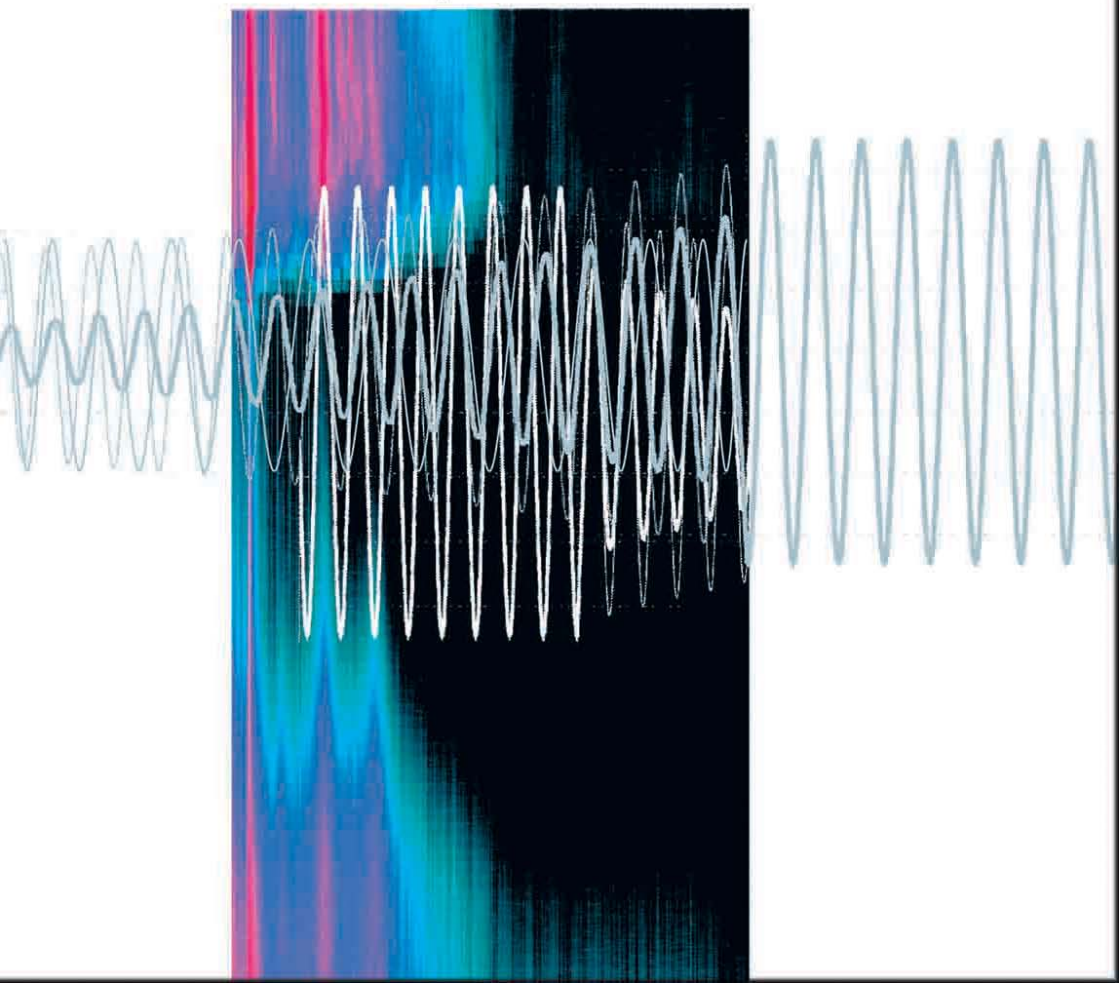




В. П. Сергиенко, С. Н. Бухаров

ВИБРАЦИЯ И ШУМ В НЕСТАЦИОНАРНЫХ ПРОЦЕССАХ ТРЕНИЯ



Сергиенко, В. П. Вибрация и шум в нестационарных процессах трения / В. П. Сергиенко, С. Н. Бухаров. – Минск: Беларус. навука, 2012. – 346 с. – ISBN 978-985-08-1450-0.

Изложены основы колебательных процессов и теоретические аспекты механизмов возникновения шума и вибрации в системах с трением. Обобщены имеющиеся литературные данные, а также результаты исследований авторов в области виброакустики фрикционных узлов трения, в первую очередь тормозов и трансмиссий машин, создания и применения композиционных материалов с улучшенными виброакустическими характеристиками. Рассмотрены основные подходы к снижению вибрации и шума в нестационарных процессах трения. Особое внимание уделено материаловедческим аспектам улучшения виброакустических характеристик трибосопряжений.

Предназначена для научных и инженерно-технических работников, специализирующихся в области машиностроения, эксплуатации различных транспортных систем и сертификации продукции, а также будет полезна студентам и аспирантам, изучающим проблемы трения и виброакустики.

Табл. 16. Ил. 106. Библиогр.: 432 назв.

Р е ц е н з е н т ы:

академик, доктор технических наук, профессор Н. К. Мышкин,
доктор технических наук, профессор О. В. Холодилов

ISBN 978-985-08-1450-0

© Сергиенко В. П., Бухаров С. Н., 2012

© Оформление. РУП «Издательский дом «Беларуская навука», 2012

ВВЕДЕНИЕ

В ведущих зарубежных научных центрах и фирмах, занимающихся проектированием и производством сложной современной техники, в первую очередь мобильной, аэрокосмической, бытовой и т. д., активно решаются фундаментальные проблемы виброакустики, в том числе и механических диссипативных систем, к числу которых принадлежат различные триботехнические объекты [1]. Существенную роль в повышении интереса к исследованиям в данной области играет экологический аспект проблемы, поскольку шум, генерируемый техническими системами, введен Европейской Экономической Комиссией ООН в число важнейших экологических параметров [2–4].

Борьба с нежелательным шумом и вибрацией, генерируемыми при трении твердых тел вследствие колебательных процессов, представляет собой одну из наиболее трудноразрешимых проблем снижения шумов в транспортной индустрии, особенно в отношении узлов нестационарного трения.

К узлам нестационарного трения относятся узлы, в которых характеристики трения, например скорость, нагрузка, температура и свойства трущихся материалов, изменяются во времени. Нестационарность процесса трения определяется изменением хотя бы одного из перечисленных параметров, влияющих на условия фрикционного контакта. Наиболее распространенными узлами нестационарного трения являются тормозные устройства и муфты сцепления. Повышенные уровни вибраций и шума, вызванные работой этих устройств, значительно снижают безопасность эксплуатации, надежность и долговечность машин, ухудшая их качество и конкурентоспособность.

Виброакустическая активность фрикционных узлов трения, в первую очередь тормозов и фрикционных муфт машин, следствием которой являются, с одной стороны, акустический и вибрационный дискомфорт пользователей машины, а с другой – существенное снижение надежности и долговечности как отдельных узлов и агрегатов, так и машины в целом, относится к числу наиболее труднопрогнозируемых [5–7]. Несмотря на значительное число работ в данной области, в настоящее время практически отсутствуют расчетно-экспериментальные методы, позволяющие на стадии проектирования фрикционных узлов трения не только обеспечить необходимый с позиций конкурентоспособности уровень комфорта, но и соответствие генерируемых уровней вибрации и шума согласно действующим техническим нормативно-правовым актам.

В последние годы затраты на экспериментальные и теоретические исследования по шуму и вибрации составляют непосредственно или косвенно более 50% от общего бюджета ведущих компаний, работающих в области фрикционных материалов (ФМ) и тормозных систем [8]. Как правило, проблемы вибрации и шума решаются в конце цикла конструирования, а зачастую и после завершения стадии конструирования при запуске машины в производство. Следствием этого являются дополнительные финансовые и временные затраты на доработку конструкции в части снижения вибрации и шума. Поэтому, учитывая объем ремонтных работ и связанные с ними расходы, в дополнение к заметному снижению субъективной оценки качества машины потребителями, производители уже на стадии проектирования уделяют особое внимание созданию тормозных систем с улучшенными виброакустическими характеристиками.

Существуют установленные процедуры предварительного отбора деталей фрикционного назначения, например тормозных колодок для установки в машину. В таблице приведены различные критерии отбора фрикционных пар для тормозов, применяемые ведущими мировыми производителями в соответствии с требованиями стандартов и других нормативно-правовых документов SAE, ISO, DIN, EN, JASO, Euro Spec. и др., а также дана рейтин-

говая оценка по 10-балльной шкале их влияния на качество автомобиля [8]. Как следует из приведенных данных, вибрация и шум тормозной системы являются значимыми критериями, определяющими качество машин.

Критерии отбора фрикционных пар

Оцениваемый параметр		Критерий	Размерность	Оценка, баллы
Коэффициент трения	Приработка	Отклонение μ от $\mu_{\text{ср}}$	–	8
	Средний уровень	Отклонение $\mu_{\text{ср}}$ от $\mu_{\text{ном}}$	%	7
	Стабильность среднего уровня	Разница между $\mu_{\text{ср}}$ и $\mu_{\text{мин}}$ или $\mu_{\text{макс}}$	%	9
	Снижение из-за нагрева	Отклонение μ от $\mu_{\text{ср}}$	%	6
	Чувствительность к давлению	Отклонение μ от $\mu_{\text{ср}}$	%	7
	Чувствительность к температуре	Отклонение μ от $\mu_{\text{ср}}$	%	8
	Чувствительность к скорости	Отклонение μ от $\mu_{\text{ср}}$	%	7
Шум	Стендовые испытания	Уровень шума	дБА	8
	Ходовые испытания	Уровень шума	дБА	7
Вибрация	Вибрация хол./гор.	Уровень вибрации	дБ/1м/с	8
	Вибрация из-за изменений толщины диска	Изменение толщины диска	мкм	9
Износ	Накладка	Износ накладки	мм/ГДж	7
	Диск	Износ диска	мм/ГДж	8
Физические свойства материала накладки	Сжимаемость хол.	Изменение толщины накладки	мкм	7
	Сжимаемость гор.	Изменение толщины накладки	мкм	5
	Теплопроводность	Коэффициент теплопроводности	Вт/(м×К)	4
	Набухание	Изменение размеров	мкм	6
	Прочность на сдвиг	Максимальное усилие	Н	6
Экологические показатели материала накладки	Свинец	Содержание	мас. %	4
	Кадмий	Содержание	мас. %	2
	Канцерогенные волокна	Содержание	мас. %	7
	Прочее	Содержание	мас. %	7
Продукты износа	Накопление на поверхности накладки и диска	Субъективная оценка		8

Снижение вибрации и шума в тормозах и в агрегатах трансмиссии осуществляют преимущественно изменением конструкции, в том числе и геометрии деталей узла трения, или введением в конструкцию новых элементов, например демпфирующих. В научно-технической литературе практически отсутствуют данные о влиянии состава и структуры фрикционно-взаимодействующих твердых тел на уровень вибрации и шума конструкции. Поэтому исследования, направленные на снижение виброакустической активности трибосопряжений за счет оптимизации структуры и состава трущихся материалов, являются актуальными в трибологии, материаловедении и машиностроении [9].

КОЛЕБАТЕЛЬНЫЕ ПРОЦЕССЫ И ВИБРАЦИЯ

1.1. Общие сведения о колебаниях в механических системах

Колебательным процессом (колебаниями) называется такой процесс, при котором какой-либо физической величине, характеризующей этот процесс, свойственны переходы от возрастания к убыванию, чередующиеся с переходами от убывания к возрастанию. Следует отметить, что в соответствии с действующим терминологическим стандартом [10] чередования возрастания и убывания относят обычно ко времени. Однако не исключается использование термина *колебания* и относительно других переменных, например *колебания толщины диска (КТД) или колебания давления в тормозном приводе* (см. гл. 5).

Для колебательных процессов характерно неоднократное чередование указанных переходов, однако в отдельных случаях к колебательным могут быть отнесены и такие процессы, при которых переход значений физической величины от возрастания к убыванию (или, наоборот, от убывания к возрастанию) происходит всего один раз. С такими явлениями можно столкнуться, например, при изучении импульсных процессов.

В ряде случаев признаки колебательного процесса проявляются при рассмотрении физических величин, характеризующих одни стороны процесса, и не проявляются при изучении величин, характеризующих другие его стороны. Таким образом, признаки колебательного процесса могут проявиться, но могут и не быть обнаружены в зависимости от того, какие стороны процесса исследуются, какими приборами и какой используется математический аппарат для обработки результатов экспериментальных и теоретических исследований.

Физическая система, в которой возможны колебательные процессы, называется *колебательной системой*. Такие системы в зависимости от происходящих в них физических явлений могут быть механическими, акустическими, электрическими, электромагнитными, электромеханическими и т. д.

Представление и исследование процессов и физических систем как колебательных и рассмотрение их закономерностей и свойств независимо от физической сущности, т. е. независимо от того, является ли система механической, акустической, электрической и т. д., – предмет теории колебаний. Далее речь будет идти о механических и акустических колебательных системах.

Многие колебательные процессы в механических системах, главным образом упругие колебания, распространяющиеся по конструкциям и элементам, состоящим из сплошной среды любого вида (металла, керамики, пластмасс и т. д.), называют *вибрациями*. В соответствии со стандартной терминологией *вибрация* – это движение точки или механической системы, при котором происходят колебания характеризующих его скалярных величин [10]. Тем не менее очень часто термины «вибрация» и «механические колебания» используются как синонимы. Вибрацию производственного происхождения, распространяющуюся по составным элементам конструкции, называют также *структурным шумом*.

В твердой среде кроме продольных волн (единственного типа волн, которые могут распространяться в газах и жидкостях) распространяются поперечные волны, а вследствие ограниченных размеров элементов – также поверхностные, изгибные и некоторые другие типы волн. Каждый тип волн характеризуется своей скоростью распространения, а также другими особенностями (например, скорость изгибных волн зависит от частоты и размеров пластины). В процессе распространения одни типы волн переходят в другие, поэтому характер вибрации конструкций имеет сложный вид, проявляя резко выраженные частотные свойства и непостоянство (связанное с изменениями внешних условий) как в пространстве, так и во времени.

По большей части колебания первоначально возникают в твердотельных конструкциях механизмов, при этом возбуждаются

и колебания окружающей среды, например воздуха или жидкости. Могут быть и обратные случаи, когда, например, при протекании потоков газов или жидкости в соприкасающихся элементах конструкций возникает интенсивная вибрация.

Вибрацию как колебательный процесс можно классифицировать с позиций периодичности: периодическую, почти периодическую и непериодическую. Периодическая вибрация определяется тем, что все значения колебательной величины, характеризующие процесс, повторяются в той же последовательности через равные промежутки времени T . Наименьшее значение величины T называется *периодом* колебаний (вибрации).

Величина $f = \frac{1}{T}$ представляет собой *частоту вибрации*, измеряемую в герцах (одно колебание в секунду). В случае вращательного движения удобно использовать *угловую* (круговую) частоту, которая численно равна количеству циклов (колебаний, полных оборотов) за время, равное 2π секунд. Угловая частота измеряется в радианах в секунду.

Часто вибрационные процессы протекают одновременно с другими, например с линейными ускорениями. В этом случае общий эффект представляет собой сумму мгновенных значений вибрации и линейного ускорения. Периодическая вибрация может быть моногармонической и полигармонической.

К *почти периодической вибрации* относятся колебания, которые могут быть представлены суммой гармонических колебаний с несоизмеримыми частотами. Для почти периодической вибрации может быть указан конечный интервал времени, по истечении которого значения колеблющихся величин повторяются. Это интервал называется *почти периодом* [11].

1.1.1. Параметры вибрации. Физические величины, характеризующие своим изменением во времени колебательные процессы, называются колебательными величинами. Они могут быть действительными и мнимыми, скалярными и векторными, детерминированными и случайными.

Значение x рассматриваемой колебательной величины в какой-либо момент времени t называется *мгновенным значением* колебательной величины:

$$x = x(t).$$

В случае вибрации мгновенное значение каждой из координат, указывающей положение рассматриваемой точки, называется *виброперемещением* и обозначается $s(t)$.

Среднее значение модуля колеблющейся величины определяется как среднее арифметическое или среднее интегральное абсолютных значений колеблющейся величины в рассматриваемый период времени T :

$$\bar{x} = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} |x(t)| dt. \quad (1.1)$$

Если имеется n дискретных значений x_i колеблющейся величины, то среднее значение модуля

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |x_i|. \quad (1.1, a)$$

Среднее квадратическое значение колеблющейся величины определяется как корень квадратный из среднего арифметического или среднего интегрального значения квадрата колеблющейся величины в рассматриваемый интервал времени T :

$$\tilde{x} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} x^2(t) dt}. \quad (1.2)$$

Если имеется n дискретных значений x_i колеблющейся величины, то среднее квадратическое значение

$$\tilde{x} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i^2}. \quad (1.2, a)$$

В технике наиболее часто вибрации оценивают с помощью первой и второй производных виброперемещения по времени, называемых соответственно *виброскоростью*

$$v = \frac{ds(t)}{dt} = \dot{s} \quad (1.3)$$

и виброускорением

$$a = \frac{d^2s(t)}{dt^2} = \ddot{s}. \quad (1.4)$$

Для удобства сопоставления результатов в практике виброизмерений используют их логарифмические уровни. Логарифмические уровни виброскорости L_v , дБ, определяют по формуле

$$L_v = 20 \lg \left(\frac{v}{v_0} \right), \quad (1.5)$$

где v – оцениваемое среднее квадратическое значение виброскорости, м/с; v_0 – исходное (пороговое) значение виброскорости.

Аналогично виброускорение выражают в логарифмических единицах L_a , дБ, относительно заданного порогового уровня a_0 , м/с:

$$L_a = 20 \lg \left(\frac{a}{a_0} \right). \quad (1.6)$$

Пороговые уровни виброскорости и виброускорения указываются в каждом конкретном случае. Если для шума за ноль децибел принят порог слышимости (см. гл. 2), то для вибрации отсчет децибел ведется от условной опорной виброскорости, равной $5 \cdot 10^{-8}$ м/с, виброускорения – $3 \cdot 10^{-4}$ м/с². При этом порог восприятия вибрации составляет около 70 дБ.

Необходимо отметить, что действующий ГОСТ 31191.1–2004, соответствующий международному стандарту ИСО 2631-1–1997, регламентирует использование в качестве основной измеряемой величины виброускорение. Даже в тех случаях, например в области низких частот и при малых уровнях, когда непосредственно более предпочтительно проводить измерение виброскорости, стандарт предписывает преобразовывать последнюю в виброускорение.

Вибрационная (колебательная) мощность N определяется произведением действующей силы F на виброскорость v :

$$N = Fv \cos \varphi, \quad (1.7)$$

где φ – угол между направлением силы и виброскорости.

1.1.2. Описание колебательных процессов. Колебательный процесс определяется изменением во времени колебательных величин, мгновенные значения которых могут быть заданы следующими способами:

- а) математическими выражениями;
- б) численными значениями, собранными в таблицы;
- в) различными диаграммами и графиками.

Совокупность следующих друг за другом мгновенных значений колебательной величины на рассматриваемом промежутке времени определяет *временную форму колебаний*. Под *пространственной формой колебаний* (вибрации) понимают конфигурацию совокупности точек колебательной системы, совершающую периодические колебания, в момент времени, когда не все отклонения этих точек от их средних положений равны нулю. При этом слово «пространственная» обычно опускается.

Отношение среднего квадратического значения к среднему значению называется коэффициентом формы:

$$K_{\phi} = \frac{\tilde{x}}{\bar{x}}. \quad (1.8)$$

Для характеристики колебательного процесса в данный момент времени вводится понятие *фазы*. Фаза измеряется в градусах или радианах. Она может быть задана, например, совокупностью мгновенных значений колебательных величин и их производных по времени, однозначно определяющих протекание процесса.

При исследовании сложных колебательных процессов весьма полезным является их изображение на фазовой плоскости x , $\frac{dx}{dt}$. По оси абсцисс откладывается значение функции $x(t)$, а по

оси ординат – значение ее первой производной $\frac{dx}{dt}$, являющейся параметром для одних и тех же моментов времени.

Изображающая точка, перемещающаяся по фазовой плоскости, соответственно последовательно фазам колебательного процесса образует *фазовую траекторию*. Для определенности фазовая траектория снабжается стрелкой, указывающей направление последующих состояний. Общие закономерности, присущие фазовым траекториям, позволяют делать важные заключения о характере исследуемого колебательного процесса.

Экстремальные значения, принимаемые колебательной величиной за рассматриваемый промежуток времени, называются *наибольшим* и *наименьшим* значениями, а разность между ними – *размахом колебаний*. Абсолютные величины экстремальных значений называются *пиковыми значениями* $x_p = |x_{\max}|$. Отношение пикового значения к среднему квадратическому называется пик-фактором, который используется в случае учета виброскорости (виброускорения) как критерия вибрационной нагруженности упругих систем

$$K_a = \frac{x_p}{\tilde{x}}. \quad (1.9)$$

Следует отметить, что функциональные зависимости реальных физических величин от времени чрезвычайно разнообразны и сложны. Характер колебательной величины может претерпевать значительные изменения в зависимости от того, рассматривается ли сама величина или ее производные по времени. Ниже рассмотрены некоторые примеры наиболее распространенных видов колебательных процессов.

1.1.3. Гармоническая вибрация. Периодическая вибрация называется гармонической или синусоидальной, если мгновенные значения ее величины пропорциональны синусу или косинусу линейной функции времени, т. е.

$$x = A \sin(\omega t + \varphi), \quad (1.10)$$

где A – амплитуда; ω – круговая частота; φ – фаза.

Амплитуда гармонической вибрации представляет собой наибольшее абсолютное значение, которого может достичь гармоническая колебательная величина. Амплитуда равна половине размаха гармонической вибрации. Аргумент $\omega t + \varphi$ называется фазовым углом. Величина φ является начальным фазовым углом, или начальной фазой.

В случае гармонической вибрации виброперемещение $s(t)$, виброскорость $v(t)$ и виброускорение $a(t)$ имеют вид

$$s(t) = A \sin \omega t, \quad (1.11)$$

$$v(t) = \omega A \sin \omega t \quad (1.12)$$

$$a(t) = -\omega^2 A \sin \omega t. \quad (1.13)$$

Из выражений (1.10)–(1.13) видно, что виброскорость по отношению к виброперемещению сдвинута на фазовый угол, равный $\pi/2$, а виброускорение – на угол π , т. е. изображающий вектор скорости гармонической вибрации опережает вектор перемещения на $\pi/2$, а вектор ускорения опережает вектор перемещения на π . Перемещение и ускорение гармонической вибрации находятся в противофазе.

В случае гармонической вибрации величины, выраженные соотношениями (1.1), (1.2), (1.8), (1.9), примут вид

$$\left. \begin{aligned} \bar{x} &= \frac{2}{\pi} A = 0,6366A \\ \tilde{x} &= \frac{A}{\sqrt{2}} = 0,7071A \\ K_{\phi} &= \frac{\pi}{2\sqrt{2}} = 1,11 \\ K_a &= \sqrt{2} = 1,41 \end{aligned} \right\} \quad (1.14)$$

Полигармоническая вибрация представляет собой колебание исследуемой материальной точки, одновременно колеблющейся по нескольким гармоническим законам. Полигармоническая ви-

брация может быть аналитически представлена в виде суммы более простых, гармонических колебаний.

Во многих случаях могут встречаться колебания точки (тела), образованные в результате сложения нескольких гармонических колебаний, частоты которых не связаны между собой строгими зависимостями. Такие колебания не могут относиться к классу периодических, так как незначительное изменение частоты одной гармонической составляющей в определенном интервале времени может вызвать значительное изменение формы сложной вибрации [12].

1.1.4. Нестационарная детерминированная вибрация. К нестационарной вибрации относятся все виды импульсных и непериодических колебаний.

Импульсные ускорения являются следствием ударов, скачков, взрывов и т. п. Формы ударных процессов весьма разнообразны и сложны. Простейшей идеализацией удара является столкновение двух масс посредством амортизирующей пружины (рис. 1.1).

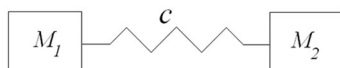


Рис. 1.1. Идеализированная схема ударного контакта двух масс

На практике в соударяющихся деталях узлов и агрегатов возникают затухающие колебания, происходят повторные удары с меньшими ускорениями. Импульсные ускорения могут иметь длительность от нескольких десятков микросекунд (жесткие системы) до нескольких сотен микросекунд (амортизированные системы). Ускорения в жестких системах могут достигать десятков тысяч g ($g = 9,807$ м/с).

Форма импульсного ускорения в простейшем случае может быть определена следующим образом [13]. Пусть масса M_1 находилась до удара в состоянии покоя, а масса M_2 двигалась по направлению к M_1 со скоростью $v_0 = \frac{dx_1}{dt}$. При соприкосновении

с телом M_1 пружина начинает сжиматься, что создает ускорение движения M_1 и M_2 , т. е.

$$M_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} - c(x_2 - x_1) = 0, \quad (1.15)$$

$$M_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} - c(x_1 - x_2) = 0, \quad (1.16)$$

где x_1 и x_2 – перемещения масс M_1 и M_2 соответственно.

Продифференцируем дважды уравнение (1.15) и подставим в полученное выражение значения ускорений \ddot{x}_1 и \ddot{x}_2 из (1.5) и (1.16):

$$\frac{d^4 x_1}{dt^4} + \frac{c}{M_1} \left(1 + \frac{M_1}{M_2} \right) \frac{d^2 x_1}{dt^2} = 0. \quad (1.17)$$

Решение уравнения (1.17) имеет вид

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} = a_1(t_0) \sqrt{\frac{cM_1M_2}{M_1 + M_2}} \sin \left(\frac{c}{M_1} \frac{M_1 + M_2}{M_2} \right)^{\frac{1}{2}} t. \quad (1.18)$$

Из выражения (1.18) видно, что ускорение в пределах линейности представляет полусинусоидальный импульс.

При анализе импульсных (ударных) процессов можно пользоваться как временными, так и частотными соотношениями.

Характеристиками ударов во временной области являются (рис. 1.2): зависимости перемещения $s(t)$, скорости $v(t)$ и ускорения $a(t)$; амплитуда импульса (A_s, A_v, A_a); длительность импульса τ ; длительность фронта импульса τ_ϕ [13].

При рассмотрении ударных процессов в частотной области применяют разложение функций, описывающих удар как непериодический процесс, интегралом Фурье, члены которого обладают частотами, изменяющимися непрерывно от нуля до бесконечности (см. п.1.3.1).

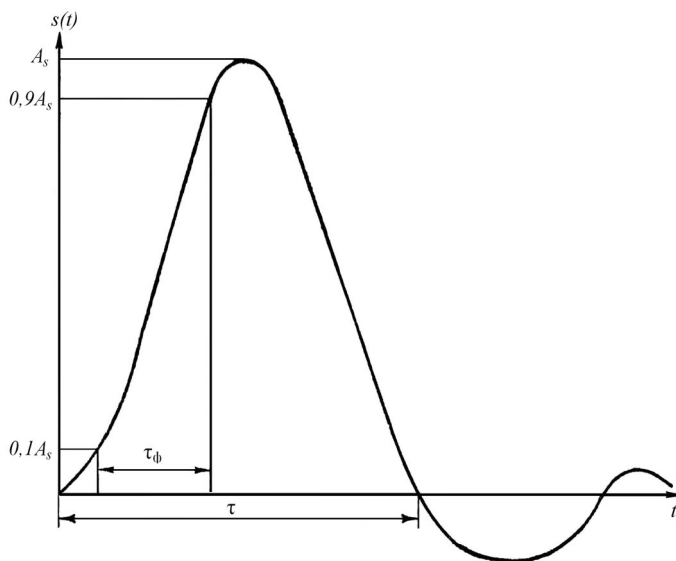


Рис. 1.2. Представление ударного импульса во временной области [13]

1.1.5. Случайная вибрация. Случайный процесс – это функция непрерывно изменяющегося аргумента t , значения которой представляют случайные величины. Для случайной вибрации характерен случайный характер изменения во времени одного или нескольких параметров (амплитуды, частоты, фазы). Вследствие этого результаты отдельной реализации случайной вибрации не повторяются, т. е. они случайны. Поэтому для определения параметров вибрации необходимо иметь множество (ансамбль) реализаций. Достоверное описание случайных вибраций осуществляется с помощью вероятностных или статистических характеристик (статистик).

Если статистики случайной вибрации не меняются со временем, то такая вибрация называется *стационарной*. Вибрация с изменяющимися во времени вероятностными характеристиками является *нестационарной*. Если статистические характеристики случайной вибрации, полученные усреднением по времени, совпадают с соответствующими характеристиками, полученными

усреднением по множеству (ансамбль реализаций), то такой виб-
рационный процесс называется *эргодическим*.

Аналитическое описание случайной вибрации $x(t)$ осуществ-
ляется с помощью интегральной $P(x)$ или дифференциальной p_x
функции распределения регистрируемого параметра либо с по-
мощью моментных функций. Одна случайная величина x полно-
стью определяется распределением вероятностей $P(x) = P\{X < x\}$,
где P – вероятность существования неравенства $X < x$. Задание
нескольких случайных величин x_1, x_2, \dots, x_n осуществляется с по-
мощью n -мерной функции распределения

$$P(x_1, x_2, \dots, x_n) = P\{X_1 < x_1, \dots, X_n < x_n\}. \quad (1.19)$$

Случайный процесс $x(t)$ можно представить набором случай-
ных координат $\{x(t_i)\}$. Тогда он может быть задан интегральной
функцией распределения вида

$$\begin{aligned} P(x_1, t_1, x_2, t_2, \dots, x_n, t_n) = \\ = P\{X(t_1) < x_1; X(t_2) < x_2, \dots, X(t_n) < x_n\}. \end{aligned} \quad (1.20)$$

Для совокупности случайных функций $\{x_1(t), x_2(t), \dots, x_s(t)\}$
определяется $n + s$ -мерная интегральная функция распределения

$$\begin{aligned} P(x_{11}t_1, \dots, x_{1n}t_n, \dots, x_{s1}t_1, \dots, x_{sn}t_n) = \\ = P\{X_1(t) < x_{11}, \dots, X_1(t_n) < x_{1n}, \dots, X_s(t_1) < x_{s1}, \dots, X_s(t_n) < x_{sn}\}. \end{aligned} \quad (1.21)$$

Под дифференциальным законом распределения параметров
случайного процесса понимают производную интегральной функ-
ции распределения

$$p(x_1, t_1, \dots, x_n, t_n) = \frac{\partial n P(x_1, t_1, \dots, x_n, t_n)}{\partial x_1, \dots, \partial x_n}. \quad (1.22)$$

Наряду с функциями распределения в практике анализа слу-
чайных процессов широко используются моментные функции.
Эти функции в зависимости от задачи исследования определя-

ются как смешанные и простые моменты, которые, в свою очередь, делятся на начальные и центральные.

Смешанный начальный момент k -го порядка случайной функции определяется соотношением:

$$\begin{aligned} m_{n_1, n_2, \dots, n_s}(t_1, \dots, t_s) &= M \left\{ [x(t_1)]^{n_1}, \dots, [x(t_s)]^{n_s} \right\} = \\ &= \int_{-\infty}^{\infty} \dots \int_{-\infty}^{\infty} x_1^{n_1}, \dots, x_s^{n_s} f(x_1, t_1, \dots, x_s, t_s) dx_1, \dots, dx_s, \end{aligned} \quad (1.23)$$

где $P(x_1, t_1, \dots, x_s, t_s)$ – s -мерная плотность распределения вероятностей; M – знак усреднения.

Смешанный центральный момент случайной функции имеет вид

$$\begin{aligned} d_{n_1, n_2, \dots, n_s}(t_1, \dots, t_s) &= M \left\{ [x_0(t_1)]^{n_1}, \dots, [x_0(t_s)]^{n_s} \right\} = \\ &= \int_{-\infty}^{\infty} \dots \int_{-\infty}^{\infty} [x_1 - m_1(t_1)]^{n_1} \dots [x_s - m_1(t_s)]^{n_s} p(x_1, t_1, \dots, x_s, t_s) dx_1, \dots, dx_s. \end{aligned} \quad (1.24)$$

Наибольшее применение получили следующие моментные функции.

Начальная моментная функция первого порядка. Математическое ожидание случайного процесса

$$m_1(t) = M[x(t)] = \int_{-\infty}^{\infty} xp(x, t) dx. \quad (1.25)$$

Для стационарного случайного процесса

$$m_1(t) = m_1 = \int_{-\infty}^{\infty} xp(x) dx. \quad (1.26)$$

Центральный момент первого порядка равен нулю.

Моментные функции второго порядка. Начальные моментные функции второго порядка

ОГЛАВЛЕНИЕ

Основные сокращения и обозначения	3
Введение	4
Глава 1. Колебательные процессы и вибрация	8
1.1. Общие сведения о колебаниях в механических системах	8
1.1.1. Параметры вибрации	10
1.1.2. Описание колебательных процессов	13
1.1.3. Гармоническая вибрация	14
1.1.4. Нестационарная детерминированная вибрация	16
1.1.5. Случайная вибрация	18
1.2. Нелинейные колебания	22
1.2.1. Нелинейные механические системы	22
1.2.2. Автоколебания и устойчивость	31
1.3. Оборудование для измерения вибрации	45
Глава 2. Акустическое излучение, звуковые волны и поля	49
2.1. Основные параметры акустического излучения	49
2.1.1. Закономерности звуковых полей	53
2.1.2. Применение шкалы децибел	54
2.1.3. Спектральные характеристики шума	56
2.1.4. Шкалы частотной коррекции	58
2.1.5. Временные характеристики шума	59
2.2. Методы и оборудование для измерения шума	61
2.2.1. Шумомеры	61
2.2.2. Акустическая интенсивметрия	64
2.2.3. Методы акустической голографии	72
Глава 3. Методы анализа сигналов вибрации и шума	75
3.1. Методы частотного анализа	75
3.1.1. Разложение в ряд Фурье	75
3.1.2. Интегральное преобразование Фурье	77
3.1.3. Анализ модулированных сигналов	82

3.1.4. Спектральный анализ случайных сигналов	85
3.1.5. Функции взаимосвязи двух процессов	90
3.1.6. Кепстральный анализ	92
3.2. Реализация частотных методов анализа в цифровых устрой- ствах	94
Глава 4. Фрикционные автоколебания	106
4.1. Автоколебания в системах с трением	106
4.2. Исследования фрикционных автоколебаний	109
4.3. Статико-кинетические характеристики трения	118
4.3.1. Кинетическая характеристика трения	119
4.3.2. Статическая характеристика трения	130
4.4. Механизмы возбуждения фрикционных автоколебаний в ме- таллополимерных фрикционных парах	141
4.4.1. Адгезионный механизм	141
4.4.2. Синхронизация фрикционных микроосцилляторов	142
4.4.3. Взаимосвязь нормальных и тангенциальных микроколеба- ний	147
4.4.4. Анализ колебаний несвязанного элементарного осциллятора ...	151
4.4.5. Контактное демпфирование	154
4.5. Расчет фрикционных автоколебаний в макросистемах	156
Глава 5. Вибрация и шум в нестационарных процессах трения	167
5.1. Основные типы узлов нестационарного трения	167
5.1.1. Тормозные устройства	168
5.1.2. Фрикционные муфты сцепления	173
5.2. Шум и вибрация тормозных устройств	175
5.2.1. Факторы, оказывающие влияние на шум и вибрацию тор- мозов	175
5.2.2. Классификации и физические характеристики виброаку- стических эффектов, возникающих на фрикционном контакте....	177
5.3. Экспериментальные методы исследования шума и вибрации тормозов	182
5.3.1. Ходовые испытания тормозных систем	182
5.3.2. Стендовые испытания	183
5.3.3. Экспериментальное оборудование для виброакустического анализа	187
5.4. Вынужденная низкочастотная вибрация	191
5.4.1. Механизмы вынужденной вибрации	191
5.4.2. Подходы к исследованию вынужденной вибрации тормо- зов	204
5.4.3. Колебания тормозного момента и контактного давления	207
5.4.4. Моделирование вынужденной вибрации	212
5.4.5. Методы снижения вынужденной вибрации тормозов	218
5.5. Низкочастотный тормозной шум (скрип)	219

5.5.1. Экспериментальные исследования скрипа тормозов	219
5.5.2. Теоретические исследования скрипа тормозов	223
5.6. Высокочастотное акустическое излучение тормозов (визг).....	229
5.6.1. Методы анализа динамики конструкций	230
5.6.2. Достоверность расчетных методов.....	240
Глава 6. Материаловедческие подходы к снижению вибрации и шума в нестационарных процессах трения	246
6.1. Классификация и технические характеристики фрикционных материалов.....	248
6.2. Фрикционные материалы с улучшенными виброакустическими характеристиками	255
6.3. Оптимизация состава фрикционных материалов по статикокинетическим характеристикам трения.....	258
6.3.1. Влияние волокнистых наполнителей	261
6.3.2. Влияние матрицы и органических наполнителей	263
6.3.3. Влияние модификаторов трения	264
6.3.4. Результаты оптимизации	265
6.4. Оптимизация состава фрикционных материалов по динамическим механическим характеристикам	270
6.4.1. Триботехнические испытания	272
6.4.2. Определение динамических характеристик материалов	272
6.4.3. Методика измерения вибрации и шума в узлах трения	275
6.4.4. Влияние структуры и состава на динамические механические характеристики фрикционных материалов.....	277
6.4.5. Результаты триботехнических и виброакустических испытаний фрикционных материалов	283
6.5. Методы снижения вынужденной вибрации тормозов.....	289
6.5.1. Минимизация тепловых деформаций	290
6.5.2. Оптимизация свойств фрикционного материала	292
Глава 7. Физиологические аспекты воздействия шума и вибрации на организм человека. Нормирование	297
7.1. Действие шума на организм человека	297
7.2. Действие вибрации на организм человека.....	302
7.3. Нормирование шума и вибрации	305
Заключение	310
Литература.....	313
Предметный указатель	338