

СУДОВОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

SHIP POWER EQUIPMENT

DOI: 10.37890/jwt.vi81.533

УДК 62-752.2

Совершенствование вибрационной защиты судовых машин и механизмов на основе использования динамических компенсаторов жесткости

С.П. Глушков

ORCID: 0000-0002-5745-4658

В.И. Кочергин

ORCID: 0000-0002-4883-1458

Сибирский государственный университет путей сообщения, г. Новосибирск, Россия

Аннотация. Цель настоящего исследования – теоретическое обоснование совершенствования вибрационной защиты судовых машин и механизмов на основе использования динамических компенсаторов жесткости. Основным недостатком существующих виброзащитных устройств является невозможность разрешения объективно существующего противоречия: эффективность их работы достигается при минимальной суммарной жесткости подвески и, в то же время, для ограничения подвижности защищаемого от вибрации механизма жесткость упругих элементов должна быть достаточно высокой. Предложены конструктивные решения динамических гасителей колебаний с соосно расположенными относительно основного упругого элемента подвески подпружиненными инерционными массами, колеблющимися в противофазе относительно колебаний защищаемого от вибраций объекта. Представлены расчетные схемы динамического гасителя колебаний с компенсацией жесткости, разработанные на основе положений теории автоматического управления. На основании анализа разработанных теоретических предпосылок определены основные факторы, влияющие на величину коэффициента виброизоляции и позволяющие получить динамически устойчивую колебательную систему. Приведены основные результаты предварительного математического моделирования виброзащитной системы с использованием модели динамического гасителя колебаний малой массы. Итогом проведенных исследований является подтверждение перспективности предлагаемых технических решений и возможности практической реализации полноценного решения проблемы защиты судовых машин и механизмов от вибраций.

Ключевые слова: судовой механизм, вибрация, виброзащитное устройство, квазиуравнение жесткости, динамический гаситель колебаний, компенсатор жесткости.

Improvement of vibration protection of ship machines and mechanisms based on the use of dynamic stiffness compensators

Sergey P. Glushkov

ORCID: 0000-0002-5745-4658

Victor I. Kochergin

ORCID: 0000-0002-4883-1458

Siberian Transport University, Novosibirsk, Russia

Abstract: The purpose of this study is the theoretical justification for improving vibration protection of ship machines and mechanisms based on the use of dynamic stiffeners. The

main disadvantage of existing vibration protection devices is the impossibility of resolving the objectively existing contradiction: their efficiency is achieved with a minimum total stiffness of the suspension and, at the same time, to limit the mobility of the mechanism protected from vibration, the stiffness of the elastic elements must be sufficiently high. Design solutions of dynamic vibration dampers are proposed with spring-loaded inertial masses coaxially located relative to the main elastic element of the suspension, which vibrate in antiphase relative to vibrations of the object protected from vibrations. Design schemes of dynamic vibration damper with stiffness compensation developed on the basis of provisions of automatic control theory are presented. Based on the analysis of the developed theoretical assumptions, the main factors affecting the value of the vibration isolation coefficient and allowing to obtain a dynamically stable oscillatory system are determined. The main results of preliminary mathematical modeling of vibration protection system using the model of dynamic damper of low mass vibrations are given. The result of the research is confirmation of the proposed technical solutions prospects and the possibility of practical implementation of a full-fledged solution to the problem of protecting ship machines and mechanisms from vibrations.

Keywords: ship mechanism, vibration, vibration protection device, quasi-zero stiffness, dynamic vibration damper, stiffness compensator.

Введение

Работа судовых машин и механизмов, включая судовые энергетические установки, как правило, характеризуется необходимостью обеспечения вибрационной защиты. Повышение энерговооруженности машин способствует увеличению вибраций, ухудшающих условия труда операторов и нарушающих нормальные режимы работы оборудования вплоть до возможности разрушения конструктивных элементов [1, 2]. Совершенствование методов виброзащиты приобретает особенную актуальность в условиях введенных против России санкций и ограничения поставок комплектующих для водного транспорта, что приводит к необходимости замены главных и вспомогательных двигателей отечественными или китайскими аналогами, зачастую обладающими более высокими скоростными характеристиками и повышенным уровнем вибрационных нагрузок [3].

В настоящее время в мировой и отечественной практике широко применяются и совершенствуются различные методы виброзащиты, в том числе, виброизоляция и вибродемпфирование [4, 5, 6], а также различного рода специальные виброизоляционные механизмы и динамические виброгасители [7, 8, 9, 10, 11, 12]. Основным недостатком массовых виброзащитных устройств является сложность осуществления эффективной комплексной защиты от вибраций машин и механизмов в широком диапазоне изменения частот и нагрузок по причине объективно существующего противоречия: для эффективности работы виброизолятора он должен обладать минимальной суммарной жесткостью подвески, но, в то же время, величина жесткости должна быть как можно большей в целях ограничения подвижности относительно базы защищаемого от вибрации объекта. Таким образом, поскольку в большинстве случаев традиционные механизмы не могут устранить указанное выше противоречие, возникает необходимость исследования и разработки принципиально новых типов виброизоляционных устройств. В данной статье содержатся предложения по совершенствованию вибрационной защиты машин и механизмов на основе использования динамических компенсаторов жесткости. Текущими задачами исследования являются теоретическое обоснование создания конструктивных вариантов подобных специальных устройств виброзащиты и подготовка к разработке методики экспериментальных исследований.

Методы исследования

Дополнительные специальные виброзащитные устройства, обеспечивающие максимальное уравнивание силового взаимодействия защищаемого объекта и элементов упругой подвески, в идеале должны обладать так называемой квазинулевой жесткостью. Квазинулевая жесткость означает, что силовая характеристика виброзащитного механизма имеет горизонтальные участки силовой характеристики, на которых его суммарная жесткость стремится к нулевым значениям. Подобные устройства в настоящее время находят применение в промышленности и на транспорте, но их более широкое распространение ограничивается сложностью конструкции и настройки, поскольку существующие технические решения преимущественно основаны на использовании достаточно сложных кинематических схем, предполагающих одновременную работу упругих элементов с отрицательной и положительной жесткостью, например, пружин сжатия и растяжения [13, 14].

Для практической реализации виброзащиты на основе использования динамических компенсаторов с квазинулевой или же псевдоквазинулевой жесткостью предлагаются два конструктивных решения с соосно расположенными внутри основного упругого элемента (рис. 1) или установленными параллельно подпружиненными инерционными массами (рис. 2). В обоих случаях компенсатор жесткости работает следующим образом: между защищаемым от вибрации объектом 1 и основанием 2 расположен основной несущий упругий элемент 3, воспринимающий основные колебательные нагрузки работающего механизма, параллельно с которым установлена инерционная масса 4, подвешенная на верхней 5 и нижней 6 дополнительных пружинах. Колебания защищаемого от вибраций механизма 1 передаются инерционной массе 4 гасителя колебаний. В итоге они колеблются совместно, но инерционная масса 4 колеблется в противофазе по отношению к колебаниям механизма 1 благодаря передаваемым на нее верхней соосной пружиной 5 усилиям. При этом периодические усилия, вызванные деформацией нижней соосной дополнительной пружины 6, синхронно передаются на основание виброзащитного механизма 2. Эти усилия являются равными по величине, но противоположными по направлению, что позволяет при правильном подборе массы дополнительного груза и жесткости пружин обеспечить наиболее полную виброизоляцию машин и механизмов [15, 16].

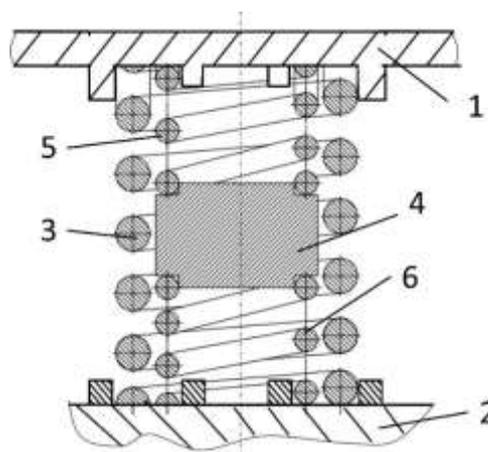


Рис.1. Устройство динамического компенсатора жесткости с соосно расположенной внутри основного упругого элемента инерционной массой

При разработке предлагаемых подходов к организации гашения колебаний необходимы исследования динамического поведения сложных систем, содержащих

двухсторонние голономные связи. В данном случае удобнее использовать по аналогии с теорией автоматического управления структурный метод и применить интерпретацию динамических реакций, сопутствующих процессу гашения колебаний, как обратных связей в колебательной системе с передаточными функциями интегрирующего звена второго порядка. По сути, структурные схемы колебательных систем являются аналогами дифференциальных уравнений, а применяемые в виброзащитных механизмах дополнительные связи следует рассматривать в качестве дополнительных звеньев, включаемых в колебательную систему параллельно либо путем использования принципов обратной связи. Определение передаточной функции или матрицы передаточных функций в случае применения структурных схем для математического моделирования во многом аналогичны процедурам составления системы дифференциальных уравнений Лагранжа второго рода.

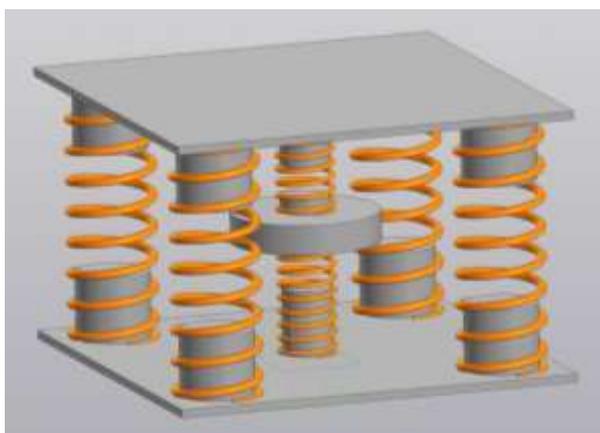


Рис.2. Устройство динамического компенсатора жесткости с параллельно расположенными упругими элементами

Расчетная схема динамического гасителя колебаний (ДГК) с компенсацией жесткости представлена на рис. 3, где C_0 – жесткость основного несущего упругого элемента; C_1 и C_2 – соответственно жесткости верхней и нижней дополнительных пружин инерционной массы; h_1, h_2, h_3 – коэффициенты демпфирования; m_0 и m_1 – величины масс соответственно защищаемого от вибрации механизма и дополнительной инерционной массы ДГК; F_0 – внешнее усилие.

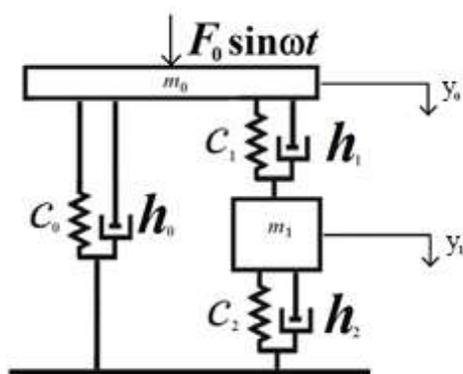


Рис.3. Расчетная схема динамического гасителя колебаний

Расчетная схема динамического гасителя колебаний иллюстрирует совместное движение элементов представленной на рис. 3 колебательной системы с установленным динамическим гасителем колебаний, описываемое следующими уравнениями:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{y}_0 + (C_0 + C_1)y_0 - C_1 y_1 + (h_0 + h_1)\dot{y}_0 - h_1 = F \sin \omega t; \\ m_1 \ddot{y}_1 - C_1 y_0 + (C_1 + C_2)y_1 + (h_1 + h_2)\dot{y}_1 - h_1 \dot{y}_0 = 0. \end{cases} \quad (1)$$

В соответствии с теорией автоматического управления, расчетную схему предлагаемого динамического гасителя колебаний можно перевести в структурную схему (рис. 4), предварительно представив уравнения системы (1) в виде системы дифференциальных уравнений в оперативной форме:

$$\begin{cases} (T_0^2 p^2 + T_0 q_0 p + 1) \cdot x_0(p) - \left(T_0 q_0 p + T_0^2 \frac{C_1}{m_0} \right) \cdot x_1(p) = F(p); \\ (T_1^2 p^2 + T_1 q_1 p + 1) \cdot x_1(p) - \frac{1}{\mu \vartheta} \left(T_1 q_{01} p + T_0^2 \frac{C_1}{m_0} / \vartheta \right) \cdot x_0(p) = 0; \end{cases} \quad (2)$$

где $\mu = \frac{m_1}{m_0}$ – относительная приведенная инерционная масса динамического гасителя колебаний (ДГК); $p = \frac{d}{dt}$ – оператор дифференцирования; $T_0 = \frac{1}{\omega_0}$ – постоянная времени колебательной системы; $T_1 = \frac{1}{\omega_1}$ – постоянная времени ДГК; $\vartheta = \frac{\omega_1}{\omega_0}$ – частотная настройка гасителя колебаний; $\omega_0 = \sqrt{\frac{C_0 + C_1}{m_0}}$ – частота свободных колебаний защищаемого механизма с установленным ДГК; $\omega_1 = \sqrt{\frac{C_1 + C_2}{m_1}}$ – частота свободных колебаний динамического гасителя; $q_0 = \frac{2(h_0 + h_1)}{h_{0 \text{ кр}}}$, $q_1 = \frac{2(h_1 + h_2)}{h_{1 \text{ кр}}}$, $q_{01} = \frac{2h_1}{h_{0 \text{ кр}}}$ – относительные коэффициенты демпфирования; $h_{0 \text{ кр}} = 2m_0 \omega_0$, $h_{1 \text{ кр}} = 2m_1 \omega_1$ – безразмерные коэффициенты внутреннего сопротивления.

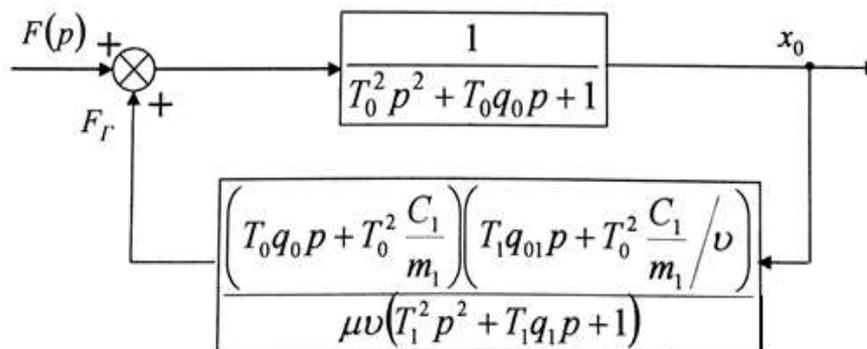


Рис.4. Структурная схема колебательной системы с динамическим гасителем колебаний

Результаты анализа структурной схемы динамического гасителя колебаний

Эффективность работы динамического гасителя колебаний судовых машин и механизмов с соосно расположенными упругими элементами может быть обеспечена в том случае, если он оптимально настроен таким образом, чтобы соотношение ϑ , определяющее частотную настройку ДГК, равнялось 1. В первую очередь, это достигается путем подбора оптимального соотношения параметров жесткости

верхней и нижней дополнительных пружин инерционной массы C_1 и C_2 и жесткости основной упругой связи C_0 . Введение безразмерного коэффициента связи $k = T_0^2 \frac{C_1}{m_1}$, который по физическому смыслу является коэффициентом двусторонних голономных связей между объектом защиты и динамическим гасителем колебаний с соосно расположенными упругими элементами, позволяет выполнить преобразование представленной на рис. 4 структурной схему колебательной системы в структурную схему с типовыми динамическими звеньями (рис. 5). В преобразованной структурной схеме используется параметр e , определяющий ошибки регулирования, а также используется разность между величинами возбуждения $F(p)$ и реакции F_{Γ} динамического гасителя колебаний с соосно расположенными упругими элементами. При этом предполагается, что инерционная масса динамического гасителя должна ориентировочно составлять не более чем 5 % от величины массы виброзащищаемого объекта и не должна изменять своего значения в процессе совместной работы.

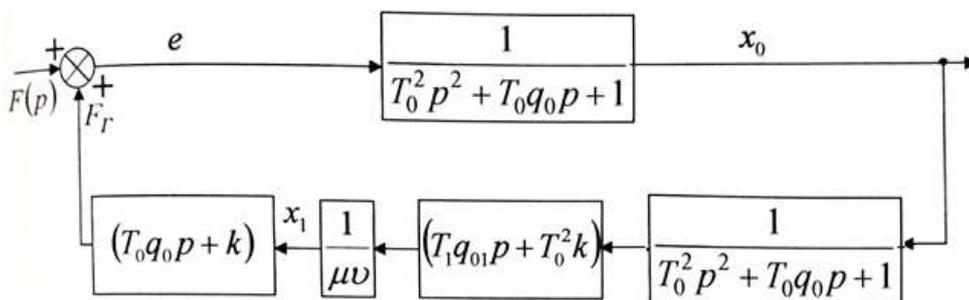


Рис.5. Преобразованная структурная схема с типовыми динамическими звеньями

В теории колебаний механических систем эффективность снижения колебаний в стационарных режимах определяется коэффициентом виброизоляции (коэффициентом амортизации), характеризующим долю передаваемого динамического воздействия от возмущающей нагрузки на защищаемую конструкцию. Величина коэффициента виброизоляции μ может быть определена по формуле:

$$\mu = \sqrt{\frac{1 + 4 \gamma^2 \left(\frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)}{\left[1 - \left(\frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)\right]^2 + 4 \gamma^2 \left(\frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)}}; \tag{3}$$

где γ – коэффициент демпфирования; ω и ω_0 – соответственно частоты вынужденных и собственных колебаний объекта.

В этом случае эффективность применения ДГК с соосно расположенными упругими элементами в виброизолирующих устройствах судовых машин и механизмов по критерию μ будет формулироваться в виде требования обеспечения неравенства $\mu < 1$.

Обсуждение результатов

На основании анализа выражения (3), определяющего величину коэффициента виброизоляции μ , были сделаны следующие основные выводы.

При малых значениях частоты вынужденных колебаний ω по сравнению с частотой ω_0 собственных колебаний динамической системы «судовой механизм – виброизолятор с ДГК – корпус судна» с учетом двухсторонних голономных связей, возникающих в случае применения динамических гасителей колебаний с соосно расположенными упругими элементами, величина безразмерного коэффициента связи

к незначительно отличается от единицы, и возмущающая сила действует на корпус судна аналогично нагрузке без ДГК.

Снижение динамического отклика колебаний оснований судовых машин и механизмов с помощью динамических гасителей колебаний с соосно расположенными упругими элементами будет происходить с учетом демпфирования при отношении частот вынужденных колебаний к собственным, равным величине $\omega/\omega_0 > \sqrt{2}$.

При любом значении отношения частот ω/ω_0 , превышающем величину $\sqrt{2}$, эффективность динамического гасителя колебаний с компенсацией жесткости будет повышаться при снижении коэффициента демпфирования γ .

Диапазон соотношения ω/ω_0 следует принимать в пределах значений от 2,5 до 5, что позволяет получить динамически устойчивую колебательную систему. Кроме того, следует принимать во внимание, что при установке инерционных гасителей колебаний с соосно расположенными пружинами снижение вибрационных нагрузок, по сути, происходит не за счет изменения параметров жесткости упругих элементов при использовании ДГК, а за счет компенсации усилий, возникающих при колебаниях в противофазе инерционной массы. Следовательно, это позволяет значительно увеличивать величину жесткости C_0 основного упругого элемента.

При обосновании параметров динамического гасителя колебаний с соосно расположенными упругими элементами необходимо учитывать, что выбор величины жесткости основной несущей пружины C_0 динамического гасителя колебаний с соосно расположенными упругими элементами для любого виброзащищаемого объекта будет зависеть от целого ряда динамических характеристик колебательной системы, зависящих от типа конструкции, применяемых материалов, параметров жесткости и демпфирования ее отдельных элементов.

Для выполнения теоретических исследований и моделирования изменения динамических характеристик системы «судовой механизм корпус судна» на основе представленной на рис. 5 преобразованной структурной схемы использовалась программа Simulink из пакета MATLAB. При оценке характера переходных процессов в системе «судовой механизм – динамический гаситель колебаний» и ее устойчивости при работе на различных частотах возбуждения использовалась схема процесса регулирования исследуемого виброзащитного устройства, приведенная на рисунке 6.

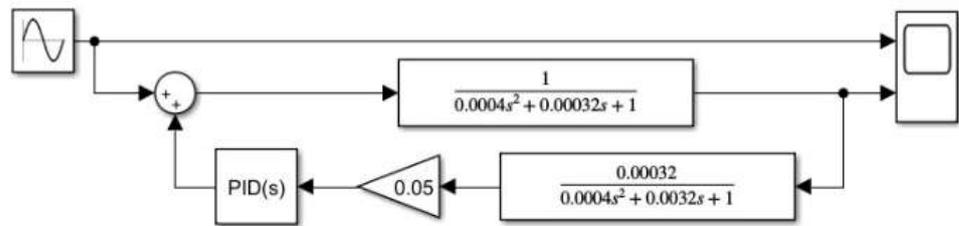


Рис.6. Схема процесса регулирования исследуемого виброзащитного устройства

В целях выполнения предварительного математического моделирования системы «виброзащищаемый объект - динамический гаситель колебаний» и разработки в дальнейшем методики экспериментальных исследований предполагается использование модели ДГК малой массы со следующими параметрами:

- собственная масса модели виброзащищаемого механизма $m_0 = 100$ кг;
- величина дополнительной инерционной массы динамического гасителя колебаний (ориентировочно не более 5 % от величины массы m_0) $m_1 = 5$ кг;

- параметры относительных коэффициентов демпфирования, характеризующих трение в системе: $q_0 = 0,016$, $q_1 = 0,16$, $q_{01} = 0,016$;
- жесткость C_0 основной несущей пружины виброзащитного устройства с ДГК рассчитывается из условий прочности упругой связи по возникающим при колебаниях наибольшим напряжениям в пружине,
- жесткость C_1 верхней дополнительной пружины инерционной массы, являющейся основной упругой связью динамического гасителя колебаний, определяется с учетом величины частоты свободных колебаний модели защищаемого объекта $C_1 = \omega_0^2 m_0 - C_0$;
- жесткость C_2 добавочной упругой связи инерционной массы ДГК (нижней дополнительной пружины) определяется на основе использования выражения частоты свободных колебаний динамического гасителя с соосно расположенными упругими элементами $C_2 = \omega_1^2 m_1 - C_1$.

Наиболее эффективным при исследовании динамики поведения гасителя колебаний с компенсацией суммарной жесткости на различных частотах является изучение характера изменения амплитудно-частотных характеристик в зависимости от коэффициента связи k , являющегося относительной величиной, а не от жесткости основного упругого элемента C_0 . Это подтверждается теоретическими исследованиями амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) моделируемого динамического гасителя колебаний с компенсацией суммарной жесткости упругих связей при различных значениях коэффициента связи k , показавшими, что при увеличении коэффициента связи снижается амплитуда колебаний системы и расширяется величина приемлемого для работы без частотной подстройки диапазона рабочих частот предлагаемой конструкции ДГК.

Заключение

Моделирование исследуемой виброзащитной системы в диапазоне частот возмущающих колебаний от 2 до 10 Гц позволило разработать инструмент определения расчетных значений параметров жесткости дополнительных упругих элементов динамического гасителя колебаний, значений максимальной амплитуды колебаний и характеристик устойчивости системы, а также построения графиков переходных процессов. Так, например, при принятой общей массе объекта виброзащиты 20 кг и инерционной массе динамического гасителя колебаний $m_1 = 1$ кг рассчитанная величина жесткости C_0 несущих пружин ДГК составляет 42,77 кН/м, а жесткости верхней и нижней дополнительных пружин C_1 и C_2 соответственно 12,06 кН/м и минус 9,32 кН/м. Расчеты проводились исходя из принятой частоты настройки колебательной системы с ДГК $f_n = 8,33$ Гц, соответствующей рабочей частоте вращения эксцентрика планируемого для проведения экспериментальных исследований вибростола, равной 500 об/мин. Подробный иллюстративный и графический материал результатов исследований в связи с большим объемом полученной информации в рамках данной статьи не приводится.

Итогом проведенных теоретических изысканий является подтверждение перспективности предлагаемых технических решений и возможности практической реализации полноценного решения проблемы защиты судовых машин и механизмов от вибраций на основе использования динамических компенсаторов жесткости, представляющих собой соосно установленные внутри основных упругих элементов либо параллельно с ними подпружиненные инерционные массы, колеблющиеся в противофазе относительно колебаний защищаемого от вибраций объекта.

Список литературы

1. Глушков С.П. Виброизоляция тепловых двигателей. 1999. Новосибирск: НГАВТ. 215 с.
2. Kochergin V.I., Glushkov S.P. Improvement of machine protection against vibration // *Transportation Research Procedia*. XII International Conference on Transport Infrastructure: Territory Development and Sustainability. 2022. Vol. 61 (5). P. 674–680. DOI: 10.1016/j.trpro.2022.01.107.
3. Змитровцов Г.В., Загребельный О.И. Замена силовой установки в условиях санкций на примере пассажирского теплохода проекта 485 С «Александр Шабалин» // *Труды Крыловского государственного научного центра*. 2023. Специальный выпуск 1. С. 148–151. DOI: 10.24937/2542-2324-2023-1-S-I-148-151.
4. Ermolaev A., Plekhov A., Titov D., Vagarov Yu. Vibration damping in a motor drive shaft system operating under active power flow oscillation // *IEEE Conference of Russian Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering (EIConRus)*. 2018. 17632266. DOI: 10.1109/EIConRus.2018.831743.
5. Покусаев М.Н., Хмельницкий К.Е., Кадин А.А. Оценка эффективности использования виброизолирующих устройств для подвесных лодочных моторов // *Научные проблемы водного транспорта*. 2020. № 64. С. 124–129. DOI: 10.37890/jwt.vi64.103.
6. Покусаев М.Н., Хмельницкая А.А., Хмельницкий К.Е., Кадин А.А. Снижение локальной вибрации на румпеле подвесного лодочного мотора при помощи транцевой многослойной вибронакладки // *Научные проблемы водного транспорта*. 2020. № 65. С. 80–85. DOI: 10.37890/jwt.vi65.130.
7. Mirsaidov M., Abdikarimov R., Khudainazarov Sh., Sabirjanov T. Damping of high-rise structure vibrations with viscoelastic dynamic dampers // *E3S Web of Conferences 224, TPACEE-2020*. Vol. 224. No. 14. DOI: 10.1051/e3sconf/202022402020.
8. Zhelezniak A., Zhukov V., Tsvetkov Y., Tuzov L., Bordug A. The stability of slow speed diesel engines under conditions of considerable destabilizing impact // *2018 IEEE Conference of Russian Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering (EIConRus)*. St. Petersburg and Moscow. P. 159–162. DOI: 10.1109/EIConRus.2018.8317053.
9. Juzėnas K., Korobko E.V., Kuzmin V., Bubulis A. Vibroprotection system with the elastic element and the electrically controlled damping // *Mechanika* 24 (5). November 2018. DOI: 10.5755/j01.mech.24.5.21070.
10. Zaev E., Rath G., Kargl H., 2013. Energy Efficient Active Vibration Damping // *13th Scandinavian International Conference on Fluid Power*. June 3-5, September 2013. Linköping, Sweden. DOI: 10.3384/ecp1392a35.
11. Khomenko A.P., Eliseev S.V., Artyunin A.I. Dynamic damping of vibrations of technical object with two degrees of freedom // *IOP Conference Series Earth and Environmental Science*. October 2017. No. 87 (8). 082025. DOI: 10.1088/1755-1315/87/8/082025.
12. Abdullaev Z., Yusupov M., Mirzaev., Noraliev N. Dynamic dampers of vibrations of inherited-deformable systems with finite number of degrees of freedom // *IOP Conference Series Materials Science and Engineering*. August 2020. 896:012116. DOI: 10.1088/1757-899X/896/1/012116.
13. Корятов М.С., Щербаков В.С., Почекуева И.Е. Использование тарельчатых пружин для создания виброзащитного механизма с участком квазиулевой жесткости // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2020. № 3. С. 377–387.
14. Klitnoi V, Gaydamaka A. On the problem of vibration protection of rotor systems with elastic adaptive elements of quasi-zero stiffness // *Diagnostyka*. 2020. No. 21 (2). P. 69–75. DOI: 10.29354/diag/122533.
15. Глушков С.П., Кочергин В.И. Новые подходы к обеспечению виброзащиты машин // *Фундаментальные и прикладные вопросы транспорта*. 2022. № 1 (4). С. 41–47. DOI: 10.52170/2712-9195/2022_1_41.
16. Кочергин В.И., Глушков С.П. Совершенствование виброзащиты подвижного состава железнодорожного транспорта // *Вагоны и вагонное хозяйство*. 2022. № 3. С. 38–40.

References

1. Glushkov S.P. Vibroizolyaciya teplovyh dvigatelej [Vibration isolation of heat engines]. 1999. Novosibirsk: NGAVT. 215 p.
2. Kochergin V.I., Glushkov S.P. Improvement of machine protection against vibration // Transportation Research Procedia. XII International Conference on Transport Infrastructure: Territory Development and Sustainability. 2022. Vol. 61 (5). P. 674–680. DOI: 10.1016/j.trpro.2022.01.107.
3. Zmitrovtsov G.V., Zagrebelny O.I. Zamena silovoj ustanovki v usloviyah sankcij na primere passazhirskogo teplohoda proekta 485 S «Aleksandr Shabalin» [Replacement of main engines under imposed sanctions: passenger m/v Aleksander Shabalin, project 485 S]. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2023. Special Issue 1. P 148–151. DOI: 10.24937/2542-2324-2023-1-S-I-148-151.
4. Ermolaev A., Plekhov A., Titov D., Vagapov Yu. Vibration damping in a motor drive shaft system operating under active power flow oscillation // IEEE Conference of Russian Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering (EIConRus). 2018. 17632266. DOI: 10.1109/EIConRus.2018.831743.
5. Pokusaev M.N., Hmel'nickij K.E., Kadin A.A. Ocenka effektivnosti ispol'zovaniya vibroizoliruyushchih ustrojstv dlya podvesnyh lodochnyh motorov [Evaluation of the effectiveness of the use of vibration isolating devices for outboard boat motors] // Nauchnye problemy vodnogo transporta. 2020. No. 64. P. 124–129. DOI: 10.37890/jwt.vi64.103.
6. Pokusaev M.N., Hmel'nickaya A.A., Hmel'nickij K.E., Kadin A.A. Snizhenie lokal'noj vibracii na rumpele podvesnogo lodochnogo motora pri pomoshchi tranchevoj mnogoslojnoj vibronakladki [Reduction of local vibration on the outboard motor tiller by means of transom multi-layer vibration pad] // Nauchnye problemy vodnogo transporta. 2020. No. 65. P. 80–85. DOI: 10.37890/jwt.vi65.130.
7. Mirsaidov M., Abdikarimov R., Khudainazarov Sh., Sabirjanov T. Damping of high-rise structure vibrations with viscoelastic dynamic dampers // E3S Web of Conferences 224. 2020. Vol. 224. No. 14. DOI: 10.1051/e3sconf/202022402020.
8. Zhelezniak A., Zhukov V., Tsvetkov Y., Tuzov L., Bordug A. The stability of slow speed diesel engines under conditions of considerable destabilizing impact // IEEE Conference of Russian Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering (EIConRus). 2018. St. Petersburg and Moscow. P. 159–162. DOI: 10.1109/EIConRus.2018.8317053.
9. Juzėnas K., Korobko E.V., Kuzmin V., Bubulis A. Vibroprotection system with the elastic element and the electrically controlled damping // Mechanika. November 2018. No. 24 (5). DOI: 10.5755/j01.mech.24.5.21070.
10. Zaev E., Rath G., Kargl H., 2013. Energy Efficient Active Vibration Damping // 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power. September 2013. Linköping, Sweden. DOI: 10.3384/ecp1392a35.
11. Khomenko A.P., Eliseev S.V., Artyunin A.I. Dynamic damping of vibrations of technical object with two degrees of freedom // IOP Conference Series Earth and Environmental Science. October 2017. No. 87 (8). 082025. DOI: 10.1088/1755-1315/87/8/082025.
12. Abdullaev Z., Yusupov M., Mirzaev., Noraliev N. Dynamic dampers of vibrations of inherited-deformable systems with finite number of degrees of freedom // IOP Conference Series Materials Science and Engineering. August 2020. 896:012116. DOI: 10.1088/1757-899X/896/1/012116.
13. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Pohekueva I.E. Ispol'zovanie tarel'chatyh pruzhin dlya sozdaniya vibrozashchitnogo mekhanizma s uchastkom kvazinulevoj zhestkosti [Use of plate springs to create a vibration protection mechanism with a quasi-zero stiffness section] // Nauchno-tehnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta. 2020, No. 3. P. 377–387.
14. Klitnoi V., Gaydamaka A. On the problem of vibration protection of rotor systems with elastic adaptive elements of quasi-zero stiffness // Diagnostyka. 2020. No. 21 (2). P. 69–75. DOI: 10.29354/diag/122533.
15. Glushkov S.P., Kochergin V.I. Novye podhody k obespecheniyu vibrozashchity mashin [New approaches to vibration protection of machines] // Fundamental'nye i prikladnye voprosy transporta. 2022. № 1 (4). C. 41–47. DOI: 10.52170/2712-9195/2022_1_41.
16. Kochergin V.I., Glushkov S.P. Sovershenstvovanie vibrozashchity podvizhnogo sostava zheleznodorozhnogo transporta [Improvement of vibration protection of railway rolling stock] // Vagony i vagonnoe hozyajstvo. 2022. № 3. C. 38–40.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Глушков Сергей Павлович, д.т.н., профессор, профессор кафедры «Технология транспортного машиностроения и эксплуатация машин», Сибирский государственный университет путей сообщения (ФГБОУ ВО «СГУПС»), 630049, г. Новосибирск, ул. Д. Ковальчук, 191, e-mail: rcpl.glushkov@yandex.ru

Sergey P. Glushkov, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Transport Engineering Technology and Machine Operation, Siberian Transport University, Russia, 191, D. Kovalchuk st, Novosibirsk, 630049, e-mail: rcpl.glushkov@yandex.ru

Кочергин Виктор Иванович, д.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Технология транспортного машиностроения и эксплуатация машин», Сибирский государственный университет путей сообщения (ФГБОУ ВО «СГУПС»), 630049, г. Новосибирск, ул. Д. Ковальчук, 191, e-mail: vkplus2011@yandex.ru

Victor I. Kochergin, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of Technology of Transport Mechanical Engineering and Operation of Cars, Siberian Transport University, Russia, 191, D. Kovalchuk st, Novosibirsk, 630049, e-mail: vkplus2011@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 13.08.2024; опубликована онлайн 20.12.2024.
Received 13.08.2024; published online 20.12.2024.