

УДК 621.752.3

DOI: 10.25206/1813-8225-2020-171-5-8

П. Д. БАЛАКИН

Омский государственный  
технический университет,  
г. Омск

## СИСТЕМАТИКА СРЕДСТВ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ТЕХНОГЕННЫХ СИСТЕМ

Периодический характер природных и техногенных процессов, параметрические свойства объектов и физические законы взаимодействия материальных тел и сред порождают бесполезные колебания механических систем. Колебания малой амплитуды и высокой частоты называют вибрациями, ослабление или ликвидация которых составляет систему виброзащиты машин, частью которой является виброизоляция. Декомпозиция задачи виброизоляции помогает выбрать технические и инженерные решения виброизолирующих устройств для базовых, для межагрегатных связей, для персонала. Материал статьи адресован разработчикам средств виброизоляции, студентам, аспирантам и научным сотрудникам, в сферу интересов которых входят динамика машин, виброзащита и виброизоляция машин.

**Ключевые слова:** виброзащита машин, критерии эффективности виброизоляции, модель виброизолятора, базовые, межагрегатные связи, виброизоляция персонала.

**Введение.** Большинство физических процессов имеют периодический характер и проявляются в форме колебаний, механических колебаний в том числе, являясь естественным поведением объектов и процессов материального мира.

Колебательную природу имеют свет и звук, биение сердца и движение легких при дыхании; колеблются барабанные перепонки и голосовые связки, ноги и тело при ходьбе. Для движения птицы, рыбы, морские животные, все пресмыкающиеся используют колебания.

Колеблются листья и ветви деревьев, поверхностный слой воды от ветра и земная кора при землетрясениях; изменяются времена года и температурные поля, фазы Луны; колебательный характер имеют морские приливы, солнечная активность, геомагнитное поле Земли и др.

В техногенной сфере все преобразования энергии имеют циклический характер, многие машины содержат в своем составе цикловые механизмы, при этом звенья механизмов совершают неинерциальное движение, генерируя динамическое нагружение связей; реальные механизмы неуравновешены, в связях происходит перекладка зазоров,

порождающая периодические ударные процессы и др.

Колебания в техногенных системах возможны и при отсутствии динамического силового источника возбуждения колебаний, так это имеет место из-за особых параметрических свойств объекта, условий обтекания жидкости или газа рабочих органов машин, строительных конструкций. Колебания этого типа проявляются, например, в эффекте «шимми» шасси наземной и авиационной техники, флаттере несущих элементов фюзеляжа сверхзвуковых самолетов, винтов вертолетов, кавитации судовых винтов, развитии колебаний сооружений от постоянной ветровой нагрузки, автоколебания могут возникнуть в зоне фрикционного взаимодействия элементов и др.

Механические колебания материальных объектов техногенных систем, характеризуемых малыми амплитудами перемещений и высокой частотой, принято называть вибрациями.

Следует различать вибрационные процессы, специально создаваемые для сферы материального производства и сферы услуг. Вибрации могут упростить конструкцию и повысить производительность

технологических машин. Вибрации составляют основу вибротранспортеров, вибронасосов, мельниц, дробилок, сепараторов, питателей, уплотнителей, бытовых и медицинских машин и приборов, инструментов, испытательных вибростендов и др.

Наше внимание будут занимать вибрации, параметры которых следует минимизировать или ослаблять их вредное влияние на оператора, на конструктивные элементы, приборный комплекс машин. Неполезные вибрации являются причиной снижения качества рабочих процессов. Из-за вибраций увеличиваются динамические нагрузки звеньев и связей, развивается усталость конструкционных материалов, вибрации влияют на условия трения, износа и, как следствие, ресурса машины.

Неполезные вибрации нарушают герметичность стыков деталей, ослабляют пресовые, паянные, заклепочные и болтовые соединения, вызывают ускоренное старение эластомеров, пластмасс, нарушают целостность печатных плат, расстраивают работу приборного комплекса, гироскопических устройств, регистрирующей аппаратуры, снижают точность размерной металлообработки, чистоту обрабатываемых поверхностей и др.

**Постановка задачи.** Виброизоляцию следует понимать как составную часть общей виброзащитной системы машины, которая включает в себя проведение комплекса следующих технических мероприятий, закладываемых на стадии проектирования машины [1–5]:

- снижение виброактивности источника, сводящееся к выравниванию силовых характеристик рабочих процессов; уменьшению доли звеньев, совершающих неинерциальное движение; исключение или ослабление переменных параметрических свойств механической системы машины; недопущение падающей характеристики в узлах трения и других условий генерации автоколебаний;

- изменение конструкции объекта для отстройки собственных частот элементов конструкций от частот генерации колебаний, конструкционное демпфирование колебаний;

- виброизоляция, сводящаяся к ослаблению связей между источником и объектом путем установки сопротивлений прохождению колебаний, реализуемых с помощью связей со значительной податливостью, но с сохранением центровки сопрягаемых узлов и агрегатов машин и во многих случаях исключению их значительных относительных перемещений;

- динамическое гашение колебаний, особенно эффективное при однорежимной работе источников, либо применение гасителей, обладающих свойством автонастройки на частоту возбуждения источника;

- применение активных средств виброзащиты с наличием собственных источников энергии и оснащенных полным набором типовых элементов системы автоматического регулирования.

Даже поверхностный анализ комплекса мероприятий по виброзащите машины позволяет заключить, что виброизоляция должна удовлетворять взаимоисключающим критериям, поэтому создать единое и универсальное виброизолирующее устройство невозможно, это в полной мере относится ко всем техногенным системам, как правило, испытывающим полигармоническое силовое или кинематическое возбуждение.

Поставим задачу декомпозиции проблемы виброизоляции с разработкой рекомендаций по воз-

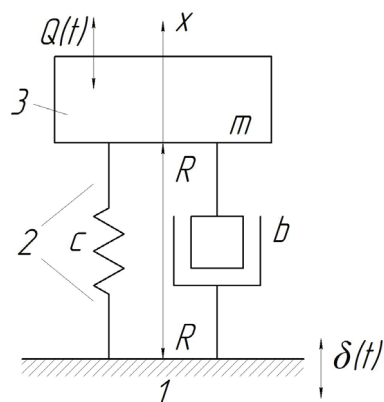


Рис. 1. Схема линейного виброизолятора

можным техническим решениям конструктива средств динамической развязки источника и объекта с сохранением при этом работоспособности оператора, функциональности и надежности узлов, агрегатов и машины в целом.

**Теория.** Как известно, в любой виброзащитной системе наличествуют три обязательные составные части: источник (И) вибровозбуждения, объект (О) виброзащиты и виброизолирующее устройство (ВУ). Расчетная модель простейшего линейного виброизолятора с одной степенью свободы на рис. 1. На самом деле в составе современного технического объекта, и машины в частности, наличествуют несколько (И) и (О), следовательно, вибровозбуждение носит полигармонический характер, моделирование которого особенно при многорежимной работе техногенной системы затруднительно. Тем не менее модель одноосных колебаний элементов системы является основной и востребованной для моделирования и ослабления доминирующих колебаний в системе.

Источником (И) вибровозбуждения может быть как элемент 3, в этом случае имеет место динамическое (силовое) возбуждение, так и основание 1 — такое возбуждение называют кинематическим. Эти же элементы могут быть объектами (О) виброзащиты. Устройство 2, включающее упругую связь «с» и демпфер «в», является динамической развязкой (И) и (О), предназначено для уменьшения энергии передаваемых колебаний и относится к системе виброзащиты, виброизоляции в частности.

Обозначив  $m$  — массу объекта,  $Q(t)$  — силовой параметр генератора колебаний,  $c$  — жесткость несущих элементов ВУ,  $v$  — коэффициент демпфирования, тогда уравнение движения объекта 3 будет таким [6]:

- при силовом возбуждении

$$m\ddot{x} + R = Q(t), \quad (1)$$

- при кинематическом возбуждении

$$m\ddot{x} + R = -m\ddot{\delta}(t). \quad (2)$$

С математической точки зрения, уравнения (1) и (2) идентичны, что очевидно, если поделить компоненты (1) и (2) на « $m$ ». Реакция ВУ на объект и основание определяется как

$$R = cx + v\dot{x}. \quad (3)$$

Функциональное назначение любого виброизолятора состоит в минимизации реакции  $R$  виброизолятора, а это по (3) означает, что следует уменьшить как вязкую демпферную, так и упругую составляющие реакции  $R$ . Исключив, например, демпфер, что произойдет при  $\nu = 0$ , получим ВУ с чисто упругой характеристикой, а уменьшение жесткости упругой связи означает рост виброперемещений или габаритов ВУ. Возрастание виброперемещений вполне способно нарушить центровку агрегатов, функциональную работоспособность техногенной системы в целом, затруднит работу оператора, так как органы управления получают относительно него движение.

Подставив (3) в (1), получим известное уравнение линейных колебаний объекта

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = Q(t), \quad (4)$$

которое при постоянных коэффициентах при производных и гармоническом возбуждении имеет известное решение в конечном виде [2–4]. Синтезировать же ВУ, обеспечивающее исполнение движения  $x = x(t)$  с заданными ограничениями, возможно вариациями коэффициентов « $b$ » и « $c$ », т.е. задача синтеза становится сложной нелинейной, имеющей только численное разрешение и поиск рационального решения возможен только через анализ, что и объясняет отсутствие единого универсального технического решения ВУ. Эффективность ВУ, как правило, оценивают по набору критериев, к ним относятся параметры виброперемещений объекта, реакция ВУ на объект, частота собственных колебаний объекта.

Инженерный расчет критериев, а именно амплитуды  $A$  виброперемещений, частоты собственных колебаний объекта и реакции  $R$  виброизолирующего устройства на объект при гармоническом силовом вибровозбуждении  $Q(t)$  с вынужденной частотой « $p$ », т.е. при  $Q(t) = Q_0 \cos pt$ , приведем по зависимостям [1–4]:

$$A = \frac{Q_0/c}{1 - \frac{p^2}{\omega^2}}, \quad (5)$$

где  $\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}$  — частота свободных колебаний объекта, важнейшая характеристика для оценки качества системы виброизоляции.

При  $\omega \ll p$ , что возможно при уменьшении жесткости « $c$ » упругих элементов ВУ, получим:

$$A = \frac{Q_0/c}{\omega^2 - p^2} = \frac{Q_0/c\omega^2}{\omega^2 - p^2} = \frac{Q_0/c \frac{c}{m}}{\omega^2 - p^2} \approx \frac{Q_0}{mp^2}. \quad (6)$$

По (6) следует, что амплитуда вынужденных колебаний уменьшается как с ростом « $m$ » объекта, так и с увеличением  $p$  — частоты возмущающей силы.

Максимальная величина реакции  $R$  равна:

$$R = c | A | = \frac{Q_0}{1 - \frac{p^2}{\omega^2}}. \quad (7)$$

**Декомпозиция общей задачи виброизоляции. Технические решения.** Выбор технического реше-

ния и определение нужных характеристик ВУ зависит от типа вибровозбуждения и его параметров, места установки ВУ, заданного предельного уровня виброактивности как всей системы, так и ее элементов.

— Силовое вибровозбуждение, как правило, является высокочастотным с малой амплитудой виброперемещений. Для виброизоляции объекта (основания) от источника в этом случае следует принять комплекс мер по ограничению абсолютных значений переменных сил, вызывающих генерацию колебаний. Это относится к совершенствованию рабочих процессов в направлении уменьшения (исключения) динамического внешнего нагружения исполнительных органов машин; минимизации (исключения) динамических нагрузок инерционной природы, что достигается уравниванием, использованием в конструкции функциональных компенсаторов, устройств выборки зазоров в связях. Для виброизоляции всей системы в целом при силовом вибровозбуждении целесообразно использовать как увеличение массы объекта, так и размещение опорной части машины на фундаменте посредством стандартных виброизоляторов и других конструкций базовых опор с упругими элементами, способных к восприятию как весовой статической нагрузки, так и динамического силового вибровозбуждения;

— для виброизоляции от кинематического возбуждения нормируются параметры вибродвижения защищаемого объекта, а именно ограничиваются абсолютные ускорения, скорости и перемещения объекта виброзащиты. Ясно, что удовлетворение этим критериям достижимо применением малоинерционных виброизолирующих элементов с малой жесткостью и низкой собственной частотой. При этом ВУ допускают значительные виброперемещения, например, это характерно для опор сейсмостойких объектов, в ходовой части транспортных машин и др. Инженерные решения ВУ в этом случае, как правило, содержат длинноходовые упругие элементы с линейной и нелинейной характеристикой, с демпфированием (рессоры), пружины и демпферы как отдельные элементы, резинокордные пневматические оболочки. Запредельные виброперемещения ограничивают упорами;

— помимо виброизоляции основания от источника выделим особенности и приемы ослабления межагрегатных связей. Межагрегатные связи прежде всего обеспечивают компенсацию монтажных погрешностей взаимного расположения агрегатов. Эта задача решается посредством муфт с упругими элементами, так и муфт без упругих вставок, но допускающих неупругие малые компенсационные движения (зубчатые муфты, шрусы и др.). Упругие элементы межагрегатных ВУ должны быть достаточно жесткими, способными обеспечить устойчивое статическое равновесное положение объектов и центровку агрегатов по связям. Малая жесткость ВУ, как средство достижения малых собственных частот, в этом случае не является универсальным приемом повышения эффективности межагрегатной виброизоляции при генерации колебаний сплошного частотного спектра, например, это имеет место при многорежимной эксплуатации системы или при пуске (разбеге) и остановке (выбеге) машины, поскольку происходит неизбежное прохождение механической системы машины через резонанс.

Межагрегатные связи при нежестких базовых звеньях (корпусах) системы также должны обеспе-

чить компенсационные относительные перемещения, это, в частности, характерно для авиационной, горнодобывающей, сельскохозяйственной техники.

В большинстве случаев удастся наделить свойствами ВУ межагрегатные связи за счет использования механических передач движения гибкой нитью (канатные, ременные, клиноременные передачи);

— виброизоляция персонала, помимо обозначенных выше технических приемов виброзащиты, дополнительно предусматривает использование специальных виброизолирующих платформ или кресел, базирующихся на основаниях посредством связей, обладающих в определенном диапазоне виброперемещений свойством квазиузуловой жесткости [6–9], что обеспечивает полную динамическую развязку источника и объекта (персонала). Опоры с квазиузуловой жесткостью удастся создать на базе упругих элементов с линейной характеристикой путем их монтажа, приводящего к несовпадению направления деформации упругих элементов по отношению к направлению наводимых виброперемещений от источника [10]. Аналогичный эффект достижим и вводом нелинейного преобразователя движения между источником и упругими элементами ВУ.

#### Выводы и заключение.

1. Показано, что единой универсальной конструкции виброизолирующего устройства не может быть создано по причине как случайного кинематического, так и полигармонического возбуждения, имеющего место при нестационарной работе механических систем машины.

2. Критерии эффективности виброизоляции зависят от вида вибровозбуждения, параметров силовой и кинематической генерации колебаний, места установки ВУ, поэтому проводить декомпозицию общей задачи виброизоляции объекта целесообразно и разработку ВУ следует вести как составного элемента комплексной виброзащиты проектируемой техногенной механической системы.

3. Для большинства ВУ при выборе упругих элементов связей предпочтительны упругие элементы с малой жесткостью и, как следствие, низкой собственной частотой, но при условии сохранения центровки базирования агрегатов по связям.

4. Виброизолирующую систему с линейной характеристикой жесткости можно создать на базе упругих элементов с линейной характеристикой путем изменения ориентации элементов по отношению к направлению генерируемого виброперемещения, либо путем ввода нелинейного преобразователя движения между источником и упругими элементами виброизолирующего устройства.

#### Библиографический список

1. Бабаков И. М. Теория колебаний. 2-е изд., стер. М.: Наука, 1965. 560 с.
2. Пановко Я. Г. Введение в теорию механических колебаний. М.: Наука, 1971. 236 с.
3. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и у dara. Л.: Машиностроение, 1976. 320 с.
4. Пановко Я. Г., Губанова И. И. Устойчивость и колебания упругих систем. М.: Наука, 1967. 420 с.
5. Яблонский А. А. Курс теории колебаний. М.: Высшая школа, 1975. 248 с.
6. Алабужев П. М., Гритчин А. А., Ким Л. И. [и др.]. Виброзащитные системы с квазиузуловой жесткостью: моногр. Л.: Машиностроение, 1986. 96 с.
7. Бурьян Ю. А., Силков М. В. Виброизоляционная опора с эффектом квазиузуловой жесткости // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2019. Т. 3, № 2. С. 9–14. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-2-9-14.
8. Бурьян Ю. А., Силков М. В. Конструкция и оценка виброизоляции опоры для технологического оборудования с использованием квазиузуловой жесткости // Омский научный вестник. 2017. № 5 (155). С. 10–13.
9. Zotov A. N., Tachbulatov R. R. Compact low frequency vibration isolator with quasi-zero-stiffness // Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control. 2015. Vol. 34 (4). DOI: 10.1260/0263-0923.34.4.459.
10. Балакин П. Д., Михайлик О. С. Управление жесткостью элементов как средство адаптации механических систем // Прикладные задачи механики: сб. науч. тр. / под ред. В. В. Евстифеева. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2003. С. 83–87.

**БАЛАКИН Павел Дмитриевич**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Машиноведение».

SPIN-код: 5494-0218

AuthorID (РИНЦ): 267798

AuthorID (SCOPUS): 57191041281

Адрес для переписки: tmm@omgtu.ru

#### Для цитирования

Балакин П. Д. Систематика средств виброизоляции техногенных систем // Омский научный вестник. 2020. № 3 (171). С. 5–8. DOI: 10.25206/1813-8225-2020-171-5-8.

Статья поступила в редакцию 11.03.2020 г.

© П. Д. Балакин