

УДК 531.768.082.14

М.Л. Суконкина¹, С.И. Гайнов²**ОБЗОР МЕТОДОВ И УСТРОЙСТВ ВИБРОЗАЩИТЫ ПРИБОРНЫХ ПЛАТФОРМ**ОАО «Арзамасский приборостроительный завод им. П.И. Пландина¹,
Арзамасский политехнический институт (филиал) НГТУ им. Р.Е. Алексеева²

Статья посвящена обзору методов (введение в структуру прибора антивибратора или введение в структуру виброизолятора) и устройств виброзащиты приборных платформ. Рассмотрены основные методы виброзащиты, наиболее часто встречающиеся варианты выполнения подвижных узлов интегральных датчиков с механическими гасителями колебаний: конструкция «рамка в рамке», конструкция с противоударным демпфером, конструкция с магнитоэлектрическим демпфированием, конструкция демпфирования с помощью тросовых амортизаторов. Описаны схемы решения вопросов виброизоляции, предложена одна из наиболее её распространенных и приемлемых схем. Получены математические модели рассмотренных подвижных узлов. Приведен общий вид амортизатора, классификация амортизаторов по принципу действия, по конструктивным особенностям, по кинематическим особенностям.

Ключевые слова: виброизоляторы, амортизаторы, виброустойчивость, вибровозмущения, колебания, частота, демпфер, приборная платформа.

Возрастание скоростей и маневренности современных летательных аппаратов требовало от навигационно-пилотажных приборов повышения точности и чувствительности при одновременном повышении надежности. Последнее, в свою очередь, заставило применить системы виброзащиты (динамическое гашение и виброизоляцию) к таким приборам как акселерометры и гироскопы.

Методы виброзащиты сводятся к двум основным. Первый метод заключается в преобразовании воздействующих частот ниже уровня резонансных частот самих приборов и их чувствительных элементов, иными словами, сводится к введению в структуру антивибраторов (динамических гасителей колебаний) с целью изменения соотношения между частотами возмущающих сил и моментов и собственными у защищаемого объекта.

Второй – уменьшение амплитуд колебаний на всех режимах (резонансных и нерезонансных) за счет сочетания упругих и демпфирующих свойств, вводимых в систему защиты виброизоляторов. Вводимые в систему виброизоляторы (или простейшие пружины) уменьшают уровень вибраций платформы и защищаемого объекта при условии превышения частот колебаний по сравнению с собственной частотой, а демпферы (демпфирование) существенно снижают вибрации в резонансной области.

Основную роль в виброизоляции играют амортизаторы. Характеристики их выбирают в соответствии с требованиями, необходимыми для фильтрации возмущений, действующих на приборную часть. Общий вид настраиваемого амортизатора показан на рис. 1. Чаще всего применяют четное число амортизаторов. Одним концом амортизатор жестко закрепляется на неподвижном основании, другим – с подвижной монтажной платформой. Здесь могут быть несколько случаев.

Вариант 1: амортизатор работает по одной оси, т.е. имеет условно одну степень свободы («одностепенный»), по другим осям виброизоляции он не обеспечивает. По другим осям движение ограничено, например, направляющими и воздействие по ним при оценке можно рассматривать независимо.

Вариант 2: амортизатор работает по нескольким осям (рис. 1), т.е. многостепенный. Степени свободы могут быть линейными и угловыми. Но и при одностепенном амортизаторе движение виброизолируемого тела со смещенным центром масс может быть сложным. Например, при приложении сосредоточенной силы по оси амортизатора из-за составляющей

относительно оси, проходящей через смещенный центр, возникает момент, скручивающий или изгибающий амортизаторы.

Конструктивно решение вопросов виброизоляции осуществляют по нескольким схемам. Одна из наиболее распространенных и приемлемых реализуется следующим образом:

- группу датчиков, например акселерометров и гироскопов, размещают на жесткой монтажной платформе;
- монтажную платформу устанавливают на амортизаторы;
- настраивают амортизаторы таким образом, чтобы отфильтровать частоты, совпадающие с резонансными частотами датчиков.

Этот классический метод [1] применим только для простейших систем. Даже при небольшом числе в наборе датчиков на сборной платформе, распределение плотности становится неоднородным, чаще всего дискретным, а центр тяжести платформы оказывается смещенным.

Смещение центра тяжести в зависимости масс датчиков может быть относительно всех трех осей: x , y , z . В статике определить расположение центра тяжести проблем не представляет. Для этого необходимо знать всего лишь массы датчиков и топологию их размещения. Однако выбор оптимальной топологии размещения датчиков связан с конструктивной схемой и выбором амортизаторов и требует теоретической проработки и проведения машинных экспериментов и экспериментальных исследований с применением вибростенда.

По принципу действия амортизаторы подразделяются на линейные и нелинейные. По кинематическим особенностям – на одноосные, работающие на сжатие-растяжение, на кручение, а также имеющие сложный вид деформации, например растяжение с изгибом, и др. (рис. 2).

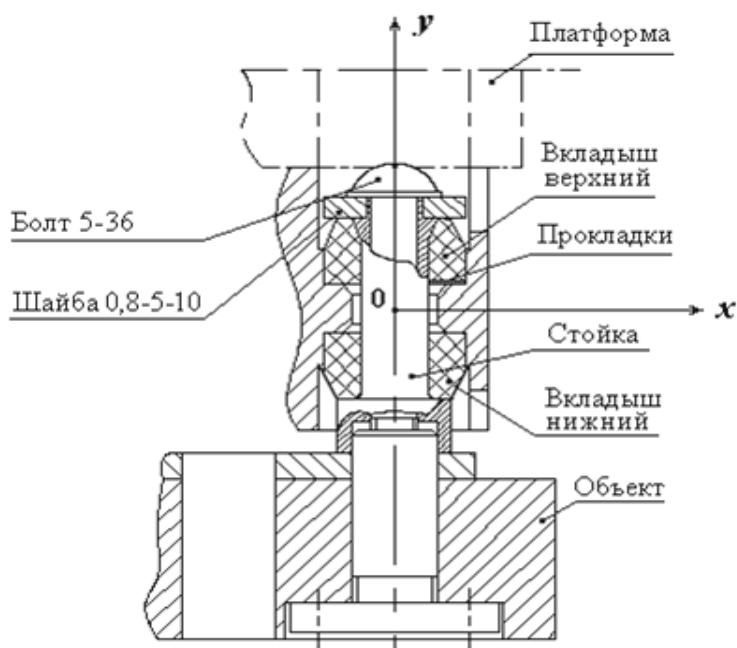


Рис. 1. Амортизатор и установка его на объекте

По конструктивным особенностям амортизаторы подразделяются на резиновые, металло-резиновые и амортизаторы из композитных и синтетических материалов. Требования к амортизаторам в основном те же, что и требования к самим объектам, для которых они предназначены. Например, для летательных аппаратов самолетного типа амортизаторы рассчитывают на резонансные частоты в пределах 7..12 Гц, а для ракетного типа – 15...20 Гц.

Еще одним распространенным методом виброизоляции приборных устройств является планарный [2]. Его кинематика иллюстрируется на рис. 3. Особенностью его является простота конструкции и возможность изоляции по всем шести степеням свободы. Тем не менее,

в некоторых случаях этого не требуется, например, там, где входные воздействия имеют ограниченное число направлений.

Современные авиационные приборы, как правило, не требуют специальных устройств виброизоляции, поскольку вопросы виброустойчивости решаются автономно для каждого измерительного прибора, например, для часто применяемого прибора такого, как акселерометр [3]. Поэтому располагать акселерометры на подвижном столике виброизоляции не требуется: это, во-первых, усложняет конструкцию и, во-вторых, увеличивает и изолируемую массу, т.е. возникает эффект утяжеления.

Основными источниками вибровозмущений на носителе являются колебания конструкций от работы двигательных установок, удары встречных потоков, от неравномерной плотности, связанной с метеорологическими условиями, от повышенных перегрузок при взлетах и посадках.

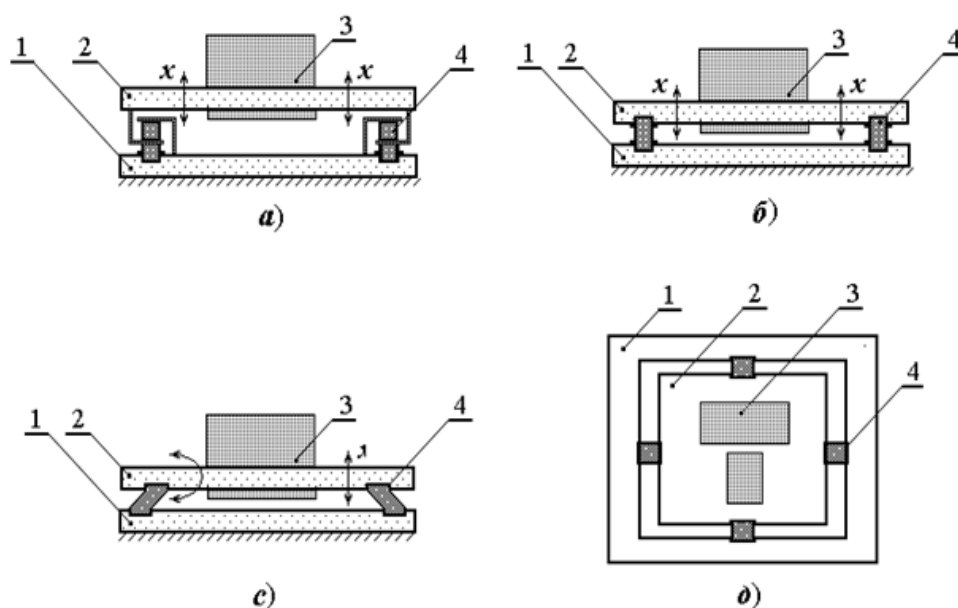


Рис. 2. Кинематическая схема установки амортизаторов:

a – амортизаторы, работающие на растяжение-сжатие; *б* – амортизаторы, работающие на сложную деформацию; *с* – амортизаторы, работающие на изгиб; *д* – амортизаторы, работающие на кручение

Воздействия являются случайными, а собственные частоты и амплитуды имеют широкий спектр. Для авиационной и ракетной техники диапазон частот можно разбить на три участка:

- первый – 2...5 Гц;
- второй – 5...10 Гц;
- третий – 10 -100 Гц и более.

Каждому диапазону соответствует определенный вид перегрузок и соответственно выбор и настройка амортизаторов должны максимально снижать амплитуды при резонансах.

Известен в инженерной практике [4] важный принцип демпфирования за счет поглощения виброэнергии дополнительным грузом, приводимым в колебательное движение самим демпфируемым узлом. Демпфируемым узлом является платформа с приборами, а демпфирующим основание, жестко связанное с ЛА. Тот и другой узлы могут иметь как осевые, так и угловые движения. При этом методе демпфирования принципиально имеет место диссипация энергии на внутреннее трение в амортизаторах платформы и в торсионах подвеса дополнительного груза. Обеспечить оптимальный динамический режим платформы возможно за счет совместного синхронного режима обоих подвижных узлов. При отсутствии синхронизма максимумы возмущений могут возрастать.

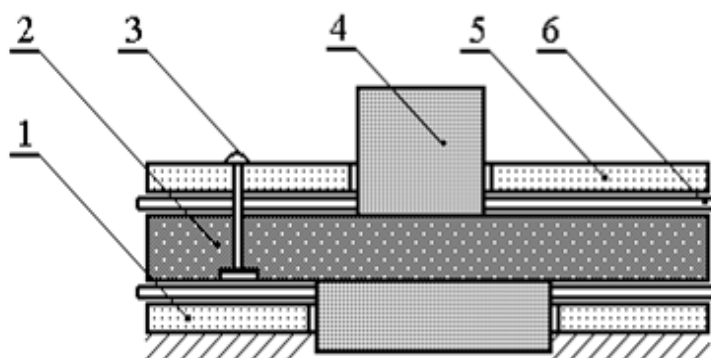


Рис. 3. Планарный настроенный демпфер:

- 1 - неподвижная обкладка; 2 - монтажная пластина; 3 - жесткое соединение монтажной пластины с подвижной обкладкой; 4 - изолируемое изделие; 5 - подвижная обкладка; 6 - резиновая прокладка

Основу демпфирования составляет потеря энергии при перекачке ее от основного узла к дополнительному и наоборот, при этом происходит создание циклических напряжений в амортизаторах и торсионах связи, сопровождающихся переходом кинетической энергии в тепловую и другие виды.

Гашение колебаний платформы на какой-либо заданной частоте возможно за счет применения настраиваемого демпфера, роль которого выполняет дополнительный груз, движущийся в противофазе с основным. Критерием при этом является противодействие друг другу сил упругости элементов связи между демпфируемым и демпфирующим узлами.

Применение дополнительного груза повышает демпфирующие свойства за счет того, что диссипация энергии в его подвесах усиливается специально подобранными материалами. Совместный коэффициент демпфирования может быть значительно повышен посредством покрытия резиноподобными материалами, например, эластомерами.

Собственная частота взаимно связанных колебаний двухмассового подвижного узла (платформа – дополнительный груз) находится между собственными частотами отдельной платформы и дополнительного груза. Для получения оптимального режима задача имеет теоретическое решение, представляемое в виде аналитических зависимостей между конструктивными параметрами.

Рассмотрим характерные случаи выполнения подвижных узлов интегральных датчиков с механическими гасителями колебаний.

1. Конструкция “рамка в рамке”.

Одной из распространенных конструкций ЧЭ с механическим демпфером является конструкция “рамка в рамке” (рис. 4), в которой демпфирование линейного движения подвижного узла осуществляется другим подвижным узлом, связанным с первым упругими связями и совершающим также линейные движения.

На основании 5 установлена посредством основных амортизаторов 3 платформа 2 с установленными ней виброизолируемыми приборами 4. С помощью дополнительных амортизаторов 6 с платформой 2 связан дополнительный груз 1, предназначенный для обеспечения оптимального успокоения платформы.

Следует заметить, что возможно также выполнение обращенной конструкции. Система имеет две степени свободы: y_1 - линейное перемещение платформы 2 относительно основания 5; y_2 - линейное перемещение дополнительного груза 1 относительно основания 5. Перемещения y_1 и y_2 являются взаимно связанными и определяются конструктивными и физическими параметрами двухмассового подвижного узла (платформа 2 – дополнительный груз 1).

В [4] приведена математическая модель рассматриваемой системы. Приведем известную передаточную функцию как основную характеристику:

$$W_1(s) = \frac{b_2 s^2 + b_1 s + b_0}{a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0}, \quad (1)$$

где введены следующие обозначения:

$$\left. \begin{aligned} b_0 &= (m_1 + m_2)k_2, \quad b_1 = m_1 k_{g2}, \quad b_2 = m_1 m_2, \\ a_0 &= k_1 k_2, \quad a_1 = (k_1 + k_2)k_{g2} + k_2 k_{g1}, \\ a_2 &= (k_1 + k_2)m_2 + k_2 m_1 + k_{g1} k_{g2}, \\ a_3 &= m_1 k_{g2} + m_2 k_{g1}, \quad a_4 = m_1 m_2. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где k_1, k_2 - соответственно осевая жесткость амортизаторов платформы и амортизаторов дополнительного груза; k_{g1} и k_{g2} - абсолютные коэффициенты демпфирования амортизаторов платформы и амортизаторов дополнительного груза; j - внешнее воздействие (ускорение корпуса).

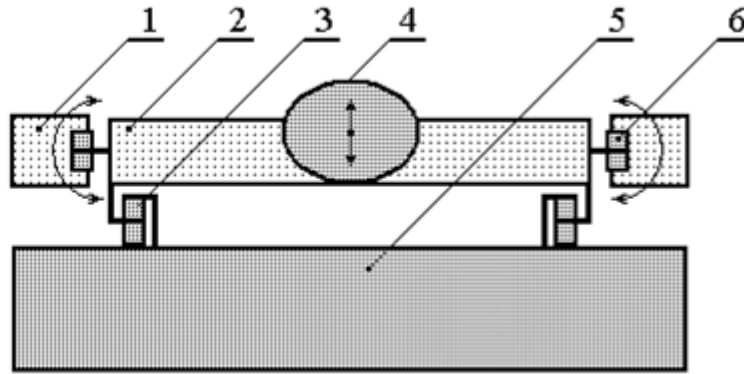


Рис. 4. Схема гашения виброэнергии с помощью механических поглотителей:

1 - дополнительный груз; 2 - подвижная платформа; 3 - основной амортизатор; 4 - виброизолируемый прибор; 5 - основание; 6 - дополнительный амортизатор

В (2) независимыми параметрами являются шесть величин: $m_1, k_1, k_{g1}, m_2, k_2$ и k_{g2} , причем первые три из них, относящиеся к демпфируемому узлу (внешнему), задаются из конструктивных соображений, а три остальные требуют определения в соответствии с условием достижения оптимальных демпфирующих свойств. В общем случае определение неизвестных величин эффективнее всего осуществлять с использованием ЭВМ по АЧХ, соответствующей передаточной функции четвертого порядка (1) при заданном показателе колебательности. Рассмотрим только частные решения, выражаемые аналитически в виде элементарных функций.

Воспользуемся понятием коэффициента связи, представляющим собой отношение сил упругости подвесов демпфируемого и демпфирующего узлов:

$$\chi = y_1 k_1 / (y_2 k_2). \quad (3)$$

Зависимость коэффициента связи от конструктивных параметров можно получить из соотношений (2) для статического состояния:

$$\chi = \frac{(1 + m_1/m_2)k_2}{k_1 + (1 + m_1/m_2)k_2}. \quad (4)$$

Формула (4) показывает преимущества двухмассового ЧЭ перед одномассовым с точки зрения их демпфирующих качеств, поскольку на значения абсолютных коэффициентов можно влиять варьированием величин масс и жесткостей, а также применением гистерезисных поглотителей энергии во внутренних подвесах или комбинацией того и другого.

Условие синхронизма $\omega_1 = \omega_2 = \omega$ при гармонических колебаниях подвижных узлов $y_1 = y_1^{\max} \sin(\omega_1 t)$, $y_2 = y_2^{\max} \sin(\omega_2 t)$ можно получить в виде соотношения между конструктивными параметрами, решая систему дифференциальных уравнений (2) с учетом (4) при отсутствии демпфирования $k_{g1} = k_{g2} = 0$:

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_1} \left[\left(1 + \frac{m_1}{m_2} \right) - \chi \frac{k_2}{k_1 - \chi k_2} \right]. \quad (5)$$

Допуская характер гашения колебаний системы гистерезисным, при котором абсолютный коэффициент обратно пропорционален действующей частоте, т.е. $k_g = k\eta/(\omega_c + \omega)$, можно утверждать, что снижение частоты синхронизма способствует повышению демпфирующих свойств. Из (5) следует, что на величину частоты можно в широких пределах влиять варьированием коэффициента связи и соответственно получать любое требуемое демпфирование.

Недостатком метода снижения ударной и вибрационной нагрузки с помощью механических поглотителей является значительное усложнение конструкции платформы.

2. Противоударный демпфер.

С целью повышения надежности авиационных приборов, предназначенных для работы в экстремальных условиях, в их конструкциях используются противоударные демпферы [5]. Модернизированный подвижный узел, конструкция которого дополнена противоударным демпфером, выполненным на платформе, приведена на рис. 5.

В противоударных демпферах используется гистерезисный принцип гашения колебаний. Противоударные демпферы могут быть размещены как на подвижном узле, так и на неподвижном основании.

В противоударных демпферах используется гистерезисный принцип гашения колебаний. Противоударные демпферы могут быть размещены как на подвижном узле, так и на неподвижном основании.

Модернизированный подвижный узел, конструкция которого дополнена противоударным демпфером, выполненным на платформе, приведена на рис. 5. В противоударных демпферах используется гистерезисный принцип гашения колебаний. Противоударные демпферы могут быть размещены как на подвижном узле, так и на неподвижном основании.

Демпфер рассчитывают на основании следующей известной зависимости [6]:

$$\eta \omega_c \dot{x} + \omega_c^2 x = j_{\text{удара}} \quad (6)$$

где η - коэффициент потерь; $\omega_c = k/m$ - собственная частота подвижной части демпфера;

m - масса подвижной части со всеми надстройками;

$$k = \frac{1}{a_1^3} \left\{ E_1 b_1 c_1^3 + E_2 \left[b_2 c_2^3 + 2b_2 c_2 \left(\frac{c_1 + c_2}{2} \right)^2 \right] \right\}$$

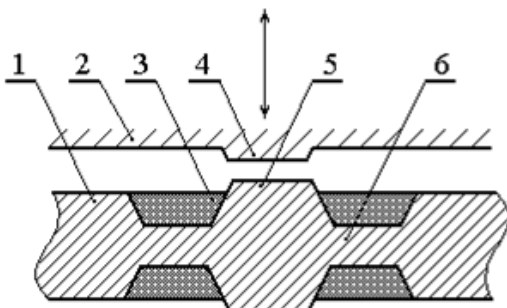


Рис. 5. Увеличенный фрагмент противоударного демпфера:

1 - неподвижная крышка; тело маятника; 3 - виброгасящий материал; 4 - рабочий выступ на маятнике; 5 - рабочий выступ на крышке; 6 - мембранный успокоитель

- жесткость успокоительной мембраны или консольной балки демпфера (рис. 5); a_1, b_1, c_1 - длина, ширина и толщина кремниевой части консольной балки; b_2, c_2 - ширина и толщина слоя металлизации; x_{\max} - разность между величиной зазора между подвижной

платформой и основанием; $j_{\text{удара}}$ - ускорение удара, обычно задают 100...1000 g.

Ограничение перемещений платформы также способствует повышению устойчивости при ударах. В рассмотренной конструкции величина перемещения равна зазору между рабочими выступами на платформе и на неподвижном основании.

В конструкции противоударной системы демпферы представляют собой упоры, выступающие от плоскости платформы (или основания) на доли миллиметра и связанные с телом основания через мембраны с виброгасящим покрытием, например, с металлизацией.

Несмотря на кажущееся усложнение системы, указанный метод с успехом может применяться для виброзащиты платформы.

3. Магнитоэлектрическое демпфирование подвижных узлов

Особенностью демпфирования подвижных узлов в различных авиационных устройствах является то, что часто требуется обеспечить степень демпфирования по разным осям разной. Так, колебания вдоль оси x , задающие линейную скорость и определяющую величину кориолисовой силы относительно осей y и z , должны быть демпфированы.

Демпфирование должно осуществляться по измерительной оси, в данном случае – по оси y . Короткозамкнутый виток 2 расположен в зазоре 4 магнитной системы между полюсами 1 и 3 на подвижном узле (рис. 6). Магнитная индукция в зазоре создается постоянным магнитом 6. Явно выраженные полюса 1 и 3, а также магнитопровод 5 и постоянный магнит 6 при интегральном исполнении выполнены в слоях из соответственно подобранных материалов.

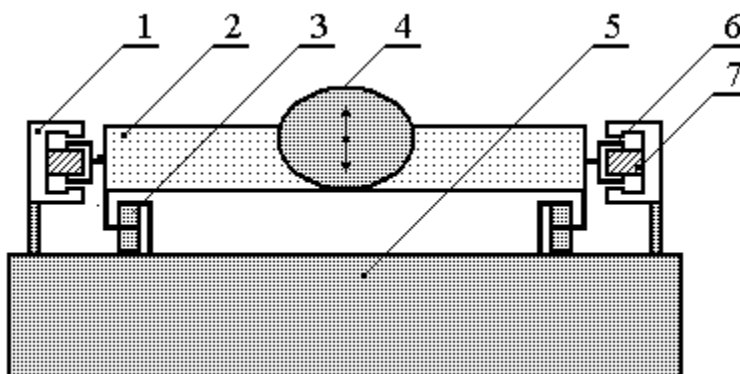


Рис. 6. Магнитоэлектрический демпфер:

1 – магнитопровод; 2 – платформа; 3 – амортизатор; 4 – защищаемый прибор; 5 – основание;
6 – короткозамкнутый виток; 7 – постоянный магнит

Величина демпфирующей силы определяется выражением

$$F_{\text{д}} = \frac{BlU}{R}, \quad (7)$$

где U - напряжение, возникающее на концах разомкнутого проводника; R - сопротивление проводника; l – длина проводника. При недостаточном демпфировании может быть выполнено n витков. Напряжение в петле коротко замкнутого проводника возникает в том случае, если проводник движется, пересекая магнитные силовые линии в зазоре постоянного магнита и определяется из выражения

$$U = Bl\dot{x}. \quad (8)$$

Объединив формулы (7) и (8), получим

$$F_{\text{д}} = \frac{B^2 l^2}{R} \dot{x}. \quad (9)$$

В соответствии с формулой (9) абсолютный коэффициент демпфирования запишется:

$$k_{gx} = \frac{B^2 l^2}{R} n, \quad (10)$$

где n - число короткозамкнутых витков.

Для колебательных систем можно найти значение абсолютного коэффициента демпфирования, необходимого для обеспечения оптимального режима в зависимости от массы подвижного узла и жесткости амортизаторов:

$$k_{gx} = (2\xi + \eta) \sqrt{mk_x}, \quad (11)$$

где ξ - относительный коэффициент демпфирования скоростного характера;

η - коэффициент гистерезисных потерь.

Оптимальное значение суммарного коэффициента, в соответствии с которым рассчитывается система, задается конструктором, например,

$$\xi + \eta = \sqrt{2}/2.$$

Соотношения (10) и (11) позволяют рассчитать электрические параметры демпфера для механической колебательной системы с заданной массой и жесткостью амортизаторов.

Обеспечение магнитоэлектрического демпфирования возможно также в замкнутом контуре силовой отработки обратной связи при добавлении к позиционному сигналу сигнала по скорости.

Недостатком рассмотренного метода является то, что его применение эффективно только в случаях демпфирования подвижных узлов малой массы.

4. Демпфирование с помощью тросовых амортизаторов

В последнее время для виброгашения чувствительных к механическим воздействиям приборных изделий получили распространение тросовые амортизаторы. Упругие элементы таких виброизоляторов выполнены из нержавеющей троса в виде квазизамкнутых колец (рис. 7).

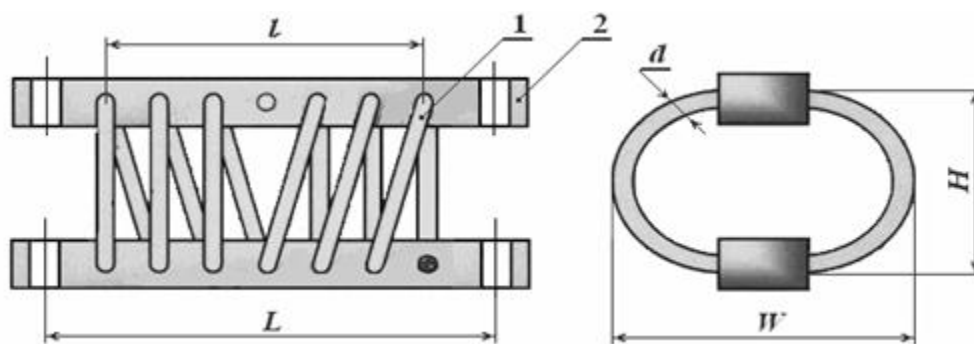


Рис. 7. Тросовый амортизатор:

1 – упругий трос; 2 – обойма



Рис. 8. Витой трос

Трос свит из многожильных пружинных проволоочек (рис. 8). Наряду с высокой демпфирующей способностью и стабильностью характеристик, такие цельнометаллические изделия обладают высокой коррозионной стойкостью, высоким ресурсом, а также простотой монтажа.

На данный момент из литературных источников, а также из конструкторских нормативов неизвестны методы расчетов тросовых амортизаторов. В данном случае неоценимую помощь могут оказать экспериментальные исследования.

Практика применения тросовых амортизаторов показала, что этот способ является универсальным как по форме нагрузок, так и по

массе защищаемых приборных средств. Тросовые амортизаторы превосходят резиновые как по ресурсу, так и по степени демпфирования.

Библиографический список

1. **Бабаков, И.М.** Теория колебаний / И.М. Бабаков. – М.: Наука, 1968. – 560 с.
2. **Ильинский, В.С.** Защита РЭА и прецизионного оборудования от динамических воздействий / В.С. Ильинский. – М.: Радио и связь, 1982. – 206 с.
3. **Тимошенко, С.П.** Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко. – М.: Наука, 1967. – 444 с.
4. **Коновалов, С.Ф.** Теория виброустойчивости акселерометров / С.Ф. Коновалов. – М.: Машиностроение, 1991. – 270 с.
5. **Вавилов, В.Д.** Интегральные датчики / В.Д. Вавилов; НГТУ. – Н. Новгород, 2003. – 504 с.

*Дата поступления
в редакцию 25.10.2013*

M.L. Sukonkina¹, S.I. Gainov²

OVERVIEW OF THE METHODS AND DEVICES OF DEVICES BOARD VIBROPROTECTION

OJSC Arzamas Instrument making plant n.a. P.I. Plandin¹,
Arzamasskiy polytechnic institute (branch) NGTU n.a. R.E. Alexeev²

The article deals with the burning problems of vibroprotection's methods of device's platform (namely introduction of antivibrator or vibroinsulator into the device's construction) and vibroprotection's means of device's platform. The main methods of vibroprotection, the most well-known type of integral sensor's removable component with mechanical damper of vibrations are described (particularly "framework into framework" construction, construction with the shock-proof damper, magnetoelectric damper construction, and damper construction with rope oscillation damper). Mathematic's descriptions of discussed removable component are drawn. Overall view of oscillation damper and one of the most popular ways of vibroinsulation are described. Oscillation damper classification by principle of operation, construction features; kinematic features are also included in this article.

Key words: vibroinsulator, oscillation damper, vibrostability, perturbation, vibrations, oscillation frequency, antihunt, devices board.