-космических систем имени академика М.Ф. Решетнева «Решетневские чтения» (Красноярск, 12 – 14 ноября 2013 г., 12 – 14 ноября 2014 г., 10 – 14 ноября 2015 г., 09 – 12 ноября 2016 г., 08 – 11 ноября 2017 г., 12 – 16 ноября 2018 г., 11 – 15 ноября 2019 г.) и научно-технической конференции «Электронные и электромеханические системы и устройства» (Томск, 16 – 17 апреля 2020 г.).

Публикации. Результаты выполненных исследований отражены в 17 печатных работах, в том числе: 4 статьи в рецензируемых российских журналах из перечня ВАК, 2 публикации индексируемых базами данных Scopus или Web of Science, 8 работ в научно-технических конференциях международного и всероссийского уровней и 3 патента РФ на полезные модели.

Структура и объем. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав и заключения, списка литературы и трех приложений. Общий объем работы составляет 130 страниц машинописного текста, включая 99 рисунков, 9 таблиц,

список использованной литературы из 71 наименований и 3 приложения на 16 страницах.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дана краткая характеристика направления исследования диссертации, обоснована актуальность исследований, сформулирована цель, определены задачи исследований, раскрыта научная новизна и представлены основные положения, выносимые на защиту, а также практическая значимость полученных результатов.

В первой главе диссертационной работы представлен объект исследования – ЭМУ, содержащий электропривод в виде электрического двигателя, у которого вращающаяся часть (ротор) установлены на шарикоподшипниковые опоры, а на валу установлен либо передаточный узел, либо функциональное устройство (рисунок 1).



Рисунок 1 – Блок-схема ЭМУ

Необходимость заниматься виброактивностью ЭМУ возникает в связи с повышением требований по уровню вибрации целевого функционального оборудования, на котором оно устанавливается при выполнении заданных функций.

Любое ЭМУ в рабочем режиме, с точки зрения выполнения своих целевых функций (эксплуатация, условия работы целевой аппаратуры, решаемые задачи и т.д.), должно обладать минимальной по величине амплитудой собственных вибраций.

Однако на практике это не всегда осуществляется в силу наличия механических возбуждающих воздействий различной физической природы: электромагнитной, механической, аэродинамической, гидродинамической.

Наличие вибрации в рабочих режимах устройств – это закономерный процесс рабочего состояния любого ЭМУ, в котором имеются движущие части рабочего органа (вращение, линейное перемещение).

В настоящей диссертационной работе из всего многообразия существующих воздействий рассматриваются доминирующие – механические воздействия, существующие в источниках функциональных узлов электродвигателя: шарикоподшипник, ротор, статор, крыльчатка, маховик и т.п., установленных на валу электродвигателя.

Направлением проведенных исследований является анализ вибрации в механике ЭМУ из-за наличия возбуждающих воздействий и, как следствие, наличие вибрационного режима от источника выпускаемых промышленностью неидеальных шарикоподшипников с геометрическими параметрами в пределах нормативно существующих размеров в пределах допусков и посадок, а также дисбаланса, некачественной сборки и т.п.

Рассмотрены примеры влияния виброактивности ЭМУ на условия эксплуатации прецизионного оборудования космического назначения. Показаны основные источники виброактивности на борту КА.

Рассмотрены тенденции совершенствования технических характеристик ЭМУ и тенденции развития требований к их виброактивности.

В главе представлена математическая модель ЭМУ, состоящая из трех разделов, учитывающая вибрационные явления, существующие в рабочем режиме. Ввиду ограниченности объема автореферата, в нем представлен лишь один раздел (1.1 – 1.20) математической модели по теме диссертации, а именно раздел «основные вибрационные характеристики», который подчеркивает сложность обеспечения требуемого уровня виброактивности.

Основные вибрационные характеристики

$$m_1 \ddot{x} + k_D \dot{x} + kx = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} (a_i \cos i\omega t + b_i \sin i\omega t) + me\omega^2 \sin \omega t + \sum_{i=1}^{\infty} m\omega^2 x_1 \sin \omega t$$

уравнение динамики механической системы (ЭМУ) при суммарном периодическом, гармоническом и линейном возбуждающем воздействии (1.1)

$$x = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{a}{2k} + \sum_{i=1}^{\infty} \frac{a_i \cos(i\omega_g t - \varphi_i) + b_i \sin(i\omega_g t - \varphi_i)}{k\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \cdot \sin(\omega - \varphi_i) + \frac{me\omega^2}{mk} \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \cdot \sin(\omega t + \varphi) + \sum_{i=1}^{\infty} \frac{m\omega^2 x_1}{k} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \cdot \sin(\omega t - \varphi)$$

реакция механической системы (ЭМУ) на суммарное периодическое, гармоническое и линейное механическое воздействие (1.2)

$$\frac{m_1 x}{me} = r^2 \aleph$$

отношение реакции механической системы и возбуждающего воздействия (1.3)

$$r = \frac{\omega_g}{\omega_c}$$

отношение частот возбуждающей к собственной (1.4)

$$\aleph = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}}$$

динамический коэффициент (1.5)

$$\omega_c = \frac{1}{\sqrt{0,5(m\alpha - J_Z \beta) + \sqrt{0,25(m\alpha - J_Z \beta)^2 + mJ_Z(\alpha\beta - \gamma^2)}}}$$

критическая скорость вращения ротора (1.6)

где:

$$\alpha = \frac{ab^2}{3EJ_{c1}} + \frac{b^3}{3EJ_{c2}}; \beta = \frac{a}{3EJ_{c1}} + \frac{b}{EJ_{c2}}; \gamma = \frac{ab}{3EJ_{c1}} + \frac{b^2}{2EJ_{c2}}$$

коэффициенты влияния

$$\omega_c = \frac{\pi^2 d}{4l^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{\pi^2 d^2}{16 l^2}}} \quad \text{критическая скорость вала ротора с распределенной нагрузкой} \quad (1.7)$$

$$\omega_c = \frac{\pi^2 d}{4l^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad \text{критическая скорость вала с распределенной нагрузкой при } d/l \ll 1 \quad (1.8)$$

$$Z = j \left(\omega m - \frac{k}{\omega} \right) + R \quad \text{полное механическое сопротивление} \quad (1.9)$$

$$\alpha_a = \frac{\sqrt{J_C (J_C \dot{\psi}_n^2 + J_B \dot{\nu}_n^2)}}{J \Omega \cos \nu_0} \quad \text{амплитуда нутационных колебаний} \quad (1.10)$$

$$\beta_a = \frac{\sqrt{J_B (J_C \dot{\psi}_n^2 + J_B \dot{\nu}_n^2)}}{J \Omega \cos \nu_0}$$

$$n = \frac{J \Omega \cos \nu_0}{\sqrt{J_B J_C}} \quad \text{частота нутационных колебаний} \quad (1.11)$$

$$f_6 = \frac{f}{2} \left(1 \pm \frac{d_u}{D_o} \right) \frac{z_6 z_u}{q} \quad \text{основная частота вибраций от соотношения числа волн и числа шариков} \quad (1.12)$$

$$f_i = \frac{f}{2} \left(1 - \frac{d_u}{D_o} \right) z_u i \quad \text{частота вибраций от } i \text{- ой гармоники} \quad (1.13)$$

$$f_c = 0,5 \left[1 - \left(\frac{2d_u}{D+d} \right) \cos q \right] \Omega \quad \text{частота вибрации, вызванная неуравновешенностью сепаратора шарикоподшипника} \quad (1.14)$$

$$f_6 = 0,5 \left[1 + \left(\frac{2d_u}{D+d} \right) \cos q \right] z \Omega \quad \text{частота вибрации, вызванная дефектом внутреннего кольца шарикоподшипника} \quad (1.15)$$

$$f_u = 0,5 \left[1 - \left(\frac{2d_u}{D+d} \right) \cos q \right] z \Omega \quad \text{частота вибрации, вызванная дефектом наружного кольца шарикоподшипника} \quad (1.16)$$

$$f_{мк} = \left(\frac{d+D}{4d_u} \right) \left(1 - \frac{4d_u^2}{(d+D)^2} \cos^2 q \right) \Omega \quad \text{частота вибрации, вызванная дефектом тела качения шарикоподшипника} \quad (1.17)$$

$$f_{o.s.} = \frac{d+D}{2d_u} z \Omega \quad \text{частота вибрации, вызванная шероховатостью или овальностью тел качения шарикоподшипника} \quad (1.18)$$

$$f_3 = 0,5 z \Omega \quad \text{частота вибрации, вызванная зазором в шарикоподшипнике} \quad (1.19)$$

$$f_o = f \frac{D_0}{d_u} \left(1 - \frac{d_u^2}{D_0^2} \right) z_u \quad \text{частота вибраций от овальности шариков} \quad (1.20)$$

где m_1 – масса ЭМУ; Ω – угловая скорость вращения; D_0 – диаметр по центрам тел качения шарикоподшипника; z – число тел качения (шариков); d_u – диаметр тела качения (шарика); α , β , γ – коэффициенты влияния, определяющиеся конструкцией ротора с валом; a – расстояние от левой опоры до ротора; b – расстояние между опорами вала; EJ_1 и EJ_2 – жесткости сечения вала на изгиб; J_X , J_Y , J_Z – моменты инерции ЭМУ относительно соответствующих осей; $J_Э$ – экваториальный момент инерции ЭМУ; l – смещение центра тяжести ЭМУ; n – частота подшипниковых вибраций; \mathfrak{N} – динамический

коэффициент передачи; d – диаметр внутреннего кольца шарикоподшипника; q – угол контакта тел качения.

Частоты вибрации элементов шарикоподшипника (1.12) – (1.20) представляют спектры вибрации, существенно влияющие на виброактивность ЭМУ.

Три общеизвестных способа снижения виброактивности механических систем: уменьшение амплитуды возбуждающих воздействий, увеличение демпфирования, разведение (отстройка) частот возбуждающих воздействий и собственных частот – представлены в одном математически взаимосвязанном выражении (1.3), которое можно представить в виде:

$$\frac{m_1 x}{m e} = \left(\frac{\omega_6}{\omega_c} \right)^2 \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{\omega_6}{\omega_c} \right)^2 + \left(2\xi \frac{\omega_6}{\omega_c} \right)^2}}, \quad (1.21)$$

где $\frac{m_1 x}{m e}$ – отношение реакции механической системы к возбуждающему воздействию;

ξ – безразмерный коэффициент демпфирования;

ω_6 – частота возбуждающих сил;

ω_c – собственная частота.

Решение выражения (1.21) показано в графическом виде (рисунок 2), что позволяет в процессе проектирования варьированием входящих в него параметров регулировать отношение $\frac{m_1 x}{m e}$, т.е. снизить виброактивность.

В (1.21) показана в развернутом виде взаимосвязь трех составляющих виброактивности: амплитуды колебаний, коэффициента демпфирования и отношения частот собственных и вынужденных колебаний.

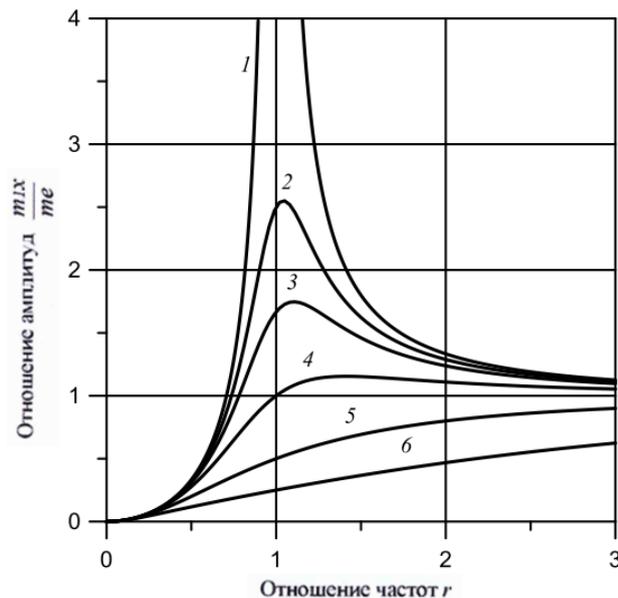


Рисунок 2 – Пример зависимости установившейся реакции от разницы частот r при разных безразмерных коэффициентах ξ : 1 – $\xi = 0$; 2 – $\xi = 0,2$; 3 – $\xi = 0,3$; 4 – $\xi = 0,5$; 5 – $\xi = 1$; 6 – $\xi = 2$

При разработке ЭМУ, для регулирования уровня виброактивности, выражение (1.21) имеет большое прикладное значение, т.к. оно учитывает зависимость установившейся реакции механической системы от разницы соотношения частот возбуждающей к собственной, а также коэффициента демпфирования.

Выражение для амплитуды установившейся реакции получено в безразмерном виде, что удобно для анализа параметров в процессе проектирования.

Из (1.1) – (1.20) следует, что математическая модель ЭМУ, включающая вибрационные характеристики, существенно повышает уровень качества разработки за счет учета параметров вибрационного режима.

Показаны результаты практического снижения виброактивности ЭМУ на примере используемых в экспериментальных исследованиях виброактивности отечественных (рисунок 3) и зарубежных (рисунок 4) ЭМУ космической техники.



Рисунок 3 – Опытный образец демпфера с ЭМУ разработки АО «НПО им. Лавочкина»

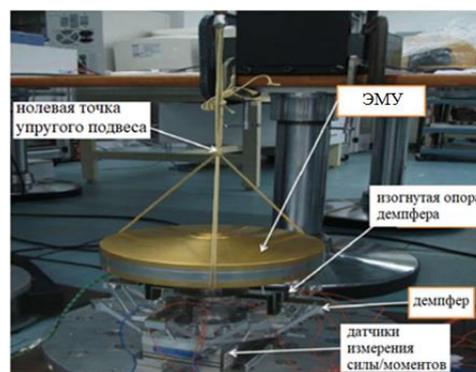


Рисунок 4 – Проведение испытаний демпфера с ЭМУ разработки Honeywell

Во второй главе проведен анализ основополагающих причин наличия виброактивности на этапах жизненного цикла ЭМУ обладающих общим функциональным признаком – наличие электродвигателя, определяющего динамические качества всего устройства.

Обоснована возможность применения метода определения уровня виброактивности ЭМУ, обладающего гироскопическими свойствами, использованием классического математического аппарата теории колебаний.

Выделен наиболее рациональный способ снижения уровня виброактивности, используя механические силы сопротивления, а именно силы трения для безвозвратных потерь энергии вибрации.

Проведен сравнительный анализ механических систем без демпфирования и с демпфированием.

Предложен алгоритм вышеуказанного снижения виброактивности ЭМУ на стадии проектирования, с помощью которого возможно эффективно уменьшить виброактивность механической системы.

Третья глава посвящена описанию предложенных технических решений уменьшению виброактивности ЭМУ, оригинальность которых защищена патентами (№134714, №150937, №207299).

Предложена конструкция жидкостного виброгасителя (рисунок 5), которая состоит из боковых опор, равномерно расположенных по габариту корпуса ЭМУ и нижней поверхности крепления ЭМУ на основание.

Демпфер, в котором рабочее тело – жидкость (вязкое демпфирование), является эффективным средством гашения колебаний, и при этом эффективность демпфирования не зависит от частоты возбуждающей силы, а только от коэффициента демпфирования.

В отличие от применения сухого трения, когда существует сила трения покоя, для того, чтобы возникло относительное движение, действующая сила должна быть больше этой силы трения покоя. В случае же использования вязкого трения жидкости, активизация диссипации энергии происходит мгновенно в момент начала движения подвижной части демпфера.

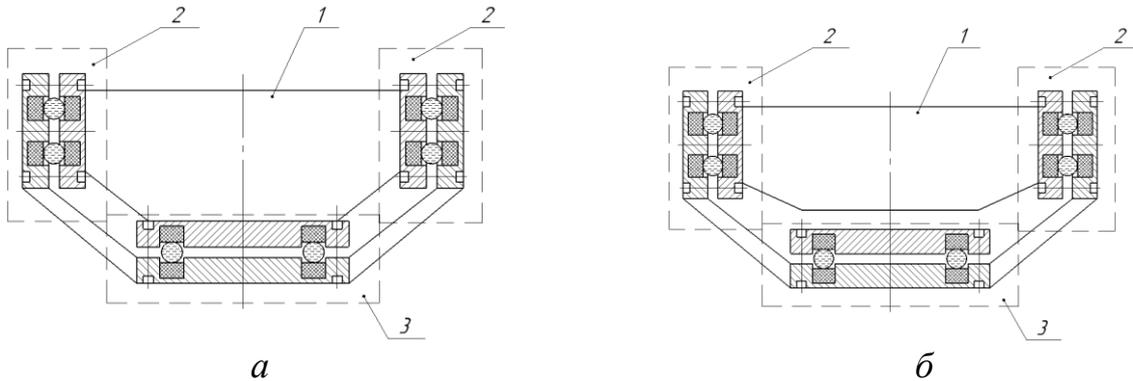


Рисунок 5 – Модель кинематической схемы ЭМУ с жидкостным виброгасителем (а) однокаскадным и (б) двухкаскадным: 1 – ЭМУ; 2 – боковые демпфирующие опоры; 3 – нижняя демпфирующая площадка

Предложены технические решения снижения виброактивности ЭМУ при использовании твердотельного демпфирования пеноалюминия – твердотельный демпфер (рисунок 6).

Крепление пеноалюминия к посадочной площадке ЭМУ и основанию разработано таким образом, чтобы обеспечить кинематическую развязку между ЭМУ и основанием через твердотельный демпфирующий фрагмент. Схема крепления показана на 3D-модели твердотельного демпфера (рисунок 7).



Рисунок 6 – Фрагмент демпфирующего элемента гасителя колебаний твердотельного демпфера на основе пеноалюминия

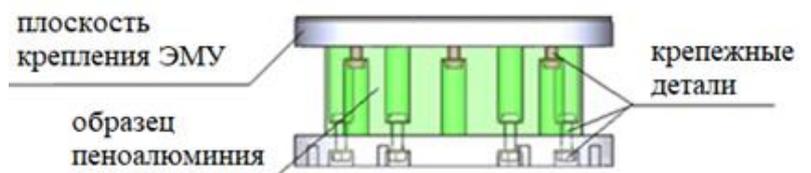


Рисунок 7 – Схема крепления твердотельного демпфера между ЭМУ и основанием

Под воздействием внешней нагрузки на материал, происходит его деформация, а соответственно перемещение слоев (трение), которое приводит к

рассеиванию энергии. Конструкции макетов твердотельных демпферов разработаны с разной глубиной проточек для установки винтов. Разная глубина проточек сделана в исследовательских целях для определения наибольшей эффективности пеноалюминия, т.к. разная глубина проточек определяет разную жесткость фрагмента пеноалюминия в местах крепления, что имеет разную силу сопротивления деформации под воздействием внешней нагрузки.

Разработана конструкция комбинированного демпфера (рисунок 8) в которой сочетаются вязкое и твердотельное демпфирование.

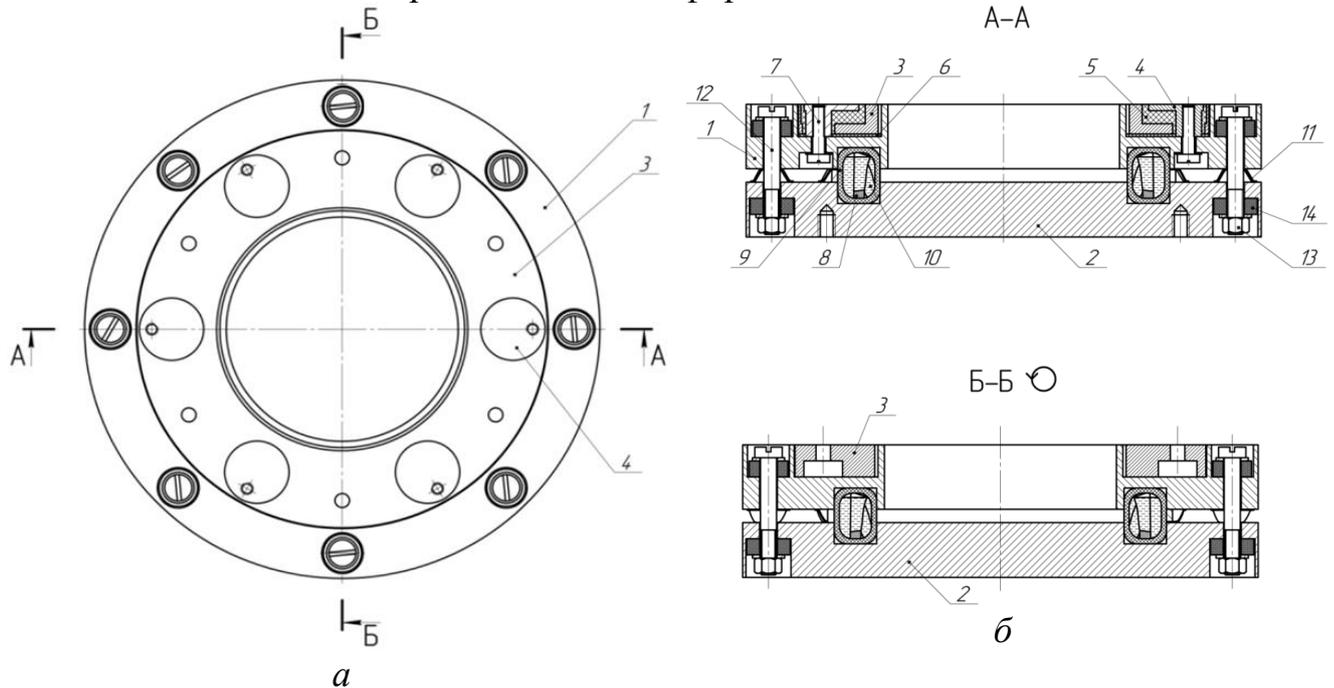


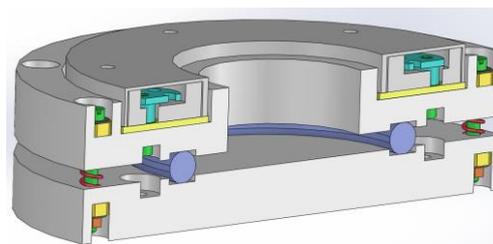
Рисунок 8 – Общий вид комбинированного демпфера:
а – вид сверху; б – сечения вдоль осевых линий

Комбинированный демпфер (рисунок 8) содержит разъемный корпус, выполненный в виде верхней 1 и нижней 2 частей корпуса, стянутых через торцевые упругие кольца 11, втулки 14 винтами 12 и гайками 13. Резиновые втулки 14 обеспечивают дополнительное демпфирование, а торцевое кольцо 11 создает стабильное положение перпендикулярности установленного ЭМУ. Верхняя шайба 1 через втулку 3, опоры 4 и упругий материал 5, под действием внешних сил деформируются, и за счет внутреннего трения в структуре материала дополнительно рассеивает энергию. Крепление втулки 3 к верхней части 1 обеспечивается винтами 7 через резиновую упругую прокладку 6. В центральной части разъемного корпуса верхняя часть 1 опирается на полое резиновое кольцо 9, заполненное вязкой жидкостью 10, в котором расположено упругое кольцо волнообразной формы 8. Наличие вязкого демпфирующего элемента, обуславливает необратимое рассеивание энергии в широком диапазоне без пиков резонанса (необратимые потери) за счет сопротивления вязкого трения среды жидкости 10.

Для определения эффективности процесса снижения виброактивности ЭМУ рассматриваемой конструкции комбинированного демпфера изготовлен макет на основе 3D-модели (рисунок 9).



а



б

Рисунок 9 – Макет (а) и 3D-модель (б) комбинированного демпфера

Испытания по определению вибрационных характеристик ЭМУ проводились на двух вариантах конструкции комбинированного демпфера. В первом варианте исследовалось твердотельное демпфирование, т.е. в конструкции комбинированного демпфера отсутствовал вязкий элемент демпфирования. А во втором варианте исследовалось совместное применение в конструкции твердотельное и вязкое демпфирование. В качестве вязкого демпфирующего элемента использовалась полиметилсилоксановая жидкость с вязкостью 1000 сСт (Сантистокс).

В четвертой главе представлены результаты экспериментальных исследований, проводимых на изготовленных макетах, базирующихся на разработанных технических решениях в процессе этих исследований.

Сравнение результатов экспериментально определяемой виброактивности ЭМУ без демпферов и с установленными конструкциями демпферов показало эффективность предложенных технических решений для устранения проблемы – наличия повышенной виброактивности ЭМУ.

Для исследования вибрационных характеристик ЭМУ использована система портативного вибродиагностического комплекса К-5101 (рисунок 10). Комплекс предназначен для исследования и сбора данных, в том числе с отметками времени, измерений общего уровня вибрации, базового и расширенного анализа динамических характеристик элементов конструкции ЭМУ.



Рисунок 10 – Вибродиагностический комплекс К-5101

Комплекс К-5101 (рисунок 10) состоит из:

- средств измерений (вибропреобразователи – ВИП);
- персональный компьютер - ноутбук с установленным программным обеспечением «Виброрегистратор-Ф», «Виброрегистратор-М2», «Logger»-регистратор, «Подшипник».

Блок-схема стенда для измерения вибрационных характеристик ЭМУ с применением вибродиагностического комплекса К-5101 представлена на рисунке 11.

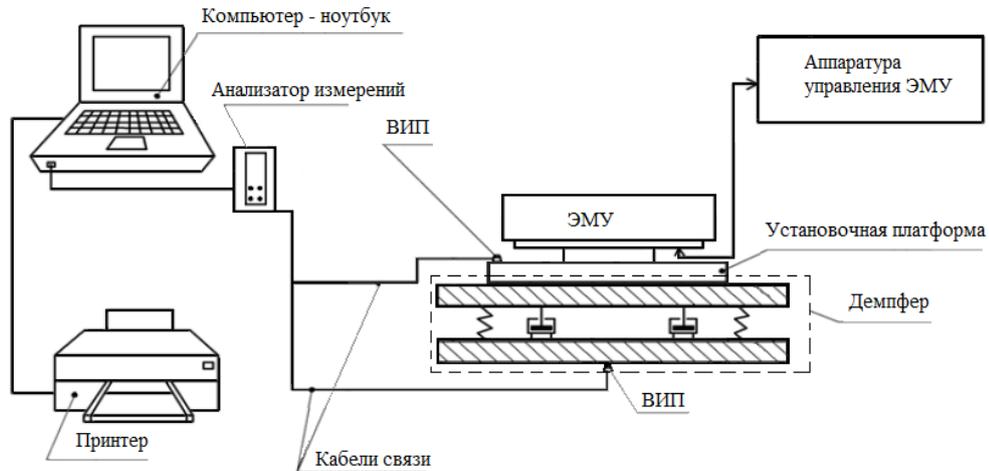


Рисунок 11 – Блок-схема стенда измерения вибрационных характеристик ЭМУ с макетом демпфера

Определение вибрационных характеристик ЭМУ проводилось по среднеквадратичному значению (СКЗ) виброперемещения в диапазоне рабочей угловой частоты вращения ротора ЭМУ.

Анализатор измерений реализует временные и частотные спектры сигналов датчиков ВИП. Временная реализация определялась в диапазоне рабочих частот вращения ротора от 1,66 до 50 Гц (от 100 до 3000 об/мин).

Результат определения вибрационных характеристик ЭМУ представлен в виде графика зависимости СКЗ виброперемещения от частоты вращения ротора (рисунки 12 – 14).

При формировании графиков (рисунки 12 – 14) в автоматическом режиме фактические значения амплитуды виброперемещения со всего спектра частот (от 2 Гц до 5 кГц) по каждому значению угловой частоты вращения ротора ЭМУ пересчитываются в СКЗ виброперемещения.

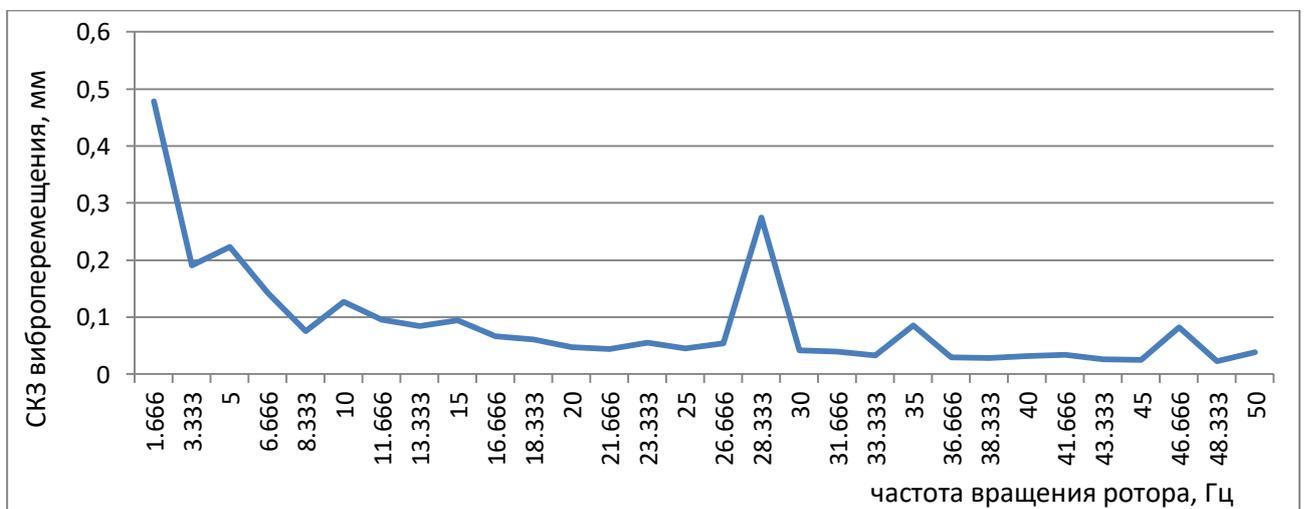


Рисунок 12 – СКЗ виброперемещения при частоте вращения ротора ЭМУ (ось X)

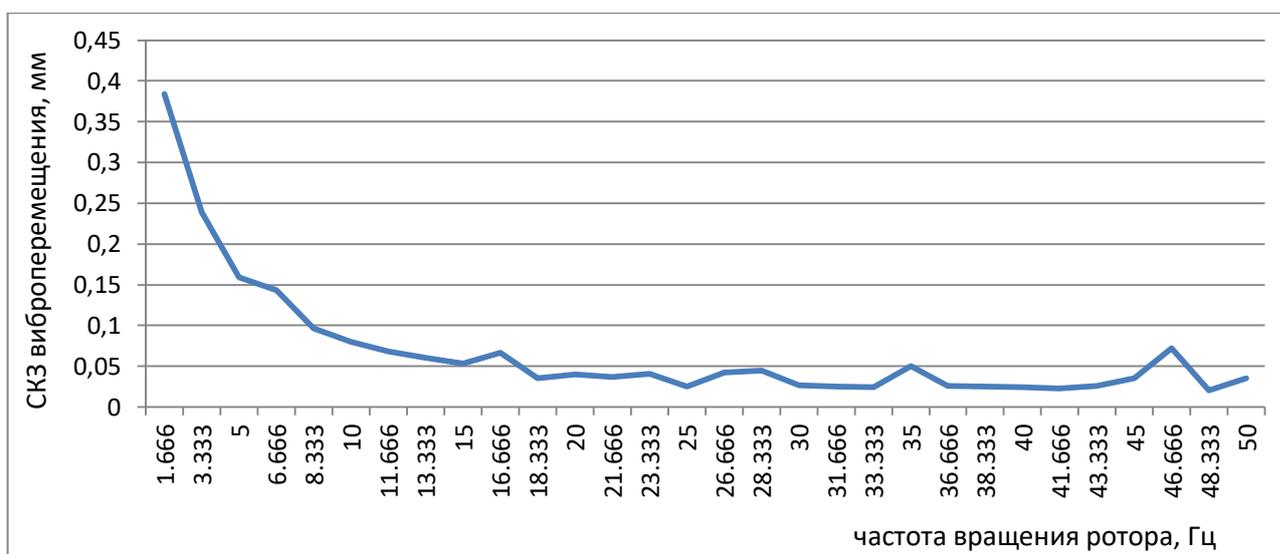


Рисунок 13 – СКЗ виброперемещения при частоте вращения ротора ЭМУ (ось Y)

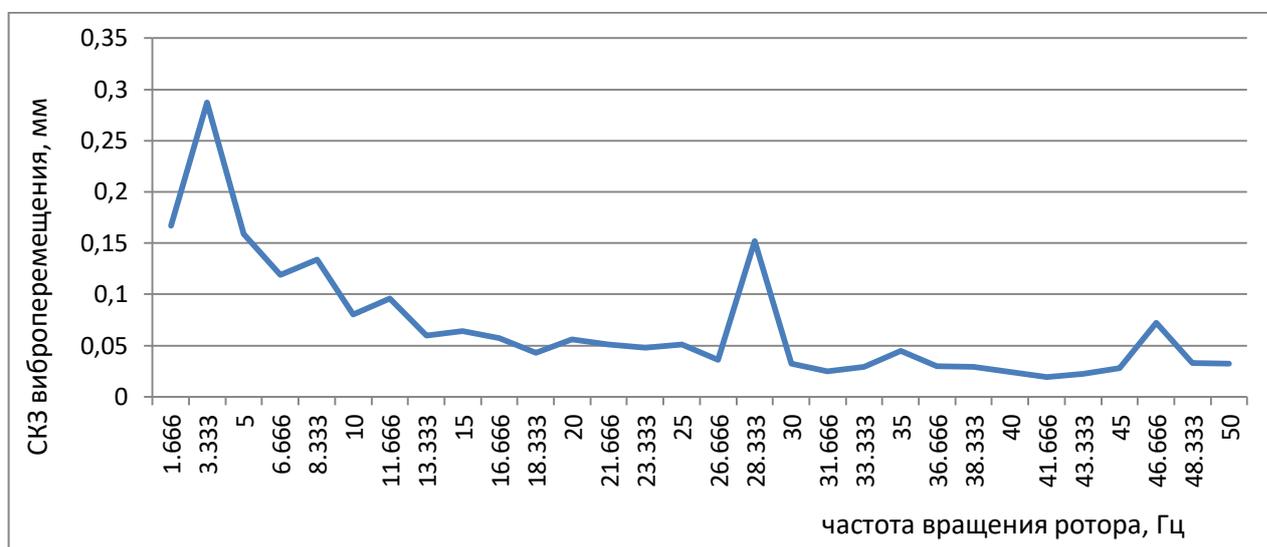


Рисунок 14 – СКЗ виброперемещения при частоте вращения ротора ЭМУ (ось Z)

Нужно отметить, что проявление повышенной виброактивности в рабочем диапазоне частот вращения ротора показывает, что в исследуемом ЭМУ имеются элементы конструкции с собственной частотой, находящейся внутри рабочего диапазона частот вращения ротора, т.е. в процессе проектирования данного ЭМУ не использовались предложенные в данной диссертационной работе дополнения математической модели, в том числе и уравнение (1.3), которое является определяющим для оптимизации вибрационных параметров в процессе проектирования. Именно оно показывает отношение реакции механической системы и возбуждающего воздействия в зависимости от величины отношения частот возбуждения (ω_g) к собственным частотам (ω_c) элементов конструкции.

Графики (рисунки 12 – 14) удобно использовать при пересчете значения СКЗ виброперемещения для каждой определенной частоты вращения ротора при определении коэффициента эффективности демпфера (1.22) на интересующей исследователя угловой частоте вращения ротора.

$$K_{\text{эффек.}} = \frac{A_{\text{Демп.}}}{A_{\text{ЭМУ}}}, \quad (1.22)$$

где: $A_{\text{ЭМУ}}$ – СКЗ виброперемещения на установочной поверхности ЭМУ без демпфера;

$A_{\text{Демп.}}$ – СКЗ виброперемещения на установочной поверхности демпфера (с установленным ЭМУ).

Пересчет СКЗ виброперемещения с установленным демпфером и без него по формуле (1.22) позволяет провести анализ эффективности применения демпфера, в процессе его проектирования, по конкретному значению угловой частоты ротора ЭМУ, то есть позволяет выявить частоты вращения ротора, на которых проявляется наибольшая эффективность снижения виброактивности предложенного варианта конструкции демпфера. Таким образом, поэтапно внося корректировки в конструкцию демпфера, возможно, отстраивать его эффективность на различных частотах.

Эффективность снижения амплитуды виброперемещения обеспечивается при значении коэффициента $K_{\text{эффек.}} < 1$, а в случае, когда коэффициент $K_{\text{эффек.}} > 1$, то происходит усиление виброперемещения.

Ввиду ограниченности объема автореферата, в нем представлен результат лишь по одному варианту твердотельного демпфера (рисунки 15 – 17)

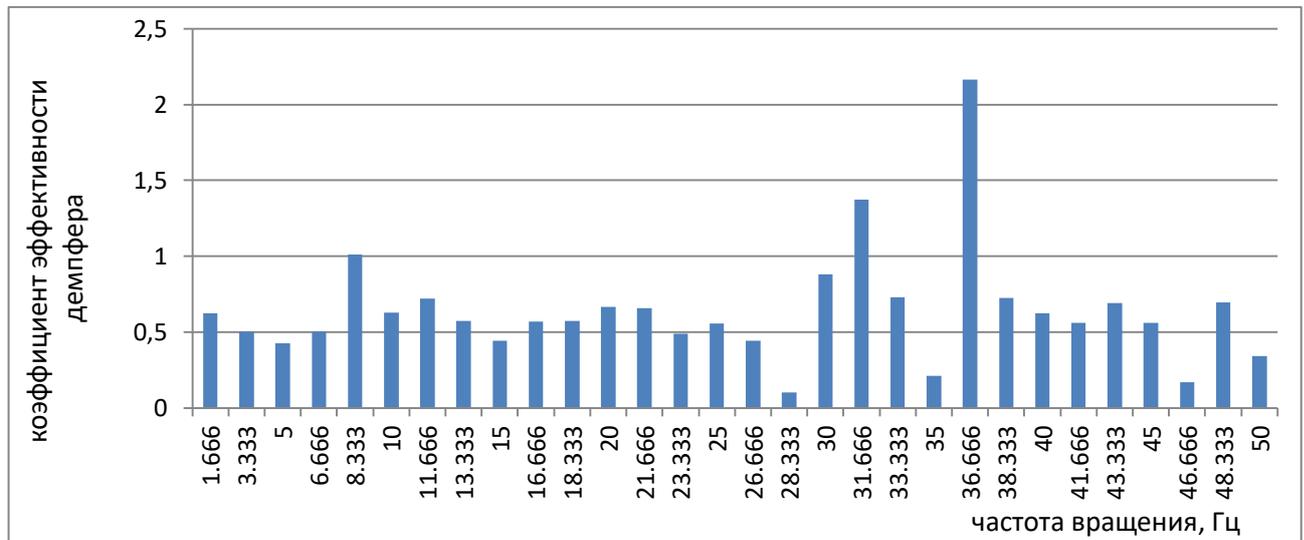


Рисунок 15 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером (ось X)

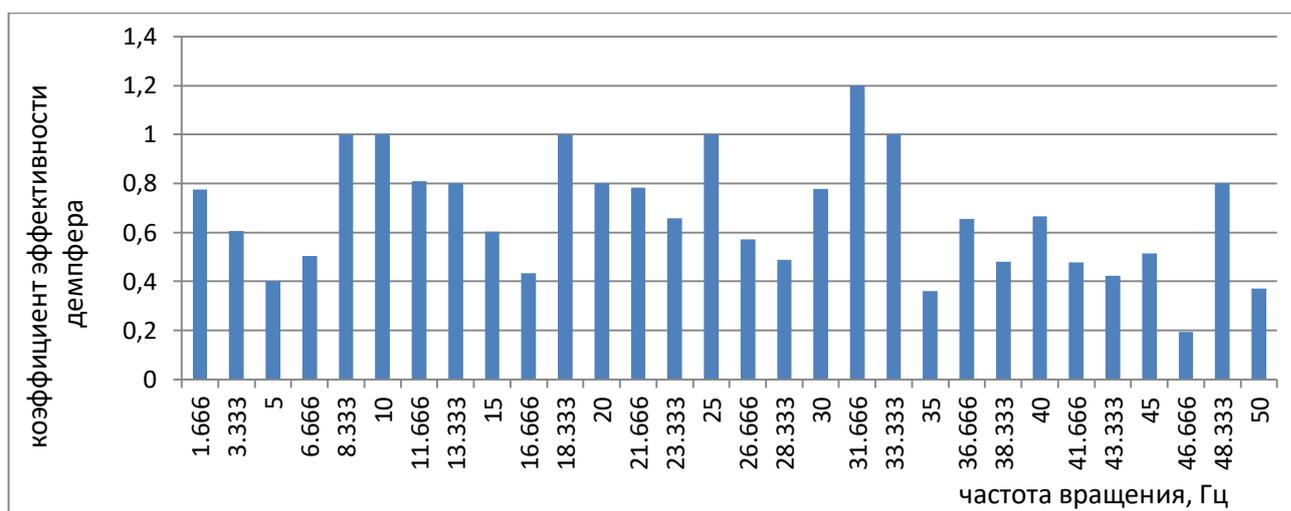


Рисунок 16 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером (ось Y)

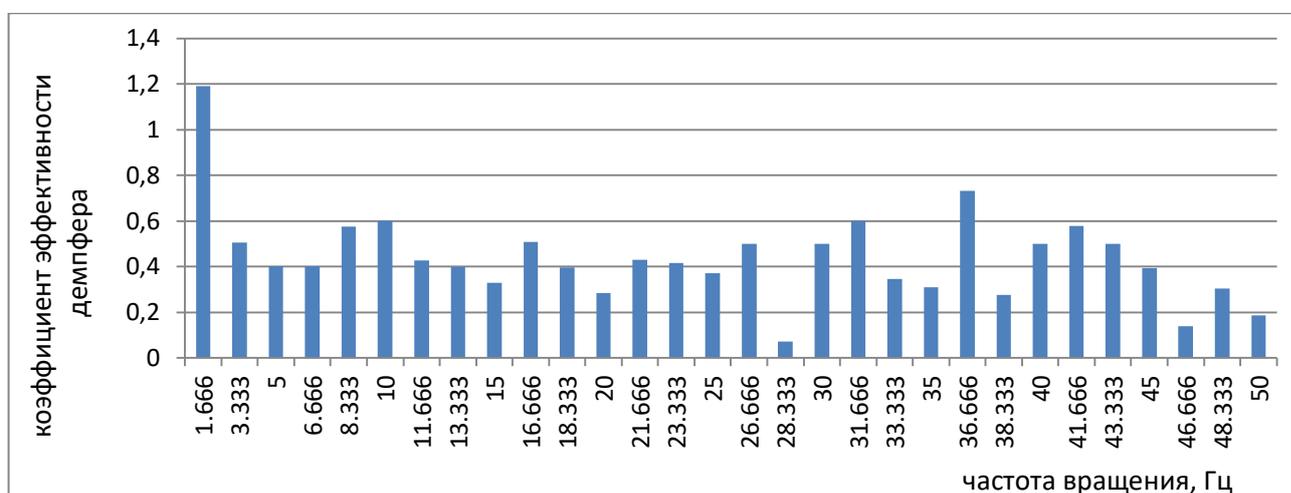


Рисунок 17 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером (ось Z)

Наибольшая эффективность рассматриваемых твердотельных демпферов на основе пеноалюминия проявилась в низкочастотной и среднечастотной областях вращения ротора.

Отдельные всплески значений коэффициента $K_{эффек.} > 1$, которые возникают в этих областях частот, связаны с совпадением частот возбуждения с собственными частотами элементов конструкции ЭМУ и собственными частотами конструкции твердотельного демпфера, что необходимо учитывать при проектировании, т.е. учитывать при проектировании ЭМУ взаимозависимость вибрационных характеристик рисунок 2 и (1.3).

Представлены результаты исследования с макетом твердотельного демпфера на основе пеноалюминия через поглощение энергии в материале, на стенде для исследования динамических процессов (рисунок 18).

Определение поглощенной энергии в материале проведено через соотношение переданной энергии от основания закрепления демпфера на стенде (датчик ВИП1), через твердотельный демпфер (датчик ВИП2 установленный на

верху демпфера) за время передачи этой энергии (время проведения измерения) (рисунок 19). Результаты показаны в таблице 1.



Рисунок 18 – Общий вид стенда для исследования динамических процессов: 1 – бак, 2 – насос с регулируемым рабочим объемом, 3 – манометр, 4 – гидромотор, 5 – предохранительный клапан, 6 – дроссель, 7 – объемный генератор колебаний, 8 – масса, 9 – исполнительные элементы вибратора на базе рукавов высокого давления с радиальным поджатием

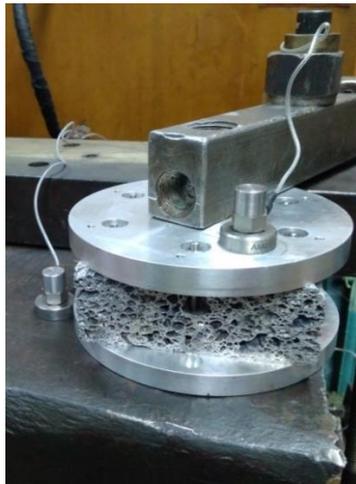


Рисунок 19 – Испытание макета твердотельного демпфера на стенде для исследования динамических процессов

Таблица 1 – Результаты определения поглощенной энергии в материале твердотельного демпфера

Канал данных	Параметр оценки	Значение сигнала	Разность значений
вход (ВИП1)	Виброускорение, м/сек ²	0,415785	~ 15 %
выход (ВИП2)		0,355630	
вход (ВИП1)	Виброперемещение, мкм	3310908,15	~ 15 %
выход (ВИП2)		2831858,24	
вход (ВИП1)	Виброскорость, мм/сек	1173,016	~ 15 %
выход (ВИП2)		1003,301	

Сравнивая значения входного и выходного сигналов (таблица 1), видно, что уровень энергетического значения выходного сигнала при использовании предложенного твердотельного демпфера ниже на ~ 15 %, чем входного сигнала, приходящего от станда.

Исследование эффективности комбинирования демпфирования по результатам испытаний также проводилось по коэффициенту эффективности демпфера (1.22). Проведенные исследования с разработанной конструкцией демпфера (рисунок 9) показали эффективность снижения виброактивности и при твердотельном демпфировании (рисунки 20 – 22) и хорошую эффективность при комбинировании типов демпфирования (вязкого и твердотельного) (рисунки 23 – 25).

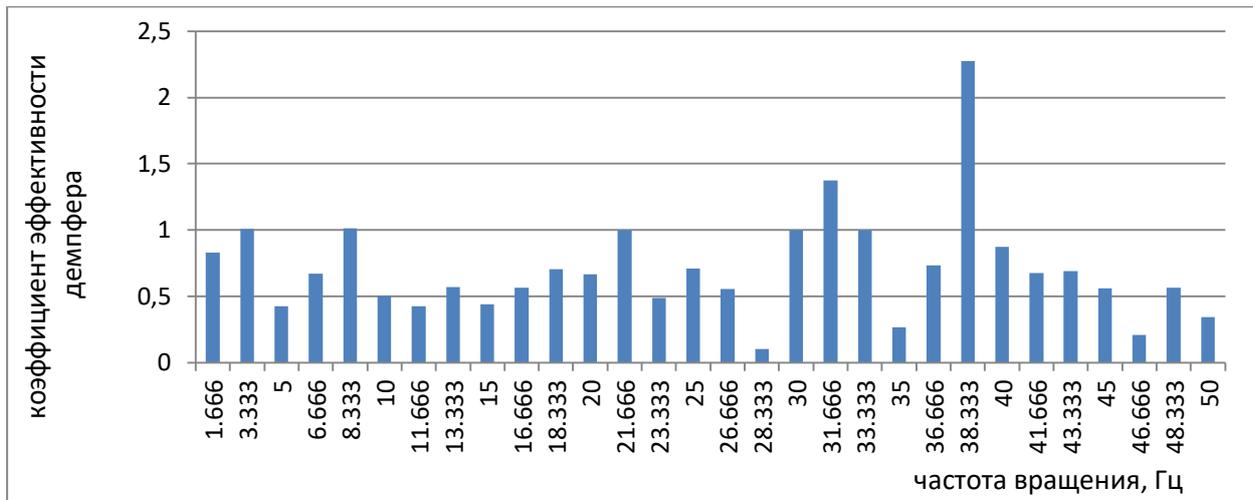


Рисунок 20 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с комбинированным демпфером (без вязкого элемента демпфирования) (ось X)

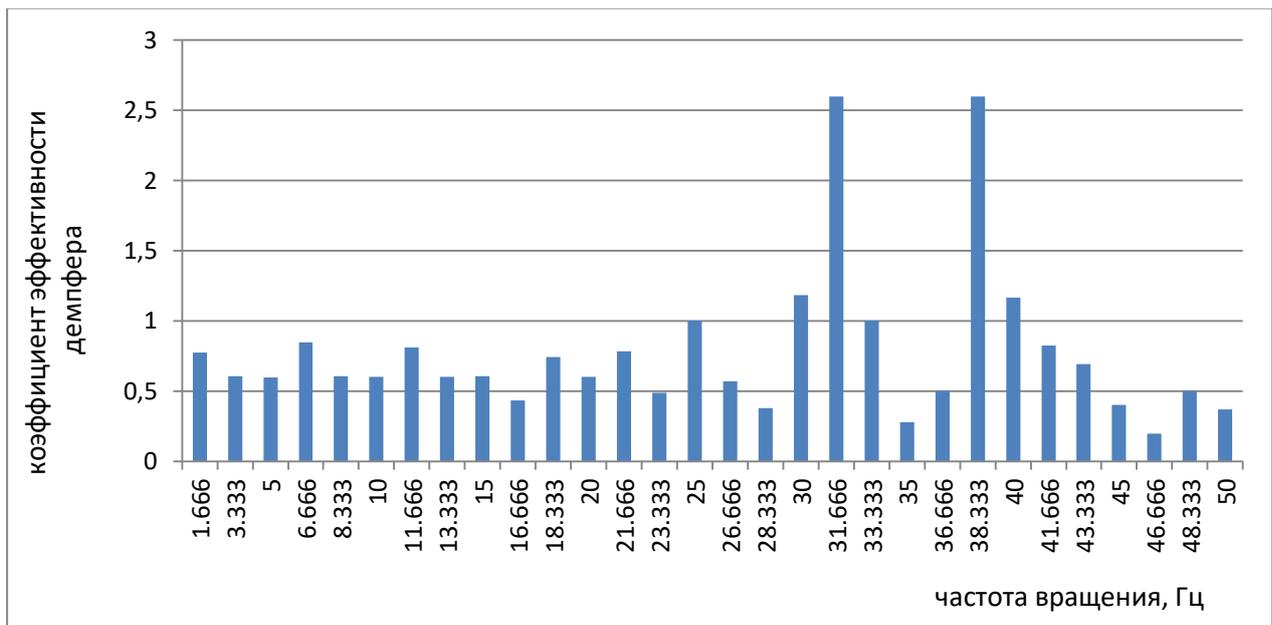


Рисунок 21 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с комбинированным демпфером (без вязкого элемента демпфирования) (ось Y)

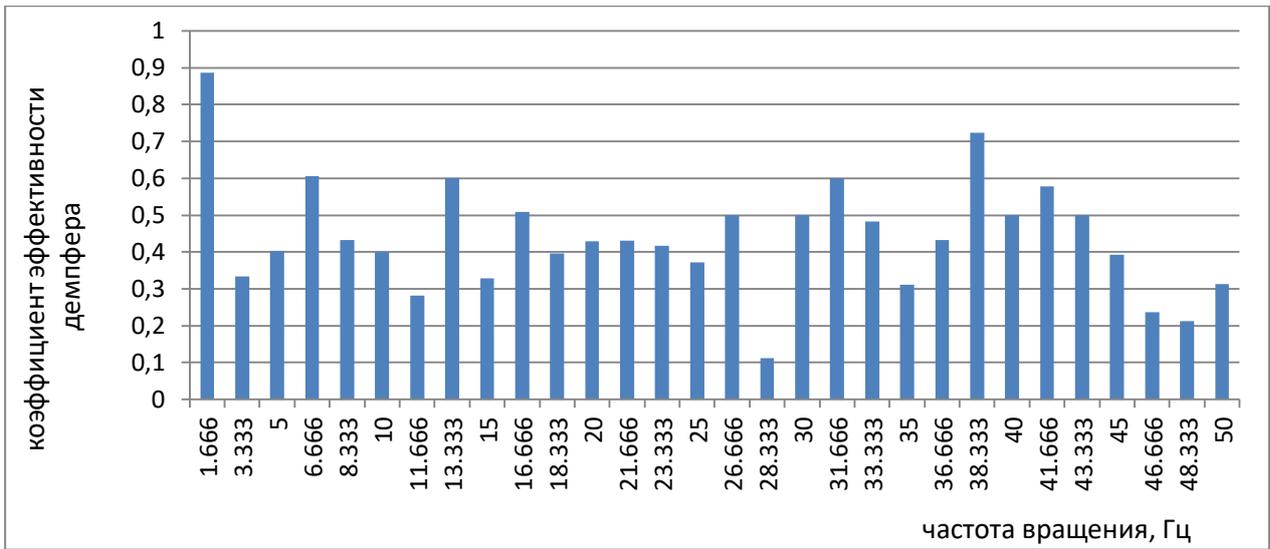


Рисунок 22 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с комбинированным демпфером (без вязкого элемента демпфирования) (ось Z)

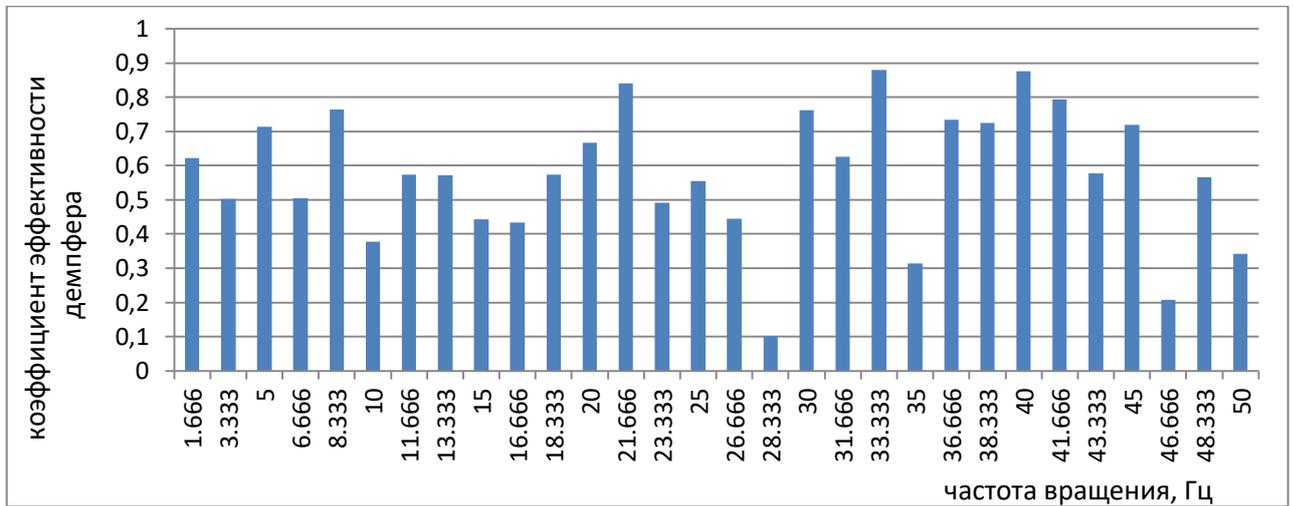


Рисунок 23 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с комбинированным демпфером (с вязким и твердотельным демпфированием) (ось X)

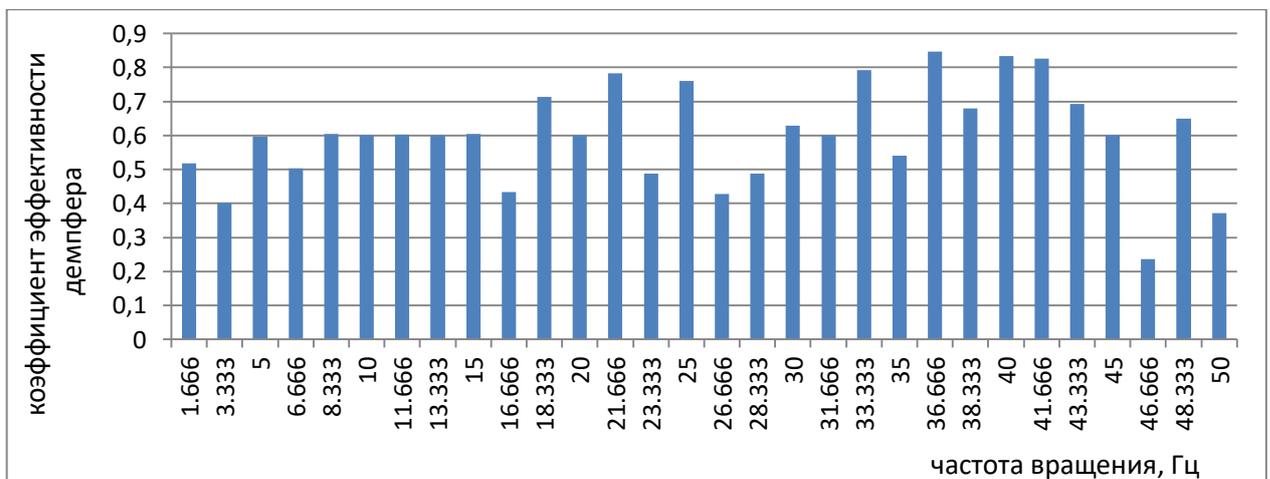


Рисунок 24 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с комбинированным демпфером (с вязким и твердотельным демпфированием) (ось Y)

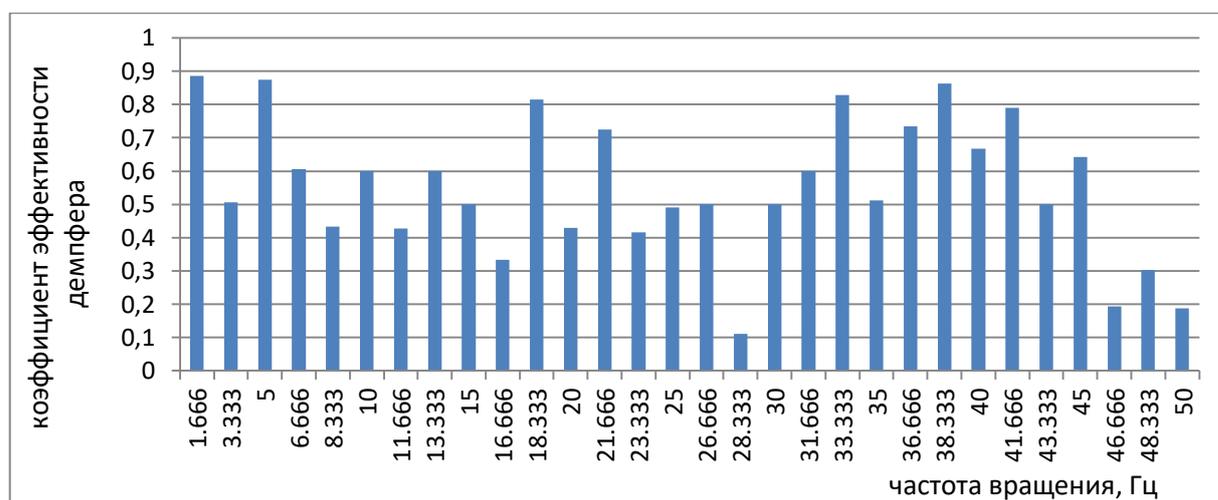


Рисунок 25 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с комбинированным демпфером (с вязким и твердотельным демпфированием) (ось Z)

Таким образом, применение в конструкции комбинированного демпфера вязкого элемента демпфирования позволило значительно (~ в 4 раза) снизить значение амплитуды СКЗ виброперемещения ЭМУ (таблица 2).

Таблица 2 – Результаты испытаний комбинированного демпфера

Наименование	Максимальное СКЗ виброперемещения в рабочем диапазоне частот вращения ротора ЭМУ, мм		
	X	Y	Z
ЭМУ без демпфера	0,479	0,384	0,287
Комбинированный демпфер без вязкого демпфирования	0,144	0,241	0,097
Комбинированный демпфер с вязким демпфированием	0,114	0,096	0,077

По результатам испытаний ЭМУ с различными макетами демпферов видно, что технические решения на основе аналитических исследований (главы I, II), по повышению эффективности демпфирования с целью снижения виброактивности ЭМУ, имеют практическое подтверждение в полученных результатах испытаний.

В заключении изложены основные результаты по научно-исследовательским и практическим работам, проведенным теоретическим и экспериментальным исследованиям.

В приложении приведены зарегистрированные патенты, графики определения вибрационных характеристик ЭМУ с предложенными техническими решениями снижения виброактивности по результатам научно-исследовательской работы и акты внедрения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенной научно-исследовательской работы получены следующие результаты:

1. Проведен анализ основополагающих причин наличия виброактивности на этапах жизненного цикла ЭМУ, обладающих общим функциональным признаком – наличие электродвигателя, определяющего динамические качества всего устройства.

2. Выявлены тенденции снижения виброактивности ЭМУ направленные на обеспечение повышения качества условий эксплуатации и уменьшения виброактивности.

3. Решен комплекс научно-технических проблем (аналитических и практических) в снижении уровня виброактивности ЭМУ, подтвержденных результатами экспериментальных исследований.

4. Результаты теоретических исследований и конструкторских испытаний ЭМУ показали, что математическая модель, дополненная описанием его вибрационного рабочего режима, позволяет повысить качество условий эксплуатации ЭМУ.

5. Разработан алгоритм метода аналитического регулирования уровня виброактивности на расчетно-проектном этапе создания ЭМУ, учитывающий уменьшение амплитуды возбуждающих воздействий, увеличение демпфирования и разведения собственных и возбуждающих частот.

6. Показано, что включение в математическую модель ЭМУ вибрационных характеристик расширяет технические возможности в уменьшении его виброактивности.

7. Разработаны технические решения, на основе которых спроектированы и изготовлены макеты твердотельного и комбинированного демпферов, позволившие снизить имеющийся уровень виброактивности ЭМУ.

8. Выполнены экспериментальные исследования процессов снижения амплитуды виброперемещений в диапазоне рабочих частот вращения ротора ЭМУ с оценкой эффективности предложенных технических решений.

ОСНОВНЫЕ ОПУБЛИКОВАННЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

Научные издания, рекомендованные ВАК

1. Ермаков Д.В. Электродвигатель-маховик с магнитогидравлическими опорами вращения / Д.В. Ермаков // Вестник СибГАУ. – Красноярск, 2015. – Т. 16, № 2. – С. 400–404.

2. Ермаков Д.В. Двигатель-маховик для малых космических аппаратов / Д.В. Ермаков, А.А. Денисова, Н.А. Колеватова, Ю.Г. Гладышев // Вестник СибГАУ. – Красноярск, 2016. – Т. 17, № 3. – С. 684–690.

3. Ермаков Д.В. Применение аддитивной технологии при изготовлении каркаса статора электродвигателя-маховика / Д.В. Ермаков, С.А. Акарачкин // Вестник СибГАУ. – Красноярск, 2017. – Т. 18, № 1. – С. 10–14.

4. Ермаков Д.В. Балансировка малоразмерных двигателей-маховиков / Д.В. Ермаков, В.В. Соловьев // Сибирский журнал науки и технологий. – Красноярск, 2017. – Т. 18, № 4. – С. 918–925.

Научные издания Scopus

5. Ermakov, D.V., Dmitriev, V.S., Minkov, L.L., Kostyuchenko, T.G., Derdiyashchenko, V.V., Panfilov, D.S. Minimizing vibration of low-noise fans // Tomsk State University Journal of Mathematics and Mechanics. – 2022. – Vol. 76. – P. 101–117.

6. Ermakov, D.V., Dmitriev, V.S. Solid State Damper Based on Foam Aluminum to Reduce Vibration Activity of Electromechanical Devices // Recent Developments in the Field of Non-Destructive Testing, Safety and Materials Science. – 2022. – Vol. 433. – P. 77–84.

Патенты

7. Патент № 134714 Российская Федерация. МПК H02K 7/02. Электродвигатель-маховик : заявл. 23.04.2013 : опубл. 20.11.2013 / Ермаков Д.В., Бобриков А.Н., Алексанов П.А., Лянзбург В.П. – Бюл. № 32. – 2 с.

8. Патент № 150937 Российская Федерация. МПК H02K 7/02. Электродвигатель-маховик : заявл. 10.04.2014 : опубл. 10.03.2015 / Ермаков Д.В., Бобриков А.Н., Алексанов П.А., Лянзбург В.П. – Бюл. № 7. – 2 с.

9. Патент № 207299 Российская Федерация. МПК F16F 3/07. Комбинированный демпфер : заявл. 05.05.2021 : опубл. 21.10.2021 / Ермаков Д.В., Дмитриев В.С. – Бюл. № 30. – 3 с.

Материалы конференций и сборники статей

10. Ермаков Д.В. Магнитогидравлические опоры двигателей-маховиков / Д.В. Ермаков, А.Н. Бобриков, П.А. Алексанов, В.П. Лянзбург // Решетневские чтения: материалы XVII междунар. науч.-практ. конф., посвящ. памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М.Ф. Решетнева (12 – 14 нояб. 2013, г. Красноярск): в 2 ч. / под общ. ред. Ю.Ю. Логинова ; Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. – Красноярск, 2013. – Ч. 1. – С. 497–498.

11. Ермаков Д.В. Электродвигатель-маховик с магнитогидравлическими опорами вращения / Д.В. Ермаков, А.Н. Бобриков, П.А. Алексанов // Решетневские чтения : материалы XVIII междунар. науч.-практ. конф., посвящ. памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М.Ф. Решетнева (12 – 14 нояб. 2014, г. Красноярск): в 2 ч. / под общ. ред. Ю.Ю. Логинова ; Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. – Красноярск, 2015. – Ч. 1. – С. 498–500.

12. Ермаков Д.В. Двигатель-маховик для малых космических аппаратов / Д.В. Ермаков, А.А. Денисова, Н.А. Колеватова, Ю.Г. Гладышев, В.П. Лянзбург // Решетневские чтения : материалы XIX междунар. науч.-практ. конф., посвящ. 55-летию Сиб. гос. аэрокосмич. ун-та им акад. М.Ф. Решетнева (10 – 14 нояб. 2015, г. Красноярск): в 2 ч. / под общ. ред. Ю.Ю. Логинова ; Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. – Красноярск, 2015. – Ч. 1. – С. 557–559.

13. Ермаков Д.В. Применение аддитивной технологии при изготовлении каркаса статора электродвигателя-маховика / Д.В. Ермаков, С.А. Акарачкин, М.И. Шинкевич // Решетневские чтения : материалы XX юбилейной междунар.

науч.-практ. конф., посвящ. памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М.Ф. Решетнева (09 – 12 нояб. 2016, г. Красноярск) : в 2 ч. / под общ. ред. Ю.Ю. Логинова ; Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. – Красноярск, 2016. – Ч. 1. – С. 534–536.

14. Ермаков Д.В. Балансировка малоразмерных двигателей-маховиков / Д.В. Ермаков, В.Х. Даммер, В.В. Соловьев, В.П. Лянзбург // Решетневские чтения : материалы XXI междунар. науч.-практ. конф., посвящ. памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М.Ф. Решетнева (08 – 11 нояб. 2017, г. Красноярск) : в 2 ч. / под общ. ред. Ю.Ю. Логинова ; Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. – Красноярск, 2017. – Ч. 1. – С. 367–369.

15. Ермаков Д.В. Демпфер на основе трабекулярной структуры / Д.В. Ермаков // Решетневские чтения : материалы XXII междунар. науч.-практ. конф., посвящ. памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М.Ф. Решетнева (12 – 16 нояб. 2018, г. Красноярск) : в 2 ч. / под общ. ред. Ю.Ю. Логинова ; Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. – Красноярск, 2018. – Ч. 1. – С. 438–440.

16. Ермаков Д.В. Демпфер системы виброзащиты двигателя-маховика космического аппарата / Д.В. Ермаков // Решетневские чтения : материалы XXIII междунар. науч.-практ. конф., посвящ. памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М.Ф. Решетнева (11 – 15 нояб. 2019 г., г. Красноярск) : в 2 ч. / под общ. ред. Ю.Ю. Логинова ; Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. – Красноярск, 2019. – Ч. 1. – С. 24–26.

17. Ермаков Д.В. Способ минимизации виброактивности двигателя-маховика космического аппарата / Д.В. Ермаков, В.С. Дмитриев // Электромеханика: материалы XX науч.-техн. конф. «Электронные и электромеханические системы и устройства» / АО «НПЦ «Полус». – Томск, 2020. – С. 197–201.