КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ПРОМЫШЛЕННАЯ АКУСТИКА»

1 . ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШУМА И ВИБРАЦИИ

1.1. Физические характеристики шума.

Шум – это сочетание звуков, нежелательных в данный момент времени.Основные характеристики шума:
уровень интенсивности (уровень звука)
$L = 10 \lg I / I_o$; $I_o = 10^{-12}$ *Вт* /$м^2$
уровень звукового давления p
$L_p = 20 \lg p / p_o$; $p_o = 2 \cdot 10^{-5}$ *Па*
Источники шума характеризуются акустической мощностью W (Вт) или ее уровнем
$L_w = 10 \lg W / W_o$; $W_o = 10^{-12}$ *Вт*
В вышеприведенных формулах p_o, W_o – пороговые значения соответствующих физических параметров.
Частотный состав шума принято характеризовать октавным спектром в полосах частот 31.5, 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц. Для аэродинамических высокочастотных шумов целесообразно использовать полосы частот в 1/3 – октавы.
1.2. Физические характеристики вибрации.
Вибрации характеризуются амплитудой колебаний ξ, виброскоростью υ и виброускорением a либо их уровнями:

уровень виброскорости υ

$L_\upsilon = 20 \lg \upsilon / \upsilon_o$; $\upsilon_o = 5 \cdot 10^{-8}$ *м /с*

уровень виброускорения a

$L_a = 10 \lg a / a_o$; $a_o = 3 \cdot 10^{-2}$ *м* /$с^2$

Здесь также, как для шума υ_o и, a_o – пороговые значения этих величин.

1.3. Классификация и нормирование шумов
В зависимости от временных характеристик шумы подразделяются на *постоянные и непостоянные.*

Если за восьмичасовой рабочий день уровень звукового давления на рабочем месте изменяется не более чем на 5 дБ, то шум называют *постоянным,* в противном случае - *непостоянным.*
Непостоянный шум в свою очередь подразделяют на *колеблющийся во времени,* если уровень звукового давления непрерывно изменяется (шум в деревообрабатывающих цехах,
шум дорожного движения, шум проходящего по рельсам подвижного состава и т. п.); *прерывистый,* если уровень звукового давления резко падает до уровня фонового шума, причем длительность интервалов, в течение которых уровень давления остается постоянным и превышает уровень фона, составляет 1 с и более (шум выброса сжатого воздуха из ресивера компрессора, шум одиночной шлифовальной машины и т. п.); *импульсный,* состоящий из одного или нескольких звуковых сигналов, каждый длительностью менее 1 с (шум при забивании гвоздей молотком и т. п.).
В зависимости от частотного состава шумы подразделяются на *широкополосные* и *тональные.* *Широкополосные* имеют непрерывный спектр шириной более одной октавы. В
спектре *тональных* шумов имеются выраженные дискретные тона, наличие которых устанавливается измерением в 1/3-октавных полосах частот по превышению уровня звукового давления в одной полосе над соседними не менее чем на 10 дБ.
Нормирование шума осуществляется на основании:

СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки;
ГОСТ 12.1.003-85* Шум. Общие требования безопасности.
Нормируемыми параметрами постоянного шума являются уровни звукового давления
L, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 31.5, 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц (октавные уровни звукового давления).
Нормативные значения определяются характером выполняемой работы, назначением помещения. Для общественных и жилых зданий, для территорий прилегающих к зданиям нормативы устанавливаются в зависимости от времени суток: дневное время – с 7 до 23 час. и ночное – с 23 до 7 час.
Для ориентировочной оценки допускается использовать уровни звука L_A, дБА.
Нормируемыми параметрами непостоянного шума являются эквивалентные (по энергии) уровни звука $L_{Aмакс.}$, дБА, $L_{A\ экв.}$, дБА и максимальные уровни звука.
Оценка непостоянного шума на соответствие допустимым уровням должна проводиться одновременно по эквивалентному и максимальному уровням звука.
Как известно, ухо человека субъективно занижает низкочастотные звуки и несколько завышает высокочастотные. В связи с этим, вводится понятие *корректированного уровня звука* L_A *,дБА.* Он определяется путем введения специальных корректирующих поправок в уровни звукового давления L_i каждой октавной полосы с последующим энергетическим суммированием во всем частотном диапазоне:

$$L_A = 10\ lg \sum_{i=1}^{n} 10^{0.1(L_i+\delta_i)},\ дБА$$

Значения корректирующих поправок приведены в таблице 5.

Таблица 1.1. Корректирующие поправки $_i$

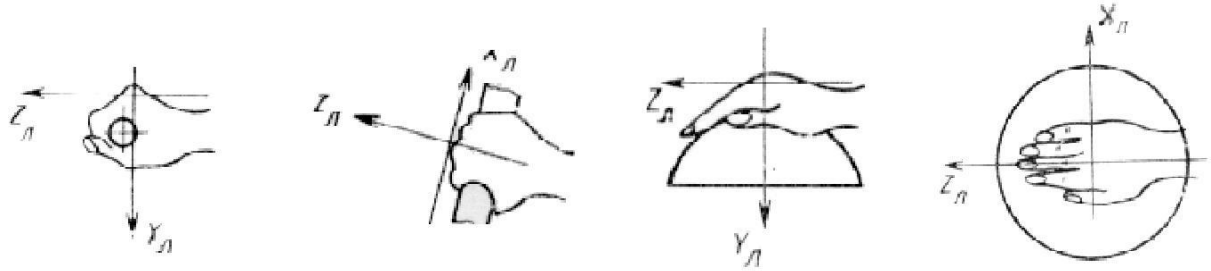
Среднегеометрическая частота октавных полос, Гц	31.5	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8000
Корректирущая поправка $_i$ дБ	-32,0	-26,0	-16,1	-8,6	-3,2	0,0	+1,2	+1,0	-1,1

Очевидно, что значение корректированного по шкале А уровня звука L_A будет несколько выше *L*, если в спектре будут присутствовать высокочастотные составляющие и меньше *L* - для низкочастотного звука. В случае, когда разница между уровнями L_A и *L* будет достигать —10 дБ…— 20дБ, можно говорить о присутствии инфразвуковых колебаний.
Корректирующая поправка при проведении измерении уровней шума вносится автоматически с помощью специальных корректирующих фильтров, встроенных в прибор. При проведении акустических расчетов эта поправка вносится по вышеприведенной формуле
1.4. Классификация и нормирование вибрации.
Нормирование вибраций осуществляется в соответствии с СН 2.2.4/2.1.8.566-96. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданиях. ГОСТ 12.1.012-90. ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования. По направлению действия вибрацию подразделяют в соответствии с направлением осей ортогональной системы координат.
Для общей вибрации направление осей Xo, Yo, Zo и их связь с телом человека показаны на Рис.1. 1. Ось Zo - вертикальная, перпендикулярная к опорной поверхности, ось Xo - горизонтальная от спины к груди; ось Yo - горизонтальная от правого плеча к левому.

а) положение стоя б) положение сидя

Рисунок 1.1. Направление координатных осей при действии локальной вибрации

Для локальной вибрации направление осей Хл, Yл, Zл и их связь с рукой человека показаны на черт.1 б. Ось Хл - совпадает или параллельна оси места охвата источника вибрации (рукоятки, ложемента, рулевого колеса, рычага управления, обрабатываемого изделия, удерживаемого в руках). Ось Zл лежит в плоскости, образованной осью Хл и направлением подачи или приложения силы, и направлена вдоль оси предплечья. Ось Yл направлена от ладони.



а) при обхвате цилиндрических, торцовых и близких к ним поверхностей б) при обхвате сферических поверхностей

Рисунок 1.2. Направление координатных осей при действии локальной вибрации

По временной характеристике различается:

- *постоянная вибрация*, для которой спектральный или корректированный по частоте контролируемый параметр за время наблюдения изменяется не более чем в 2 раза (на 6 дБ); - *непостоянная вибрация*, для которой эти параметры за время наблюдения изменяются более чем в 2 раза (на 6 дБ).

Нормативные значения устанавливаются в зависимости от категории вибраций. классификация их по категориям приведена в табл.1.2.

Таблица 1.2. Классификация вибраций

Категория вибраций и критерий оценки	Характеристика условий труда	Пример источников вибраций
1 безопасность	Транспортная вибрация, воздействующая на операторов подвижных самоходных машин и транспортных средств при их движении по местности, агрофонам и дорогам, в т.ч. приих строительстве.	Тракторы сельскохозяйственные и промышленные, машины для обработки почвы, уборки и посева с/х культур; автомобили, строительно-дорожные машины, в т.ч. бульдозеры, скреперы, грейдеры, катки, снегоочистители и т.п.; самоходный горно-шахтный транспорт
2 граница снижения производительности труда	Транспортно-технологическая вибрация, воздействующая на операторов машин с ограни ченной подвижностью, пере мещающихся только по специ альности подготовленным поверхностям производственных помещений, промышленных площадок и горных выработок	Экскаваторы, краны промышленные и строительные, машины для загрузки мартенов ских печей; горные комбай ских печей; горные комбай ны; шахтные погрузочные машины; самоходные бурильные тоноукладчики; напольный производственный транспорт
3 тип "а" граница снижения производительности труда	Технологическая вибрация, воздействующая на операторов стационарных машин и оборудования или передающаяся на рабочие места, не имеющие источников вибрации.	Станки метало- и деревообрабатывающие, кузнечно-прессовое оборудование, литейные машины, насосные агрегаты, вентиляторы, буровые станки, оборудование промышленности стройматериалов (кроме бетоноукладчиков), установки химической и нефтяной промышленности, стационарное оборудование с/х производства.
3 тип "в" комфорт	Вибрация на рабочих местах работников умственного труда и персонала, не занимающегося физическим трудом .	Диспетчерские; заводоуправления; конструкторские бюро лаборатории; учебные помещения; вычислительные центры; конторские помещения, здравпункты и т.д.

1.5. Техническое нормирование шумовых характеристик машин и оборудования

Ввести единые нормативные характеристики для регламентации шума всех существующих видов машин и оборудования невозможно. Это обусловлено, во-первых, их различиями, как по назначению, так и по техническим параметрам. Во первых, не всегда имеются технические возможности для снижения шума. Поэтому техническое нормирование основано на рациональном применении всех методов и средств борьбы с шумом, причем необходимо обеспечить такой комплекс принимаемых мероприятий, чтобы затраты на их реализацию не превысили потерь обусловленных вредным воздействием на здоровье и производительность труда работающих.
В соответствии с ГОСТ 12.1.003-83 устанавливаются отраслевые стандарты на шумовые характеристики машин и оборудования. По мере развития науки и техники, совершенствования технологических процессов величина допустимых значений этих характеристик пересматривается, как правило, в сторону уменьшения.

Основной нормируемой характеристикой машин и оборудования является уровни ее акустической мощности в октавных полосах частот (63-8000 Гц). Значение этой величины дает возможность заранее рассчитать уровни звука в рабочих зонах, оснащенных данным типом оборудования и сравнить их с гигиеническими нормами для рабочих мест. Если при этом уровни расчетного шума окажутся выше допуска, то необходимо провести соответствующие мероприятия по их снижению. Иногда этого добиться невозможно и тогда на ограниченный срок принимаются в качестве допустимых *технически достижимые шумовые характеристики* (ТДШХ).

Для машин и оборудования акустическая мощность которых не может быть определена (большие габариты, сложные условия работы, сборка их только на предприятии п потребителя) в качестве шумовой характеристики допускается использовать уровни звукового давления в октавных полосах частот измеренных в контрольных точках, расположенных на расстоянии 1 м от наружного контура машины, включая рабочее место оператора.
Значение шумовых характеристик для конкретного вида машин и оборудования определяют по результатам статической обработки результатов их измерения по стандартным методикам для представительного ряда числа маши.

2 . ОСНОВНЫЕ ИСТОЧНИКИ ШУМА И ВИБРАЦИИ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

2.1 Причины возникновения акустических колебаний

Подавляющее число механизмов и оборудования представляют собой сложные конструкции, которые упрощенно можно представить в виде набора стержней, пластин, колец, цилиндров и других простых элементов, соединенных между собой жесткими или шарнирными связями.
Колебания возникают в некоторых элементах конструкций механизмов, а затем передаются по опорным связям на другие элементы, возбуждая вибрации и в них. Первопричиной вибраций могут быть различные процессы:

1. Механические:
   соударения;
   трение качения;
   трение скольжения;
   неуравновешенность вращающихся масс;
   несносность вращающихся деталей;
   двоякая жесткость роторов;

2. Аэродинамические:

турбулентность потока;
пульсации давления и плотности среды;
срыв вихрей при относительном движении среды и тела;

3. Гидродинамические:
   Кавитация;
   турбулентность потока;

пульсации давления и плотности среды; срыв вихрей при относительном движении среды и тела.
Энергия возникших колебаний передается слоям воздуха или воды (для гидрозвука) соприкасающихся с колеблющихся поверхностей элементов и распространяется далее в окружающую среду. В ряде случаев причиной вибраций и звукоизлучения конструкций являются нестационарные процессы в протекающих по ним потоках жидкости или воздуха, например шум в системах вентиляции и водоснабжения, продуктопроводах и водопроводах. Аналогичные причины возникновения вибраций и звукоизлучения конструкций при внешнем относительном обтекании тел потоком (либо тело движется в неподвижной среде, вызываяв ней нестационарные процессы, либо среда обтекает твердое тело, например ветровой поток обтекает конструкции)
Как уже отмечалось, в твердых средах распространяются волны различных типов (продольные и поперечные, поверхностные и изгибные), которые имеют различные скорости распространения, причем в некоторых из них скорость существенно зависит от частоты. В процессе распространения по конструкциям волны трансформируются, переходя из одного типа в другой, а также отражаются от границ раздела сред с разными акустическими сопротивлениями. В результате, характер вибраций элементов машин и оборудования имеет довольно сложный вид, резко выраженные частотные свойства и непостоянство как во времени, так и в пространстве.

Рассмотрим основные источники шума машин и оборудования подробнее.

2.2. Шум и вибрации ударного происхождения
В двигателях внутреннего сгорания, насосах и других механизмах с линейным возвратным перемещением возникают периодические удары различных элементов – например,поршня о втулку цилиндра, о головку шатуна, удары клапанных механизмов и т.д. интенсивность возникающих вибраций определяется величиной зазора (растет с его увеличением), а также величиной ускорения, присущего соударяющимся деталям. Чем меньше продолжительность кратковременного удара, тем богаче спектр вызываемых ими вибраций. Распространяясь по конструкции, вибрация вызывает интенсивные колебания тех элементов, собственные частоты колебаний которых совпадают с составляющими спектра ударной вибрации.

Центрами возбуждения являются зоны контакта деталей в момент их соударения. Из-за упругости материала столкнувшиеся детали продолжают двигаться навстречу друг другу со снижающейся скоростью. Поверхности соприкосновения деформируются, увеличивается зона контакта, а следовательно, и сила давления деталей друг на друга. Под действием этой силы скорость сближения деталей гаснет, а затем сила упругости заставляет детали разойтись.

Время возрастания и убывания силы можно предположить одинаковым. Для металлических деталей это время τ имеет порядок 10^{-4} сек.

В первый момент столкновения деталей деформации и напряжения локализуются в малом объеме материала, а большая часть механизма остается в невозмущенном состоянии. Затем со скоростью звука возмущение распространяется по механизму.

Средняя сила F_c, действующая на детали с приведенной массой m, определится

$$F_c = 2\, m\, \upsilon / \tau \qquad (2.1)$$

Для массы деталей 5 кг и колебательной скорости 1 м/с величина этой силы будет 10^5 Н.
Таким образом, за крайне малый промежуток времени в малой области соприкосновения деталей давление изменяется от больших (порядка тысяч атмосфер) до нуля. При этом энергия, затраченная на возбуждение колебаний , составляет малую долю от энергии соударения (порядка 0,004%), но для слухового восприятия она достаточно велика (например, при соударении бильярдных шаров).

Величина звукового давления p находится из выражения

$$p = F(t)\, \rho c\, k\, (S\, r_s)^{1/2} / Z_м \qquad (2.2)$$

где F(t) - переменная гармоническая сила, приложенная к некоторой точке конструкции; k – коэффициент передачи ($k = \upsilon_2 / \upsilon_1$);
S – площадь поверхности излучения;
r_s – коэффициент излучения, определяемый характером колебаний излучателя ($r_s < 1$). $Z_м$ - механическое сопротивление (импеданс0 ($Z_м = F(t) / v_1$);
υ_1 – скорость колебания в точке приложения переменной силы ($\upsilon_1 = \omega\xi$); ω - угловая частота периодической силы; ξ –амплитуда колебаний в точке приложения переменной силы.

Акустическая мощность источника ударного шума может быть приближенно определена по формуле

$$W = \rho\, c\, \upsilon_2^2\, S\, r_s \qquad (2.3)$$

где υ_2 – скорость колебания точки, соприкасающейся со средой;

Таким образом, шумность механизма определяется величиной действующей переменной силы, механическим сопротивлением колеблющегося тела, коэффициентом передачи звуковых вибраций от места возникновения к месту звукоизлучения, величиной поверхности излучения и ее излучающей способностью.
Примерами причин возникновения ударного шума являются: удары шейки в шатунных подшипниках ДВС; соударения в сочленениях шатуна с поршнем (кольца с головкой шатуна); при перекладке поршня, иглы форсунки с корпусом распылителя в системах дожигания топлива и др. В зданиях – это ударный шум, обусловленный шагами проведение различных видов работ, в том числе, ремонтом.
Такой же характер имеет шум, возникающий при дисбалансе вращающихся деталей. Источниками и причинами дисбаланса могут являться:
неоднородности материалов вращающихся тел, несимметричность конструкции (неправильное распределение масс и отверстий, неравномерность полых деталей, неточность выбора допусков и посадок сочлененных деталей и т.п.);
дефекты монтажа (несимметричное распределение болтовых соединений состав-ных вращающихся тел, биение от натяга шпонками, изгиб линиивала при жестком сочленении);
деформация обработанных деталей (неравномерный нагрев и охлаждение при термической обработке деталей);
внутренние термические напряжения (различные коэффициенты теплового рас-ширения материалов сочленяемых деталей);
погнутость валов; радиальное биение
шеек;
перемещение деталей под действием электрических сил (обмоток в электрических машинах);.

неравномерность коррозий или износа деталей.
Частота вибрации, вызываемая динамическим дисбалансом определяется угловой скоростью вращения ротора, т.е.

$$f = \omega / 2\pi \qquad (2.4)$$

Вибрации с удвоенной частотой

$$f = \omega / \pi \qquad (2.5)$$

возникают вследствие неодинаковых моментов инерции площади поперечного сечения вала. Такие валы отличаются неравной жесткостью в различных плоскостях, т.е. имеют двоякую жесткость (максимальную и минимальную). Это обусловлено конструктивными особенностями - шпоночными канавками, срезами и пазами в цельнокованных роторах электрических генераторов.
С такой же удвоенной частотой возникают вибрации, обусловленные овальностью шейки вала, поскольку в этом случае происходит периодическое перемещение центра тяжести и за один оборот он дважды перемещается из крайнего нижнего в крайнее верхнее положение.
При расценторовке валов, соединенных пальцевой или кулачковой муфтой, частота вибраций буде зависеть и от количества кулачков (пальцев) z

$$f = \omega z / \pi \qquad (2.6)$$

2.3. Шум зубчатых передач.

Основной причиной возникновения шума зубчатых передач является *шаговый импульс*

силы, возникающий в результате изменения направления скорости относительного скольжения между двумя зубьями при касании двух делительных окружностей ведущего и ведомого колеса. Величина и длительность этого импульса зависит от передаваемой мощности, коэффициента трения между зубьями и скорости относительного скольжения зубьев. Спектр возникающих при этом колебаний будет образован гармониками Вторым основным источником шума и вибраций зубчатых предач является *импульс зацепления* , возникающий в результате деформации. Он направлен по касательной к линии зацепления и возникает в результате неправильного зацепления зубьев.
Основными факторами, влияющими на величину этих импульсов, являются:

- тип зубчатой передачи угол давления коэффициент перекрытия ширина зубьев
- обработка поверхностей шаг точность профиля зуба
- скорость зубчатой передачи передаваемая нагрузка.

Влияние типа передач

В прямозубой передаче линейный контакт происходит по всей ширине зуба, что приводит к увеличению импульса зацепления. Следовательно, этот тип передач достаточно шумен,особенно на высоких скоростях вращения.

В косозубых передачах контакт также линейный, однако возникает он на поверхности зуба и распространяется вниз. Это приводит к уменьшению ударной нагрузки на зуб, поэтому косозубые цилиндрические передачи менее шумные по сравнению с прямозубыми. При

эквивалентной нагрузке разница в уровнях шума составляет от 3 до 10 дБ.*Винтовые и конические* передачи обладают теми же шумовыми и вибрационными свойствами, что и косозубые.

Гипоидные и червячные передачи наиболее бесшумны. В гипоидных работа зуба объединяет процессы качения и скольжения. Их широко применяют в автоматических дифференциальных передачах, в которых соединяющие валы могут быть уравновешены. (гипоидные применяются в тех случаях, когда валы не пересекаются и не параллельны, принцип их действия объединяет обкатку и скольжение вдоль линии контакта).Влияние коэффициента перекрытия Если при передаче нагрузки отклонений параметров зубчатой передачи нет, то импульс зацепления незначителен. Но поскольку всегда имеются отклонения зубьев от размеров, то это приводит к возникновению ударных нагрузок, направленных вдоль линии зацепления ведущего колеса. При увеличении среднего числа зубьев передаваемая нагрузка распределяется на большее число зубьев, что улучшает зацепление и расцепление зубьев и тем самым снижает уровень шума. Поскольку коэффициент перекрытия должен быть низким, то его оптимальное значение равно 2 *(отношение длины контакта по линии зацепления к шагу, т.е.среднее число зубьев, работающее в данный момент времени)*

Точность изготовления оказывает существенное влияние. Так при прочих равных условиях профиль зуба, погрешность изготовления которого составляет 5 мкм, работает на 10 дБ бесшумнее, чем профиль с погрешностью от 15 до 20 мкм.

Влияние нагрузки обусловлено тем, что от нее зависит величина возникающих деформаций, которые в свою очередь влияют на точность зацепления и его импульс. Кроме того, с ростом нагрузок растут силы трения, а вместе с ней и величина шагового импульса. При низких нагрузках и невысоких скоростях удвоение нагрузки вызывает увеличение уровня шума на 3 дБ. На скоростях выше 4000 об/мин удвоение нагрузки вызывает увеличение шума уже на 6 дБ. Т.е. шум, производимый передачей, прямо пропорционален переданной механической мощности, которая пропорциональна произведению линейной скорости по шаговому диаметру и составляющей силы, направленной перпендикулярно к линии центров зубчатой передачи.

Другие источники:

В высокоскоростных передачах воздух, идущий от сопряженных зубьев (*воздушный карман*), имеет достаточно высокие скорости и образует акустические ударные волны. Влияние воздушного кармана может быть уменьшено путем увеличения бокового зазора между зубьями для снижения скорости движения сопряженных зубьев. Такие передачи обязательно покрываются кожухами, служащими как для ТБ , так и в качестве звукового барьера.

Брызги смазки , выбрасываемой зубьями. Смазка, не имеющая выхода из впадины, создает ударное возбуждение зубчатых передач.

Шум, создаваемый зубчатыми передачами имеет широкий частотный спектр. Это обусловлено тем, что колебания в элементах передач возбуждаются силами, имеющими различный характер: циклическими и ударными.

Низкочастотные колебания в редукторных системах возникают в результате неравномерности нагрузки дисбаланса вращающихся масс действия накопленных ошибок в окружном шаге шестерен и колес и сочетания вышеназванных ошибок действия накопленных и единичных ошибок в профиле зуба вследствие перекоса осей неравномерности работы двигателя.

$$f_н = ni \qquad (2.7)$$

Неравномерность обработки поверхности зубьев зависит от от числа зубьев делительного колеса $z_д$

$$f_д = n\, z_д\, i \qquad (2.8)$$

В области высоких частот определяющей является зубцовая частота

$$f_з = n\, z_з\, i \qquad (2.9)$$

Точно предсказать наиболее важные вынужденные частоты колебаний в зубчатых передачах и их величины очень сложно. Обусловлено это тем, что вынужденные колебания вызывают резонансные явления не только в элементах зубчатых передач, но и в сопрягаемых с ними деталях машин и механизмов, в т.ч. и в кожухах. Экспериментом установлен следующий ряд (по мере убывания важности)крутильный резонанс в системе передач (особенно для крупногабаритных передач) резонанс кожухов резонанс втулок и колец резонанс зубьев.

2.4. Шум подшипников

Источники шума подшипников – внутренние силы, обусловленные: упругими деформациями деталей; проскализываниями тел качения в местах контакта с кольцами; завихрениями воздуха, увлекаемого системой качения; погрешностями изготовления, монтажа и эксплуатации подшипников:

- допусковыми отклонениями элементов подшипников и монтажных размеров; разностенностью колец подшипников;
- овальностью и разномерностью тел качения;
- волнистостью на дорожках качения;
- радиальным и осевым зазором между телами качения и кольцами;
- зазором в гнездах сепаратора;
- некачественной смазкой.

Наиболее шумными являются *подшипники качения*, причем спектр шума, обусловленного вышеперечисленными причинами достаточно широк от десятков до десятков тысяч Гц.

Наиболее энергоемкие колебания сосредоточены в диапазоне, начиная от частоты вращения вала f_o= n/60 до ≈ 3000Гц.

При наличии разностенности внутренних колец подшипников возникают неуравновешенная центробежная сила и динамический момент. Колебания механизма будут аналогичны колебаниям, возникающим при наличии статической и динамической неуравновешенности ротора.

Наибольшее влияние оказывает «волнистость» на дорожках качения колец. Даже незначительные волны высотой 0,5 мкм являются причиной интенсивного структурного и воздушного шума. Основная частота вибраций зависит от соотношения между числом волн и числом шаров. Частота большей частью лежит в диапазоне 500-5000 Гц, т.е. в области частот собственных колебаний деталей механизмов и в области наибольшей чувствительности человеческого уха.

Радиальный зазор в подшипнике вызывает неравномерное распределение нагрузки на шары и, следовательно, неодинаковое смещение ротора при различном положении шаров относительно нагрузки. Появляются колебания центра тяжести ротора, также приводящие к вибрации машины. Размах колебаний ротора зависит от типа подшипника и соотношения между нагрузкой и зазором в подшипнике.Когда сепаратор подшипника имеет повышенные зазоры в гнездах для шаров, появляется сепараторный шум.

Подшипники скольжения менее шумны. Причинами их шума является процесс *вихревого смазывания,* возникающий в системах смазки подшипников даже при незначительных нагрузках. Обусловлено это тем, что пленка смазочного материала, непосредственно соприкасающегося с валом в граничном слое, вращается со скоростью вала, а пленка, находящаяся на неподвижной поверхности подшипника, неподвижна. Это вызывает прецессию вала в подшипнике под влиянием смазки. Частота возникающих вибраций равна половине частоты вала. Совместное действие этой вибрации с вибрацией частоты вращения ротора создает *резонансные биения.*

В таблице 2.1 приведены сведения о составляющих шума и вибраций подшипников.

Таблица 2.1. Частотные характеристики шума подшипников

Частота, f , Гц	Характеристика/ причины шума и вибраций
N / 60	Частота вращения вала/ механическая неуравновешенность ротора, расцентровка муфты
Подшипники скольжения	
n/120; n/180	Трение
(0,42-0,48) n/60	Вихревое смазывание
Подшипники качения	
n/60	Разностенность внутренних колец
n/30	Овальность колец
$[d_{вн} / (d_{вн} - d_{нар})]$ Z n/60	Асимметрия расположения тел качения
(n /120) [1- +d / D)] Z $z_в$ /q (знак "+" берется для внутреннего кольца, "–" для наружного)	Волнистость дорожек качения или их износ
$[(1- d^2 / D^2) D/ d]$ Z n /60	Гранность (овальность) тел качения
(n /120) [(1- d / D)] Z	Радиальный зазор в подшипнике
(n /120) [(1- d / D)]	Неуравновешенность сепаратора
(n/120) [1- (d/D) cos φ]	Частота вращения сепаратора шарикоподшипника при неподвижной внешней обойме
(n/120) [1+ (d/D) cos φ]	Частота вращения сепаратора шарикоподшипника при неподвижной внутренней обойме
$(n/120) (d/D) [1- (d/D)^2 \cos^2 φ]$	Частота вращения роликов
(Zn/120) [1 - (d/D) cos φ]	Частота контакта между фиксированной точкой на неподвижной внешней обойме и роликом
(Zn/120) [1+ (d/D) cos φ]	Частота контакта между фиксированной точкой на неподвижной внутренней обойме и роликом
$(n/60) (d/D) [1- (d/D)^2 \cos^2 φ]$	Частота контакта фиксированной точки ролика с поверхностями внутренней и внешней обоймы
(n/60) (d/D) [1 - 0.5 (d/D) cos φ]	Частота относительного вращения между сепаратором и внутренней обоймой при неподвижной внешней обойме
(n/60) (d/D) [1+0.5 (d/D) cos φ]	Частота относительного вращения между сепаратором и внешней обоймой при неподвижной внутренней обойме

Частота, f , Гц	Характеристика/ причины шума и вибраций
(Zn/60) [1 - (d/D) cos φ]	Частота контакта фиксированной точки ролика с внутренней обоймой при неподвижной внешней обойме
(zn/120) [1 + (d/D) cos φ]	Частота контакта фиксированной точки ролика с внешней обоймой при неподвижной внутренней обойме
Обозначения: n- частота вращения вала, об/мин; d – диаметр ролика; D- средний диаметр подшипника, мм; Z – число тел качения; $z_в$- число гребней волн вдоль канавки качения; q- наибольший делитель между Z и $z_в$, φ – угол контакта между роликом и обоймой подшипника, ^{o} ($\varphi=0^o$ для простого радиального подшипника).	

Снижение шума подшипников обеспечивается:
точностью изготовления;
применением прецизионных подшипников и подшипников повышенного класса точности (δl до 5 дб);
применение подшипников малого диаметра с большим числом тел качения;
применение игольчатых подшипников;
изготовление сепараторов из материалов высокого демпфировия (текстолит, по-лиамидные смолы) – для снижения сепараторного шума;
повышение качества монтажа (тугая посадка на цапфы вала и в гнездах щитов), тщательная обработка посадочных мест с минимальным отклонением от цилиндричности установка подшипника без перекосов и защемления;
укрытие подшипника глухими крышками для снижения создаваемого ими воздушного шума; отстройка от резонанса деталей за счет повышения их жесткости или введения в них демпфирования; виброизолирующие устройства (промежуточные втулки из упругих материалов - резины, пластмассы) между подшипником качения и сепаратором - для снижения шума на средних и высоких частотах (от l до 9-12 дБ);
применение подшипников скольжения (от l до 15-20 дБ), по мере возможности; тщательный уход в процессе эксплуатации и своевременная замена изношенных
подшипников; правильный выбор и использование смазочного материала (не применять слишком густой; масляную камеру заполнять на 50%; тщательно промывать следы отработанного смазочного материала.

3. МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ЗАЩИТЫ ОТ ВИБРАЦИЙ

3.1. Виброизоляция

3.1.1. Виброизоляция как физический процесс

Виброизоляция – способность препятствий изолировать конструкции (строительные конструкции, элементы оборудования, машин и механизмов) от распространяющихся по ним волн колебательной энергии.

ВИ-объект может быть либо источником колебаний, от которых должны быть защищены окружающие конструкции и оборудование, либо объектом защиты ВИ как физический процесс обусловлена отражением упругих волн в твердом теле от мест нарушения неоднородности. Это обусловлено разностью импедансов виброизолятора и изолируемой конструкции.

Как известно, в твердом теле наряду с продольными распространяются и поперечные волны. Скорость распространения поперечных, а в конструкциях и ограниченных телах изгибных волн, существенно зависит не только от материала, но и от изгибной жесткости тела,а, следовательно, от особенности его конструкции (толщины пластины, диаметра стержня и т.п.).

Примечание. Колебания конструкций в звуковом диапазоне частот сопровождается звукоизлучением. Но снижение колебаний ограждающих конструкций при ВИ машин приводит лишь к снижению шума в соседних помещениях, где шум определяется именно колебаниями этих конструкций. В помещении же, где располагаются источники вибраций, применение ВИ не дает эффекта снижения шума.

3.1.2. Критерии виброизоляции

Эффективность ВИ оценивается ослаблением колебаний в твердом теле после установки ВИ препятствий между контрольной точкой и районом расположения источника

$$ВИ = 10\lg W_1 / W_2 = L_1 - L_2, \qquad (3.1)$$

где W_1 и W_2, L_1 и L_2 - плотность колебательной энергии и ее уровни за препятствием до и после его установки, соответственно.

Для гармонических колебаний плотность колебательной энергии пропорциональна квадрату виброскорости v, следовательно, справедливо соотношение

$$ВИ = 10\lg v_1^2 / v_2^2 = L_{V1} - L_{V2} \qquad (3.2)$$

Здесь имеется в виду виброскорость фундамента. Поскольку при «абсолютно жестком» фундаменте виброскорость = 0, то виброизоляцию определяют по формуле

$$ВИ = 10\lg F_1^2 / F_2^2 \qquad (3.3),$$

где F_1 и F_2 – амплитуды динамических сил, передаваемых фундаменту при жесткой и виброизолированной установке механизма.

Оба приведенных выражения применимы и для расчета ВИ механизма, устанавливаемого на податливом фундаменте, не изменяющем своих свойств после установки машины.
Однако, это выражение непригодно для оценки виброизолирующих свойств пола на упругом основании и в случае изменения свойств фундамента машины после ее установки.

3.1.3. Классификация конструктивных схем ВИ и виброизоляторов.

Для ВИ машины необходимо установить ее на *виброизоляторы* и виброизолировать подходящие к ней коммуникации. При этом может быть применена *однозвенная, двухзвенная и трехзвенная* схема ВИ
При однозвенной (рис.3.1) используются опорный (1а) и подвесной (1б,в) варианты опирания механизма через виброизоляторы на виброизолируюмую конструкцию, называемую фундаментом машины. В качестве фундамента могут служить пластины, плиты, балки и более сложные конструкции. Под машину нередко помещают плиту, к которой крепятся виброизоляторы.

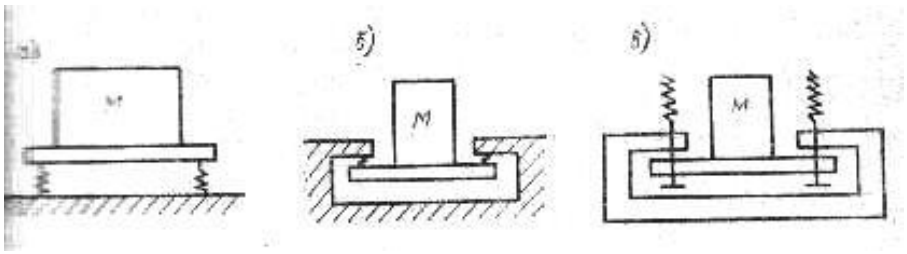


Рисунок 3.1. Схемы однозвенной виброизоляции

в *двухзвенной* (рис.3.2) схеме используются промежуточные блоки, в качестве которых строительстве применяют массивные плиты или рамы, а в судостроении легкие задемпфированные пластины.

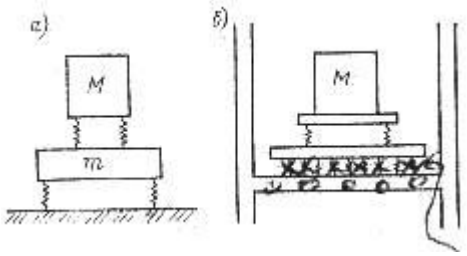


Рисунок 3.2. Схемы двухзвенной виброизоляции

Различают два вида ВИ-х конструкций – *опорные виброизоляторы* и *не опорные связи* (гибкие патрубки, муфты, витки жестких электрических кабелей)

Для ВИ первого типа используют следующие типы виброизоляторов:

1. в виде отдельных опор:

резиновые или резинометаллические – рабочий элемент – резиновое тело, имеющее нередко сложную форму;
пружинные – основным рабочим элементом являются одна или несколько стальных винтовых пружин, цилиндрических или конических; параллельно с пружинами иногда устанавливают демпферы колебаний;
пневматические, обычно регулируемые;
виброизоляторы из тонкой прессованной проволоки

2. в виде слоя упругого материала, укладываемого между машиной и фундаментом;
3. в виде пола на упругом основании - обычно применяется при двухзвенной схеме с другими виброизоляторами при установке машин на перекрытиях зданий.

Простейшими являются двухпластинчатые сварные виброизоляторы, приведенные на Рис.3.3. Упругий элемент из резины в процессе вулканизации присоединяется к двум пластинам с нарезными отверстиями. Верхняя пластина крепится с помощью болтов или шпилек к раме либо лапе машины, нижняя к фундаменту.

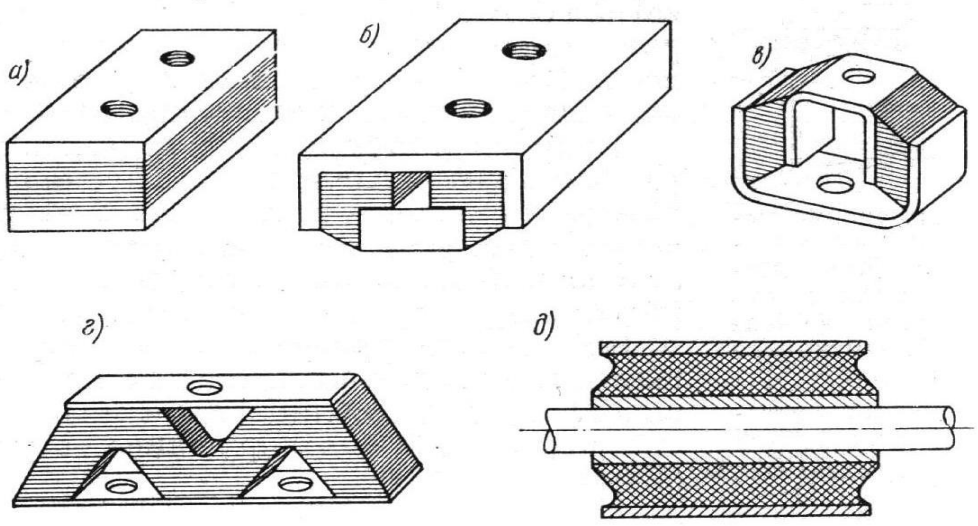


Рисунок 3.3. Сварные резинометаллические виброизоляторы

Недостатком простейшего виброизолятора (рис. 3.3 *а*) является большая разница жесткостей в осевом и поперечном направлениях. В зависимости от конструкции и размеров, от
ношение жесткостей может составить от 5 до 20. Для уменьшения этого недостатка в конструкции резиновой прокладки предусматривают участки, работающие на сдвиг (рис.3.3. *б*),или саму прокладку устанавливают так, чтобы она вся в осевом направлении работала бы на сдвиг (рис.3.3. *в, г*). Виброизолятор типа «втулка» (рис.3.3 *д),* используется для подвески механизмов.
На рис.3.4 представлен опорный виброизолятор, эффективность которого даже при малой толщине резинового элемента составляет на средних и высоких частотах 25 дБ и более.
Это достигается за счет малой площади верхней части опорной планки, через которую передается вибрация.

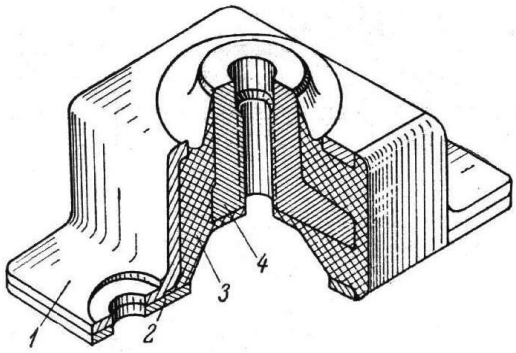


Рисунок 3.4. Опорный виброизолятор АКСС
1- наружная скоба с отверстиями для крепления к раме; 2 – нижняя планка; 3 – резиновый массив; 4 – внутренняя втулка с резьбовым соединением для крепления к раме

Виброизолятор с промежуточной массой АПМ (рис.3.5) – промежуточная масса создает еще один скачок импеданса на границе сред резина-металл, что обусловливает дополнительное отражение колебаний, особенно на звуковых частотах. На НЧ масса колеблется как единое целое и также содействует некоторому увеличению ВИ. Клинообразная форма массы позволяет достичь наибольшего момента инерции, т.е. наибольшего сопротивления при передаче поворотных колебаний.

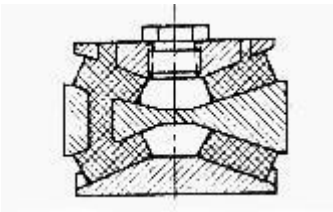


Рисунок 3.5. Виброизолятор с промежуточной массой

Виброизолирующий патрубок – для трубопроводов низкого давления. Большая податливость патрубка в осевом и радиальном направлениях обусловливает изоляцию не только колебаний. Распространяющихся по стенкам трубопровода, но и гидродинамических пульсаций, передающихся через жидкость и способный вызвать вибрации на дальнем конце трубопровода. Патрубок компенсирует вредное влияние напряжений в трубопроводе. Вызванное дефектами монтажа. Материалом может служить капроновая прорезиненная ткань.

Виброизолирующая муфта (рис.3.6) – для виброизоляции валопроводов. Фланцы ведущего и ведомого отрезков валопровода соединяются резиновым массивом в процессе вулканизации в пресс-форме.

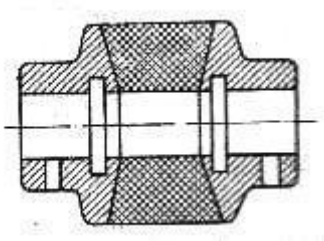


Рисунок 3.6 Виброизолирующая муфта

Пневматические виброизоляторы (рис.3.7) - применяются для низкочастотных колебаний (5 – 10 Гц) Применяются широко, начиная от шин мотороллеров и кончая специально разработанными конструктивными механизмами. Они представляют собой пневматическую подушку, заполненную воздухом, которая действует как пружина между двумя частями машины или устройства. Путем регулирования давления воздуха можно существенно менять ее упругие характеристики.

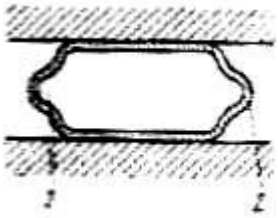


Рисунок 3.7 Пневматический виброизолятор

Виброизоляторы из стекловолокна прокладки из стекловолокна, заключенного в неопреновую оболочку. Воздух, оставшийся в стекловолокне, обеспечивает упругое демпфирование. Достоинством таких виброизоляторов является то, что их статическое смещение не меняется линейно в зависимости от нагрузки и в результате собственная резонансная частота остается постоянной в широком диапазоне нагрузок. ВИ этого типа пригодны для станков и прессов, т.к. отличаются долгим сроком службы под действием ударных нагрузок. Они используются вместе с панелями для крепления бетонных оснований.

ВИ из стальных пружин Наиболее распространенным типом пружин, применяемых в качестве ВИ, являются спиральные пружины. При правильном сочетании диаметра витка,высоты и диаметра прутка такие пружины отличаются особой стабильностью необходимых свойств и могут обеспечивать создание резонансных частот порядка 2 Гц. Они могут работать неопределенно долго. Однако они не обладают вибродемпфирующим эффектом. Для демпфирования используют в этом случае дополнительные средства. Их недостатком является хорошая передача звуковой энергии на высоких частотах, которая проходит по прутку спирали и передается далее по конструкциям. Этот недостаток может быть устранен с помощью прокладки из неопреновой резины, которая исключает контакт металла с металлом.

3.1.4. Материалы для виброизоляторов

Для изолирующих прокладок могут применяться любые упруговязкие материалы: резина, неопрен, пробка, войлок, фетр и т.п. Чаще используется резина, что обусловлено ее хорошими эксплуатационными свойствами: постоянство упругих характеристик, влагостойкость, маслостойкость, прочность крепления к металлу при вулканизации, легкость придания любой формы. Для защиты от воздействия масел, бензина, озона (при искрении коллекторов электромашин) применяют окраску поверхности прокладок защитными лаками.

Следует отметить, что с возрастанием нагрузки ВИ вначале увеличивается, а затем,когда в прокладках возникают значительные внутренние напряжения, ведущие к увеличению эффективного модуля упругости, и ВИ уменьшается. Кроме того, при таких больших нагрузках резина начинает «течь», т.е. в ней возникают необратимые деформации,вследствие чего происходит усадка резины и как следствие оседание механизмов на виброизоляторов.

Можно показать, что ВИ обратно пропорциональна скорости звука в материале. В широких резиновых прокладках скорость звука в несколько раз превышает таковую в узких прокладках, т.к. скорость звука в пластине больше чем в стержне из того же материала. Таким образом ВИ эффект выше для узких прокладок. Именно в связи с этим в широких прокладках

делают как можно больше вырезов, отверстий, разрезов.

Хорошими ВИ-свойствами обладают прокладки из ряда чередующихся и склеенных слоев монолитной и перфорированной резины. Воздушные полости в местах перфорации позволяют участкам резины, удаленным от открытых поверхностей прокладок, расширяться в стороны при колебаниях.

В качестве упругих элементов применяются цилиндрические пружины, под которые подкладывают тонкие резиновые или войлочные прокладки. Это позволяет получить в широком диапазоне частот хороший эффект.

3.1.5. Распространение вибраций по ограждающим конструкциям

На прохождение вибрации по строительным конструкциям влияют размеры и форма элементов, среда, с которой они граничат, наличие на них подкрепляющих наборов.

Часто используются элементы в виде изотропной пластины. Из них составляются фундаменты (пластинчатые), настилы, переборки, обшивки корпуса. Пластины часто подкрепляются набором ребер жесткости.

Влияние кривизны конструкции проявляется, если радиус кривизны удовлетворяет неравенству $R < c/2\pi f$

Наличие жесткости, прилегающей к пластине или стержню, производит демпфирующеедействие на колебания, но не всегда снижает величину вибрации, проходящей через элемент,т.к. может возникнуть звукоизлучение в среду, распространяющееся в том же направлении и впоследствии снова вызвать вибрацию.Набор ребер жесткости сам по себе обеспечивает снижение вибрации, однако при использовании специальных средств ВИ их наличие снижает возможность получения номинального эффекта ВИ.

Как уже говорилось, в реальных конструкциях распространяются изгибные и продольные волны, которые преобразуются друг в друга в многоузловых конструкциях. Поэтому можно считать, что потоки энергии этих волн равны. Однако плотности энергии этих волн различны и соотносятся как

$$W_u / W_n = 0,9 (c_n / \omega h)^{1/2} \qquad (3.5)$$

Очевидно, чем больше толщина пластины, тем больше это различие. Частота, на которой

$W_и = W_п$, определится из соотношения

$$f_o = 0.13\, c_n / h \qquad (3.6)$$

Пример для пластины толщиной 1 см из материала с $c_п$ = 5000 м/с f_o = 65 000 Гц.

В звуковом диапазоне плотность энергии и нормальная к плоскости пластин амплитуда продольных волн будут существенно ниже таких же параметров изгибных волн.

Для строительных конструкций характерны толщины порядка 5–10 см, и $c_п$ = 3 500 м/с, f_o = 9 100 Гц, т.е. значение продольных волн значительно возрастает, и в верхнем диапазоне частот они могут играть заметную роль в колебаниях элементов.

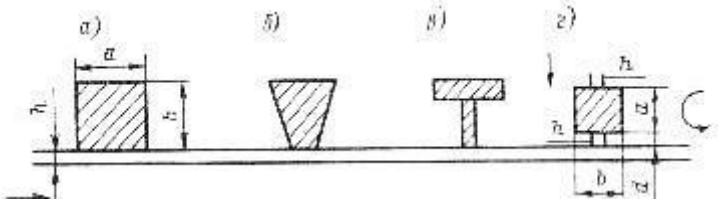
3.1.6. Виброизоляция элементов и узлов конструкций.

В этом случае ВИ может оцениваться с помощью коэффициента прохождения амплитуды Т через препятствие на бесконечной пластине

$$ВИ = 10lg\ (T^2\ m_2 / m_1) \qquad (3.7),$$

где m_2 и m_1 - массы пластин до и после препятствия.

Виброзадерживающая масса (ВЗМ) - металлический брус квадратного или более сложного сечения, устанавливаемый в соединении пластин конструкций специально для предотвращения распространения вибрации (рис. 3.8).



а – в виде бруса и ее модификации (*б, в, г*)

Рисунок 3.8. Виброзадерживающая масса

Частота, на которой ВИ будет полной, определяется толщиной пластины h, и радиусом инерции препятствия r

$$F_{п,ВИ} = (225h\ *10^2) / r^2 \qquad (3.8)\ .$$

Ребра жесткости, если их высота b < 1/6 длины изгибной волны, также можно рассматривать как виброзадерживающие массы.

Значения *a* и *b* выбирают из условия

$$a = b > 0.6\ h^2_{пл}\ f \qquad (3.9)$$

Для увеличения ВИ ВЗМ целесообразно увеличивать ее высоту b, сохраняя массу неизменной. Это допустимо до тех пор, пока высота ВЗМ не станет соизмеримой с длиной самых коротких изгибных волн, в ней распространяющихся. Иначе возникают дополнительные резонансные явления, снижающие ВИ.

Условия, ограничивающие высоту

$$\lambda/6 = (c_{и.м.}/6f_в) \geq b \qquad (3.10)$$

где $f_в$ – верхняя часть рабочего диапазона ВЗМ.

Важное значение имеет способ присоединения ВЗМ к пластине. Наилучшим является варка. Приемлемо и приклеивание, но без зазоров. Недопустимы болтовое и заклепочное соединения.

3.1.7. Виброизоляция неопорных связей

Трубопроводы, кабели, крепления механизма к стенам – это неопорные связи. ВИ конструкции для трубопроводов включают гибкие патрубки (рис.3.10), вставки, армированные рукава и шланги.

Подводящие кабели изгибаются в виде петли. Патрубки должны быть гермитичны, 3-5 диаметров трубы. Присоединять патрубки необходимо в местах наименьших вибраций. Целесообразно в трубопроводах иметь не менее двух гибких вставок (около механизма и несущих конструкций).

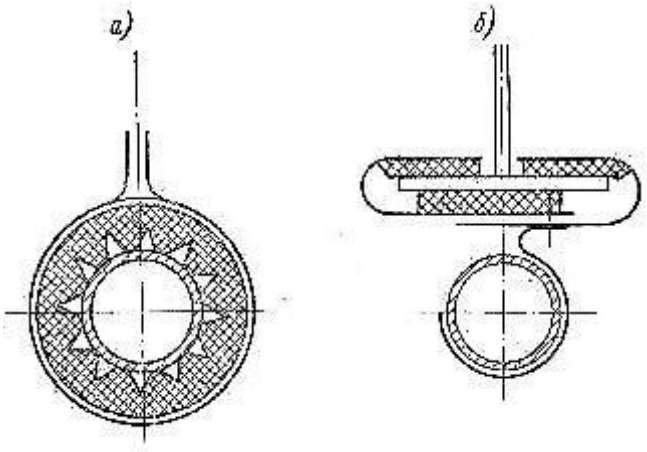


Рисунок 3.9. Способы виброизоляции путевых подвесок трубопроводов

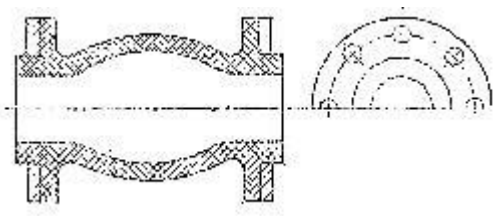


Рисунок 3.10. Виброизолирующий патрубок для трубопровода

Повышение ВИ достигается установкой сосредоточенных масс (плит) в местах закрепления виброизолированных подвесок. применение дополнительных ребер жесткости позволяет ВИ на НЧ.

На валопроводах устанавливают гибкие виброизолирующиее муфты, виброизоляторы под подшипниками валопроводов. При проходе валопроводов через стены и переборки устанавливают виброизолирующий сальник.

На рисунке 3.11 показаны места, требующие виброизоляции.

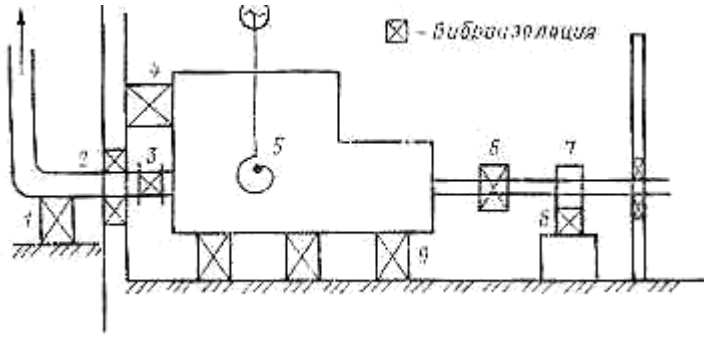


Рисунок 3.11. Места, требующие виброизоляции для типового механизма
1 – крепление трубопровода; 2 – проход трубопровода через стену; 3 – ввод трубопровода в механизм; 4 – неопорное крепление механизма; 5 – подвод кабеля; 6 – вывод валопровода; 7 – проход валопровода через стену; 8 – крепление подшипника; 9 – опорная виброизоляция.

4 . М ЕТОД Ы И С РЕД С ТВА ЗАЩ ИТЫ О Т ШУМ А

4.1. Классификация методов борьбы с шумом.

Согласно ГОСТ 12.1.029-80 средства и методы защиты от шума классифицируются в зависимости от следующих признаков:

по отношению к защищаемому объекту:

- средства индивидуальной защиты.
- средства и методы коллективной защиты;

В свою очередь *средства индивидуальной защиты от шума* в зависимости от конструктивного исполнения подразделяются на:

- противошумные наушники, закрывающие ушную раковину снаружи;
- противошумные вкладыши, перекрывающие наружный слуховой проход или прилегающие к нему;
- противошумные шлемы и каски;
  противошумные костюмы.

Противошумные наушники по способу крепления на голове подразделяют на:
- независимые, имеющие жесткое и мягкое оголовье;
- встроенные в головной убор или в другое защитное устройство.

Противошумные вкладыши в зависимости от характера использования подразделяются на вкладыши однократного и многократного пользования, в зависимости от применяемого материала делятся на твердые; эластичные; волокнистые.

Средства и методы коллективной защиты по отношению к источнику возбуждения шума подразделяются на :

- средства, снижающие шум в источнике его возникновения;
- средства, снижающие шум на пути его распространения от источника до защищаемого объекта.

Средства, снижающие шум в источнике его возникновения, в зависимости от характера воздействия подразделяются на:

- средства, снижающие возбуждение шума;

- средства, снижающие звукоизлучающую способность источника шума.

от характера шумообразования подразделяются на:

- средства, снижающие шум вибрационного (механического) происхождения;
- средства, снижающие шум аэродинамического происхождения;
- средства, снижающие шум электромагнитного происхождения;
- средства, снижающие шум гидродинамического происхождения.

Средства, снижающие шум на пути его распространения, в зависимости от среды подразделяются на:

- средства, снижающие передачу воздушного шума;
- средства, снижающие передачу структурного шума.

В зависимости от использования дополнительного источника энергии средства защитыподразделяются на:

- пассивные, в которых не используется дополнительный источник энергии;
- активные, в которых используется дополнительный источник энергии.

Средства и методы коллективной защиты от шума в зависимости от способа реализации подразделяются на:

- акустические;
- архитектурно-планировочные;
  организационно-технические.

Акустические средства защиты от шума в зависимости от принципа действия подразделяются на:

- средства звукоизоляции;
- средства звукопоглощения;
- глушители шума.

Средства звукоизоляции в зависимости от конструкции подразделяются на:
- звукоизолирующие ограждения зданий и помещений;
- звукоизолирующие кожухи;
  звукоизолирующие кабины;
- акустические экраны, выгородки.

- *Средства звукопоглощения* в зависимости от конструкции подразделяются на: звукопоглощающие облицовки;
- объемные (штучные) поглотители звука.

Глушители шума в зависимости от принципа действия подразделяются на:
- абсорбционные;
- реактивные (рефлексные);
  комбинированные.

Архитертурно-планировочные методы защиты от шума включают в себя:
- рациональные акустические решения планировок зданий и генеральных планов объектов;

- рациональное размещение технологического оборудования, машин и механизмов;
- рациональное размещение рабочих мест;
- рациональное акустическое планирование зон и режима движения транспортных средств и транспортных потоков;
- создание шумозащищенных зон в различных местах нахождения человека.

Организационно-технические методы защиты от шума включают в себя:

- применение малошумных технологических процессов (изменение технологии производства, способа обработки и транспортирования материала и др.);
- оснащение шумных машин средствами дистанционного управления и автоматического контроля;
- применение малошумных машин, изменение конструктивных элементов машин,их сборочных единиц;
- совершенствование технологии ремонта и обслуживания машин;
- использование рациональных режимов труда и отдыха работников на шумных предприятиях.

4.2.Звукоизоляция:

4.2.1. Физические принципы и основные закономерности звукоизоляции и звукопоглощения.

Рассмотрим процесс прохождения звука через препятствие (рис.15). Энергия падающего звука $E_{пад.}$ разделяется на энергию отраженную от препятствия $E_{отр}$, поглощенную в нем $E_{погл}$ и энергию прошедшую через препятствие $E_{прош.}$ Согласно закону сохранения энергии

$$E\ пад = E\ отр. + E\ погл + E\ прош. \qquad (4.1)$$

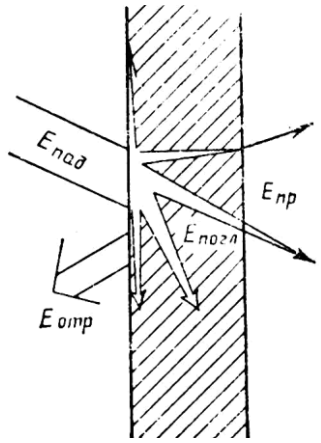


Рисунок 4.1. Распределение энергии при падении звука на препятствие.

Этот процесс можно оценить отношениями энергий прошедшей, поглощенной и отраженной к энергии, падающей на препятствие:

$$\tau = E_{прош.} / E_{пад}\ ;\quad \eta = E_{отр.} / E_{пад}\ ;\ \alpha = E_{погл.} / E_{пад};\qquad (4.2)$$

Как уже было сказано выше, первые два отношения называют коэффициентами прохождения - τ и отражения η. Третий коэффициент характеризует долю поглощенной энергии и

называется коэффициентом поглощения α. Очевидно, что из (4.1) следует

$$\alpha + \eta + \tau = 1 \qquad (4.3)$$

Поглощение звука обусловлено переходом колебательной энергии в тепло вследствие потерь на трение в материале. Потери на трение велики в пористых и рыхлых волокнистых материалах. Конструкции из таких материалов уменьшают интенсивность отраженных от поверхности звуковых волн. Звукопоглотители, расположенные внутри помещения, могут уменьшать также интенсивность прямого звука, если они располагаются на пути распространения звуковых волн.

Звукоизоляцию принято оценивать отношением обратным коэффициенту прохождения

$- E_{пад,} / E_{прош.} = 1/ \tau$. Численное значение звукоизоляция в дБ обозначается R и определяется

$$R = 10lg(1/\tau) = - 10lg\, \tau\ ,\ дБ \qquad (4.4)$$

Звукоизолирующие и звукопоглощающие свойства препятствия зависят от частоты падающей звуковой волны, свойств материала, из которого оно изготовлено, конструкции самого препятствия. Из теории звука известно, что существенное значение при этом имеет соотношение акустических импедансов $Z = \rho c$ соприкасающихся сред.
Поглощение звука в звукоизолирующей конструкции может быть небольшим, и основной эффект в ней обусловлен отражением звука от конструкции.Звукоизолирующая конструкция предназначена для того, чтобы не пропускать звук из одного помещения в другое. Для их изготовления следует использовать плотные твердые материалы, поскольку чем больше разница акустических импедансов, тем выше эффект ЗИ.
С помощью ЗИ конструкций можно получить ослабление звука в соседнем помещении на 30-40 дБ.

Однако значительный эффект ЗИ конструкции возможен лишь потому, что в любых, даже в не подвергнутых специальной акустической подготовке помещениях всегда имеется более или менее заметное поглощение звука. Не будь этого поглощения, звуковой уровень при постоянной работе источника непрерывно возрастал бы, что в конечном счете свело бы к нулю полезный эффект ЗИ конструкции. Таким образом, эффективная шумозащита требует совместного использования ЗИ и ЗП и соответственно применения ЗИ и ЗП конструкций.
Звукопоглощающие конструкции и материалы служат для поглощения звука как в помещении с источником звука, так и в соседних помещениях. Поглощение звука обусловлено переходом колебательной энергии в тепло вследствие потерь на трение в звукопоглотителе.
Потери на трение велики в пористых и рыхлых материалах. Эффект ЗП не превышает 6-8 дБ. Это обусловлено, что ЗП конструкции позволяют уменьшить лишь долю отраженного звука, энергия которого не может превышать по величине энергию прямого звука.

4.2.2.Звукоизоляция одинарных ограждений

Так как эффект изоляции звука основан на его отражении, то для изоляции звука в воздухе, т.е. в среде с малым акустическим сопротивлением, следует применять преграды из материалов с большим акустическим сопротивлением (металлы, дерево, твердые пластмассы).
Коэффициент прохождения звука τ, падающего нормально на границу двух сред можно коэффициенту отражения η, который определяется через акустические импедансы Z грани

$$\eta = [(Z_1 - Z_2)/ (Z_1 + Z_2)]^2 \qquad (4.5)$$

В твердых звукоизолирующих ограждениях поглощение энергии в материале сущест-

венно меньше, чем отражение ($\alpha << \eta$). Тогда выражение (3) примет вид $\delta + \tau = 1$, и коэффициент прохождения можно определить как

$$\tau = 1 - \eta = 1 - [(Z_1 - Z_2)/(Z_1 + Z_2)]^2 = 4Z_1 Z_2 / (Z_1 + Z_2)^2 \qquad (4.6)$$

Если звуковая волна, распространяющаяся в воздушной среде, встречает препятствие в виде массивной перегородки, то $Z_1 = \rho c$, а импеданс Z_2 включает как инерционное сопротивление на единицу ее площади, так и волновое сопротивление среды за стенкой, т.е.

$$Z_2 = j\omega m + \rho c \qquad (4.7)$$

тогда с учетом (4.6)

$$\tau = 1 - mod\ [- j\omega m / (2\rho c + j\omega m)]^2$$

Взяв модуль второго члена и, проделав несложные преобразования, получим

$$\tau = 1 / [1 + (\omega m / 2\rho c)^2] \qquad (4.8)$$

Принимая во внимание, что $\omega = 2\pi f$ из (4.4) получим для звукоизоляции

$$R = 10lg(1/\tau) = 10lg\ [1 + (\pi f m / \rho c)^2] \qquad (4.9)$$

При достаточно больших значениях произведения f m

$$R \approx 20lg\ (\pi f m / \rho c)\ (f \neq 0) \qquad (4.10)$$

Формула (4.10) известна под названием "закон массы".

При косом падении звуковой волны на перегородку под углом θ к нормали импеданс препятствия будет $Z = j\omega m \cos\theta$, а звукоизоляция

$$R = 10lg(1/\tau) = 10lg\ [1 + (\pi f m \cos\theta / \rho c)^2] \qquad (4.11)$$

Как видно, звукоизоляция перегородки при косых углах падения уменьшается, хотя на первый взгляд можно было бы предположить обратное. Это явление называется *компонент эффектом* и наблюдается на частотах, на которых перегородка является твердой, т.е. ее изгибная жесткость не проявляется.

В реальных условиях звуковое поле, воздействующее на перегородку, является диффузным, т.е. в нем все углы падения звуковых волн на перегородку равновероятны.

Это уменьшает звукоизоляцию, по мнению ряда исследователей на величину = 5 дБ.

Тогда, подставляя численные значения π и ρc для воздуха, получим из (4.10)

$$R = 20\ lg\ f\ m - 47{,}5\ (дБ) \qquad (4.12)$$

здесь m - масса $1м^2$ ограждения.

Из (4.12) следует, что при увеличении частоты или массы вдвое звукоизоляция увеличивается на 6 дБ. Таким образом, звукоизоляция увеличивается на 6 дБ в каждой последующей октавной полосе.
Закон массы нарушается на частотах близких к критической частоте преграды, т.е. когда имеет место резонанс совпадения. Как уже говорилось ранее при рассмотрении вопроса о звукоизлучении, это явление возникает при совпадении длин изгибных волн в пластине и в воздушной среде. На этих частотах начинается звукоизлучение пластин в дальнее поле. Аналогично происходит и при падении звуковой волны на препятствие. Если длины волн в воздушной среде и в пластине совпадают, то препятствие становится «прозрачным» для такого звука и волна почти беспрепятственно проходит через него. Ранее было показано, что критическая частота, соответствующая равенству волн, определяется

$$f_{кр.} = [c^2\sqrt{\ 12\rho(1-\mu^2)/E}] / 2\pi h, \qquad (4.13)$$

где h –толщина пластины, E –модуль Юнга, μ – коэффициент Пуассона материала пластины.

В диффузном звуковом поле всегда найдутся такие углы, для которых выполнится условие совпадения $\lambda/\sin\theta = \lambda_{из.}$ Поскольку таких углов много, то уменьшение звукоизоляции начинается уже с частоты $f > 0.5f_{кр.}$

На частотах $f > 2f_{кр}$ существенное значение начинает играть жесткость ограждения и внутренние потери η. Звукоизоляция шарнирно опертой пластины

$$R = 20\ lg\ (\pi f\ m / \rho c) + 5\ lg\ f/ f_{кр} + 10\ lg\ \eta \qquad (4.14)$$

На этих частотах звукоизоляция вновь начинает увеличиваться примерно на 7,5 дБ при удвоении частоты.

Общий вид частотной характеристики звукоизоляции однослойных ограждений показан на рис.4.2.

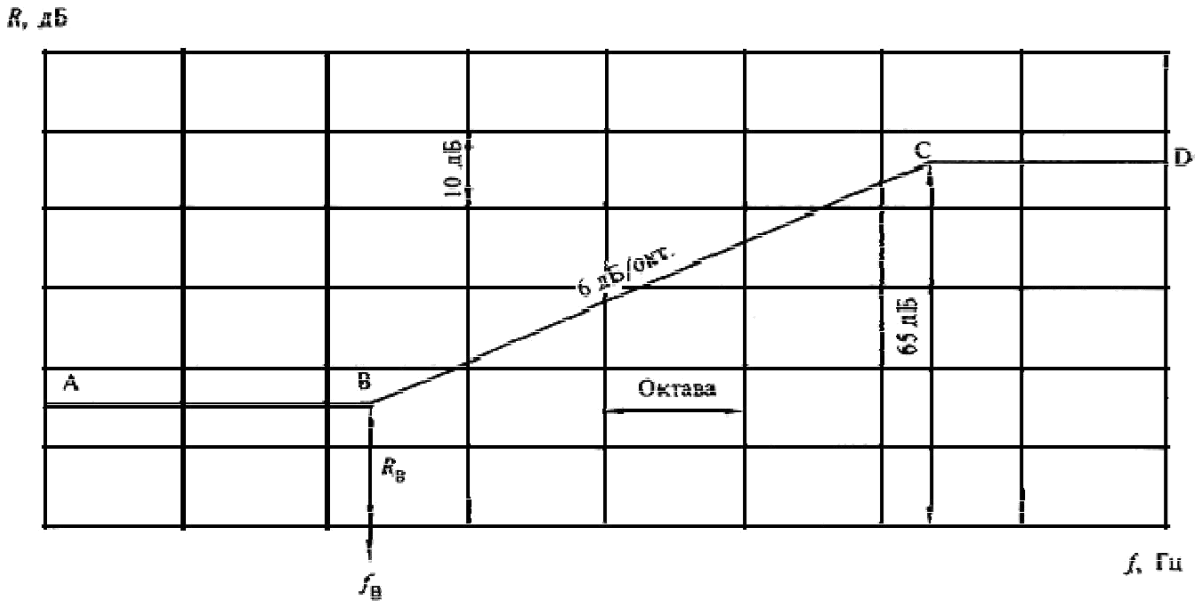


Рисунок 4.2. Частотная характеристика изоляции воздушного шума однослойным плоским ограждением

Меняя цилиндрическую жесткость ограждения, можно изменять величину критической частоты, а следовательно и эффективность звукоизоляции в том или ином диапазоне. Так,уменьшение жесткости смещает область пониженной звукоизоляции в высокочастотную часть спектра. При увеличении жесткости граничная частота снижается, что целесообразно при достаточно толстых ограждений с $f_{кр}$ < 300 Гц. А для тонких перегородок усиление их ребрами жесткости может привести к ухудшению из звукоизолирующих способностей на низких и средних частотах.
Если стеновые (панельные) материалы имеют сквозные поры,– ЗИ резко снижается. Закрытие пор, штукатуркой или окрашиванием, снимает их влияние. Крупные пустоты могут привести к снижению ЗИ из-за резонансных колебаний воздуха в полостях. Элементы строительных конструкций из таких материалов, например крупнопористого бетона, должны иметь наружные слои из плотного бетона или раствора толщиной не менее 2 см.

4.2.3.Звукоизоляция двойных ограждений.
Одинарная перегородка изолируя воздушный звук, в то же время, является излучателем звука, вызываемого вибрацией ограждающих конструкций.
Двойная переборка, в отличие от одинарной, изолирует как падающий на нее воздушный звук, так и звук, излучаемый вследствие вибраций первой стенки.

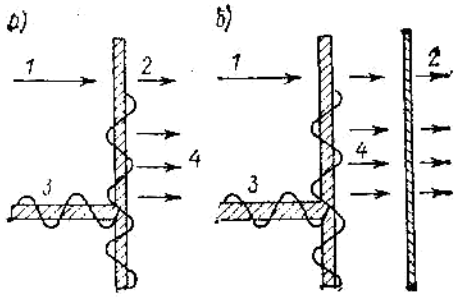


Рисунок 4.3. Акустический эффект одинарной *(а)* и двойной *(б)* перегородок при совместном действии воздушного звука и звуковой вибрации.
1 — падающий на изолирующую конструкцию воздушный звук; 2 —звук, прошедший в изолируемое помещение; 3 — звуковая вибрация; 4 — воздушный звук, порождаемый звуковой вибрацией.

Поэтому особенно эффективно применение двойной перегородки в местах интенсивной звуковой вибрации, например в помещениях, непосредственно прилегающих к местам расположения мощных источников вибрации, например к машинному отделению.
В строительстве двойные ограждающие конструкции реализуются в виде сочетания основной перегородки и тонкой стенки толщиной не более 1,5 см. например, сухая штукатурка,на относе от основной на расстояние не менее 4 см. эту стенку крепят по каркасу, места ее соединения герметизируют. Многослойные ограждения, в которых слои соединены между собой упругими связями,обеспечивают большую ЗИ при меньшей массе.
Рассмотрим прохождение звука через двойное ограждение, в котором существуют только упругие связи. Распределенные равномерно по поверхности преграды. Это может быть воздух, или дополнительные упругие прокладки. Эффект воздушного зазора проявляется главным образом на средних и высоких частотах. Он обусловлен многократным отражением и сопутствующим этому поглощению звука в зазоре. Целесообразно воздушный промежуток заполнять , можно частично, звукопоглощающим материалом. Это позволяет существенно увеличить ЗИ в области средних и высоких частот.

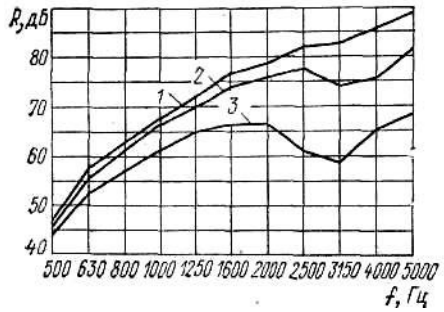


Рисунок 4.4. Звукоизоляция двустенной конструкции со звукопоглотителем.

На низких частотах ЗИ двойной перегородки может быть несколько ниже, чем одинарной, если не принять специальные меры. На этих частотах наблюдается ряд резонансов и прежде всего резонанс перегородки в целом. Двойное ограждение представляет собой колебательную систему из двух протяженных плит с массами единичной площадки m_1 и m_2 и упругой связкой между ними. Частота собственных колебаний этой системы будет

$$f_0 = 0.16\,(k/m_1 + k/m_2)^{1/2}$$

где k – приведенный коэффициент жесткости упругого слоя, т. е. давление, необходимое для сжатия-растяжения слоя на единицу длины, зависящий от динамического модуля упругости материала слоя E. (k = E/ h).

Для практических расчетов двойной перегородки с воздушным промежутком

$$f_0 = 0.16[C\,(m_1 + m_2) / m_1 m_1\,]^{1/2}, \qquad (4.15)$$

где $C = \rho c^2 / h$ – упругость воздушного слоя. С учетом численных значений плотности воздуха и скорости звука в нем получим

$$f_0 = 60[(m_1 + m_2) / m_1 m_1 \underline{h}\,]^{1/2} \qquad (4.16)$$

Для одинаковых перегородок из одного материала и одной толщины

$$f_0 = 85 / (mh)1/2 \qquad (4.17)$$

Средняя звукоизоляция $R_{ср}$ в диапазоне 100- 3000 Гц, определяется приближено по формуле

$$R_{ср} = 13{,}5 \lg (m_1 + m_2) + 13 + \Delta R \qquad (4.18)$$

Значение ΔR в этом диапазоне зависит от величины воздушного промежутка (рис.4.5).

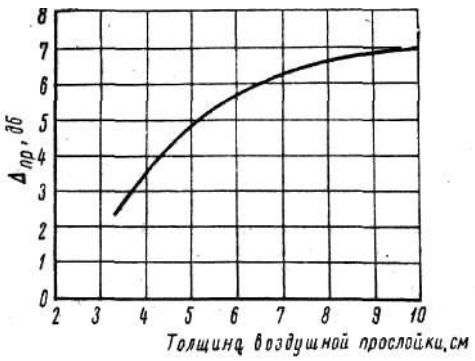


Рисунок 4.5. Звукоизолирующая способность воздушной прослойки двойной перегородки.

Чтобы исключить прохождение звука на частотах слышимого диапазона при совпадении с частотой собственных колебаний, ограждение проектируют так, чтобы эта частота лежала бы ниже 60 Гц. При этом максимально допустимая жесткость слоя не должна превышать

$k_{max} = 4 * 10^4 \, m_1 m_1 / (m_1 + m_2)$.

В случае одинаковых перегородок

$k_{max} = 2 * 10^4 \, m$.

Минимальный промежуток

$h_{min} = 1.8 / m$

В общем случае для двойных ограждений граничные частоты различны для каждого слоя, причем нижняя частота относится к слою, имеющему большую жесткость. Самыми выгодными оказываются двойные ограждения одинаковой массы, но с различными жесткостями при изгибе.

В диапазоне частот $3f_0 < f < f_{гр2}$ значение звукоизоляции определяется по формуле

$R = R_0 + \Delta R$,

где R_0 - звукоизоляция однослойного ограждения с массой единицы площади $m = m_1 + m_2$, определяемая

$R_0 = 20 \lg mf - 47{,}5$

ΔR – дополнительная звукоизоляция

$$\Delta R = a \lg (f / f_0) / b, \qquad (4.19)$$

где a и b – коэффициенты, определяемые видом упругого слоя.

На частотах выше граничных звукоизоляцию можно определять по тем же формулам, но значения R_0 , a и b изменяются. В этом диапазоне частот звукоизоляция увеличивается, если ограждение состоит из плит одного материала различной толщины, причем сотношение толщин должно быть 2 – 4. Наибольшую звукоизоляцию удается получить для плит равной толщины. Но разной цилиндрической жесткости, отличающейся в 6 – 7 раз.

Звукоизоляция двустенных преград в значительной мере зависит от конструктивной связи между пластинами, плитами. Связи образуют звуковые мостики, которые снижают ЗИ на10 – 15 дБ в широком диапазоне частот.

Дополнительная звукоизоляция ΔR при установке второй плиты, не связанной жестко по контуру с первой плитой, составляет обычно от 10 дБ на низких частотах до 30 дБ на высоких. Если же такая связь существует, то передача звука осуществляется в основном через крепления. При этом толщина воздушного промежутка и вид упругого слоя не играют существенной роли. При жестких связях между плитами по контуру звукоизоляция не превышает 6 дБ. В реальных конструкциях дополнительная ЗИ на средних и высоких частотах составляет 8 – 15 дБ, т.е. в среднем чем при отсутствии связей по контуру.

Если в реальной конструкции по контуру ограждения установить в виде полосы мягкую листовую резину, то дополнительная ЗИ будет на 5 – 6 дБ меньше, чем при отсутствии связей и на 2-5 дБ выше, чем при жесткой заделке.

В связи с вышесказанным, конструкция связей, если они все же необходимы, должна выполняться с учетом их звукопроводящих свойств. Для пассивных и жестких преград, у

которых критические частоты лежат ниже 3-5 кГц, применяют упругие мостики из резины с замкнутыми порами, мягкой монолитной резины. Жесткость этих связей D должна удовлетворять неравенству

$$D = ES_m/h < S_1^2 f_{гр1} \sqrt{\rho_1 E_1}, \qquad (4.20)$$

где E, S_m, h – модуль Юнга, площадь поперечного сечения и длина мостика S_1, ρ_1, E_1 - тол-

щина конструкции, плотность и модуль Юнга ее ее материала; $f_{гр1}$ – первая граничная частота, равная

$$f_{гр1} = 85[(m_1 + m_2) / h\, m_1 m_1]^{1/2}. \qquad (4.21)$$

Для преград , у которых критическая частота лежит выше 7 – 8 кГц, применяют инерционные мостики из стали, бронзы, масса которых должна удовлетворять неравенству

$$M > S_1^2 \sqrt{\rho_1 E_1} / f_{гр1}. \qquad (4.22)$$

4.2.4.Влияние на звукоизоляцию отверстий и щелей.

Щели и отверстия существенно снижают звукоизоляцию ограждающих конструкций. Величина этого снижения зависит главным образом от соотношения размеров отверстий по отношению к длине падающей звуковой волны; площади отверстий по отношению к площади ограждения; расположения этих отверстий.

При большом поперечном размере отверстия по сравнению с длиной волны фронт проходящих через отверстие волн будет плоским (рис. 4.6.) и, следовательно, весь падающий на отверстие звук пройдет через него.

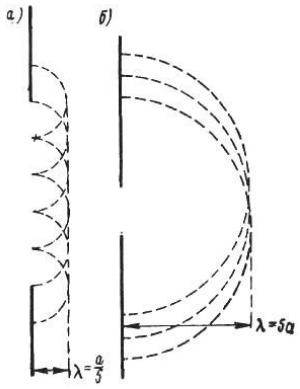


Рисунок 4.6. Звукопроводность отверстий различного диаметра

Если диаметр отверстия не менее длины волны ($d \geq \lambda$), то прошедшая через отверстие звуковая энергия пропорциональна площади отверстия (рис.4.6, а), и снижение ЗИ

$$\Delta R = 10 \lg [(1+10^{0.1Rc} S_0/S_c) / (1+ S_0/S_c), \qquad (4.23)$$

где R_c - звукоизоляция ограждения без отверстий; S_0/S_c отношение площадей отверстия и

“глухой” (целой) части ограждения.

На практике такими отверстиями являются окна, двери, люки, панели с малой звукоизоляцией, вентиляционные проходы.

При $S_0/S_c << 1$ и достаточно большом значении R_c общая величина звукоизоляции ограждения с отверстием

$$R = 10 \lg (S_0/S_c) \qquad (4.24)$$

Если размеры отверстия меньше длины волны (рис.4.6, б), то вследствие дифракции при диффузном падении звуковых волн через них проходит больше звуковой энергии, чем следует из соотношения площадей отверстий и ограждений. Формула (23) может быть представлена в этом случае

$$\Delta R = 10 \lg [(1+\varphi 10^{0.1Rc} S_0/S_c) / (1+ S_0/S_c) , \qquad (4.25)$$

где φ – коэффициент, зависящий от глубины и формы отверстия, частоты звука (φ изменяется от 3 до 10)

Примером таких отверстий являются неплотности соединений конструкций, щели в притворах окон и дверей, зазоры в местах прохода коммуникаций.
Кучное расположение отверстий вызывает более заметное снижение ЗИ, чем их равномерное распределение (рис.4.7).

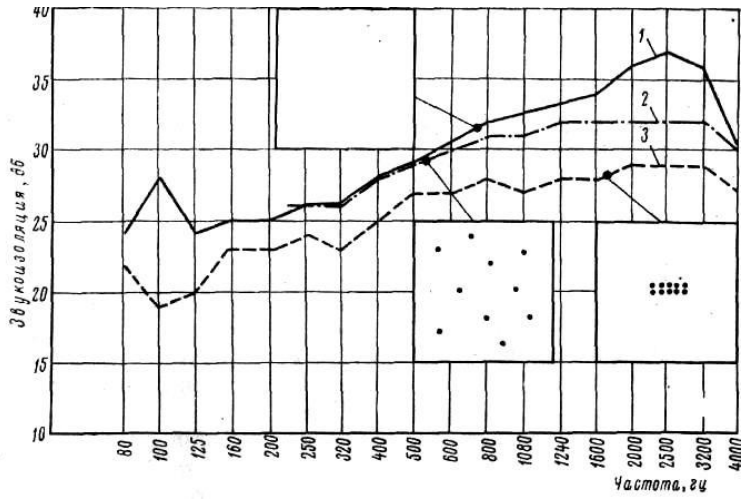


Рисунок 4.7. Влияние расположения отверстий в перегородке на ее звукоизоляцию.
1- перегородка размером 2 х 2 м без отверстий; 2 — в перегородке десять отверстии d=11 мм, расположенных беспорядочно по всей площади перегородки; 3 — то же, но отверстия расположены кучно в центре перегородки

Если в ограждении имеется проем площадью S_0, звукоизоляция которого R_o , меньше звукоизоляции самого ограждения R_c, то снижение ЗИ можно определить

$$\Delta R = 10 \lg \{1+ S_o/S_c [10^{0.1(Rc-Ro)} –1]\} , \qquad (4.27)$$

где S_c - площадь самого ограждения, включая площадь проема.

Следует отметить, что звукоизоляция ограждения, имеющая щель существенно ниже чем, если бы в ней было отверстие такой же площади (рис.4.8). Объясняется это тем, что щель является источником цилиндрических волн и, следовательно, более эффективным излучателем, чем отверстие, излучающее сферические волны. На рис.4.9 показано влияние щелей различной ширины на звукоизоляцию дверей.

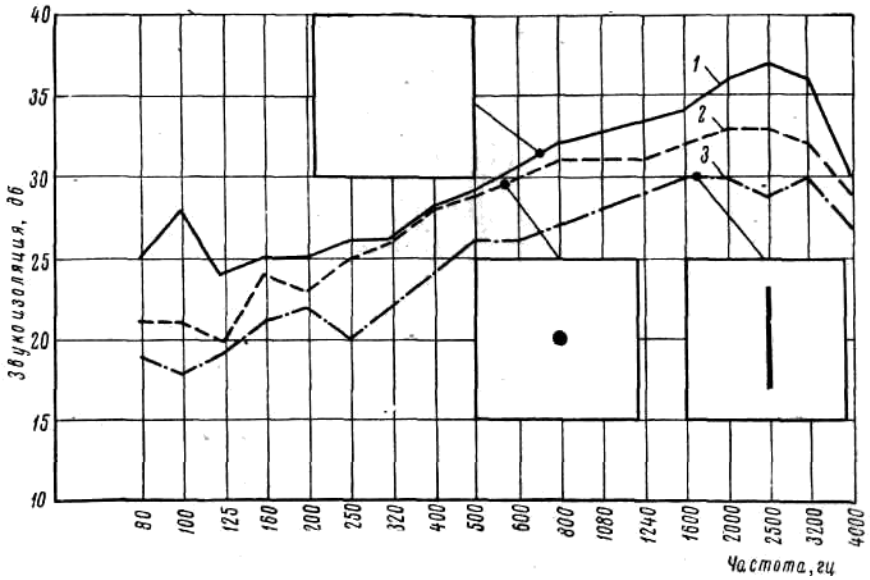


Рисунок 4.8. Влияние отверстия и щели одинаковой площади на звукоизоляцию перегородки.
1 — перегородка без отверстия и щели; 2 —в перегородке одно отверстие 0 25 мм; 3 — в перегородке щель 1х500 мм.

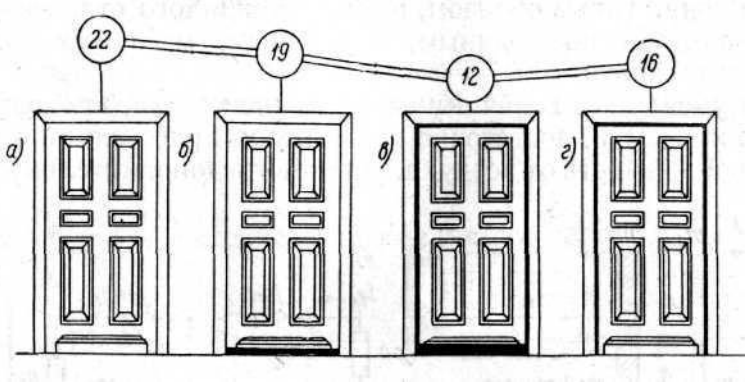


Рисунок 4.9. Влияние плотности притвора двери и размера щели между полом и дверью на среднюю звукоизоляцию двери (значения звукоизоляции в *дБ* указаны в кружках):

а- хорошо пригнанная дверь со щелью внизу шириной 0,5 *см; б*- то же, но при ширине щели 1- 1,2 *см; в*- плохо пригнанная по контуру дверь, внизу щель шириной 1,5—1,8 см; *г*- тоже, по щель внизу отсутствует.

4.2.5. Звукоизоляция окон и дверей

Звукоизоляция окон и дверей, как правило, ниже звукоизоляции глухой части стены вследствие их меньшей массы, неплотностей, щелей. В табл. Приведены ориентировочные значения ЗИ некоторых типовых конструкций (Клюкин-1971,стр.133).

Таблица 4.1. Звукоизоляция окон и дверей

Тип окна	Толщина стекла, мм	Средняя ЗИ, дБ
С одинарным стеклом	3 – 4	22+-2

С двойным стеклом	2* (3 – 4)	26+-2
С двойным утолщенным стеклом и с уплотнителем	2* (5 – 7)	32+-2
Тип двери	Масс 1м^2 , кг	Средняя ЗИ, дБ
Легкая одинарная без уплотнений, замок обычный(тип 1)	6	24+-3
Одинарная деревянная без уплотнений, замок обычный (тип 2)	15	27+-2
Двойная, из дверей типа 2, с зазором 40 см (тип3)	30-35	33+-3
Дверь по типу 3 с войлочным уплотнителем (тип 4)	35	36+-3

Для повышения ЗИ окон используют:

увеличение толщины стекол – увеличивает ЗИ на 3-8 дБ на низких и средних частотах. Эта мера наиболее экономически выгодна, т.к. не требует каких либо конструктивных переделок проектов;

увеличение числа слоев стекла – 3-8 дБ,на СЧ иВЧ, но усложняет конструкцию оконных рам;

увеличение воздушного промежутка между рамами – 5-10дБ во всем диапазоне частот;

внесение ЗП элементов по контуру – 2-4 дБ на СЧ и ВЧ;
использование жалюзи и ставен – 7-13 дБ.

4.2.6. Звукоизоляция ударного шума междуэтажными перекрытиями

К вопросу об изоляции перегородками и перекрытиями воздушного шума непосредственно примыкает вопрос об ослаблении ими шума , возникающего при ударном возбуждении, например при ходьбе по перекрытию.
Плиты перекрытия не могут, как правило, обеспечить требуемое значение ЗИ. Ослабление шума обусловлено ЗИ и ЗП действием материала и конструкций перекрытия.Удвоение толщины уменьшает уровень примерно на 9 дБ: изменение плотности, упругости, внутренних потерь – до 5дБ.
Для увеличения ЗИ перекрытия применяют специальные конструкции полов-потолков: с упругим основанием, упругими прокладками, рулонные, слоистые. См Колесников – стр.133.

Полы с упругим основанием - между полом и несущей плитой конструкции помещен сплошной упругий слой, который работает, так же, как и при изоляции воздушного шума, раздельными перегородками с упругим слоем.
Важнейшим способом улучшения ЗИ ударного шума перекрытием является устройство «плавающего» пола (стяжки), представляющего собой плиту из бетона, гипса, асфальта или других подобных материалов толщиной 30-50 мм, укладываемую на слой 10-30 мм упругого изоляционного материала. Плиты стяжки должны быть отделены от стен помещения тонкими упругими прокладками. Чем мягче демпфирующий слой, тем тем выше ЗИ ударного шума..
Хорошо изолируют ударный шум ковровые покрытия полов. Мягкие,с ворсом 6-8 мм, – обеспечивают ЗИ не меньше, чем плавающий пол (28-30 дБ),

4.3. Звукопоглощение и звукопоглощающие материалы и конструкции

Поглощение звука обусловлено переходом колебательной энергии в тепло вследствие потерь на трение в звукопоглотителе. Потери на трение велики в пористых и рыхлых волокнистых материалах.коннструкции из таких материалов уменьшают интенсивность отраженных от поверхности звуковых волн. Звукопоглотители, расположенные внутри помещения,могут уменьшать также интенсивность прямого звука, если они располагаются на пути распространения звуковых волн.
Звукопоглощающие свойства материалов и конструкций можно характеризовать коэффициентом отражения $\eta = E_{отр.} / E_{пад}$ который определяется через импедансы воздуха $Z = \rho c$ и материала конструкции $Z_м = p_{пр}/v_{пр}$ по формуле (4.5)

$$\eta = (Z_м - Z)^2 / (Z_м + Z)^2$$

Звукопоглощающие материалы и конструкции характеризуются коэффициентом звукопоглощения α – отношением разности падающей и отраженной от поверхности энергии к падающей. Используется также эквивалентная площадь звукопоглощения А – это площадь поверхности с коэффициентом звукопоглощения, равным единице, которая могла бы поглотить такое же количество звуковой энергии , как и данная звукопоглощающая конструкция.

Под акустической обработкой помещения обычно понимается облицовка всех или части внутренних поверхностей помещения ЗП материалами или специальными ЗП конструкциями, размещение в помещении штучных поглотителей.

Звукопоглощающие конструкции предназначены для поглощения вука. К таким конструкциям относятся звукопоглощающие облицовки ограждающих поверхностей помещения,штучные звукопоглотители, облицовка поверхности акустических экранов, ЗП облицовки в камерных глушителях и в ЗИ кожухах.
Эффективность применения ЗП облицовок и штучных звукопоглотителей зависит от :

Акустических характеристик помещения, Формы помещения, Расположения в помещении источников шума и рабочих мест.

Наиболее эффективно применение ЗП облицовок потолков в невысоких помещениях с большой площадью, имеющих малое звукопоглощение.
Эффективность облицовок повышается, если помещение будет вытянуто в лане. Это происходит от того, что в низких помещениях большой площади пол и потолок являются сильно отражающими поверхностями. Шум, отраженный попеременно от пола и потолка распространяется на большие расстояния от источника по всем направлениям почти без поерь.
В больших по площади помещениях с источниками шума разной интенсивности наибольший эффект применения ЗП облицовки достигается для рабочих мест с менее шумным

оборудованием. В этом случае целесообразно сосредоточить максимальное количество ЗП вблизи шумного оборудования, подвесив над ним штучные звукопоглотители.
В помещениях большой площади стены почти не играют никакой роли в отражении звука и потому их можно не облицовывать. Но в высоких и вытянутых в плане помещениях, где ширина меньше высоты, большое значение имеет облицовка стен.
ЗП облицовки обычно размещают на потолке и стенах. Площадь облицовываемолй поверхности для достижения максимального эффекта должна составлять не менее 60 % общей площади ограничивающих помещение поверхностей.
С помощью ЗП облицовок и конструкций можно обеспечить снижение шума до 8 – 10дБ.
Для ЗП облицовки применяют плиты или маты из пористых волокнистых ЗП материалов, закрытых со стороны помещения перфорированными экранами, которые защищают ЗПМ от механических повреждений и обеспечивают удовлетворительный декоративный вид.
Толщина ЗПМ принимается обычно 50-100мм. Чтобы предотвратить высыпание через отверстия перфорации, между листом экрана и материалом помещается слой тонкой акустически прозрачной ткани.
При необходимости снижения шума преимущественно на НЧ, облицовку следует относить от поверхности стен на 100-150 мм, оставляя между потолком или стеной и облицовкой замкнутый по периметру воздушный зазор.
Штучные звукопоглотители, например, кулисного типа, могут выполняться из дюралевых профилей, наполнителем является супертонкое стекловолокно в оболочке из стеклоткани.
В качестве защитного экрана применяются тонкие алюминиевые перфорированные листы или листы из акустически прозрачного стеклопластика. Иногда возможно использование одной стеклоткани. Штучные звукопоглотители представляют собой объемные конструкции в виде призм, кубов, шаров и т.п., подвешиваемых в помещениях. Их выполняют из перфорированных листов твердого картона, пластмассы., металла или рулонной алюминиевой фольги, оклеенных изнутри войлочной тканью или заполненных ЗПМ. Их целесообразно располагать в непосредственной близости от источников шума.

При облицовке стен и потолков ЗП конструкции можно размещать в виде сплошной облицовки, облицовки в шахматном порядке, в виде полос, в виде подвесных акустических балок и панелей (кулис)

ЗПМ являются основой ЗП конструкций и должны удовлетворять ряду требований:

Обладать высокой био- и влагостойкостью, механической прочностью.
Быть несгораемыми или трудносгораемыми6 в соответствии с категорией здания по пожароопасности.
Не должны выделять частицы звукопоглотителя, токсичных веществ и неприятного запаха.
Глушители шума: абсорбционные, реактивные, комбинированные; облицованные каналы.

4.4. Глушители шума

С акустической точки зрения глушитель может рассматриваться как звукоизолирующее или звукопоглощающее устройство и характеризоваться теми же выражениями, которые были приведены ранее.

4.4.1. Абсорбционные глушители

Абсорбционные глушители основаны на использовании в каналах (трубопроводах) звукопоглощающего материала, главным образом пористых поглотителей. При этом потери вызываются вязким трением в порах при движении в них воздуха, теплообменом между воздухом в порах и скелетом материала, а также внутренним трением при деформации скелета.
При падении звуковой волны на поверхность пористого материала любой толщины, переменный поток воздуха разбивается по отдельным порам, колебательная скорость частиц при этом возрастает, по сравнению со скоростью в свободной волне, вследствие чего происходит

эффективное поглощение энергии звуковой волны. Активные глушители применяют для снижения шума, имеющего характер сплошного спектра (а также дискретного спектра с большим числом гармонических составляющих).Отметим, что в значительном числе случаев (особенно на выпуске энергетических установок) в каналах глушителей протекают газы с высокой температурой и большой скоростью потока. Часто газовая среда является агрессивной. Это определяет особые требования к звукопоглощающим материалам для глушителей.

Глушитель абсорбционного типа обычно представляет канал, облицованный звукопоглощающим материалом. Он выполняется в виде ряда прямоугольных или круглых каналов (сотовый глушитель) или параллельных плоских щитов, установленных в канале (пластинчатый глушитель). Часто по конструктивным соображениям и для увеличения затухания (путем увеличения длины) каналы имеют изогнутую форму.

Известны типовые конструкции абсорбционных глушителей звука в виде прямого, сото-

вого, пластинчатого, криволинейного каналов, а также камерного глушителя с экраном (рис. 4.10).

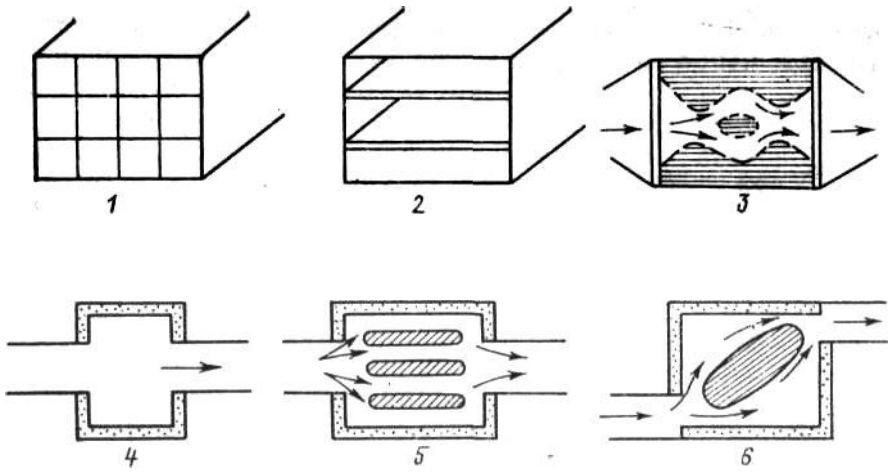


Рис. 4.10. Типовые конструкции активных глушителей шума. сотовый; 2 —

пластинчатый; 3 — криволинейный; 4 — однокамерный; 5 — камерный пластинчатый; 6 — камерный с экранами.

Перфорированное защитное покрытие позволяет управлять частотной характеристикой поглощения слоя материала в довольно широком диапазоне частот. При коэффициенте перфорации (отношение площади отверстий к общей площади покрытия) больше 20 % перфорированное покрытие практически звукопрозрачно и не влияет на акустическую характеристику облицовки (пористого слоя); при меньшем коэффициенте перфорации поглощение улучшается на низких частотах, но ухудшается на высоких. Кроме того, используя резонансные свойства перфорированного слоя, можно получить высокое звукопоглощение в заданном узком диапазоне частот.

4.4.2. Облицованные каналы

Глушитель этого типа состоит из внутренней перфорированной трубы или металлической сетки и герметичного кожуха, между которыми находится звукопоглощающий материал (рис. 4.11). Чтобы звук не распространялся по пористому материалу вдоль канала, внутри облицовки устанавливаются поперечные перегородки. Зазор между внутренней сеткой и кожухом может быть заполнен поглотителем целиком или частично.

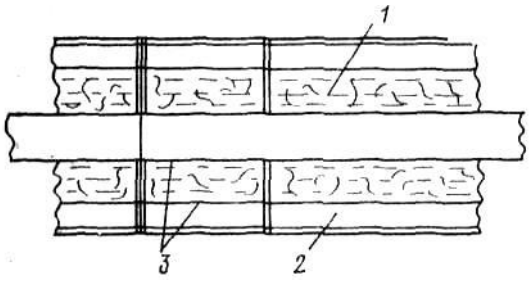


Рисунок 4.11. Глушитель в виде облицованного канала.
1 - поглотитель; 2 - воздушный зазор (его может не быть); 3 - перфорированный лист или сетка.

Размеры внутренней трубы лучше выбирать равными размерам канала вне глушителя.Тогда производительность канала сохраняется, КПД его тоже меняется незначительно.До частоты f в канале распространяется только нулевая мода (плоская волна). Эта частота определяется поперечными размерами канала и скоростью звука в газе с:

$$f = c/2a, \qquad (4.28)$$

где а —наибольший размер поперечного сечения канала.

Затухание в канале на единицу длины глушителя после 3—5 калибров (калибр — длина канала, равная его диаметру) является постоянным. За единицу длины глушителя принимается величина калибра, определяемая по формуле

$$d, = 4S/П \qquad (4.29)$$

где S — площадь проходного сечения; П — периметр облицованной части.

Частотная характеристика затухания в прямом канале имеет максимум, величина и частота которого зависят от свойств звукопоглощающего материала.

При расположении поглотителя на жесткой стенке максимум будет на частоте

$$f^* = c_п/46, \qquad (4.30)$$

где $c_п$ — скорость звука в поглотителе.

В этом случае на поверхности звукопоглощающего материала наблюдается максимум колебательной скорости, вызывающей наиболее эффективное поглощение звуковой волны.

Если применить воздушный зазор между стенкой и поглотителем, то максимум поглощения будет на частоте

$$f = c/28. \qquad (4.31)$$

В камерных глушителях можно устанавливать звукопоглощающие пластины. При равном с каналовым пластинчатым глушителем количестве пластин камерный пластинчатый глушитель обеспечивает большее заглушение звука вследствие эффекта расширительной камеры. Однако аэродинамическое сопротивление его больше, чем сопротивление первого глушителя. Акустический эффект облицованных звукопоглотителем поворотов каналов заметен на частотах выше критической, т. е. выше той, до которой волна остается плоской.
Затухание звуковой энергии по длине глушителей происходит неравномерно. Наиболее

эффективно работают первые три калибра глушителя. При дальнейшем повышении длины глушителя его эффективность увеличивается слабее. При длине глушителя не более пяти калибров его затухание определяется по эмпирической формуле

$$\Delta\beta = \Delta\beta_1 [1+3\lg(l/d_э)] \qquad (4.32)$$

где $\Delta\beta_1$— затухание первого калибра; l — длина глушителя; dэ — эквивалентный диаметр канала.

Физически неравномерность заглушения объясняется изменением характера звукового поля по длине глушителя. Вначале преобладает суммарная энергия быстро затухающих нормальных волн высоких номеров; после третьего калибра доминирует энергия слабозатухающей основной волны, фронт которой как бы скользит вдоль поверхности звукопоглощающей облицовки. При l > fK эффективность глушителей сильно повышают повороты,обеспечивающие многократные отражения, сопровождающиеся поглощением звука.

Экранные глушители так или иначе закрывают выход из трубопровода (рис. 4.12).

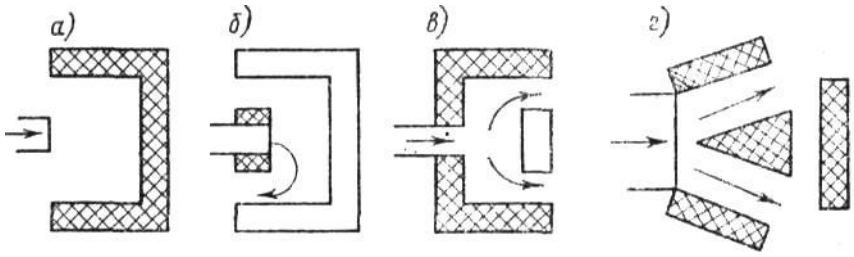


Рис. 4.12. Типовые конструкции экранных глушителей звука

При использовании этого типа глушителей на выпуске двигателей необходимы температуростойкие поглотители. Обычно это минеральная вата, стекловолокно, асбестовые волокна.

4.4.3. Реактивные глушители

Реактивные глушители подразделяются на камерные, резонансные и комбинированные.

Камерные глушители представляют собой расширенную полость по сечению трубопровода, пропускающую без заметного ослабления колебания в некоторой области частот, а в других областях отражающие их в обратном направлении.

До частоты первого поперечного резонанса при L/D>0,5 (L— длина камеры; D — ее диаметр) камера работает как одно-модовый волновод.

На рис. 4.13 приведены характеристики снижения шума соосной цилиндрической камерой с отношением длины к диаметру L/D = 2. .

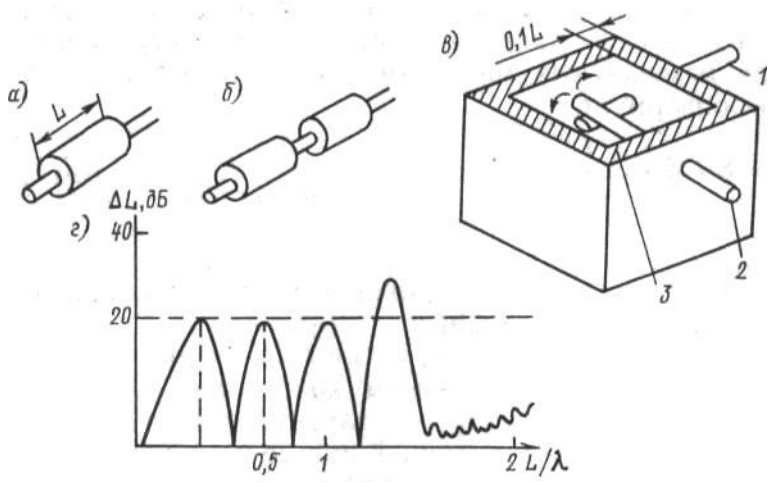


Рисунок. 4.13. Конструкции реактивных камерных глушителей шума
1 — выпуск; 2 — впуск; 3 — поглотитель.а — однокамерный; б — двухкамерный; в — комбинированный; г — частотная характери-стика снижения шума однокамерным глушителем

Эффективность снижения шума растет до частоты, равной половине первой резонансной частоты камеры (т. е. при f<c/4L = = fn), затем до частоты первого поперечного резонанса камера имеет вид чередующихся полос затухания и на частотах выше fn в камере возбуждаются продольные, поперечные и комбинированные волны.

4.5. Средства индивидуальной защиты от шума

Имеются три вида средств индивидуальной защиты (СИЗ) от шума: внутреннего (эндаурального) пользования — втулки, вкладыши и тампон; наружного пользования (экстрауральные)—наушники, шлемы и костюмы; смешанного типа — «полувтулки», располагающиеся у входа в наружный слуховой проход и требующие прижима оголовьем.

Основное назначение СИЗ — перекрыть наиболее чувствительный канал проникновения звука в организм — ухо человека. Эффективность СИЗ, как правило, максимальна в области высоких частот, наиболее вредных и неприятных для человека. Следует, однако, иметь в виду, что звуковые колебания воспринимаются и через череп (путем костной проводимости), а иногда и другими частями тела.

СИЗ улучшают работоспособность, предотвращают заболевания (тугоухость, шумовую болезнь, нервные и сердечно-сосудистые заболевания).

Согласно ГОСТ 12.1.029—80 . Средства и методы защиты от шума. Классификация, согласно которому СИЗ делятся на противошумные наушники, противошумные вкладыши, противошумные шлемы и каски, противошумные костюмы. Наушники закрывают ушную раковину снаружи, вкладыши перекрывают наружный слуховой проход или прилегают к нему. Шлемы и каски закрывают часть головы и ушную раковину. Противошумные костюмы закрывают тело человека и часть головы.

Требования к СИЗ установлены ГОСТ 12.4.051—78 ССБТ. Средства индивидуальной защиты органов слуха. Общие технические условия . По эффективности защиты от шума, массе и силе прижатия к околоушной области наушники и вкладыши делятся на три группы — А, Б и В, приведенные в табл. 4.2.

Таблица 4.2. Требования к массе, силе прижатия и эффективности СИЗ

Тип СИЗ	Группа	Масса, кг	Сила прижатия, Н	Эффективность, дБ, на частоте, Гц						
				125	250	500	1000	2000	4000	8000

Наушники	А Б В	0,35 0,28 0,15	8 5 4	12 5 —	15 7 —	20 15 5	25 20 15	30 25 20	35 30 25	35 30 25
Вкладыши	А Б В	— —	—	10 5 5	12 7 5	25 10 5	17 12 7	25 20 15	30 25 20	30 25 20
Шлемы				17	20	25	30	35	40	40

Пределом шумозаглушения является костная проводимость, которая ограничивает воз-

можности втулок и заглушек значением 40—50 дБ. Кроме того, шумозаглушение должно сочетаться с возможностью приема звуковых (речевых) сигналов.

Проникновение звука по каналам костной проводимости обусловлено упругой (эластичной) деформацией черепа под действием волны, ведущей к деформации среднего и внутреннего уха; упругие колебания черепа, создающие колебательные смещения нижней челюсти, вызывают колебания хряща звукового канала, которые передаются к внутреннему уху через барабанную перепонку. Если ухо закрыть втулкой или заглушкой, костная проводимость увеличивается.
При особенно высоких уровнях шума рекомендуются наушники с жидкостным наполнителем уплотнительного ободка. Эффективность некоторых средств приведена в табл. 4.3.

Таблица 4.3. Эффективность СИЗ различных типов

Тип СИЗ	Шумозаглушение, дБ, на частоте, Гц						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Тампоны из ультратонкого волокна ФПП-15	8 15	10	15	22	25	32	31
Вкладыши из ФПП (беруши)	25	18	18	24	26	36	25
Ушные пробки (Венгрия)	31	30	25	25	35	40	41
Неопреновые втулки	20	31	31	34	37	41	30
Гарнитур шумозащитный ГШ-1	15	22	25	27	27	37	42
Защитные футляры (Венгрия)	17	20	30	30	40	35	32
Прямолинейный звуковой протектор (США)	10	20	32	38	37	45	34
Наушники ВЦНИИОТ-7И	12	16	18	22	36	40	
Шумозащитное оголовье ШЗО-1		18	30	31	34	38	

5 . К О Н Т Р О Л Ь Ш У М А С И С Т Е М В Е Н Т И Л Я Ц И И

Системы вентиляции в ряде случаев создают высокие уровни шума в помещениях, Это обусловлено использованием вентиляторов большой мощности и высокой скоростью движения воздуха по воздуховодам генерируют шум и вибрацию. Эту проблему следует рассматривать уже на этапе проектирования систем распределения воздуха, поскольку на готовом объекте проводить корректирующие действия всегда сложнее и дороже. Для того чтобы проектируемая система вентиляции имела хорошие акустические показатели, необходимо учесть следующие обстоятельства: описываемый феномен обусловлен одновременным наличием источника шума, средств передачи и приемника. Источниками шума являются механические и электрические устройства: вентиляторы, компрессоры, насосные агрегаты, а также диффузоры, решетки, клапаны. Все они генерируют шум, распространяющийся по воздуховодам через структуру самого сооружения и различными путями поступающий к приемнику, иначе говоря, к людям, находящимся в здании (рис. 1).

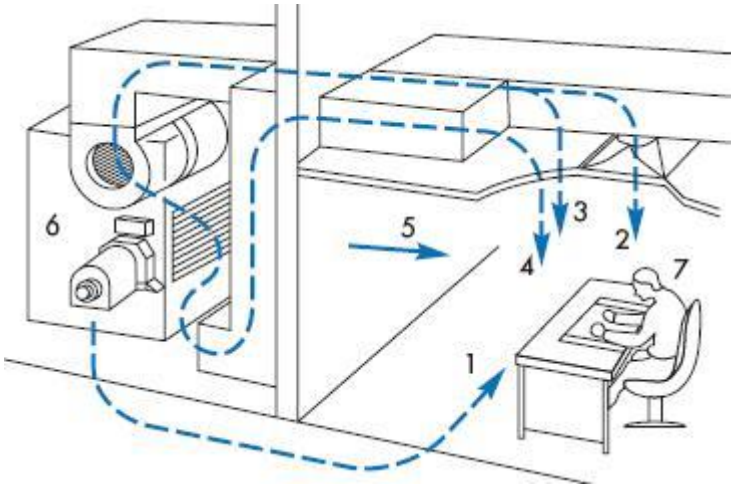


Рисунок 5.1. Пути распространения шума от источника к приемнику:
1–шум, передаваемый через полы; 2–шум, передаваемый воздушным путем через систему подачи воздуха; 3–шум, генерируемый в трубопроводной сети; 4–шум, передаваемый воздушным путем через систему возврата воздуха; 5–шум, передаваемый через стеновые конструкции; 6–источники шума; 7–приемник

Как известно, источники шума помимо мощности и направленности характеризуются также спектром излучения, который может содержать низкочастотные либо высокочастотные колебания, тоновые или широкополосные счоставляющие непрерывного типа или изменяющиеся во времени. Важно проанализировать с точки зрения спектра излучения все узлы используемого оборудования, поскольку, во-первых, низкочастотный шум регулировать сложнее, чем шумсредних и высоких частот, а во-вторых, чистые тона и изменяемость во времени делают шум особенно неприятным (рис. 2).

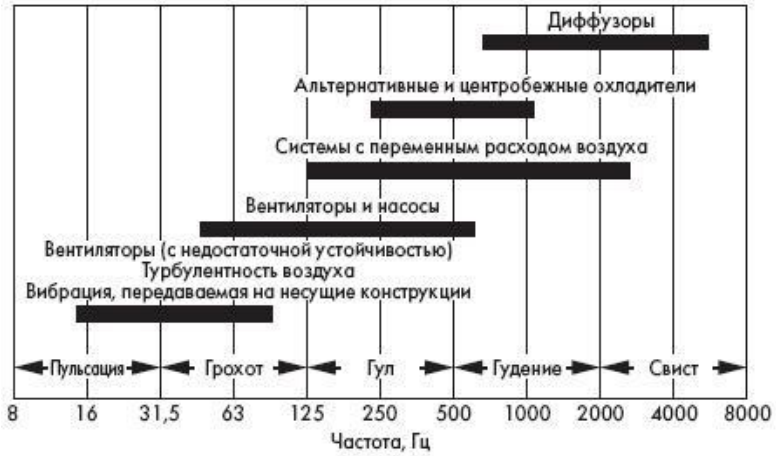


Рисунок 5.2. Шумовой спектр различных типов механических устройств

Таким образом, технической задачей является разработка проекта системы распределения воздуха таким образом, чтобы в помещении соблюдались как расчетные показатели, так и предельно допустимые уровни шума.Рассмотрим влияние типа используемых вентиляторов и их характеристик, типа системы и скорости движения воздуха в ней.

Вентиляторы

От того, насколько тщательно будут рассчитаны параметры системы вентиляции и правильно произведена установка оборудования, в значительной степени зависит качество системы воздухоподготовки и вероятность последующих корректирующих действий по снижению шумности работы агрегатов.
Поскольку мощность звукоизлучения вентиляторов определяется механической мощностью, при проектировании системы распределения воздуха необходимо минимизировать препятствия на пути движения потока. Вентиляторы следует выбирать с наименьшими показателями акустической мощности при прочих равных аэродинамических характеристиках.

Акустическая мощность может быть рассчитана, например, по формуле:

$L_W = 10lgQ + 20lg\Delta P\ dB$

в зависимости от объемного расхода Q, м^3/ч, и полного давления ΔP , Па. Следует, тем не менее, подчеркнуть, что результат решения данного уравнения будет иметь достоверность с допускаемым отклонением в пределах ±4 дБ. Уточнить данные можно непосредственно у производителей оборудования, особенно, если испытания проводятся согласно требованиям действующих нормативов. Наибольшее значение имеют те данные позвукоизлучению агрегатов, которые позволяют определить акустическую мощность вентиляторов на сети воздуховодов. Как правило, предоставляются данные об уровне звуковой мощности устройства, а также повышающие коэффициенты для определения частотного спектра звукоизлучения на всасывающем и подающем патрубках вентилятора.
Разные типы вентиляторов дают различное звукоизлучение, и шумность агрегатов в

пределах одной категории определяется различными факторами. Чаще всего, если вентилятор подобран для работы в условиях наивысшей аэродинамической эффективности строго в соответствии с расчетными показателями напора и расхода воздуха и с точки зрения акустики,его рабочие параметры будут неплохими. Снижение эффективности даже на несколько процентов из-за того, что разработчик «перебрал» или «недобрал» в части расчетных параметров, может вдвое увеличить уровень звукоизлучения системы (+3 дБ).
Говоря о двух наиболее распространенных типах вентиляторов – радиальных и осевых,следует отметить, что звуковой спектр последних достаточно ровный, а первые дают снижение шума порядка 4–6 дБ на октаву. Для радиальных вентиляторов характерным является генерирование и распространение низкочастотного шума. Осевые вентиляторы, будучи несколько тише на низких частотах по сравнению с радиальными вентиляторами той же мощности, гораздо более шумные на высоких частотах (рис. 3).

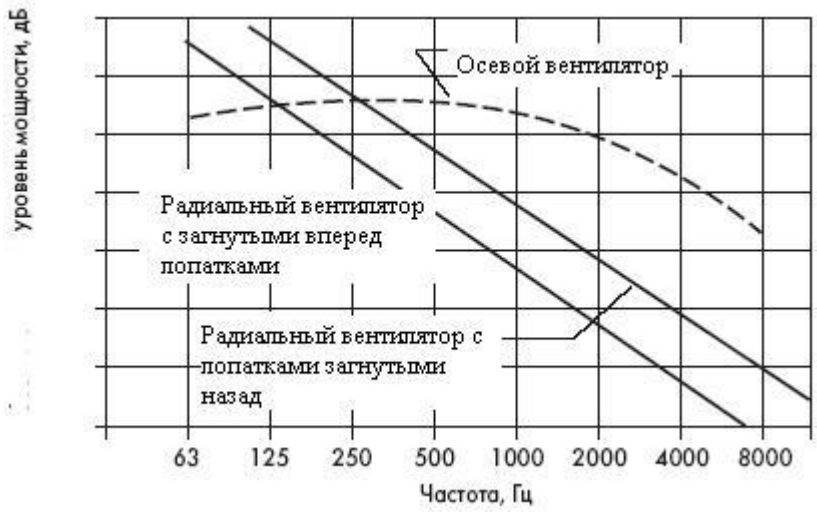


Рисунок 5.3. Спектральная динамика шума, генерируемого радиальными и осевыми вентиляторами

Правильный выбор типа вентилятора и его рабочей точки дает возможность регулировать в определенных пределах спектральные составляющие излучаемого шума, соответствующие той или иной частоте и ей кратным, определяемым умножением скорости вращения рабочего колеса на число лопаток. Радиальные вентиляторы с лопатками, загнутыми вперед,применяемые во многих кондиционерах, на низких частотах генерируют характерный гул,особенно когда рабочая точка левее точки максимальной производительности. Радиальные вентиляторы с лопатками, загнутыми назад, либо с крыльчатым профилем (притом, что их энергетическая эффективность намного выше), как правило, все-таки более шумные, чем такие же вентиляторы с лопатками, загнутыми вперед в частности, в указанной выше полосе частот, находящейся в низкочастотном диапазоне, смягчить который весьма проблематично.В полосах ниже и выше такие вентиляторы тише вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед.

Осевой вентилятор по сравнению с любым другим вентилятором, при аналогичных заданных параметрах давления и производительности, генерирует меньше шума на низких частотах. С акустической точки зрения это обстоятельство имеет большое значение, поскольку с высокими частотами бороться легче, чем с низкими.

Скорость воздуха в воздуховодах

Перемещение воздушного потока является причиной дополнительного аэродинамического шума главным образом на изогнутых участках, ответвлениях, регулирующих заслонках и других компонентах систем распределения воздуха. Поэтому рекомендуется избегать резкой смены сечения воздуховодов. Вообще говоря, их следует постепенно изменять с углом расширения не более 15°. В противном случае на таких участках вероятно отделение воздушного потока от поверхности трубопровода (срыв вихрей), что резко повышает шумность. Соединения в зонах ответвлений и изгибов следует оформлять очень мягко. И, наконец, необходимо, чтобы скорость воздуха была как можно ниже, поскольку, чем она ниже,тем ниже аэродинамический шум в воздуховоде: его уровень снижается пропорционально снижению скорости воздуха. С учетом параметров воздуховодов, особенностей установки и назначения помещения рекомендуется не превышать показатели скорости воздуха, приведенные в таблице.

Таблица 5.1 Показатели скорости воздуха, рекомендуемые с учетом параметров воздуховодов, особенностей установки и назначения помещения

Помещения	Скорость воздуха (м/с)			
	прямоугольные воздуховоды		круглые воздуховоды	
	над подвесным потолком	непосредственно в помещении	над подвесным потолком	непосредственно в помещении
Складские помещения, санузлы, коридоры	12,7	10,2	22,9	19,8
Конференц-залы, банкетные залы, учебные классы, административные помещения	8,9	7,4	15,2	13,2
Кабинеты, специальные номера в гостиницах, палаты в больницах, специальные театральные ложи, библиотеки	6,1	4,8	10,2	8,6

В том случае если речь идет о помещениях с особыми требованиями к акустике, регулирующие заслонки и аналогичные устройства нельзя устанавливать на участке непосредственно перед воздухораспределительным устройством. Расстояние между ними

должно быть не менее 5–10 диаметров, при этом данный участок обязательно закрывается звукопоглощающими панелями.

Воздухораспределительные устройства вентиляционных систем (как правило, диффузоры и решетки) необходимо подбирать с таким расчетом, чтобы генерируемый шум был приемлемым с учетом непосредственного назначения помещения, где их намереваются установить. За основу здесь можно взять данные, предоставляемые производителем. Однако следует помнить, что производитель осуществляет замеры в режиме плавного изменения скорости воздуха в патрубке воздухораспределительного устройства (диффузора или решетки). Если непосредственно перед этим устройством предусматривается изгиб либо установлена регулирующая заслонка, поток воздуха будет характеризоваться завихрениями, из-за чего фактический уровень шума может быть существенно выше (с превышением номинальных показателей до 12 дБ). И тогда придется ставить в воздуховоде перед диффузором стабилизирующую решетку для выравнивания потока воздуха.

Системы с переменным расходом воздуха (VAV-системы)

Системы с переменным расходом воздуха в силу возможности изменять транспортируемые его объемы, безусловно, позволяют уменьшить энергопотребление, но при этом приводят к значительному увеличению уровня шума вентилятора. Во избежание проблем проектировщику придется с большей тщательностью, нежели того требуют системы с постоянным расходом воздуха, отнестись к расчету сети воздуховодов, систем регулирования статического давления, равно как и к выбору самого вентилятора или кондиционера и соответствующих систем регулирования расхода воздуха.

Как и для других систем, для систем с переменным расходом воздуха сети воздуховодов должны проектироваться таким образом, чтобы потери статического давления были минимальными, особенно на участках трубопровода вблизи вентилятора либо собственно кондиционера.

Вообще в системах с переменным расходом воздуха проблемы повышенных уровней шума чаще всего обусловлены некорректным регулированием системы распределения воздуха. Классический пример – регулирование только посредством позиционирования заслонок без изменения (уменьшения) скорости вращения рабочего колеса вентилятора. В этом случае в сети воздуховодов, где ни одна из заслонок не открыта до конца, вентилятор будет работать в условиях большего статического давления по сравнению с тем, которое ему фактически необходимо. Полностью открыв либо вообще убрав регулирующие заслонки, мы избавимся от шума.

С точки зрения уровней шума выбор вентилятора для системы с переменным расходом воздуха представляется более трудным, чем для системы с постоянным расходом воздуха.

с системе с постоянным расходом воздуха вентилятор выбирается с расчетом на работу наивысшей производительностью при заранее определенном расходе воздуха. Для систем с переменным расходом воздуха, напротив, вентиляторы выбираются с расчетом на стабильное функционирование в пределах всего рабочего диапазона. Обычно вентиляторы выбираются для работы с максимальной производительностью на 70–80 % максимального пропускного объема (расхода). В этом случае при фактическом недоборе по отношению к максимальной производительности при 100%-м расходе вентилятор будет более шумным. Но рост уровня шума с превышением до 5 дБ еще может считаться приемлемым. А вот вентилятор с завышенными расчетными параметрами может дать потерю скорости при срыве потока. И здесь рост уровней шума пойдет в основном в полосе низких частот, а это весьма неприятно. Регулирование расхода воздуха в VAV-системах можно осуществлять следующим образом:

1. Устанавливать регуляторы расхода воздуха с поворотными лопатками на всасывающий патрубок либо регулирующие заслонки на нагнетательный патрубок вентилятора. При этом меняются рабочие параметры вентилятора и, соответственно, сдвигается диаграмма зависимости давление-расход. Регуляторы расхода с поворотными лопатками на всасывающем патрубке позволяют регулировать расход воздуха путем изменения воздушного потока на входе в вентилятор. В этом случае расход воздуха и давление вентилятора меняются даже при неизменной скорости вращения. Это ведет, с одной стороны, к снижению шума в воздуховодах вследствие снижения скорости и давления пропускаемого в них воздуха, с другой стороны – к росту уровня шума самого вентилятора вследствие турбулентности и деформации воздушного потока в регулирующих устройствах, препятствующих всасыванию вентилятора.

В радиальных вентиляторах с лопатками крыльчатого профиля, где регуляторы установлены внутри всасывающего патрубка, звуковой уровень характерной частоты при прохождении через лопатки увеличивается с 2 до 8 дБ в зависимости от снижения расхода воздуха.

Рост может быть незначительным (в пределах 2–3 дБ) на установках наружного типа. И, наконец, у вентиляторов с загнутыми вперед лопатками эти показатели обычно меньше на 1–2дБ.

У вентиляторов осевого типа регуляторы дают рост уровней шума на низких частотах от 2 до 8 дБ при положении, когда регулятор перекрывается в пределах от 25 до 50 %.

2. Устанавливать вентиляторы осевого типа с переменным шагом и изменяемым углом поворота лопаток, что позволяет повысить производительность в режиме установленного расхода воздуха. При сокращении расхода от 80 до 40 % от номинального уровни шума вентилятора снижаются в пределах от 2 до 5 дБ по всему частотному диапазону от 125 до 4 000 Гц.

3. Устанавливать вентиляторы с электрическим приводом, обеспечивающим постоянное регулирование скорости вращения. Снижение скорости вращения вентилятора дает снижение излучаемой звуковой мощности ΔL_W, рассчитываемой при помощи следующего уравнения:

$\Delta L_W = 50lg\ n_2/n_1$, дБ где n_2 – уменьшенная скорость вращения относительно n_1.

Регулирование скорости вращения рабочего колеса вентиляторов осуществляется воздействием на двигатель путем электронного регулирования частоты электропитания при помощи устройств, которые, к сожалению, повышают общий уровень шума. Чаще всего это устройства типа CSI (инвертор, работающий в качестве источника тока), VSI (инвертор, работающий в качестве источника напряжения) и PWM (инвертор с модуляцией амплитуды импульсов). Наименее шумными считаются CSI и PWM третьего поколения. В любом случае уровни шума двигателя обуславливаются парой двигатель/регулятор, равно как и качеством обмотки. На самом деле двигатель излучает чистый тон, интенсивность которого зависит от неровности формы волны тока питания.

В целом можно сказать, что установка на всасывающем патрубке регуляторов расхода с поворотными лопатками либо регулирующих заслонок на нагнетании вентилятора может повысить шумность системы при работе в режиме сокращенного расхода, тогда как при использовании вентиляторов с переменным шагом лопаток либо регулированием скорости вращения в режиме сокращенного расхода система будет работать тише, чем при максимальной производительности.

Устройства воздухоподготовки крышного типа

Обычно такие системы очень шумные и дают большую вибрацию. Причины – близость установок к обслуживаемому объекту, ошибки строительно-монтажного проекта,

недостаточная виброзащищенность конструкций, неэффективность вентиляторов, ошибки расчета воздуховодов.

Корректный расчет данного типа оборудования может существенно снизить функциональные шумы воздуховодной сети. Следует учитывать, что крышные установки зачастую монтируются на легких перекрытиях, в которых проделываются широкие проемы для организации сети подачи и отвода воздуха. Посредством этих воздуховодов крышная станция воздухоподготовки напрямую соединяется с кондиционируемыми помещениями. Нередко никаких специальных мероприятий по звукоизоляции и виброзащите не проводится вообще.

Да и пространства для таких материалов не оставляется. При работе с установками крышного типа главное и основное правило: станцию располагают на участке, где акустическое возействие на нижние помещения не является критичным: складские помещения, коридоры,санузлы, любые зоны, где нет постоянных посетителей.

Шумы, излучаемые станциями воздухоподготовки крышного типа, как правило, распространяются по следующим направлениям (рис. 4):

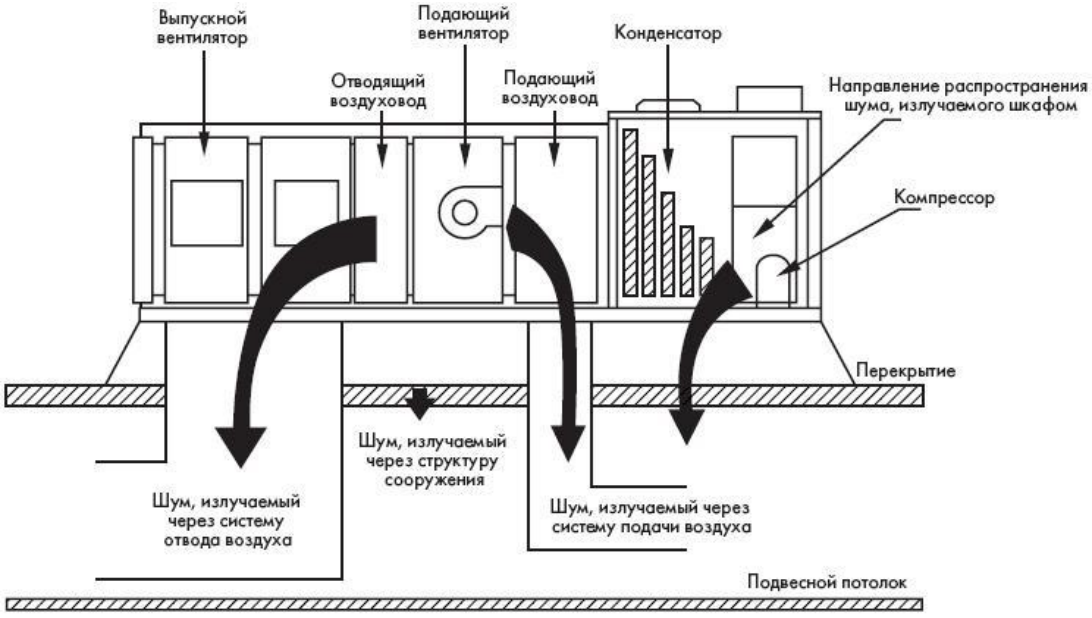


Рисунок 5.4. Распространение шума, излучаемого агрегатами воздухоподготовки крышного типа

1. По воздуху от нижней части устройства кондиционирования в направлении обслуживаемых помещений. Такие шумы, генерируемые различными компонентами внутри шкафа агрегата воздухоподготовки, через стены идут в помещение снизу, как правило, непосредственно через подающий и отводящий воздуховоды. Поэтому рекомендуется проемы для них устраивать на достаточном расстоянии от обслуживаемых помещений и после прокладки конструктивных элементов для транспортировки воздуха тщательно заделывать их изолирующим составом. Для снижения шума, передаваемого по воздуху, рекомендуется саму крышную установку подготовки воздуха также монтировать на некоторой высоте от сечений воздуховодов в крышном перекрытии. Кроме того, опять-таки для снижения уровней шума в сети необходимо должным образом изолировать прямолинейные участки воздуховодов, параллельные перекрытию.

2. Через структуру здания. Вибрации генерируются отдельными компонентами агрегатов воздухоподготовки. Такие компоненты рекомендуется тщательно изолировать

вибропоглощающими материалами.

3. Через подающие воздуховоды. Шумы здесь генерируются турбулентностью, чаще всего на участке у приточного патрубка вентилятора, а также у первого поворота воздуховода.Это, как правило, низкочастотные грохочущие шумы, и приглушить их довольно затрудни-тельно. Можно рекомендовать прокладку воздуховода в вентиляционном коробе с подходящими акустическими параметрами.

4. Через вытяжные воздуховоды. Для уменьшения шума можно разделить такой воздуховод на несколько каналов, каждый из которых следует тщательно изолировать звукопоглощающим материалом (минимальная толщина слоя 25 мм), а также установить глушители либо использовать звукопоглощающие короба.