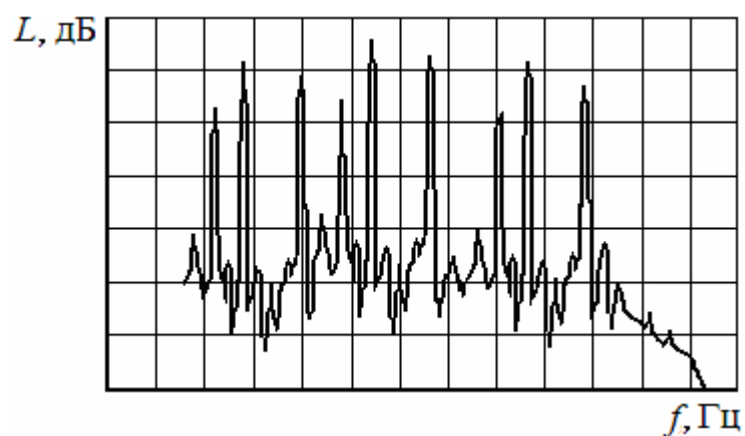


Ю.В. Колосов, В.В. Барановский

**ЗАЩИТА ОТ ВИБРАЦИЙ И ШУМА
НА ПРОИЗВОДСТВЕ**

Учебное пособие



Санкт-Петербург

2011

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ, МЕХАНИКИ И ОПТИКИ**

Ю.В. Колосов, В.В. Барановский

**ЗАЩИТА ОТ ВИБРАЦИЙ И ШУМА
НА ПРОИЗВОДСТВЕ**

Учебное пособие



Санкт-Петербург

2011

Колосов Ю.В., Барановский В.В. Защита от вибраций и шума на производстве. Учебное пособие. – СПб: СПбГУ ИТМО, 2011. – 38 с.

В учебном пособии изложены необходимые сведения о природе, характеристиках и источниках вибраций и шума, рассмотрены последствия их негативного воздействия на человека. В пособии приводятся допустимые уровни вибрации и шума на рабочих местах, установленные действующими нормативными документами, дается описание основных методов и средств защиты от вибраций и шума на производстве.

Учебное пособие подготовлено на кафедре лазерных технологий и экологического приборостроения для студентов всех специальностей СПбГУ ИТМО.

Рекомендовано к печати Ученым Советом инженерно-физического факультета 12 апреля 2011 г, протокол № 4.



В 2009 году Университет стал победителем многоэтапного конкурса, в результате которого определены 12 ведущих университетов России, которым присвоена категория «Национальный исследовательский университет». Министерством образования и науки Российской Федерации была утверждена Программа развития государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий, механики и оптики» на 2009–2018 годы.

© Санкт-Петербургский государственный университет
информационных технологий, механики и оптики, 2011

© Ю.В.Колосов, В.В.Барановский, 2011

Оглавление

Введение	4
Глава 1. Вибрация на производстве и основные методы защиты	4
1.1. Общие сведения о колебаниях и вибрации как механических явлениях.....	4
1.2. Физические и гигиенические характеристики вибрации.....	5
1.3. Виды вибраций и воздействие на человека.....	7
1.4. Нормирование производственных вибраций.....	8
1.5. Методы снижения вибраций.....	9
1.6. Средства индивидуальной защиты от вибрации.....	18
Глава 2. Производственные шумы и борьба с ними	19
2.1. Понятие о шуме и звуке. Физические характеристики звука.....	19
2.2. Характеристики источника шума.....	23
2.3. Действие шума на организм человека.....	24
2.4. Нормирование шума на рабочих местах.....	25
2.5. Методы борьбы с шумом на производстве.....	27
2.6. Средства индивидуальной защиты от шума.....	36
2.7. Измерение шума и вибрации на рабочих местах.....	36
Литература	38

Введение

Внедрение нового и модернизация существующего оборудования, увеличение производительности труда и, как следствие этого, рост мощности и быстроходности машин и механизмов часто сопровождается ухудшением условий труда на производстве – значительным повышением уровня вибрации и шума на рабочих местах.

Вибрация и шум, являясь общебиологическими раздражителями, влияют на все системы организма человека, вызывают преждевременное утомление у работающих, снижают работоспособность и производительность труда, способствуют при длительном воздействии развитию тяжелых профессиональных заболеваний – вибрационной болезни и профессиональной тугоухости. Поэтому вопросам борьбы с вибрацией и шумом на производстве придается огромное значение.

Глава 1. ВИБРАЦИЯ НА ПРОИЗВОДСТВЕ И ОСНОВНЫЕ МЕТОДЫ ЗАЩИТЫ

1.1. Общие сведения о колебаниях и вибрации как механических явлениях

В процессе своей жизнедеятельности человек постоянно сталкивается с колебательными процессами различной физической природы. Это могут быть колебания: механические, тепловые, и т.д. Общее понятие «колебание» можно сформулировать следующим образом:

колебания – это процесс, характеризующий некоторое изменение состояния, т.е. изменение во времени величин, определяющих это состояние. Процесс колебаний состоит в том, что некая величина, связанная с рассматриваемым объектом, во времени поочередно, то возрастает, то убывает.

Механические колебания – процесс изменения какой-либо механической величины (числа), определяющей положения материального тела или его точки, при котором эта величина или величина, характеризующая скорость её изменения, поочередно, то возрастает, то убывает во времени.

Вибрация – процесс механических колебаний и только механических. Но не всякие механические колебания принято называть вибрацией.

Для вибрации присущи следующие признаки:

- относительно малые отклонения тела или его точек по отношению к характерным размерам тела;
- вибрации подвержены упругие тела и тела, находящиеся в поле действия переменных электромагнитных сил.

В соответствии с ГОСТ 24346-80 «Вибрация. Термины и определения» под *вибрацией* понимается движение точки или механической системы, при котором происходит поочередное возрастание и убывание во времени значений, по крайней мере, одной координаты.

Источники вибрации. Потенциально вибрация произвольно закладывается ещё на стадии проектирования и конструирования, а затем при изготовлении и монтаже машин и механизмов. Выпускаемые машиностроительной промышленностью мощные и высокоскоростные механизмы, оборудование и инструменты являются источниками, генерирующими вибрацию. Источниками вибрации могут быть станки оптического производства, механической обработки, роботы, роботизированные линии сборки и т.п.

Причина возбуждения вибраций при работе машин и механизмов – неуравновешенные силовые воздействия. Это возвратно-поступательные системы, вращающиеся массы, где не совпадают центр массы и ось вращения и т.п. Причиной распространения вибраций и передаче их человеку могут быть:

а) недочеты в устройстве виброизоляции оснований и фундаментов от вибрирующего оборудования;

б) чрезмерная жесткость металлоконструкций, жесткое крепление площадок, сидений, органов управления оборудованием и коммуникаций.

1.2. Физические и гигиенические характеристики вибрации

Основными параметрами вибрации в случае синусоидальных колебаний являются:

- амплитуда виброперемещения x_m , мм;

- амплитуда виброскорости V_m , мм/с;

- амплитуда виброускорения A_m , мм/с²;

- частота вынужденных колебаний f , Гц.

Основные гигиенические характеристики вибрации. В силу специфических свойств органов чувств человека определяющими являются действующие значения параметров вибрации. Так, *действующее значение виброскорости* V_D есть среднее квадратичное мгновенных значений скорости $V(t)$ за время усреднения T_y :

$$V_D = \sqrt{\frac{1}{T_y} \int_t^{t+T_y} V^2(t) dt}. \quad (1)$$

При оценке воздействия вибрации непрерывного спектра частот следует оговорить ширину частотной полосы Δf . Ширина элементарных частотных полос $\Delta f = f_2 - f_1$, где f_1 – нижняя граничная частота полосы; f_2 – верхняя граничная частота.

Для характеристики частотной полосы в целом берется *среднегеометрическая частота* $f_{с.г.}$, определяемая выражением

$$f_{с.г.} = \sqrt{f_1 \cdot f_2}. \quad (2)$$

В практике виброакустических исследований весь диапазон частот вибраций разбивается на октавные полосы (рис. 1). В *октавной полосе* верхняя граничная частота вдвое больше нижней $f_2/f_1 = 2$. Среднегеометрические частоты октавных полос стандартизированы и составляют: 1; 2; 4; 8; 16; 31,5; 63; 125; 250; 500; 1000 Гц.

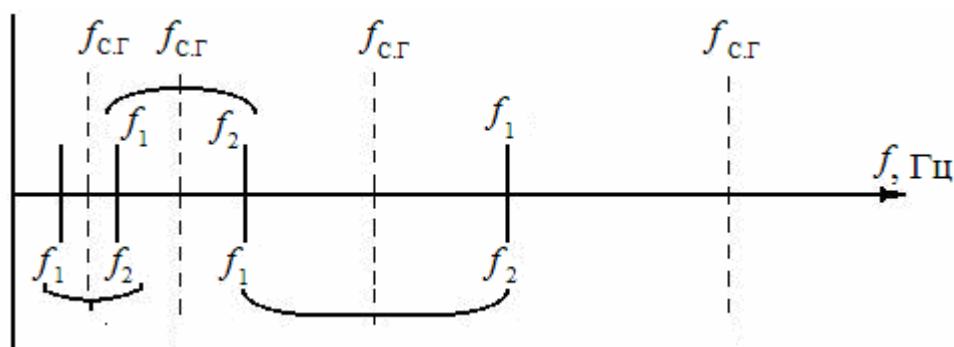


Рис. 1. Октавные полосы и среднегеометрические частоты

Учитывая, что абсолютные значения параметров вибрации изменяются в очень широких пределах, в практике виброакустических исследований используют понятие логарифмического уровня параметра колебаний L , который измеряют в децибелах (дБ).

Логарифмический уровень виброскорости (дБ) определяют по формуле:

$$L_V = 10 \lg \left(\frac{\bar{V}^2}{V_0^2} \right) = 20 \lg \left(\frac{V_D}{V_0} \right), \quad (3)$$

где \bar{V}^2 – средний квадрат виброскорости берется в соответствующей полосе частот для определенной $f_{с.г.}$; V_0 – пороговое значение виброскорости, м/с, равно $5 \cdot 10^{-8}$ м/с, стандартизованное в международном масштабе.

Таким образом, основные гигиенические характеристики вибрации:

- среднее квадратичное значение виброскорости V_D ;
- логарифмический уровень виброскорости L_V ;
- среднегеометрическая частота октавной полосы $f_{с.г.}$.

При оценке суммарного воздействия вибраций разных частот спектры уровней виброскорости являются основными характеристиками вибраций. Снижение уровня вибраций после проведения мероприятий по их уменьшению определяется как

$$\Delta L_V = L_{V1} - L_{V2},$$

где L_{V1} – первоначальный уровень виброскорости; L_{V2} – конечный, результирующий уровень виброскорости.

1.3. Виды вибраций и воздействие на человека

По характеру воздействия различают общую и локальную вибрации.

При *общей вибрации* происходит сотрясение всего организма. Общая вибрация с учетом свойств источника ее возникновения подразделяется на:

- *транспортную* (для транспортных рабочих, водителей и т.д.);
- *транспортно - технологическую* (для операторов прокатных станков, сборочных конвейеров и т.д.);
- *технологическую*, которая возникает при работе стационарного технологического оборудования и передается на рабочие места, не имеющие источников вибрации (сюда можно отнести категорию лиц, занимающихся умственным трудом).

При *локальной вибрации* происходит сотрясение кистей рук, отдельных частей тела, например, при работе с ручным механизированным инструментом (бурильщики, сверловщики, а также кузнецы и т.д.).

Влияние вибрации на человека зависит от её спектрального состава, направления, места подключения, продолжительности воздействия. Детальная классификация вредного влияния вибрации приведена на схеме (рис. 2).

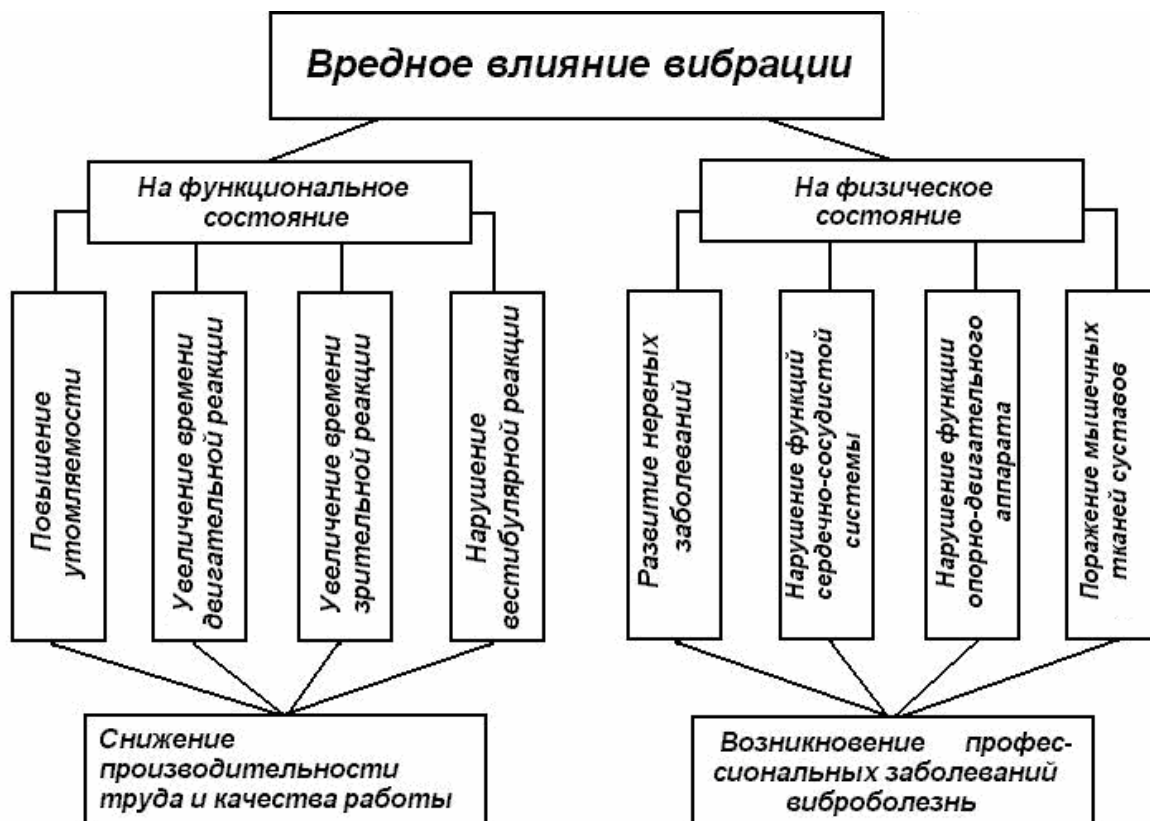


Рис. 2. Классификация вредного влияния вибрации на человека

Тело человека, рассматриваемое как вязкоупругая механическая система, обладает собственными частотами с достаточно выраженными резонансными свойствами. Резонансные частоты тела человека: глаза 12 – 27 Гц,

грудная клетка 2 – 12 Гц, ноги и руки 2 – 8 Гц, голова 8 – 27 Гц, позвоночник 4 – 14 Гц.

При значительных уровнях вибрации в диапазоне частот 4 – 10 Гц человек может испытывать болевые ощущения и дискомфорт вследствие резонансных колебаний системы «грудь-живот». Резонансы головы вызывают снижение остроты зрения вследствие смещения изображения объекта относительно сетчатки глаза, а также вызывают возрастание ошибок оператора.

Особо опасны вибрации с частотой, совпадающей с собственной частотой внутренних органов человеческого организма – 6 – 9 Гц, могут вызвать механическое повреждение или даже разрыв этих органов.

Систематическое воздействие общей вибрации с высоким уровнем виброскорости может стать причиной профессионального заболевания – *вибрационной болезни (виброболести)*. Её проявления – головные боли, головокружение, нарушение сна, плохое самочувствие, пониженная работоспособность. Вибробольность лечится медленно и лишь на ранних стадиях. Появление необратимых изменений в организме приводит к инвалидности.

Вероятность отсутствия виброболести при различном стаже работы на виброопасном производстве представлена на рис. 3.

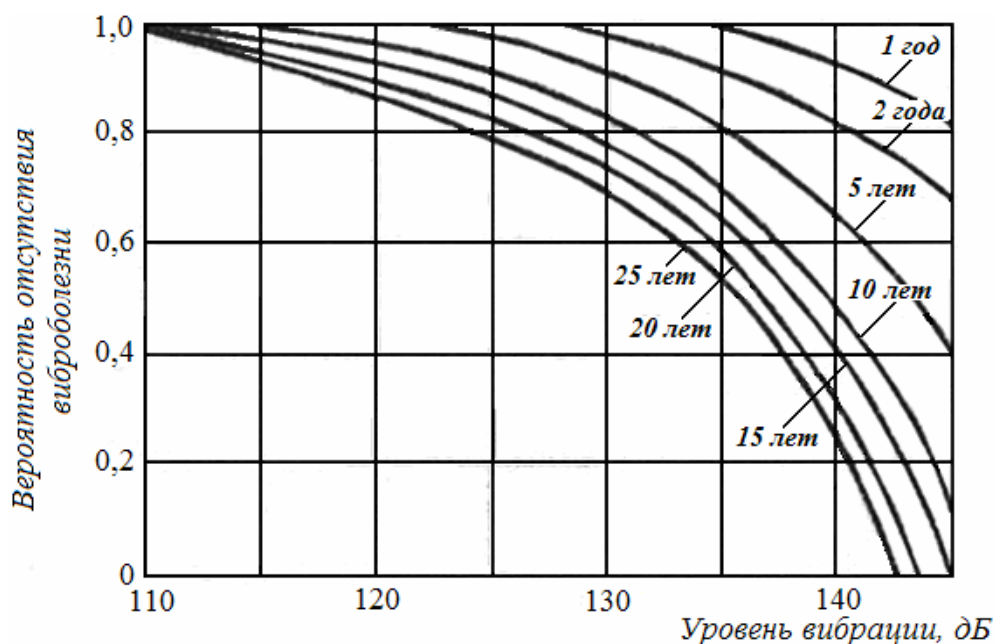


Рис. 3. Вероятность отсутствия виброболести при различном стаже работы на виброопасном производстве

1.4. Нормирование вибраций

Для исключения возможности возникновения виброболести введено гигиеническое и техническое нормирование вибраций. Нормируются параметры вибрации в соответствии с требованиями ГОСТ 12.1.012 – 90 «ССБТ. Вибрация. Общие требования безопасности», выписка из которого пред-

ставлена в табл. 1. Нормируемыми параметрами общей и локальной вибрации являются среднее квадратичное значение виброскорости V_D и логарифмический уровень виброскорости L_V в каждой октавной полосе частот.

Нормы по ограничению общих вибраций (пола, оснований машин, сидений и т.п.) устанавливают предельно допустимые значения V_D и L_V в октавных полосах частот со среднегеометрическими значениями 1; 2; 4; 8; 16; 31,5; 63 Гц, а нормы по ограничению локальной вибрации – в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 8; 16; 31,5; 63; 125; 250; 500; 1000; 2000 Гц.

Общая вибрация с частотой менее 1 Гц нормируется по величине смещения x в зависимости от значения основной частоты колебаний.

Указанные нормативы соответствуют непрерывному воздействию вибрации в течение рабочего дня.

1.5. Методы снижения вибраций

Методы борьбы с вибрацией базируются на исследованиях колебаний реальных механических систем или их физических моделей, а также на анализе уравнений, описывающих колебательный процесс в таких системах. Моделирование и анализ механических систем сложны, поскольку рассматриваются системы с многими степенями подвижности, обладающие рядом резонансных частот. Поэтому нередко для исследований применяют принцип аналогий, например, используют электромеханическую аналогию колебаний. Исследование электрических моделей вместо механических более целесообразно в силу простоты их построения и в тоже время механические колебания и колебания в электрических цепях (колебательном контуре) описываются одними и теми же дифференциальными уравнениями.

Итак, рассмотрим две системы: механическую и электрическую.

Механическая система с одной степенью свободы, обладающая трением, представлена на рис. 4. При определении основных направлений борьбы с вибрацией следует ограничиться анализом уравнений вынужденных колебаний такой системы.

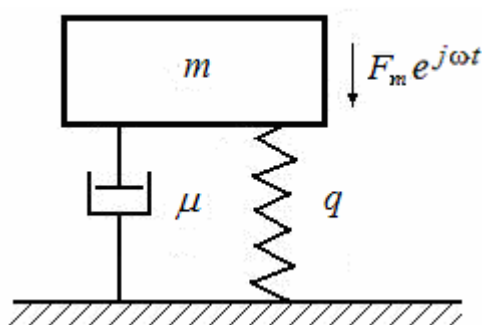


Рис. 4. Механическая система с одной степенью свободы, обладающая трением

Таблица 1

Гигиенические нормы вибрации, воздействующей на человека в производственных условиях
(для некоторых видов вибрации). Фрагмент из ГОСТ 12.1.012 – 90

Вид вибрации	Направления, по которым нормируется вибрация	Средние квадратичные значения виброскорости, м/с·10 ⁻²						
		Логарифмические уровни виброскорости, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц						
Общая вибрация Транспортная	Вертикальная (по оси Z)	1	2	4	8	16	31,5	63
		<u>20</u> <u>132</u>	<u>7.1</u> <u>123</u>	<u>2.5</u> <u>114</u>	<u>1.3</u> <u>108</u>	<u>1.1</u> <u>107</u>	<u>1.1</u> <u>107</u>	<u>1.1</u> <u>107</u>
	Горизонтальная (по осям X и Y)	<u>6.3</u> <u>122</u>	<u>3.5</u> <u>117</u>	<u>3.2</u> <u>116</u>	<u>3.2</u> <u>116</u>	<u>3.2</u> <u>116</u>	<u>3.2</u> <u>116</u>	<u>3.2</u> <u>116</u>
Транспортно- технологическая	Вертикальная (по оси Z) или горизонтальная (по осям X и Y)		<u>3.5</u> <u>117</u>	<u>1.3</u> <u>108</u>	<u>0.63</u> <u>102</u>	<u>0.56</u> <u>101</u>	<u>0.56</u> <u>101</u>	<u>0.56</u> <u>101</u>
В заводоуправлени- ях, конструкторских бюро, лабораториях, уч. пунктах, вычис- лительных центрах, конторских помеще- ниях, рабочих ком- натах и др. помеще- ниях для работников умственного труда	Вертикальная (по оси Z) или горизонтальная (по осям X и Y)		<u>0.18</u> <u>91</u>	<u>0.063</u> <u>82</u>	<u>0.032</u> <u>76</u>	<u>0.028</u> <u>75</u>	<u>0.028</u> <u>75</u>	<u>0.028</u> <u>75</u>

Для простоты анализа будем считать, что на систему воздействует переменная возмущающая сила F , изменяющаяся по синусоидальному закону. Уравнение колебаний в этом случае имеет вид

$$\mu \frac{dx}{dt} + m \frac{d^2x}{dt^2} + qx = F_m e^{j\omega t}, \quad (4)$$

где m – масса системы, кг;

q – коэффициент жесткости, Н/м;

x – текущее значение вибро смещения, м;

$\frac{dx}{dt}$ – текущее значение виброскорости, м/с;

$\frac{d^2x}{dt^2}$ – текущее значение виброускорения, м/с²;

μ – коэффициент сопротивления (трения), Н·с/м;

F_m – амплитуда вынуждающей силы, Н;

ω – круговая частота вынуждающей силы, рад/с;

Сделав подстановку $\frac{dx}{dt} = V(t)$ – текущее значение виброскорости, получим уравнение для механических колебаний:

$$m \frac{dV}{dt} + \mu V + q \int V dt = F_m e^{j\omega t}. \quad (5)$$

Электрическая система представлена на рис. 5 последовательным колебательным контуром, где последовательно включены индуктивность L , ёмкость C и сопротивление R .

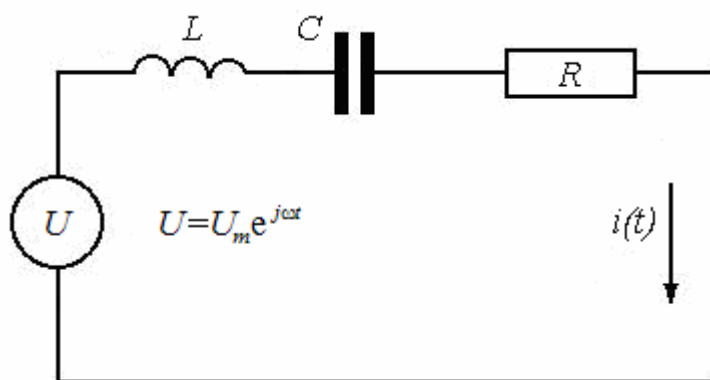


Рис. 5. Электрическая система (колебательный контур)

При подаче в электрическую цепь синусоидального напряжения U колебания тока в цепи будут описываться дифференциальным уравнением:

$$L \frac{di}{dt} + Ri + \frac{1}{C} \int i dt = U_m e^{j\omega t}. \quad (6)$$

Его решение имеет вид:

$$|I_m| = \frac{U_m}{\sqrt{R^2 + (\omega L - 1/\omega C)^2}},$$

где $\sqrt{R^2 + (\omega L - 1/\omega C)^2}$ – полное электрическое сопротивление колебательно-

го контура. При определенных значениях параметров ($\omega L \approx \frac{1}{\omega C}$) в системе

возникает резонанс токов.

Аналогично из уравнения (6) найдено выражение для соотношения между амплитудами виброскорости и вынуждающей силы:

$$|V_m| = \frac{F_m}{\sqrt{\mu^2 + (m\omega - q/\omega)^2}}, \quad (7)$$

где $\sqrt{\mu^2 + (m\omega - q/\omega)^2}$ – сопротивление вынуждающей силе (полный механический импеданс колебательной системы);

μ – активная часть сопротивления;

$(m\omega - q/\omega)$ – реактивная часть;

$m\omega$ – инерционное сопротивление;

q/ω – упругое сопротивление.

Аналогично рассмотренной электрической системе в механической возможно возникновение резонансных явлений.

Реактивное сопротивление равно 0 при резонансе, которому соответствует частота

$$\omega = \omega_0 = \sqrt{\frac{q}{m}}. \quad (8)$$

При этом сопротивление системы вынуждающей силе определяется только величиной μ , т.е. за счет наличия активных потерь в системе. Амплитуда колебаний (виброскорости) при резонансе резко возрастает:

$$V_{\text{рез.}} = \frac{F_m}{\frac{q}{\omega_0} \eta}, \quad (9)$$

где η – коэффициент потерь, характеризующий диссипативные силы в колебательной системе и определяющий значение амплитуды виброскорости при резонансе, равен

$$\eta = \frac{\omega \mu}{q}. \quad (10)$$

Рассмотрим, как изменяется амплитуда виброскорости при частотах ω , отличных от резонансной частоты ω_0 .

Для амплитуды виброскорости имеем: $V_m = \frac{\omega \cdot F_m}{q}$ при $\omega \ll \omega_0$ и

$V_m = \frac{F_m}{m \cdot \omega}$ при $\omega \gg \omega_0$, т.е. при уходе резонанса по частоте в ту или иную

сторону величина амплитуды виброскорости уменьшается.

Таким образом, после проведения анализа решения уравнения (4) вынужденных колебаний системы с одной степенью свободы были выявлены следующие методы борьбы с вибрациями:

- снижение вибраций воздействием на источник возбуждения (посредством снижения или ликвидации вынуждающих колебания сил);
- отстройка от режима резонанса путем рационального выбора массы или жесткости колеблющейся системы;
- вибродемпфирование – увеличение механического импеданса колеблющихся конструктивных элементов объекта путем увеличения диссипативных сил при колебаниях с частотами близкими к резонансным;
- динамическое гашение вибрации – присоединение к защищаемому объекту дополнительной системы, реакции которой уменьшают размах вибрации объекта в точках присоединения этой системы.

Снижение вибраций воздействием на источник возбуждения. При конструировании машин и проектировании технологических процессов должно быть предусмотрено исключение вибраций или их предельное снижение.

Неуравновешенность вращающихся элементов – один из наиболее распространенных источников возбуждения вибрации в машинах. Для её устранения применяют уравновешивание или статическую и динамическую балансировку.

Отстройка от режима резонанса. Резонансные явления устраняют либо изменением характеристик системы: m – массы или q – жесткости системы (введением, например, ребер жесткости), либо установлением нового рабочего режима (путем отстройки собственных частот агрегата и его отдельных узлов от частоты возмущающей силы ω на стадии проектирования).

Вибродемпфирование (вибропоглощение). *Вибродемпфирование* – это процесс уменьшения уровня вибрации защищаемого объекта путем превращения энергии механических колебаний данной системы в тепловую энергию за счет диссипативных сил.

Эффект вибродемпфирования определяется коэффициентом активного сопротивления (трения) μ системы. Увеличение потерь энергии механических колебаний может производиться за счет:

а) использования конструктивных материалов с большим внутренним трением, это сплавы: Cu – Ni, Ni – Ti, Ni – Co, композиционные материалы, пластмассы и др.;

б) нанесения на вибрирующие поверхности слоя упруговязких материалов с большим внутренним трением. Это многослойные покрытия, твердые и мягкие пластмассы, резина, мастики, технические масла, смазки;

в) использования искусственных демпферов – устройств в виде поршня, перемещающегося в вязкой среде.

Динамическое гашение вибрации. Для увеличения реактивного сопротивления колебательной системы $(m\omega - q/\omega)$ используют динамические виброгасители (рис. 6). Это дополнительная колебательная система с массой m и жесткостью q , собственная частота которой f_0 настроена на основную частоту колебаний f вибрирующего агрегата, имеющего массу M и жесткость Q , путем подбора характеристик виброгасителя m и q .

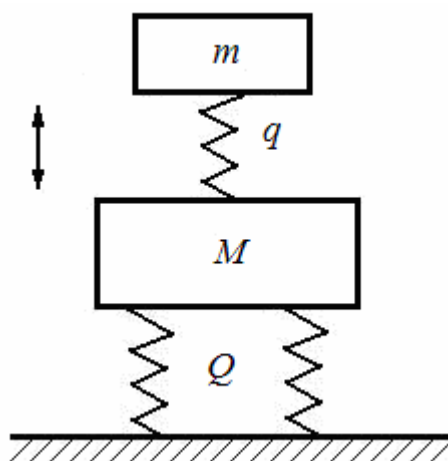


Рис. 6. Динамический виброгаситель

Виброгаситель жестко крепится на агрегате, поэтому в нем в каждый момент времени возбуждаются колебания, находящиеся в противофазе с колебаниями агрегата.

Недостатком динамического виброгасителя является то, что он эффективно действует только на резонансной частоте колебательной системы. При отличии собственной частоты колебаний системы от резонансной – эффективность виброгашения резко падает. Динамическое виброгашение применяется для ослабления низкочастотных вибраций.

Динамические виброгасители могут быть основаны на пассивных элементах (массы, пружины) и активных, имеющих собственные источники энергии.

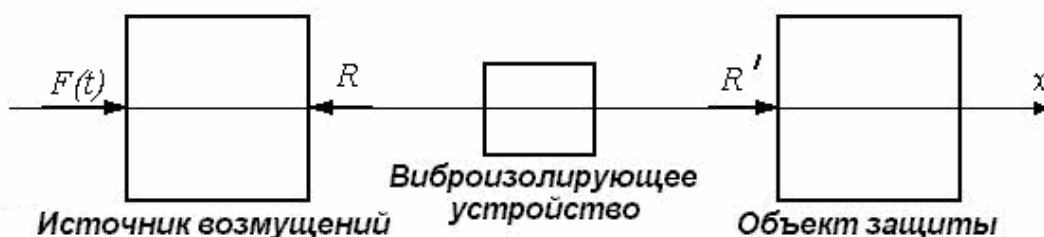
Для снижения вибрации также возможно использование ударных виброгасителей (маятниковых, пружинных), в которых осуществляется переход механической энергии в энергию деформации контактирующих элементов.

В результате энергия распределяется по объему соударяющихся элементов виброгасителя, вызывая их колебания и вместе с тем рассеяние энергии вследствие действия сил внешнего и внутреннего трения.

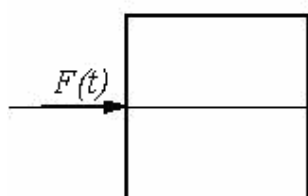
Виброизоляция. Этот способ защиты от вибрации заключается в снижении передачи колебаний от источника возбуждения защищаемому объекту при помощи устройств, помещаемых между ними.

Виброизоляция осуществляется введением в колебательную систему упругой связи, препятствующей передаче вибраций от машины к основанию и смежным конструкциям. На рис. 7 показано взаимодействие источника возбуждения вибрации, виброизолирующего устройства и объекта защиты.

а) Общий случай



б) Силовое возбуждение
 $F = F(t)$



в) Кинематическое возбуждение
 $\xi = \xi(t)$

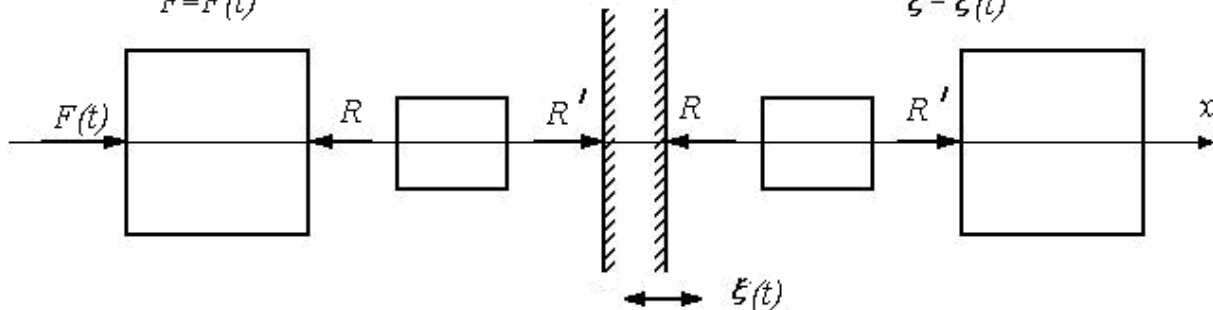


Рис. 7. Взаимодействие источника возбуждения вибрации, виброизолирующего устройства и объекта защиты

Схема «а»: общий случай, когда источник и объект – твердые тела и движутся вдоль некоторой оси x ; к системе приложены внешние и внутренние силы реакции R и R' виброизолирующего устройства.

Схема «б» характеризует защиту зданий, сооружений и др. объектов от динамических воздействий, возбуждаемых виброактивным оборудованием.

Схема «в» используется в задачах защиты от транспортной вибрации.

На данных схемах виброизолирующее устройство безинерционное. Для него $R = R'$ – одноосный виброизолятор.

Реакция R определяется как линейная характеристика

$$R = q\delta + \mu \frac{d\delta}{dt}, \quad (11)$$

где δ – величина деформации; $\frac{d\delta}{dt}$ – скорость деформации; q – жесткость; μ – коэффициент демпфирования: при $\mu = 0$ – линейный идеальный упругий элемент (пружина); при $q = 0$ – линейный вязкий демпфер.

Такая модель виброизолятора с линейной характеристикой была представлена на рис. 4.

Эффективность виброизоляции характеризуется коэффициентом передачи:

$$T_Z = \frac{x_{m2}}{x_{m1}} = \frac{a_{m2}}{a_{m1}} = \frac{V_{m2}}{V_{m1}} = \frac{F_{m2}}{F_{m1}} \leq 1. \quad (12)$$

Чем меньше T_Z , тем эффективнее виброизоляция.

Коэффициент передачи T_Z можно определить из соотношения частот $f_{\text{собст.}}$ и $f_{\text{вын.}}$.

$$T_Z = \frac{1}{(f_{\text{вын.}}/f_{\text{собст.}})^2 - 1}, \quad (13)$$

Если пренебречь трением тогда, чем меньше $f_{\text{собст.}}$, тем выше эффективность виброизоляции.

Выражение для собственной частоты системы с учетом жесткости системы и массы:

$$f_{\text{собст.}} = \frac{1}{2\pi\sqrt{q/m}} = \frac{1}{2\pi\sqrt{q \cdot g / m \cdot g}} = \frac{1}{2\pi\sqrt{g/x_{\text{СТ}}}}, \quad (14)$$

где $x_{\text{СТ}} = mg/q$ – статическая осадка системы на виброизоляторах под давлением собственной массы.

Чем больше $x_{\text{СТ}}$, тем ниже собственная частота системы и, следовательно, меньше T_Z , т.е. выше эффективность виброизоляции.

Для виброизоляции источников возбуждения колебаний применяют:

- а) пружинные, пружинно-резиновые и резинометаллические виброизоляторы (рис. 8);
- б) упругие резиновые прокладки;
- в) комбинированные виброизоляторы (установка виброизоляторов на прокладки из упругих материалов типа резины).

Для эффективной виброизоляции фундамент, на котором производится монтаж оборудования на виброизоляторах должен обладать большой массой. При изоляции с помощью пружинных амортизаторов и упругих прокладок происходит в большей степени отражение колебательной энергии и в меньшей степени поглощение энергии в самих изолирующих элементах.

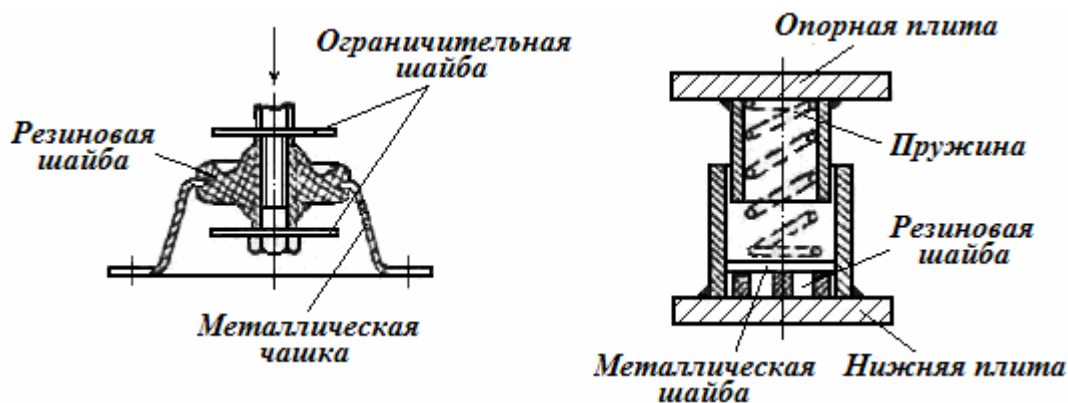


Рис. 8. Резинометаллические и пружинно-резиновые виброизоляторы

Активные системы виброизоляции. Вибрационная защита с помощью массивных элементов оказывается малоэффективной для низких частот. В таких случаях применяют активные (управляющие) системы виброизоляции. В них внешние силы, вызывающие вибрацию защищаемого объекта компенсируются дополнительным источником энергии.

Активные системы виброизоляции используются для защиты прецизионных станков, стартовых платформ, пилотов от перегрузок и повышения комфортности транспортных средств. Активная система содержит чувствительные элементы (датчики), устройства для создания управляющего воздействия.

В зависимости от предъявляемых требований усилительные и исполнительные устройства могут быть гидравлические, пневматические, электро-механические, электромагнитные.

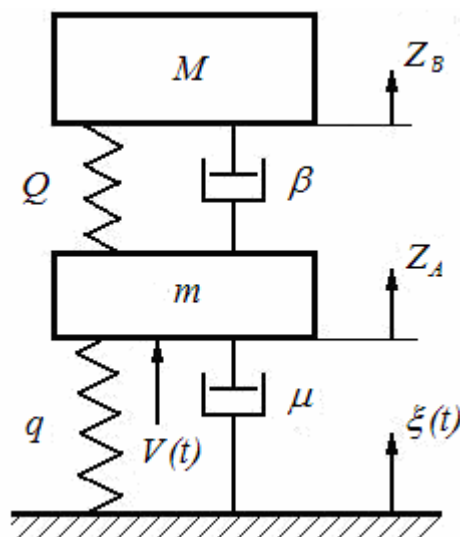


Рис. 9. Схема активной виброзащиты

На рис. 9 приведена схема активной виброзащиты, где введена активная обратная связь, формирующая управляющее воздействие $V(t)$.

Цель виброзащиты – уменьшение колебаний объекта с массой M при кинематическом возмущении $\xi(t)$. Управляющее воздействие $V(t)$ приложено к промежуточной массе m . Управление может быть осуществлено:

1. По отношению масс M и m . Тогда управляющее воздействие осуществляется перемещением массы M по направлению Z_B :

$$V = -k \cdot W(P) \cdot Z_B, \quad (15)$$

где k – коэффициент усиления; $W(P)$ – передаточная функция цепи, включающей датчик и исполнительное устройство или управляющее воздействие $V = -k \cdot W(P) \cdot Z_A$ для массы m .

2. По возмущению $\xi(t)$, где управляющее воздействие:

$$V = -(\mu \cdot P + q) \cdot \xi(t) \text{ или } V = W(P) \cdot \xi(t). \quad (16)$$

1.6. Средства индивидуальной защиты

При работе с ручным механизированным и пневматическим инструментом применяются средства индивидуальной защиты рук от вибрирующих объектов, указанные в ГОСТ 12.4.002 – 74 «ССБТ. Средства индивидуальной защиты рук от вибрации. Общие технические требования». К ним относятся антивибрационные рукавицы с поролоновыми прокладками или наладонниками из резины. Для изоляции рабочих от вибрирующего пола применяют специальную обувь на антивибрационной подошве; резино-войлочные маты; антивибрационные площадки; антивибрационные сидения.

В целях профилактики развития вибрационной болезни для работающих с вибрирующим оборудованием регламентируется режим работы – продолжительность рабочей смены, обязательные перерывы, отдых.

Глава 2. ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ ШУМЫ И БОРЬБА С НИМИ

При современном уровне развития и интенсификации производства проблема борьбы с шумом стала одной из актуальнейших. Внедрение в промышленность новых технологических процессов, рост мощностей и быстродействия машин и механизмов, увеличение количества транспортных средств приводит к тому, что человек на производстве и в быту постоянно подвергается воздействию шума все более высокой интенсивности. В технической литературе появился даже термин "шумовое загрязнение среды".

Исследованиями гигиенистов установлено, что шум повышенной интенсивности оказывает неблагоприятное воздействие на организм человека, вызывает серьезные заболевания, приводит к потере трудоспособности, снижает производительность труда на 10 – 15%, одновременно значительно ухудшая его качество.

Источники шума на производстве – упругие колебания машин и механизмов в целом или отдельных их деталей. Причинами этих колебаний могут быть механические, аэро- и гидродинамические и электрические явления, определяемые конструкцией и характером работы машин, условиями эксплуатации, а также неточностями, допущенными при изготовлении деталей механизмов.

Факторы, вызывающие *шумы механического происхождения*, следующие: инерционные возмущающие силы, возникающие из-за движения деталей механизма с переменными ускорениями; соударение деталей в сочленениях вследствие наличия зазоров; трение деталей, ударные процессы (ковка, штамповка) и т.д. Основные источники механического шума – подшипники качения, зубчатые передачи, вращающиеся неуравновешенные части в машинах.

Аэродинамические шумы являются составляющей шума вентиляторов, компрессоров, газовых турбин, насосов, двигателей внутреннего сгорания.

Гидродинамические шумы возникают в основном при стационарных и нестационарных движениях жидкостей с большими скоростями.

Электромагнитные шумы являются следствием взаимодействия ферромагнитных масс под влиянием переменных магнитных полей.

Для успешной борьбы с шумом необходимо знать его физическую природу, основные закономерности возникновения и распространения.

2.1. Понятие о шуме и звуке. Физические характеристики звука

Шумом называются всякого рода звуки, мешающие восприятию полезной информации или нарушающие тишину, а также звуки, оказывающие вредное воздействие на человека.

Звук как физическое явление представляет собой волновое движение частиц упругой среды под воздействием механических колебаний матери-

альных тел, вызывающих возмущения в среде. Колебательные возмущения, распространяющиеся от источника звука в окружающей среде, называются звуковыми волнами, а пространство, в котором они наблюдаются, – звуковым полем.

Основными физическими характеристиками звука являются звуковое давление, интенсивность звука и его частота.

Звуковое давление p (Па) – разность между мгновенным значением полного давления в данной точке среды при прохождении через эту точку звуковых волн и средним давлением, которое наблюдается в среде при отсутствии звука. На слуховой аппарат человека действует средний квадрат звукового давления:

$$\bar{p}^2 = \frac{1}{T_0} \int_0^t p^2(t) dt, \quad (17)$$

где T_0 – время усреднения, которое для органа слуха человека – 30 – 100 мс.

Под *интенсивностью звука* I (Вт/м²) понимают энергию, переносимую звуковой волной в единицу времени через поверхность, нормальную к направлению распространения звуковой волны.

Минимальная интенсивность звука, соответствующая порогу слышимости (звук едва слышим), составляет 10^{-12} Вт/м² на частоте 1000 Гц, болевые ощущения возникают при интенсивности 10^2 Вт/м².

Интенсивность звука и звуковое давление связаны между собой соотношением:

$$I = \frac{p^2}{\rho c}, \quad (18)$$

где ρc – удельное акустическое сопротивление среды, которое для воздуха равно $410 \cdot \text{Па} \cdot \text{с}/\text{м}$, для воды – $1,5 \cdot 10^6 \text{ Па} \cdot \text{с}/\text{м}$, для стали – $4,8 \cdot 10^7 \text{ Па} \cdot \text{с}/\text{м}$; ρ – плотность среды, в которой распространяется звук, кг/м³; c – скорость звука (в воздухе при нормальных атмосферных условиях равна 344 м/с).

В связи с тем, что ухо человека реагирует не на абсолютное, а на относительное изменение интенсивности, поскольку восприятие звука человеком пропорционально логарифму количества энергии раздражителя, то для оценки шума измеряют не абсолютные значения интенсивности I и звукового давления p , а относительные их уровни, взятые по отношению к пороговым значениям.

Уровень интенсивности звука L_I определяют по формуле:

$$L_I = 10 \lg \frac{I}{I_0}, \quad (19)$$

где I – интенсивность звука в данной точке пространства, Вт/м²; I_0 – интенсивность звука, соответствующая порогу слышимости 10^{-12} Вт/м² на частоте 1000 Гц.

Уровень звукового давления L определяют по формуле:

$$L = 20 \lg \frac{p}{p_0}, \quad (20)$$

где p – звуковое давление в данной точке пространства, Па; p_0 – пороговое звуковое давление, равное $2 \cdot 10^{-5}$ Па на частоте 1000 Гц, соответствующее пороговой интенсивности 10^{-12} Вт/м².

За единицу измерения уровней интенсивности звука и звукового давления принят децибел (дБ). Пользоваться шкалой децибел очень удобно, так как весь огромный диапазон слышимых звуков укладывается менее чем в 140 дБ.

Величину уровня интенсивности звука применяют при выполнении акустических расчетов, а уровня звукового давления – для измерения шума и оценки его воздействия на человека, так как орган слуха человека чувствителен не к интенсивности, а к среднеквадратичному звуковому давлению.

Над уровнями интенсивности или звукового давления нельзя производить арифметических действий. Суммировать и вычитать можно только энергетические характеристики шума: интенсивность или пропорциональный квадрат звукового давления.

Суммарный уровень звукового давления от нескольких источников шума, создающих в данной точке уровни звукового давления L_i (дБ), может быть рассчитан по формуле:

$$L_{\Sigma} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i}, \quad (21)$$

где n – общее число независимых слагаемых уровней звукового давления.

При одновременном действии двух источников шума с различными уровнями L_1 и L_2 суммарный уровень звукового давления определяется по формуле:

$$L_{\Sigma} = L_1 + \Delta L, \quad (22)$$

где L_1 – больший из двух суммируемых уровней звукового давления, дБ; ΔL – поправка для суммирования различных уровней шума, дБ, определяемая по табл. 2.

Таблица 2

Поправка для суммирования различных уровней шума

Разность уровней L_1-L_2 , дБ	0	1	2	4	6	8	10	15	20
ΔL , дБ	3,0	2,5	2,0	1,5	1,0	0,6	0,4	0,2	0

При большем числе источников, различающихся по уровню создаваемого ими шума, суммирование производят последовательно, начиная с наиболее интенсивных источников.

Из данных табл. 2 следует, что если уровень звукового давления одного из источников превышает уровень другого более чем на 10 дБ, то влиянием источника шума меньшей интенсивности можно пренебречь, так как поправка в этом случае будет менее 0,5 дБ.

При n одинаковых источниках шума, каждый из которых создает уровень звукового давления L_i , суммарный уровень звукового давления в равноудаленной от источников точке может быть определен по табл. 3 или по формуле:

$$L_{\Sigma} = L_i + 10 \lg n, \quad (23)$$

Таблица 3

Поправка для суммирования одинаковых уровней шума

Число источников шума	1	2	3	4	5	6	8	10	20
Добавка к уровню одного источника, дБ	0	3	5	6	7	8	9	10	13

Приведенные выше зависимости позволяют сформулировать две закономерности, весьма важные для практики борьбы с шумом.

Во-первых, для существенного снижения шума в производственном помещении необходимо выявить источник шума с наибольшим уровнем звукового давления и именно с него начинать работу по снижению шума. Во-вторых, при наличии большого числа одинаковых источников шума устранение одного-двух из них практически не уменьшает общий шум в помещении.

Для эффективной борьбы с шумом, необходимо знать не только его уровень, но и его частотный спектр.

Частотным спектром или просто *спектром* называется зависимость уровней звукового давления от частоты, а процесс определения спектра шума – *частотным анализом*.

Для исследования спектра шума диапазон слышимых человеком звуков разбит по частоте на октавные полосы.

Октавной полосой называется полоса частот, в которой верхняя граничная частота $f_{\text{в}}$ в 2 раза больше нижней частоты $f_{\text{н}}$. В качестве частоты характеризующей октавную полосу в целом берется среднегеометрическая частота

$$f_{\text{с.г}} = \sqrt{f_{\text{н}} f_{\text{в}}}, \quad (24)$$

В практике виброакустических исследований при проведении частотного анализа шума определяется зависимость уровней звукового давления от среднегеометрических частот, обычно, в девяти октавных полосах. Спектр шума представляется в виде графика или таблицы.

2.2. Характеристики источника шума

Звуковое давление и интенсивность звука являются характеристиками звукового поля в определенной точке пространства и не характеризуют непосредственно источник шума. Они зависят от места расположения точки измерения, направленности излучения, условий распространения звуковых волн. Для того чтобы сравнивать шум различных источников друг с другом, производить расчеты уровней звукового давления в проектируемых производственных помещениях необходимо знать объективные характеристики источника шума.

Характеристикой источника шума является его звуковая мощность P (Вт) – общее количество звуковой энергии, излучаемой источником шума в окружающее пространство за единицу времени.

Если окружить источник шума замкнутой поверхностью площадью S , то звуковая мощность источника (Вт)

$$P = \oint I_n dS, \quad (25)$$

где I_n – нормальная к поверхности составляющая интенсивности, Вт/м².

Уровень звуковой мощности L_P (дБ) определяют по формуле:

$$L_P = 10 \lg \frac{P}{P_0}, \quad (26)$$

где P – звуковая мощность источника, Вт; P_0 – пороговая звуковая мощность, равная 10^{-12} Вт.

Если окружить источник шума условной сферой с достаточно большим радиусом r (м) получим величину средней интенсивности звука на поверхности этой сферы $I_{\text{ср}}$ (Вт/м²):

$$I_{\text{ср}} = \frac{P}{4\pi r^2}. \quad (27)$$

Это выражение предполагает излучение шума источником по всем направлениям одинаковым, что справедливо для точечного источника, размеры которого малы по сравнению с излучаемыми волнами.

Однако часто источники шума излучают в окружающее пространство звуковую энергию неравномерно, т.е. обладают определенной направленностью излучения. Эта неравномерность излучения шума источником характеризуется коэффициентом Φ – *фактором направленности*, показывающим отношение интенсивности звука, создаваемым направленным источником в данной точке I , к интенсивности $I_{\text{ср}}$, которую развил бы в этой же точке ненаправленный источник, имеющий ту же звуковую мощность и излучающий звук в сферу (во все стороны одинаково):

$$\Phi = \frac{I}{I_{\text{ср}}} = \frac{p^2}{p_{\text{ср}}^2}. \quad (28)$$

Характеристики направленности обычно представляют в виде зависимости показателя направленности G (дБ) от угла между выбранным направлением на наблюдателя и осью источника

$$G = 10 \lg \Phi = 10 \lg \frac{I}{I_{\text{ср}}} = 20 \lg \frac{P}{P_{\text{ср}}} = L - L_{\text{ср}}, \quad (29)$$

где p и L – звуковое давление, Па, и его уровень, дБ, измеренный на определенном расстоянии от источника; $p_{\text{ср}}$ и $L_{\text{ср}}$ – звуковое давление, Па, и его уровень, дБ, усредненный по всем направлениям при том же расстоянии от источника (рис. 10).

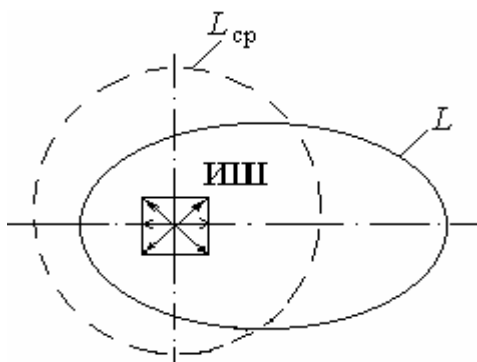


Рис. 10. Излучение шума направленного и ненаправленного источника

2.3. Действие шума на организм человека

Область слышимых человеком звуков ограничивается не только определенными частотами (16 – 20000 Гц), но и определенными предельными значениями звуковых давлений и их уровней. Эти предельные значения уровней звукового давления на рис. 11 изображены двумя кривыми.

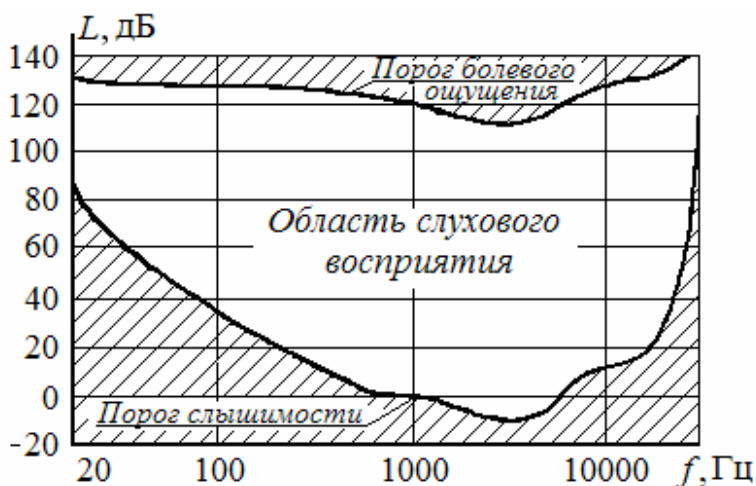


Рис. 11. Слуховое восприятие человека

Нижняя кривая соответствует *порогу слышимости*, величина которого изменяется в зависимости от частоты звука, так как чувствительность слухового аппарата человека различна к звукам разной частоты.

На частоте 1000 Гц, принятой в качестве стандартной частоты сравнения в акустике, пороговое значение звукового давления $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па соответствует порогу слышимости – $L = 0$ дБ.

Верхняя кривая – *порог болевого ощущения*. Звуки, превышающие по своему уровню этот порог, могут вызвать боли и повреждения в слуховом аппарате человека.

Область на частотной шкале, лежащая между порогом слышимости и порогом болевого ощущения, называется *областью слухового восприятия*.

Исследованиями установлено, что любой шум создает нагрузку на нервную систему человека. Его воздействие по-разному проявляется у людей в зависимости от возраста, состояния здоровья, характера труда, физического и душевного состояния. Интересна психологическая особенность человека – шум, создаваемый им самим, его не беспокоит, в то же время посторонние шумы оказывают сильное раздражающее действие.

Воздействие шума в течение продолжительного времени может привести к возникновению таких заболеваний как неврозы, гипертония и язвенная болезнь, кожные и кишечные заболевания.

При постоянном воздействии шума, например, на таких производствах, как текстильное, на участках, где установлено кузнечно-прессовое оборудование у работающих может возникнуть профессиональная болезнь – снижение слуха по типу кохлеарного неврита.

Под влиянием шумов с уровнями звукового давления 90 – 100 дБ притупляется острота зрения, появляются головные боли и головокружения, происходит нарушение сердечной деятельности, наблюдается бессонница. При очень высоких уровнях звукового давления 145 дБ и выше возможен разрыв барабанной перепонки.

2.4. Нормирование шума на рабочих местах

Нормирование шума производится с целью установления научно обоснованных предельно допустимых значений уровней шума на рабочих местах, которые при ежедневном систематическом воздействии в течение восьмичасового рабочего дня не могут вызвать заболеваний человека.

Нормируемые параметры шума и их допустимые значения установлены ГОСТ 12.1.003 – 83* «ССБТ. Шум. Общие требования безопасности» с дополнениями 1989 г. и Санитарными нормами СН 2.2.4/2.1.8.562 – 96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки».

В ГОСТ 12.1.003 – 83* шумы подразделяются по характеру спектра на *широкополосные* с непрерывным спектром шириной более одной октавы и *тональные*, в спектре которых имеются слышимые дискретные тона, а по временным характеристикам – на *постоянные*, уровень звука которых за восьмичасовой рабочий день изменяется во времени не более чем на 5 дБ А

и *непостоянные* (колеблющиеся во времени, прерывистые или импульсные), для которых это изменение более 5 дБ А.

Для постоянных шумов нормируются допустимые уровни звукового давления в девяти октавных полосах частот в зависимости от вида производственной деятельности и назначения помещения (табл. 3).

Для ориентировочной оценки (например, при проверке органами надзора, выявлении необходимости осуществления мер по снижению шума и др.) в качестве характеристики постоянного широкополосного шума на рабочих местах принят допустимый уровень звука в дБ А, измеряемый шумомером с использованием частотной характеристика А. Характеристика А имитирует кривую чувствительности органа слуха человека.

Нормируемой характеристикой непостоянного шума на рабочих местах является интегральный критерий – эквивалентный (по энергии) уровень звука в дБ А, для измерения которого используются специальные интегрирующие шумомеры. Допустимые значения эквивалентных уровней звука непостоянных широкополосных шумов приведены в табл. 3.

Для тонального и импульсного шума допустимый уровень звука должен быть на 5 дБ меньше значений, указанных в ГОСТ 12.1.003 – 83* (табл. 3).

Таблица 3

Допустимые уровни шума на рабочих местах
(выписка из ГОСТ 12.1.003 – 83*)

Рабочие места	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами, Гц									Уровни звука и эквивалентные уровни звука, дБ А
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1. Помещения конструкторских бюро, расчетчиков, программистов, лабораторий для теоретических работ	86	71	61	54	49	45	42	40	38	50
2. Помещения и участки точной сборки	96	83	74	68	63	60	57	55	54	65
3. Помещения лабораторий для проведения экспериментальных работ, для размещения шумных агрегатов вычислительных машин	107	94	87	82	78	75	73	71	70	80
4. Постоянные рабочие места в производственных помещениях и на территории предприятий	110	99	92	86	83	80	78	76	74	85

Примечания: Допускается в отраслевой документации устанавливать более жесткие нормы для отдельных видов трудовой деятельности с учетом напряженности труда в соответствии со значениями, указанными в табл. 4.

Таблица 4

**Уровни шума для различных видов трудовой деятельности
с учетом степени напряженности труда**

Вид трудовой деятельности	Уровни звука и эквивалентные уровни звука, дБ А
Работа по выработке концепций, новых программ; творчество; преподавание	40
Труд высших производственных руководителей, связанных с контролем группы людей, выполняющих преимущественно умственную работу	50
Высококвалифицированная умственная работа, требующая сосредоточенности; труд, связанный исключительно с разговорами по средствам связи	55
Умственная работа, выполняемая с часто получаемыми указаниями и акустическими сигналами; работа требующая постоянного слухового контроля; высокоточная категория зрительных работ	60
Умственная работа по точному графику с инструкцией (операторская), точная категория зрительных работ	65
Физическая работа, связанная с точностью, сосредоточенностью или периодическим слуховым контролем	80

2.5. Методы борьбы с шумом на производстве

Для снижения уровня шума на предприятиях могут применяться согласно ГОСТ 12.1.029 – 80 «ССБТ. Средства и методы защиты от шума. Классификация» следующие основные методы коллективной защиты:

- уменьшение шума в источнике его возникновения;
- изменение направленности излучения;
- рациональная планировка предприятий и цехов;
- акустическая обработка помещений;
- уменьшение шума на пути его распространения.

Уменьшение шума в источнике его возникновения. Основной источник шума в производственных цехах – технологическое оборудование. Опыт показывает, что эффективность мероприятий по снижению наиболее характерного для оборудования механического шума весьма ограничена и обусловлена возможностью конструктивных изменения его узлов. Поэтому снижения механического шума машин следует добиваться, главным образом, на стадии проектирования. Необходимо учитывать, что один из возможных путей снижения шума – уменьшение скорости соударения элементов оборудования и увеличение продолжительности их соударения.

С целью уменьшения механического шума необходимо:

- заменять возвратно-поступательное движение деталей равномерным вращательным движением;
- применять вместо прямозубых шестерен косозубые или шевронные, что снижает уровень шума на 5 дБ;
- повышать класс точности обработки и уменьшать шероховатость поверхностей шестерен, что снижает шум на 5 – 10 дБ;

-по возможности заменять зубчатые и цепные передачи клиноременными и зубчато-ременными, что снижает шум на 10 – 15 дБ;

-заменять, когда это возможно, подшипники качения на подшипники скольжения, такая замена снижает шум на 10 – 15 дБ;

-по возможности заменять металлические детали деталями из пластмасс и других незвучных металлов; так, замена одной из стальных шестеренок (в паре) на капроновую снижает шум на 10 – 12 дБ;

-использовать пластмассы при изготовлении деталей корпусов, например, замена стальных крышек редуктора пластмассовыми приводит к снижению шума на 2 – 6 дБ на средних частотах и на 7 – 15 дБ на высоких;

-увеличивать внутренние потери материала деталей, изготавливая их из сплавов с высоким коэффициентом внутреннего трения (хромистые стали, марганцево-медные магниевые сплавы, чугуны и др.);

-применять балансировку вращающихся элементов машин;

-использовать прокладочные материалы и упругие вставки в соединениях, чтобы исключить или уменьшить передачи колебаний от одной детали или части агрегата к другой;

-применять смазку соударяющихся деталей, заключать в масляные ванны вибрирующие и создающие шум детали (шестерни редуктора и др.).

Изменение направленности излучения шума. В ряде случаев величина показателя направленности установок G достигает 10 – 15 дБ, что необходимо учитывать при размещении установок с направленным излучением, соответствующим образом ориентируя их по отношению к рабочим местам и прилегающему к территории предприятия жилую застройку.

Рациональная планировка предприятий и цехов. Меры борьбы с шумом следует предусматривать уже на стадии проектирования генеральных планов промышленных предприятий и планировок помещений в отдельных цехах. Так, при расположении промышленных зданий на генплане не допускается размещение объектов, требующих защиты от шума (лабораторно-конструкторских корпусов, вычислительных центров, административных и тому подобных зданий), в непосредственной близости от шумных механических и кузнечно-штамповочных цехов, компрессорных станций и т.п. Разрывы между зданиями, в которых расположены особо шумные производства (с уровнем шума более 85 дБА), и соседними с ними должны быть не менее 100 м. Наиболее шумные объекты необходимо компоновать в отдельные комплексы. Между “тихим” и “шумным” комплексами рекомендуется создавать зеленую защитную полосу шириной не менее 5 м из густолиственных деревьев.

При планировке помещений внутри зданий нужно предусматривать максимально возможное удаление тихих и малошумных помещений от помещений с интенсивными источниками шума. Между шумными и тихими цехами устраивают коридоры, холлы с внутренним озеленением. Озеленение

весьма желательно размещать также и в цехах. Все эти мероприятия должны выполняться с учетом технологических процессов на предприятии.

Акустическая обработка помещений. При наличии источника шума в помещении нередко звуковые волны многократно отражаются от стен, потолка и различных предметов. Большинство материалов применяемых в строительстве (бетон, кирпич, стеклоблоки, и т.п.) поглощает меньше 2% падающей на их поверхность звуковой энергии, отражая 98% обратно в помещение. В этом случае интенсивность звука I на рабочем месте складывается из интенсивности прямого звука $I_{\text{пр}}$, идущего непосредственно от источника, и интенсивности отраженного звука $I_{\text{отр}}$: $I = I_{\text{пр}} + I_{\text{отр}}$. Отраженный звук обычно увеличивает уровень шума в помещении на 5 – 15 дБ.

С целью уменьшения интенсивности отраженного звука применяют метод *акустической обработки помещения*, под которой понимается облицовка всех или части внутренних поверхностей помещения звукопоглощающим материалом или специальными звукопоглощающими конструкциями.

При падении звуковых волн на звукопоглощающие материалы и конструкции значительная часть звуковой энергии поглощается, а меньшая часть – отражается. Процесс поглощения звука происходит за счет перехода энергии колеблющихся частиц воздуха в теплоту вследствие потерь на трение в порах материала. Следовательно, для эффективного звукопоглощения материал должен обладать пористой структурой, причем поры должны быть открыты со стороны падения звука и соединяться между собой, чтобы не препятствовать проникновению звуковой волны в толщу материала.

Звукопоглощающие материалы и конструкции характеризуются коэффициентом звукопоглощения:

$$\alpha = \frac{I_{\text{погл}}}{I_{\text{пад}}}, \quad (30)$$

где $I_{\text{погл}}$ – интенсивность поглощенного звука, Вт/м²; $I_{\text{пад}}$ – интенсивность падающего звука, Вт/м².

Свойствами поглощения звука обладают все материалы. Однако звукопоглощающими материалами (конструкциями) принято называть лишь те, у которых коэффициент звукопоглощения на средних частотах (400 – 1000 Гц) больше 0,2. У таких строительных материалов, как кирпич, бетон, величина α мала (0,01 – 0,05), поэтому в помещении облицовка стен и потолков, выполненных из этих материалов, дает значительный эффект.

Величину снижения шума $\Delta L_{\text{обл}}$ (дБ) в результате акустической обработки (облицовки) помещения определяют по формуле:

$$\Delta L_{\text{обл}} = 10 \lg \frac{B_2}{B_1}, \quad (31)$$

где B_1 – постоянная помещения до его акустической обработки, м^2 , определяемая из графика по СНиП II–12–77 в зависимости от объема помещения; B_2 – постоянная помещения после его акустической обработки, м^2 .

Величину постоянной помещения B_2 можно определить по формуле:

$$B_2 = \frac{S\gamma}{S - \gamma}, \quad (32)$$

где S – площадь внутренних ограждающих поверхностей помещения, м^2 , определяемая по формуле: $S = 2(ab + bh + ah)$, где a , b , h – длина, ширина и высота помещения соответственно, м.

Величину γ вычисляют по формуле:

$$\gamma = \bar{\alpha}S + \alpha_{\text{обл}}S_{\text{обл}} - \alpha S_{\text{обл}}, \quad (33)$$

где $S_{\text{обл}}$ – площадь звукопоглощающей конструкции, м^2 ; $\alpha_{\text{обл}}$ – реверберационный коэффициент звукопоглощения выбранной конструкции, определяемый по таблицам; $\bar{\alpha}$ – средний коэффициент звукопоглощения помещения до его акустической обработки, определяемый по формуле:

$$\bar{\alpha} = \frac{B_1}{B_1 + S}. \quad (34)$$

Звукопоглощающие облицовки целесообразно применять в цехах прутковых автоматов и клепальных, на участках холодной штамповки и виброобкатки, в машинных залах вычислительных центров.

Звукопоглощающие облицовки обычно размещают в помещении на потолке и на стенах. Площадь облицовываемой поверхности для достижения максимально возможного эффекта должна составлять не менее 60% общей площади ограничивающих помещение поверхностей. С помощью звукопоглощающих облицовок и конструкций можно обеспечить снижение шума в помещении на 8 – 10 дБ.

Наиболее часто для акустической обработки производственных помещений применяются облицовки, состоящие из пористых волокнистых звукопоглощающих материалов типа матов или мягких плит, закрытых со стороны помещения перфорированными экранами (рис. 12).

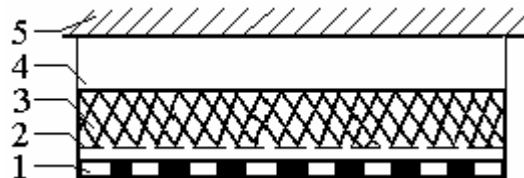


Рис. 12. Схема звукопоглощающей облицовки

Перфорированный экран 1 защищает звукопоглощающий материал 3 от механических повреждений. Чтобы предотвратить высыпание через отверстия перфорации звукопоглощающих волокнистых материалов (особенно

стекломинераловатных), между экраном и волокнистым материалом помещается защитная оболочка 2 из акустически прозрачной ткани.

При необходимости снижения шума в помещении, преимущественно в области низких частот, звукопоглощающую облицовку следует относить от поверхности стены на 100 – 250 мм, оставляя между потолком 5 или стеной и облицовкой воздушный промежуток 4.

Уменьшение шума на пути его распространения. Снижение шума, распространяющегося по воздуху, наиболее радикально может быть осуществлено устройством на пути его распространения звукоизолирующих преград в виде стен (рис. 13), перегородок, перекрытий, специальных звукоизолирующих кожухов, кабин и т.д.

Принцип звукоизоляции устройством ограждения заключается в том, что большая часть падающей звуковой энергии отражается и лишь незначительная часть проникает через ограждение.

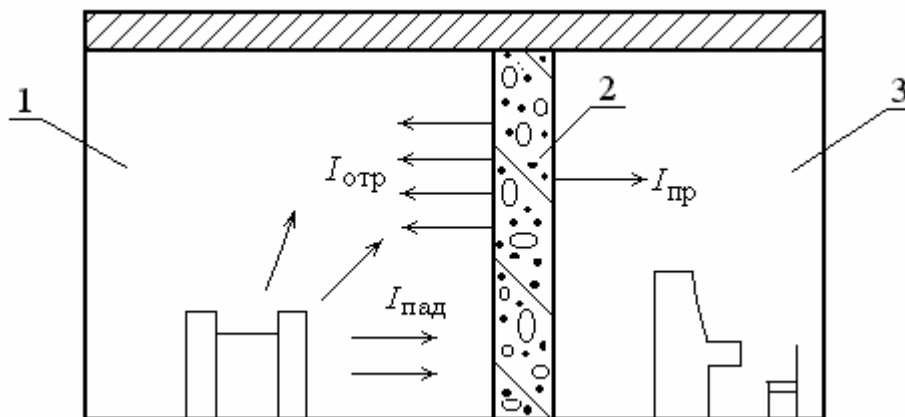


Рис. 13. Звукоизоляция устройством ограждения: 1 – помещение с источником шума; 2 – звукоизолирующая преграда; 3 – изолируемое помещение

Звукоизоляция ограждения R (дБ) определяется по формуле:

$$R = 10 \lg \frac{1}{\tau} = 10 \lg \frac{I_{\text{пад}}}{I_{\text{пр}}} = 10 \lg \frac{P_{\text{пад}}}{P_{\text{пр}}}, \quad (35)$$

где τ – коэффициент звукопроницаемости ($\tau = I_{\text{пр}}/I_{\text{пад}} = P_{\text{пр}}/P_{\text{пад}}$); $I_{\text{пад}}$ – интенсивность падающего звука, Вт/м²; $I_{\text{пр}}$ – интенсивность прошедшего звука, Вт/м²; $P_{\text{пад}}$ – звуковая мощность, падающая на ограждение, Вт; $P_{\text{пр}}$ – звуковая мощность, прошедшая через ограждение, Вт.

Ограждения бывают однослойные и многослойные. Звукоизоляция однослойной однородной перегородки R (дБ) может быть определена по формуле:

$$R = 20 \lg(m_0 f) - 47,5, \quad (36)$$

где m_0 – масса 1 м² ограждения, кг; f – частота звука, Гц.

Из формулы следуют два важных вывода: звукоизоляция ограждений тем выше, чем они тяжелее, она меняется по закону массы, так, увеличение массы в два раза приводит к повышению звукоизоляции на 6 дБ; звукоизоляция одного и того же ограждения возрастает с увеличением частоты, на высоких частотах эффективность установки ограждения будет значительно выше, чем на низких частотах.

Необходимо отметить, что формула применима не во всем диапазоне частот, поскольку в ней не учитывается влияние жесткости и размеров ограждения. В действительности же в частотной характеристике однослойного ограждения можно выделить три диапазона (рис. 14).



Рис. 14. Частотные диапазоны звукоизоляции однослойного ограждения

Звукоизоляция в диапазоне I определяется жесткостью ограждения и резонансными явлениями. Учитывая, что у большинства однослойных ограждений собственная частота колебаний лежит ниже диапазона частот, в котором нормируется уровень шума, расчет звукоизоляции в диапазоне I не производят.

В диапазоне II звукоизоляция определяется массой ограждения, которое можно рассматривать состоящим из большого количества масс, колеблющихся независимо одна от другой. В этом частотном диапазоне звукоизоляция может быть рассчитана по выше приведенной формуле.

В диапазоне III сначала наблюдается ухудшение звукоизоляции из-за возникновения явления волнового совпадения (см. рис. 15). При волновом совпадении распространение давления в падающей звуковой волне вдоль ограждения точно соответствует распределению амплитуды смещения собственных изгибных колебаний ограждения, что приводит к своеобразному пространственному резонансу и интенсивному росту колебаний. Затем звукоизоляция однослойного ограждения, зависящая не только от его массы, но

и от жесткости, увеличивается с ростом частоты звука несколько быстрее, чем в диапазоне II.

Рассмотренная величина звукоизолирующей способности ограждения показывает насколько понижается уровень шума за перегородкой в предположении, что далее он распространяется беспрепятственно (например, шум через ограждение выходит на улицу).



Рис. 15. Схема волнового совпадения

При волновом совпадении распространение давления в падающей звуковой волне вдоль ограждения точно соответствует распределению амплитуды смещения собственных изгибных колебаний ограждения, что приводит к эффекту пространственного резонанса и интенсивному росту колебаний. Затем звукоизоляция, зависящая не только от массы, но и от жесткости ограждения, увеличивается с ростом частоты звука несколько быстрее, чем в диапазоне II.

Согласно требований безопасности ГОСТ 12.1.003 – 83* звукоизолирующие свойства ограждения, установленного на пути распространения звука, должны обеспечивать снижение шума на рабочих местах в помещении до допустимых уровней звукового давления во всех девяти октавных полосах.

Требуемая звукоизолирующая способность ограждения $R_{тр.огр}$ (дБ), обеспечивающая в изолируемом помещении допустимые уровни звукового давления, определяется из выражения:

$$R_{тр.огр} = L - \lg B_{п} + 10 \lg S_{огр} - L_{доп}, \quad (37)$$

где L – октавные уровни звукового давления в шумном помещении, дБ; $B_{п}$ – постоянная помещения, смежного с шумным, m^2 ; $S_{огр}$ – площадь ограждения общего для шумного и изолируемого помещений, m^2 ; $L_{доп}$ – допустимые уровни звукового давления в изолируемом помещении, дБ.

Уровень шума на рабочих местах в изолируемом помещении $L_{из}$ (дБ) определяется по формуле:

$$L_{из} = L - R_{огр} - 10 \lg B_{п} - 10 \lg S_{огр}, \quad (38)$$

где $R_{огр}$ – звукоизоляция реальной конструкции ограждения, дБ.

Один из эффективных способов уменьшения шума – заключение источника шума 1 в звукоизолирующий кожух 2 (рис. 16). Высокая степень звукоизоляции за счет установки кожуха может быть достигнута только в случае отсутствия в нем щелей, отверстий, тщательной виброизоляции 4 кожуха от фундамента 5 и трубопроводов, а также при облицовке внутренней поверхности кожуха звукопоглощающим материалом 3.

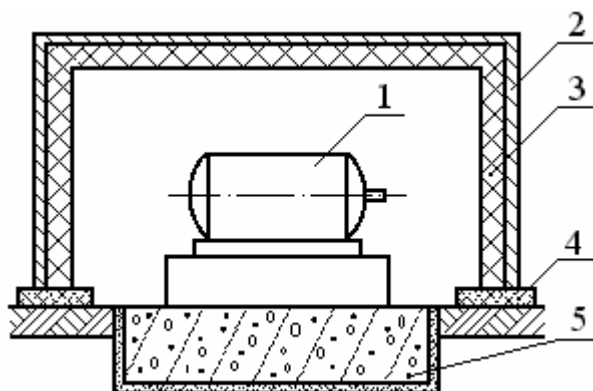


Рис. 16. Звукоизолирующий кожух

В качестве материала для изготовления обшивки кожуха используется сталь, алюминиевые сплавы, фанера, древесно-стружечная плита ДСП, стеклопластик.

Звукоизолирующая способность кожуха $R_{\text{кож}}$ (дБ) определяется физическими параметрами используемых при изготовлении материалов и конструктивными размерами его элементов. Требуемую звукоизолирующую способность кожуха $R_{\text{тр.кож}}$ (дБ) рассчитывают по формуле:

$$R_{\text{тр.кож}} = \Delta L_{\text{тр}} + 10 \lg \frac{S_{\text{кож}}}{S_{\text{ист}}}, \quad (39)$$

где $\Delta L_{\text{тр}}$ – требуемое снижение уровней звукового давления, дБ; $S_{\text{кож}}$ – площадь поверхности кожуха, м^2 ; $S_{\text{ист}}$ – площадь воображаемой поверхности, вплотную окружающей источник шума, м^2 .

Конструкцию кожуха подбирают так, чтобы его звукоизолирующая способность была в каждой октавной полосе больше требуемой $R_{\text{кож}} \geq R_{\text{тр.кож}}$.

Уровень шума в расчетной точке после установки звукоизолирующего кожуха на источник $L_{\text{кож}}$ (дБ) рассчитывается по формуле:

$$L_{\text{кож}} = L - R_{\text{кож}} + 10 \lg \frac{S_{\text{кож}}}{S_{\text{ист}}}, \quad (40)$$

где L – уровень шума в расчетной точке до установки кожуха, дБ; $R_{\text{кож}}$ – звукоизолирующая способность реальной конструкции стенок кожуха, дБ.

Акустические экраны. Уменьшить влияние шума на человека в помещении можно путем установки на пути распространения шума акустических экранов (рис. 17).

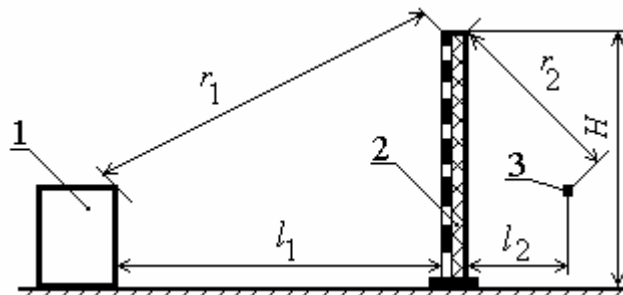


Рис. 17. Схема установки акустического экрана

Акустический экран 2 представляет собой преграду ограниченных размеров, снижающую интенсивность прямого звука за счет образования области акустической тени. Экраны устанавливают между источником шума 1 и рабочим местом 3, либо их применяют для отгораживания наиболее шумного оборудования от остальной части помещения.

Акустические экраны наиболее эффективны для снижения шума высоких и средних частот. Низкочастотный шум легко их огибает за счет эффекта дифракции. Целесообразно применять экраны в сочетании со звукопоглощающей облицовкой помещения, когда после акустической обработки уровни звукового давления на постоянных рабочих местах превышают допустимые значения не менее чем на 10 дБ и не более чем на 20 дБ.

Экраны изготавливают из стальных или алюминиевых листов, или органического стекла и облицовывают звукопоглощающим материалом толщиной не менее 50 – 60 мм, обращенным к источнику шума. Линейные размеры акустического экрана должны превосходить линейные размеры источника шума не менее чем в 2 – 3 раза. Размеры и местоположение экрана определяются в зависимости от превышения уровня звукового давления на рабочих местах над допустимыми значениями.

Эффективность экрана $\Delta L_{\text{экр}}$ (дБ) ориентировочно можно определить по формуле:

$$\Delta L_{\text{экр}} = 20 \lg \frac{r_1 r_2}{l_1 l_2}, \quad (41)$$

где r_1, r_2 – расстояние от края экрана соответственно до источника шума и точки приема, м; l_1, l_2 – расстояние от плоскости экрана до источника шума и до точки приема соответственно, м.

Установлено, что эффективность экрана, зависит от соотношения высоты экрана H , длины волны λ и расстояния между экраном и рабочим местом l_2 . Максимум $\Delta L_{\text{экр}}$ находится на расстоянии $H/4$ от плоскости экрана. Поэтому

оптимальное расстояние l_2 следует выбирать таким образом, чтобы выполнялось соотношение $l_2=H/4$.

Эффективность экрана в зоне максимума определяется по формулам для частот до 1000 Гц:

$$\Delta L_{\text{экр}} = 20 \lg \frac{\eta_1 r_2}{l_1 l_2} + 8,5 \lg \frac{fH}{2c} + 6, \quad (42)$$

для частот выше 1000 Гц:

$$\Delta L_{\text{экр}} = 20 \lg \frac{\eta_1 r_2}{l_1 l_2} + 26,5 \lg \frac{fH}{2c} - 18. \quad (43)$$

2.6. Средства индивидуальной защиты от шума

Применение средств индивидуальной защиты от шума остается пока единственной мерой защиты на тех производствах, где в настоящее время невозможно добиться снижения шума техническими средствами.

Зоны с уровнем звука или эквивалентным уровнем звука выше 85 дБ А должны быть обозначены знаками безопасности по ГОСТ 12.4.026 – 76 «ССБТ. Сигнальные знаки безопасности». Работодатель обязан снабжать средствами индивидуальной защиты органов слуха по ГОСТ 12.4.051 – 87 «ССБТ. Средства индивидуальной защиты органов слуха. Общие технические условия и методы испытаний».

К средствам индивидуальной защиты органов слуха, установленных ГОСТ 12.4.051 – 87, относятся противошумы – вкладыши, наушники, шлемы, эффективность использования которых особенно велика в области высоких частот, наиболее вредных и неприятных для человека.

Вкладыши могут быть однократного пользования, изготовленные из ультратонкого волокна типа ФПП, и многократного пользования из пластмассы или других упругих эластичных материалов. Вкладыши обеспечивают снижение шума в октавных полосах на 5 – 30 дБ.

Наушники типа ВЦНИИОТ обладают большей эффективностью, снижая уровень звукового давления на 7 – 47 дБ. Однако они в ряде случаев неудобны в эксплуатации (большая масса, наличие прижима в околоушной области, запотевание кожи под наушниками и др.). Поэтому наушники чаще используют в тех случаях, когда требуется их периодическое применение.

При воздействии шумов с высокими уровнями (более 120 дБ) вкладыши и наушники не обеспечивают необходимой защиты, так как такой шум за счет костной проводимости воздействует непосредственно на мозг человека. В этом случае применяются *шлемы*, закрывающие ушную раковину и часть головы.

2.7. Измерение шума и вибрации на рабочих местах

Измерение шума на предприятиях, в организациях и учреждениях проводят с целью определения уровня шума на рабочих местах и его соответствия

действующим нормам, а также для оценки эффективности различных по снижению шума. Контроль уровня шума на предприятиях, должен быть обеспечен не реже одного раза в год.

Для измерения уровней звукового давления на рабочих местах, а также уровня звука с целью ориентировочной оценки общего уровня шума в помещении применяют различные типы шумоизмерительной аппаратуры. Наибольшее распространение получили шумомеры, состоящие из микрофона, воспринимающего звуковую энергию и преобразующего ее в электрические сигналы, усилителя, корректирующих фильтров, детектора и стрелочного индикатора, шкала которого проградуирована в децибелах. При необходимости определения спектра исследуемого шума к шумомеру подключаются октавные фильтры.

В настоящее время для измерений шума и вибрации используют шумомеры и комплекты – измерители шума и вибраций типа ШВ-003, ВШМ-302, ВШМ-20, ШУМ-1М, ШВИЛ-01, ШИН-01.

При измерениях шума микрофон шумомера следует располагать на уровне головы работника. Микрофон должен быть направлен в сторону источника шума и удален не менее чем на 0,5 м от человека, проводящего измерения. Контроль уровня шума на рабочих местах должен производиться при работе не менее 2/3 установленных в помещении единиц оборудования. При измерении должны быть включены источники наиболее интенсивного шума и вентиляция.

Литература

1. Ивович В.А., Онищенко В.Я. Защита от вибраций в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1990.
2. Заборов В.И., Коляско Л.Н., Росин Г.С. Защита от шума и вибрации в металлургии. – М.: Металлургия, 1976.
3. Борьба с шумом на производстве: Справочник/под ред. Е.Я. Юдина. –М.: Машиностроение, 1985.
4. Логунов Л.Ф., Осипов Г.Л. Борьба с шумом в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1980.
5. Борисов Л.П., Гужас Д.Р. Звукоизоляция в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1990.



В 2009 году Университет стал победителем многоэтапного конкурса, в результате которого определены 12 ведущих университетов России, которым присвоена категория «Национальный исследовательский университет». Министерством образования и науки Российской Федерации была утверждена Программа развития государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий, механики и оптики» на 2009–2018 годы.

КАФЕДРА ЛАЗЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ЭКОЛОГИЧЕСКОГО ПРИБОРОСТРОЕНИЯ

Лазерные технологии не случайно называют технологиями XXI века. Открытые при нашей жизни лазеры уже сегодня широко проникли в медицину, биологию, экологию, промышленность, строительство, транспорт, связь, шоу–бизнес и другие сферы жизни. Лазерные принтеры, лазерные CD–диски, лазерные торговые сканеры и лазерные шоу сегодня известны всем. Менее известны широкой публике, но не менее важны лазерные технологии при лечении болезней глаз, сосудов, опухолей, в микроэлектронике для нанесения и структурирования тонких пленок, для резки и сварки брони, закалки инструментальных сталей, декоративной обработки дерева, камня и кожи, и т.д., а в ближайшей перспективе – для избавления человечества от очков и морщин (да, да – сотни операций по лазерной полировке роговицы глаза и кожи уже проведены), разработка реакций лазерного управляемого термоядерного синтеза и лазерных реактивных двигателей, создание трехмерных объектов за счет прямой трансформации виртуального (компьютерного) образа в материальный объект при взаимодействии лазерного излучения с веществом и многое, многое другое.

История кафедры ЛТ и ЭП делится на 3 периода:

Период I – с момента появления лаборатории лазерной технологии в ЛИТМО в 1965 г. до момента организации кафедры охраны труда и охраны окружающей среды (ОТ и ООС) с отраслевой лабораторией лазерных технологий (ОЛЛТ) в 1982 г.

Период II – период развития кафедры ОТ и ОС и ОЛЛТ – 1982 – 1988 гг.

Период III – с момента создания на базе кафедры ОТ и ООС и ОЛЛТ кафедры лазерных технологий – 1988 г., в дальнейшем преобразованной в кафедру лазерных технологий и экологического приборостроения и по настоящее время.

Охарактеризуем периоды 1, 2 и 3 фактами.

1976 г. – научные работы ОЛЛТ по физическим основам лазерной обработки тонких пленок удостоены Премии Президиума АН СССР за лучшую научную работу в области «Фундаментальных проблем микроэлектроники».

1983, 1984 гг. – работы кафедры удостоены Премий Минвуза СССР за лучшую научную работу.

1986 г. – работы кафедры совместно с рядом других организаций удостоены Государственной Премии СССР.

1988 г. – кафедра ОТОС с лабораторией начинается систематический выпуск специалистов по специальности 07.23 «лазерная техника и лазерные технологии».

1996 г. – кафедра ЛТ переименована в кафедру ЛТ и ЭП и осуществляет выпуск специалистов как лазерным технологиям, так и по специальности «инженер–педагог» со специализацией «экология».

- За период времени с 1988 по 1999 г. кафедра выпустила около 200 специалистов в области лазерных технологий;

- За тот же период времени сотрудниками и аспирантами кафедры защищены 2 докторские и около 20 кандидатских диссертаций;

- По результатам работ кафедры издано 9 монографий;

- Результаты исследований сотрудников кафедры изложены более чем в 500 научных статьях и 50 патентах и авторских свидетельствах;

- В настоящее время кафедра активно сотрудничает с университетами и институтами Германии (BIAS, FHS Emden), Китая (HUST), Франции (ENISE) и др.

В последние годы по приглашению различных зарубежных организаций прочтен ряд курсов лекций по лазерным технологиям. Кафедра ЛТ по инициативе ректора ЛИТМО в 1996 г. преобразована в выпускающую кафедру «Лазерных технологий и экологического приборостроения».

Основные научные направления кафедры

- 1). Лазерная обработка пленочных элементов.
- 2). Лазерное локальное осаждение тонких пленок.
- 3). Лазерные технологии прецизионной размерной обработки.
- 4). Создание новых оптических материалов и элементов микро – и нано-оптики на базе лазерных технологий.

- 5). Лазерные технологии элементов фотоники и волоконно – оптических устройств.

6). Создание теории субдлинноволновых источников излучения и разработки методов изготовления и контроля ближнепольных зондов.

7). Лазерное медицинское оборудование и инструмент.

8). Фундаментальные исследования в области взаимодействия лазерного излучения с веществом: лазерная абляция и конденсация металлических и композиционных пленок и эффекты самоорганизации.

9). Лазерный трехмерный синтез объемных моделей.

10). Физико – математическое моделирование в задачах дистанционного лазерного зондирования морской среды.

Заведует кафедрой лазерных технологий и экологического приборостроения Заслуженный деятель науки Российской Федерации, Лауреат Государственной Премии СССР, действительный член Академии Инженерных Наук РФ, д.т.н., профессор В.П. Вейко. Среди преподавателей кафедры Заслуженный деятель науки Российской Федерации, Почетный работник ВПО, д.т.н., профессор Е.Б. Яковлев, д.т.н., профессор Е.А. Шахно, Почетный работник ВПО, к.ф.– м.н., доцент Г.Д. Шандыбина, Почетный работник ВПО, к.т.н., доцент В.В. Барановский, Почетный работник ВПО, старший преподаватель Ю.В. Колосов, к.ф.– м.н., доцент А.Н. Проценко, к.и.н., доцент Ф.Ф. Контурзов, к.т.н., доцент Н.Н. Марковкина.

Юрий Владимирович Колосов,
Валерий Викторович Барановский

ЗАЩИТА ОТ ВИБРАЦИЙ И ШУМА НА ПРОИЗВОДСТВЕ

Учебное пособие

В авторской редакции

Дизайн

Ю.В. Колосов

Верстка

В.В. Барановский

Редакционно-издательский отдел Санкт-Петербургского
государственного университета информационных технологий,
механики и оптики

Зав. РИО

Н.Ф. Гусарова

Лицензия ИД № 00408 от 05.11.99

Подписано к печати 02.06.2011

Заказ № 2388

Тираж 200 экз.

Отпечатано на ризографе

Редакционно-издательский отдел
Санкт-Петербургского государственного
университета информационных технологий,
механики и оптики
197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49

