

ВИБРОЗАЩИТА ПРЕЦИЗИОННОГО ОБОРУДОВАНИЯ КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ ОТ ВНУТРЕННИХ ИСТОЧНИКОВ ВОЗМУЩЕНИЙ

Ю. А. Жуков, Е. Б. Коротков, С. А. Матвеев,
Н. С. Слободзян, О. В. Широков✉

Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова,
г. Санкт-Петербург, Российская Федерация

Работа посвящена вопросам защиты космического аппарата от влияния недопустимых внутренних вибрационных возмущений. Обозначена актуальность снижения вибрационной активности на борту космического аппарата для повышения точности целевой аппаратуры. Решается частная задача виброзащиты платформы космического аппарата от источника вибраций – электронасосного агрегата жидкостной системы терморегулирования. Определены основные требования к виброзащите электронасосного агрегата. Рассмотрены возможные способы снижения уровня вибрации, возбуждаемой электронасосным агрегатом на поверхности закрепления космического аппарата. Особое внимание уделено таким методам виброзащиты, как демпфирование и виброизоляция, реализуемые установкой между источником (электронасосным агрегатом) и объектом (космическим аппаратом) специальных виброзащитных устройств – виброизоляторов и вибродемпферов (амортизаторов). Описаны принципы работы вибродемпферов и виброизоляторов, наиболее распространенные материалы для вибродемпферов. Рассмотрены примеры конструктивных решений линейных одноосных виброизоляторов, разработаны рекомендации по применению перспективных изделий. Особо ставится акцент на применении металлорезины в качестве материала для виброизоляторов. Применительно к конкретному образцу электронасосного агрегата предложена схема пространственной структуры виброизоляции. Подробно приведены формулы для расчета, разработана математическая модель системы виброизоляции. Сформирован порядок расчета параметров системы. На основании модели определен максимально возможный уровень подавления вибрации в среднечастотной области.

Ключевые слова: космический аппарат, электронасосный агрегат, виброзащита, виброизоляция, одноосная система виброизоляции.

Введение

К новой целевой аппаратуре космических аппаратов (КА) предъявляются все более жесткие требования точности, надежности, ресурса, возникает необходимость диагностики бортовой аппаратуры [1], а также возникает необходимость ее защиты от вибровозмущений. Одной из таких задач является защита новейшего прецизионного оборудования от влияния возникающих в процессе эксплуатации недопустимых внутренних вибрационных воздействий, негативно влияющих на точность и разрешающую способность приборов и систем [2].

Таким образом, для улучшения разрешающей способности целевой аппаратуры при действии внутренних источников возмущений требуется решить комплекс задач по виброзащите как всего КА, так и частные задачи виброзащиты отдельных устройств и оборудования от источников вибровозмущений.

Одним из бортовых источников повышенных вибровозмущений КА является электронасосный агрегат (ЭНА) жидкостной системы терморегулирования, который функционирует непрерывно в процессе работы КА.

Представленные причины обуславливают актуальность, целесообразность и важность поставленных в настоящей статье задач исследования виброзащиты ЭНА: причин появления вибраций и способов борьбы с ними.

✉ shirok.93@mail.ru

1. Требования к виброзащите ЭНА. Способы виброзащиты

На основании опыта эксплуатации космических платформ при проектировании высокоресурсного ЭНА предъявляются требования к ограничению вибрационной нагрузки в диапазоне частот от 5 до 1000 Гц и определен допустимый уровень ускорений 0,01 – 0,001 g для снижения неблагоприятного воздействия вибраций на работу целевой аппаратуры КА. При этом величина вибрации, генерируемой в ЭНА, должна оставаться в определенных выше рамках во время всего срока активного существования [3]. Такие показатели обеспечиваются методами виброзащиты.

Виброзащита от бортовых источников на КА может осуществляться по двум основным направлениям. Первое направление основывается на ограничении виброинтенсивности работы источника вибраций (ЭНА), что ведет к снижению вибровозмущений, передаваемых на корпус КА. Второе направление основывается на подавлении колебаний, поступающих от ЭНА на корпус КА, специальными средствами виброзащиты. В настоящее время наибольший интерес вызывает второе направление [3; 4].

Применительно к системе ЭНА–платформа–корпус КА виброзащита может осуществляться следующими способами:

- снижением виброактивности источника вибрации за счет конструктивных и технологических решений;
- применением вибродемпфирующих устройств и покрытий, вибродемпфирование (вибропоглощение);
- виброизоляцией, когда между источником вибраций и защищаемым объектом (КА) размещается дополнительное устройство, так называемый виброизолятор;
- динамическим изменением вибрации, при котором к защищаемому объекту присоединяется механическая система, изменяющая характер колебаний (виброгашение).

В данной статье подробно рассмотрим средства виброзащиты применительно к уже готовому образцу ЭНА, их конструктивные особенности и вопросы расчета.

2. Виброзащита ЭНА средствами вибродемпфирования и виброизоляции

Одним из основных способов уменьшения колебаний на исследуемом объекте с учетом повышенных требований к виброзащите рассматривается установка на ЭНА специальных виброзащитных устройств (ВЗУ) [3; 4].

К устройствам виброзащиты предъявляется ряд требований:

- не должны вносить существенных изменений в конструкцию при их установке на борт КА;
- должны иметь относительно небольшую массу;
- должны быть недорогими и достаточно простыми в изготовлении;
- должны снижать уровень вибровозмущений на прецизионной аппаратуре до уровней, удовлетворяющих техническим требованиям по ее эксплуатации;
- не должны потреблять энергию аппарата;
- должны быть надежными при эксплуатации и обеспечивать требуемый ресурс изделия.

Большой набор существующих ВЗУ позволяет реализовать с их помощью следующие методы виброзащиты ЭНА на борту КА:

- демпфирование;
- виброизоляция;
- динамическое гашение виброколебаний (пассивное виброгашение);
- активное виброгашение;
- комбинированный способ.

2.1 Демпфирование

Демпфирование является одним из эффективных способов виброзащиты. Конструкция системы виброизоляции должна обладать определенными демпфирующими свойствами для того, чтобы снизить амплитуды колебаний до значений, удовлетворяющих техническим условиям при эксплуатации прецизионных устройств. Благодаря только одному подбору наиболее рационального демпфирования возможно повысить работоспособность системы виброзащиты более, чем в три раза [3].

Основные причины рассеивания (диссипации, демпфирования) вибраций:

- внутреннее трение в деталях и элементах конструкции при изменении их напряженного состояния (явление механического гистерезиса);
- трение в контактах деталей и конструкций при относительном перемещении (сухое трение);
- жидкостное (гидравлическое, вязкое) трение, например, трение в гидродинамических (гидростатических) опорах ЭНА.

К перспективным материалам для разработки устройств виброзащиты можно отнести волоконноусиленные композитные материалы, сплавы высокого демпфирования, магнитно-жидкостные и др. [5; 6].

2.2 Виброизоляция

Виброизоляция, как средство виброзащиты, основана на снижении механических колебаний между источником вибраций (ЭНА) и объектом виброзащиты (КА) путем изменения собственной

частоты колебаний особого устройства – виброизолятора (ВИ) [7].

Как правило, собственная частота виброизолятора должна быть существенно ниже частоты источника возмущений.

Основной принцип работы виброизоляции заключается именно в ослаблении упругих связей между источником и объектом изоляции. Схема виброизоляции приведена на рис. 1.



Рис. 1. Схема виброизоляции

Во многих случаях это оказывается достижимым при использовании безынерционного виброизолирующего устройства в виде одноосного виброизолятора, представленного на рис. 2.

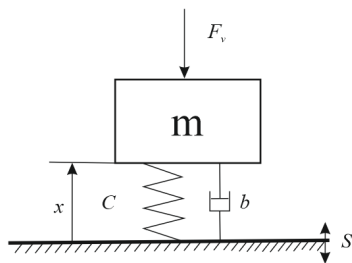


Рис. 2. Схема одноосного виброизолятора

Другие названные выше специальные методы виброзащиты, такие как активные и пассивные динамические виброгасители, системы активной виброзащиты, не всегда применимы в рассматриваемой системе ЭНА–корпус КА по причине ограничений мощности бортового электропитания и (или) значительному увеличению габаритов устройств и в настоящей работе не рассматриваются. Но, вместе с тем, они применяются в устройствах виброзащиты для других типов внутренних источников вибровозмущений, например для двигателей-маховиков силовых гироскопов системы ориентации и стабилизации КА [3].

Для виброзащиты рассматриваемого типа ЭНА целесообразно строить схему виброзащиты на базе пассивных демпферов и изоляторов.

Известно большое количество типов пассивных виброизоляторов, приведем наиболее распространенные из них:

- 1) Стальные пружины.
- 2) Эластомерные виброизоляторы.
- 3) Гидравлические виброизоляторы и демпферы на основе магнитных жидкостей.
- 4) Виброизоляторы сухого трения, как правило, цельнометаллические (пластинчатые, тросовые, из прессованной проволоочной сетки, в частности металлорезина (МР)).

К перспективным материалам для разработки устройств виброзащиты можно отнести воло-

конноусиленные композитные материалы, сплавы высокого демпфирования, магнитно-жидкостные и др. [5; 6].

Исходя из вышеизложенного, для защиты опорных узлов и корпуса КА от силовых вибровозмущений вибраций со стороны исследуемого ЭНА целесообразно применять виброизоляторы сухого трения или виброизоляторы на основе перспективных композитных материалов. Особый интерес и перспективы применения в ЭНА вызывают виброизоляторы на основе МР.

2.3 Система виброизоляции

Виброизоляторы, демпферы, динамические гасители могут объединяться в виброзащитную систему. Принцип работы виброзащитной системы основывается на ослаблении связей источника возмущений с корпусом КА в частотном спектре, не входящем в область управления аппаратом. Максимальные значения кинематических параметров, отрицательно влияющих на работу бортовой прецизионной аппаратуры, наблюдаются именно в данном спектре частот, если рассматривать микровозмущения КА. Для надлежащей работы ЭНА важно не попадать в зону резонанса, поэтому полоса частотного диапазона его работы лежит в пределах от 5 Гц до единиц кГц [3].

Для установки ВИ на корпусе КА должны быть предусмотрены специальные посадочные места или кронштейны, к которым крепится ЭНА через виброизоляторы. Таким образом, ВИ должны исполнять роль прокладок между ЭНА и корпусом КА в местах установки ЭНА.

На базе одноосных виброизоляторов можно построить одномерную и (или) пространственную систему виброизоляции ЭНА.

2.4 Одноосная система виброизоляции

Одноосная система виброизоляции может быть построена на базе одноосного виброизолятора или группы виброизоляторов, работающих по одной оси. Расчетная схема одноосного виброизолятора приведена на рис. 4.

Для такого изолятора реакцию R на корпусе КА можно считать пропорциональной деформации Cx и скорости деформации $b\dot{x}$, где C – коэффициент жесткости упругого элемента, b – коэффициент демпфирования:

$$R = Cx + b\dot{x}. \quad (1)$$

При этом силы вибровозмущения и внутренние силы, с которыми виброизолирующее устройство, расположенное между источником и объектом, воздействует на них, считаются направленными вдоль оси X , тем самым ось X служит осью рассматриваемого виброизолятора.

Приведенная зависимость описывает линейную характеристику простого безынерционного виброизолятора: при $b = 0$ – характеристику ли-

нейного идеально упругого элемента (пружины), при $C = 0$ – характеристику линейного вязкого демпфера. Коэффициенты C и b – соответственно жесткость и скорость демпфирования.

2.5 Пространственная система виброизоляции

В зависимости от конструкции ЭНА возможные схемы размещения виброизоляторов на основании КА приведены на рис. 3.

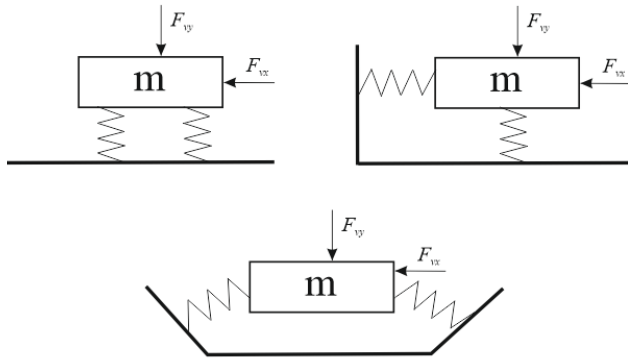


Рис. 3. Мультиосевая схема размещения виброизоляторов

Для расчета пространственной (мультиосевой) системы виброизоляции необходимо решать комплексную задачу расчета виброизоляторов в системе «корпус КА–технологическая платформа–ЭНА». Указанная перспективная задача требует расширенных знаний и дополнительных исследований об объекте виброзащиты – конструкции платформы и корпуса КА.

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = F_v + C_1(x_2 - x_1) + b_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \\ m_2 \ddot{x}_2 = -C_1(x_2 - x_1) - b_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + C_2(x_3 - x_2) + b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) \\ m_3 \ddot{x}_3 = -C_2(x_3 - x_2) - b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) \end{cases} \quad (2)$$

Движение в системе определяется на основе системы линейных дифференциальных уравнений 6-го порядка.

При заданных массах системы, жесткости C_2 и демпфирования b_2 платформы и корпуса КА, а также по заданным вибровозмущениям F_v требуется определить параметры виброизолятора (жесткость C_1 и демпфирования b_1), обеспечивающие заданную эффективность виброизоляции в системе.

Определим систему уравнений движения при абсолютно жестком соединении ЭНА и платформы, тогда получим:

$$\begin{cases} (m_2 + m_1) \ddot{x}_2 = F_v + C_2(x_3 - x_2) + b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) \\ m_3 \ddot{x}_3 = -C_2(x_3 - x_2) - b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) \end{cases} \quad (3)$$

Применяя преобразование Лапласа для системы уравнений (2), исключая переменные x_1 и x_3 , можно получить передаточную функцию $W_{\text{вн}}(s) = \frac{X_{2\text{вн}}(s)}{F_v(s)}$ – для системы с виброизолятором, анало-

гично $W(s) = \frac{X_2(s)}{F_v(s)}$ – передаточную функцию для системы без виброизолятора.

Тогда из отношения передаточных функций получим передаточную функцию коэффициента эффективности виброизоляции:

3. Расчет одноосной системы виброизоляции

В настоящей работе реализуем упрощенную методику расчета одноосной системы виброизоляции, представленной на рис. 4.

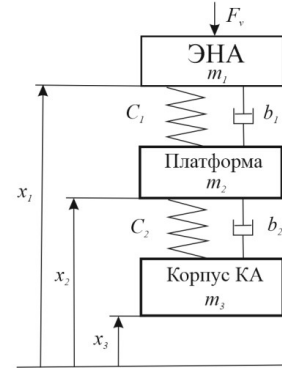


Рис. 4. Расчетная схема одноосной виброизоляции в системе «корпус КА – технологическая платформа – ЭНА»

Как показано на рис. 6, источником вибровозмущений (вибросилы F_v) является ЭНА с массой m_1 , установленный на технологической платформе массой m_2 в виброизолирующих опорах.

Опора имеет приведенную жесткость C_1 и коэффициент демпфирования b_1 . В свою очередь технологическая платформа соединена с корпусом КА массой m_3 , упругой связью жесткостью C_2 и коэффициентом демпфирования b_2 .

Считая формирование сил реакций по линейной зависимости (1), определим уравнения динамики, описывающей деформации x_1, x_2, x_3 , в системе:

$$\eta(s) = \frac{W_{\text{ви}}(s)}{W(s)} = \frac{a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0}{n_4 s^4 + n_3 s^3 + n_2 s^2 + n_1 s + n_0},$$

$$a_3 = b_1 m_3 m_1^2 + b_1 m_2 m_3 m_1,$$

$$a_2 = C_1 m_1^2 m_3 + b_1 b_2 m_1^2 + C_1 m_1 m_2 m_3 + b_1 b_2 m_1 m_2 + b_1 b_2 m_1 m_3,$$

$$a_1 = C_1 b_2 m_1^2 + C_2 b_1 m_1^2 + C_1 b_2 m_1 m_2 + C_2 b_1 m_1 m_2 + C_1 b_2 m_1 m_3 + C_2 b_1 m_1 m_3 + C_2 b_1 m_2 m_3,$$

$$a_0 = C_1 C_2 m_1^2 + C_1 C_2 m_1 m_2 + C_1 C_2 m_1 m_3 + C_1 C_2 m_2 m_3, \tag{4}$$

$$n_4 = m_1^2 m_2 m_3,$$

$$n_3 = b_1 m_1^2 m_3 + b_2 m_1^2 m_2 + b_2 m_1^2 m_3 + b_1 m_1 m_2 m_3,$$

$$n_2 = C_1 m_1^2 m_3 + C_2 m_1^2 m_2 + C_2 m_1^2 m_3 + b_1 b_2 m_1^2 + C_1 m_1 m_2 m_3 + b_1 b_2 m_1 m_2 + b_1 b_2 m_1 m_3,$$

$$n_1 = C_1 b_2 m_1^2 + C_2 b_1 m_1^2 + C_1 b_2 m_1 m_2 + C_2 b_1 m_1 m_2 + C_1 b_2 m_1 m_3 + C_2 b_1 m_1 m_3,$$

$$n_0 = C_1 C_2 m_1^2 + C_1 C_2 m_1 m_2 + C_1 C_2 m_1 m_3$$

Найденное соотношение используется для синтеза параметров виброизолятора по заданной частотной характеристике вибровозмущения и желаемым параметрам эффективности системы виброизоляции.

На рис. 5 представлены примеры частотных характеристик коэффициентов динамичности для системы виброизоляции с параметрами:

Система 1: $C_1=100$ Н/м, $b_1=1$ Н·с/м, $C_2=1000$, $b_2=1$ Н·с/м, $m_1=2$ кг, $m_2=200$ кг, $m_3=2000$ кг

Система 2: $C_1=200$ Н/м, $b_1=5$ Н·с/м, $C_2=2000$, $b_2=2$ Н·с/м, $m_1=2$ кг, $m_2=200$ кг, $m_3=2000$ кг

Система 3: $C_1=300$ Н/м, $b_1=10$ Н·с/м, $C_2=3000$, $b_2=3$ Н·с/м, $m_1=2$ кг, $m_2=200$ кг, $m_3=2000$ кг

Система 4: $C_1=300$ Н/м, $b_1=1$ Н·с/м, $C_2=1000$, $b_2=1$ Н·с/м, $m_1=2$ кг, $m_2=10$ кг, $m_3=2000$ кг

Наибольшие значения коэффициента виброизоляции (соответственно наименьшая эффективность) проявляются в области низких частот. Как правило, расчет системы виброизоляции выполняется по заданной эффективности виброизолятора на резонансной частоте. Предпочтительны схемы «мягких» виброизоляторов с малой жесткостью. Отметим, что при массе платформы, сравнимой с массой ЭНА, «проявляется» второй резонансный пик.

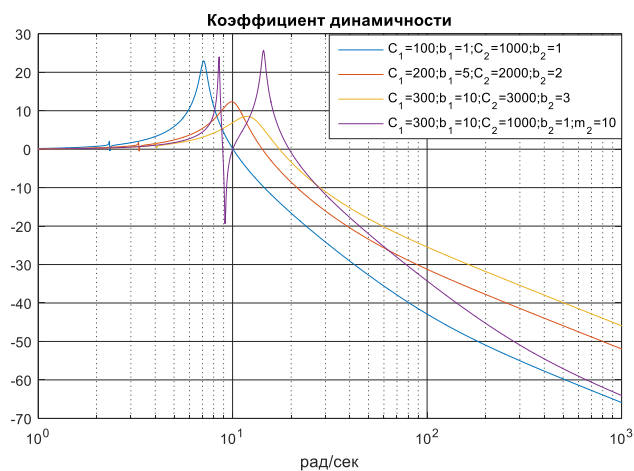


Рис. 5. Частотные характеристики коэффициента динамичности при различных параметрах системы виброизоляции

Для расчета эффективности виброзащиты необходимо знать характеристики вибровозмущения

ний, которые возникают при работе ЭНА. В БГТУ «ВОЕНМЕХ» созданы опытный образец ЭНА и стендовое оборудование для оценки вибровозмущений, возникающих в процессе эксплуатации. На рис. 6 демонстрируются характеристики вибровозмущений ЭНА, измеренные на стенде. Спектры вибровозмущений по осям X, Y и Z демонстрируют наличие явных пиков на некоторых частотах вибровозмущений.

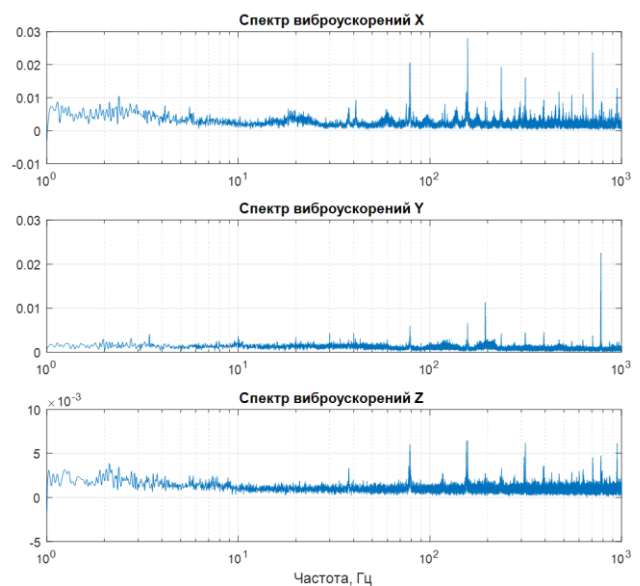


Рис. 6. Характеристики вибровозмущений, полученных на стендовом оборудовании

На основе полученных характеристик виброускорений по значениям амплитуд и частот пиков, применяя функцию (4), можно решить задачу поиска в заданном диапазоне оптимальных значений коэффициента демпфирования и жесткости виброизолятора.

Для представленных на рис. 8 вибровозмущений выделяются низкочастотные и среднечастотные пики на частотах: 2, 5, 20, 41, 78, 157, 196, 236, 315 Гц с амплитудами: 0,01, 0,008, 0,007, 0,009, 0,021, 0,025, 0,018, 0,017, 0,015 м/с².

При полигармоническом воздействии с заданными частотами ω_i для оценки эффективности виброзащитной системы рассчитывается коэффициент снижения дисперсии [8]:

$$k^{(D)} = \frac{0,5 \sum_{i=1}^n \omega_i^4 \delta_i^2 |K_x(j\omega_i)|^2}{0,5 \sum_{i=1}^n \omega_i^4 \delta_i^2}, \quad (5)$$

где ω_i и δ_i – частота и амплитуда гармоник полигармонического воздействия.

Используя указанное соотношение по заданной жесткости виброизолятора и минимизируя $k^{(D)}$ для заданного диапазона частот и амплитуд, получим расчетное значение коэффициента демпфирования виброизолятора (рис. 7).

Например, для параметров системы $C_1 = 300$ Н/м, $C_2 = 1000$ Н/м, $b_2 = 1$ Н·с/м, $m_1 = 2$ кг, $m_2 = 10$ кг, $m_3 = 2000$ кг и ряда частот и амплитуд: 2, 5, 20 Гц; 0,01, 0,008, 0,007 м/с² получим квазиоптимальное значение демпфирования по критерию (5) $b_1 = 8,89$.

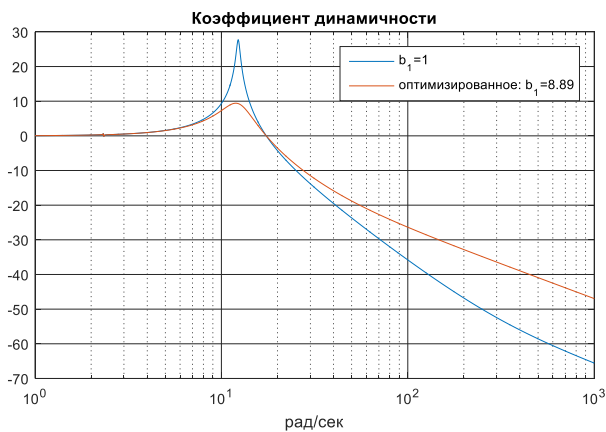


Рис. 7. Частотные характеристики в результате оптимизации параметров виброизолятора

4. Конструкционный расчет и моделирование виброизоляторов

В авиационной и космической технике для решения задач виброизоляции и конструкционного демпфирования активно применяются устройства на основе МР. Конструкционный расчет пара-

метров металлорезиновых виброизоляторов подробно изложен в работах [9; 10].

При моделировании системы виброизоляции удобно использовать методику, представленную в работе [10]. Для расчета поля гистерезисных петель, образующих упруго-гистерезисные характеристики виброизолятора, используется соотношение (6):

$$F_{ви}(x) = \eta(\xi, \xi_0, \nu) \cdot F_{\sigma}(x), \quad (6)$$

где $F_{\sigma}(x)$ – базовая функция преобразования, ξ – безразмерная деформация цикла, ξ_0 – начальная деформация цикла, $\eta(\xi, \xi_0, \nu)$ – функция поля гистерезисных петель (7):

$$\eta(\xi, \xi_0, \nu) = \xi + (-1)^{\nu+1} + 2d(-1)^{\nu} e^{-k|\xi - \xi_0|/d}, \quad (7)$$

где ν – режим нагружения ($\nu = 1$ – нагрузка, $\nu = 2$ – разгрузка); d – отношение цикла нагрузки; $k = 5$ – коэффициент приведения, зависящий от типа виброизолятора.

На рис. 8 представлены типовые упруго-гистерезисные характеристики виброизолятора ДКУ–48–5/15, на основании (6) и (7) формируется ряд характеристик виброизоляторов (8):

$$F_{ви}(x) = \eta(\xi, \xi_0, \nu) \cdot F_{\sigma}(x) \cdot (D_i / 48)^2, \quad (8)$$

где D_i – диаметр виброизолятора, мм.

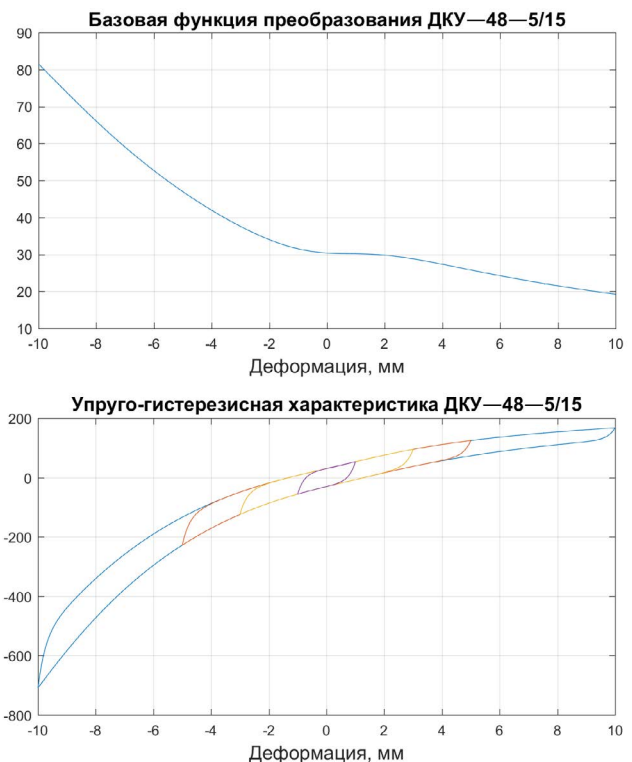


Рис. 8. Параметры виброизолятора ДКУ–48–5/15

Тогда для имитационного моделирования системы виброизоляции из (2) и (8) получим систему уравнений (9), описывающих вибрационные процессы в одноосной системе виброизоляции ЭНА:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = F_v + F_{ви}(x_2 - x_1) \\ m_2 \ddot{x}_2 = -F_{ви}(x_2 - x_1) + C_2(x_3 - x_2) + b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) \\ m_3 \ddot{x}_3 = -C_2(x_3 - x_2) - b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) \end{cases} \quad (9)$$

Проверка расчетной процедуры выполняется средствами моделирования системы виброизоляции ЭНА. На основе уравнений (9) в среде Matlab Simulink разработана имитационная модель одноосной системы виброизоляции, показанная на рис. 9.

На рис. 10 демонстрируются результаты моделирования вибросистемы с виброизолятором

ДКУ–24–5/15, упруго-гистерезисные характеристики которого рассчитаны на основе формул (6) – (8).

Как показывают результаты моделирования, стандартный виброизолятор на основе МР успешно решает задачу виброизоляции, обеспечивая значение коэффициента виброизоляции для среднечастотных возмущений в установившемся режиме порядка –40 дБ.

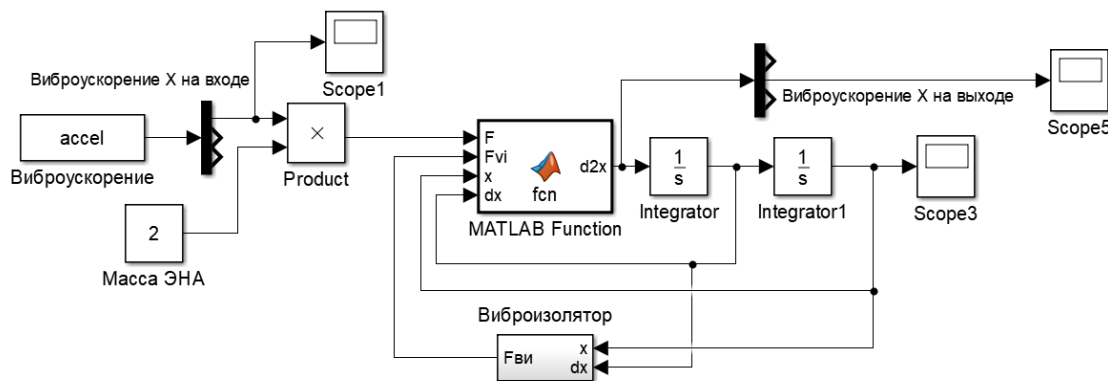


Рис. 9. Модель одноосной системы виброизоляции

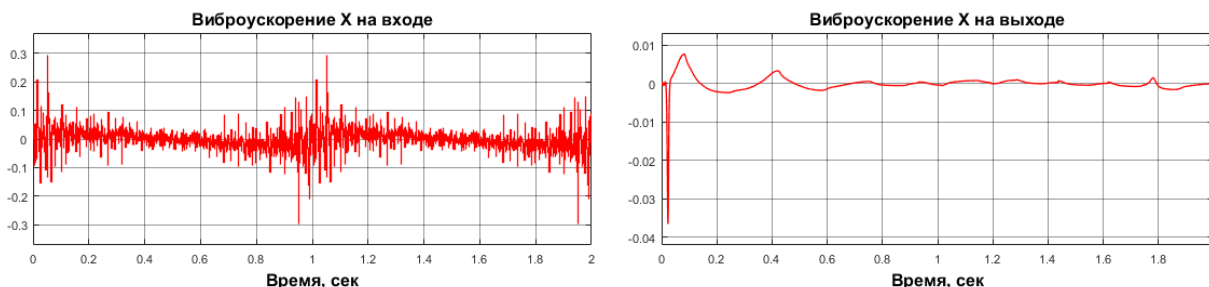


Рис. 10. Моделирование одноосной системы виброизоляции с виброизолятором ДКУ–24–5/15

Заключение

На основе анализа литературных источников и опыта эксплуатации ЭНА определены требования к защите ЭНА от влияния недопустимых вибровозмущений.

Рассматривается установка на ЭНА специальных ВЗУ: демпферов и виброизоляторов. Для виброзащиты рассматриваемого типа ЭНА целесообразно строить схему виброзащиты на базе пассивных демпферов и изоляторов. Исходя из анализа применяемых в космической отрасли типов виброизоляторов, целесообразно применять виброизоляторы сухого трения или виброизоляторы на основе перспективных композитных материалов. Особый интерес и перспективы применения в ЭНА вызывают виброизоляторы на основе МР.

В основу расчета схем виброизоляции положена модель безынерционного одноосного виброизолятора. На базе одноосных виброизоляторов можно построить одномерную и (или) пространственную систему виброизоляции электронасосного агрегата.

Разработана упрощенная методика расчета одноосной системы виброизоляции, позволяющая по заданным параметрам системы (массы, жесткости и демпфирования корпуса КА и платформы), а также по заданным вибровозмущениям определить основные параметры виброизолятора (его жесткость и демпфирование).

Получена передаточная функция коэффициента динамичности, которая используется для оценки эффективности системы виброизоляции по заданной частотной характеристике вибровозмущения.

Разработанная методика конструкционного расчета виброизолятора, использующая его упруго-гистерезисные характеристики, продемонстрирована на примере расчета виброизолятора типа ДКУ-24-5/15 из материала МР.

Проверка расчетного алгоритма выполнена средствами моделирования системы виброизоляции ЭНА. В среде Matlab Simulink разработана имитационная модель одноосной системы виброизоляции.

Результаты моделирования показывают, что стандартный ВИ на основе МР успешно решает задачу виброизоляции, обеспечивая коэффициент виброизоляции для среднечастотных возмущений в установившемся режиме порядка -40 дБ.

Благодарности

Работа выполнена в рамках НИОКТР комплексного проекта «Создание высокотехнологичного импортозамещающего производства высокоресурсных элементов систем исполнительной автоматики транспортной и авиационно-космической техники, обеспечивающей освоение и использование Мирового Океана, Арктики и Антарктики» при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (соглашение № 075-11-2019-077 от 13.12.2019) в соответствии с постановлением Правительства РФ от 09.04.2010 № 218.

Список литературы

- [1] Матвеев С. А., Жуков Ю. А., Коротков Е. Б., Ширококов О. В., Надежин М. И., Ладыгин А. П. Обзор методов диагностики электронасосных агрегатов спутниковых платформ // Радиопромышленность. 2020. № 30 (3). С. 86–98.
- [2] Lu J., Liu X., Zeng Y., Zhu B., Hu B., Yuan S., Hua H. Detection of the Flow State for a Centrifugal Pump Based on Vibration // Energies. 2019. no. 12 (16). P. 3066. doi: 10.3390/en12163066.
- [3] Телепнев П. П., Кузнецов Д. А. Методы виброзащиты прецизионных космических аппаратов. Химки : АО «НПО Лавочкина», 2019. 263 с.
- [4] Телепнев П. П., Кузнецов Д. А. Основы проектирования виброзащиты космических аппаратов : учеб. пособие. М. : Изд. МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2019. 102 с.
- [5] Мишин Д. Д. Магнитные материалы. М. : Высшая школа, 1981. 335 с.
- [6] Фавстов Ю. К. Демпфирующие сплавы // Итоги науки и техники. Серия Металловедение и термическая обработка. 1984. Т. 18. С. 98–154.
- [7] Ефанов В. В., Телепнев П. П., Кузнецов Д. А. Межпланетные станции с прецизионной точностью ориентации: требования по обеспечению комплексной виброзащиты // Астрономический вестник. 2019. Т. 53. № 6. С. 475–480.
- [8] Вибрации в технике: справочник. В 6-ти томах. Т. 6. Защита от вибрации и ударов. М. : Машиностроение, 1981. 456 с.
- [9] Лазуткин Г. В. Динамика виброзащитных систем с конструкционным демпфированием и разработка виброизоляторов из проволоочного материала МР. Самара : СамГУПС, 2010. 304 с.
- [10] Чегодаев Д. Е., Пономарев Ю. К. Демпфирование. Самара : Изд во СГАУ, 1997. 334 с.

PROTECTION OF PRECISION SPACECRAFT EQUIPMENT FROM INTERNAL SOURCES OF VIBRATION

**Yu. A. Zhukov, E. B. Korotkov, S. A. Matveev,
N. S. Slobodzyan, O. V. Shirobokov**

*Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D. F. Ustinov,
Saint Petersburg, Russian Federation*

The work is devoted to the protection of a spacecraft from the influence of unacceptable internal vibration sources. The urgency of reducing the vibration activity on board the spacecraft to improve the accuracy of the target equipment is indicated. A particular problem of vibration

protection of the spacecraft platform from a vibration source – an electric pump unit of a liquid thermal control system – is being solved. The basic requirements for electric pump unit vibration protection have been determined. Possible ways to reduce the level of vibration excited by the electric pump unit on the surface of the spacecraft fixation are considered. Particular attention is paid to such vibration protection methods as damping and vibration isolation, implemented by installing special vibration protection devices between the source (electric pump unit) and the object (spacecraft) – vibration isolators and vibration dampers. The principles of operation of vibration dampers and vibration isolators, the most common materials for vibration dampers are described. Examples of constructive solutions for linear single-axial vibration isolators are considered, recommendations for the use of promising products are developed. Particular emphasis is placed on the use of metal rubber as a material for vibration isolators. With regard to a specific design of electric pump unit, a diagram of the spatial structure of vibration isolation is proposed. Formulas for calculation are given in detail, a mathematical model of the vibration isolation system is developed. The procedure for calculating the parameters of the system has been formed. Based on the model, the maximum possible level of vibration suppression in the mid-frequency region was determined. Minimum required number of operable pixels was identified for monitoring the water surface with sufficient accuracy and reliability.

Keywords: spacecraft, electric pump unit, vibration protection, vibration isolator, single-axial vibration system.

References

- [1] Matveev S. A., Zhukov Yu. A., Korotkov E. B., Shirobokov O. V., Nadezhin M. I., Ladygin A. P. *Obzor metodov diagnostiki elektronasosnih agregatov sputnikovih platform* [Overview of diagnostic methods for electric pump units of satellite platforms] // Radiopromyshlennost', 2020, no. 30 (3), pp. 86–98. (In Russian)
- [2] Lu J., Liu X., Zeng Y., Zhu B., Hu B., Yuan S., Hua H. Detection of the Flow State for a Centrifugal Pump Based on Vibration // Energies, 2019, no. 12 (16), P. 3066. doi: 10.3390/en12163066.
- [3] Telepnev P. P., Kuznetsov D. A. *Metodi vibrozashchiti precizionnih kosmicheskikh apparatov* [Vibration protection methods for precision spacecraft]. Khimki, NPO Lavochkina JSC, 2019, 263 p. (In Russian)
- [4] Telepnev P. P., Kuznetsov D. A. *Osnovi proektirovaniya vibrozashchiti kosmicheskikh apparatov* [Fundamentals of designing vibration protection for spacecraft]. Moscow, MSTU after N. E. Bauman, 2019, 102 p. (In Russian)
- [5] Mishin D. D. *Magnitniye materialy* [Magnetic materials]. Moscow, Higher school, 1981, 335 p. (In Russian)
- [6] Favstov Yu. K. *Dempfiruyushchie splavi* [Damping alloys] // Results of Science and Technology. Series Metal Science and Heat Treatment, 1984, vol. 18, pp. 98–154. (In Russian)
- [7] Efanov V. V., Telepnev P. P., Kuznetsov D. A. *Mezhplanetnie stancii s pretzionnoy tochnostiyu orientatsii: trebovaniya po obespecheniyu kompleksnoy vibrozashchiti* [Interplanetary stations with precision orientation: requirements for providing comprehensive vibration protection] // Astronomicheskiiy vestnik, 2019, vol. 53, no. 6, pp. 475–480. (In Russian)
- [8] *Vibracii v tehnike: spravochnik v 6 tomah. Tom 6: Zashita ot vibratsii i udara* [Vibration in technology. vol. 6. Protection from vibration and shock]. Moscow, Mechanical Engineering, 1981, 456 p. (In Russian)
- [9] Lazutkin G. V. *Dinamika vibrozashchitnih sistem s konstrukcionnim dempfirovaniem i razrabotka vibroizolyatorov iz provolochnogo materiala MR* [Dynamics of vibration protection systems with structural damping and development of vibration isolators from wire material MR]. Samara, SamGUPS, 2010, 304 p. (In Russian)
- [10] Chegodaev D. E., Ponomarev Yu. K. *Vibrodempfirovanie* [Damping]. Samara, Publishing house of SSAU, 1997, 334 p. (In Russian)

Сведения об авторах

Жуков Юрий Александрович – научный сотрудник научно-исследовательской лаборатории робототехнических и мехатронных систем Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова.

Коротков Евгений Борисович – кандидат технических наук, доцент, главный научный сотрудник научно-исследовательской лаборатории робототехнических и мехатронных систем Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова.

Матвеев Станислав Алексеевич – кандидат технических наук, проректор по научной работе и инновационному развитию Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова.

Слободзян Никита Сергеевич – начальник, научный сотрудник научно-исследовательской лаборатории робототехнических и мехатронных систем Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова.

Широбоков Олег Вячеславович – младший научный сотрудник научно-исследовательской лаборатории робототехнических и мехатронных систем Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова.