

Министерство образования и науки Российской Федерации
Амурский государственный университет

О.Т. Аксенова

ПРОМЫШЛЕННАЯ АКУСТИКА

Учебное пособие

Благовещенск
Издательство АмГУ
2011

ББК 20.18 я 73

А 42

*Рекомендовано
учебно-методическим советом университета*

Рецензент:

*А.В. Бушманов, зав. кафедрой информационных и управляющих систем АмГУ,
канд. техн. наук*

Аксенова, О.Т.

А 42 Промышленная акустика: учебное пособие / О.Т. Аксенова. – Благовещенск: Амурский гос. ун-т, 2011. – 132 с.

В пособии изложены основные понятия общей акустики, рассмотрены источники шума машин и оборудования и причины его возникновения, приведены принципы и методы снижения шума.

Пособие предназначено для студентов специальности 280101 "Безопасность жизнедеятельности в техносфере" изучающих курсы "Основы акустики" и "Промышленная акустика".

ББК 20.18 я 73

© Аксенова О.Т., 2011

© Амурский государственный университет, 2011

В В Е Д Е Н И Е

Цели курса: освоение основных закономерностей возникновения звуковых волн и процессов их распространения в различных средах, а также формирования акустической интуиции, что необходимо для работы в области прикладной акустики, в частности – промышленной акустики, занимающейся методами идентификации источников шума и подавления звукоизлучения промышленного оборудования.

1 . О С Н О В Ы О Б Щ Е Й А К У С Т И К И

Акустика – наука о закономерностях возникновения и распространения звуковых волн в газообразных, жидких и твердых средах.

Как и большинство других основ науки акустика ведет свое начало из древней Греции. Известно, что уже Пифагор, изучая звучание струнных инструментов, проводил опыты с натянутой струной, для чего придумал специальное устройство монохорд (натянутая на деку струна с передвижными колками), с помощью которого он изучал влияние длины струны на издаваемый ею звук. Его последователями в изучении тайн звука были древнегреческие ученые-исследователи: Аристоксен, Архелай, Зенон, Хрисипп, Диоген Вавилонский. В своих работах они утверждали, что "воздух между слушателями и звучащим предметом колеблется кругами, а затем расходится волнами, как вода в водоеме от брошенного камня". Таким образом, уже древние греки рассматривали звук как колебательный процесс.

Основы классической акустики были заложены Галилео Галилеем, исследовавшим, как и Пифагор, процесс извлечения звука в результате колебания твердых тел (струн и пластин). В начале 19 века Гюйгенс исследовал процесс распространения волн. Ньютоном в его важнейшем труде "Математические начала натуральной философии" были разработаны основы волновых процессов в разных средах. Им было введено понятие длины волны, выведена формула для определения скорости звука.

Большой вклад в акустические исследования был внесен экспериментами с колеблющимися твердыми телами, которые проводили Л. Эйлер, Э. Хладни, Ф. Савар. Во второй половине 19 века фундаментальные теоретические работы были независимо выполнены Г. Гельмгольцем и лордом Рэлеем. Трактат Рэля "Теория звука" до настоящего времени является основополагающим фундаментом акустики.

Применение методов прикладной математики позволило построить стройную теорию звука не только для воздушной, но и для жидких и твердых сред, что нашло отражение в ставших уже классическими трудах Лайтхилла, Скучика, Тейлора, Блохинцева, Мунина, Голдстейна.

Развитие акустики связано с развитием экспериментальной техники и расширением области практических применений. В зависимости от направления и задач исследований известны следующие направления современной акустики:

музыкальная акустика (извлечение звука музыкальными инструментами и его распространение в воздухе);

строительная и архитектурная акустика (распространение звука в звукопроводах, помещениях, по строительным конструкциям);

гидроакустика (передача звука в водной среде);

биоакустика (звуковые волны, излучаемые живыми объектами);

молекулярная акустика;

ультраакустика (использование ультразвука для исследований материалов, в том числе для акустодиагностики);

авиационная акустика (звуковые волны, создаваемые газовыми струями, летательными аппаратами);

учение о гиперзвуке;

акустодиагностика (в машиностроении, неразрушающем контроле, в медицине);

техническая акустика (звукоизлучение и распространение звуковых волн, создаваемых машинами и оборудованием).

Задачи акустики – изучение закономерностей процессов:

звукоизлучения различными источниками;

распространения звуковых волн в воздушной, жидкой, твердой и пластичной средах, в однородных и слоистых средах;

дифракции и интерференции звука.

Методы акустики: экспериментальный и теоретический.

Как следует из приведенных выше кратких сведений об этапах развития акустики, первичным являлся *экспериментальный* метод, основанный на проведении опытов с реальными колеблющимися средами в конкретных условиях. Именно результаты этих экспериментов позволили сделать первые выводы о физической природе звука и закономерностях его излучения и распространения.

Теоретический метод основан на том, что наука о звуке трактуется как своеобразная механика упругих волн, в которой изучается поведение волн, как самостоятельных объектов, в отличие от обычной механики, занимающейся поведением материальных тел.

1.1. Основные понятия и определения

1.1.1. Звук и звуковые волны.

Звук – колебания частиц упругой среды (газообразной, жидкой или твердой), возникающие при ее динамическом возмущении. В твердых средах подобные колебания принято называть **звуковыми вибрациями**.

Причинами динамических возмущений среды может быть действие механических или электромагнитных сил, изменение термодинамических параметров среды: плотности ρ , давления p , температуры T . В соответствие с этим различают звуки **механического** происхождения (колебания пластин, мембран, струн, звук удара), **электромагнитного** происхождения (гудение трансформатора, электрических машин) и **аэрогидродинамического** происхождения (звук в трубах и каналах, звук выпуска струй газа или жидкости, звук насосов и вентиляторов, звук реактивных двигателей, гудение пламени).

Возникшее в какой-либо точке среды возмущение вызывает ее деформации, в результате которых в колебательное движение вовлекаются вначале близлежащие, а затем и удаленные частицы среды. Энергия, излучаемая источником звука, распространяется в виде звуковых волн.

Вследствие различия свойств жидких, газообразных и твердых сред, имеются некоторые особенности распространения в них звуковых волн.

В жидких и газообразных средах возможны лишь деформации сжатия-растяжения и поэтому возмущения в них распространяются только в направлении колебания частиц среды. Образующиеся при этом звуковые волны называются продольными.

В твердых средах помимо деформаций сжатия-растяжения возможны деформации сдвига. Смещения частиц среды происходят здесь как в продольном, так и в поперечном направлении. В связи с этим, возможно распространение как продольных, так и поперечных волн, в которых направление распространения волны перпендикулярно направлению колебания частиц.

В чистом виде ни поперечные, ни продольные волны в твердых телах не существуют. Но, на основании теории упругости, всякое волновое движение можно представить в виде суммы продольных и поперечных волн. На практике в реальных телах чаще всего встречаются следующие типы волн:

Квазипродольные – волны, распространяющиеся в стержнях вдоль оси. Вследствие поперечного сжатия возникают смещения частиц среды, перпендикулярные направлению распространения волн. В результате скорость их распространения уменьшается по сравнению со скоростью чисто продольных волн. Это различие особенно велико для резиноподобных материалов;

Изгибные – волны, в которых колебания частиц происходят перпендикулярно как к направлению их распространения, так и к поверхности твердого тела. Волны этого типа присутствуют в пластинах и стержнях. Именно они вносят наибольший вклад в звукоизлучение колеблющихся конструкций из пластин и стержней;

Волны Рэлея – поверхностные волны в твердых телах, имеющих большую толщину (массивные плиты, фундаменты, земная кора). Особенностью этих волн является быстрое убывание (по экспоненте) их амплитуды с продвижением вглубь тела.

Звуковые вибрации в твердых телах вызывают смещения частиц окружающей воздушной среды, расположенных в непосредственной близости от их поверхности. Таким образом, энергия колебания частиц твердой среды переда-

ется частицам воздушной среды. Возникающий при этом звук принято называть **воздушным**.

Следует заметить, что возможно и обратное воздействие воздушного звука на твердые поверхности (передача колебательной энергии на пластины, перегородки, перекрытия и пр.).

В акустике принято распространяющиеся звуковые волны представлять в виде суммы гармонических волн. Это позволяет получить решения для большинства задач, касающихся процессов распространения, излучения, отражения и поглощения звуковых волн. Таким образом, разложение на гармонические волны позволяет применить хорошо разработанный математический аппарат.

Звуковые волны характеризуются **длиной волны** λ (м); **частотой** f (Гц); и **скоростью звука** (скорость распространения волн) c (м/с). Между этими характеристиками существует известная зависимость

$$\lambda = c / f \quad (1.1)$$

Иногда удобно пользоваться величиной угловой частоты колебаний

$$\omega = 2 \pi f \quad (1.2)$$

В уравнениях теории звука часто встречается величина, называемая **волновым числом**, которое определяется как

$$k = \omega / c = 2\pi f / c = 2\pi / \lambda \quad (1.3)$$

Слышимый диапазон частот располагается в интервале от 16 Гц до 20 кГц. Колебания с частотами ниже указанного интервала называются **инфразвуком**, с более высокими частотами - **ультразвуком**.

Пример: рев быка – 30 Гц; писк комара – 10 кГц.

Скорость звука зависит как от типа волн, так и от механических свойств среды. В газообразных средах

$$c = \sqrt{\gamma p / \rho} \quad (1.4)$$

где $\gamma = c_p / c_v$ – отношение удельных теплоемкостей при постоянном давлении и постоянном объеме (для воздуха $\gamma = 1,4$); p – давление газа; ρ – плотность среды.

В широком диапазоне температур справедливо известное соотношение

$$c = \sqrt{\gamma RT / \mu} \quad (1.5)$$

здесь R – газовая постоянная; T – абсолютная температура газа, $^{\circ}K$; μ – молекулярный вес газа.

С учетом этого для воздуха при температуре $t^{\circ}C$

$$c = 332 + 0,6 t, \quad (1.6)$$

где 332 м/с – скорость звука при $0^{\circ}C$.

Для жидкостей скорость звука можно определить по формуле

$$c = \sqrt{K / \rho} \quad (1.7)$$

где K – модуль упругости среды – величина обратная сжимаемости среды β , ($K = 1/\beta$)

В табл. 1.1. приведены скорости звука в некоторых газах и жидкостях.

Таблица 1.1.

Скорость звука в газах и жидкостях (при температуре $20^{\circ}C$)

| Наименование газа или жидкости | Плотность ρ , кг/м ³ | Скорость звука c , м/с | Акустическое сопротивление ρc , кг/м ² с |
|--------------------------------|--------------------------------------|--------------------------|---|
| Водород | 0,084 | 1310 | 110 |
| Гелий | 0,167 | 1005 | 168 |
| Кислород | 1,34 | 326 | 437 |
| Азот | 1,17 | 337 | 394 |
| Окись углерода | 1,17 | 350 | 410 |
| Углекислый газ | 1,85 | 268 | 496 |
| Воздух | 1,21 | 344 | 416 |
| Водяной пар ($130^{\circ}C$) | 0,54 | 450 | 243 |
| Бензин | 750 | 1190 | $89 \cdot 10^4$ |
| Вода дистиллированная | 1000 | 1492 | $149 \cdot 10^4$ |
| Глицерин | 1260 | 1950 | $246 \cdot 10^4$ |
| Кислота соляная | 908 | 1500 | $136 \cdot 10^4$ |
| Толуол | 866 | 1325 | $115 \cdot 10^4$ |

При практических расчетах можно принимать скорость звука в воде и в жидких топливах ≈ 1500 м/с.

В твердых телах большое значение имеет тип распространяющихся волн, а также свойства материала и размеры тел. Продольные и поперечные волны распространяются с различной скоростью, что объясняется различием величины возникающих в среде деформаций сжатия и сдвига. Очевидно, что при одной и той же частоте колебаний длины волн поперечных и продольных будут отличаться.

В безграничных средах скорость распространения продольных волн

$$c_{np} = \sqrt{\frac{E(1-\nu)}{\rho(1-2\nu) \cdot (1+\nu)}} \quad (1.8)$$

где E – модуль Юнга;

ν – коэффициент Пуассона;

ρ – плотность материала среды.

В тонких стержнях, поперечные размеры которых меньше длины продольной волны, распространяются квазипродольные волны, скорость которых

$$c_{np} = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (1.9)$$

Для высокочастотных колебаний или для широких стержней, когда длина волн в несколько раз меньше поперечных размеров стержня, скорость распространения продольных волн, с достаточной точностью, определяется по формуле (1.8), т.е. стержень рассматривается как безграничная среда. В металлических стержнях различие этих скоростей будет невелико (для большинства металлов $\nu \approx 0,3$). В то же время для резиноподобных материалов, для которых коэффициент Пуассона ν близок к 0,5, величина $(1-2\nu)$, стоящая в знаменателе (1.8) стремится к нулю и, следовательно, скорость продольных волн в безграничной среде или широких стержнях будет во много раз превышать скорость в

тонких стержнях. Этот факт имеет большое значение при решении задач виброизоляции.

Скорости поперечных волн, обусловленных деформациями сдвига, существенно зависят от частоты колебаний f и от формы тела. В стержнях и пластинах такие волны называются изгибными. Скорость их распространения в пластинах

$$c_{изг.ст.} = \sqrt{2\pi\pi} \cdot \sqrt[4]{D/M} = \sqrt{2\pi f} \cdot \sqrt[4]{EJ / \rho h(1-\nu^2)} \quad , \quad (1.10)$$

где $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ – изгибная жесткость пластины; $M = \rho h$ – масса на единицу ширины пластины; $J = h^3 / 12$ – момент инерции на единицу ширины пластины; h – толщина пластины.

Для изгибных волн в стержнях

$$c_{изг.ст.} = \sqrt{2\pi \cdot f} \cdot \sqrt[4]{\frac{EJ_{ст.}}{\rho S}} \approx 1,35 \sqrt{c_{ст.} hf} \quad , \quad (1.11)$$

где S – площадь поперечного сечения стержня; $c_{ст.}$ – скорость продольных волн в стержне; $J_{ст.} = bh^3 / 12$ – момент инерции поперечного сечения стержня (b).

В стальных пластинах и стержнях с достаточной точностью величину скорости изгибных волн можно определить по формуле:

$$c_{изг.} \approx 950 \sqrt{hf} \quad (1.12)$$

В больших телах и круговых цилиндрах скорость поперечных волн не зависит от частоты и может быть представлена в виде

$$c_{non.} = \sqrt{\frac{G}{\rho}} \quad (1.13)$$

где G – модуль сдвига.

В табл. 1.2. приведены характеристики основных типов волн и их полей в твердых телах.

1.1.2. Акустические поля и их характеристики.

Совокупность распространяющихся звуковых волн образует акустическое (звуковое) поле источника звука. При описании акустических полей используют понятие фронт волны, который определяется как геометрическое место точек, колеблющихся в одной фазе (при этом амплитуды не обязательно должны быть равными). В зависимости от вида поверхности, огибающей фронт волны, различают поля плоских, сферических и цилиндрических волн.

Поле плоских волн возникает в трубах и каналах, когда их поперечные размеры малы по сравнению с длиной. Полем плоских волн можно считать и часть акустического поля источника звука на расстоянии много меньше, чем его размеры. В неограниченном пространстве источником плоских волн может быть лишь бесконечная колеблющаяся пластина.

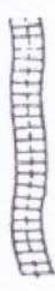
Сферические волны распространяются от точечного источника, пульсирующей сферы, закрепленной в экране колеблющейся мембраны. Примером таких источников могут быть небольшие по сравнению с длиной волны твердые тела, громкоговоритель в экране, отверстие в ограждении, через которое проходит звук.

Поле цилиндрических волн создается при колебании независимых источников звука, расположенных вдоль протяженной линии. Примером могут служить: пульсирующий цилиндр, щель, транспортные пути с потоком движущегося транспорта, длинные промышленные установки с большим числом некогерентно работающих механизмов

Возмущение среды, вызванное источником звука, сопровождается колебанием частиц среды, изменением ее плотности, температуры, давления. Их значения изменяются как во времени, так и в пространстве. В большинстве случаев процесс происходит почти адиабатически и без существенных изменений плотности среды (исключая нелинейные процессы: взрыв, переход через звуковой барьер и т.п.).

Таблица 1.2.

Основные типы волн в твердых телах и их характеристики

| Тип волн | Форма колебаний | Скорость распространения | Диапазон скоростей, м/с | Примечание |
|--|--|--|---------------------------------|---|
| Чистая продольная волна (в очень больших телах) |  | $c_{np} = \sqrt{\frac{E(1-\nu)}{\rho(1-2\nu)(1+\nu)}}$ | 1000 - 5000 | Основные типы волн, из которых формируются все другие типы. |
| Чистая поперечная волна (в очень больших телах и круговых цилиндрических стержнях) |  | $c_{поп.} = \sqrt{\frac{G}{\rho}}$ | 500 - 3500 | |
| Квазипродольная волна (в стержнях) |  | $c_{np} = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$ | От 50 (резина) до 5000 (металл) | Формулы действительны для диапазона $f < c_{np}/6h$ ($\lambda > 6h$) |
| Изгибные волны (в стержнях и пластинах) |  | $c_{изг.ст.} = \sqrt[4]{\frac{\omega^2 B'}{m'}}$ $c_{изг.пл.} = \sqrt[4]{\frac{\omega^2 B''}{m''}}$ | 1 - 1500 | Формулы действительны для диапазона $f < c_{np}/20h$ ($\lambda > 20h$) |
| Крутильные волны в стержнях |  | $c_{\kappa} = \sqrt{T/\theta}$ | 0 - 3000 | Для круговых цилиндров $c_{\kappa} = c_T$ |
| Волны Рэлея (на свободных поверхностях тел, имеющих большую толщину) |  | $c_R \approx c_m$ | 450 - 3250 | Формулы действительны для диапазона $f >> c_{np}/20h$ ($\lambda > 20h$) |

Примечание. E – модуль упругости, замеренный на соответствующем стержне; G – модуль сдвига; μ – коэффициент Пуассона, для тонких стержней $\mu < 0.4$ $G = E/2(1+\mu)$; ρ – плотность; m – масса на единицу длины; m'' – масса на единицу площади; B – изгибная жесткость пластины, для однородных пластин толщиной h $B = 12E h^3(1-\mu)$; B'' – изгибная жесткость, для однородных прямоугольных стержней толщиной h $B'' = 12E b h^3$; T – крутильная жесткость; θ – момент инерции масс.

Поэтому плотность – ρ (кг / м³) и температура T (°К) принимаются постоянными величинами. Основными характеристиками акустических полей являются: **звуковое давление** p (Па), определяемое как разность давлений в возмущенной и невозмущенной среде; и **колебательная скорость** частиц среды – v (м / с).

Поскольку мгновенные значения давления и скорости колеблются относительно среднего значения, то эти переменные принято оценивать *эффективными* значениями \tilde{p} и \tilde{v} , которые эквивалентны среднеквадратическим значениям по времени

$$\tilde{p} = p_m / \sqrt{2} \quad (1.14)$$

$$\tilde{v} = v_m / \sqrt{2} \quad (1.15)$$

где p_m и v_m – максимальные значения звукового давления и виброскорости. В дальнейшем, для удобства записи, будем обозначать среднеквадратические значения указанных величин без волнистой черты.

Для плоских и квазиплоских звуковых волн, например, при распространении звука в открытом пространстве на некотором расстоянии от источника справедливо следующее соотношение между звуковым давлением и колебательной скоростью

$$p = v \rho c \quad (1.16)$$

Возвратно-поступательное движение частиц среды при распространении звуковых волн можно охарактеризовать их величиной их **смещения** ξ (м), а также колебательным **ускорением** a (м / с²). Эти параметры наряду с колебательной скоростью v чаще всего используются для описания процесса распространения звука в твердых средах и потому v и a принято называть **виброскоростью** и **виброускорением**.

Помимо указанных выше параметров акустических полей в различных средах для характеристики их свойств вводят понятие **акустического импеданса** или **акустического сопротивления** Z . Он определяется отношением звукового давления и колебательной скорости частиц

$$Z = \frac{P}{v}, \quad (H \cdot c / m^3) \quad (1.17)$$

Из (1.16) следует, что в поле плоских или квазиплоских звуковых волн выражение для импеданса принимает простую форму

$$Z = \rho c \quad (1.18)$$

В поле сферических или цилиндрических волн аналогичное выражение для волнового сопротивления справедливо лишь на значительном удалении от источника, т.е. там, где кривизна фронта волны будет столь мала, что ее можно считать плоской. Это выполняется на расстояниях вдвое превышающих длину волны, т.е.

$$r \geq 2 \lambda \quad (1.19)$$

В твердых средах и телах величина волнового сопротивления для поперечных и продольных волн будет различной в силу отличия значений скорости распространения соответствующих волн.

Из (1.18) видно, что акустическое сопротивление зависит лишь от плотности среды и от скорости распространения звука в ней. В табл. 1.1 приведены значения акустических сопротивлений для различных сред и материалов. В следующих разделах будет показано, что соотношение акустических сопротивлений сред определяет процессы прохождения и отражения звуковых волн на их границе.

Энергетической характеристикой акустического поля является его **интенсивность** (сила звука) I ($Вт/м^2$), которая определяется потоком энергии проходящей через единичную площадку за единицу времени. Величина интенсивности определяется через звуковое давление и виброскорость из соотношения

$$I = \overline{p(t) \cdot v(t)} = (\overline{p_m \cdot v_m}) / 2 \quad (1.20)$$

Здесь черта сверху обозначает осреднение по времени.

Используя (1.14 – 1.18) можно записать для поля плоских и квазиплоских волн:

$$I = p_m v_m / 2 = p^2 / \rho c = p^2 / Z = v^2 \rho c = v^2 Z \quad (1.21)$$

Следует отметить полезное следствие, вытекающее из (1.21). Интенсивность звука I по определению является векторной величиной. Измерение таких физических величин, как известно, представляет определенные трудности, т.к. результат зависит от ориентации приемника излучения. Из вышеприведенной формулы следует, что по измерениям звукового давления p , являющегося скалярной величиной, можно найти величину интенсивности звука.

По интенсивности звука можно определить количество энергии, излучаемой источником звука, т.е. акустическую мощность источника W (Вт). Для источника плоских волн эта величина определится умножением интенсивности I на площадь сечения S , в котором излучается звуковая энергия, т.е. $W = I \cdot S$.

Звуковая мощность как характеристика источника довольно часто соотносится с механической или электрической мощностью P_m источника. В этом случае может быть введено понятие акустического коэффициента полезного действия $\zeta = W / P_m$, некоторые ориентировочные значения которого приведены в табл.1.3. Акустический КПД используется для приближенного определения звуковой мощности.

Таблица 1.3.

Акустический коэффициент полезного действия некоторых источников

| Источник звука | Акустический КПД, ζ |
|---|--|
| Сирена | 10^{-2} |
| Вентилятор | 10^{-6} |
| Небольшая газовая турбина: – шум всасывания – шум выхлопа – шум от корпуса | 10^{-4} 10^{-5} 10^{-6} |
| Мотоцикл с объемом цилиндров 250см^3 , без глушителя | 10^{-3} |
| Дизельный двигатель с частотой вращения, об./мин: – 800 – 3000 | $4 \cdot 10^{-7}$ $5 \cdot 10^{-6}$ |
| Дизельный двигатель с газотурбонаддувом, 1500 об/мин (выхлоп) | 10^{-4} |
| Электродвигатель | $2 \cdot 10^{-7}$ |
| Громкоговоритель | $5 \cdot 10^{-2}$ |
| Флейта, труба, саксофон | 10^{-2} |
| Орган | $10^{-3} - 10^{-2}$ |
| Человеческий голос | $5 \cdot 10^{-4}$ |

В поле ненаправленного источника сферических волн поверхность, на которой частицы среды колеблются в одной фазе, представляет собой сферу радиуса r , равном расстоянию до источника. В этом случае площадь поверхности будет $S = 4\pi r^2$ и следовательно его акустическая мощность определится:

$$W = 4\pi r^2 I = 4\pi r^2 p^2 / \rho c = 4\pi r^2 v^2 \rho c \quad (1.22)$$

Это соотношение позволяет, так же как в случае интенсивности звука, определить акустическую мощность по результатам измерения звукового давления в точках, расположенных на поверхности воображаемой сферы радиуса r , равного расстоянию до источника. Кроме того, возможно решение и обратной задачи – нахождение значения звукового давления на расстоянии r от источника по заданной акустической мощности источника. Очевидно, что

$$p^2 = W \rho c / 4\pi r^2 \quad (1.23)$$

Для характеристики неравномерности звукоизлучения источника звука в различных направлениях используют величину **фактора направленности Φ** , который определяется отношением интенсивности звука в данной точке сферы,

в центре которой находится источник, к средней интенсивности звука на поверхности этой же сферы

$$\Phi = I / I_{cp} \quad (1.24)$$

В этом случае в (1.22) появляется дополнительный множитель, т.е.

$$W = 4\pi r^2 I * \Phi \quad (1.25)$$

На практике часто имеют дело с несколькими источниками звука. Очевидно, что в этом случае общая акустическая энергия, излучаемая этими источниками, определяется суммированием их акустических мощностей, т.е.

$$W_{\Sigma} = W_1 + W_2 + \dots + W_n = \Sigma W_i \quad (1.26)$$

Из (1.22) и (1.23) следует, что в поле сферических волн плотность акустической энергии убывает с расстоянием, поскольку при удалении от источника площадь поверхности, через которую проходят звуковые волны, увеличиваются. В связи с этим, интенсивность звука убывает по закону "обратных квадратов".

$$I \sim 1 / r^2 \quad (1.27)$$

Звуковое давление и скорость частиц среды убывает, соответственно, обратно пропорционально расстоянию от источника

$$p \sim 1 / r \quad (1.28)$$

В поле цилиндрических волн акустическая мощность источника будет распределяться по цилиндрической поверхности, площадь которой пропорциональна расстоянию от источника ($S \sim r$), следовательно интенсивность и звуковое давление изменяются по закону

$$I \sim 1 / r \quad (1.29)$$

$$p \sim 1 / \sqrt{r} \quad (1.30)$$

т.е. интенсивность цилиндрических волн убывает медленнее, чем интенсивность волн сферических. Поэтому говорят, что звукоизлучение цилиндрических волн эффективнее, чем сферических. Этот факт следует учитывать при звуко-

изоляции. Для отверстия в перегородке, которое будет являться источником сферических волн, интенсивность звука будет уменьшаться в четыре раза при удвоении расстояния, а для щели той же площади только вдвое. Поэтому следует большее внимание уделять звукоизоляции щелей в перегородках. По той же причине на большое расстояние распространяется шум от протяженных в одном направлении источников, например транспортных линий (шоссе, железных дорог), являющихся источниками цилиндрических волн.

1.1.3. Логарифмическая шкала акустических характеристик

Диапазон изменения акустических характеристик достаточно велик. Так например, интенсивность наиболее тихого звука, доступного восприятию человеческого уха, составляет около 10^{-12} Вт/м². При этом частицы среды воздушной колеблются с амплитудой около $5 \cdot 10^{-9}$ мм, со скоростью 2 м/год. Наиболее громкий звук, шум реактивного самолета, пролетающего на расстоянии 50 м, обладает интенсивностью порядка 10 Вт/м². В этом случае смещения частиц среды достигают 0,1 мм, скорость их составляет около 1 м/с, а ускорение – 10 км /с², т.е. 1000 *g*.

При таких больших диапазонах изменения физических величин принято использовать относительные характеристики. Для этого данное значение сравнивают с исходным пороговым значением этой величины. Кроме того, используется логарифмическая шкала оценки. Вводимая таким образом величина называется уровнем определяемой физической характеристики. За единицу уровня принято такое отношение данного и опорного значения, когда их десятичный логарифм равен единице, что возможно в том случае, когда данное значение в десять раз больше опорного. Такая единица называется Белл (по имени английского акустика Белла).

На практике пользуются более мелкими единицами, десятными долями Белла, которые называются децибел и обозначаются *дБ*. При таких условиях уровнем какой-либо физической величины *A* называют значение

$$L = 10 \lg A / A_0, (\text{дБ}),$$

где A_o – пороговое значение оцениваемой величины.

В акустике приняты следующие оценки акустических характеристик:

уровень звуковой мощности

$$L_w = 10 \lg W / W_o; \quad (W_o = 10^{-12} \text{ Вт}) \quad (1.31)$$

уровень интенсивности звука (уровень звука)

$$L = 10 \lg I / I_o; \quad (I_o = 10^{-12} \text{ Вт/м}^2) \quad (1.32)$$

уровень звукового давления

$$L_p = 10 \lg p^2 / p_o^2; \quad (p_o = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Па}) \quad (1.33)$$

уровень виброскорости

$$L_v = 10 \lg v^2 / v_o^2; \quad (v_o = 5 \cdot 10^{-8} \text{ м/с}) \quad (1.34)$$

уровень виброускорения

$$L_a = 10 \lg a / a_o; \quad (a_o = 3 \cdot 10^{-2} \text{ м/с}^2) \quad (1.35)$$

Из (1.31) и (1.32) с учетом (1.21) следует, что уровень интенсивности и уровень звукового давления совпадают по величине, поскольку $I \sim p^2$, т.е.

$$L = 10 \lg I / I_o = 10 \lg p^2 / p_o^2 = 20 \lg p / p_o = L_p \quad (1.36)$$

В дальнейшем, говоря об уровне звукового давления, будем опускать индекс у знака уровня L .

Уровень акустической мощности, согласно (1.22) и (1.31), определится по формуле

$$L_w = 10 \lg W / W_o = 10 \lg (I \cdot S / I_o \cdot S_o) = 10 \lg 10^{0.1L} + 10 \lg S / S_o \quad (1.37)$$

где $S_0 = 1\text{ м}^2$ – площадь поверхности единичной сферы, принимаемая в качестве порогового значения. Следовательно, между уровнями звуковой мощности и давления справедливо следующее соотношение:

$$L_w = L + 10 \lg S \quad (1.38)$$

Очевидно, что уровень звука при увеличении расстояния от источника в n раз будет уменьшаться на величину

$$\Delta L = 10 \lg (r_2^2 / r_1^2) = 20 \lg n, \text{ (дБ)} \quad (1.39)$$

При удвоении расстояния $\Delta L = 20 \lg 2 = 20 \cdot 0,3 = 6 \text{ дБ}$

Такое же увеличение расстояния от оси источника цилиндрических волн приведет к снижению уровня звука в два раза меньшему, поскольку согласно (1.28),

$$\Delta L = 10 \lg (r_2 / r_1) = 10 \lg n \quad (1.40)$$

Сложение акустических величин возможно лишь на энергетическом уровне, т.е. с учетом (1.26). Поэтому следует отметить основные правила действия с логарифмическими величинами, какими являются уровни звука, звукового давления, мощности и пр.

Определим уровень звука, создаваемого рядом источников, каждый из которых создает в данной точке пространство звук, уровень которого составляет L_i . Для этого вначале определим абсолютные значения интенсивностей. Из (1.32) следует, что

$$I_i = 10^{0,1 L_i} \quad (1.41)$$

Сложим их энергетически и вновь прологарифмируем суммарную интенсивность

$$L_\Sigma = 10 \lg \sum_{i=1}^n \frac{I_i}{I_0} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1 L_i} \quad (1.42)$$

Для n источников, создающих равные уровни интенсивности L , суммарный уровень определится как

$$L_{\Sigma} = L + 10 \lg n \quad (1.43)$$

Выражение (1.42) для практических целей удобно привести к следующему виду

$$L_{\Sigma} = L_{max} + \sum_{i=1}^n 10^{0,1(L_i - L_{max})} = L_{max} + \Delta L \quad (1.44)$$

где L_{max} – максимальный из всех L_i уровень;
 $(L_i - L_{max})$ – разность i -го уровня с максимальным.

Поскольку $(L_i - L_{max})$ всегда будет < 0 , то при разности уровней более 10дБ, второе слагаемое в скобках будет существенно < 1 , т.к. логарифм выражения, стоящего под знаком логарифма, будет близок к нулю и вклад таких источников на суммарном уровне почти не скажется.

Пример 1 $L_1 = 90$ дБ; $L_2 = 90$ дБ

$$L_{\Sigma} = 90 + 10 \lg 2 = 90 + 10 * 0.3 = 93 \text{ дБ}$$

Пример 2 $L_1 = 80$ дБ; $L_2 = 65$ дБ

$$\begin{aligned} L_{\Sigma} &= 80 + 10 \lg (1 + 10^{-1,5}) = 80 + 10 \lg (1 + 0.032) = 80 + 10 \lg 1.032 = \\ &= 80 + 0.14 \approx 80 \text{ дБ} \end{aligned}$$

Пример 3 $L_1 = 80$ дБ; $L_2 = 75$ дБ; $L_3 = 70$ дБ

$$\begin{aligned} L_{\Sigma} &= 80 + 10 \lg (1 + 10^{-0,5} + 10^{-1}) = 80 + 10 \lg (1 + 0.32 + 0.10) = \\ &= 80 + 10 \lg 1.42 \approx 80 + 1.5 \approx 81.5 \text{ дБ} \end{aligned}$$

Ниже приводится таблица, составленная для ΔL и позволяющая легко определить суммарный уровень звука, создаваемого несколькими источниками.

| $(L_{max} - L_i)$, дБ | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 15 | 20 |
|---|---|-----|---|-----|-----|-----|---|-----|-----|-----|-----|-----|----|
| $\Delta L = 10 \lg (1 + 10^{0,1(L_i - L_{max})})$ | 3 | 2,5 | 2 | 1,8 | 1,5 | 1,2 | 1 | 0,8 | 0,6 | 0,5 | 0,4 | 0,2 | 0 |

Следуя правилу сложения уровней можно по разности уровней определить, как изменяется интенсивность звуковых волн. Пусть изменение уровня составляет N дБ, тогда очевидно

$$N = L_2 - L_1 = 10 \lg I_2 / I_1 \quad \text{и} \quad I_1 / I_2 = 10^{0,1N} \quad (1.45)$$

Прирост уровня на 1 дБ соответствует увеличению интенсивности в 1,26 раза ($10^{0,1} \approx 1,259$), что практически не ощутимо на слух. В тоже время точность акустических расчетов и измерений не превышает 0,1 дБ, что соответствует погрешности по интенсивности не более 2% ($10^{0,01} \approx 1,02$ т.е. $\Delta = 0.02$). Поэтому ***неправомерно при проведении замеров и расчетов указывать значения уровней акустических величин или их разностей с более высокой точностью.***

1.1.4. Звуковые спектры. Октавные и 1/3-октавные полосы частот

При решении практических задач чаще всего приходится иметь дело не с чистыми тонами, т.е. звуками одной частоты, а сложными звуками, представляющими собой смесь многих простых колебаний различной интенсивности и частоты. Как известно, сложный колебательный процесс можно представить в виде суммы гармонических функций. Для звукового давления имеем

$$p(\omega, t) = \sum_i p_i \cdot \sin(\omega_i t + \phi_i) = \sum_i p_i \cdot \sin(2\pi f_i t + \phi_i) \quad (1.46)$$

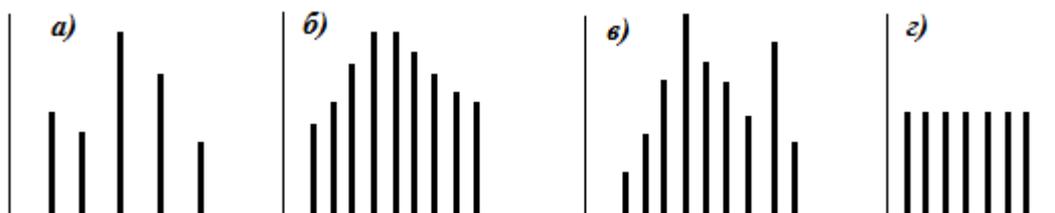
где p_i , f_i , ω_i и ϕ_i - соответственно амплитуда, частота круговая частота и фаза составляющих.

Как известно из механики, графическое изображение этого процесса в функции времени называется осциллограммой. Такое представление при необходимости выявления частотных составляющих требует специального гармонического анализа. В связи с этим, в акустике принято колебательный процесс изображать в виде функции частоты. Такая запись называется *спектрограммой* или ***звуковым спектром***. Спектр позволяет судить о том, колебания каких час-

тот вносят наибольший вклад в формирование акустического поля, для каких частот следует проектировать звукоизоляцию и звукопоглощение, какова должна быть эффективность шумозащитных средств.

Различают несколько типов звуковых спектров (рис. 1.1). Спектр, в котором отдельные составляющие отделены друг от друга более или менее значительными частотными интервалами (рис.1.1, *а*), называется **линейчатым или дискретным**.

Кратные составляющие линейчатого спектра называются гармониками. Количество и сила отдельных частотных составляющих звука определяют его слуховую окраску – тембр.



а – линейчатый спектр; *б* – сплошной спектр; *в* – смешанный спектр; *г* – спектр белого шума
Рис.1.1. Типы звуковых спектров

Если частотные составляющие следуют одна за другой непрерывно, то спектр называется сплошным (рис.1.1, *б*). Такие спектры возникают при соударении тел и при образовании звуковых импульсов. В случае, когда составляющие сплошного спектра шума имеют равные амплитуды (рис.1.1, *г*) шум называют **белым шумом**.

Человеческое ухо различает частотные составляющие звуковых колебаний также как и их амплитуды, т.е. по логарифмическому закону. Поэтому принято рассматривать и сравнивать частотные составляющие в полосах частот, ширина которых увеличивается по мере увеличения частоты. Общепринятыми считаются октавные и 1/3-октавные полосы частот. Каждая последующая октавная полоса в два раза шире предыдущей, т.е. отношение верхней и нижней граничных частот равно 2. В 1/3-октавных полосах это отношение равно $\sqrt[3]{2}$.

Частотные полосы обозначаются их центральными частотами, которые определяются как среднегеометрическая величина верхней и нижней частоты данной полосы, т.е. $f = \sqrt{f_1 \cdot f_2}$.

В табл. 1.4. приведены центральные частоты и приближенные значения граничных частот октавных и 1/3-октавных полос.

Таблица 1.4.

Центральные и граничные частоты октавных и 1/3-октавных полос частот

| Октавные полосы частот | | | Третьоктавные полосы частот | | |
|-------------------------------------|----------------------------------|-----------------------------------|---|--------------------------------------|---------------------------------------|
| центральная частота октавы f , Гц | нижняя частота октавы f_1 , Гц | верхняя частота октавы f_2 , Гц | центральная частота 1/3-октавы f , Гц | нижняя частота 1/3-октавы f_1 , Гц | верхняя частота 1/3-октавы f_2 , Гц |
| 16 | 11 | 22 | 16,0 | 14,1 | 17,8 |
| | | | 20,0 | 17,8 | 22,4 |
| 31,5 | 22 | 44 | 25,0 | 22,4 | 28,2 |
| | | | 31,5 | 28,2 | 35,5 |
| | | | 40,0 | 35,5 | 44,7 |
| 63 | 44 | 88 | 50,0 | 44,7 | 56,2 |
| | | | 63 | 56,2 | 70,8 |
| | | | 80 | 70,8 | 89,1 |
| 125 | 88 | 177 | 100,0 | 89,1 | 112 |
| | | | 125 | 112 | 141 |
| | | | 160 | 141 | 178 |
| 250 | 177 | 355 | 200 | 178 | 224 |
| | | | 250 | 224 | 282 |
| | | | 315 | 282 | 355 |
| 500 | 355 | 710 | 400 | 355 | 447 |
| | | | 500 | 447 | 562 |
| | | | 630 | 562 | 708 |
| 1000 | 710 | 1420 | 800 | 708 | 891 |
| | | | 1000 | 891 | 1122 |
| | | | 1250 | 1122 | 1413 |
| 2000 | 1420 | 2840 | 1600 | 1413 | 1778 |
| | | | 2000 | 1778 | 2239 |
| | | | 2500 | 2239 | 2818 |
| 4000 | 2840 | 5680 | 3150 | 2818 | 3548 |
| | | | 4000 | 3548 | 4467 |
| | | | 5000 | 4467 | 5623 |
| 8000 | 5680 | 11360 | 6300 | 5623 | 7079 |
| | | | 8000 | 7079 | 8913 |
| | | | 10 000 | 8913 | 11 220 |
| 16 000 | 11 360 | 22 720 | 12 500 | 11 220 | 14 130 |
| | | | 16 000 | 14 130 | 17 780 |
| | | | 20 000 | 17 780 | 22 390 |

При построении спектров в октавных или 1/3-октавных полосах частот используют логарифмический масштаб, как для шкалы уровней, так и для шкалы частот. Независимо от абсолютной ширины полосы частот, все они изображаются отрезками одинаковой величины. В целом октавный спектр будет представлять собой гистограмму, состоящую из столбиков одинаковой ширины, высота которых будет зависеть от уровня звуковой энергии всех частотных составляющих, входящих в данную октаву (рис.1.2.).

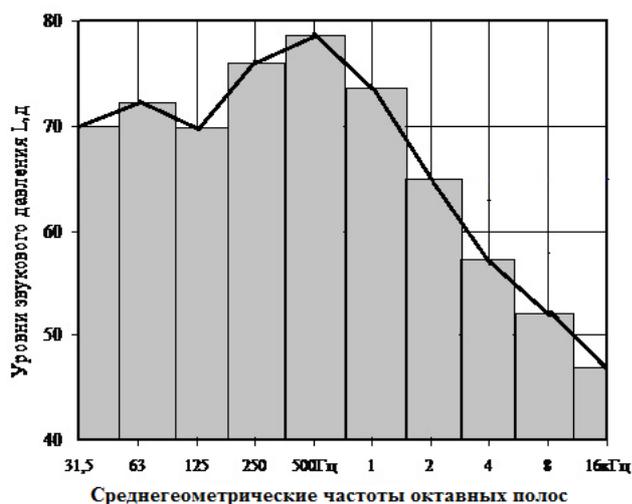


Рис.1.2. Октавный спектр шума

Общепринято вместо гистограммы использовать условное изображение спектра в виде ломанной кривой, координаты точек излома которой определяются центральной частотой октавы или 1/3-октавы и уровнем звуковой энергии в данной полосе частот (см. огибающую кривую на рис.1.2). Поскольку такое изображение условно, то интерполяция для определения промежуточных значений в данном случае будет некорректна.

Представление звуковых спектров в полосах частот значительно упрощает проведение измерений и анализа полученных результатов, поскольку уменьшается их объем и затраты времени. В большинстве случаев достаточно проводить анализ в октавных полосах. Однако, при анализе звуковых вибраций, аэродинамических шумов, а также для тщательного выяснения причин повышенных уровней шума, выявления конкретных его источников, проектирования эффективных шумозащитных средств, требуется проведение частотного анали-

за в более узких полосах частот, т.е. в 1/3-октавах, либо в узких полосах с постоянной шириной

Если источник создает шум, такой что в каждой полосе частот, независимо от ее ширины, излучается одинаковая звуковая энергия, то такой шум называется **розовым шумом**. Поскольку ширина каждой октавной полосы увеличивается вдвое, то интенсивность звука в каждой октаве будет уменьшаться также в два раза. Октавный спектр такого шума будет представлять собой прямую линию.

Для интегральной оценки уровня звука по всему спектру следует воспользоваться правилом энергетического сложения (1.42), проводя суммирование уровней звукового давления L_i по всем частотным полосам. Очевидно, что для "розового" шума с уровнями звукового давления в n октавах $L_{окт}$ будет справедливо:

$$L = L_{окт} + 10 \lg n$$

Поскольку обычно во внимание принимается 9 октав (с 31,5 по 8000 Гц), то

$$L = L_{окт} + 10 \lg 9 = L_{окт} + 9,5, \text{дБ}$$

Следует отметить еще одну интегральную характеристику шумов, учитывающую различную чувствительность человеческого уха к разным частотным диапазонам. 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 δ в уровни звукового давления L_i каждой октавной полосы с последующим энергетическим суммированием во всем частотном диапазоне:

$$L_A = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1(L_i + \delta_i)}, \text{дБА} \quad (1.47)$$

Значения корректирующих поправок приведены в таблице 5.

Таблица 5.

Корректирующие поправки δ_i

| | | | | | | | | | |
|---|-------|-------|-------|------|------|-------|-------|-------|------|
| Среднегеометрическая частота октавных полос, Гц | 31,5 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1 000 | 2 000 | 4 000 | 8000 |
| Корректирующая поправка δ_i дБ | -32,0 | -26,0 | -16,1 | -8,6 | -3,2 | 0,0 | +1,2 | +1,0 | -1,1 |

Очевидно, что значение скорректированного 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...- 20 дБ, можно говорить о присутствии инфразвуковых колебаний.

Корректирующая поправка при проведении измерения уровней шума вносится автоматически с помощью специальных корректирующих фильтров, встроенных в прибор. При проведении акустических расчетов эта поправка вносится по формуле (1.47).

1.2. Излучение звуковых волн

1.2.1. Звукоизлучение и формирование акустического поля источника

Передача колебательной энергии твердых тел в окружающую воздушную среду – звукоизлучение, представляет одну из наиболее сложных задач акустики. До настоящего времени точные решения получены лишь для небольшого ряда идеальных источников звука (мембран, пластин, струн, стержней, цилиндрических оболочек, точечных источников). Объясняется это тем, что в твердых телах распространяются как поперечные, так и продольные волны, а в воздушной среде - только продольные. Кроме того, существенно отличаются и скорости распространения колебаний в твердой и воздушной средах. Как показывают исследования решений волнового уравнения на границе двух сред, не всякое колебание частиц твердых тел может быть причиной возникновения воздушного звука, даже если оно происходит с частотой слышимого диапазона волн. Колебательная энергия частиц твердой среды передается частицам воздуха и распространяется дальше тогда и только тогда, когда длина волны в твердом теле и

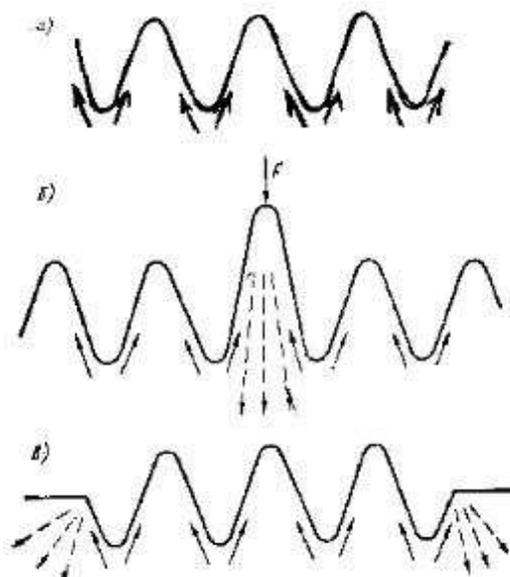
длина волны этой же частицы в воздухе совпадают. Частота, на которой выполняется это условие, называется *граничной частотой*.

Для пластин, граничная частота определяется выражением

$$f_{cp} = c^2 / 2\pi = \sqrt{m / D} \quad (1.48)$$

где m – масса на единицу площади; D – изгибная жесткость (см. 1.10).

На более низких частотах энергия колебаний частиц твердого тела затрачивается на перетекание частиц окружающей среды вдоль поверхности тела между соседними участками, движущимися в противофазе (рис.1.3).



a –бесконечная пластина; $б$ –бесконечная пластина, возбуждаемая сосредоточенной силой; $в$ –пластина в жестком экране (сплошные стрелки указывают перетекание среды; штриховые – излучение звука)

Рис. 1.3. Схема взаимодействия изгибно колеблющейся пластины и воздушной среды

Колебательная энергия частиц не передается дальше, поэтому эту часть акустического излучения принято называть "безваттной". Интенсивность звука уменьшается здесь с расстоянием по экспоненциальной зависимости. На близком расстоянии от источника звука преобладает именно "безваттное" звукоизлучение.

На частотах выше граничной энергия колебания частиц, расположенных вблизи поверхности твердого тела, полностью передается в окружающую среду

и распространяется на большое расстояние. При этом интенсивность звука изменяется обратно пропорционально квадрату расстояния (для сферических и плоских волн) или первой степени от расстояния (для цилиндрических волн). Принимая во внимание определение уровней акустических величин (см. п.1.3, формула 1.32), можно утверждать, что уровень интенсивности изменится на величину $\Delta L = 10 \lg (r_2 / r_1)^2 = 20 \lg r_2 / r_1$. При удвоении расстояния ($r_2 / r_1 = 2$) для сферических волн $\Delta L = 20 \lg 2 = 6 \text{ дБ}$ (Рис.1.4).

В соответствие с вышесказанным, принято разделять акустическое поле источника звука на *акустически ближнее и дальнее поля* (рис.6)

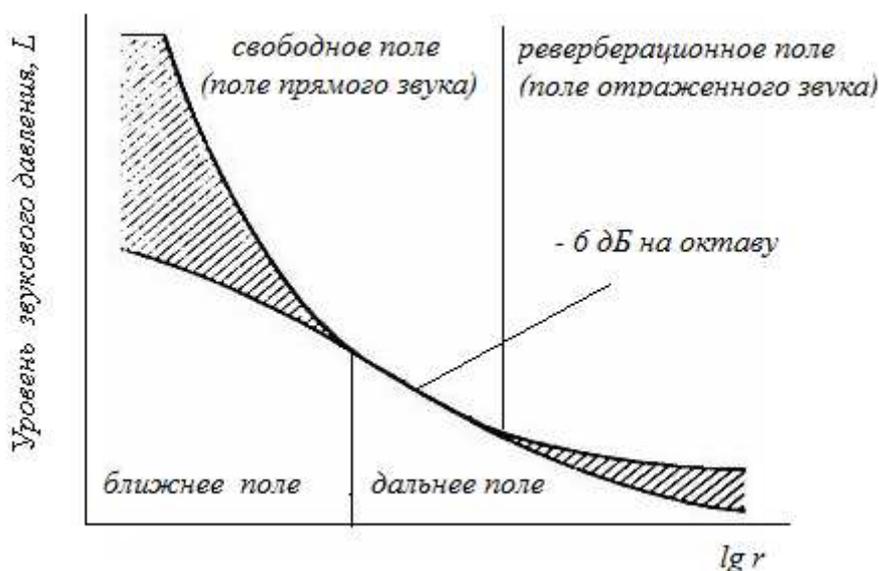
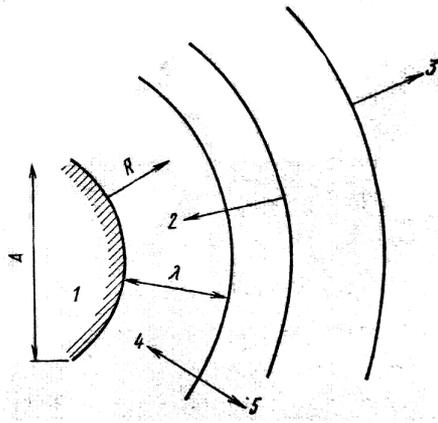


Рис. 1.4. Изменение уровня звукового давления с расстоянием

В акустически ближнем поле фазы звукового давления и скорости частиц не совпадают и для интенсивности звука несправедливо соотношение (1.27), т.е. не выполняется условие пропорциональности интенсивности квадрату звукового давления (см. 1.33). Таким образом, интенсивность может быть определена лишь в том случае, когда помимо звукового давления известна и разность фаз ($\varphi_p - \varphi_v$) между давлением и скоростью частиц. Практически получить эти данные весьма затруднительно.



1 – источник звука; 2 – геометрически ближнее поле; 3 – геометрически дальнее поле; 4 – акустически ближнее поле; 5 – акустически дальнее поле

Рис.1.5. Структура акустического поля источника

Согласно вышесказанному, в области ближнего поля не выполняются и соотношения (1.1.36), т.е. измерения уровней звукового давления не дают возможности определить ни уровень интенсивности, ни уровень акустической мощности источника звука. Это важно помнить при планировании проведения экспериментальных работ, в противном случае могут быть получены искаженные значения искомых величин L_I и L_p . Критерием выбора места расположения измерительных точек считается выполнение условия

$$r > \lambda \quad (1.49)$$

где r - расстояние от ближайшей точки поверхности источника.

Здесь следует также отметить еще одно разделение акустического поля в зависимости от размеров реального источника звука. Поскольку на практике источники звука имеют вполне определенные размеры, принято рассматривать две зоны акустического поля: *геометрически ближнее и дальнее*. Геометрически дальним полем называется область, в которой акустические характеристики поля не зависят от размеров самого источника, т.е. его можно считать точечным. Границы геометрически ближнего поля определяется из условия

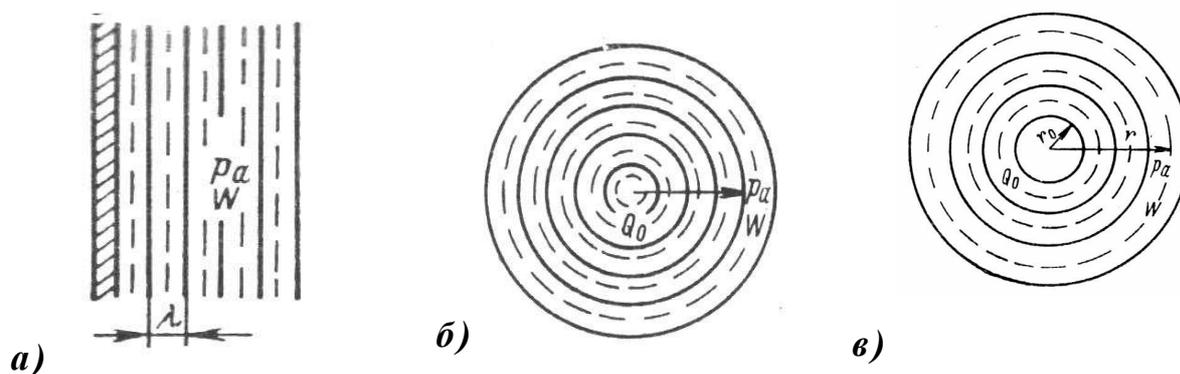
$$R \ll l_{max} \quad (1.50)$$

где l_{max} - максимальный размер источника. Практически границу принимают равной (3-5) l_{max}

В геометрически ближнем поле нельзя в общем виде рассчитать уровни звукового давления, поскольку вблизи источника конечных размеров поверхности равных уровней звукового давления повторяют форму источника. Фронт волны нельзя считать здесь ни сферическим, ни плоским. Поэтому измерения уровней звукового давления с целью получения в дальнейшем путем пересчета уровней звука на различных расстояниях от источника звука, следует проводить в зоне геометрически дальнего поля, т.е. на расстоянии $r \gg l_{max}$.

1.2.2. Излучение звука простейшими источниками.

Передача энергии звуковых колебаний от твердых тел окружающей среде представляет собой довольно сложный физический процесс, эффективность которого существенно зависит не только от соотношения акустических сопротивлений, но и в значительной степени от формы и размеров колеблющегося тела. Задача звукоизлучения требует решения системы дифференциальных уравнений, описывающих волновые процессы в средах с разными свойствами. Как известно, для получения точных решений необходимо знать граничные условия. Кроме того, точное решение возможно лишь для относительно простых случаев, некоторые из которых и будут рассмотрены ниже (рис.1.6).



a – протяженная синфазно колеблющаяся пластина; *б* – точечный источник;
в – пульсирующая сфера

Рис. 1.6. Излучение звука простейшими источниками.

Протяженная (по сравнению с длиной волны) пластина, все точки поверхности которой совершают синфазные поперечные колебания, создает поле плоских волн (рис.1.6, а). На границе со средой колебательные скорости пластины и частиц среды равны, поскольку в случае поперечных колебаний пла-

стины вся колебательная энергия передается частицам воздушной среды, направление колебаний которых совпадает с направлением распространения звуковых волн. При этом звуковое давление в среде прямо пропорционально колебательной скорости независимо от частоты. Источник такого типа считается наиболее эффективным. Можно показать, что в этом случае уровень колебательной скорости поверхности пластины (виброскорость) будет равен уровню звукового давления, измеренного в непосредственной близости от пластины, т.е. $L_v = L$. Примером реального источника такого типа могут служить толстые металлические плоские стенки картера двигателя в диапазоне высоких частот, когда длина волны в воздухе мала.

Менее эффективным излучателем звука является точечный источник (рис.1.6, б). Таким источником является синфазно пульсирующая сфера, радиус которой существенно ниже длины волны ($r_0 \ll \lambda$). При этом формируется поле сферических волн. Звуковое давление на частоте f и интенсивность звука на расстоянии $r \ll \lambda$ можно найти по формулам

$$p = Q \rho f / 2 r \quad (1.51)$$

$$I = p^2 / 2 \rho c = Q^2 \rho f / 8 c r^2 = k^2 Q^2 \rho c / 32 \pi^2 r^2 \quad (1.52)$$

где $Q = 4\pi r_0^2 v$ — производительность источника или амплитуда объемной скорости источника; $k = \omega/c$ - волновое число.

Акустическая мощность W такого источника, называемого *монополю* определяется по его производительности

$$W = 4\pi r^2 I = \pi f^2 Q^2 \rho / 2 \rho = k^2 Q^2 \rho c / 8\pi \quad (1.53)$$

Как видно из вышеприведенной формулы, акустическая мощность существенно увеличивается с частотой ($W \sim k^2 = 2\pi f^2 / c^2$)

Реально такие источники практически не встречаются, но в первом приближении небольшие по размеру механизмы можно считать источником типа монополя. Это позволяет значительно упростить расчет акустического поля данного механизма.

Как уже отмечалось в п.1.1.2. , в поле сферических волн фазы звукового давления и колебательной скорости не совпадают. Вследствие этого колебательная скорость в сферической волне, в отличие от давления, характеризуется двумя членами, величины которых по-разному изменяются с расстоянием. Первый из них характеризует собственно акустическую волну и уменьшается обратно пропорционально расстоянию, т.е. $\sim I / r$. Второй член, обусловленный реактивной составляющей акустического сопротивления, изменяется $\sim I / r^2$, и, следовательно, вносит наибольший энергетический вклад в поле в непосредственной близости от источника. Следует отметить, что возмущение среды здесь происходит без ее сжатия. Названные составляющие колебательной скорости уравниваются на расстоянии $r = 1 / k = c / 2\pi f$, далее начинает превалировать первая, акустическая, составляющая.

При увеличении радиуса пульсирующей сферы r_0 по мере увеличения расстояния и частоты, когда $r_0 \gg \lambda$, реактивная составляющая колебательной скорости частиц среды существенно уменьшается, кривизна фронта волны уменьшается и поле источника можно считать полем плоских волн (рис. 1.6, в).

Следующим простым типом источника является колеблющаяся в бесконечной среде жесткая сфера, радиус которой $r_0 \ll \lambda$. Такой источник называется **диполь**. Он образуется при работе в противофазе двух одинаковых расположенных на малом расстоянии d точечных источников, производительностью Q . Интенсивность звука в точке, расположенной на достаточном, по сравнению с длиной волны, расстоянии r в направлении, составляющем с осью диполя угол θ можно определить по формуле

$$I = (\rho \omega^4 M^2 / 32\pi^2 c^3 r^2) * \cos^2 \theta \quad (1.54)$$

где $M = Qd$ – момент диполя.

Как видно из (1.2.7) источник этого типа излучает звуковые волны неравномерно. Максимальное излучение наблюдается в направлении, совпадающем с осью диполя, т.е. с линией соединяющей точечные источники. В перпендикулярном к центру оси направлении излучение вообще отсутствует. Характеристика направленности диполя представляет собой восьмерку (рис. 1.8.). Аку-

стическая эффективность диполя зависит от частоты и в целом меньше продуктивности монополя ($W_{\delta} / W_m = k^2 d / 3$). Источникам типа диполя можно считать тело, совершающее возвратно-поступательное движение с небольшой амплитудой, колеблющийся стержень, струна, пропеллер. Причиной возникновения источников этого типа может быть гармоническая сила, приложенная к среде, или несколько гармонических сил, приложенных одновременно к малой по сравнению с длиной волны области среды.

В турбулентных потоках, например в струях истекающего газа, появляются источники типа **квадруполь**, характеристика направленности которых представляет собой две восьмерки с общим центром. В целом квадруполь представляет собой два диполя с осью d_1 , оси которых отстоят друг от друга на расстоянии d_2 . Различают поперечный и продольный квадруполь. В поперечном диполе оси их параллельны друг другу, а в продольном расположены на одной прямой. Акустическая мощность квадруполь определяется по формуле

$$W_{\text{прод.кв.}} = \rho c \omega^6 (Q d_1 d_2)^2 / 40 \pi c^6 \quad (1.55)$$

$$W_{\text{поп.кв.}} = \rho c \omega^6 (Q d_1 d_2)^2 / 480 \pi c^6 \quad (1.56)$$

Как видно из формул квадруполь наиболее эффективен на высоких частотах, т.к. его мощность пропорциональна шестой степени частоты. Этот факт ярко подтверждается спектром излучения турбулентных струй, которые, как уже отмечалось выше, можно представить в виде совокупности квадрупольей.

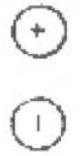
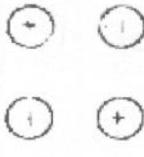
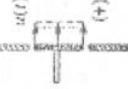
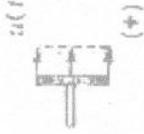
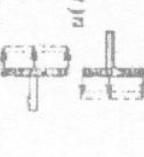
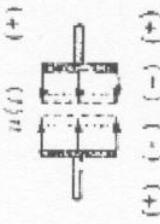
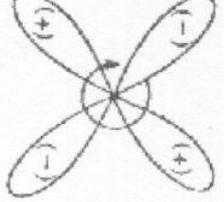
В таблице 1.6. приведены сводные данные об элементарных источниках, показана акустическая эффективность по сравнению с монополем.

1.3. РАСПРОСТРАНЕНИЕ ЗВУКА

В однородной бесконечной жидкой или газообразной среде звук распространяется без искажений, с постоянной скоростью. Это означает, что, зная излучающие свойства источника можно описать звуковое поле во всем пространстве. На практике, однако, среда, в которой происходит излучение, не всегда однородна и никогда не бесконечна, т.е. следует учитывать другие эффекты (интерференция, дифракция, отражение, поглощение, преломление, рассеяние).

Таблица 6.

Модели элементарных источников звука

| Тип источника и его модель | Монополь | Диполь | Поперечный квадруполь | Продольный квадруполь |
|---|---|--|--|---|
| Модель пульсирующих сфер |  |  |  |  |
| Модель из колеблющихся поршней |  |  |  |  |
| Характеристика направленности источника |  |  |  |  |
| Акустическая эффективность | $W_m / W_M = 1$ | $W_d / W_M = k^2 d / 3$ | $W_{\text{поп.кв}} / W_M = k^4 d_1 d_2 / 60$ | $W_{\text{прод.кв}} / W_M = k^4 d_1 d_2 / 5$ |
| Примеры использования моделей | Пульсирующая сфера Ружейный выстрел Вибрирующая пластина Экранированный громкоговоритель | Колеблющаяся масса Колеблющийся стержень; Громкоговоритель без экрана Пропеллер | Истекающие струи Турбулентные потоки | Сталкивающиеся тела |

1.3.1. Интерференция и дифракция звуковых волн

Наложение в данной точке пространства звуковых волн вызывает явление *интерференции* (рис.1.7). Результат зависит от соотношения фаз колебаний частиц среды во встречающихся волнах. В случае совпадения фаз наблюдается усиление колебаний. При движении частиц в противофазе – ослабление. Первый случай характерен для стоячих волн изгиба в конструкциях, стоячих волн в звукопроводах (столб воздуха, труба, стержень). Второй тип явления интерференции используют для локального гашения акустических колебаний (в отдельных точках помещений или транспортных средств). При этом частицы должны колебаться не только в противофазе, но и с одинаковой амплитудой.

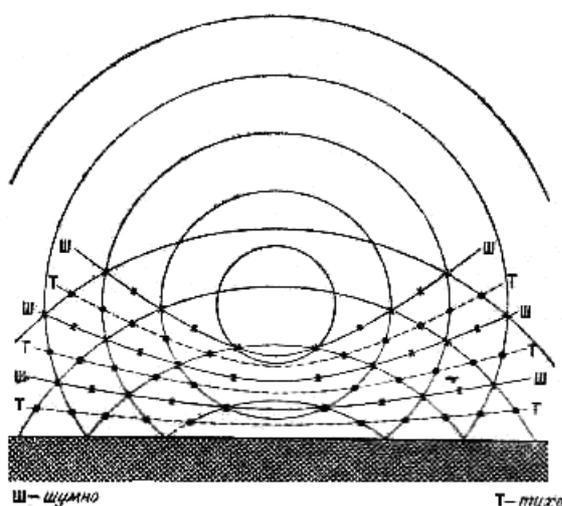


Рис. 1.7. Отражение от поверхности и интерференция волн

В случае, когда интерферирующие волны имеют различную частоту, возникают *биения*, частота которых равна разности частот этих колебаний. Биения отчетливо различаются на слух и весьма неприятны для восприятия.

При падении звуковых волн на препятствие они огибают препятствие, т.е. наблюдается явление дифракции. При этом за препятствие образуется зона акустической тени, размеры которой зависят от соотношения длины волны λ и размеров препятствия. Если дифракция происходит в параллельных лучах (рис.1.8, а), то протяженность этой тени l_T , за препятствием, имеющем поперечный размер D , можно определить по формуле

$$L_m = D^2 / 4\lambda = D^2 f / 4c \quad (1.57)$$

Эффект дифракции проявляется и при прохождении волн через щели и отверстия (рис.1.8, б, г). При этом будет наблюдаться картина, обратная вышеописанной, т.е. за отверстием вместо звуковой тени будет располагаться зона излучения отверстия. Чем меньше размеры отверстия по сравнению с длиной падающей волны, тем менее направленным будет излучение. Так, малое отверстие можно считать источником сферических волн. Если же размеры отверстия сравнимы с длиной волны или больше его, то его излучение за экраном локализуется в относительно узком пучке (рис.1.8, б).

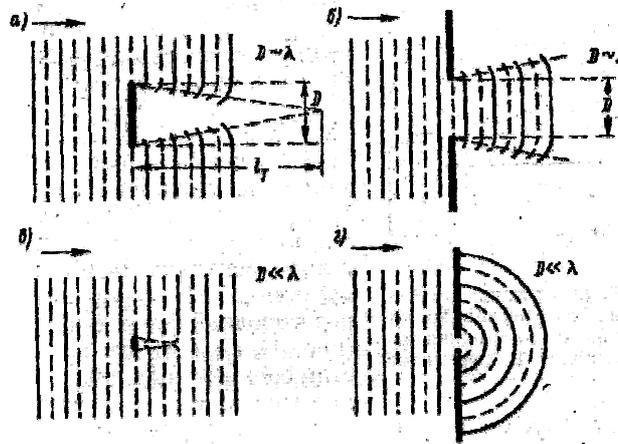


Рис. 1.8. Дифракция звуковых волн на препятствиях, отверстиях и щелях

Размеры звуковой тени увеличиваются, если волны исходят из одной точки перед экраном. Очевидно, что в зоне звуковой тени будет наблюдаться ослабление звука. В зависимости от соотношения длины волны λ с высотой экрана H и его расстоянием от источника r и до расчетной точки R , величина ослабления уровня звука колеблется от 2 – 3 до 20 дБ. На рис.1.9 приведен график, по которому снижение уровня звука за экраном можно найти с помощью вспомогательной величины N , определяемой по формуле

$$N = \frac{2}{\lambda} \left[r \left(\sqrt{1 + \left(\frac{H}{r} \right)^2} - 1 \right) + R \left(\sqrt{1 + \left(\frac{H}{R} \right)^2} - 1 \right) \right] \quad (1.58)$$

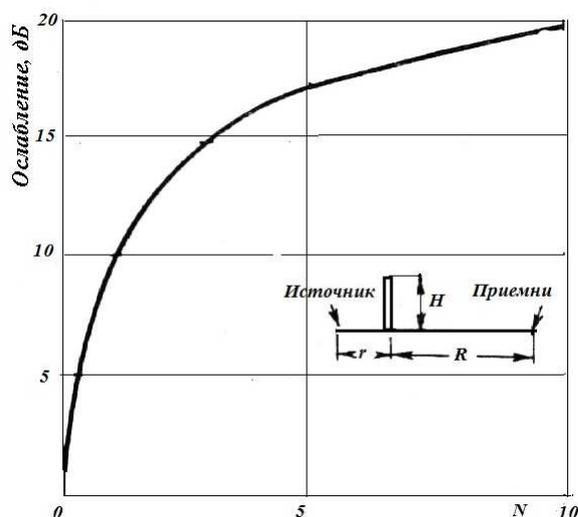


Рис.1.9 Влияние параметра N на ослабление звука за экраном

В общем случае, любое тело, размеры которого соизмеримы с длиной волны, вследствие дифракции вносит искажение в звуковое поле. Этот факт следует учитывать при проведении акустических измерений, поскольку на высоких частотах, когда длина волны сопоставима с размерами микрофона, поправки за дифракцию могут достигать 3 – 5 дБ.

1.3.2. Отражение звука от препятствий и на границе двух сред

Как во всяком волновом процессе, при падении звуковых волн на препятствие ограниченных размеров помимо интерференции наблюдается их отражение (рис.1.10). При этом углы падения и отражения равны друг другу. Следовательно, плоские и выпуклые поверхности рассеивают звук (рис.1.10 а, б и в.), а вогнутые – фокусируя, концентрируют его в некоторой точке (рис.1.10 г) .

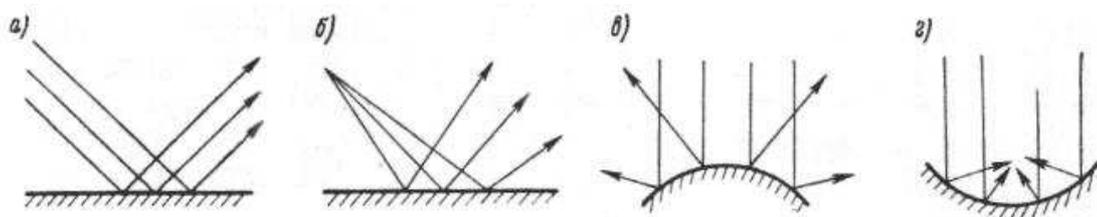


Рис.1.10 Отражение звуковых волн от поверхностей различной формы

При падении волн на границу двух сред (рис.1.11) часть звуковой энергии отражается, а часть проходит во вторую среду.

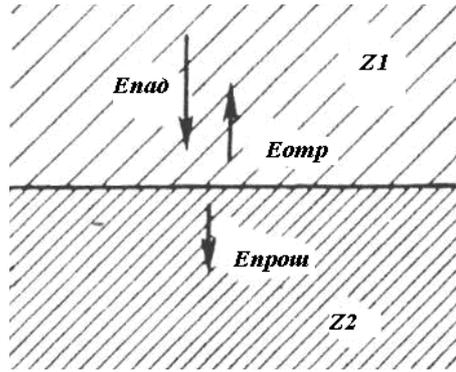


Рис. 1.11 Отражение и прохождение волн на границе двух сред

Согласно закону сохранения энергии сумма прошедшей $E_{прош}$ и отраженной $E_{отр}$ энергий равна энергии падающей волны $E_{над}$, т.е.

$$E_{над} = E_{отр} + E_{прош}. \quad (1.59)$$

Разделим правую и левую части формулы на $E_{над}$.

$$1 = (E_{отр} / E_{над}) + (E_{прош} / E_{над})$$

Слагаемые в вышеприведенном соотношении показывают, какая доля падающей энергии отразилась, и какая доля прошла дальше. Они представляют собой коэффициенты отражения и прохождения. Вводя для них обозначения η и τ соответственно, получим

$$\eta + \tau = 1 \quad (1.61)$$

При нормальном падении звуковых волн на границу двух сред с акустическими сопротивлениями Z_1 и Z_2 справедливы следующие выражения

$$\eta = (Z_1 - Z_2)^2 / (Z_1 + Z_2)^2 = (1 - Z_2 / Z_1)^2 / (1 + Z_2 / Z_1)^2 \quad (1.62)$$

$$\tau = 1 - \eta = 1 - (Z_1 - Z_2)^2 / (Z_1 + Z_2)^2 = 4 Z_1 Z_2 / (Z_1 + Z_2)^2 \quad (1.63)$$

На рис.1.12 показано изменение коэффициентов отражения и прохождения в зависимости от соотношения акустических сопротивлений граничащих сред. Из графика видно, что величина коэффициентов зависит только от абсо-

лутного значения отношений акустических сопротивлений сред, но не зависит от того, какое из этих сопротивлений больше. Этим можно объяснить тот факт, что звук, распространяющийся в какой-либо массивной стенке, претерпевает такое же отражение от границы раздела с воздушной средой, что и звук, распространяющийся в воздухе, при отражении от этой стены.

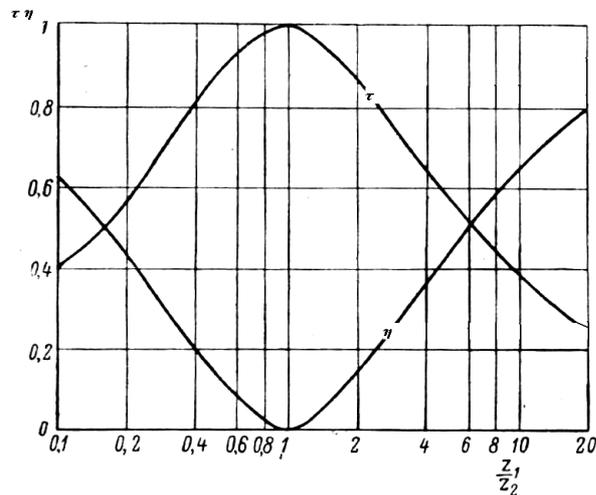


Рис. 1.12. Коэффициенты η и τ в зависимости от соотношения акустических сопротивлений граничащих сред (Z_1/Z_2)

В ряде случаев представляет интерес знать, как изменится звуковое давление или колебательная скорость частиц при прохождении через границу двух сред. Поскольку интенсивность звуковой энергии пропорциональна квадратам звукового давления и виброскорости, то очевидно коэффициент отражения для давления и скорости можно найти по формуле

$$\eta' = \sqrt{\frac{I_{\text{отр}}}{I_{\text{над.}}}} = \left| \frac{Z_1 - Z_2}{Z_1 + Z_2} \right| \quad (1.64)$$

Для коэффициента прохождения по давлению и виброскорости получим

$$\tau' = 2 Z_2 / (Z_1 + Z_2) \quad (1.65)$$

Вышеприведенные формулы для коэффициентов отражения и прохождения можно использовать в расчетах одномерных звуководов при изменении их сечения (рис.1.13), если площади сечения S_1 и S_2 не слишком отличаются. При

поперечных размерах звуковода малых по сравнению с длиной волны ($b \ll \lambda$), акустическое сопротивление его отдельных участков определится произведением площади сечения S и акустического сопротивления среды, заполняющей звуковод ($Z_1 = \rho c S_1$ и $Z_2 = \rho c S_2$). Тогда

$$\eta = (S_1 - S_2)^2 / (S_1 + S_2)^2 = (1 - S_2/S_1)^2 / (1 + S_2/S_1)^2 \quad (1.66)$$

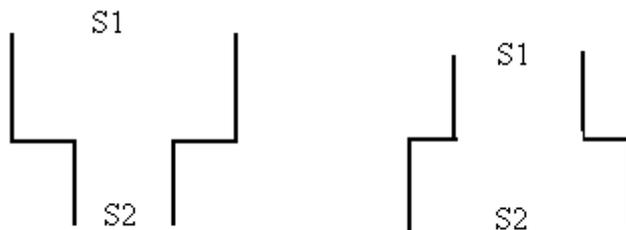


Рис.1.13. Изменение сечений звуковода

1.3.3. Звукопоглощение

Поглощение звука (демпфирование, диссипация) — превращение звуковой энергии в тепло. Оно вызывается как теплопроводностью и вязкостью (классическое поглощение), так и внутримолекулярным отражением. При очень больших амплитудах, которые встречаются лишь вблизи очень мощных источников звука или при сверхзвуковом ударе, возникают нелинейные процессы, приводящие к искажению формы волны и к усиленному поглощению.

Для звука в газах и жидкостях поглощение имеет практически важное значение только тогда, когда звук распространяется на большие расстояния (как минимум несколько сотен значений длины волны) или если на пути звука встречаются тела с очень большой поверхностью.

Рассмотрим процесс прохождения звука через препятствие (рис.1.14). Энергия падающего звука $E_{над}$ разделяется на энергию отраженную от препятствия $E_{отр}$, поглощенную в нем $E_{погл}$ и энергию прошедшую через препятствие $E_{прош}$. Согласно закону сохранения энергии

$$E_{над} = E_{отр} + E_{погл} + E_{прош}. \quad (1.66)$$

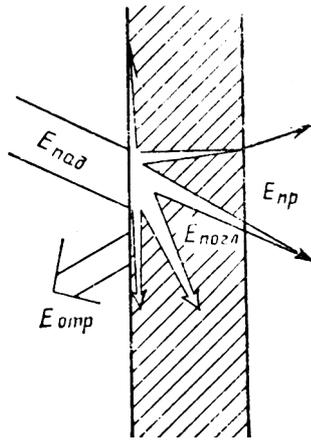


Рис.1.14. Распределение энергии при падении звука на препятствие.

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

$$\tau = E_{\text{прош.}} / E_{\text{пад}}; \quad \eta = E_{\text{отр.}} / E_{\text{пад}}; \quad \alpha = E_{\text{погл.}} / E_{\text{пад}}; \quad (1.67)$$

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 (1.66) следует

$$\alpha + \eta + \tau = 1 \quad (1.68)$$

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.

1.3.4. Резонаторы.

Эффективным поглотителем звуковых волн, а в некоторых случаях их усилителем может служить так называемый резонатор. Под резонатором пони-

мается система типа "масса-пружина", в которой роль колеблющейся массы играет масса воздуха в узком отверстии или в щели пластины, а роль пружины – упругий объем воздуха в полости за пластиной. Схематическое изображение резонатора Гельмгольца приведено на рис.1.15

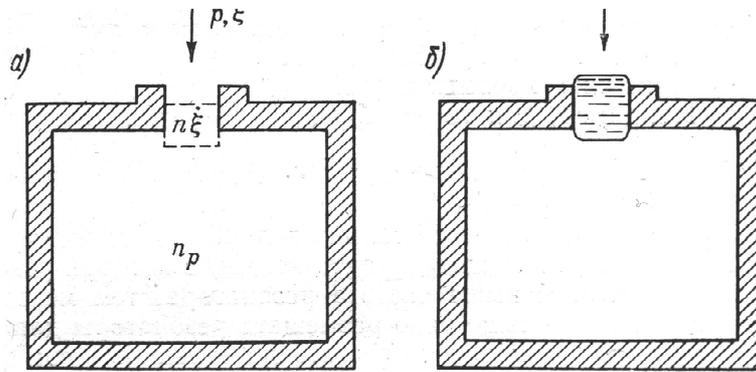


Рис. 1.15. Резонатор Гельмгольца

Рассмотрим простейший воздушный резонатор, т.е. сосуд с жесткими стенками и узким горлом. При падении на него звуковой волны определенной частоты воздушная "пробка" в горле сосуда приходит в интенсивное колебательное движение. Колебательная скорость частиц в горле в несколько раз превышает колебательную скорость в свободном звуковом поле ξ . Во внутреннем объеме резонатора в это время соответственно увеличивается давление p . Если подвести к внутренней полости резонатора трубку, то воспринимаемый звук будет громче.

В тоже время, при достаточно больших потерях на трение резонатор может выполнять функции не усилителя, а поглотителя звуковой энергии. Если в горло резонатора ввести слой звукопоглощающего материала, то поглощение заметно возрастет.

Собственная круговая частота ω_0 с массой m на пружине с жесткостью s можно найти по известной формуле

$$\omega_0 = 2\pi \cdot f_0 = \sqrt{s/m} \quad (1.69)$$

Жесткость пружины определяется в зависимости от площади S поперечного сечения горлышка резонатора и объема его полости V по формуле

$$s = \rho_o c_o^2 S^2 / V \quad (1.70)$$

Масса m включает в себя массу воздуха m_h в горлышке резонатора глубиной l и колеблющуюся вместе с ней присоединенную массу окружающего воздуха m_m

$$m = m_h + m_m = \rho_o S l + \rho_o(\Delta l_i + \Delta l_\alpha), \quad (1.71)$$

здесь поправочные элементы Δl_i и Δl_α представляют собой концевые поправки, величина которых зависит от формы горлышка и площади его поперечного сечения. Таким образом, собственная частота резонатора определится как

$$f_o = \frac{c_o}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{V(l + \Delta l_i + \Delta l_\alpha)}} \quad (1.72)$$

В таких резонансных системах в присутствии внешнего источника звука заключенный в полости воздух колеблется с ним в унисон с амплитудой, зависящей от соотношения между величинами периодов собственного и вынужденного колебаний. При отключении источника резонатор отдает назад накопленные внутри него колебания, становясь на короткое время вторичным источником.

В зависимости от характеристик, резонатор может либо усиливать, либо поглощать звуковые колебания на той или иной частоте.

Звукопоглощение резонатора описывается с помощью условной характеристики *звукопоглощающего сечения* A . Под ним понимается условная площадь сечения, перпендикулярного направлению распространения падающей волны, через которую свободной волной (при отсутствии резонатора) передается мощность, равная поглощаемой резонатором.

Положим, что размеры резонатора малы по сравнению с длиной падающей волны. Тогда, в первом приближении, можно пренебречь рассеянием звуковой энергии на корпусе резонатора. Если принять отверстие резонатора закрытым акустически жестко, то звуковое давление в горлышке $p_h = p_l$, а колебательная скорость $v = p_h / Z_h$ (если резонатор находится на экране, то в приведенных формулах добавится множитель 2).

Импеданс горлышка резонатора складывается из внутреннего потерь R_i , активного сопротивления излучения R_r и реактивных сопротивлений массы и упругости.

$$Z_h = R_i + R_r + (j\omega m + s/j\omega) / S \quad (1.73)$$

здесь реактивное сопротивление излучения уже учтено в поправочном элементе Δl при определении m .

Потери звуковой энергии в резонаторе могут быть определены как

$$P_h = v_h^2 R_i S = p_l^2 S R_i / 2 Z_h^2 \quad (1.74)$$

Отсюда звукопоглощающее сечение определится из выражения

$$A = 2 P_h / (p_l^2 / Z_o) = S R_i Z_o / Z_h^2 \quad (1.75)$$

здесь Z_o - величина импеданса на резонансной частоте f_o , при этом мнимые части из всех выражений исчезают и тогда

$$A = S R_i Z_o / (R_i + R_r) \quad (1.76)$$

2 . П Р О М Ы Ш Л Е Н Н А Я А К У С Т И К А

2.1. Классификация и нормирование шумов, вибраций и шумовых характеристик машин и оборудования

2.1.1. Классификация и нормирование шумов

В зависимости от временных характеристик шумов 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 шумов 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 и 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.

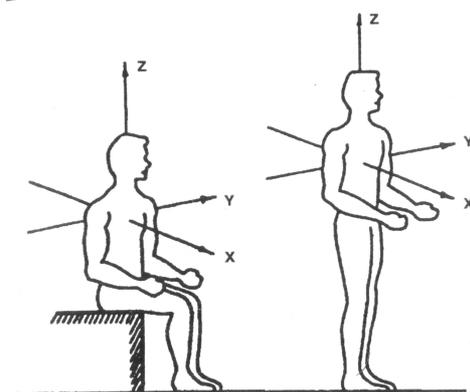
Нормируемыми параметрами непостоянного шума являются эквивалентные (по энергии) уровни звука $L_{A \text{ экв.}}$, дБА и максимальные уровни звука $L_{A \text{ макс.}}$, дБА. Оценка непостоянного шума на соответствие допустимым уровням проводится одновременно по эквивалентному и максимальному уровням звука.

2.1.2. Классификация и нормирование вибрации.

По способу передачи на человека различают *общую* и *локальную* вибрацию. Общая передается на тело сидящего или стоящего человека через опорные поверхности. Локальная передается на руки от ручного механизированного инструмента и обрабатываемых деталей, от органов ручного управления машинами и оборудованием.

По направлению действия вибрацию подразделяют в соответствии с направлением осей ортогональной системы координат.

Для общей вибрации направление осей X_o , Y_o , Z_o и их связь с телом человека показаны на рис.2.1. Ось Z_o - вертикальная, перпендикулярна к опорной поверхности, ось X_o - горизонтальная от спины к груди; ось Y_o - горизонтальная от правого плеча к левому.

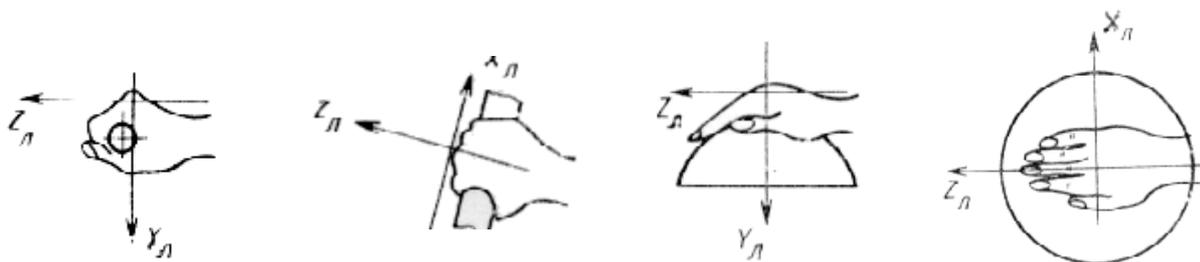


а) положение стоя

б) положение сидя

Рис.2.1. Направление координатных осей при действии локальной вибрации

Для локальной вибрации направление осей X_L , Y_L , Z_L и их связь с рукой человека показаны на рис.2.2. Ось X_L - совпадает или параллельна оси места охвата источника вибрации (рукоятки, ложементы, рулевого колеса, рычага управления, обрабатываемого изделия, удерживаемого в руках). Ось Z_L лежит в плоскости, образованной осью X_L и направлением подачи или приложения силы, и направлена вдоль оси предплечья. Ось Y_L направлена от ладони.



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

б) при обхвате сферических поверхностей

Рис. 2.2. Направление координатных осей при действии локальной вибрации

По временной характеристике различаются:

постоянная вибрация, для которой спектральный или скорректированный 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).

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 12.1.012-04 Вибрационная безопасность. Общие требования.

ГОСТ 31191.1- 04 Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека.

ГОСТ 31192.1- Вибрация. Измерение локальной вибрации и оценка ее воздействия на человека.

Нормативные значения производственных вибраций устанавливаются в зависимости от *категории вибраций*, классификация их по категориям приведена в табл.7

.Таблица 7

Классификация вибраций (СН 2.2.4/2.1.8.566 – 96)

| Категория вибраций | Характеристика условий труда | Пример источников вибраций |
|--------------------|---|--|
| 1 | Транспортная вибрация, воздействующая на человека на рабочих местах подвижных самоходных машин и транспортных средств при их движении по местности, агрофонам и дорогам, в т.ч. при их 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 | Транспортно-технологическая вибрация, воздействующая на человека на рабочих местах, перемещающихся по специально подготовленным поверхностям производственных помещений, промышленных площадок и горных выработок | Экскаваторы, краны промышленные и строительные, машины для загрузки мартеновских печей; горные комбайны; шахтные погрузочные машины; самоходные бурильные каретки, путевые машины, бетоноукладчики; напольный производственный транспорт |
| 3 а | Технологическая вибрация, воздействующая на человека на рабочих местах стационарных машин и оборудования или передающаяся на рабочие места. | Станки металло- и деревообрабатывающие, кузнечнопрессовое оборудование, литейные машины, стационарные энергетические установки, насосные агрегаты и вентиляторы, буровые станки, оборудование промышленности стройматериалов (кроме бетоноукладчиков), установки химической и нефтяной промышленности, стационарное оборудование с/х производства. |
| 3 б | Технологическая вибрация, передающаяся на рабочие места расположенные в производственных помещениях, не имеющих источников вибрации | Вибрация на рабочих местах на складах, в столовых, бытовых, дежурных и других производственных помещениях. |

| | | |
|-----|---|--|
| 3 в | Технологическая вибрация, передающаяся на рабочие места работников умственного труда в производственных помещениях, не имеющих источников вибрации. | Вибрация на рабочих местах в помещениях заводоуправления, конструкторских бюро, учебных и здравпунктах, конторских помещениях, рабочих комнатах и других помещениях для работников умственного труда |
|-----|---|--|

Общая вибрация в жилых и общественных зданиях нормируются в зависимости от назначения помещений:

жилые помещения, палаты больниц, санаториев;

административно-управленческие помещения и помещения общественных зданий.

Нормируемыми характеристиками являются виброскорость v ($м/с$), виброускорение a ($м/с^2$) и их уровни в октавных или 1/3- октавных полосах частот – L_v , L_a ($дБ$). В силу различного физиологического воздействия общих и локальных вибраций их нормирование осуществляется в разных частотных диапазонах. Общие – в диапазоне от 0,8 до 80 Гц, а локальные – от 8 до 1000 Гц.

Интегральной по спектру характеристикой вибраций является скорректированное по октавам значение виброскорости или виброускорения или их уровень: U , L_U .

Непостоянные вибрации, уровень которых постоянно меняется во времени, нормируются величиной эквивалентного (по энергии) скорректированного значения виброскорости или виброускорения или их уровнем: $U_{экв}$, $L_{U_{экв}}$.

2.1.3. Техническое нормирование шумовых характеристик машин и оборудования

Ввести единые нормативные характеристики для регламентации шума и вибраций всех существующих видов машин и оборудования невозможно. Это обусловлено, во-первых, их различиями, как по назначению, так и по техническим параметрам. Во-вторых, 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 машин. Информация о шумовых и вибрационных характеристиках приводятся в эксплуатационных документах.

2.2. Основные источники шума и вибраций производственного оборудования

2.2.1. Причины возникновения шума

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:

Механические:

- соударения;
- трение качения;
- трение скольжения;
- неуравновешенность вращающихся масс;
- несоосность вращающихся деталей;
- двойная жесткость роторов;

Аэродинамические:

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

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, вызывая в ней нестационарные процессы, либо среда, например ветровой поток, обтекает твердое тело)

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.

2.2.2. 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 , определяется

$$F_c = 2 m v / \tau \quad (2.1)$$

Для массы деталей 5 кг и колебательной скорости 1 м/с величина этой силы будет 105 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

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

где $F(t)$ - переменная гармоническая сила, приложенная к некоторой точке конструкции;

k - коэффициент передачи ($k = v_2 / v_1$);

S – площадь поверхности излучения;

r_s – коэффициент излучения, определяемый характером колебаний излучателя ($r_s < 1$).

Z_M - механическое сопротивление (импеданс) ($Z_M = F(t) / v_1$);

v_1 – скорость колебания в точке приложения переменной силы ($v_1 = \omega \xi$);

ω - угловая частота периодической силы;

ξ – амплитуда колебаний в точке приложения переменной силы.

Акустическая мощность источника ударного шума может быть приближенно определена по формуле

$$W = \rho c v_2^2 S r_s \quad (2.3)$$

где v_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 при проведении различных видов работ, в том числе, ремонтом.

2.2.3. Шум, возникающий при дисбалансе вращающихся деталей

Любой механизм в процессе работы подвержен действию неуравновешенных сил инерции, вызывающих его вибрацию. В поршневых машинах эти силы возникают в связи с неравномерностью движения элементов поршневой группы и конструктивной неуравновешенностью кривошипно-шатунного ме-

ханизма. Во вращающихся деталях механизмов возникают возмущающие центробежные силы, вызываемые неуравновешенными массами (дисбалансом).

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 составных вращающихся тел, биение от натяга шпонками, изгиб линии вала при жестком сочленении);
- деформация обработанных деталей (неравномерный нагрев и охлаждение при термической обработке деталей);
- внутренние термические напряжения (различные коэффициенты теплового расширения материалов сочленяемых деталей);
- погнутость валов;
- радиальное биение шеек вала;
- перемещение деталей под действием электрических сил (обмоток в электрических машинах);
- неравномерность коррозий или износа деталей.

Различают два вида дисбаланса – *статический* и *динамический*. При статическом дисбалансе распределение плотности материала и технологических неточностей таково, что все неуравновешенные массы приводятся только к одной массе m_n , смещенной относительно геометрической оси вращения детали на величину r (рис.2.3)

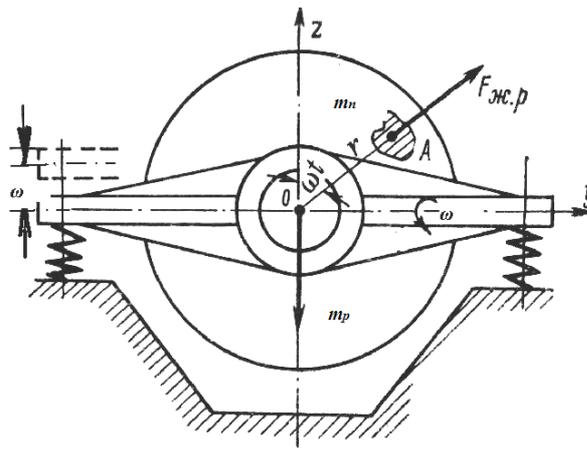


Рис. 2.3. Колебания механизма, вызванные статической неуравновешенностью ротора

Частота вибрации, вызываемая динамическим дисбалансом, определяется угловой скоростью вращения ротора, т.е.

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

В случае динамического дисбаланса все неуравновешенные массы ротора приводятся к двум массам веса m_1 и m_2 , лежащим в различных поперечных плоскостях I и II (рис. .4).

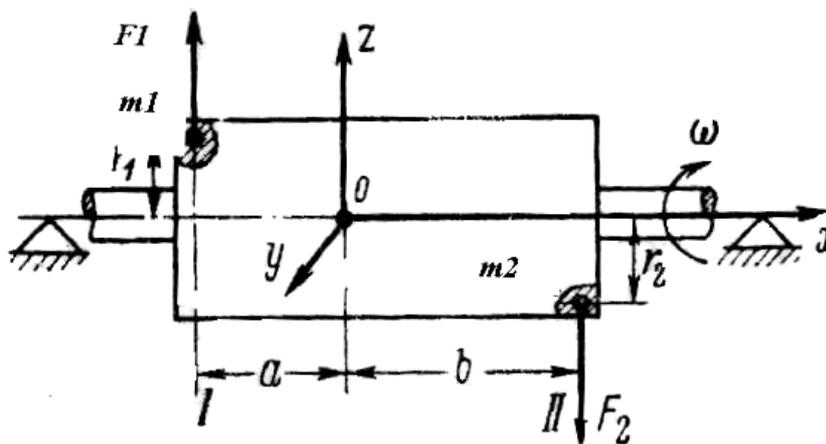


Рис.2.4. Колебания механизма при динамическом дисбалансе

Частота вибрации, вызываемая динамическим дисбалансом определяется также по формуле (2.4)

Вследствие неодинаковых моментов инерции площади поперечного сечения вала возникают вибрации с удвоенной частотой

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

Такие валы отличаются неравной жесткостью в различных плоскостях, т.е. имеют двойную жесткость (максимальную и минимальную). Это обусловлено конструктивными особенностями - шпоночными канавками, срезами и пазами в цельнокованых роторах электрических генераторов (рис.2.5).

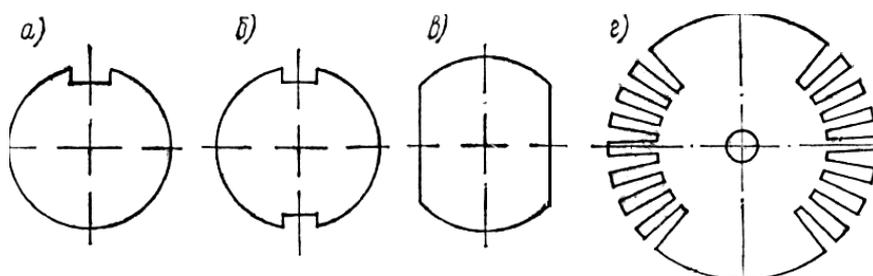


Рис.2.5. Поперечное сечение валов двойкой жесткости

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 (рис.2.6).

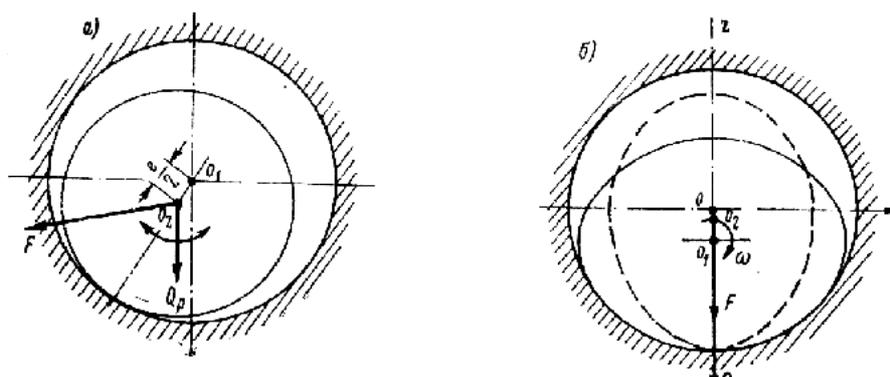


Рис.2.6. Колебания ротора, обусловленные зазором в подшипнике (а) и овальностью шейки вала (б)

При угловом и параллельном смещении валов (рис.2.7. а и б) возникают вибрации механизмов, амплитуда которых пропорциональна величине смеще-

ния валов, а частота равна частоте вращения f . Начальное искривление вала (рис.4, в) также порождает вибрацию.

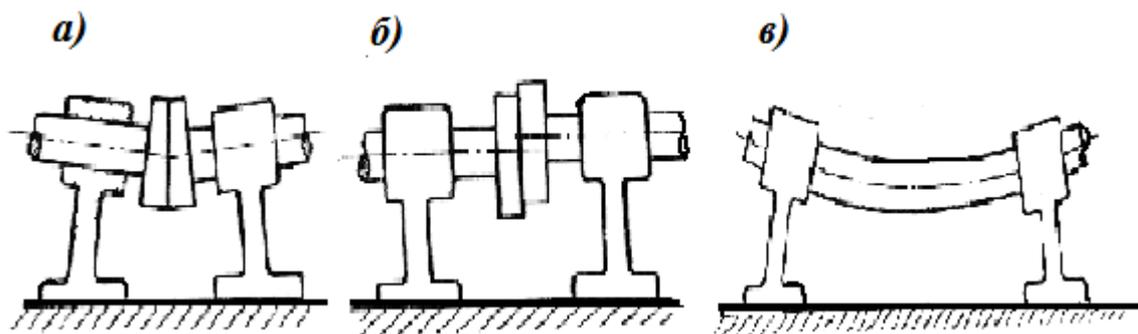


Рис.2.7. Монтажные дефекты, вызывающие вибрацию механизма

При расцентровке валов, соединенных пальцевой или кулачковой муфтой, частота вибраций будет зависеть и от количества кулачков (пальцев) Z_k

$$f = \omega Z_k / \pi \quad (2.6)$$

2.2.4. 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 передач 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.

Частота этих колебаний

$$f_n = n i \quad (2.7)$$

Неравномерность обработки поверхности зубьев зависит от от числа зубьев делительного колеса z_d

$$f_d = n z_d i \quad (2.8)$$

В области высоких частот определяющей является зубцовая частота

$$f_z = n z_3 i \quad (2.9)$$

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.

2.2.5. Шум подшипников

Источники шума подшипников – внутренние силы, обусловленные:

- упругими деформациями деталей;
- проскальзываниями 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 $f_0 = n/60$ до ≈ 3000 Гц.

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 |
| <i>Подшипники скольжения</i> | |
| $n/120; n/180$ | Трение |
| $(0,42-0,48) n/60$ | Вихревое смазывание |
| <i>Подшипники качения</i> | |
| $n/60$ | Разностенность внутренних колец |
| $n/30$ | Овальность колец |
| $[d_{вн} / (d_{вн} - d_{нар})] Z n/60$ | Асимметрия расположения тел качения |

| Частота, f, Гц | Характеристика/ причины шума и вибраций |
|---|---|
| $(n/120) [1 - d/D] Z z_b / q$ (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 |
| $(n/120) [1 - (d/D) \cos \varphi]$ | Частота вращения сепаратора шарикоподшипника при неподвижной внешней обойме |
| $(n/120) [1 + (d/D) \cos \varphi]$ | Частота вращения сепаратора шарикоподшипника при неподвижной внутренней обойме |
| $(n/120) (d/D) [1 - (d/D)^2 \cos^2 \varphi]$ | Частота вращения роликов |
| $(Zn/120) [1 - (d/D) \cos \varphi]$ | Частота контакта между фиксированной точкой на неподвижной внешней обойме и роликом |
| $(Zn/120) [1 + (d/D) \cos \varphi]$ | Частота контакта между фиксированной точкой на неподвижной внутренней обойме и роликом |
| $(n/60) (d/D) [1 - (d/D)^2 \cos^2 \varphi]$ | Частота контакта фиксированной точки ролика с поверхностями внутренней и внешней обоймы |
| $(n/60) (d/D) [1 - 0.5 (d/D) \cos \varphi]$ | Частота относительного вращения между сепаратором и внутренней обоймой при неподвижной внешней обойме |
| $(n/60) (d/D) [1 + 0.5 (d/D) \cos \varphi]$ | Частота относительного вращения между сепаратором и внешней обоймой при неподвижной внутренней обойме |
| $(Zn/60) [1 - (d/D) \cos \varphi]$ | Частота контакта фиксированной точки ролика с внутренней обоймой при неподвижной внешней обойме |
| $(zn/120) [1 + (d/D) \cos \varphi]$ | 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, ° (φ=0° для простого радиального подшипника). | |

2.2.6. Аэрогидродинамические шумы

Аэрогидродинамические шумы обусловлены нестационарными процессами в газовых и жидких средах. По природе образования они делятся на несколько видов.

Вихревой шум – возникает в результате вихреобразования у твердых границ потока – обусловлен *турбулентностью* в пограничном слое у стенок кана-

ла (рис.2.8) и срывом вихрей при обтекании тел (рис.2.9). За обтекаемым телом образуется вихревой след. Интенсивность вихреобразования зависит от обтекаемости тела и угла α (угол атаки) составленного направлением потока и хордой профиля тела (см. рис.2.9).



Рис. 2.8. Вихреобразование в пограничном слое у стенок канала.

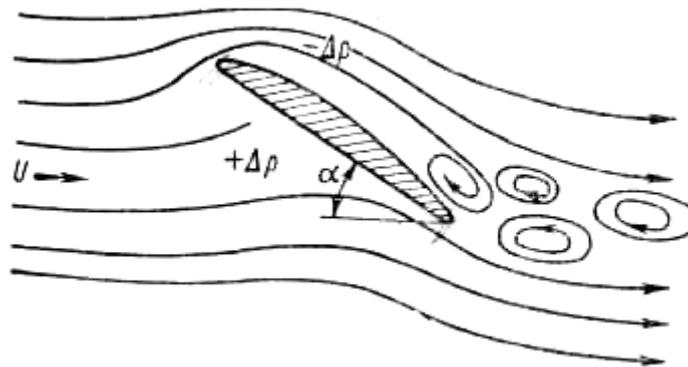


Рис.2.9.Схема возникновения вихреобразования при обтекании потоком твердого тела.

Интенсивность вихревого шума зависит от формы размеров тела, от скорости набегающего потока u . Он имеет сплошной спектр, располагающийся в широкой области звуковых частот. Частота вихревого шума определяется частотой срыва вихрей с поверхности обтекаемого тела и может быть найдена из выражения

$$f = Sh \frac{u}{D \sin \alpha}, \quad (2.10)$$

где $Sh = f D / u$ – число Струхаля;

D – геометрический параметр тела, имеющего профиль с хордой b и максимальной толщиной δ ($D = b \sin \alpha + \delta \cos \alpha$);

α – угол атаки (рис.2.9)

Число Струхалия определяется экспериментально для тел различной формы и может быть найдено по числу Рейнольдса ($Re = uD/\nu$) из соотношения

$$Sh = 0,195(1 - 20,1 / Re) \quad (2.11)$$

Для обтекаемых пластин и цилиндров $Sh = 0,18 - 0,20$.

Если на частоте определенной по (2.10) длина волны намного больше размеров тела ($\lambda \gg D$), то акустическая мощность шума пропорциональна шестой степени скорости

$$W \sim \frac{\rho}{c^3} (C_x Sh)^2 u^6 D^2 \quad (2.12)$$

здесь C_x – аэродинамический коэффициент лобового сопротивления, учитывающий геометрическую форму обтекаемого тела.

Вихревой шум имеет выраженную дипольную характеристику направленности в виде восьмерки (см. п.1.2.2). На расстоянии r от источника интенсивность вихревого шума определится по формуле

$$I = 0,24 W \cos^2 \theta / r^2, \quad (2.13)$$

где θ – угол наблюдения, отсчитываемый от перпендикуляра к направлению потока.

Приведенные выше формулы можно использовать и для характеристики шума срыва пограничного слоя вблизи стенок труб и каналов. Вихревой шум, возникающий в каналах, может передаваться по рабочему телу, как в атмосферу, так и на стенки механизма, которые в этом случае порождают звуковые вибрации других частей механизма и воздушный шум. Если частота срыва вихрей совпадает с частотой собственных колебаний обтекаемого тела, могут возникнуть интенсивные резонансные вибрации тела.

Источниками вихревого шума являются воздуходувные машины, насосы, воздухопроводы, трубопроводы.

Шум вращения – образуется в машинах с вращающимися рабочими колесами (насосы, вентиляторы, пропеллеры, турбины). Лопастей колеса попеременно рассекают рабочую среду, вызывая чередующиеся разрежения и сгущения потока. Частота этого шума пропорциональна частоте вращения рабочего колеса и количеству лопастей z

$$f = nz / 60, \quad (2.14)$$

здесь n – количество оборотов колеса в минуту.

Распространение шума вращения в пространстве неравномерно. Вдоль оси вращения колеса шум почти отсутствует, а максимум наблюдается в направлении составляющим с направлением потока угол $65 - 75^\circ$.

Шум неоднородности потока возникает при взаимодействии неоднородного потока с твердыми телами (рабочим колесом вентилятора или насоса, пропеллера). Он имеет силовое происхождение и носит дипольный характер. При обтекании лопаток турбулентным потоком на них возникают дополнительные силы реакции, вызванные различием значений скорости набегающего потока по всей плоскости колеса. Эти силы и вызывают шум. Частота обусловленного неоднородностью потока шума также определяется количеством лопаток и числом оборотов колеса или пропеллера, т.е. по формуле (2.14).

Сиренный или *объемный* – шум, возникающий при периодическом выпуске газа в атмосферу – (сирена, ротационная воздуходувка, винтовые насосы и компрессоры, пневматические двигатели, шум выпуска и впуска ДВС). Акустическая мощность зависит не только от числа оборотов n , но и от размера выпускного отверстия d

$$W \sim n^4 d^2 \quad (2.15)$$

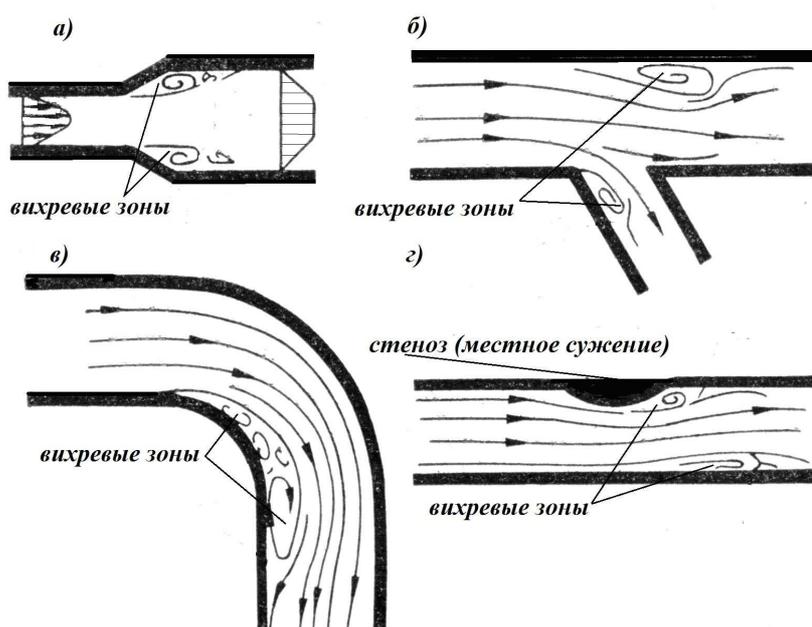
Этот тип шума носит монопольный характер и имеет выраженные дискретные составляющие, частота которых

$$f = nzm_i / 60, \quad (2.16)$$

где z – число отверстий, m – количество выхлопов, i – номер гармоники.

Для одноцилиндрового двухтактного ДВС $m = 1$; для четырехтактного $m = 2$.

Шум отрывных течений – обусловлен пульсациями границ вихревых зон, образующихся при обтекании препятствий, в том числе и в местных сопротивлениях каналов (рис.2.10).



а – резкое расширение (диффузор); б – разветвление (тройник); в – поворот (колено);
г- препятствие на стенке канала

Рис. 2.10. Вихреобразование в пограничном слое у стенок канала.

Шум отрывных течений является широкополосным, как и вихревой шум. Его спектр и интенсивность зависят от скорости потока, вида местного сопротивления, размеров канала и препятствий.

Шум струи – возникает при перемешивании потоков, имеющих различные скорости (струйные течения, выбросы сжатого воздуха), имеет квадрупольный характер. При истечении газового потока вследствие разности статического давления на срезе сопла и в окружающей среде возникают вихри (рис.2.11), срыв которых приводит к пульсациям давления, а следовательно к звуку. Стекая по потоку, вихри сливаются и укрупняются. По мере удаления от

среза сопла структура струи меняется – зона смешения с окружающей средой расширяется, и скорость потока постепенно уменьшается.

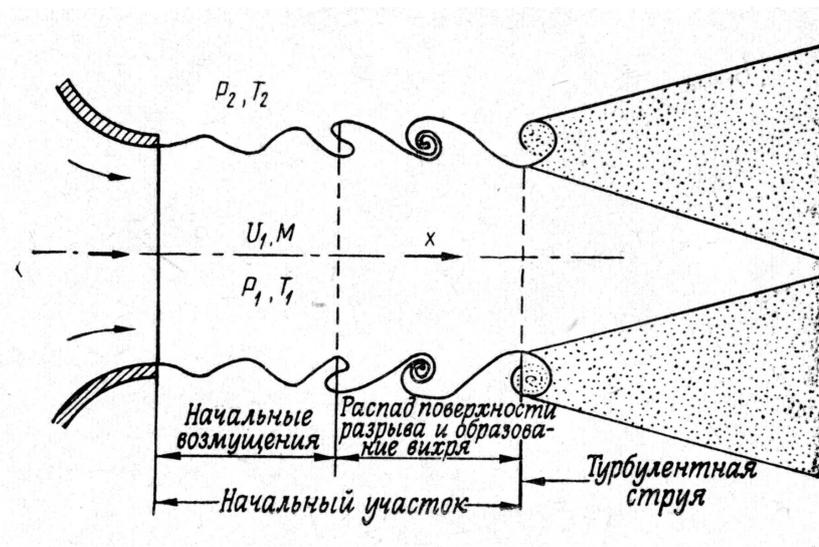


Рис. 2.11. Схема вихреобразования на срезе сопла

Акустическая мощность струи существенно зависит от режима истечения – дозвуковое или сверхзвуковое. Для характеристики режима используют один из аэродинамических параметров подобия – число Маха, которое определяется отношением скорости потока u к местной скорости звука c , т.е. $M = u_c / c$. Для дозвуковых течений ($M < 1$)

$$W = k(M) \frac{\rho_c^2 u_c^6 D^2}{\rho c^2}, \quad (2.17)$$

где $k(M)$ – коэффициент Лайтхилла, зависящий от M ;

ρ_c – плотность струи;

D – диаметр сопла;

ρ – плотность окружающей среды.

При $M < 0,3$ коэффициент $k(M) = const$ и принимается равным $k_0 \approx 10^{-5}$. С увеличением скорости, при $M > 0,5$, k растет пропорционально квадрату M и формула (2.17) принимает вид

$$W = k_0 \frac{\rho_c^2 u_c^8 D^2}{\rho c^2} \quad (2.18)$$

В диапазоне $0,5 < M < 1,5$ коэффициент Лайтхилла $k_o = 3 \cdot 10^{-5} - 1,5 \cdot 10^{-4}$.
 Меньшее значение соответствует холодным струям, верхнее – горячим струям реактивных двигателей.

Основная акустическая мощность излучается в начальном участке (рис.2.11), где при срыве вихрей и происходит генерация звука. На эту область приходится 65% общей звуковой мощности струи.

Спектр излучаемого струей шума зависит от расстояния вдоль струи. Высокочастотные составляющие создаются первичными вихрями в начальном участке, а низкочастотные – крупными вихрями в зоне смешения струи. На Рис.2.12 приведен безразмерный третьоктавный спектр звуковой мощности струи в зависимости от числа Струхаля $Sh = f D / u_c$.

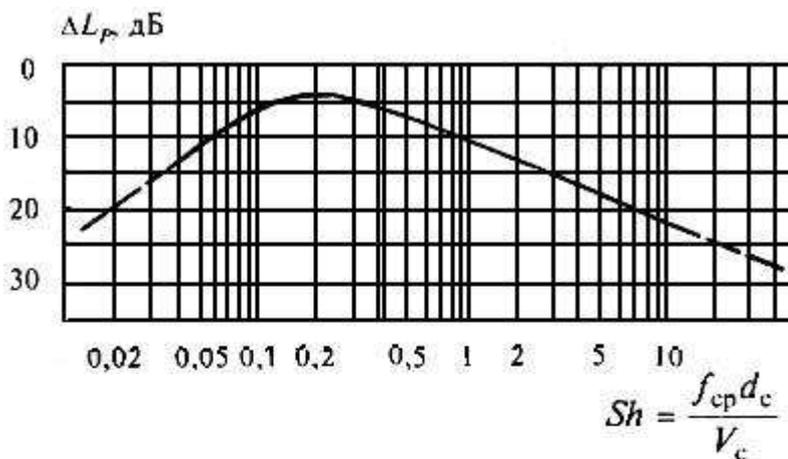


Рис.2.12. Безразмерный третьоктавный спектр звуковой мощности струи

Характеристика направленности шума создаваемого струей подобен направленности излучения поперечного квадруполь (см. п.1.2.2), в виде сложившихся крыльев бабочки. Максимальное излучение для высоких частот наблюдается под углом 90° от оси струи и 20° – для низких частот.

Шум сверхзвуковых течений, обусловленный скачками уплотнен ий, взаимодействующих с твердыми поверхностями или с атмосферным воздухом (шум самолета при переходе через звуковой барьер, шум распылителей, топочных форсунок и т.п.).

Шумы при автоколебаниях упругих конструкций (хлопанье недостаточно жестких стенок воздухопроводов, "пение" гребных винтов, автоколебания в водоразборных кранах и запорной арматуре при плохой конструкции или износе уплотняющих прокладок)

Шумы при неустойчивых течениях (поверхности раздела между подвижным и неподвижным воздухом вблизи резонаторов; свисток, тонкая струя, набегающая на клин и др.) Возникают при обдуве полых тел, течениях газа по каналам, имеющим углубления, при движении автомобиля с открытыми окнами (инфразвук)

Кавитационный шум

Источником интенсивного шума является кавитация жидкости, возникающая на поверхности лопастей при высоких окружных скоростях и недостаточном давлении на всасывании. Как правило, кавитационный шум появляется уже в ранней стадии кавитации. Даже малый очаг кавитации, практически не ухудшающий рабочих характеристик насоса, достаточен для того, чтобы вызвать интенсивный шум.

Кавитационный шум возникает из-за потери жидкости прочности на разрыв при уменьшении в ней давления ниже определенного предела и возникновения в результате этого полостей (каверн) и пузырьков, заполненных парами жидкости и растворенными в ней газами, при захлопывании которых возникает звуковой импульс

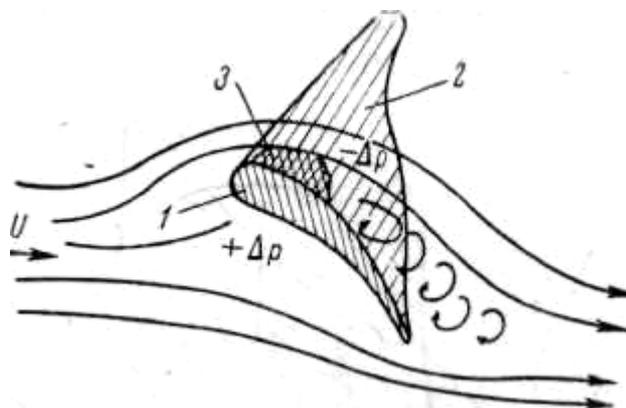


Рис.2.10. Схема появления кавитации на лопасти рабочего колеса насоса. 1 – лопасть насоса; 2 – эпюра распределения разрежения по контуру лопасти; 3 – зона кавитации.

Кавитация возникает в тех точках потока, где вследствие разрежения происходит разрыв сплошности жидкости. В образовавшуюся каверну диффундирует растворенный в воде воздух, а при весьма больших разрежениях — водяной пар. В момент последующего захлопывания парового или газового пузырька (вследствие конденсации пара или растворения газа) частицы воды устремляются к его центру в связи с чем давление резко повышается. Возникает звуковой импульс, имеющий ряд составляющих различной частоты, располагающихся преимущественно в области средних и высоких звуковых частот. Ввиду обилия высокочастотных составляющих кавитационный шум оказывает очень сильное воздействие на органы слуха.

Аналогичные явления имеют место в трубопроводах, где при отрывном обтекании колен и клапанов также образуются очаги кавитации.

2.2.7. Шум электрических машин

Шум электрических машин имеет несколько составляющих:

- механический шум – обусловлен вибрацией деталей и узлов от неуравновешенности ротора, работы подшипников и щеточных контактов;
- аэродинамический шум – обусловлен вращением ротора и движением воздушных потоков внутри машины;
- электромагнитный шум – обусловлен магнитными силами, действующими в воздушном зазоре.

В быстроходных машинах с воздушным охлаждением общий шум определяется аэродинамическими и механическими источниками, описанными в предыдущих разделах.

Уровень воздушного шума, создаваемый асинхронными двигателями и машинами постоянного тока мощностью N в диапазоне от 1 до 1000 кВт и с частотой вращения n на расстоянии 0,5 м, с достаточной точностью может быть определен по формуле

$$L = 10 \lg N + 20 \lg n + 10, \text{ дБ} \quad (2.19)$$

Источниками магнитных вибраций и шума электрических машин являются пульсирующие или вращающиеся магнитные силы и моменты, действующие в воздушном зазоре, а также явление магнитострикции. Магнитострикцией в шуме электрических машин, как правило, пренебрегают, поскольку она не вносит существенного вклада в общий шум. Основную роль имеют силы магнитного тяжения, возникающие в воздушном зазоре при наличии магнитной индукции. Они имеют различные направления, частоты, величины и распределения по поверхности статора и ротора. Величина этих сил зависит от электромагнитных нагрузок и конструкции активной части машины. Вызываемые этими силами вибрации определяются динамическими характеристиками статора, его собственными частотами. Низкочастотные магнитные вибрации на двойной частоте сети (100 Гц) могут передаваться по опорным связям на фундамент и другие конструкции, вызывая в них структурный шум.

Магнитный шум зависит от частоты и формы колебаний статора, виброскорости и величины и свойств излучающей поверхности. Для большинства типов электрических машин частоты электромагнитных шумов располагаются в диапазоне от 100 до 4000 Гц.

В трансформаторах основную роль в создаваемом ими шуме играет магнитострикция. Частота вибраций и шума и в этом случае равна удвоенной частоте сети, т.е. 100 Гц. При неплотной прессовке пластин под действием переменных полей возможно их периодическое «распушение», что проявляется в гудении трансформаторов. В дросселях светильников с люминесцентными лампами этот эффект проявляется как «жужжание» дросселей.

2.3. МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ЗАЩИТЫ ОТ ВИБРАЦИЙ

2.3.1. Виброизоляция

2.3.1.1. Виброизоляция как физический процесс

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

Виброизолируемый объект может быть либо источником колебаний, от которых должны быть защищены окружающие конструкции и оборудование, либо объектом защиты

Виброизоляция как физический процесс обусловлена отражением упругих волн в твердом теле от мест нарушения неоднородности. Это определяется 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 применении виброизоляции машин приводит лишь к снижению шума в соседних помещениях, где шум определяется именно колебаниями этих конструкций. В помещении же, где располагаются источники вибраций, применение виброизоляции не дает эффекта снижения шума.

2.3.1.2. Критерии виброизоляции

Эффективность виброизоляции оценивается ослаблением колебаний в твердом теле после установки виброизолирующего препятствия между контрольной точкой и районом расположения источника

$$VI = 10 \lg W_1 / W_2 = L_1 - L_2, \quad (3.1)$$

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

$$ВИ = 10 \lg v_1^2 / v_2^2 = L_{v1} - L_{v2} \quad (3.2)$$

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

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

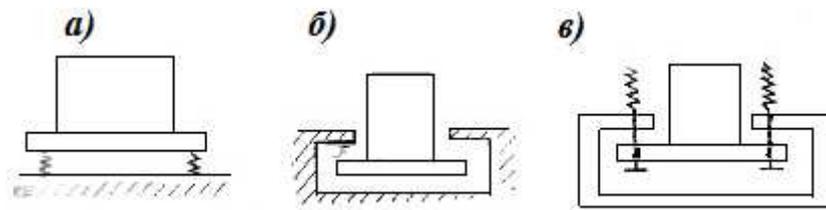
где F_1 и F_2 – амплитуды динамических сил, передаваемых фундаменту при жесткой и виброизолированной установке механизма.

Выражения 3.2 и 3.3 применимы и для расчета виброизоляции механизма, установленного на податливом фундаменте, не изменяющем своих свойств после установки машины. Но для оценки виброизолирующих свойств пола на упругом основании и в случае изменения свойств фундамента машины после ее установки эти выражения непригодны.

2.3.1.3. Классификация конструктивных схем виброизоляции и виброизоляторов.

Для виброизоляции машины необходимо установить ее на виброизоляторы и виброизолировать подходящие к ней коммуникации. При этом могут быть применены однозвенная, двухзвенная или трехзвенная схемы виброизоляции.

При *одnozвенной* (рис.3.1) используются опорный (1а) и подвесной (1б,в) варианты опирания механизма через виброизоляторы на виброизолирующую 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.



а – опорная; б – подвесная с виброизолятором на сжатие; в – подвесная на растяжке

Рис. 3.1. Схемы однозвенной виброизоляции

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

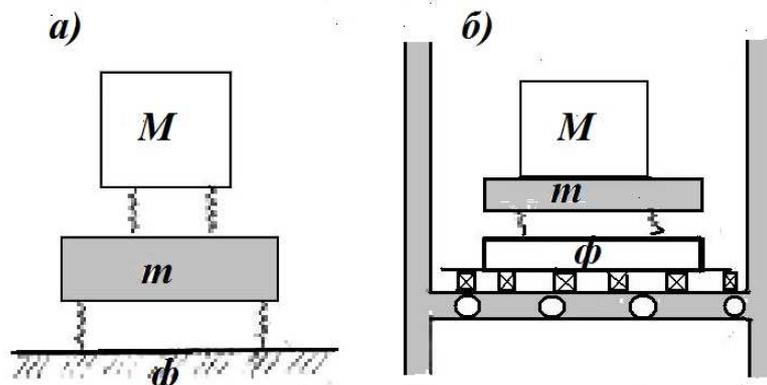


Рис. 3.2. Двухзвенная схема виброизоляции (а) и виброизоляция с применением пола на упругом основании (б)

Различают два вида виброизолирующих конструкций – *опорные виброизоляторы* и *неопорные связи* (гибкие патрубки, муфты, витки жестких электрических кабелей)

Для виброизоляции первого типа используют следующие типы виброизоляторов:

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;

в виде слоя упругого материала, укладываемого между машиной и фундаментом;

в виде пола на упругом основании (рис. 3.2) – 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.

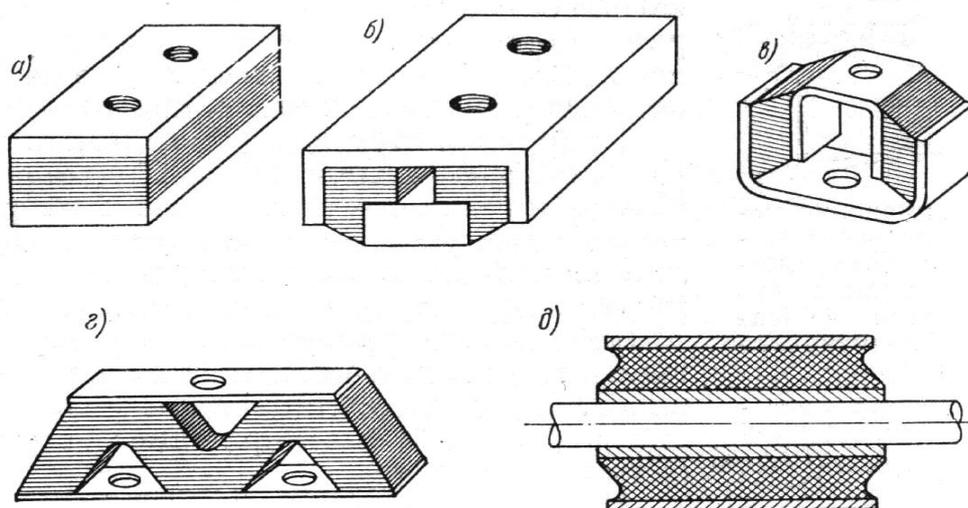
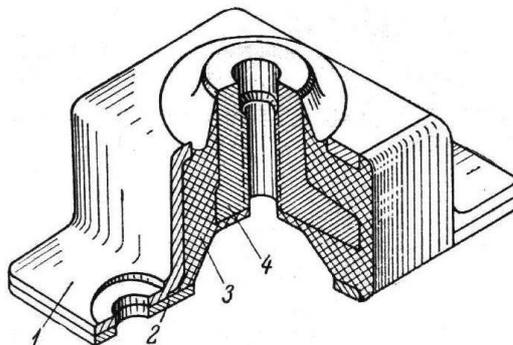


Рис. 3.3. Сварные резинометаллические виброизоляторы

Недостатком простейшего виброизолятора (рис. 3.3 а) является большая разница жесткостей в осевом и поперечном направлениях. В зависимости от конструкции и размеров, отношение 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.



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

Рис. 3.4. Опорный виброизолятор АКСС

Виброизолятор с промежуточной массой АПМ (рис.3.5) – промежуточная масса создает еще один скачок импеданса на границе сред резина-металл, что обуславливает 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.

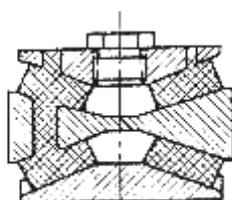


Рис. 3.5. Виброизолятор с промежуточной массой

Виброизолирующий патрубок – для трубопроводов низкого давления. Большая податливость патрубка в осевом и радиальном направлениях обуславливает изоляцию не только колебаний распространяющихся по стенкам трубопровода, но и гидродинамических пульсаций, передающихся через жидкость и способных 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.

Пневматические виброизоляторы (рис.3.7) – применяются для низкочастотных колебаний (5 – 10 Гц). 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. Примером виброизоляторов этого типа являются шины от мотороллеров.

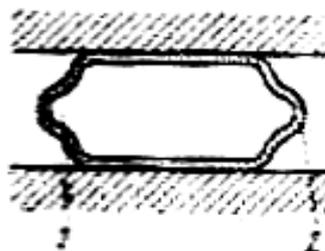
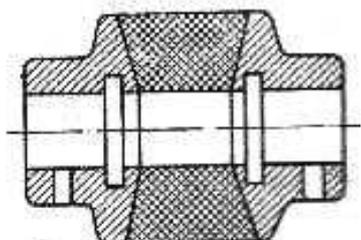


Рис.3.6 Виброизолирующая муфта Рис.3.7 Пневматический виброизолятор

Виброизоляторы из стекловолокна представляют собой прокладки из стекловолокна, заключенного в неопределенную оболочку. Воздух, оставшийся в стекловолокне, обеспечивает упругое демпфирование. Достоинством таких виброизоляторов является то, что собственная резонансная частота остается постоянной в широком диапазоне нагрузок. Виброизоляторы этого типа отличаются долгим сроком службы под действием ударных нагрузок и пригодны для станков и прессов. Они используются вместе с панелями для крепления бетонных оснований.

Виброизоляторы из стальных пружин. Наиболее часто в качестве виброизоляторов применяются 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. Еще одним недостатком пружин 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.

2.3.1.4. 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.

С возрастанием нагрузки виброизоляция вначале увеличивается, а затем, когда в прокладках возникают значительные внутренние напряжения, эффективность виброизоляции 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 виброизоляция 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 виброизолирующий эффект выше для узких прокладок. Именно в связи с этим в широких прокладках делают как можно больше вырезов, отверстий, разрезов.

Хорошими виброизолирующими свойствами обладают прокладки из ряда чередующихся и склеенных слоев монолитной и перфорированной резины. Воздушные полости в местах перфорации позволяют участкам резины, удален-

ным от открытых поверхностей прокладок, расширяться в стороны при колебаниях.

Хороший эффект в широком диапазоне частот позволяет получить сочетание цилиндрических пружин с тонкими резиновыми или войлочными прокладками.

2.3.1.5. Распространение вибраций по ограждающим конструкциям

Нахождение 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.

Наличие жесткости, прилегающей к пластине или стержню, производит демпфирующее действие 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 виброизоляции их наличие снижает возможность получения номинального эффекта.

Как уже отмечалось, 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

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

Очевидно, чем больше толщина пластины, тем больше это различие. Частота, на которой $W_u = W_n$, определится из соотношения

$$f_o = 0,13 c_n / h \quad (3.6)$$

Пример. Для пластины толщиной 1 см из материала имеющего скорость распространения продольных волн $c_n = 5000$ м/с, частота, на которой энергии изгибных и продольных волн уравниются, составит $f_o = 65\ 000$ 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 $c_n = 3\ 500$ 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.

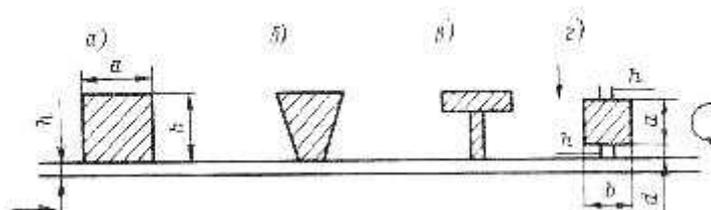
2.3.1.6. Виброизоляция элементов и узлов конструкций.

В этом случае виброизоляция может оцениваться с помощью коэффициента прохождения амплитуды T через препятствие на бесконечной пластине

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

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, з*)

Рис.3.8. Виброзадерживающая масса

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

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

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

Значения a и b выбирают из условия

$$a = b > 0.6 h_{nl}^2 \sqrt{f} \quad (3.9)$$

Для увеличения виброизолирующего эффекта 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 виброизоляцию.

Условия, ограничивающие высоту

$$\lambda/b = (c_{u.m.}/6f_e) \geq b \quad (3.10)$$

где f_e – верхняя часть рабочего диапазона ВЗМ.

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

2.3.1.7. Виброизоляция неопорных связей

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

Подводящие кабели изгибаются в виде петли. Патрубки должны быть герметичны, длина их должна составлять 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).

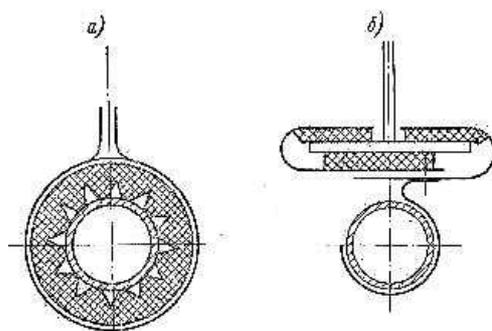


Рис.3.9. Способы виброизоляции путевых подвесок трубопроводов

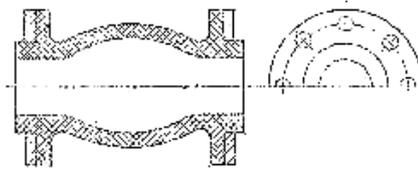
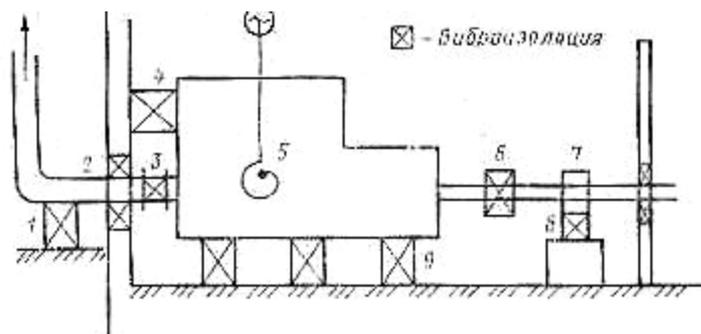


Рис. 3.10. Виброизолирующий патрубок для трубопровода

Повышение виброизоляции достигается установкой сосредоточенных масс (плит) в местах закрепления виброизолированных подвесок. применение дополнительных ребер жесткости позволяет виброизоляцию на низких частотах.

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

На рис. 3.11 показаны места, требующие виброизоляции.



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.

Рис. 3.11. Места, требующие виброизоляции для типового механизма

2.4. МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ЗАЩИТЫ ОТ ШУМА

2.4.1. Классификация методов борьбы с шумом.

Согласно ГОСТ 12.1.029-80 средства и методы защиты от шума классифицируются по ряду признаков.

В зависимости от отношения к защищаемому объекту различают:

- средства индивидуальной защиты органов слуха (СИЗОС);
- средства и методы коллективной защиты.

Средства и методы коллективной защиты по отношению к источнику возбуждения шума подразделяются на средства, снижающие шум:

- в источнике его возникновения;
- 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.

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 защиты подразделяются 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 (ЗИ);
- средства звукопоглощения (ЗП);
- глушители шума.

ЗИ средства в зависимости от конструкции подразделяются на:

- звукоизолирующие ограждения зданий и помещений;
- звукоизолирующие кожухи;
- звукоизолирующие кабины;
- акустические экраны, выгородки.

ЗП средства в зависимости от конструкции подразделяются на:

- звукопоглощающие облицовки;
- объемные (штучные) поглотители звука.

Глушители шума по принципу действия подразделяются на:

- абсорбционные;
- реактивные (рефлексные);
- комбинированные.

Архитектурно-планировочные методы шумозащиты заключаются в рациональных:

- акустических решениях планировок зданий и генеральных планов объектов;
- размещении технологического рабочих мест, оборудования, машин и механизмов;

- акустической планировке зон и режима движения транспортных средств и транспортных потоков;
- создании шумозащищенных зон в различных местах нахождения человека.

Организационно-технические методы защиты от шума подразумевают:

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

2.4.2. Звукоизоляция

2.4.2.1. 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

$$E_{пад} = E_{отр} + E_{погл} + E_{прош}. \quad (4.1)$$

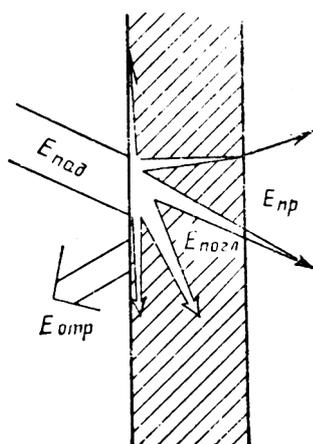


Рис. 4.1. Распределение энергии при падении звука на препятствие.

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

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

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

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

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 $\tau = E_{\text{прош.}} / E_{\text{пад.}}$. Численное значение звукоизоляции в дБ обозначается R и определяется

$$R = 10 \lg(1/\tau) = -10 \lg \tau, \text{ дБ} \quad (4.4)$$

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 звукоизоляции. С помощью звукоизолирующих конструкций можно получить ослабление звука в соседнем помещении на 30-40 дБ.

Значительный эффект звукоизолирующих конструкций 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 звукоизолирующих конструкций. Таким образом, эффективная шумозащита требует совместного использования применения звукоизолирующих и звукопоглощающих конструкций.

Звукопоглощающие конструкции и материалы служат для поглощения звука как в помещении с источником звука, так и в соседних помещениях. По-

глощение 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.

2.4.2.2. 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 определить по коэффициенту отражения η , который определяется через акустические импедансы Z граничащих сред

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

В твердых звукоизолирующих ограждениях поглощение энергии в материале существенно меньше, чем отражение ($\alpha \ll \eta$). Тогда выражение (4.3) примет вид $\delta + \tau = 1$, и коэффициент прохождения можно определить как

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

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.

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

тогда с учетом (4.6)

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

Проделав несложные преобразования, получим

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

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

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

При достаточно больших значениях произведения $f m$

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

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

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

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 $\Delta = 5$ дБ. Тогда, подставляя численные значения π и ρc для воздуха, получим из (4.10)

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

здесь m - масса 1 м^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 отмечалось 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

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

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 $\lambda/\sin \theta = \lambda_{изз}$. 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

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

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.

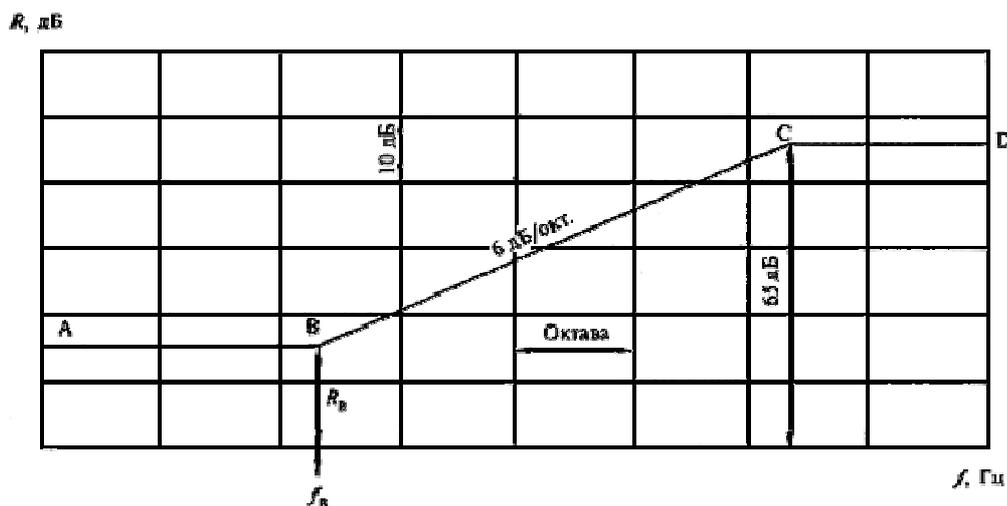


Рис. 4.2. Частотная характеристика изоляции воздушного шума однослойным плоским ограждением

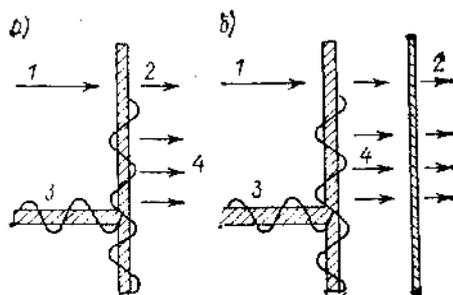
Меняя цилиндрическую жесткость ограждения, можно изменять величину критической частоты, а следовательно и эффективность звукоизоляции в том или ином диапазоне. Так, уменьшение жесткости смещает область пониженной звукоизоляции в высокочастотную часть спектра. При увеличении жесткости граничная частота снижается, что целесообразно при достаточно толстых ограждениях с $f_{кр} < 300$ Гц. А для тонких перегородок усиление их ребрами жесткости может привести к ухудшению 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.

2.4.2.3. 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.



1 — падающий на изолирующую конструкцию воздушный звук; 2 — звук, прошедший в изолируемое помещение; 3 — звуковая вибрация; 4 — воздушный звук, порождаемый звуковой вибрацией.

Рис.4.3. Акустический эффект одинарной (а) и двойной (б) перегородок при совместном действии воздушного звука и звуковой вибрации.

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 отnose 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 звукоизоляцию 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 звукоизоляцию в области средних и высоких частот.

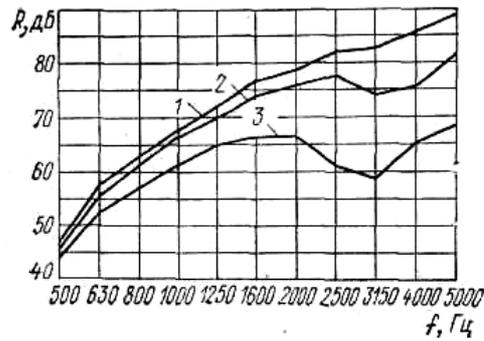


Рис. 4.4. Звукоизоляция двустенной конструкции со звукопоглотителем.

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

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

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

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

Для одинаковых перегородок из одного материала и одной толщины

$$f_0 = 85 / (mh)^{1/2} \quad (4.17)$$

Средняя звукоизоляция R_{cp} в диапазоне 100 – 3000 Гц, определяется приближено по формуле

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

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

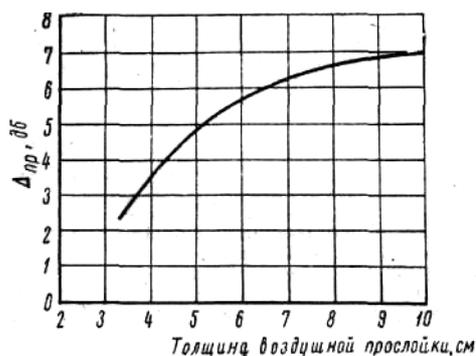


Рис.4.5. Звукоизолирующая способность воздушной прослойки двойной перегородки.

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

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

В случае одинаковых перегородок

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

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 $3f_0 < f < f_{2p2}$ 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

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

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 соотношение толщин должно быть 2 – 4. Наибольшую звукоизоляцию удастся 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 эффект на 10 – 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 и 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 звукоизоляция на средних и высоких частотах составляет 8 – 15 дБ, т.е. в среднем меньше чем при отсутствии связей по контуру.

Если в реальной конструкции по контуру ограждения установить в виде полосы мягкую листовую резину, то дополнительная звукоизоляция 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

$$D = ES_m/h < S_l^2 f_{cp1} \sqrt{\rho_1 A}, \quad (4.20)$$

где E , S_m , h – модуль Юнга, площадь поперечного сечения и длина мостика S_l , ρ_1 , E_1 - толщина конструкции, плотность и модуль Юнга ее материала; f_{cp1} – первая граничная частота, равная

$$f_{cp1} = 85[(m_1 + m_2) / \underline{h} m_1 m_1]^{1/2}. \quad (4.21)$$

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

$$M > S_l^2 \sqrt{\rho_1 E_1} / f_{cp1}. \quad (4.22)$$

2.4.2.4. 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.

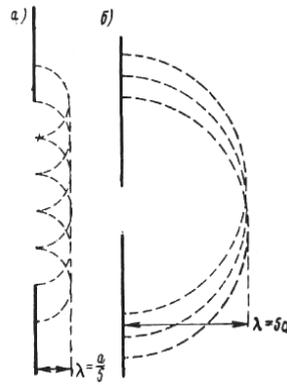


Рис. 4.6. Звукопроводность отверстий различного диаметра

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 звукоизоляции

$$\Delta R = 10 \lg \left[(1 + 10^{0.1R_c} S_0/S_c) / (1 + S_0/S_c) \right], \quad (4.23)$$

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

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

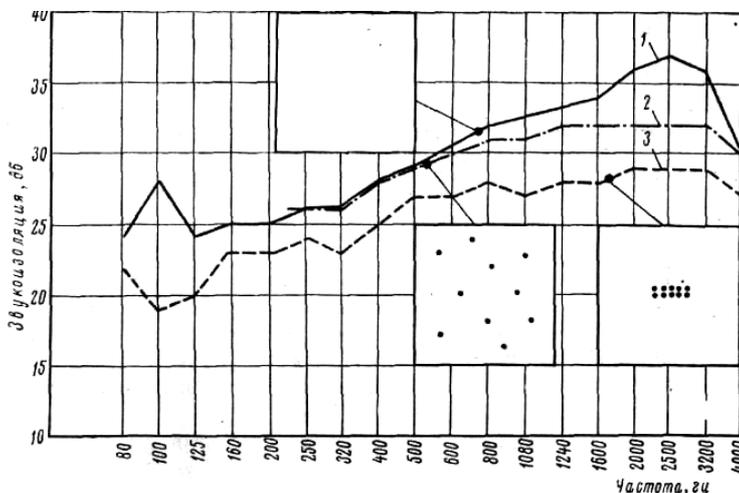
Если размеры отверстия меньше длины волны (рис.4.6, б), то вследствие дифракции при диффузном падении звуковых волн через них проходит больше звуковой энергии, чем следует из соотношения площадей отверстий и ограждений. Формула (4.23) может быть представлена в этом случае

$$\Delta R = 10 \lg \left[(1 + \varphi 10^{0.1R_c} S_0/S_c) / (1 + S_0/S_c) \right], \quad (4.25)$$

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).



1– перегородка размером 2 x 2 м без отверстий; 2 – в перегородке десять отверстий $d=11$ мм, расположенных беспорядочно по всей площади перегородки; 3 – то же, но отверстия расположены кучно в центре перегородки

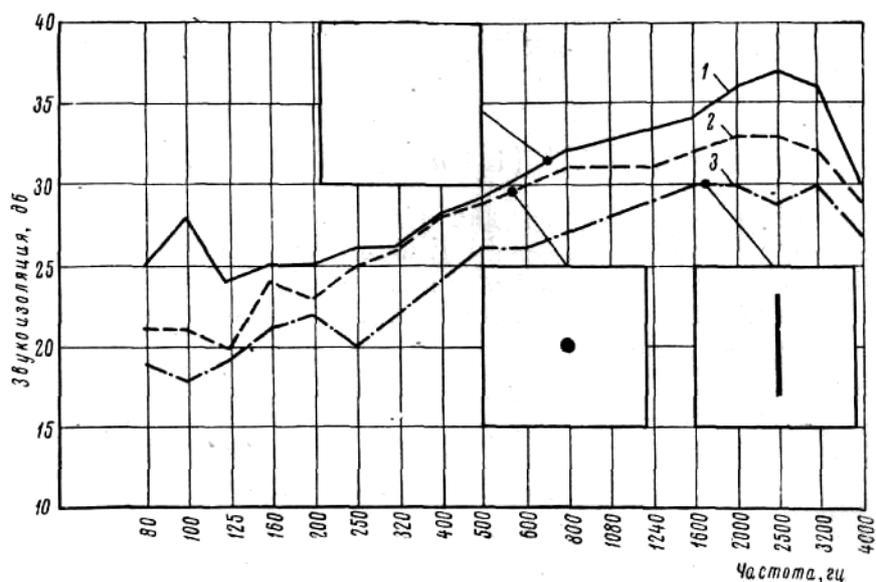
Рис. 4.7. Влияние расположения отверстий в перегородке на ее звукоизоляцию.

Если в ограждении имеется проем площадью S_0 , звукоизоляция которого R_0 , меньше звукоизоляции самого ограждения R_c , то снижение звукоизоляции можно определить

$$\Delta R = 10 \lg \{1 + S_0/S_c [10^{0.1(R_c-R_0)} - 1]\}, \quad (4.27)$$

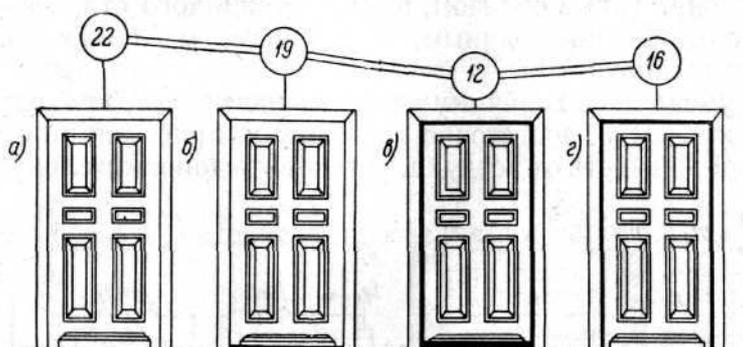
где S_c – площадь самого ограждения, включая площадь проема.

Следует отметить, что звукоизоляция ограждения, имеющего 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.



1 – перегородка без отверстия и щели; 2 – в перегородке одно отверстие $d=25$ мм;
3 — в перегородке щель 1×500 мм.

Рис. 4.8. Влияние отверстия и щели одинаковой площади на звукоизоляцию перегородки.



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 – то же, но щель внизу отсутствует.

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

2.4.2.5. 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 звукоизоляции некоторых типовых конструкций

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 звукоизоляции 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 и ВЧ, 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.

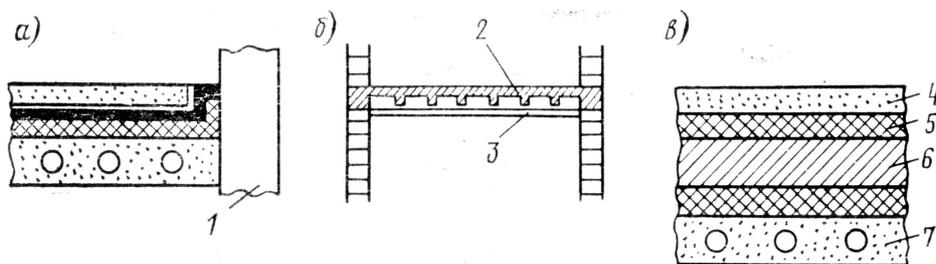
2. 4.2.6. Звукоизоляция ударного шума междуэтажными перекрытиями

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 звукоизоляции. Ослабление шума обусловлено звукоизолирующим и звукопо-

глощающим действием материала и конструкций перекрытия. Удвоение толщины уменьшает уровень примерно на 9 дБ: изменение плотности, упругости, внутренних потерь – до 5дБ.

Для увеличения звукоизоляции перекрытия применяют специальные конструкции полов-потолков: с упругим основанием, упругими прокладками, рулонные, слоисты (рис. 4.10)



а – полы по упругому основанию; б – перекрытие с подвесным по толком; в – пятислойная конструкция с промежуточной массой.

1 – стена; 2 – несущая плита; 3 – подвесной потолок; 4 – плита пола; 5 – упругий слой; 6 – промежуточная масса; 7 – несущая стена перекрытия.

Рис.4.10. Типовые конструкции полов-потолков

Полы с упругим основанием - между полом и несущей плитой конструкции помещен сплошной упругий слой, который работает, так же, как и при изоляции воздушного шума, отдельными перегородками с упругим слоем.

Важнейшим способом улучшения звукоизоляции 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 выше звукоизоляция ударного шума.

Хорошо изолируют ударный шум ковровые покрытия полов. Мягкие, с ворсом 6 – 8 мм, обеспечивают звукоизоляцию не меньше, чем плавающий пол (28 – 30 дБ).

2.4.3. 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. 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.

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 $Z_m = \rho_{np} / v_{np}$ по формуле (4.5)

$$\eta = (Z_m - Z)^2 / (Z_m + Z)^2$$

Звукопоглощающие материалы и конструкции характеризуются коэффициентом звукопоглощения α – отношением разности падающей и отраженной от поверхности энергии к падающей. Используется также эквивалентная площадь звукопоглощения A – 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 звукопоглощающими материалами (ЗПМ) или размещение в помещении специальных звукопоглощающих конструкций (ЗПК). К таким конструкциям относятся звукопоглощающие облицовки ограждающих поверхностей помещения, штучные звукопоглотители, облицовка поверхности акустических экранов, звукопоглощающие облицовки в камерных глушителях и в звукоизолирующих кожухах.

Эффективность применения звукопоглощающих облицовок и штучных звукопоглотителей зависит от:

- акустических характеристик помещения,

- формы помещения,
- расположения в помещении источников шума и рабочих мест.

Наиболее эффективно применение звукопоглощающих облицовок потолков в невысоких помещениях с большой площадью, имеющих малое звукопоглощение.

Эффективность облицовок повышается, если помещение будет вытянуто в плане. Это происходит оттого, 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 потерь.

В больших по площади помещениях с источниками шума разной интенсивности наибольший эффект применения звукопоглощающей облицовки достигается для рабочих мест с менее шумным оборудованием. В этом случае целесообразно сосредоточить максимальное количество ЗПК 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.

Звукопоглощающие облицовки обычно размещают на потолке и стенах. Площадь облицовываемой поверхности для достижения максимального эффекта должна составлять не менее 60 % общей площади ограничивающих помещения поверхностей. Пример акустической обработки цеха приведен на Рис.4.11.

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

С помощью звукопоглощающих облицовок и конструкций можно обеспечить снижение шума до 8 – 10 дБ.

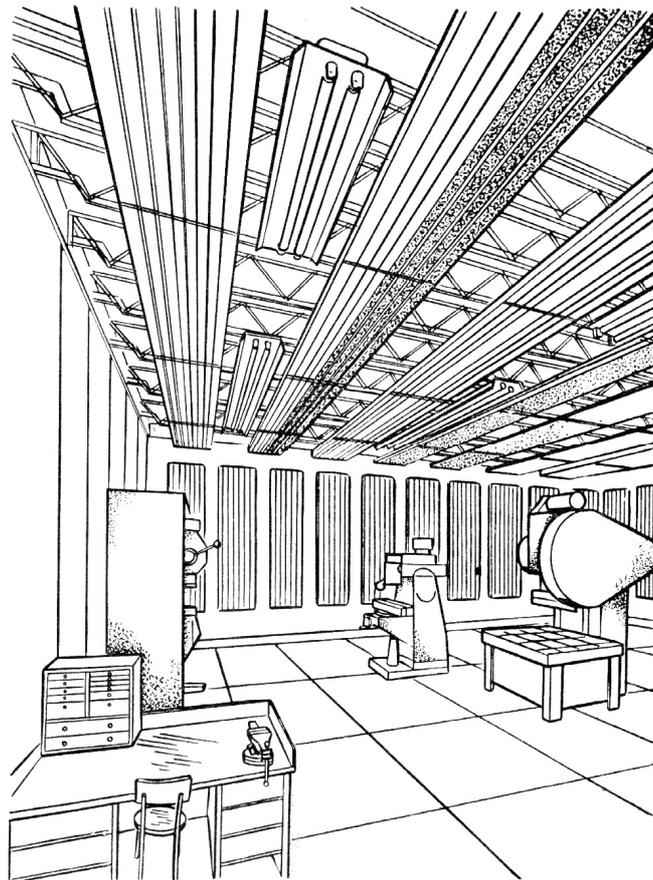


Рис. 4.11. Акустическая обработка цеха

При необходимости снижения шума преимущественно на низких частотах, облицовку следует относить от поверхности стен на 100 – 150 мм, оставляя между потолком или стеной и облицовкой замкнутый по периметру воздушный зазор.

Для звукопоглощающей облицовки применяют плиты или маты из пористых волокнистых ЗПМ. Со стороны помещения ЗПМ закрыты перфорированными экранами защищающие их от механических повреждений и обеспечивающие удовлетворительный декоративный вид. Толщина ЗПМ принимается обычно 50 – 100 мм. Чтобы предотвратить высыпание через отверстия перфорации, между листом экрана и материалом помещается слой тонкой акустически прозрачной ткани.

Штучные звукопоглотители представляют собой объемные конструкции в виде призм, кубов, шаров, кулис, подвешиваемых в помещениях. Их выполняют из перфорированных листов твердого картона, пластмассы, металла или

рулонной алюминиевой фольги, оклеенных изнутри войлочной тканью или заполненных ЗПМ. В качестве защитного экрана применяются тонкие алюминиевые перфорированные листы или листы из акустически прозрачного стеклопластика. Иногда возможно использование одной стеклоткани. целесообразно располагать в непосредственной близости от источников шума.

ЗПМ должны удовлетворять ряду требований:

- обладать высокой био- и влагостойкостью, механической прочностью.
- быть несгораемыми или трудносгораемыми в соответствии с категорией здания по пожароопасности;
- не должны выделять частицы звукопоглотителя, токсичных веществ и неприятного запаха.

Ведущие торговые марки звукопоглощающих материалов и конструкций, представленных на российском рынке:

Esophon (Швеция) - подвесные потолки, стеновые панели, штучные звукопоглотители на основе стекловолокна;

Akusto (Финляндия) - подвесные потолки на основе стекловолокна;

Rockfon (Дания) - подвесные потолки на основе базальтового волокна;

Шуманет БМ (Россия) - не обработанные звукопоглощающие панели на основе базальтового волокна;

Sound Lux (Россия) - стеновые панели из металлических перфорированных кассет и базальтово-волокнистых звукопоглотителей;

ТИГИ KNAUF (Россия) - перфорированные гипсокартонные потолочные панели ППГЗ;

AMF, OWA (Германия) - потолочные панели из различных волокнистых материалов;

MAPPY (Италия) - поролоновые пористые звукопоглощающие листы и маты с различной формой лицевой поверхности (для лучевого рассеивания отраженных волн).

2.4.4. Глушители шума

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

Различают глушители *абсорбционные, реактивные, комбинированные облицованные каналы*

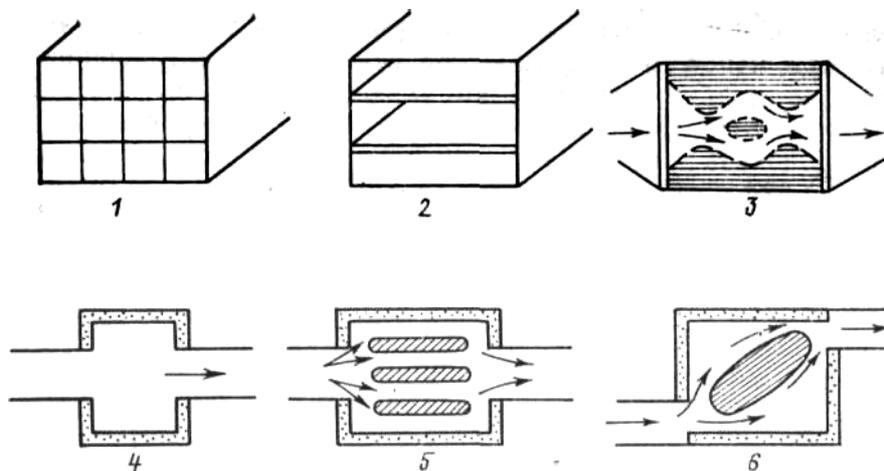
2.4.4.1. Абсорбционные глушители

Абсорбционные глушители основаны на использовании в каналах (трубопроводах) ЗПМ, 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, сотового, пластинчатого, криволинейного каналов, а также камерного глушителя с экраном (рис. 4.12).



1 – сотовый; 2 – пластинчатый; 3 – криволинейный; 4 – однокамерный; 5 – камерный пластинчатый; 6 – камерный с экранами.

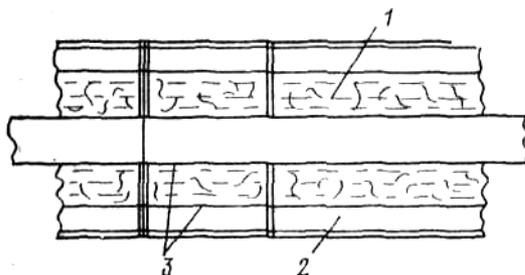
Рис. 4.12. Типовые конструкции активных глушителей шума.

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.

2.4.4.2. Облицованные каналы

Глушитель этого типа состоит из внутренней перфорированной трубы или металлической сетки и герметичного кожуха, между которыми находится звукопоглощающий материал (рис. 4.13). Чтобы звук не распространялся по пористому материалу вдоль канала, внутри облицовки устанавливаются попе-

речные перегородки. Зазор между внутренней сеткой и кожухом может быть заполнен поглотителем целиком или частично.



1 – поглотитель; 2 – воздушный зазор (его может не быть); 3 – перфорированный лист или сетка.

Рис. 4.13. Глушитель в виде облицованного канала.

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 c :

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

где a – 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

$$d = 4S/\Pi \quad (4.29)$$

где S – площадь проходного сечения; Π – периметр облицованной части.

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

При расположении поглотителя на жесткой стенке максимум будет на частоте

$$f' = c_n/4b, \quad (4.30)$$

где c_n – скорость звука в поглотителе.

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

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

$$f = c/2\delta. \quad (4.31)$$

В камерных глушителях можно устанавливать звукопоглощающие пластины. При равном с канальным 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

$$\Delta\beta = \Delta\beta_1 [1 + 3 \lg(l/d\delta)] \quad (4.32)$$

где $\Delta\beta_1$ – затухание первого калибра; l – длина глушителя; $d\delta$ – 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. 4.14).

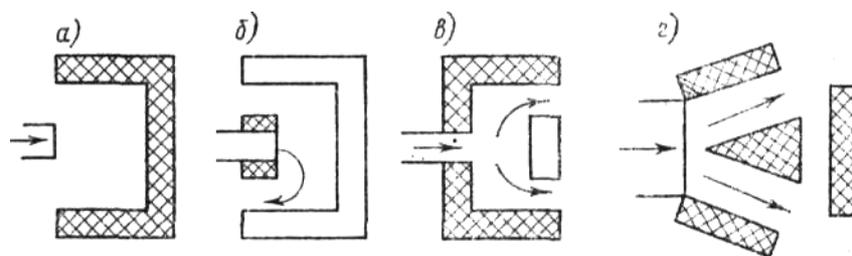


Рис. 4.14. Типовые конструкции экранных глушителей звука

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

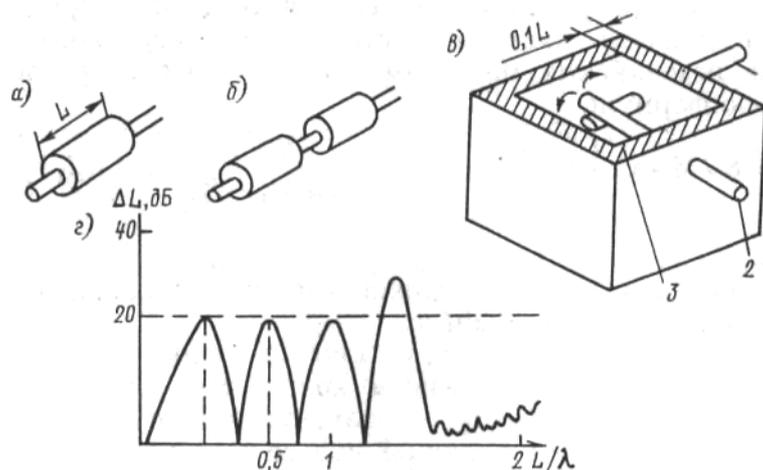
2.4.4.3. Реактивные глушители

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 $L/D = 2$.



а – однокамерный; б – двухкамерный; в – комбинированный; г – частотная характеристика снижения шума однокамерным глушителем; 1 – выпуск; 2 – впуск; 3 – поглотитель.

Рис. 4.13. Конструкции реактивных камерных глушителей шума

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

2.4.5. Средства индивидуальной защиты от шума

Имеются три вида средств индивидуальной защиты органов слуха (СИЗОС) от шума: внутреннего (эндоаурального) – втулки, вкладыши и тампон; наружного пользования (экстраауральные) – наушники, шлемы и костюмы; смешанного типа – «полувтулки», располагающиеся у входа в наружный слуховой проход и требующие прижима оголовьем (рис. 4.14).

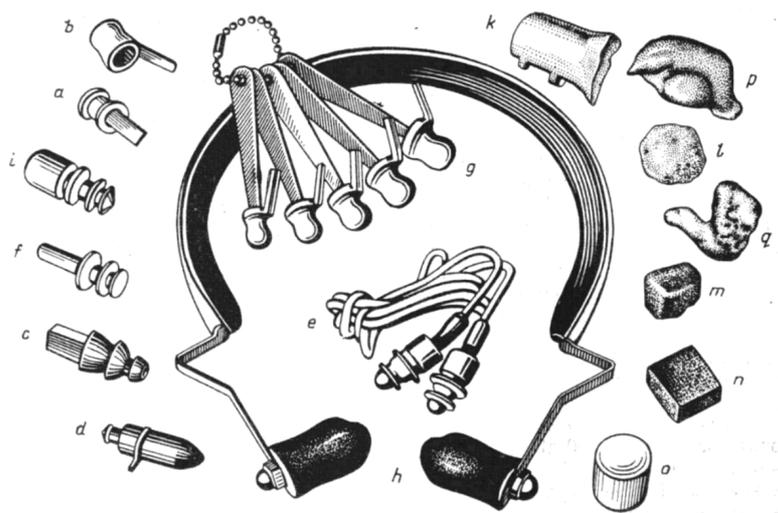


Рис. 4.14. Средства индивидуальной защиты органов слуха

Основное назначение СИЗОС – перекрыть наиболее чувствительный канал проникновения звука в организм – ухо человека. Эффективность СИЗОС, 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 СИЗОС 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 СИЗОС установлены ГОСТ 12.4.051—78. 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 | 0,35 | 8 | 12 | 15 | 20 | 25 | 30 | 35 | 35 |
| | Б | 0,28 | 5 | 5 | 7 | 15 | 20 | 25 | 30 | 30 |
| | В | 0,15 | 4 | — | — | 5 | 15 | 20 | 25 | 25 |
| Вкладыши | А | — | — | 10 | 12 | 25 | 17 | 25 | 30 | 30 |
| | Б | — | — | 5 | 7 | 10 | 12 | 20 | 25 | 25 |
| | В | — | — | 5 | 5 | 5 | 7 | 15 | 20 | 20 |
| Шлемы | | | | 17 | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 40 |

Пределом шумозаглушения является костная проводимость, которая ограничивает возможности 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 пере-

понку. 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.

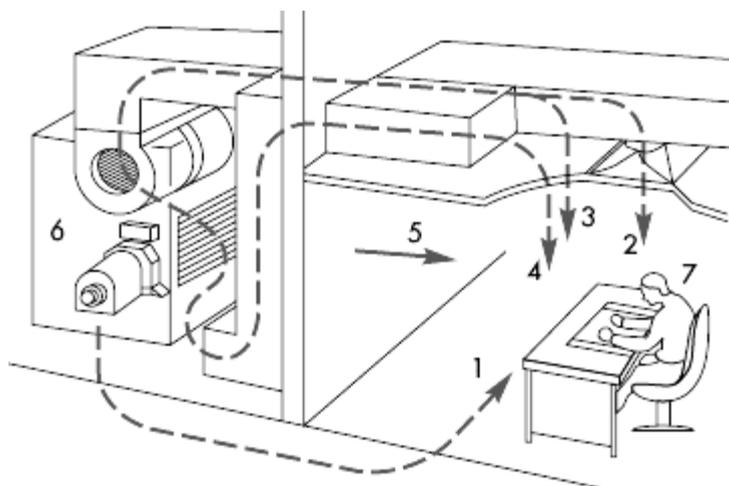
Эффективность СИЗОС различных типов

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

2.5. КОНТРОЛЬ ШУМА СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

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.5.1).



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

Рис.5.1. Пути распространения шума от вентиляционной камеры к приемнику:

Как известно, источники шума помимо мощности и направленности характеризуются также спектром излучения, который может содержать низкочастотные либо высокочастотные колебания, тоновые или широкополосные составляющие 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 шум средних и высоких частот, а во-вторых, чистые тона и изменчивость во времени делают шум особенно неприятным (рис. 2).

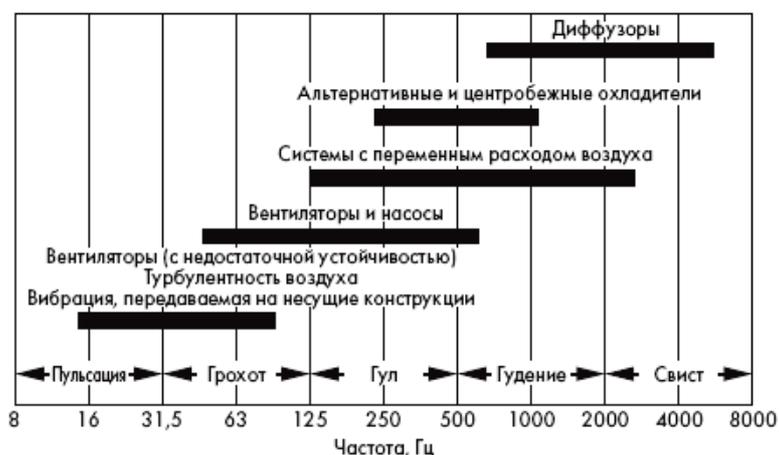


Рис. 5.2. Шумовой спектр различных типов механических устройств

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:

$$L_w = 10 \lg Q + 20 \lg \Delta P \text{ dB}$$

в зависимости от объемного расхода Q , м³/ч, и полного давления ΔP , Па.

Следует, тем не менее, подчеркнуть, что результат решения данного уравнения будет иметь достоверность с допуском 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 по звукоизлучению агрегатов, которые позволяют определить акустическую мощность вентиляторов на сети воздухопроводов. 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.5.3).

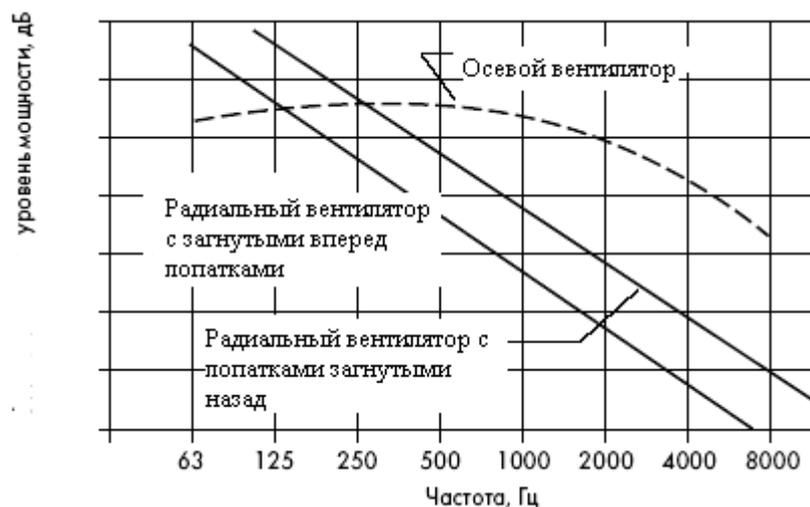


Рис.5.3. Спектральная динамика шума, генерируемого радиальными и осевыми вентиляторами.

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 крыльчатый 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 стати-

ческого 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.

В системе с постоянным расходом воздуха вентилятор выбирается с расчетом на работу с 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 1–2 дБ.

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 уровня 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:

$$\Delta L_w = 50 \lg n_2/n_1, \text{ дБ}$$

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 строительномонтажного 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 во-

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

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

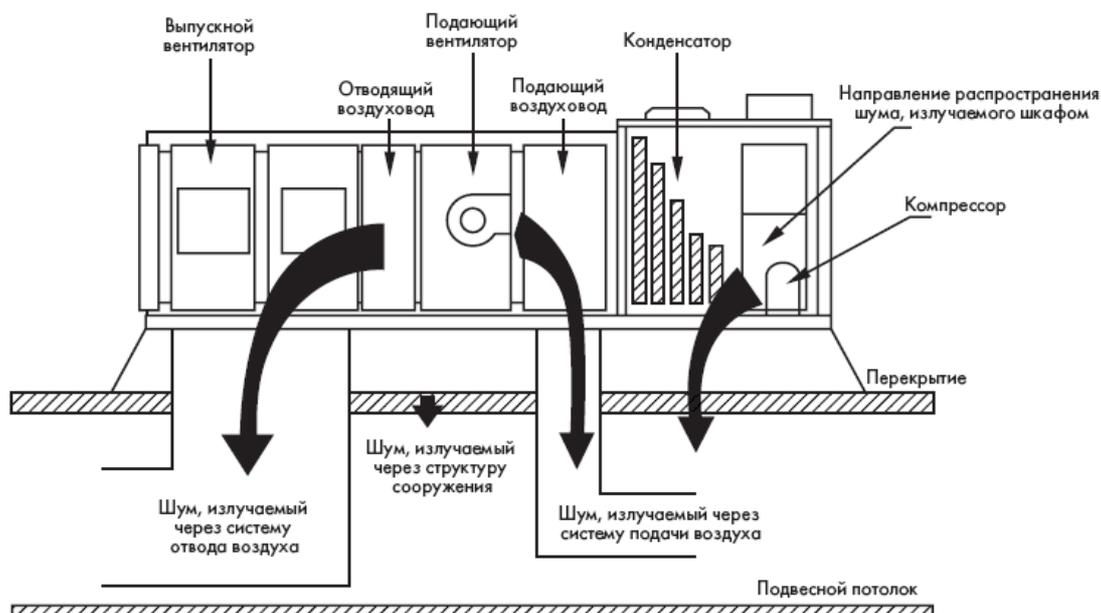


Рисунок 5.4. Распространение шума, издаваемого агрегатами воздухоподготовки крышного типа

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 затруднительно. 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.

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|--|----|
| Введение | 3 |
| 1. Основы общей акустики | 4 |
| 1.1. Основные понятия и определения | 6 |
| 1.1.1. Звук и звуковые волны. | 6 |
| 1.1.2. Акустические поля и их характеристики. | 12 |
| 1.1.3. Логарифмическая шкала акустических характеристик | 19 |
| 1.1.4. Звуковые спектры. Октавные и 1/3-октавные полосы частот | 23 |
| 1.2. Излучение звуковых волн | 28 |
| 1.2.1. Звукоизлучение и формирование акустического поля источника | 28 |
| 1.2.2. Излучение звука простейшими источниками. | 32 |
| 1.3. Распространение звука | 35 |
| 1.3.1. Интерференция и дифракция звуковых волн | 37 |
| 1.3.2. Отражение звука от препятствий и на границе двух сред | 39 |
| 1.3.3. Звукопоглощение | 42 |
| 1.3.4. Резонаторы. | 43 |
| 2. ПРОМЫШЛЕННАЯ АКУСТИКА | 47 |
| 2.1. Классификация и нормирование шумов, вибраций и шумовых характеристик машин и оборудования | 47 |
| 2.1.1. Классификация и нормирование шумов | 47 |
| 2.1.2. Классификация и нормирование вибрации. | 48 |

| | |
|---|----|
| 2.1.3. Техническое нормирование шумовых характеристик машин и оборудования | 51 |
| 2.2. Основные источники шума и вибраций производственного оборудования | 53 |
| 2.2.1. Причины возникновения шума | 53 |
| 2.2.2. Шум и вибрации ударного происхождения | 54 |
| 2.2.3. Шум, возникающий при дисбалансе вращающихся деталей | 56 |
| 2.2.4. Шум зубчатых передач. | 60 |
| 2.2.5. Шум подшипников | 64 |
| 2.2.6. Аэрогидродинамические шумы | 66 |
| 2.2.7. Шум электрических машин | 74 |
| 2.3. Методы и средства защиты от вибраций | 76 |
| 2.3.1. Виброизоляция | 76 |
| 2.3.1.1. Виброизоляция как физический процесс | 76 |
| 2.3.1.2. Критерии виброизоляции | 76 |
| 2.3.1.3. Классификация конструктивных схем виброизоляции и виброизоляторов. | 77 |
| 2.3.1.4. Материалы для виброизоляторов | 82 |
| 2.3.1.5. Распространение вибраций по ограждающим конструкциям | 83 |
| 2.3.1.6. Виброизоляция элементов и узлов конструкций. | 84 |
| 2.3.1.7. Виброизоляция неопорных связей | 85 |
| 2.4. Методы и средства защиты от шума | 87 |
| 2.4.1. Классификация методов борьбы с шумом. | 87 |
| 2.4.2. Звукоизоляция | 89 |
| 2.4.2.1. Физические принципы и основные закономерности звукоизоляции и звукопоглощения. | 89 |

| | |
|---|-----|
| 2.4.2.2.Звукоизоляция одинарных ограждений | 92 |
| 2.4.2.3.Звукоизоляция двойных ограждений. | 95 |
| 2.4.2.4.Влияние на звукоизоляцию отверстий и щелей. | 100 |
| 2.4.2.5. Звукоизоляция окон и дверей | 103 |
| 2. 4.2.6. Звукоизоляция ударного шума междуэтажными перекрытиями | 104 |
| 2.4.3. Звукопоглощение и звукопоглощающие материалы и конструкции | 106 |
| 2.4.4. Глушители шума | 110 |
| 2.4.4.1. Абсорбционные глушители | 110 |
| 2.4.4.2. Облицованные каналы | 111 |
| 2.4.4.3. Реактивные глушители | 114 |
| 2.4.5. Средства индивидуальной защиты от шума | 115 |
| 2.5. Контроль шума систем вентиляции | 118 |

Ольга Трифионовна Аксенова,
доцент кафедры БЖД АмГУ, канд. техн. наук

Промышленная акустика. Учебное пособие.

Формат 60x84/16. Усл. печ. л. 7,67. Заказ 285.