

УДК 504.06:534:83

**РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ И МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ
ВИБРОИЗОЛИРУЮЩЕЙ ОПОРЫ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ВИБРАЦИИ
И МЕХАНИЧЕСКОГО ШУМА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК
И ПРИСОЕДИНЕННЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ**

© 2012 А.В. Васильев, О.В. Кипуров

Тольяттинский государственный университет

Поступила в редакцию 29.09.2011

Предложены универсальная виброизолирующая опора с регулируемыми параметрами гашения вибраций энергетических установок и присоединенных механических систем и математическая модель, позволяющая проводить расчеты различных параметров виброопоры.

Ключевые слова: вибрация, энергетическая установка, виброизолирующая опора, математическая модель

1. ВВЕДЕНИЕ

Энергетические установки различных типов широко используются в различных отраслях производства (машиностроение, энергетика, химическая промышленность и др.), при транспортировке газов и жидкостей по трубопроводным системам, в жилищно-коммунальном хозяйстве, быту. При их эксплуатации возникают вибрация и механический шум, которые оказывают существенное влияние на надежность, долговечность, производительность и другие параметры энергетических установок и присоединенных механических систем. Их воздействие может вызвать целый ряд негативных последствий: разрушение деталей и узлов энергетических установок и трубопроводов, соединений трубопроводов и аппаратов, нарушение герметичности уплотнений и др. [1-4]. В связи с этим актуальным является проведение исследований по снижению воздействия вибрации и механического шума на энергетические установки и присоединенные трубопроводные системы.

Аналитический обзор проблемы прогнозирования и снижения вибрации стационарных и передвижных энергетических установок и присоединенных механических систем показал, что вибрация энергетических установок и присоединенных трубопроводных систем представляет существенную опасность для человека и окружающей среды, а существующие методы и конст-

рукции устройств, используемых для снижения вибрации энергетических установок и присоединенных механических систем, недостаточно эффективны.

**2. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДА
ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ
ВИБРАЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК**

Источниками вибрации энергетических установок и присоединенных механических систем являются вращающиеся механизмы, пульсации потока в элементах воздушных каналов (в поворотах, в запорной, регулирующей и распределительной арматуре) и жидкости в трубах. При наличии жестких связей эти источники возбуждают вибрацию соединенных с ними конструкций. Так, под воздействием вибрации вентилятора на полу в вентиляционной камере возбуждаются колебания перекрытия, которые затем передаются на другие строительные конструкции и оборудование. Кроме того, вибрация энергетических установок при жестком соединении неизбежно распространяется на соединительные трубы и воздухопроводы, а по ним также на строительные конструкции.

В настоящее время для снижения вибрации широко применяется метод виброизоляции, который состоит в снижении передачи колебаний от источника возбуждения к защищаемому объекту путем введения в колебательную систему дополнительной упругой связи. Эта связь предотвращает передачу энергии от колеблющегося агрегата к основе или от колебательной ос-

Андрей Витальевич Васильев, доктор технических наук, профессор, директор института химии и инженерной экологии. E-mail: avassil62@mail.ru

Олег Васильевич Кипуров, аспирант кафедры "Инженерная защита окружающей среды". E-mail: NIL9@tltsu.ru

новы к человеку или к конструкциям, которые защищаются.

Для виброизоляции машин и оборудования на многочисленных, разных по назначению и значимости объектах используются разнообразные средства виброизоляции, в том числе:

- амортизаторы пружинные, рабочий элемент которых – одна или несколько (в одной сборке) стальных винтовых пружин, цилиндрических или конических, параллельно с которыми иногда устанавливаются демпферы вязкого трения;
- амортизаторы резиновые и резинометаллические, рабочий элемент которых – резиновое тело;
- прокладки из резины, резиновые коврики, амортизаторы в виде профилированного слоя упругого материала;
- гибкие вставки, патрубki, рукава на трубах и воздуховодах;
- гибкие (демпферные) участки на кабелях электропитания;
- локальные фундаменты под агрегаты в технических подпольях (в подземной части зданий), отделенные от конструкций зданий;
- полы на упругом основании (“плавающие полы”), с упругим слоем из волокнистых и эластомерных материалов.

Конструкции этих систем зависят от сложности решаемых задач. Поскольку машины и оборудование – источники широкополосной вибрации, виброизоляция рассчитывается и проектируется для широкого диапазона частот. Применяются в основном одно - двухзвенные (рис. 1), а в некоторых случаях и трехзвенные системы (схемы) виброизоляции.

Проведенный авторами анализ показал, что существующие конструкции виброизоляции недостаточно эффективны по целому ряду параметров. В связи с этим необходима разработка новых эффективных конструкций виброизолирующих опор.

3. РАЗРАБОТКА УНИВЕРСАЛЬНОЙ АДАПТИВНОЙ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩЕЙ ОПОРЫ

Авторами разработана универсальная виброизолирующая опора с регулируемыми параметрами гашения вибраций, такими как степень виброизоляции опоры и максимальная статическая нагрузка. Проведён анализ различных методов виброизоляции оборудования и виброизолирующих опор, предлагаемых мировыми производителями.

В ходе анализа процесса компенсации вибрации были сформированы исходные данные для расчёта виброизолирующей опоры. Расчёт состоит из четырех основных частей: выбор демпфирующего материала для рабочего тела, расчет размера рабочего тела и описание принципа изменения его параметров, расчет параметров виброизолирующей опоры, подбор регулировок виброизолирующей опоры.

Основываясь на полученных данных, была сконструирована новая конструкция виброизолирующей опоры с регулируемыми параметрами на основе эластомера, которая удовлетворяет всем требованиям виброизоляции, и имеет экономическую эффективность от внедрения. Общий вид разработанной конструкции универсальной виброизолирующей опоры показан на рис. 2 а) и б). Спроектированная конструкция виброизолирующей опоры обладает следующими параметрами:

- рекомендуемая максимальная статическая нагрузка: $F_{10\%} = 2200 \text{ Н}$;
- рекомендуемая минимальная статическая нагрузка: $F_{10\%} = 1000 \text{ Н}$;
- максимальная динамическая нагрузка при максимальной статической нагрузке: $F_{20\%} = 4300 \text{ Н}$;
- максимальная динамическая нагрузка при

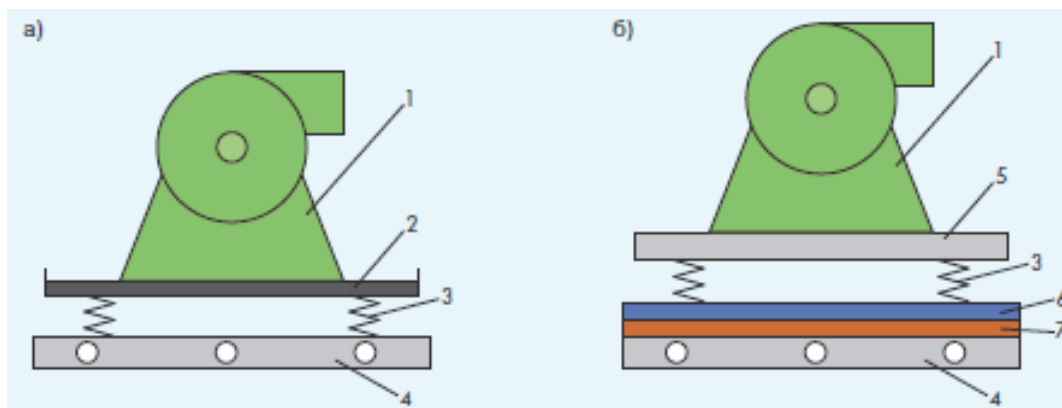


Рис. 1. Примеры конструктивных схем виброизоляции оборудования:

- а – однозвенная виброизоляция (крепление к стальной раме на амортизаторах);
- б – двухзвенная виброизоляция (крепление к ж/б плите на амортизаторах и полу на упругом основании);
- 1 – машина; 2 – стальная рама; 3 – амортизаторы; 4 – несущая плита; 5 – железобетонная плита;
- 6 – плита пола на упругом основании; 7 – упругое основание

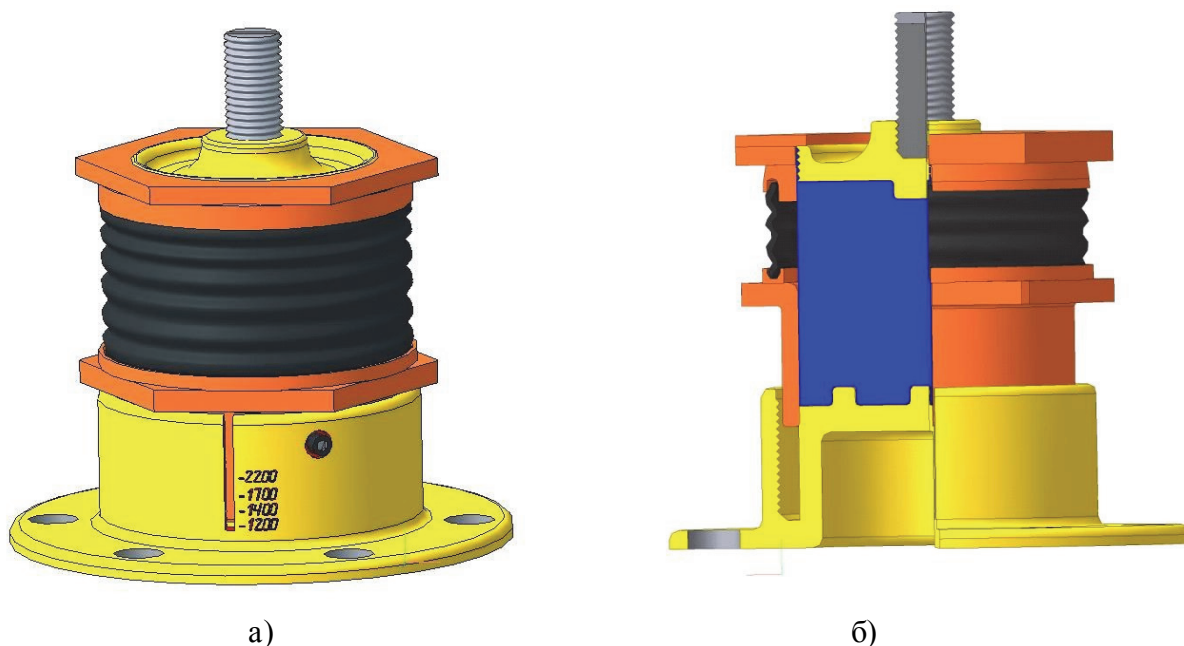


Рис. 2. Общий вид разработанной конструкции универсальной виброизолирующей опоры

минимальной статической нагрузке: $F_{20\%} = 2500 \text{ Н}$;

- статическая деформация рабочего тела: $s = 3,7\text{-}7 \text{ мм}$;

- длина рабочего тела: $h = 37\text{-}70 \text{ мм}$;

- частота колебаний изолируемого объекта при степени изоляции более 50%: 600-4000 1/мин.

Уникальность опоры состоит в том, что ее конструкция позволяет регулировать степень демпфирования, максимальную рабочую нагрузку и статическую деформацию виброизолирующей опоры благодаря регулировочной гайке, которая, выкручиваясь, изменяет рабочую поверхность демпфера (в нашем случае изготовленную из акрилонитрилбутадиенкаучука (NBR)), в результате чего изменяются вышеперечисленные параметры.

Разработанная конструкция универсальной виброизолирующей опоры обеспечивает высокую степень виброизоляции, что позволяет снизить влияние вибрации на энергетическую установку и повысить надежность и долговечность ее эксплуатации, а также производительность работы.

4. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ АДАПТИВНОЙ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩЕЙ ОПОРЫ

Поставим задачу моделирования – создать математическую модель адаптивной виброопоры, способной изменять собственную частоту и жесткость.

Адаптивная виброопора состоит из следующих основных элементов:

- рабочее тело из эластомерного материала с

определенной жесткостью, в котором происходит превращение энергии колебаний во внутреннюю энергию;

- регулировочная гайка для изменения рабочих параметров виброопоры, посредством изменения объема рабочего тела;

- основание опоры для фиксации виброопоры к полу;

- верхняя чашка с резьбой для крепления виброопоры к виброизолируемому объекту;

- гайка верхняя для фиксации защитной гофры;

- гофра для защиты рабочего тела от агрессивной среды;

- датчик колебаний, сигнализирующий о превышении допустимого уровня вибрации на основании опоры.

Принцип изменения собственной частоты и жесткости виброопоры основан на несжимаемости резины. За счет выкручивания регулировочной гайки 1, (рис. 3) мы меняем размер h рабочего тела 2, т.к. часть рабочего тела ограниченная внутренней поверхностью регулировочной гайки не может менять свой объем при увеличении нагрузки, следовательно, не может и участвовать в процессе демпфирования. Таким образом, можно исключить ее из расчета, и можно считать, что она не относится к рабочему телу и, к примеру, является несжимаемой прокладкой, не участвующей в процессе гашения вибрации. Будем считать, что высота рабочего тела стала равна h_1 - расстоянию от верхней образующей её поверхности регулировочной гайки 1, до нижней образующей поверхности чашки верхней 3.

Как известно, меняя размер рабочего тела h , можно изменить фактор формы $\Phi = D/4h$, следо-

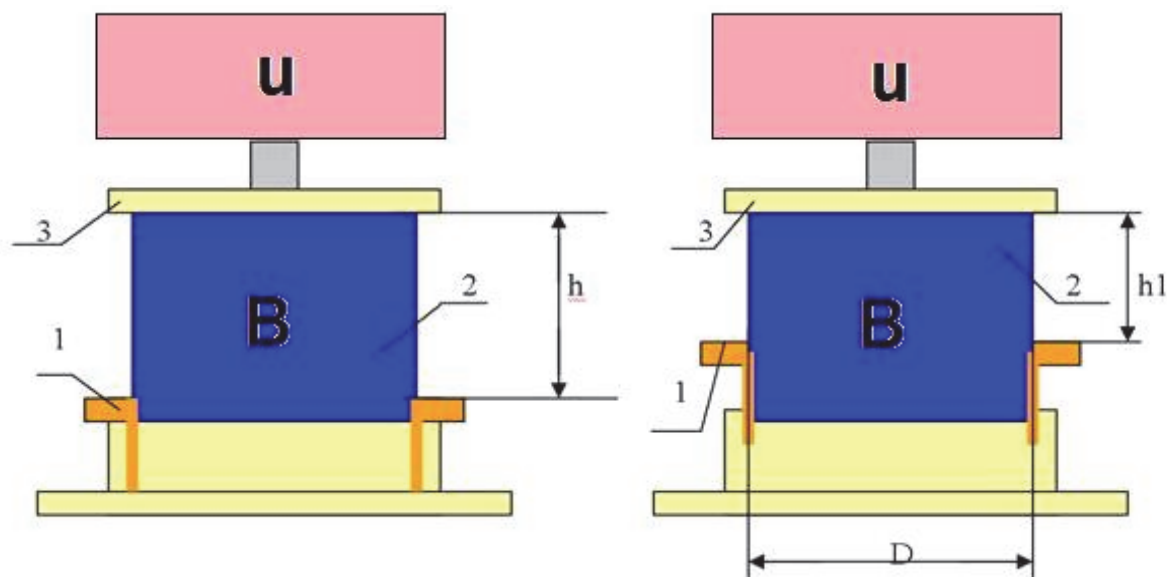


Рис. 3. Схема адаптивной виброопоры

вательно, жесткость и собственная частота опоры тоже изменятся (расчет представлен ниже).

Полный расчет виброизоляции при создании математической модели – задача весьма непростая, так как обусловлена сложностью пространственного движения источников вибрации. На практике она упрощается путем использования простой одномерной схемы, в которой учитываются колебания машин (оборудования) и фундаментов только в вертикальном направлении. Расчетные методы, разработанные в такой одномерной постановке задачи, позволяют достаточно точно оценить и запроектировать эффективную виброизоляцию. Они включают выбор и расчет амортизаторов (виброизоляторов) и других элементов, входящих в систему, а также оценку эффективности виброизоляции (ДВ).

Для расчета представим моделируемую виброопору как систему, состоящую из:

1) источника периодических колебаний (И) имеющего определенный диапазон частот и постоянную массу, неподвижно соединенного с верхней чашкой виброопоры;

2) виброопоры (В) состоящей из элементов описанных выше неподвижно соединенной с полом. (см. рис. 3).

Гашение вибрации от источника происходит в эластомерном рабочем теле, учитывая, что максимальная деформация тела составляет 25%, что не превышает предел пропорциональности и величину пластической деформации эластомера, следовательно, зависимость между силой и деформацией близка к линейной.

Особенностью работы резинового (эластомерного) амортизатора является зависимость жесткости от формы амортизатора при действии сжимающей нагрузки. Для учета этого обстоятельства при расчете модели введем понятие

фактор формы, который определяется как отношение нагруженной площади, к площади свободной поверхности рабочего тела. Следовательно, при одной и той же нагруженной площади рабочее тело с большей свободной поверхностью будет иметь меньшую жесткость.

Выражение для определения фактора формы цилиндрического рабочего тела рассчитываемой адаптивной виброопоры имеет вид:

$$\Phi = \frac{D}{4(h - h_0)}, \quad (1)$$

где D – диаметр рабочего тела;

h – высота рабочего тела;

h_0 – высота подъема регулировочной гайки.

Другая особенность работы резинового амортизатора при действии сжимающей нагрузки - зависимость его жесткости от условий крепления резины к металлу. Способ крепления оказывает наименьшее влияние на жесткость, когда резина и металл гладкие и смазаны, а наибольшее – когда резина привулканизирована к металлу.

Учитывая эти особенности, жесткость амортизатора при сжатии можно определить по формуле (2):

$$k_0 = \frac{E \cdot F \cdot b}{h}, \quad (2)$$

где F – площадь поперечного сечения амортизатора;

E – модуль упругости резины.

Коэффициент b зависит от фактора формы и условий крепления резины к металлу.

Модуль упругости резины при сжатии можно считать пропорциональным модулю сдвига:

$$E = 6G, \quad (3)$$

Модуль сдвига G определяется в зависимости от твердости резины.

Окончательно выразим жесткость рассчитываемой адаптивной виброопоры как:

$$k_0 = \frac{6G(1 + \Phi^2)F}{(h - h_0)}, \quad (4)$$

Рассмотрим систему источник – виброопора. Частота собственных колебаний источника на виброопорах равна:

$$f_0 = 0,1 \cdot \sqrt[6]{\frac{k_0}{m_0}}, \quad (5)$$

где k_0 – динамическая жесткость виброопоры; m_0 – масса источника.

Также известно, что на частотах колебаний источника вибрации $f < \sqrt{2}f_0$ виброизоляция всегда отрицательна, то есть происходит усиление колебаний, а на частотах $f > \sqrt{2}f_0$ виброизоляция становится положительной (см. рис. 4).

Запишем выражение виброизоляции для эффективного диапазона частот:

$$\Delta V = \frac{40 \lg f}{f_0}, \text{ дБ}, \quad (6)$$

где f – частота источника вибрации.

Согласно выражению (6), в области частот за резонансом при увеличении частоты вдвое виброизоляция возрастает на 12 дБ. Чтобы получить более высокую виброизоляцию на частоте f , необходимо уменьшить частоту собственных колебаний f_0 , что достигается уменьшением жесткости $k_{\text{см}}$ виброизолятора.

Запишем коэффициент передачи для различных частот вынужденных колебаний:

$$\mu = \frac{1}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^2 - 1}, \quad (7)$$

Основываясь на выше описанных данных запишем математическую модель адаптивной виброопоры:

$$\left\{ \begin{array}{l} f_0 = 0,1 \cdot \sqrt[6]{\frac{k_0}{m_0}} \\ \Delta V = \frac{40 \lg f}{f_0} \\ \mu = \frac{1}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^2 - 1} \end{array} \right., \quad (8)$$

Данная модель описывает работу виброопоры как виброизолятора, в ней содержатся параметры системы источник - виброизолятор. При подстановке значений из реальной системы можно получить:

- достоверные данные о собственной частоте системы, для исключения из диапазона вибрации источника резонирующих частот с целью предотвращения резонансных режимов работы;

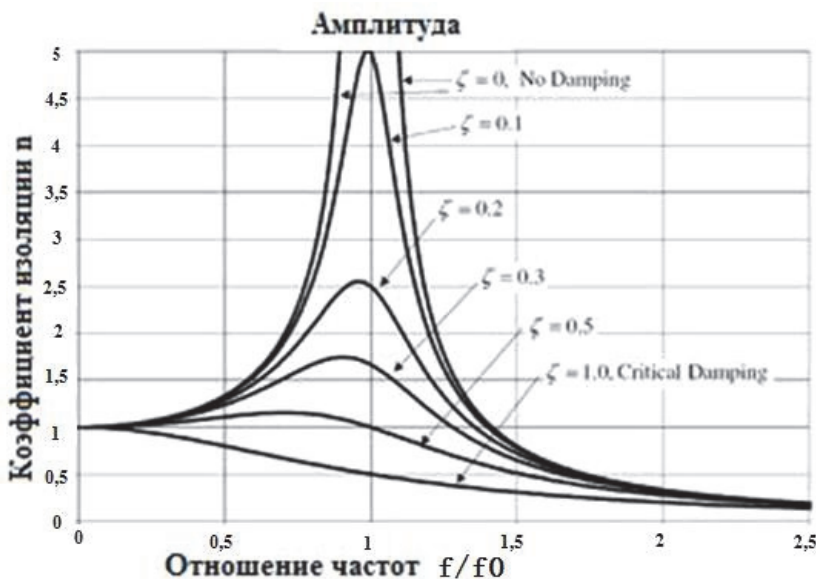


Рис. 4. Зависимость коэффициента изоляции n от соотношения частот $\frac{f}{f_0}$ при различных значениях коэффициента затухания системы (ζ) (<http://www.nationmaster.com/encyclopedia/Vibration>)

- уровень виброизоляции, достигаемый системой при данных параметрах виброопоры, для обеспечения необходимой изоляции энергетических установок;

- коэффициент передачи для различных частот вынужденных колебаний, для прогноза виброизоляции системы при разных режимах работы энергетических установок.

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанная конструкция универсальной виброизолирующей опоры обеспечивает высокую степень виброизоляции, что позволяет снизить влияние вибрации на энергетическую установку и повысить надежность и долговечность ее эксплуатации, а также производительность работы.

Предложенная математическая модель опи-

сывает работу виброопоры как виброизолятора, в ней содержатся параметры системы источник - виброизолятор. Ее использование позволяет рассчитывать различные параметры виброопоры и повышать эффективность ее конструкции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Борьба с шумом на производстве. Справочник [под ред. Е.Я. Юдина]. М.: Машиностроение, 1985. 399 с.
2. Васильев А.В. Моделирование и снижение низкочастотного шума и вибрации энергетических установок и присоединенных механических систем. Монография. Самара, СамНЦ РАН, 2011. 12,5 п.л., 216 с., ил.
3. Васильев А.В. Снижение низкочастотного шума и вибрации силовых и энергетических установок // Известия Самарского научного центра РАН. 2003. Т. 5. №2. С. 419-430.4. Васильев А.В. Снижение низкочастотной вибрации трубопроводов энергетических установок // Наука – производству. 2004. №8. С. 68-70.

DEVELOPMENT OF CONSTRUCTION AND OF MATHEMATICAL MODEL OF VIBRATION ISOLATING MOUNT FOR REDUCTION OF VIBRATION AND MECHANICAL NOISE OF ENERGETIC PLANTS AND OF JOINING MECHANICAL SYSTEMS

© 2012 A.V. Vasilyev, O.V. Kipurov

Togliatti State University

Universal vibration isolating mount with regulated parameters of energetic plants and of joining mechanical systems and mathematical model allowing to calculate different parameters of vibration isolating mount are suggested.

Key words: vibration, energetic plant, vibration isolating mount, mathematical model