

Министерство образования Кыргызской Республики
Кыргызский государственный технический университет им. И.Раззакова
Кафедра «Техносферная безопасность»

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ

Методическое руководство к лабораторной работе № 8
по дисциплине «*Безопасность жизнедеятельности*»
для студентов всех специальностей и всех форм обучения

Бишкек 2018

РАССМОТРЕНО

на заседании кафедры
«Техносферная безопасность»

ОДОБРЕНО

методической комиссией
энергетического факультета

Составители: *Таштанбаева В.О., Уманова Н.Д.*

УДК

Исследование эффективности виброизоляции. Методическое указание к лабораторной работе № 8 по дисциплине "*Безопасность жизнедеятельности*" для студентов всех специальностей и всех форм обучения/КГТУ им. И.Раззакова; Сост. *Таштанбаева В.О., Уманова Н.Д.* - Б.: ИЦ «Текник», 2018. - с.

Излагается методика проведения лабораторной работы по исследованию виброизоляции. Расчет амортизаторов.

Предназначено для студентов всех специальностей и всех форм обучения.

Табл. . Ил. . Библиогр. назв.

Рецензент: к.т.н., доцент *Омуров Ж. М.*

Цель работы

1. Изучить основные методы борьбы с вибрациями машин и оборудования.
2. Научить студента самостоятельно пользоваться виброизмерительными приборами.
3. Научить правильно выполнять расчеты и проводить исследования по эффективности виброизоляции.
4. Научить проводить экспериментальные исследования вибраций.

Краткие теоретические сведения

Увеличение мощности, скорости машин, производительности технологического оборудования при одновременном стремлении к снижению материалоемкости приводит к росту интенсивности колебательных процессов, что приводит к увеличению уровня вибраций, воздействующих на человека.

Причины возникновения вибраций могут быть различными, но, как правило, ими являются возникающие при работе машин и агрегатов неуравновешенные силовые воздействия (кривошипно-шатунные механизмы, вибротрамбовки, ручные, электрические и пневматические шлифовальные машины, режущий инструмент станков и т.п.). Иногда вибрации создаются ударами деталей, например, зубчатые зацепления. Наличие дисбаланса всегда приводит к появлению неуравновешенных сил. Причиной появления дисбаланса может быть неоднородность материала вращающегося тела, несовпадение центра массы тела и оси вращения, деформация деталей и т.д.

Вибрации оказывают вредное воздействие на приборы и оборудование, протекание технологического процесса, например, вызывает износ (фреттинг-коррозия), снижают производительность металлорежущих станков из-за потери виброустойчивости, приводят к появлению усталостных трещин, к разрушению материалов и конструкций.

Вибрации оказывают влияние и на организм человека. Воздействие вибраций не только ухудшает самочувствие работающего и снижает производительность труда, но часто приводит к тяжелому профессиональному заболеванию – виброболезни. Поэтому вопросам борьбы с вибрацией придается огромное значение.

Различают санитарно-гигиеническое и техническое нормирование вибраций. В первом случае обеспечиваются оптимальные условия с точки зрения защиты от вибрации человека, во втором – машин и оборудования.

Гигиеническую оценку вибрации, воздействующей на человека в производственных условиях, производят одним из следующих методов:

- частотным (спектральным) анализом нормируемого параметра;
- интегральной оценкой по частоте нормируемого параметра;
- дозой вибрации.

Гигиенической характеристикой вибрации являются нормируемые параметры, выбранные в зависимости от принятого метода ее гигиенической оценки.

Нормируемым параметром, согласно ГОСТ 12.1.012-78, является абсолютное значение среднеквадратической скорости (и ее логарифмический уровень) и ускорения с стандартных октавных (третьеоктавных) полосах частот.

При интегральной оценке по частоте нормируемым параметром является скорректированное значение контролируемого параметра (виброскорости или виброускорения), измеряемое с помощью специальных фильтров.

При оценке вибрации с помощью дозы, нормируемым параметром является эквивалентное скорректированное значение.

Наибольшее распространение получило нормирование по спектру уровня виброскорости. Уровень виброскорости определяется как:

$$L_v = 20 \lg \frac{V}{5 \cdot 10} - 8, \text{ дБ}, \quad (1)$$

где V – среднее квадратическое значение виброскорости в октавной полосе частот, м/с.

При нормировании общих вибраций учитывается источник вибрации. Так, вибрации, созданные транспортными средствами, именуется транспортными, создаваемые технологическим оборудованием, имеющим ограниченное перемещение по специально подготовленным поверхностям – транспортно-технологическим и технологическими, передающимися на рабочие места от машин и оборудования.

1. Гигиенические нормы в логарифмических уровнях средних квадратических значений виброскорости для октавных полос частот приведены в приложении.

Методы измерения параметров вибрации должны соответствовать требованиям ГОСТ 12.1.034-81. Вибрация. Общие требования к проведению измерений. Этим ГОСТом определяются требования к установке датчиков, режимам работы машины, к обработке результатов измерений, к протоколу испытаний.

Средства измерений и контроль вибрации на рабочих местах определяются по ГОСТ 12.4.012-75.

Методы борьбы с вибрацией установлены ГОСТ 12.1.046-79; они включают в себя борьбу с вибрацией в источнике возникновения и на путях распространения (вибродемпфирование, виброгашение и виброизоляция).

1. Устранение (уменьшение) вибрации в источнике ее возникновения:

а) создание вибробезопасных машин – достигается на стадии их проектирования и изготовления за счет: наилучшего конструктивного решения для безударного взаимодействия деталей (штампы со скошенной режущей кромкой у кузнечно-прессового оборудования, замена трансмиссионных приводов машин и агрегатов электродвигателями и т.д.); устранения дисбаланса вращающихся масс, лифтов, зазоров; повышения точности балансировки; замены

шестерен с прямым зубом на специальные виды зацеплений, шевронные, глобоидные, конхоидальные; повышение класса точности обработки и снижения шероховатости зубьев шестерен; подбор зубчатых пар; использования кинематических схем, исключая динамические процессы, обусловленные ударами, резкими ускорениями и т.п., например, замена кулачковых и кривошипных механизмов равномерно вращающимися (в частности, эксцентриками); применения механизмов с гидроприводами; замены подшипников качения, где это возможно, подшипниками скольжения; повышения качества машин в целом (повышение точности, износостойкости);

б) разработка технологических процессов с заменой:ковки и штамповки – прессованием; ударной правки – вальцовкой; пневматической клепки и чеканки – гидравлической клепкой и электросваркой; использование при штамповке резины и полиуретана и т.п.);

в) отстройка от режимов резонанса. Для ослабления вибраций существенное значение имеет отстройка собственных частот агрегата и его отдельных узлов и деталей от частоты вынужденных колебаний. Устранение резонансных режимов при работе оборудования осуществляется: изменением характеристик системы (изменение массы, жесткости); установлением нового рабочего режима.

2. Вибродемпфирование – уменьшение уровня вибраций за счет превращения энергии механических колебаний данной колеблющейся системы в другие виды энергии.

Увеличение потерь энергии может производиться за счет:

а) использования конструктивных материалов с большим внутренним трением (пластмассы, дерева, резины и т.п.);

б) нанесением слоя упруго-вязких материалов, обладающих большими потерями на внутреннее трение (специальные покрытия в виде мастик ВД 17-58, ВД 17-59, ВД 17-63);

в) использования поверхностью трения (затяжка стыков, плотно прилегающие друг к другу пластины при колебаниях изгиба, использование смазочных материалов, например, использование масляной ванны в зубчатых защемлениях редукторов);

г) перевод механической колебательной энергии в энергию токов Фуко или электромагнитного поля.

3. Виброгашение – уменьшение уровня вибраций защищаемого объекта путем введения в систему дополнительных реактивных сопротивлений (импедансов).

Виброгашение реализуется:

а) путем установки агрегатов на самостоятельные фундаменты. Расчет фундаментов машин с динамическими нагрузками ведут по СНиП 19-79. Для небольших объектов между основанием и агрегатом устанавливают массивную опорную плиту;

б) увеличением реактивного сопротивления колебательных систем за счет установки виброгасителей. Наибольшее распространение получили динамические виброгасители, но могут быть виброгасители ударные, камерного типа;

в) путем изменения упругих характеристик колебательной системы. При этом помимо упругих свойств колебательных систем нарушается синфазность колебаний отдельных поверхностей, снижаются амплитуды отдельных точек.

4. Виброизоляция. Способ виброизоляционной защиты заключается в уменьшении передачи вибрации от источника возбуждения к защищаемому объекту при помощи устройств, помещаемых между ними.

Эффективность виброизоляции оценивается коэффициентом передачи μ . Он указывает, какая доля динамической силы (амплитуды виброперемещения, виброскорости, виброускорения) от общей силы амплитуды виброперемещения, виброскорости, виброускорения, действующей со стороны машины, передается амортизаторами фундаменту. Определяют его по формуле:

$$\mu = \frac{P_K}{P_Z}, \quad (2)$$

где P_K – переменная сила, действующая на основание, от которого машина отделена виброизоляцией, Н; P_Z – амплитуда переменной возмущающей силы, создаваемой машиной, Н.

Чем меньше коэффициент передачи, тем лучше виброизоляция. Коэффициент передачи может быть рассчитан по формуле:

$$\mu = \frac{1}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^2 - 1}, \quad (3)$$

где f – частота возбуждающей силы, Гц; f_0 – собственная частота системы на виброизоляторах, Гц.

Из формулы (2) видно, что чем ниже собственная частота по сравнению с возбуждающей, тем выше эффективность виброизоляции. Из анализа формулы (2) следует:

- при $f < f_0$ возмущающая сила действует как статическая и полностью передается основанию;

- при $f = f_0$ наступает резонанс, сопровождающийся резким возрастанием уровня вибрации;

- при $f > \sqrt{2}f_0$ режим резонанса не наступает, значение μ становится меньше единицы, при уменьшении f_0 система оказывает вынуждающей силе все большее инерционное сопротивление. Вследствие этого передача вибраций через виброизоляцию уменьшается.

Обычно эффективность виброизоляции оценивается в децибелах и может быть рассчитана по формуле:

$$\Delta L = 20 \lg \frac{1}{\mu}. \quad (4)$$

Выражение для собственной частоты f_0 (в Гц) можно представить в виде:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{x_{cm}}}, \quad (5)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; x_{cm} – статическая осадка системы на амортизаторах под действием массы, м .

Чем больше статическая осадка, тем ниже собственная частота и тем эффективней виброизоляция. Однако это обстоятельство противоречит экономическим и в ряде случаев, техническим требованиям, так как приводит к сложным и дорогим конструкциям амортизаторов с большими габаритами, а система на таких амортизаторах нередко приобретает слишком большую подвижность по остальным степеням свободы. Поэтому необходимо искать компромиссное решение с учетом гигиенических, технических и экономических требований. Таким образом, отсюда следует, что существует оптимальное соотношение между частотой возбуждения и собственной частотой колебаний системы, оно составляет $f/f_0 = 3 \dots 4$, что соответствует $\mu = 1/8 \dots 1/15$.

При устройстве виброизоляции стационарного технологического оборудования с целью улучшения условий труда в качестве виброизоляторов практически всегда используют пружины (рис. 1 а) или резиновые прокладки (рис. 1 б). При низкочастотных вибрациях, а также неблагоприятных условиях эксплуатации (наличие высоких температур, масел, паров, кислот, щелочей) рекомендуется использование пружин, при высокочастотной вибрации и нормальных условиях эксплуатации – резиновых прокладок. При этом следует иметь в виду, что пружины дольше сохраняют упругие свойства во времени. Однако в ряде случаев, в спектре вибраций имеются значительные по величине составляющие как в низко-, так и в высокочастотном диапазоне частот. Это делает необходимым использование комбинированной виброизоляции (рис. 1 г). Такие виброизоляторы обычно состоят из пружины 1, размещенной в корпусе 2 и набора резиновых прокладок 3.

В промышленности используются стержневые виброизоляторы (рис. 1 в), выполненные из оснований 1 и 3, соединенных между собой отрезками 2 стального троса и гидравлические виброизоляторы (рис. 1 д), состоящие из жесткого стержня 1, кольцевых пластин 2, между которыми находится жидкость. В качестве последней чаще всего используются минеральные масла, имеющие низкую температуру замерзания. Виброизолятор обеспечивает низкую частоту собственных колебаний установки в горизонтальном направлении. Он крепится между опорной конструкцией машины 3 и опорой виброизолятора.

Кроме виброизоляторов, примером виброзащиты является установка гибких вставок в коммуникациях воздухопроводов и в местах их прохождения через строительные конструкции (рис. 1 а) упругих прокладок в узлах крепления воздухопроводов при монтаже, разделение гибкой связью перекрытий и несущих конструкций здания, устройство так называемых «плавающих» полов (рис. 1 ж), стены 3, которых установлены на резиновые амортизаторы 2, между которыми размещена шлаковата 1. Поверхность полов покрывается ковром из линолеума по войлоку.

На заводах железобетонных изделий получили распространение виброизоляторы типа воздушных подушек (рис. 1 з). Он представляет собой воздушную полость с давлением порядка $2 \cdot 10^5$ Па, отделяющую вибратор с формуемой деталью от корпуса машины. Это приводит к резкому ослаблению передачи вибрации на основание виброплатформы 1, фундамент 2, грунт 3 и далее на фундаменты рядом расположенных зданий без снижения уровня рабочих параметров вибратора, а следовательно, качества виброформования.

Рис. 1.
Расчет амортизаторов

Любая машина, поставленная на амортизаторы, имеет шесть степеней свободы, так как может совершать колебания в трех взаимно перпендикулярных плоскостях пространства и совершать вращательные движения в тех же плоскостях.

Расчет системы с шестью степенями свободы весьма сложный. В инженерной практике расчет виброизоляции машин обычно ограничивают только расчетом вертикальных колебаний.

Расчет амортизаторов сводится к определению потребной упругости резиновых прокладок или пружины и определению их геометрических параметров: диаметра, числа витков и радиуса витка пружин; высоты, площади и числа резиновых опор.

Расчет пружинных амортизаторов

В качестве пружинных амортизаторов чаще всего применяют стальные витые пружины, изготавливаемые из круглого сечения.

Исходными данными служат:

Статическая нагрузка, приходящая на одну пружину (в Н) – $P_{ст}$; число оборотов машины (в об/мин) – n ; допускаемое напряжение на кручение материала пружины (в Н/м²) – $[\tau]$; модуль упругости на сдвиг материала пружины (в Н/м²) – G .

Расчет рекомендуется проводить в следующей последовательности:

1. Определяется частота возбуждающей силы f в Гц:

$$f = \frac{n}{60}. \quad (6)$$

2. Исходя из условия эффективности виброизоляции, определяется требуемая собственная частота системы на амортизаторах:

$$f_0 = \frac{f}{\alpha}, \text{ Гц}, \quad (7)$$

где $\alpha = 3 \dots 4$, что соответствует $\mu = 1/8 \dots 1/15$.

3. Определяется статическая осадка пружины:

$$x_{ст} = \frac{0,25}{f_2^0}, \text{ м}. \quad (8)$$

4. Определяется амплитуда колебательного смещения верхнего торца пружины в рабочем режиме машины:

$$\xi = \frac{x_{cm}}{\eta}, \text{ м}, \quad (9)$$

где η – отношение поперечной жесткости пружины к продольной.

Для всех пружин при максимальной нагрузке $\eta = 0,62$.

5. Определяется упругость пружины в вертикальном направлении:

$$K_{Z_1} = \frac{P_{cm}}{x_{cm}}, \text{ Н/м}. \quad (10)$$

6. Определяется динамическая нагрузка, приходящаяся на одну пружину:

$$P_{дин} = \xi \cdot K_{Z_1}, \text{ Н}. \quad (11)$$

7. Определяется расчетная нагрузка на одну пружину:

$$P_1 = P_{cm} + K' \cdot P_{дин}, \text{ Н}, \quad (12)$$

где K^l – коэффициент, обеспечивающий требуемый запас прочности пружины, учитывающий усталостные явления в стали, возникающий под влиянием динамических нагрузок, $K' = 1,5$.

8. Определяется диаметр стальной проволоки пружины:

$$d = 0,16 \sqrt{\frac{K \cdot P_1 \cdot \varepsilon}{[\tau]}}, \text{ м}, \quad (13)$$

где K – коэффициент, учитывающий добавочное напряжение среды, возникающее в точках сечений проволоки, расположенных ближе всего к оси пружины (значения K в функции ε приведены на рис. 2).

Индекс пружины, равный:

$$\varepsilon = \frac{D}{\alpha}, \quad (14)$$

где D – средний диаметр пружины (в м). Для стали 65 г при улучшении $[\tau] = 120 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$.

9. Определяется число рабочих витков пружины:

$$i_1 = \frac{G \cdot \alpha}{8 \cdot K_{Z_1} \cdot \varepsilon^3}. \quad (15)$$

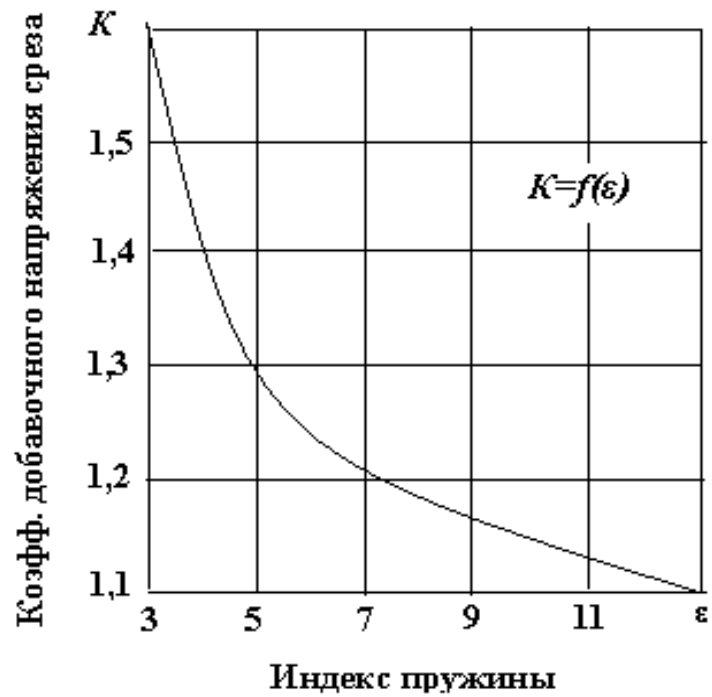


Рис. 2.

10. Определяется общее количество витков пружины:

$$i = i_1 + i_2,$$

(16)

где i_2 – число нерабочих витков пружины, которое составляет при