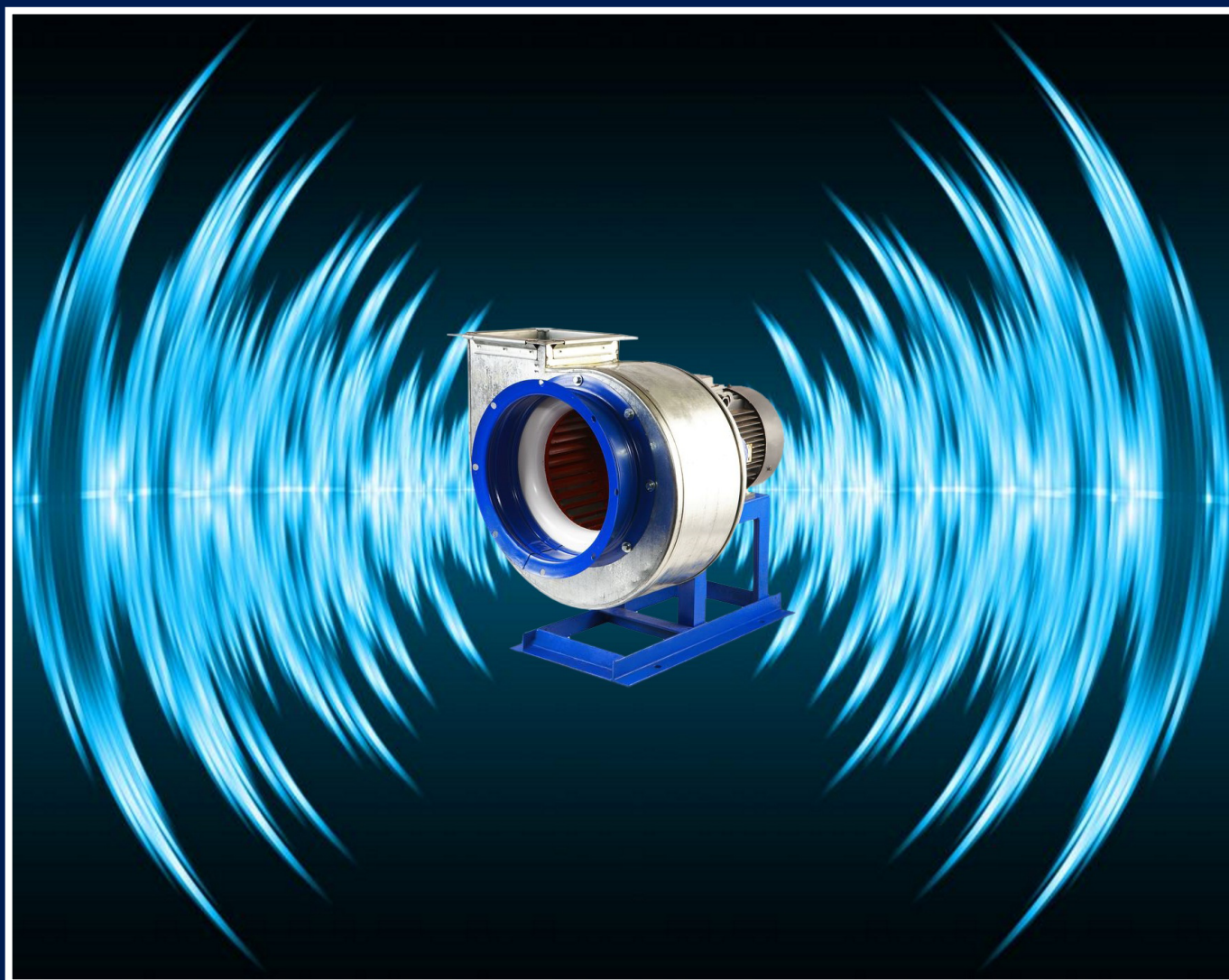


В.Н. Старжинский
С.Н. Сычугов
С.В. Совина

АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ АКУСТИЧЕСКОЙ ЭКОЛОГИИ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ЛЕСНОГО КОМПЛЕКСА



Электронный архив УГЛТУ

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования

«Уральский государственный лесотехнический университет»
(УГЛТУ)

В.Н. Старжинский
С.Н. Сычугов
С.В. Совина

**АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ
АКУСТИЧЕСКОЙ ЭКОЛОГИИ
НА ПРЕДПРИЯТИЯХ
ЛЕСНОГО КОМПЛЕКСА**

Екатеринбург
2019

УДК 628.517.2
ББК 30Н
С77

Рецензенты:

ООО «БиКдрев», начальник производства А.Л. Мамаев;
Гагарин Д.Р. – канд. техн. наук, коммерческий директор ООО «Тепловые системы ПРОТОН»

Старжинский, В.Н.

С77 Актуальные проблемы акустической экологии на предприятиях лесного комплекса : монография / В.Н. Старжинский, С.Н. Сычугов, С.В. Совина. – Екатеринбург: УГЛТУ, 2019. – 191 с.

ISBN 978-5-94984-694-0

В монографии представлены общие понятия о звуке и шуме, рассмотрены его влияния на организм человека и способы его изучения. Проанализированы основные методы защиты от шума, а также основные источники шума на предприятиях лесного комплекса. Приведена методика акустического расчета снижения шума применительно к оборудованию ЦБП.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Уральского государственного лесотехнического университета.

УДК 628.517.2
ББК 30Н

ISBN 978-5-94984-694-0

© ФГБОУ ВО «Уральский государственный лесотехнический университет», 2019
© Старжинский В.Н., Сычугов С.Н., Совина С.В., 2019

ПРЕДИСЛОВИЕ

Среди многочисленных больших и малых проблем экологии немаловажное значение имеет проблема акустической экологии – борьбы с акустическим загрязнением окружающей среды.

Внедрение в промышленность новых технологий, механизация производственных процессов, использование мощных средств воздушного, наземного и водного транспорта, применение разнообразного бытового и инженерного оборудования и т.п. привели к тому, что человек непрерывно подвергается действию шума: на производстве, в быту, на отдыхе.

Шум на производстве, где человек проводит около 1/3 своей жизни, в настоящее время представляет наиболее распространенную опасность для здоровья работающих.

Установлено, что производственный шум снижает производительность труда. Люди, работающие при сильном шуме, тратят по крайней мере десятую часть своей нервной энергии на то, чтобы не замечать этого шума. Шум может явиться косвенной причиной увеличения производственного травматизма вследствие притупления внимания и замедления реакции у работающих. Сегодня проблема шума ставится в один ряд с проблемами загрязнения воздуха и воды. Шум становится «социальным злом номер один».

В динамике за последние 3 года в стране отмечается увеличение числа объектов, не отвечающих санитарно-эпидемиологическим требованиям по таким факторам, как шум и вибрация.

Наиболее выраженное неблагоприятное воздействие шума и вибрации на работающих имеет место на предприятиях лесного комплекса, где уровни звука на рабочих местах, генерируемые производственным оборудованием, достигают 110 дБА и более.

Согласно данным Федеральной службы государственной статистики (Росстат) на конец 2015 года, списочная численность работников в стране, занятых на деревообрабатывающей промышленности, составила 218 456 человек. Из них количество работников, работающих под воздействием повышенного уровня шума, ультразвука, инфразвука, составило 38 996 человек, т.е. 17,9 % от списочной численности работников.

Положение усугубляется тем, что возникающий при работе технологического оборудования шум часто оказывает отрицательное действие не только на обслуживающий это оборудование персонал, но и на людей, находящихся на селитебной территории.

Снижение шума – одного из основных источников загрязнения окружающей среды на промышленных площадках предприятиях лесного комплекса – представляет собой новую задачу для архитекторов, конструкторов машин, эксплуатационников и проектировщиков предприятий.

В монографии освещаются вопросы борьбы с производственным шумом основного технологического оборудования на предприятиях лесного комплекса. Приводятся основные сведения о шуме, его нормировании, рассматриваются общие методы борьбы с шумом. Дается экспериментальный материал авторов, а также отечественных и зарубежных исследователей, описываются методика и техника проведения различных акустических экспериментов. Особое внимание уделено практическим методам борьбы с шумом на путях его распространения, а также обоснованию этих методов. Приводятся результаты производственных испытаний различных шумоглушащих устройств.

Книга предназначена для инженерно-технических и научных работников, занятых исследованием, проектированием, изготовлением и эксплуатацией машин и оборудования целлюлозно-бумажных и деревообрабатывающих производств, а также для студентов соответствующих специальностей.

1. ФИЗИЧЕСКИЕ И ФИЗИОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШУМА

1.1. Понятие о звуке. Свойства звукового поля

Звук как физическое явление представляет собой волновое движение упругой среды, как физиологическое явление он определяется ощущением, воспринимаемым органом слуха при воздействии звуковых волн.

Любое нарушение стационарного состояния сплошной среды в какой-либо точке пространства приводит к появлению возмущений (волн), распространяющихся из этой точки. Область материальной среды, в которой наблюдаются эти волны, называется *звуковым полем*.

Звуковые волны, возникшие в среде, распространяются далее от точек возникновения (источников звука). Скорость распространения звуковых волн (скорость звука) зависит от упругости и плотности среды и не меняется с изменением частоты колебаний источника.

Звуковые волны, распространяющиеся в воздухе, называются *воздушным звуком*. Колебания звуковых частот, распространяющихся в инженерных конструкциях и сооружениях, называются *структурным звуком*.

Различают плоские и сферические звуковые волны. Фронт плоской волны представляет собой плоскость, перпендикулярную направлению распространения колебаний. При сферическом виде волн звук распространяется во все стороны равномерно и фронт волны представляет собой сферу.

При распространении звуковой волны в различных точках звукового поля возникают периодические сжатия и разрежения среды. Число периодических сжатий или разрежений в секунду, наблюдаемых в фиксированной точке среды, называется *частотой звука*. Расстояние между точками среды, в которых степень сжатия или разрежения одинакова, называется *длиной волны*.

Между длиной волны и частотой существует известная связь:

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

где c – скорость звука, м/с.

Периодические сжатия и разрежения в звуковой волне оцениваются звуковым давлением, представляющим разность в величине давления, существующего в данный момент времени при наличии

звуковой волны, и средним давлением, которое наблюдается в среде при отсутствии звукового поля. Большой динамический диапазон воспринимаемых ухом звуковых давлений затрудняет использование абсолютных значений звукового давления, поэтому введена логарифмическая шкала уровней звукового давления, измеряемых в децибелах. Уровень звукового давления L (дБ) связан с абсолютным значением звукового давления:

$$L = 10 \lg \frac{P^2}{p_0^2} = 20 \lg \frac{P}{p}, \quad (1.2)$$

где $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Н/м² – стандартное звуковое давление, соответствующее порогу слышимости нормального уха на частоте 1000 Гц.

Диапазон уровней звукового давления, воспринимаемых человеческим ухом, простирается от 0 до 140 дБ.

Звуковая волна переносит энергию. Количество звуковой энергии, проходящей в единицу времени через единичную площадку, перпендикулярную направлению распространения волны, называется *интенсивностью* или *силой звука*. В поле плоских и сферических волн интенсивность звука (Вт/м²) выражается через звуковое давление следующей зависимостью:

$$I = \frac{P^2}{\rho_c}, \quad (1.3)$$

где ρ_c – плотность среды, Н/м³.

В свободном звуковом поле интенсивность звука точечного источника убывает обратно пропорционально квадрату расстояния до источника звука.

По аналогии с уровнем звукового давления введено понятие уровня силы звука, за единицу измерения которого также принят децибел:

$$L_I = 10 \lg \frac{I}{I_0}, \quad (1.4)$$

где $I_0 = 10^{-12}$ Вт/м² – пороговая интенсивность.

1.2. Шум. Спектр шума

В настоящее время шумом принято считать всякие нежелательные звуки, например мешающие восприятию полезных звуков или нарушающие тишину, или оказывающие вредное или раздражающее действие на организм человека.

Производственный шум есть беспорядочное сочетание звуков, различных по частоте и интенсивности. Важнейшей характеристикой колебательного процесса (шума) является его частотный спектр – функция, указывающая на характер распределения энергии шума по частотному диапазону.

Спектр может быть дискретным или линейчатым, когда отдельные составляющие соответствуют строго определенным частотам, разделенным промежутками, в которых звука нет, и сплошным, когда составляющие непрерывно заполняют некоторый интервал частот. Шум, в котором энергия, излучаемая на всех частотах, постоянна, называется белым шумом.

Изображение сплошного спектра требует обязательной оговорки о ширине элементарных полос, к которым оно относится. В практике акустических расчетов и измерений принято представлять спектры в полосах частот определенной ширины. За среднюю частоту полосы обычно принимают среднегеометрическую частоту

$$f_{cp} = \sqrt{f_1 f_2}, \quad (1.5)$$

где f_1 – нижняя граничная частота, Гц; f_2 – верхняя граничная частота.

Полоса, у которой $f_1/f_2 = 2$ называется *октавой*, если $f_1/f_2 = 1,26$, то ширина полосы равна 1/3 октавы. Для сравнения шума машин, нормирования и других аналогичных целей используется представление спектров шума в октавных полосах. Для исследования шума машин и разработки мероприятий по его снижению применяются третьоктавные или узкие полосы постоянной абсолютной ширины.

Зная спектр (уровень шума в середине каждой полосы), можно определить суммарный уровень шума по формуле

$$L = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i}, \quad (1.6)$$

где n – число полос;

L_i – уровни в каждой полосе.

В зависимости от характера различают следующие виды шумов.

Стабильный (стационарный) шум – шумовой сигнал, среднеквадратичное значение которого постоянно в пределах ± 3 дБ за период наблюдения.

Шум, колеблющийся во времени, – шумовой сигнал, среднеквадратичное значение которого изменяется более чем на ± 3 дБ за период наблюдения.

Импульсный шум – шумовой сигнал в виде импульсов продолжительностью от 1 до 200 мс или импульсов, следующих один за другим в интервалах более 10 мс, и воспринимаемый, например, человеческим ухом, как следующие один за другим удары.

Тональный шум – шумовой сигнал, частотный спектр которого содержит одну из составляющих, превышающую уровни во всех других полосах частот на 10 дБ и более.

1.3. Излучение и распространение звука

Источник шума характеризуется общей звуковой мощностью, ее спектром и характеристикой направленности.

Звуковой мощностью называется общее количество звуковой энергии, излучаемой источником в единицу времени. Она определяется формулой

$$P = \oint_S I_{II} dS, \quad (1.7)$$

где S – замкнутая поверхность, окружающая источник звука;

I_{II} – поток звуковой энергии (интенсивность) в направлении нормали к элементу поверхности dS .

В практических расчетах удобно пользоваться логарифмической величиной – уровнем звуковой мощности, т.е.

$$L_P = 10 \lg \frac{P}{P_0}. \quad (1.8)$$

В качестве порогового значения звуковой мощности обычно выбирают $P_0 = 10^{-12}$ Вт.

Частотным спектром излучения называется распределение излучаемой источником звуковой мощности (или уровня звуковой мощности) по шкале частот. Характеристика направленности излучения показывает распределение уровня силы звука по различным направлениям вокруг источника.

Эту характеристику необходимо знать для расчётов уровней звукового давления от данного источника на рабочих местах или в других точках, когда машины устанавливаются на открытых площадках и их шум может распространяться на застроенную территорию.

Направленность источника характеризуется фактором направленности Φ , который представляет собой отношение интенсивности звука I , создаваемого источником в данной точке, к интенсивности I_{cp} , которую создал бы источник с такой же мощностью, но равномерно излучающий звук по всем направлениям.

Таким образом,

$$\Phi = \frac{I}{I_{cp}}; I_{cp} = \frac{P}{4\pi r}, \quad (1.9)$$

где r – расстояние от источника до точки наблюдения.

На практике большинство реальных источников шума на предприятиях имеют значительные размеры и сложную геометрическую форму, что придает процессу излучения звука сложный характер. Во многих случаях эти сложные реальные процессы излучения можно упростить, сведя реальный источник излучения к упрощенной модели в целом или представив его состоящим из ряда отдельных источников, сведенных к простейшим моделям излучателей. Использование понятий простейших источников звука облегчает анализ процесса излучения реального источника [5–7].

Наиболее эффективным из простейших излучателей звука является плоская пластина, размеры которой во много раз превосходят длину волны звука λ в окружающей ее среде. Пластина совершает синфазные (т. е. имеющие одинаковую фазу по всей ее поверхности) колебания в направлении, перпендикулярном ее плоскости. При этом звуковое давление в окружающей пластину среде прямо пропорционально колебательной скорости.

Другим простейшим излучателем звука является точечный источник, или так называемый монополь, излучающий звук равномерно по всем направлениям. Точечному источнику соответствует пульсирующая (расширяющаяся и сжимающаяся) сфера. Звуковое давление в этом случае обратно пропорционально расстоянию от источника, т. е. соответствует закону распространения расходящейся сферической звуковой волны. При одной и той же колебательной скорости поверхности излучаемая звуковая мощность источника возрастает с увеличением частоты, т. е. с увеличением отношения размера излучателя к длине звуковой волны.

К простейшим типам акустического излучателя относится и диполь, который образуется двумя близко расположенными точечными источниками, работающими в противофазе. Наибольшее излучение диполя происходит по его оси (линии, соединяющей точечные источники), а характеристика направленности излучения имеет форму восьмерки.

Существуют и другие типы элементарных излучателей, к которым с рядом ограничений может быть сведено значительное число реальных излучателей звука.

При излучении шума источниками в безграничное (свободное) пространство распространяются сферические звуковые волны; при

этом характер звукового поля вокруг источника изменяется в зависимости от расстояния. Вблизи источника звуковое поле неравномерно, колебательная скорость часто не совпадает с направлением движения звуковой волны. Здесь имеют место изменения уровней звукового давления от точки к точке. Интенсивность звука не пропорциональна квадрату звукового давления, как это имеет место в бегущей волне. Эта зона называется *ближним звуковым полем источника*. Протяженность ближнего звукового поля зависит от частоты, основных размеров источника и фаз излучения отдельных частей его поверхности.

На больших расстояниях от источника шума находится дальнейшее звуковое поле, здесь и вступают в действие законы бегущей волны, колебательная скорость частиц совпадает с направлением распространения звуковой волны и интенсивность пропорциональна квадрату звукового давления. В дальней зоне звуковое давление снижается на 6 дБ при удвоении расстояния от источника.

Звуковое поле в помещении определяется в общем случае акустическими свойствами помещения и расположением источников звука. В каждую точку помещения попадают два вида звуковых лучей: прямой луч от источника и лучи, одно- и многократно отраженные от ограждающих поверхностей и предметов. В этом случае обычно различают три основные области звукового поля: область ближнего поля, область прямого звука (свободного поля) и область отраженного звука (отраженного поля). Первые две области описаны выше. Область отраженного поля характеризуется тем, что уровни звукового давления здесь не изменяются с изменением расстояния от источника. Область отраженного поля в помещении зависит от звукопоглощения и его конфигурации. В более гулком помещении, где стены, потолок и пол гладкие, хорошо отражающие звуковые волны, область отраженного поля распространяется почти на все помещение, в более заглушенном помещении эта область сокращается.

1.4. Понятие о шумах механического, аэрогидродинамического и электромагнитного происхождения

Происхождение шума и его техническое название обычно определяют по состоянию среды, а также по виду первоначального возбуждения, вызывающего нарушения стационарности среды. При этом выделяют четыре типа шумов: механический, аэродинамический, гидродинамический и электромагнитный [5, 13, 15].

Механический шум обычно возникает при соударении звеньев механизмов в кинематических парах, при возбуждении механических колебаний силами трения, при взаимодействиях твердой среды с рабочими органами машины. Во многих случаях причиной шума могут стать инерционные возмущающие силы, возникающие вследствие движения масс с переменными ускорениями.

Возмущающие силы во всех приведенных случаях приводят к вибрации деталей машин, распространяющейся от точек приложения сил в элементы соседствующих конструкций или непосредственно в воздушную среду.

Эффективность возбуждения колебательного движения внешними или инерционными силами зависит от механического сопротивления возбуждаемой системы – так называемого импеданса:

$$Z_{\text{мех}} = F(t)/v_1, \quad (1.10)$$

где $F(t)$ – переменная сила; v_1

v_1 – колебательная скорость в точке приложения $F(t)$.

Колебательная скорость связана с круговой частотой колебаний ω и колебательным смещением ζ в точке приложения силы зависимостью

$$v_1 = \omega \zeta. \quad (1.11)$$

Упругая деформация, возникшая в некоторой точке, назовем ее точка 1, со скоростью звука распространяется в среде и в точке 2 вызывает колебательное движение с колебательной скоростью v_2 , причем

$$v_2 = kv_1, \quad (1.12)$$

где k – коэффициент передачи.

Если к области твердой среды, колеблющейся со скоростью v_2 , примыкает область воздушной среды, то зона контакта станет источником воздушного шума с мощностью

$$P = \rho_c \frac{v_2^2}{2} Sk', \quad (1.13)$$

где ρ_c – акустическое сопротивление (акустический импеданс воздуха);

S – площадь поверхности контакта, колеблющейся со скоростью v_2 ;

k' – коэффициент излучения, определяемый характером колебания рассматриваемого излучателя.

Уравнения (1.11) – (1.13) показывают, что эффективное снижение механического шума может быть достигнуто: 1) снижением величин действующих переменных сил $F(t)$; 2) увеличением механического импеданса колеблющейся среды; 3) снижением коэффициента передачи звуковых колебаний по конструкции от точек возникновения к зоне излучения; 4) ухудшением условий излучения, что достигается сокращением поверхности излучения, уменьшением амплитуд колебаний, а также возможно большим нарушением синфазности колебаний поверхности в зоне излучения.

Аэродинамический шум чаще всего является следствием нестационарных процессов в газовой среде. Разновидности аэродинамических шумов по своим названиям соответствуют различным кинематическим особенностям газовых потоков. Различают шумы самовозбуждающихся газодинамических пульсаций, термоакустические, шумы вращения и ударных волн, вихревой шум и шум от неоднородности потока. В названных видах шумов могут быть выделены и более узкие разновидности. Например, к вихревому шуму относятся следующие шумы: периодически срывающихся вихрей, турбулентного обтекания, турбулентной струи. Как видно, существует множество процессов, приводящих к появлению звука в движущемся потоке.

Звуковая мощность различных аэродинамических процессов, по исследованию ряда авторов, может быть записана следующим образом [3, 20].

Звуковая мощность вихревого шума

$$P = K \frac{\rho_0}{c^3} (c_x Sh)^2 v^6 D^2, \quad (1.14)$$

где K – безразмерный коэффициент пропорциональности;
 c_x – аэродинамический коэффициент лобового сопротивления;
 ρ_0 – плотность в невозмущенной среде;
 v – осредненная скорость потока;
 D – характерный размер тела;
 Sh – критерий подобия, число Струхала.

Шум гидродинамического происхождения имеет природу, сходную с аэродинамическим шумом. Особо следует выделить кавитационный шум, присущий лопастным агрегатам, возникающий при высоких окружных скоростях и малых давлениях в подводящем среду трубопроводе.

Как правило, кавитационный шум появляется уже в ранней стадии кавитации [3]. Даже малый очаг кавитации, практически не нарушающий рабочих характеристик машины, достаточен для того, чтобы вызвать интенсивный шум.

Кавитация возникает в тех точках потока, где происходит разрыв сплошности жидкости. В образовавшуюся каверну диффундирует растворенный в воде воздух или водяной пар. В момент последующего захлопывания газового пузырька частицы воды устремляются к его центру, давление резко возрастает, а это не что иное, как звуковой импульс. Как всякий импульс, он состоит из ряда составляющих различной частоты, располагающихся преимущественно в области средних и высоких звуковых частот. В виду обилия высокочастотных составляющих кавитационный шум оказывает очень сильное воздействие на органы слуха.

Шум электромагнитного происхождения чаще всего характерен для электрических машин и проявляется в своеобразном гудении во время их запуска и работы. Считается, что электромагнитный шум возникает как следствие колебаний статора и ротора машины под влиянием переменных магнитных сил, действующих в зазоре между ними. Основную роль играют радиальные составляющие магнитных сил [14]. Действие аксиальных сил, вызывающих распушение пакета железа статора, ослабляется прессовкой и зажатием пакета крайними листами, а тангенциальные силы демпфируются обмоткой, изоляцией и клиньями. Кроме того, в образовании магнитных вибраций и шума имеют существенное значение резонансные явления.

Частоты гармонических полей кратны частоте питающей сети. Звуковая мощность P_M (Вт) может быть описана зависимостью для мощности шарового излучателя:

$$P_M = \frac{V_M S_n}{2r + 1}, \quad (1.15)$$

где S_n – площадь излучающей поверхности, см^2 ;
 r – порядок излучателя:

$$V_M = A_1 f^2 \zeta^2 \text{ [Вт/см}^2\text{]}, \quad (1.16)$$

где A_1 – постоянная излучателя;
 ζ – амплитуда излучающей поверхности;
 f – частота колебаний излучающей поверхности.

В современных агрегатах перечисленные выше источники шума различного происхождения могут проявляться одновременно. Задачей борьбы с ними является, во-первых, обнаружение того или иного компонента в общем составе шума, во-вторых, уменьшение их мощности. Приведенные зависимости могут быть использованы для решения этих задач.

2. ВОЗДЕЙСТВИЕ ШУМА НА ОРГАНИЗМ ЧЕЛОВЕКА

Звуковые колебания человек воспринимает органом слуха, обладающим способностью воспринимать их и трансформировать в нервное возбуждение, вызывающее слуховое ощущение.

Установлено, что ощущения, возникающие у человека при восприятии звуковых колебаний, пропорциональны логарифму количества энергии, вызывающей раздражение его рецепторов. Человек ощущает прирост звука только при увеличении его силы в 10 раз. Таким образом, применение в акустических расчетах логарифмической шкалы объясняется не только соображениями, приведенными ранее, но и чисто физиологическими особенностями органов слуха человека.

Особенность восприятия звука или шума человеком заключается также в том, что оно зависит не только от уровня звукового давления, но и от его спектрального состава. Два звука, имеющие одинаковый уровень звукового давления, но разную частоту, будут восприниматься как разные по громкости. Звук более низкой частоты будет казаться менее громким. По этой причине уровень звукового давления, являющийся физической характеристикой шума, не может служить оценкой громкости восприятия звука ухом. Воспринимаемая ухом громкость звука – величина субъективная. Она может быть определена как качество слухового восприятия, которое позволяет расположить звуки по шкале от тихого к громкому. Диапазон громкости подразделяется на субъективно равные ступени, называемые *сонами*. 1 сон – громкость звука с частотой 1000 Гц и уровнем интенсивности 40 дБ над порогом.

По аналогии с понятием уровня интенсивности введено понятие уровня громкости звука, единица измерения которого названа фоном. Уровень громкости звука определяют сравнением этого звука со звуком частотой 1000 Гц, для которого уровень силы звука в децибелах условно принят за уровень громкости в фонах. Зависимость физиологического ощущения громкости простых звуков от звукового давления и частоты показана в виде кривых равной громкости на рис. 2.1. Уровни громкости могут быть точно измерены только субъективным методом.

Зависимость между уровнем громкости в фонах и субъективной громкостью в сонах представлена на рис. 2.2. Использование этой зависимости облегчает понимание результатов измерения шума.

Так, если до внедрения мероприятий по снижению шума уровень громкости шума станка составлял 100 фонов, а после внедрения 80 фонов, то это значит, что громкость шума уменьшилась в 4 раза (было 64 сона, стало 16). Такая оценка эффективности внедренных мероприятий значительно понятнее, чем данные о том, что уровень громкости шума снизился на 20 фонов.

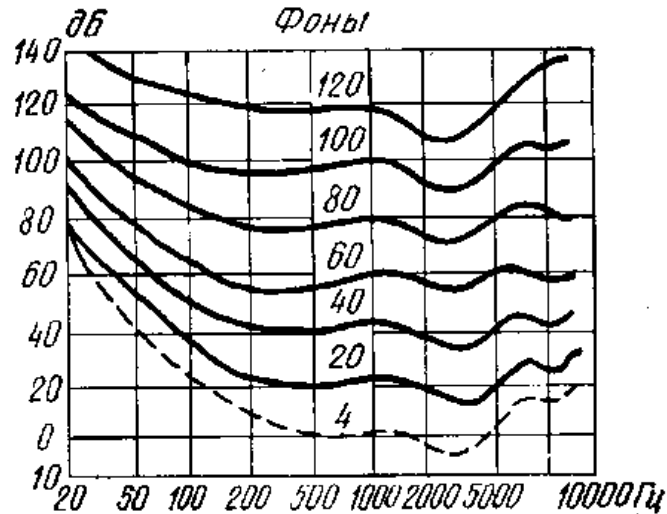


Рис. 2.1. Кривые равной громкости

В настоящее время существует методика расчета громкости шума по данным объективного анализа шума. Она заключается в том, что сначала объективно измеряют уровни шума в октавных, 1/2-октавных или 1/3-октавных полосах. Затем, используя графики, изображенные на рис. 2.3, по измеренным уровням звукового давления в каждой полосе (ось ординат) находят показатели громкости для каждой полосы.

Общая громкость шума в сонах определится по формуле

$$S_t = S_M + F(\sum S - S_M), \quad (2.1)$$

где S_M — максимальный показатель громкости из всех полос;

$\sum S$ — сумма показателей громкости для всех полос.

Величина F зависит от ширины фильтров, используемых для измерения шума. Для 1/3 – октавных полос F равна 0,15; для 1/2 октавных 0,2 и для октавных полос F равна 0,3.

Уровень громкости шума L_s может быть определен по рис. 2.2 или из формулы

$$S_t = 2 \frac{L_s - 40}{10}. \quad (2.2)$$

Этот метод позволяет проводить оценку громкости шума с достаточной точностью.

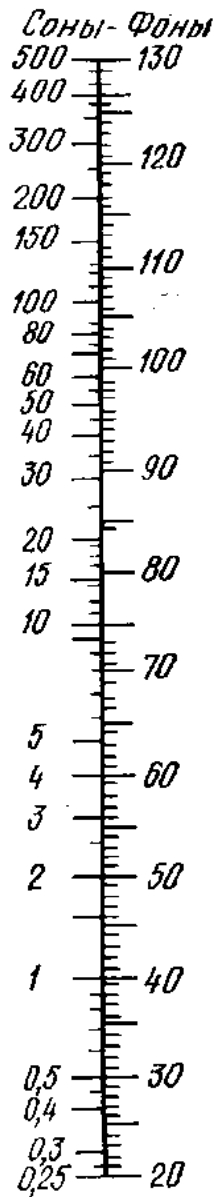


Рис. 2.2. Номограмма зависимости между уровнями громкости в фонах и сонах

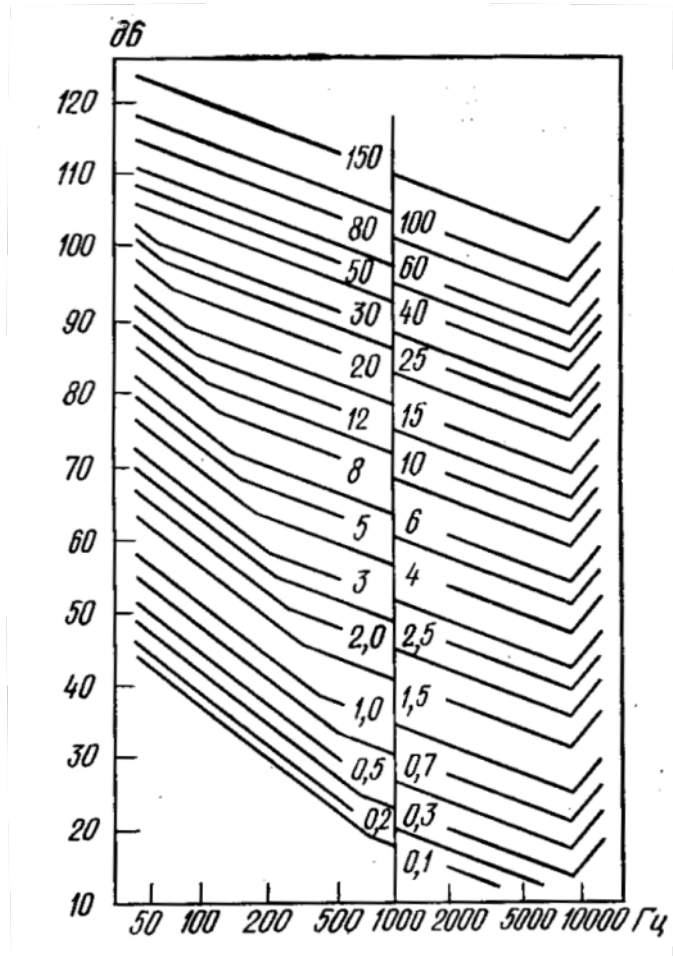


Рис. 2.3. Номограмма для определения показателей громкости

Из приведенного выше можно сделать вывод, что полную характеристику шума дает его уровень, измеренный объективным прибором на прямолинейной частотной характеристике, и спектр. Остальные величины могут быть найдены расчетом.

При восприятии звука или шума чувствительность слуха не остается без изменения и с повышением уровня звука снижается.

Такое физиологическое явление изменения чувствительности при восприятии различных по уровню звуков называется *адаптацией слуха*. Она играет защитную роль против сильных и продолжительно действующих звуков.

При длительном воздействии звука или шума большой интенсивности наступает слуховое утомление, характеризующееся в отличие от адаптации более значительным снижением слуховой чувствительности и более длительным и неравномерным ее восстановлением. В бесшумной обстановке и достаточном отдыхе слуховое утомление проходит и слух восстанавливается. В противном случае со временем наступают стойкие изменения в органе слуха, что приводит к тугоухости и глухоте.

Нарушением слуха, являющимся результатом длительного воздействия шума значительных интенсивностей, нельзя в полной мере оценить действие шума на организм. Изменению слуха предшествуют изменения других функциональных систем организма, в первую очередь центральной нервной системы.

Нарушение центральной нервной системы вызывает изменения жизненно важных систем организма, например сердечно-сосудистой системы, органов пищеварения и др., что в свою очередь приводит к различным заболеваниям. Таким образом, вредное воздействие шума сказывается на всем организме в целом.

3. НОРМИРОВАНИЕ ШУМА И ИСПОЛЬЗУЕМАЯ АППАРАТУРА

3.1. Виды нормирования

Различают два вида нормирования производственного шума: гигиеническое и техническое.

Гигиенические нормы шума на рабочих местах устанавливают в целях обеспечения безопасных условий труда, которые не могут вызвать заболеваний организма человека и не мешают его нормальной трудовой деятельности.

Технические нормы характеризуют промышленное оборудование как источник шума и не зависят от условий, в которых оборудование эксплуатируется. Технические нормы позволяют сравнивать однотипное оборудование с точки зрения его шумности, проводить виброакустические расчеты по определению уровней звукового

давления на рабочих местах в производственных помещениях с учетом виброакустических характеристик последних и еще на стадии проектирования определять необходимость проведения мероприятий по борьбе с шумом.

Техническим нормированием называют ограничение шумовых характеристик машин и оборудования непосредственно как источник шума. В основе такого ограничения лежит условие обеспечения гигиенических норм шума на рабочих местах. Методика технического нормирования шума регламентирована государственными стандартами [16].

Основной шумовой характеристикой машин является октавный уровень звуковой мощности L_p . Для машин, имеющих непостоянный, колеблющийся во времени или прерывистый шум, шумовой характеристикой являются эквивалентные уровни, определенные по формуле

$$L_{Aэк} = 10 \lg 0,01 \left(\sum_{i=1}^n f_i 10^{0,1L_i} \right), \quad (3.1)$$

где n – число интервалов, в которые попадают измеренные значения уровня звука;

f_i – доля числа отсчетов в данном интервале уровней звука в общем числе отсчетов, %

L_i – средний уровень звука в данном i -м интервале, дБА.

В соответствии с ГОСТ 12.1.023-80 в нормативно-технической документации на машины следует установить значения одной из двух шумовых характеристик: предельно допустимой или технически достижимой.

ПДШХ называют шумовую характеристику, значения которой обеспечивают выполнения норм шума на рабочих местах при типовых условиях эксплуатации. Машины, характеризующиеся ПДШХ, не требуют дополнительных мер для снижения шума, воздействующего на технический персонал.

ТДШХ называют шумовую характеристику, значения которой превышают значения ПДШХ, но обеспечиваются современным уровнем развития техники. ТДШХ устанавливаются на ограниченный срок, не превышающий срок действия стандарта или технических условий на машину конкретного вида. Они должны быть обусловлены результатами измерений шумовых характеристик машин, данными о шумовых характеристиках лучших мировых образцов, анализом способов и средств снижения шума используемых машин, мероприятиями по снижению шума до уровня, соответствующего требованиям норм

на рабочих местах. Значения ПДШХ определяют для каждой октавной полосы по формуле

$$L_{P_i} = L_i + 10 \lg \left(\frac{S}{S_0} \right) - \Delta L, \quad (3.2)$$

где L_{P_i} – уровень звуковой мощности в i -й октаве, дБ;

L_i – предельно допустимый уровень звукового давления в i -й октавной полосе на рабочих местах, дБ;

S – площадь измерительной поверхности, находящейся на расстоянии 1 м от наружного контура машины, ($S_0 = 1 \text{ м}^2$);

ΔL – поправка на групповую установку машин эксплуатации.

Если фактические значения уровней звукового давления в октавных полосах частот меньше установленных ГОСТ 12.1.003-83, они должны быть подставлены в формулу в качестве L_i .

Площадь измерительной поверхности определяют в соответствии с ГОСТ 12.1.026-80. При нахождении рабочего места на расстоянии $d < 1,0$ м от контура машины принимают $d = 1,0$ м. При расстоянии $d > 1,0$ м площадь измерительной поверхности определяют по формуле

$$S = 2\pi R^2, \quad (3.3)$$

где R – расстояние от рабочего места до проекции геометрического центра машины на ее основание, м.

В зависимости от максимального размера машины принимают следующие значения поправки ΔL :

L_{max} , м	$\leq 1,5$	$\leq 3,5$	$\leq 5,0$	> 5
ΔL , дБ	10	6	3	0

ГОСТ 23941-02 устанавливает пять методов определения шумовых характеристик: в реверберционной и заглушенной камерах, в реверберционном помещении, в свободном звуковом поле и в местах эксплуатации [10]. Основной шумовой характеристикой, не зависящей от посторонних факторов и характеризующей источник шума, является звуковая мощность в октавных полосах частот L_p , дБ. Непосредственное измерение звуковой мощности невозможно. Ее определяют расчетным путем по уровням звукового давления в точках, равномерно расположенных на замкнутой, окружающей источник шума измерительной поверхности.

На основе общих требований трудового законодательства каждый наниматель обязан обеспечить санитарные нормы шума на рабочих местах. Для этой цели нормы шума в рабочих помещениях устанавливает СанПиН 2.2.4.3359-16 под названием «Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах». Он утверждён постановлением Главного государственного санитарного врача РФ от 21 июня 2016 года № 81 и действует с 01 января 2017 года. Его Раздел III посвящен нормам производственного шума ультразвука и инфразвука [9].

Рассматриваемый СанПиН шум на рабочих местах в помещениях делит на 2 категории.

1. По характеру спектра.
2. По периоду действия.

Виды, относящиеся к первой категории производственного шума СанПиН

Тональный	Есть выраженные тона. На практике его измеряют 2 способами: – уровнями звукового давления в 1/3-октавных полосах частот в диапазоне 25–10 000 Гц по превышению уровня в одной из 1/3-октавных полос над соседними не менее чем на 10 дБ; – или по превышению суммарного уровня двух соседних 1/3-октавных полос, уровни которых отличаются менее чем на 3 дБ, над соседними не менее чем на 12 дБ.
Широкополосный	Нет выраженных тонов

В свою очередь, ко второй категории относят 3 вида шума:

Постоянный	Его уровень звука за 8-часовой рабочий день или за время измерения меняется не более, чем на 5 дБА при режиме усреднения шумомера <i>S</i> (медленно)
Непостоянный	Его уровень звука за 8-часовой рабочий день, смену или за время измерения меняется более чем на 5 дБА при измерениях с постоянной времени усреднения шумомера <i>S</i> (медленно)

Импульсный

Состоит из одного или нескольких звуковых элементов, каждый менее 1 с длиной. При этом уровни звука $L_{p,A\max}$ и $L_{p,AS\max}$, измеренные соответственно с временными коррекциями I (импульс) и S (медленно), отличаются не менее чем на 7 дБ.

В отношении гигиенической нормы уровня шума СанПиН содержит две довольно сложные формулы, которые предназначены для специалистов и которые непосредственно занимаются замерами уровня шума в рабочих зонах:

$$L_{p,A,eqT} = 10 \lg \left[\frac{\frac{1}{T} \int_{t_1}^{t_2} p_A^2(t) dt}{p_0^2} \right]; \quad (3.4)$$

$$L_{p,Aeq,8h} = 10 \lg \left(\frac{1}{T_0} \sum_i T_i 10^{0,1(L_{p,Aeq,T_i+K_i})} \right). \quad (3.5)$$

При этом используют следующую терминологию:

- уровень звукового давления (L_p , дБ);
- эквивалентный уровень звукового давления (L_p, eqT , дБ);
- уровень звука с частотной коррекцией A (дБА);
- эквивалентный уровень звука с частотной коррекцией A (L_p, Aeq, T , дБА);
- эквивалентный уровень звука A за рабочую смену ($L_p, Aeq, 8h$, дБА);
- нормативная продолжительность рабочей смены (T_a , 8 ч);
- продолжительность i -го интервала воздействия шума (T_i , ч);
- эквивалентный уровень звука или звукового давления, измеренный на i -м интервале воздействия шума (L_p, Aeq, T_i , дБА);
- поправка на характер шума, равная 5 дБ в случае тонального и/или импульсного шума (K_i);
- максимальный уровень звука на заданном интервале времени со стандартной временной коррекцией (A, L_p, A_{max} , дБА);

– функция временной коррекции (в шумомерах применяют стандартные временные коррекции S (медленно, $\phi = 1$ с), F (быстро, $\phi = 125$ мс), I (импульс, $\phi = 40$ мс);

– пиковый скорректированный по S уровень звука (L_p, C_{peak} , дБС).

Согласно СанПиН, нормы шума на производстве включают следующие показатели:

- эквивалентный уровень звука A за рабочую смену;
- максимальные уровни звука A , измеренные с временными коррекциями S и I ;
- пиковый уровень звука C .

Если хотя бы один из этих показателей превышен, значит, допустимые нормы шума на рабочем месте (ПДУ) нарушены.

Уровни звукового давления в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 31,5; 63; 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000; 8000 Гц – ненормируемы. Их берут для справки с целью подбора СИЗ, разработки мер профилактики, решения экспертных вопросов связи заболевания с профессией и др.

Главные санитарные нормы уровня шума на рабочих местах – 80 дБА. Максимальные уровни звука A , измеренные с временными коррекциями S и I , не должны превышать 110 дБА и 125 дБА соответственно. А пиковый уровень звука C не должен превышать 137 дБС.

Однако труд бывает разной сложности, поэтому СанПиН это тоже учитывает (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Предельно допустимые эквивалентные уровни звука, дБА

Категории напряженности трудового процесса	Категории тяжести трудового процесса		
	Легкая и средняя физическая нагрузка	Тяжелый труд 1 степени	Тяжелый труд 2 степени
Напряженность легкой и средней степени	80	75	75
Напряженный труд 1 степени	70	65	65
Напряженный труд 2 степени	60	–	–
Напряженный труд 3 степени	50	–	–

Примечание. Количественную оценку тяжести и напряженности трудового процесса по условиям труда следует проводить в соответствии с действующим документом по гигиенической оценке факторов рабочей среды и трудового процесса.

Причём при укороченном трудовом дне – до 40 ч в неделю – нормативы шума на рабочем месте действуют эти же. Согласно СанПиН, уровень шума на рабочих местах в отдельных сферах экономики может быть от 80 до 85 дБА. Условия:

- подтвержден приемлемый риск для здоровья рабочих;
- приняты меры снижения этого риска.

При превышении уровня шума в рабочей зоне от 80 дБА наниматель должен провести оценку риска здоровью персонала и подтвердить приемлемый риск здоровью. Если эквивалентный уровень шума – от 85 дБА, то работать нельзя.

Если нормы шума на рабочем месте колеблются в радиусе 80–85 дБА, руководство должно действовать на снижение всех рисков. Это следующие меры:

- подбор оборудования с меньшими шумовыми эффектами;
- информирование и обучение персонала работе с меньшим шумом от оборудования;
- использование всех технических средств – защитных экранов, кожухов, звукопоглощающих покрытий, изоляции, амортизации;
- ограничение длительности и напряжённости воздействия до приемлемого уровня;
- производственный контроль вибрации и акустики;
- ограничение доступа в рабочие зоны с шумом от 80 дБА тех, кто не связан с основным технологическим процессом;
- обязательное предоставление СИЗ для ушей;
- ежегодное проведение медосмотров тех, кто работает при шуме от 80 дБ.

3.2. Используемая аппаратура

При всех видах акустических измерений использовались приборы ОКТАВА-110А (рис. 3.1) и ЭКОФИЗИКА-110А (рис. 3.2). Прибор ОКТАВА-110А выполняет функции шумомера 1 класса (ГОСТ 17187, ГОСТ 53188.1, МЭК 61672-1), виброметра (ГОСТ ИСО 8041), анализатора спектров (МЭК 61260, класс 1). Прибор ОКТАВА-110А предназначен для измерения среднеквадратичных, эквивалентных и пиковых уровней звука, скорректированных уровней виброускорения, а также октавных и третьоктавных уровней звукового давления и виброускорения с целью оценки влияния звука, инфра- и ультразвука

и вибрации на человека на производстве и в жилых и общественных зданиях, определения акустических характеристик механизмов и машин, а также для научных исследований.

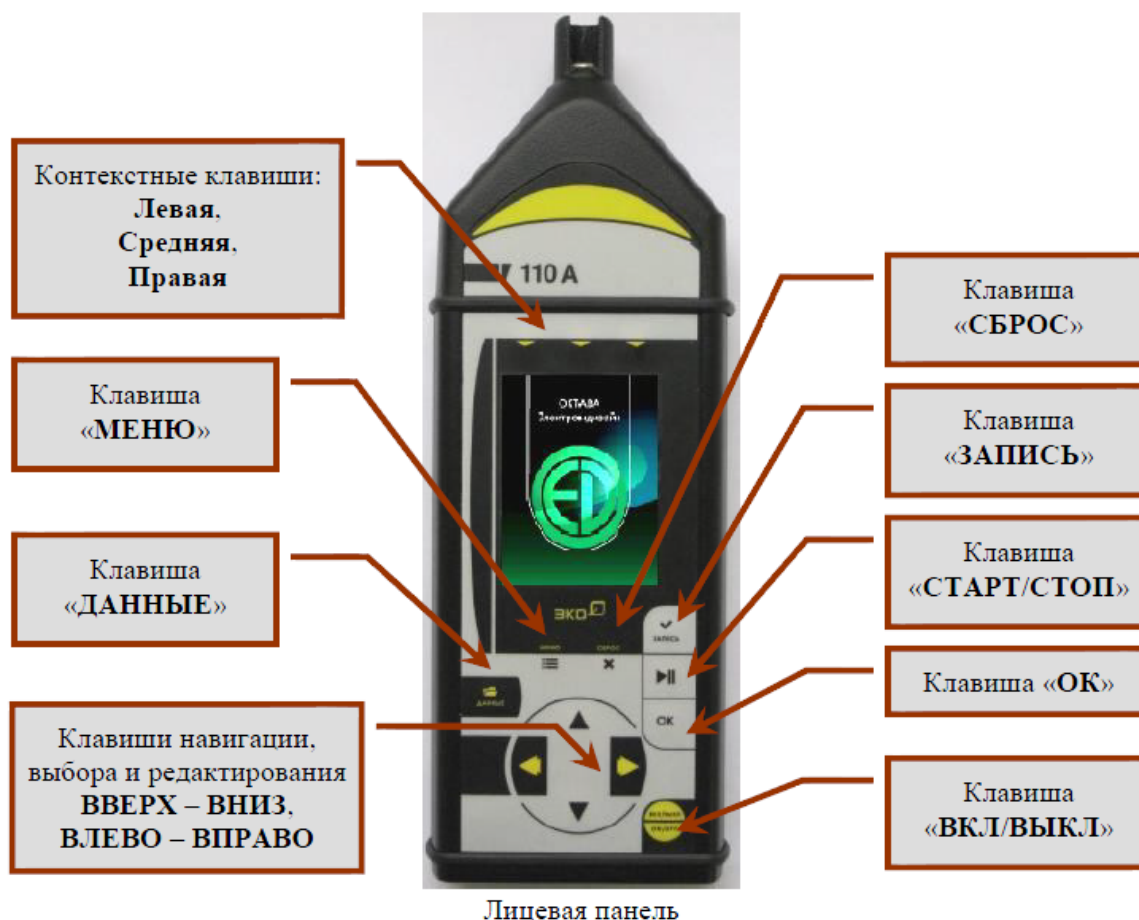


Рис. 3.1. Внешний вид прибора ОКТАВА-110А и описание клавиш

Прибор ЭКОФИЗИКА-110А в отличие от прибора ОКТАВА-110А имеет ряд дополнительных функций, в частности он оснащен программным модулем и микрофоном с возможностью измерения воздушного ультразвука в третьоктавных полосах со среднегеометрическими частотами 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100 кГц.

Также вместе с приборами поставляется программное обеспечение Signal+, предназначенное для работы с оцифрованными выборками сигналов, поступающих в компьютер из данного прибора. В состав пакета Signal+ входит также утилита 110_Uutilities, которая позволяет работать с файлами данных вышеуказанных приборов, а также с результатами измерений, передаваемых из них в компьютер в реальном времени в режиме телеметрии. Программа рассчитана на работу в операционной системе Windows 2000/ME/XP.

Погрешность измерений шумомеров в нормальных условиях применения для плоской волны частотой 1000 Гц и уровнем 94 дБ, распространяющейся в опорном направлении (ортогональном плоскости мембраны микрофонного капсюля) в условиях свободного акустического поля, на характеристике S не превышает $\pm 0,7$ дБА.



Рис. 3.2. Внешний вид прибора ЭКОФИЗИКА-110А и описание клавиш

Рабочие условия эксплуатации приборов:

- диапазон рабочих температур окружающей среды: от $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ до плюс $50\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- относительная влажность: до 90 % при $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$ (без конденсата);
- атмосферное давление: от 86 кПа до 108 кПа;
- пределы допускаемой дополнительной погрешности шумомера, вызванной изменением температуры окружающего воздуха в пределах диапазона рабочих температур: $\pm 0,5$ дБ;

- пределы допускаемой дополнительной погрешности, вызванной изменением влажности в диапазоне 30–90 % при температуре +40 °С: $\pm 0,5$ дБ;
- пределы допускаемой дополнительной погрешности, вызванной изменением атмосферного давления в диапазоне от 86 кПа до 108 кПа: $\pm 0,4$ дБ;
- пределы допускаемой дополнительной погрешности, вызванной отклонением напряжения питания в пределах 4,2 В – 5,2 В: не более $\pm 0,2$ дБ.

Приборы на момент измерений должны быть поверены.

4. ОБЩИЕ МЕТОДЫ БОРЬБЫ С ШУМОМ НА ПРОИЗВОДСТВЕ

4.1. Организационные методы

В настоящее время используется множество способов защиты от шума, которые имеют свою специфику в зависимости от источника шума и объекта шумозащиты [1].

Для снижения шума на рабочих местах шумных производств широко практикуются такие меры:

- дистанционное управление шумными установками и агрегатами, когда персонал располагается либо в помещениях здания, удаленных от источника шума, либо в специальных кабинах наблюдения и дистанционного управления (эффективность последних достигает 25–30 дБА, что достаточно для большинства практических случаев);
- уменьшение времени пребывания в зоне повышенного шума (это время выбирается из следующего расчета: если период пребывания в шумных условиях сокращается в два раза, то возможно повышение допустимых уровней звука на 3 дБА, в четыре раза – на 6 дБА и т.д.);
- замена шумных источников и агрегатов малошумными, замена технологий с повышенной шумностью на малошумные (например, использование сварки вместо клепки снижает шум на 40–50 дБА) и т.д.;
- правильная эксплуатация и своевременный ремонт оборудования (это обеспечивает снижение шума на 3–5 дБА и более).

4.2. Звукоизоляция

4.2.1. Звукоизоляция однослойного ограждения от воздушного шума. Инженерные методы расчета звукоизоляции

Принцип звукоизоляции основан на ослаблении шума при прохождении его через ограждение.

Пусть на бесконечное по протяженности ограждение падает звуковая волна под углом θ (рис. 4.1). Звуковое давление в падающей волне $p_1(\theta)$. В отраженной волне оно уменьшится до $p_2(\theta)$. Часть звуковой энергии передается через ограждение и излучается в виде звуковой волны под тем же углом θ , давление в прошедшей волне $p_3(\theta)$.

Коэффициентом звукопроницаемости ограждения τ_θ при падении на него волны под углом θ называется *отношением величины звуковой энергии*, прошедшей через ограждение к величине энергии, падающей на него, которая переносится волной под углом θ , а именно

$$\tau_\theta = \left| \frac{p_3(\theta)}{p_1(\theta)} \right|. \quad (4.1)$$

Величина

$$R_\theta = 10 \frac{1}{\tau_\theta} \quad (4.2)$$

называется звукоизоляцией ограждения при падении на него волны под углом θ .

Обычно на ограждение действует диффузное звуковое поле, в котором всевозможные направления распространения волн равновероятны. Поэтому в расчетах звукоизоляции применяется коэффициент звукопроницаемости ограждения при диффузном падении звука τ , т. е.

$$\tau = \int_0^{\pi/2} \tau_\theta \sin 2\theta d\theta. \quad (4.3)$$

Величина звукоизоляции ограждения в этом случае

$$R = 10 \lg \frac{1}{\tau}. \quad (4.4)$$

Обычно ограждающие конструкции при расчете звукоизоляции рассматриваются как тонкие пластинки, совершающие под действием звуковой волны чисто изгибные колебания, и считается, что звук передается за счет этих колебаний ограждения.

На низких частотах ограждение можно представить в виде системы равномерно распределенных по поверхности, не связанных между собой масс, каждая из которых совершает независимое от других масс колебательное движение под действием звуковой волны. Однако при некоторой частоте, называемой граничной, возникает пространственный резонанс в перегородке, если на нее падает под углом плоская звуковая волна.

На рис. 4.2 изображена перегородка неограниченных размеров, которая приведена в колебательное движение с частотой f плоской звуковой волной, падающей на нее под углом θ . Колебания в перегородке распространяются в виде возбуждений вынужденной волны изгиба длиной $\lambda_B/\sin\theta$. Если она оказывается равной длине собственной изгибной волны λ_u в перегородке при той же частоте f , то наступает явление волнового совпадения, которое характеризуется совпадением геометрических размеров – след падающей на пластинку волны равен длине волны изгиба в пластине:

$$\frac{\lambda_B}{\sin\theta} = \lambda_u. \quad (4.5)$$

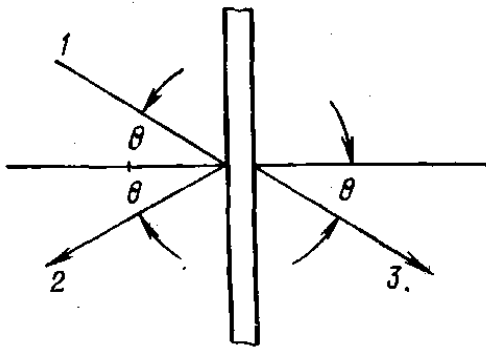


Рис. 4.1. Прохождение звука через ограждение:

1 – падающая волна; 2 – отраженная волна; 3 – прошедшая волна

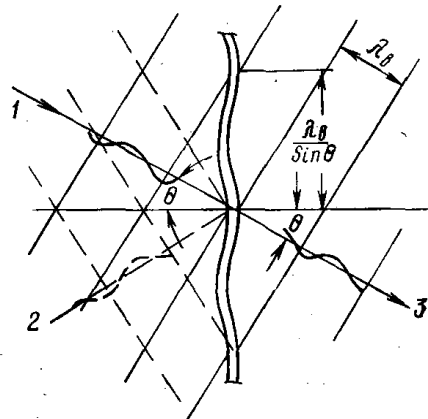


Рис. 4.2. Явление волнового совпадения:

1 – падающая волна; 2 – отраженная волна; 3 – прошедшая волна

Умножив обе части на f , получим

$$\frac{c}{\sin\theta} = c_u, \quad (4.6)$$

где c_u – фазовая скорость распространения изгибной волны.

В этом случае наблюдается наибольшее прохождение звука через перегородку.

Наименьшая частота, при которой становится возможным явление совпадения, будет при $\theta = 90^\circ$, т. е. $\lambda_B = \lambda_M$. Из этого условия находятся величины граничной частоты:

$$f_{gp} = \frac{c^2}{1,8c_1h}, \quad (4.7)$$

где h – толщина ограждения;

c – скорость звука;

c_1 – скорость (м/с) распространения продольной волны.

$$c_1 = \sqrt{\frac{E(1-\mu)}{\rho(1-\mu)(1-2\mu)}}, \quad (4.8)$$

где E – модуль Юнга материала перегородки;

μ – коэффициент Пуассона;

ρ – плотность материала перегородки.

На рис. 4.3 приведена зависимость граничной частоты f_{gp} от толщины ограждения для различных материалов S . Выше граничной частоты прохождение звука через ограждение определяется главным образом явлением совпадения.

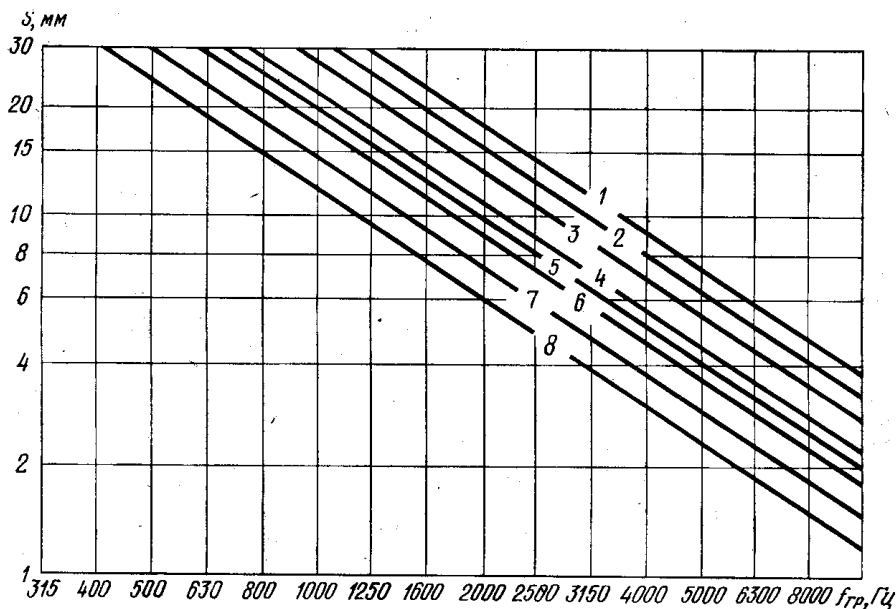


Рис. 4.3. Номограмма для определения граничной частоты от толщины ограждения для различных материалов:

- 1 – рамолит; 2 – органическое стекло; 3 – стекло-текстолит; асбосилит;
- 4 – фанера; 5 – слоистый пластик, бетон; 6 – стеклопластик;
- 7 – силикатное стекло; 8 – сталь, титан, алюминиевые сплавы

Итак, основное значение для звукоизоляции ограждения имеет две области частот: область, управляемая' массой, и область, где проявляется эффект волнового совпадения.

В области частот, управляемой массой, звукоизоляцию ограждения (R , дБ) можно определить по формуле

$$R = 20 \lg Mf - 47.5, \quad (4.9)$$

где M – масса 1 м² ограждения, кг;

f – частота, 1ц.

При частотах $f > 0,5f_{гр}$ действие закона массы теряет силу, так как в связи с эффектом волнового совпадения звукоизоляция уменьшается. Важное значение приобретает цилиндрическая жесткость ограждения при изгибе.

Для частот $f > 2f_{гр}$ получена следующая формула для звукоизоляции ограждения:

$$R = 20 \lg \frac{\pi f_{зп} m_n}{Z_0} + 30 \lg \frac{f}{f_{зп}} + 10 \lg \eta - 3, \quad (4.10)$$

где m_n – масса единицы площади ограждения;

$Z_0 = \rho_{вс}$ – удельное акустическое сопротивление воздуха;

η – коэффициент потерь материала ограждения.

Рассмотрим практические методы расчета звукоизоляции от воздушного шума однослойных ограждений при отсутствии косвенных путей передачи звука. (Косвенными называют пути распространения звука из одного помещения в другое помимо разделяющей эти помещения звукоизолирующей конструкции, например через примыкающие к ней конструкции, а также по трубопроводам, щелям, отверстиям и т. п.).

Диапазон частот, в пределах которого определяют звукоизоляцию, разбивают на три области: 1) область частот, где звукоизоляция ограждения управляется массой ограждения; 2) область граничной частоты и 3) область выше граничной частоты.

Строят оси координат в полулогарифмическом масштабе. По оси абсцисс наносят частоты (f , Гц) в логарифмическом масштабе (каждое удвоение частоты – октава откладывается в виде равных отрезков). Величину звукоизоляции откладывают по оси ординат в децибелах (рис. 4.4).

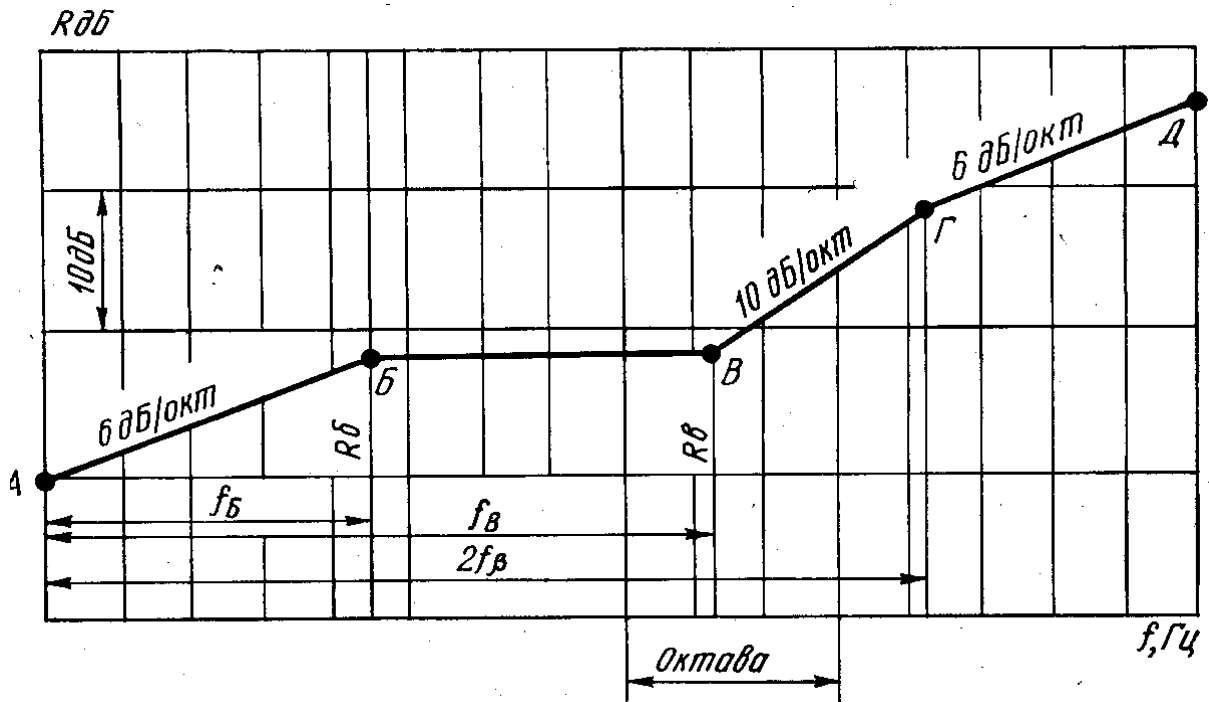


Рис. 4.4. Построение частотной характеристики звукоизоляции однослойного ограждения от воздушного шума

Определяют массу 1 м^2 ограждения (M , кг). Частотную характеристику звукоизоляции (рис. 4.4) строят в виде четырех прямолинейных отрезков AB , BB , BG , GD . По данным табл. 4.1 в зависимости от материала и массы 1 м^2 ограждения находят значения координат точек B и B кривой R . Через точки B и B проводят горизонтальную прямую BB . Из точки B влево вниз откладывают прямую AB с наклоном 6 дБ на октаву. Из точки B вверх вправо проводят на одну октаву прямую BG с наклоном 10 дБ на октаву. Начиная с частоты $2f_B$ (точка Γ), проводят прямую GD с наклоном 6 дБ на октаву.

В случае применения для ограждения материала с малым внутренним трением, например стали, в области граничной частоты наблюдается значительный провал в частотной характеристике звукоизоляции ограждения.

Методика расчета звукоизоляции от воздушного шума стального ограждения в зависимости от его толщины h приведена в работе [6]. Частотную характеристику звукоизоляции и в этом случае строят в виде четырех прямолинейных отрезков AB , BB , BG и GD . Значения R_B , R_B и R_Γ находят по данным графика рис. 4.5, а соответствующие им частоты $f_B = 800/h$, $f_B = 1300/h$; $f_\Gamma = 2600/h$. Точки B , B

и Γ соединяют прямыми. Из точки \mathbf{B} влево вниз откладывают прямую \mathbf{AB} с наклоном 4 дБ на октаву, а из точки $\mathbf{\Gamma}$ вправо вверх проводят прямую $\mathbf{\Gamma D}$ с наклоном 6 дБ на октаву (табл. 4.1).

Таблица 4.1

К определению координат точек \mathbf{B} и \mathbf{B} кривой частотной характеристики звукоизоляции однослойного ограждения

Материал ограждения	Координаты точек \mathbf{B} и \mathbf{B}				
	$R_B, R_B, \text{дБ}$	$f_B, \text{Гц}$	$f_B, \text{Гц}$	$f_B, \text{Гц}$	
Бетон, железобетон	38	19000	$\frac{1}{M}$	85 000	$\frac{1}{M}$
Кирпич	37	17000	$\frac{1}{M}$	77000	$\frac{1}{M}$
Шлакобетон	29	6700	$\frac{1}{M}$	43 000	$\frac{1}{M}$
Гипсобетон	37	17000	$\frac{1}{M}$	95 000	$\frac{1}{M}$
Дерево (сосна)	25	4200	$\frac{1}{M}$	20000	$\frac{1}{M}$
Фанера (ель)	19	2100	$\frac{1}{M}$	13 600	$\frac{1}{M}$
Стекло	29	6 700	$\frac{1}{M}$	40 000	$\frac{1}{M}$

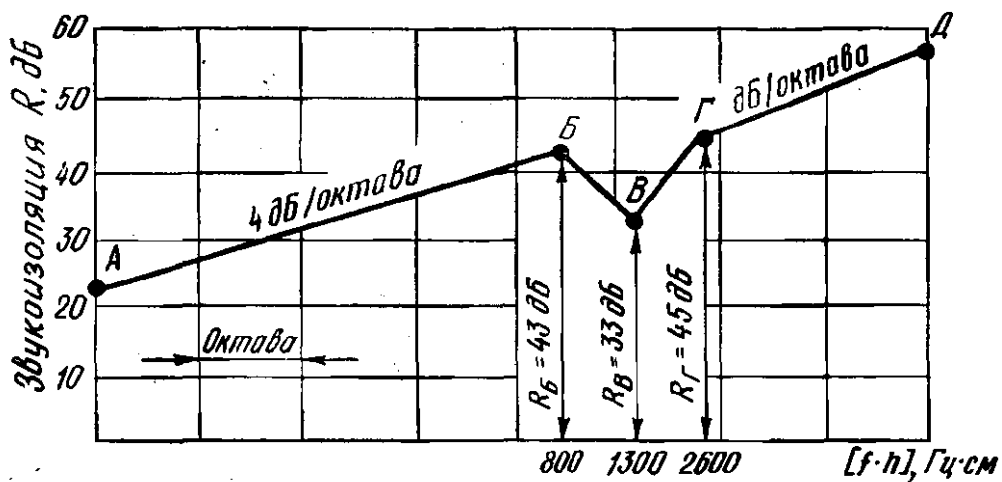


Рис. 4.5. Частотная характеристика звукоизоляции стальной плиты от воздушного шума

Рассмотренные выше методы расчета звукоизоляции ограждений являются приближенными. Надежная оценка звукоизолирующей способности ограждений может быть приведена только в натуральных условиях при наличии обычных косвенных путей распространения шума (рис. 4.6). Звукоизоляционные характеристики наиболее часто используемых в практике проектирования и строительства стен, перегородок, окон и дверей, полученные в натуральных условиях, приведены в табл. 4.2.

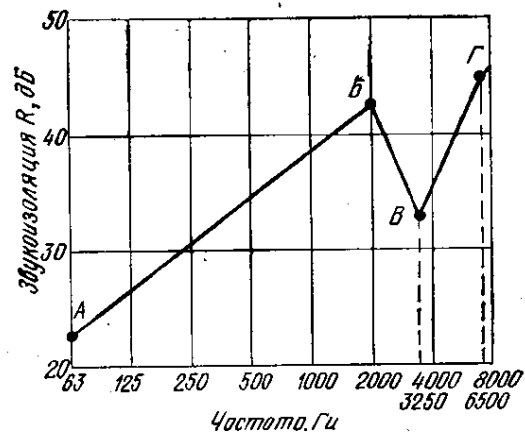
В случае сложного ограждения, состоящего из элементов с разной звукоизоляцией, среднюю звукоизолирующую способность ограждения (R_{cp} , дБ), например стены с дверью и окном, определяют по формуле

$$R_{cp} = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^m S_i}{\sum_{i=1}^m S_i 10^{-0,1R_i}}, \quad (4.11)$$

где S_i – площадь отдельного элемента сложного ограждения (глухой части стены, окна и др.), м²;

R_i – звукоизолирующая способность этого элемента, дБ.

Рис. 4.6. Пример построения частотной характеристики звукоизоляции стальной плиты от воздушного шума



В случаях, когда сложное ограждение состоит только из двух элементов (например, стена с дверью), подсчет звукоизоляции может быть упрощен. На рис. 4.7 дана номограмма для определения средней величины звукоизоляции ограждения, на котором R_s – звукоизолирующая способность элемента с большей звукоизоляцией (глухая часть стены), дБ; R_0 – то же для элемента с меньшей звукоизоляцией, дБ. Параметром кривых служит процент площади, занимаемый ограждением с меньшей звукоизоляцией. Среднюю звукоизоляцию ограждения определяют путем сложения величины R_s с отрицательной поправкой, определяемой на горизонтальной шкале.

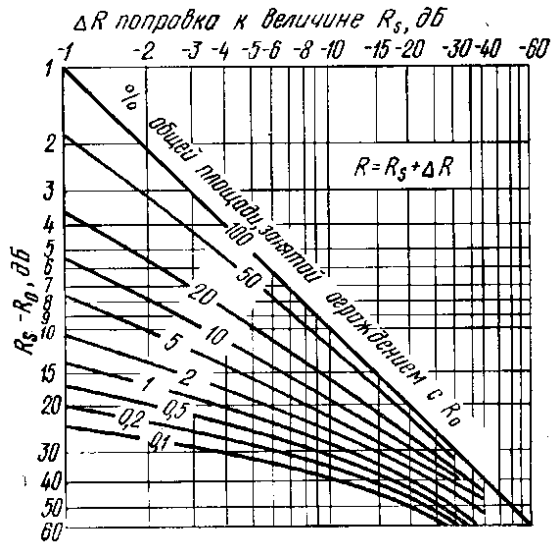


Рис. 4.7. Номограмма для определения средней звукоизоляции двух ограждений с различающимися значениями звукоизоляции

Таблица 4.2

Звукоизоляционные характеристики ограждений

Конструкция ограждения	Толщина конструкции, мм	Звукоизолирующая способность на частотах, дБ					
		125	250	500	1000	2000	4000
Железобетонная панель	100	38	41	44	50	57	54
То же	120	34	38	46	53	56	58
»	140	35	41	46	54	59	56
»	160	38	42	46	55	58	55
Шлакобетонная панель	250	30	45	52	59	64	64
Две гипсошлакобетонные панели толщиной 80 мм, с воздушным промежутком 40 мм	200	38	43	44	52	58	50
То же толщиной 100 мм, с воздушным промежутком 40 мм	240	43	46	44	55	67	66
Древесностружечная плита	20	23	26	26	26	26	26
Дюралюминиевый лист	2	15	19	23	26	31	35
Минераловатные плиты толщиной 160 мм ($\gamma = 100 \text{ кг/м}^3$) и дюралюминиевый лист толщиной 3 мм	165	28	41	51	55	56	52
Стальной лист	5	25	32	35	36	32	34
Оргстекло	18	30	32	35	35	33	38
Стеклоблоки	98	37	40	42	45	48	50
Стекло	4	19	24	28	30	33	31
»	7	22	28	29	34	28	39
Остекленный витраж с открывающимися створками	7	22	27	29	31	25	36

Окончание табл. 4.2

Конструкция ограждения	Толщина конструкции, мм	Звукоизолирующая способность на частотах, дБ					
		125	250	500	1000	2000	4000
Двойной остекленный витраж со стеклами толщиной 4 мм, с воздушным промежутком, мм:							
100	108	21	33	39	47	50	51
200	208	28	36	41	48	54	56
400	408	34	40	44	50	52	54
650	658	33	40	44	49	53	55
Двойной остекленный витраж со стеклами толщиной 4 и 7 мм, с воздушным промежутком, мм:							
100	111	28	35	39	47	46	52
200	211	30	37	43	48	49	58
300	311	34	40	45	48	52	58
400	411	38	41	45	49	50	55
650	661	37	41	45	51	52	58
Двойной остекленный витраж со стеклами толщиной 7 мм, воздушным промежутком, мм:							
100	114	29	37	41	50	45	54
200	214	32	39	43	48	46	60
400	414	38	42	45	51	48	58
650	664	38	42	46	50	50	59
Тройной остекленный витраж стеклами толщиной 7+7+4 мм с воздушным промежутком 100 мм между переплетами.							
Оконный блок с двойными переплетами, толщина стекла 3 мм, толщина воздушного зазора 170 мм:							
без уплотняющих прокладок;							
176	176	27	26	28	30	28	27
с уплотняющими прокладками из пористой резины.							
176	176	33	33	36	38	38	38
Глухая щитовая дверь толщиной 40 мм, облицованная с обеих сторон фанерой толщиной 4 мм:							
без уплотняющих прокладок;							
48	48	22	23	24	24	24	23
с уплотняющими прокладками из резины.							
48	48	27	27	32	35	34	35

Для улучшения звукоизоляции составных ограждений из элементов с различной звукоизолирующей способностью (стены с оконными и дверными проемами) следует в первую очередь повышать звукоизоляцию элементов с меньшей звукоизоляцией (дверей, окон).

Приведенный материал позволяет подобрать ту или иную звукоизолирующую конструкцию или запроектировать ее на основании приближенного расчета. Какую именно – определяют на основании расчета требуемой звукоизолирующей способности ограждения исходя из условия обеспечения необходимого снижения уровня звукового давления в расчетной точке, т. е.

$$R = \Delta L_{\text{треб}}. \quad (4.12)$$

Требуемую величину снижения уровня звукового давления определяют по формуле

$$\Delta L_{\text{треб}} = L - L_{\text{доп}}, \quad (4.13)$$

где L – уровень звукового давления, создаваемый источниками шума в расчетной точке, дБ;

$L_{\text{доп}}$ – допускаемый по нормам уровень звукового давления в той же точке, дБ.

4.2.2. Звукоизоляция двойных ограждений от воздушного шума

Для повышения звукоизоляции однослойного ограждения необходимо увеличить его массу. С целью снижения массы ограждения при той же величине звукоизоляции применяются многослойные (обычно двойные) ограждения, соединенные между собой упругими связями, в качестве которых может служить воздух или упругий материал, помещенный в промежутке между слоями ограждения. На низких частотах двойное ограждение представляет собой колебательную систему «масса первой плиты – упругая связь – масса второй плиты», частота собственных колебаний которой равна

$$f_0 = 1,58 \sqrt{\frac{k}{M_1} + \frac{k}{M_2}} \text{ [Гц]}, \quad (4.14)$$

где k – приведенный коэффициент жесткости упругого слоя (давление, необходимое для сжатия–растяжения слоя на единицу длины), н/м³;

M_1, M_2 – массы единиц площади первой и второй плит, кг/м².

При этой частоте наблюдается наибольшее прохождение звука через двойное ограждение. У двойных ограждений существуют две граничные частоты, на которых наблюдается явление волнового совпадения.

Воспользуемся понятием цилиндрической жесткости ограждения [24]:

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu)^2} \quad (4.15)$$

и предположим, что цилиндрическая жесткость D_1 первой плиты меньше жесткости второй плиты D_2 . Тогда при частотах, лежащих на 1–2 октавы ниже граничной частоты второй плиты, но выше $(2\div 3)f_0$, значение звукоизоляции двойного ограждения определяется по формуле

$$R = R_1 + R_2, \text{ [дБ]}, \quad (4.16)$$

где R_1 – величина звукоизоляции второй плиты, определяемая законом массы;

$\Delta R_1 = 40 \lg f/f_1$ – значение дополнительной звукоизоляции двойного ограждения по сравнению с однослойным. Здесь

$$f_1 = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{k}{\rho_1}} \text{ [Гц]}, \quad (4.17)$$

где f_1 – частота собственных колебаний первой плиты массой (M_1 , кг/м²), лежащей на упругом слое с приведенным коэффициентом жесткости (k , н/м³).

Выше граничной частоты второй плиты величина звукоизоляции двойного ограждения равна

$$R = R_2 + \Delta R_2 \text{ [дБ]} \quad (4.18)$$

где R_2 – значение звукоизоляции второй плиты, определяемое для области выше граничной частоты:

$$\Delta R_2 = 40 \lg \frac{f}{f_1} - 20 \lg \frac{1}{1-\lambda\beta} \text{ [дБ]} - \quad (4.19)$$

– величина дополнительной звукоизоляции двойного ограждения по сравнению с однослойным. Здесь

$$\lambda = M_1 / M_2 \text{ и } \beta = D_1 / D_2. \quad (4.20)$$

Из приведенных формул видно, что величина дополнительной звукоизоляции двойного ограждения растет со скоростью 12 дБ на октаву (за исключением области граничной частоты).

За счет распространения звука в воздушном промежутке между слоями ограждения звукоизоляции ограждения снижается вследствие резонансных явлений (рис. 4.8).

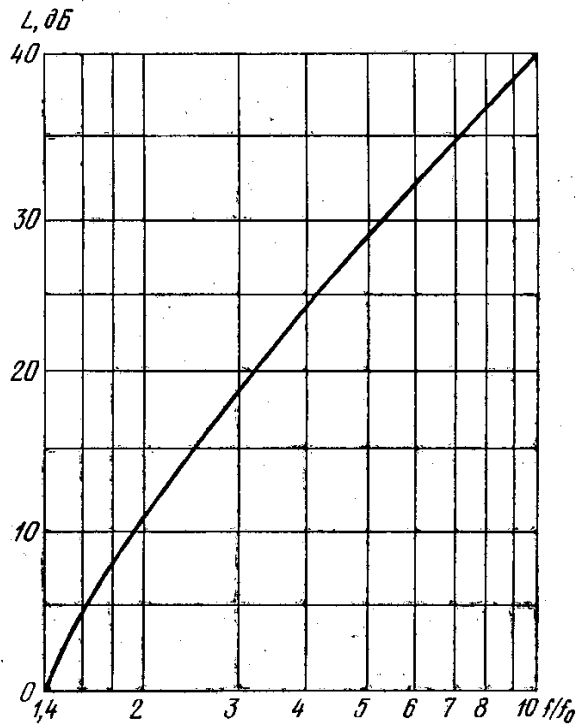


Рис. 4.8. Характер ослабления вибрации в зависимости от отношения частоты возбуждающей силы к собственной

Приведенные формулы для расчета звукоизоляции двойного ограждения справедливы при

$$f < \frac{c_1}{6d} \approx f \sqrt{\frac{M_1}{M_c}} \text{ [Гц]}, \quad (4.21)$$

где d – толщина упругого слоя;

M_c – поверхностная масса упругого слоя.

Выше этой частоты на величину звукоизоляции начинает сказываться распространение упругой волны в слое. До сих пор считалось, что упругие связи не имеют веса и учитывалось только влияние их жесткости.

С учетом резонансных явлений в упругом слое формула для вычисления величины дополнительной звукоизоляции ограждения, составленного из двух одинаковых перегородок, по сравнению с значением звукоизоляции одной перегородки при частотах

$$\left(\frac{1}{2} \div \frac{1}{3}\right) f_{sp} > f > f_1 \sqrt{\frac{M}{M_c}} \quad (4.22)$$

имеет вид

$$\Delta R = 20 \lg \frac{f}{f_1} + 10 \lg \frac{M}{M_c} - 3 \text{ [дБ]}. \quad (4.23)$$

В этой полосе частот рост величины дополнительной звукоизоляции идет со скоростью 6 дБ на октаву. Для частот, лежащих выше граничной частоты и удовлетворяющих условию

$$f \geq \frac{c_1}{6d},$$

получено следующее выражение:

$$\Delta R = 20 \lg \frac{f}{f_1} + 10 \lg \frac{M}{M_c} - 20 \lg \frac{1}{\eta} \text{ [дБ]}. \quad (4.24)$$

Величины звукоизоляции имеют внутреннее трение материала слоя.

На величину звукоизоляции двойных ограждений оказывает влияние также условие соединения перегородок между собой по контуру. Однако это влияние изучено еще недостаточно. Итак, звукоизоляция двойных ограждений имеет следующие особенности.

На частотах ниже частоты собственных колебаний первой плиты (с меньшей цилиндрической жесткостью при изгибе), лежащей на упругом слое, звукоизоляция двойного ограждения определяется его массой и поэтому не отличается от однослойной преграды той же массы по своим звукоизоляционным свойствам.

При повышении частоты начинается быстрый рост величины дополнительной звукоизоляции ($\Delta R \sim 12$ дБ на октаву), который, однако, замедляется ($\Delta R \sim 6$ дБ на октаву), когда длина продольной волны в промежуточном слое становится меньше шестикратной толщины прослойки.

Для подавления резонансных колебаний воздуха, заключенного в промежутке между перегородками, целесообразно вносить в этот промежуток упругий звукоизоляционный материал. За счет внутреннего трения в этом материале провалы звукоизоляции при резонансных частотах колебаний воздуха прослойки несколько сглаживаются.

4.3. Виброизоляция

Под виброизоляцией понимают ослабление передачи вибрации (механических колебаний) от механизмов, технологического оборудования, аппаратов и т. п. (далее – машин) на несущие конструкции. Это достигается за счет устранения между машиной и опорой жесткой связи путем установки машины на виброизолирующие амортизаторы. Следует отметить, что применение виброизоляции практически не влияет на уровень шума в помещении источника (если нет резонанса участков ограждающих конструкций). В то же время в соседних

помещениях, где шум определяется звуковой вибрацией ограждающих конструкций, может наблюдаться значительный эффект от ее применения.

Одним из важных понятий в теории звукоизоляции является коэффициент передачи, под которым понимается отношение амплитуды силы, воспринимаемой основанием, к амплитуде возмущающего воздействия.

Коэффициент передачи уменьшается с увеличением массы машины и уменьшением жесткости опор. В связи с тем, что увеличение массы машины требует исходя из условий прочности увеличения жесткости виброизоляторов, уменьшение сил, передающихся на несущую конструкцию, наблюдается при увеличении массы машины лишь в частных случаях, когда это увеличение не требует одновременного увеличения жесткости виброизоляторов.

Для достижения положительного эффекта от установки машины на упругие опоры, т. е. уменьшение силы, передаваемой от машины на несущую конструкцию, необходимо выполнение следующего условия:

$$\frac{f_B}{f_c} \geq \sqrt{2}, \quad (4.25)$$

где f_B – частота возмущающего воздействия; f_c – собственная частота, колебаний машины на упругих опорах.

При этом необходимо иметь в виду, что установка машины на упругие опоры с целью уменьшения возмущающих сил, передающихся на несущую конструкцию, приводит к некоторому увеличению амплитуды колебаний самой машины.

В качестве упругих опор применяются пружинные, резиновые или комбинированные виброизоляторы.

Пружинные виброизоляторы долговечны и надежны в работе, но они эффективны при виброизоляции низких частот. На более высоких частотах (частотах слухового диапазона) их эффективность резко падает в связи с многочисленными волновыми резонансами пружинных элементов.

Для виброизоляции как низких (порядка 8 Гц и ниже), так и высоких частот следует применять комбинированные виброизоляторы, например располагать резиновые прокладки толщиной 10–20 мм между пружинами и несущей конструкцией. Наиболее широко для изоляции вибраций применяется резина. Это объясняется не только ее хорошими виброизолирующими свойствами, но и технологическими и эксплуатационными свойствами. Такой недостаток резины, как

ограниченный срок службы резиновых амортизаторов из-за подверженности действию масел, бензина, низких температур и т. п., может быть устранен правильным выбором сорта резины и покрытия ее поверхности соответствующими защитными лаками. По данным работы [4] 4–5-летний срок службы резиновых амортизаторов вполне реален.

В настоящее время в нашей промышленности серийно выпускаются резинометаллические опоры типов ОВ-30 и ОВ-31 и резиновые виброизолирующие коврики типов КВ-1 и КВ-2. Виброизолирующие опоры ОВ-30 и ОВ-31 предназначены для бесфундаментной установки машин. Соединение опоры с машиной осуществляется болтами, а опоры с основанием – за счет трения между последними.

Виброизолирующие коврики предназначены в основном для установки под железобетонные фундаментные блоки, на которых устанавливается оборудование, требующее виброизоляции по тем или иным причинам (например, высокоточные станки или же кузнечные молоты). Но возможно и изготовление из них прокладок необходимых габаритов. Подбор виброизолирующих опор типа ОВ и ковриков ведется в зависимости от удельной нагрузки и требуемой частотной характеристики по номограммам, приводимым в каталогах заводов-изготовителей.

В случае применения резиновых прокладок расчет ведут в следующем порядке.

Зная частоту возбуждающей силы f_B (основную оборотную частоту $f_B = n/60$, где n – частота вращения, об/мин) находят допустимую собственную частоту системы

$$f_c = f_B / m, \quad (4.26)$$

где $m = 2,5 \div 3$ (согласно рис. 4.8 это дает снижение энергии колебаний основной частоты на 14–17 дБ). Если в работающей установке существуют части,двигающиеся с неодинаковой скоростью, за расчетную скорость вращения принимается наименьшая из них.

По рис. 4.9 определяют статическую осадку амортизатора – соответствующую выбранной величине λ_c и сорту резины (модулю упругости).

Определяют необходимую площадь прокладок

$$F = \frac{Q}{[\sigma]}, \quad (4.27)$$

где Q – вес конструкции, н; $[\sigma]$ – расчетное статическое напряжение в резине, рекомендуется принимать $[\sigma] = 30 \div 50 \text{ Н/см}^2$.

Задаются число прокладок n , определяют площадь каждой из них

$$F_1 = F / n \quad (4.28)$$

и размер стороны прокладки $B = \sqrt{F_1}$ (при квадратной прокладке).

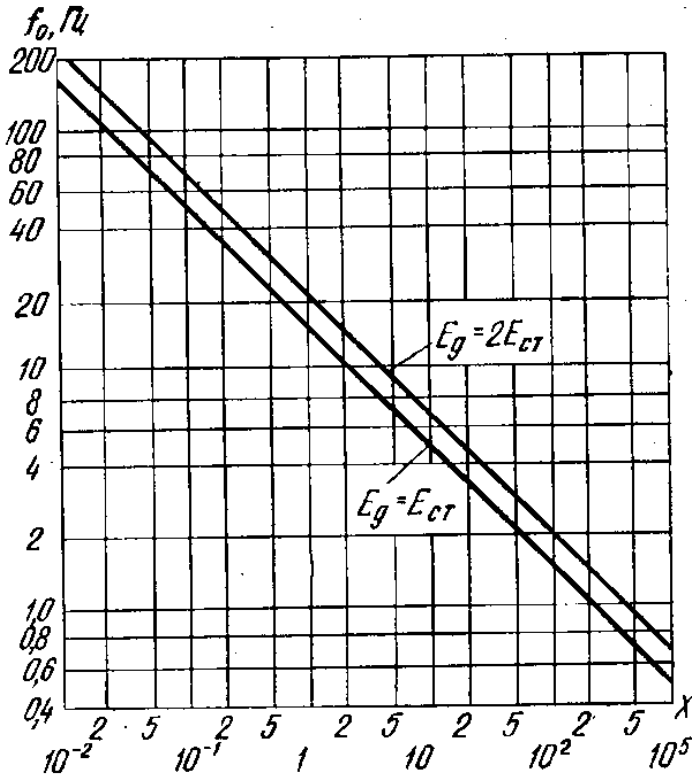


Рис. 4.9. Зависимость собственной частоты вертикальных колебаний от статической осадки амортизатора

Находя рабочую толщину прокладки

$$h_p = \frac{x_0 E_{cm}}{[\sigma]} \quad (4.29)$$

и полную толщину

$$h = h_p + \frac{B}{8}. \quad (4.30)$$

Если окажется, что $h > 1,2B$ или $h_p < \frac{B}{8}$, то нужно соответственно изменить число прокладок или сорт резины и повторить расчет.

Пример 8. Рассчитать резиновые прокладки под вентилятор с $n_e = 300$ об./мин., соединенный клиноременной передачей с электродвигателем $n_{dn} = 970$ об./мин. Вес всей установки 33 300 Н (вентилятор установлен на железобетонной плите).

1. Частота вынужденных колебаний

$$f_B = \frac{n_B}{60} = \frac{300}{60} = 5 \text{ Гц.}$$

Таким образом, основная частота – инфразвуковая. В установках весьма высокого класса следовало бы рассчитать амортизатор на собственную частоту $f_c = 2$ Гц и сделать его пружинным, так как резиновый амортизатор с такой частотой будет неконструктивен. Поэтому примем, что амортизатор должен обеспечить изоляцию только от вибрации в звуковом диапазоне частот $f_c = 10$ Гц.

2. Выбираем резину с модулем упругости $E_{cm} = 40$ кг/см² и допускаемым напряжением $[\sigma] = 50$ Н/см².

3. Общая площадь прокладок

$$F = \frac{33300}{50} = 666 \text{ см}^2.$$

4. Принимаем число прокладок $n = 6$. Площадь каждой прокладки $F_1 = \frac{666}{6} = 111 \text{ см}^2$ и размер стороны прокладки $B = \sqrt{111} = 10,5$.

5. Статическая осадка, соответствующая $f_c = 10$ Гц, $x_0 = 5$ мм.

Рабочая толщина прокладки $h_p = \frac{0,5 \cdot 40}{5} = 4$ см. Полная толщина прокладки $h = 4 + \frac{10,5}{8} = 5,3$ см. Отношение $\frac{h_p}{B} = \frac{4}{1,05} > 0,125$ поэтому оставляем число прокладок без изменений.

В случае применения для виброизоляции машины резиновых прокладок необходимо учитывать ряд требований к их форме и способу установки, вытекающих из особенностей деформации резины. Резина относится к практически несжимаемым материалам (коэффициент Пуассона равен 0,48–0,49) и ее деформация определяется только изменением формы при неизменном объеме. Поэтому должны быть устранены какие-либо ограничения (например, металлические стаканы), препятствующие прокладке расширяться в стороны при периодических деформациях. Иначе прокладка теряет виброизолирующий эффект и начинает хорошо проводить вибрацию. То же самое наблюдается и при большом отношении опорной поверхности прокладки к боковой, в связи с чем виброизолирующая способность широких прокладок меньше, чем узких. По данным И. И. Клюкина [4], виброизоляция резиновой прокладки размерами 100 x 200 x 20 мм

в диапазоне 100–700 Гц на 10–12 дБ ниже, чем виброизоляция той же прокладки, разрезанной на 25 частей. Из приведенного примера видно, что эффективнее применять вместо широкой несколько узких прокладок, деформирующихся независимо друг от друга, или выполнять прокладки с возможно большим числом вырезов или отверстий.

При установке машин на прокладки, кроме того, необходимо исключить жесткий контакт между крепежными устройствами (болты, гайки), устанавливаемым объектом и несущей конструкцией, для чего под головки болтов и под гайки подкладывают резиновые шайбы, а на болт в случае необходимости надевают резиновые втулки.

4.4. Вибропоглощение

Уменьшение вибрации, связанное с увеличением потерь энергии в системе, называется *вибропоглощением* (или вибродемпфированием). Слои упруговязкого материала, нанесенные на вибрирующие элементы с целью ослабления вибрации, называются *вибропоглощающими* (вибродемпфирующими покрытиями). Наиболее распространенным и простым типом вибропоглощающих покрытий является однослойное. Различают жесткие и мягкие однослойные покрытия в зависимости от эффективности их использования в различных частотных диапазонах.

Относительно тонкие покрытия из материала, жесткого на растяжение или сдвиг, называют *жесткими однослойными покрытиями*. Эффективность такого покрытия мало зависит от частоты и определяется только частотными характеристиками вязкоупругих параметров вибропоглощающего материала (модуля упругости и коэффициента механических потерь). Жесткие покрытия наиболее эффективны в области низких (63–250 Гц) и средних (500–1000 Гц) частот. Толщина покрытия должна быть не меньше двух-трех толщин покрываемой поверхности.

Однослойные покрытия из мягкого на растяжение или сдвиг материала, толщина которого сравнима с длиной волны сдвиговых или продольных колебаний, называются *мягкими*. В отличие от жесткого мягкое однослойное покрытие имеет резкую зависимость эффективности от частоты, причем эта зависимость имеет резонансный характер. Такие покрытия эффективны в области частот выше 1000 Гц.

Оценка эффекта снижения шума для конструкций в настоящее время может быть проведена весьма приближенно (табл. 4.3).

Таблица 4.3

Характеристики вибропоглощающих материалов

Название	Плотность, кг/м ³	Модуль упругости, Н/м ²	Кoeffи- циент потерь	Способ крепления	Частотный диапазон эффективной работы, Гц	Рабочий диапазон температур, °С
Асбокартон ГОСТ 2850–58	1·10 ³	5,8·10 ⁸	0,065	Клеем 88 или К-50	До 1000	–20 ÷ +450
Герметик ВТУ МХП ПУ 949–56	1·10 ³	1·10 ⁸	0,023	То же	До 1000	–60 ÷ +110
Фетр, пропитанный битумом	–	2,5·10 ⁸	1,0	»	До 1000	–
Агат (листовой)	–	10·10 ⁸	0,33	»	До 1000	–
«Антивибрит-2»	–	30·10 ⁸	0,44	»	До 1000	+20 ÷ +40
«Антивибрит-3»	–	36·10 ⁸	0,23	–	До 1000	+60 ÷ +100
ВД-17-58	1,9·10 ³	6·10 ⁹	0,44	–	До 1000	–
ВД-17-59	1,8·10 ³	8,2·10 ⁹	0,30	–	До 1000	–
ВД-17-63	1,7·10 ³	3,9·10 ¹⁰	0,23	–	До 1000	–
«Швим-18» с наполнителем из свинцового сурика	–	6·10 ⁷	0,39	–	До 1000	–
«Швим-19» с наполнителем из железного сурика	–	8·10 ⁷	0,54	–	До 1000	–
Резина марки 1002	750	1·10 ⁷	0,60	Клеем 88	Выше 1000	+20 ÷ +80

Необходимый материал с учетом рабочего диапазона температур и частотного диапазона эффективной работы вибропоглощающего покрытия может быть выбран по табл. 4.3.

Наибольшее распространение получили мастики типа ВД-17, рекомендуемые для нанесения на корпуса вентиляторов, воздухопроводы и кожухи и др.

Мастики ВД-17 представляют собой холодную смесь вязкого раствора смол и наполнителя. Вибродемпфирующие покрытия состоят из двух слоев грунтовочной пасты, нескольких слоев мастики и двух слоев декоративного покрытия. Данные о составе мастик ВД и декоративных покрытий приведены в табл. 4.4. Наиболее эффективной является мастика ВД-17-63. Демпфирующие свойства мастик улучшаются, если их применять в слоистых конструкциях, т. е. чередуя слои мастики с таким материалом, как фольга, стеклохолст и т.п.

Таблица 4.4

Состав мастик ВД и декоративных покрытий

Компоненты	Грунтовочная паста	ВД-17-58	ВД-17-59	ВД-17-63	Декоративное покрытие		
					ВД-17-58	ВД-17-59	ВД-17-63
Массовые части составляющих							
Поливинилацетатная эмульсия ПВАЭ	1	1	1	1	0,5	0,5	0,5
Фенолоспирт	0,5	0,5	0,5	0,5	0,2	0,2	0,2
20%-ная ортофосфорная кислота (ОФК)		24% от массы фенолоспирта			25% от массы фенолоспирта		
Пылевидный кварц марки ПК	–	1,2	–	–	–	–	–
Молотый керамзитовый песок	–	–	1,2	–	–	–	–
Корундовый пресс-порошок	–	–	–	1,2	–	–	–
Технический тальк	–	0,6	0,6	0,6	0,4	0,4	0,4
Пигмент	–	–	–	–	0,1	0,1	0,1

Срок хранения приготовленной грунтовочной пасты и вибродемпфирующей мастики в герметически закрытой таре 20–30 дней. При этих условиях удобно заранее заготавливать состав наполнителя и грунтовочной пасты, а на месте производства работ их не смешивать.

Мастику наносят слоями не более 2 мм. Каждый слой может быть армирован стеклохолстом марки ВВ. После отверждения первого слоя наносят следующий слой. Общая толщина покрытия должна быть равна двум толщинам покрываемого металла.

В табл. 4.5 приведен расход материалов на 1 м² для трех марок вибродемпфирующего покрытия толщиной 10 мм. Для других толщин покрытия расход материалов определяется соответствующим пересчетом.

Таблица 4.5

Расход материалов на 1 м² вибродемпфирующего покрытия

Материал	Масса, кг			Примечание
	ВД-17-58	ВД-17-59	ВД-17-63	
Поливинилацетатная эмульсия (ПВАЭ)	3,750	3,750	3,750	Ортофосфорная кислота указана в виде 20%-ного раствора Масса песка указана в размолотом состоянии после просева через сито (200 мк)
Фенолоспирт	1,900	1,900	1,900	
ОВК	0,445	0,445	- 0,445	
Пылевидный кварц	4,200	–		
Керамзитовый песок		4,200		
Корундовый пресс-порошок	–	–	4,200	
Технический тальк	2,300	2,300	2,300	
Пигмент	0,050	0,050	0,050	Масса красителя указана в сухом состоянии

Снижение шума, обеспечиваемое вибропоглощающими покрытиями, может быть весьма грубо оценено по изменению коэффициента потерь поверхности в результате нанесения покрытия. Как правило, величина снижения шума лежит в пределах 5–8 дБ.

5. ЗВУКОПОГЛОЩЕНИЕ. АКУСТИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ПОМЕЩЕНИЙ. ГЛУШИТЕЛИ ШУМА

5.1. Звукопоглощающие материалы и конструкции

Материалы, обладающие способностью в значительной мере поглощать падающую на них звуковую энергию, называют *звукопоглощающими*. Специальные конструкции, содержащие звукопоглощающий материал и разработанные с целью значительного поглощения падающей на них звуковой энергии, называют *звукопоглощающими конструкциями*.

Звукопоглощение материалов и конструкций оценивается коэффициентом звукопоглощения α , представляющим отношение неотраженной звуковой энергии к падающей.

Коэффициент звукопоглощения конструкции (материала) зависит от частоты падающих волн и от угла их падения. Для применения в практических расчетах наиболее важен так называемый диффузный коэффициент звукопоглощения, усредненный по разнообразным углам падения волн. Коэффициент этот измеряется в специальных камерах по изменению времени реверберации камеры после внесения в нее образца звукопоглощающей конструкции (материала) и называется *реверберационным*. (Время реверберации – время, в течение которого уровень звукового давления после прекращения действия источника звука уменьшится на 60 дБ.)

Звукопоглощающая конструкция может быть охарактеризована ее удельным импедансом (отнесенным к единице площади):

$$Z = \frac{p}{v_n}, \quad (5.1)$$

являющимся отношением звукового давления p на поверхности конструкции к нормальной составляющей колебательной скорости воздуха V_n на этой же поверхности. При этом используют принцип нормального импеданса, заключающийся в том, что акустическое сопротивление материала определяется лишь нормальной составляющей колебательной скорости на его поверхности.

Импеданс конструкции, ввиду того что звуковое давление и скорость в общем случае не синфазны, представляет собой комплексную величину

$$Z = R + ix, \quad (5.2)$$

где R и x – соответственно действительная (активная) и мнимая (реактивная) составляющие импеданса; она является функцией частоты и угла падения звуковых волн.

Для некоторых звукопоглощающих конструкций импеданс можно не считать зависящим от угла падения. В этом случае он является весьма удобной величиной для акустических расчетов. Так разработаны графические методы, позволяющие, зная импеданс конструкции, довольно просто находить диффузный коэффициент звукопоглощения [5].

Наиболее широкое применение в звукопоглощающих конструкциях находят пористые материалы, состоящие из твердого скелета и пор, заполненных воздухом.

При расположении пористого материала на жесткой отражающей поверхности наблюдается сильный спад звукопоглощения на низких частотах. С увеличением толщины материала начало спада звукопоглощения наблюдается на более низких частотах. Это объясняется тем, что звукопоглощение определяется отношением длины пути звука в материале к длине звуковой волны. При увеличении толщины звукопоглотителя понижается частота, на которой сохраняется то же отношение l/λ .

Для каждого материала существует предельная толщина, превышение которой нецелесообразно, так как не приводит к заметному увеличению звукопоглощения. Эта предельная толщина в основном зависит от степени сопротивления материала продуванию. Сопротивление продуванию определяется отношением разности воздушных давлений по обе стороны слоя пористого материала, продуваемого потоком воздуха, к скорости воздушного потока вне материала и толщине слоя пористого материала.

Предельная целесообразная толщина некоторых звукопоглощающих материалов:

Сырье хлопка, вата, см	40,0–80,0
Войлок шерстяной, рыхлый, см	18,0
То же плотный, см	12,0
Минеральная вата, см	9,0
Картон бумажный, см	1,8
Гипс пористый, см	0,6

Понижения частоты, соответствующей началу спада звукопоглощения, можно добиться также установкой звукопоглощающего материала с зазором относительно отражающей поверхности. Это

часто позволяет при небольшой массе звукопоглощающего материала получить весьма удовлетворительную характеристику звукопоглощения.

Еще большего смещения полосы эффективного звукопоглощения в область низких частот можно добиться применением конструкций, в которых звукопоглощающий материал покрыт экраном (перфорированным листом) из твердого материала, пленки или материи. Экраны, кроме того, защищают материал от механических повреждений и придают звукопоглощающей конструкции удовлетворительный в декоративном отношении вид. Звукопоглощение такой конструкции носит резонансный характер.

Применяются резонансные конструкции и иного вида, обеспечивающие весьма высокое звукопоглощение в области низких частот. Такие конструкции состоят из перфорированного экрана с отверстиями, затянутыми тканью или сеткой, с воздушным промежутком позади. Необходимый коэффициент звукопоглощения в этих конструкциях обеспечивается за счет трения в отверстиях панели или в порах фрикционного материала, размещаемого перед экраном или за экраном.

Резонансные звукопоглотители, обеспечивая высокое звукопоглощение в области низких частот, эффективны, как правило, в сравнительно небольшом диапазоне частот.

Для обеспечения высоких коэффициентов звукопоглощения на резонансных частотах (в области низких частот), а также на средних и высоких частотах перфорированный экран лучше изготавливать из звукопоглощающего материала, например из звукопоглощающих бетонных или керамических блоков, поролона и других подобных материалов, способных выполнять конструктивные функции. Толщина экрана 50–150 мм [6].

Так, конструкция с экраном из поролона имеет в диапазоне частот 200–1000 Гц коэффициент звукопоглощения, а при нормальном падении звука 0,6 вместо 0,5 для такой же конструкции с экраном из незвукопоглощающего материала – дерева при практически одинаковых характеристиках на частоте резонанса.

Звукопоглощающие материалы, помимо своего основного назначения, должны удовлетворять ряду требований, связанных с конкретными условиями их работы в конструкциях. Так, если звукопоглощающий материал применяется в вентиляционных глушителях и для облицовки воздуховодов приточной вентиляционной системы, то он не должен выделять пыли (непригодна, например, минеральная

вата, керамическая крошка). В вентиляционных системах, обслуживающих пожароопасные помещения, материалы должны быть негорючими.

Материалы, применяющиеся в конструкциях звукопоглощающих облицовок ограждающих поверхностей помещения, акустических экранов, выгородок и т. п., должны отвечать всем физико-техническим и санитарно-гигиеническим требованиям, предъявляемым к строительным материалам, в зависимости от назначения помещения и характера протекающих в нем производственных процессов.

Рекомендуемые материалы, применение которых позволяет решать задачи снижения производственного шума с учетом обеспечения гигиенических требований и условий пожарной безопасности, приведены в табл. 5.1.

Следует отметить супертонкое стеклянное (щелочное) волокно, изготавливаемое по ТУ 21-01-224–69, которое является одним из самых эффективных материалов по своим звукопоглощающим свойствам. Кроме того, волокно негорючее, тонкие волокна очень эластичны и не выделяют стеклянной пыли. В сочетании с защитными оболочками из капроновой или стеклянной ткани его можно применять в вентиляционных глушителях приточных систем, обслуживающих пожароопасные помещения, а также для звукопоглощающих облицовок помещений с нормальной влажностью воздуха. При повышенной влажности воздуха металлические конструкции, соприкасающиеся с волокном, должны быть защищены от коррозии, так как волокно имеет в своем составе щелочь.

Аналогичными свойствами обладает и ультратонкое стекловолокно УТВ-20, изготавливающееся по МРТУ № 879–62. Применение авторами ультратонкого стекловолокна в конструкциях для снижения шума рубильных машин показало достаточно высокую его эффективность. Для того чтобы выяснить, как меняются акустические характеристики этого материала с течением времени при воздействии высоких температур, высокой влажности и вибраций (условий, характерных для ЦБП), были изготовлены звукопоглощающие конструкции с наполнителем из УТВ-20.

После определения коэффициентов звукопоглощения конструкций (измерения проводились в реверберационной камере УЛТИ) они были установлены под колпаком бумагоделательной машины № 10 Соликамского ЦБК (в начале сушильной части). В течение 10 месяцев материал подвергался воздействию относительно высоких температур

и влажности, а также вибрациям, после чего он был снят с машины, затем были проведены повторные измерения его коэффициентов звукопоглощения. Было получено незначительное снижение коэффициента звукопоглощения, которое можно объяснить усадкой материала при его перевозках и установке на бумагоделательную машину. Ультратонкое стекловолокно оказалось долговечным по своим акустическим и механическим качествам.

Таблица 5.1
Рекомендуемые звукопоглощающие материалы

Конструкция	Волокно супертонкое базальтовое	Волокно супертонкое стеклянное	Плиты минераловатные полужесткие марки ПП-100	Волокно стеклянное бещелочное	Винипор полужесткий
Глушители приточных вентиляционных систем помещений всех категорий по пожарной опасности	+	+			+ *
Глушители вытяжных вентиляционных систем помещений всех категорий			+		
Звукопоглощающие облицовки, штучные поглотители и акустические экраны помещений категорий А, Б и В		+	+ **	+	
Звукопоглощающие облицовки, штучные звукопоглотители и акустические экраны помещений категорий Г и Д	+	+	+ **	+	

* Для помещений категорий Г и Д по пожарной опасности.

** В производственных помещениях с технологическим оборудованием, создающим вибрации, можно применять звукопоглощающие конструкции с минераловатными плитами и с защитной оболочкой из стеклоткани Э-0,1. Можно только для облицовки стен.

+ Целесообразность применения материала.

Принципиальные схемы наиболее распространенных звукопоглощающих конструкций даны на рис. 5.1, а их акустические характеристики, представляющие собой частотные характеристики реверберационного коэффициента звукопоглощения, приведены в [6].

Опыт применения звукопоглощающих конструкций показал, что при размещении звукопоглотителей отдельными участками, размеры которых имеют длину звуковой волны или менее ее, коэффициент звукопоглощения получается большим, чем при устройстве звукопоглотителя той же конструкции в виде сплошной поверхности, площадь которой равна сумме площадей этих участков. Это вызывается дифракцией волн около таких участков, в результате чего наблюдается повышенный приток звуковой энергии к ним, поэтому целесообразно размещать звукопоглощающие конструкции отдельными небольшими участками. Такие звукопоглотители, называемые штучными, могут выполняться различными способами, например в виде выпуклых тел или в виде небольших звукопоглощающих перфорированных щитов с пористым материалом, подвешиваемых к потолку.

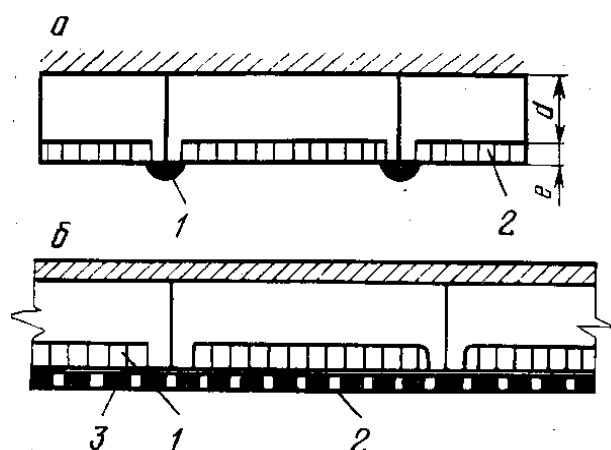


Рис. 5.1. Принципиальные схемы звукопоглощающих конструкций:
 а – облицовка без перфорированного покрытия:
 1 – элемент крепления; 2 – звукопоглощающий материал;
 б – то же с перфорированным покрытием:
 1 – звукопоглощающий материал; 2 – защитная оболочка;
 3 – перфорированное покрытие

Акустической характеристикой штучных звукопоглотителей является частотная характеристика эквивалентной площади звукопоглощения на один звукопоглотитель в квадратных метрах. Эти характеристики для одного из типов штучных звукопоглотителей приведены в [6].

5.2. Акустические характеристики помещений. Звукопоглощающие облицовки, их выбор и расчет

В закрытом помещении воспринимается не только прямой звук от источника, но и многократно отраженный от ограждающих поверхностей помещения звук. Уровень шума в отраженном поле зависит от размеров помещения и коэффициентов звукопоглощения элементов помещения. С уменьшением размеров помещения и коэффициентов звукопоглощения уровень шума увеличивается. Уровень шума в обычных производственных помещениях целлюлозно-бумажной промышленности за счет отраженного шума превышает уровень прямого шума от источника на расстоянии 10 м и более от него на 10 и более дБ. Следовательно, уменьшить шум в производственных помещениях можно уменьшением доли отраженных звуковых волн, что достигается акустической обработкой помещения. Акустическая обработка помещений заключается в облицовке части внутренних поверхностей ограждений помещения звукопоглощающим материалом или специальными звукопоглощающими конструкциями, а также в размещении в помещении штучных поглотителей.

Необходимость и целесообразность применения акустической обработки помещения, как правило, выявляют на основании предварительного акустического расчета. В Ведомственных строительных нормах ВСН 01–72, утвержденных Министерством целлюлозно-бумажной промышленности 28 декабря 1972 г. и введенных в действие с 1 января 1974 г., приведены основные рекомендации по применению акустической обработки тех или иных помещений предприятий ЦБП. Согласно этим нормам, все помещения предприятий ЦБП классифицируются по степени шумности. Различают пять основных классов помещений.

Класс 1. Древесно-подготовительные цехи с уровнями звука от 83 до 119 дБА.

Класс 2. Бумагоделательные цехи с уровнями звука от 86 до 112 дБА.

Класс 3. Древесно-массные цехи (заводы) с уровнями звука от 88 до 105 дБА.

Класс 4. Целлюлозные цехи (заводы) с уровнями звука от 71 до 96 дБА.

Класс 5. Прочие цехи и помещения с уровнями звука до 90 дБА.

Для помещений 1 и 2-го классов акустическая обработка применяется как вспомогательное средство ограничения шума, а для помещений 5-го класса – как основное. Для помещений 3 и 4-го классов акустическая обработка нецелесообразна.

Для помещений 1 и 2-го классов акустическая обработка помещений применяется, как правило, с другими мероприятиями по снижению шума (звукоизолирующие кожухи, акустические экраны и т. п.), так как максимальная величина снижения уровня звукового давления в зоне отраженного звукового поля (достаточно далеко от источника), где оно полностью определяется плотностью энергии отраженных звуковых волн, при акустической обработке помещения не превышает 8–10 дБ в области низких частот и 10–12 дБ в области максимальных коэффициентов звукопоглощения облицовки. Акустический эффект в этом случае в основном зависит от акустических характеристик помещения до обработки и акустических характеристик звукопоглощающих конструкций.

На рабочих местах у источников шума (или вблизи них), т.е. в зоне, где преобладает прямой звук, эффект акустической обработки заметно снижается и величина снижения уровня звукового давления лежит в пределах от 2 до 5 дБ. Этот эффект зависит от плотности расстановки оборудования и общего количества источников шума. Для достижения максимально возможного снижения шума рекомендуется облицовывать не менее 60 % общей площади ограничивающих помещение поверхностей.

В помещениях высотой 6–8 м рекомендуется акустическую облицовку размещать на потолке. В более высоких помещениях целесообразно облицовывать стены, оставляя необлицованными их нижние части (до 2 м высоты), и, где это возможно, предусматривать устройство звукопоглощающего подвесного потолка.

Если площадь свободных поверхностей стен и потолка, пригодных для размещения звукопоглощающей облицовки, мала, а также в случае устройства локальной звукопоглощающей облицовки над отдельными источниками шума рекомендуется применять штучные звукопоглотители. Такие звукопоглотители подвешиваются как можно ближе к источникам шума.

Звукопоглощение в помещении определяется потерями звуковой энергии при падении звука на все ограждающие поверхности помещения (пол, стены, потолок, окна) и на находящиеся в помещении отдельные объекты (в том числе и людей), а также потерями при

распространении звука в воздухе. Оно характеризуется эквивалентной площадью звукопоглощения (A , м^2), которая представляет собой площадь поверхности с коэффициентом звукопоглощения, равным единице, которая могла бы поглотить такое же количество звуковой энергии, как вся поверхность помещения и находящиеся в нем объекты:

$$A = \sum_{i=1}^n S_i \alpha_i + \sum_{k=1}^m A_k + 4\bar{q}v, \quad (5.3)$$

где S_i и α_i – соответственно площадь, м^2 , и коэффициент звукопоглощения отдельных поверхностей помещения (строительных конструкций и облицовок);

n – число этих поверхностей;

A_k – эквивалентные площади поглощения отдельных штучных поглотителей или объектов, находящихся в помещении (люди, оборудование и т. д.), м^2 ;

m – число этих поглотителей;

q – затухание звуковой волны в воздухе, $1/\text{м}$;

v – объем помещения, м^3 .

Расчеты эквивалентной площади звукопоглощения по формуле (5.3) трудоемки и не вполне совпадают с характеристиками, определяемыми экспериментально. Поэтому принято в акустических расчетах звукопоглощение в помещении характеризовать величиной B , называемой *постоянной помещения*. Постоянную акустически необработанного помещения на среднегеометрической частоте 1000 Гц B_{1000} можно определить, пользуясь графиками рис. 5.2. Нужный индекс прямой графика (a , b , v) находят по следующим признакам, представленным ниже.

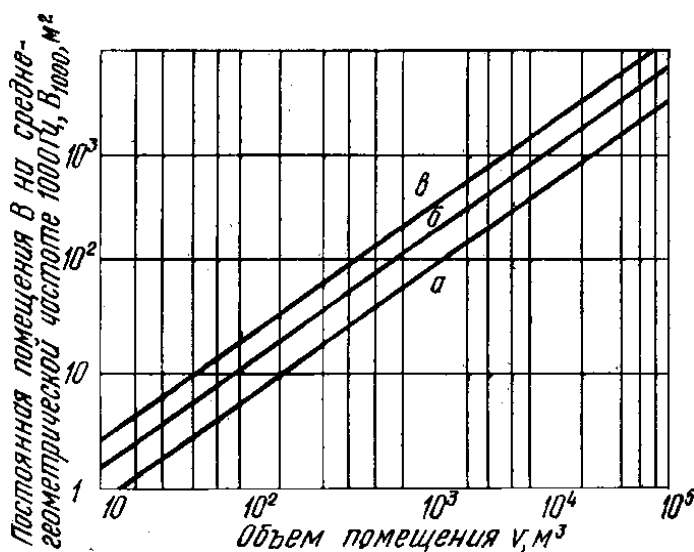


Рис. 5.2. Постоянная помещения B на среднегеометрической частоте 1000 Гц

Описание и назначение помещений	Индекс прямой на рис. 5.2
Помещения без мебели с небольшим количеством людей (генераторные, щитовые, электромеханические мастерские, вентиляционные помещения, залы буммашин)	<i>a</i>
Помещения с жесткой мебелью или с небольшим количеством людей и мягкой мебелью (кабинеты, лаборатории, здравпункты, комнаты мастеров и начальников цехов, цехи вспомогательного оборудования)	<i>б</i>
Помещения с большим количеством людей и мягкой мебелью (рабочие комнаты заводоуправлений, конструкторские и лабораторно-конструкторские залы, вычислительные центры и т. п.)	<i>в</i>

Постоянную помещения для каждой октавной полосы спектра определяют путем умножения постоянной помещения B_{1000} на частотный множитель μ , (табл. 5.2):

$$B = B_{1000}\mu. \quad (5.4)$$

Таблица 5.2

К определению частотного множителя μ

Объемы помещений	Среднегеометрическая частота, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
	Частотный множитель μ							
$V < 200 \text{ м}^3$	0,80	0,75	0,70	0,80	1,0	1,4	1,8	2,5
$200 \text{ м}^3 < V < 1000 \text{ м}^3$	0,65	0,62	0,64	0,75	1,0	1,5	2,4	4,2
$V > 1000 \text{ м}^3$	0,50	0,50	0,55	0,70	1,0	1,6	3,0	6,0

Для каждой октавной полосы эквивалентной площади звукопоглощения вычисляют по формуле

$$A = \frac{B}{\frac{B}{S} + 1} [\text{м}^2]. \quad (5.5)$$

Средний коэффициент звукопоглощения рассчитывают по формуле

$$\bar{\alpha} = \frac{B}{B + S}, \quad (5.6)$$

где S – общая суммарная площадь ограждающих поверхностей помещения, м².

При проектировании акустической обработки помещений звукопоглощающую облицовку выбирают по результатам предварительного расчета в зависимости от класса помещения. Материалы для звукопоглощающей облицовки определяют в соответствии с [6].

Звукопоглощающую облицовку для помещения 1 и 2-го классов допускается выбирать без предварительных расчетов, но так, чтобы получить максимально возможное снижение уровня звукового давления. Для этого по таблицам акустических характеристик звукопоглощающих облицовок [6] подбирают конструкцию облицовки, у которой частотная характеристика реверберационного коэффициента звукопоглощения по возможности идентична усредненной частотной характеристике (спектру уровней звукового давления в рассматриваемом помещении).

Выбирать конструкции звукопоглощающей облицовки для помещений 5-го класса, в которых применение облицовок является основным средством снижения шума, можно двумя способами: либо без предварительного расчета, аналогично выбору облицовок для помещений 1 и 2-го классов, либо на основании предварительного расчета в зависимости от типа и назначения помещения, установленного в нем оборудования и размещения расчетных точек по отношению к источникам шума.

Для помещений общественного назначения и производственных помещений с однотипным оборудованием, для которых известен (задан) усредненный спектр звукового давления (административно-управленческие помещения, лаборатории, конструкторские бюро, щитовые, генераторные и т. п.), а также для помещений без собственных источников шума, в которые шум проникает извне, звукопоглощающую облицовку допускается выбирать без предварительного расчета согласно рассмотренным выше рекомендациям.

Величины снижения уровней звукового давления в этих случаях для зоны отраженного поля могут быть определены по формуле

$$\Delta L = 10 \lg \frac{B_1}{B} \text{ [дБ]}, \quad (5.7)$$

где B – постоянная помещения до его акустической обработки (см. выше), м^2 ;

B_1 – постоянная помещения после его акустической обработки, м^2 .

Постоянную акустически обработанного помещения определяют по формуле

$$B_1 = \frac{A_1 + \Delta A}{(1 - \alpha_1)} \text{ [м}^2\text{]}, \quad (5.8)$$

где $A_1 = \bar{\alpha}(S - S_{обл})$ – эквивалентная площадь звукопоглощения поверхностями, не занятыми звукопоглощающей облицовкой;

$\bar{\alpha}$ – средний коэффициент звукопоглощения в помещении до его акустической обработки, определяется по формуле (5.6);

α_1 – средний коэффициент звукопоглощения акустически обработанного помещения

$$\alpha_1 = \frac{A_1 + \Delta A}{S}, \quad (5.9)$$

ΔA – величина суммарного добавочного поглощения, вносимого конструкцией звукопоглощающей облицовки или штучными звукопоглотителями;

$$\Delta A = \alpha_{обл} S_{обл} + A_{шт} n \text{ [м}^2\text{]}, \quad (5.10)$$

где $\alpha_{обл}$ – реверберационный коэффициент звукопоглощения облицовки;

$S_{обл}$ – площадь звукопоглощающей облицовки, м^2 ;

$A_{шт}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения одного штучного звукопоглотителя, м^2 ;

n – количество штучных звукопоглотителей в помещении;

S – общая суммарная площадь ограничивающих помещение поверхностей, м^2 .

Для помещений 5-го класса, представляющих собой производственные помещения с источниками шума (технологическим оборудованием), шумовые характеристики которых известны (заданы), звукопоглощающую облицовку выбирают на основании предварительного расчета требуемого снижения уровня шума в каждой из октавных полос.

5.3. Глушители шума

Часто на предприятиях лесного комплекса шум от источника возникновения в производственное помещение распространяется по каналам. Например, шум вакуум-насосов, вентиляторов, турбовоздуходувок, перекачивающих насосов и другого оборудования распространяется по трубопроводам. Поэтому наряду с уменьшением шума в источнике возникновения необходимо вести борьбу с ним и на путях его распространения.

Для снижения шума, распространяющегося по каналам, применяются глушители. Кроме того, глушители можно устанавливать в технологических проемах для снижения шума, проникающего из более шумного помещения в менее шумное. Звуковое поле в канале всегда представляет собой сумму так называемых однородных и неоднородных нормальных волн разных типов [19, 22].

Неоднородные нормальные волны экспоненциально затухают по мере распространения по каналу, поэтому при достаточном удалении от источника они дают незначительный вклад в полное звуковое поле.

Однородные нормальные волны распространяются в канале, не затухая. Наиболее простой из них является нулевая нормальная волна. Эта волна аналогична плоской волне в свободном пространстве; скорости частиц в ней параллельны направлению распространения, т. е. стенкам канала. Нулевая нормальная волна может распространяться только в канале с жесткими стенками. Любую другую однородную нормальную волну можно наглядно представить в виде суперпозиции двух бегущих плоских волн с определенными углами наклона к оси канала. Общее число однородных нормальных волн фиксированной частоты, которые могут распространяться в данном канале, зависит от соотношения между длиной волны звука этой частоты в свободном пространстве и поперечными размерами канала. Если уменьшить частоту звука, оставляя поперечные размеры канала неизменными, или уменьшать поперечные размеры канала, оставляя частоту неизменной, то число однородных нормальных волн, которые могут распространяться в канале, будет уменьшаться.

Каждая нормальная волна, за исключением нулевой, имеет в канале так называемую критическую частоту. Для нулевой нормальной волны критическая частота равна

$$f_{кр} = \frac{c}{2a} \text{ [Гц]}, \quad (5.11)$$

где a – наибольший размер поперечного сечения канала;
 c – скорость звука.

При частоте, превышающей критическую, нормальная волна будет однородной, в противном случае – неоднородной. Если частота звука ниже наименьшей критической частоты, то в канале, стенки которого не абсолютно жесткие, могут быть только неоднородные нормальные волны, т. е. звук, частота которого ниже наименьшей критической частоты, затухает по мере распространения по такому каналу. В канале с абсолютно жесткими стенками всегда может распространяться без затухания нулевая нормальная волна, поэтому по нему может передаваться без затухания звук любой частоты.

Для снижения шума, распространяющегося по каналам, необходимо вызвать дополнительное затухание его при распространении. Для этой цели и служат глушители. Глушители делятся на активные и реактивные. В активных глушителях звук поглощается за счет перехода звуковой энергии в тепловую в результате трения частиц воздуха в порах звукопоглощающих материалов. Так как в большинстве случаев спектр шума оборудования предприятий лесного комплекса является сплошным, то для борьбы с ним используются в основном активные глушители.

Звукопоглощающий материал, применяемый в этих глушителях, должен обладать следующими свойствами: высоким звукопоглощением в требуемом диапазоне частот, негорючестью и неагрессивностью в отношении коррозии, малой объемной массой, биостойкостью и малой гигроскопичностью, удобством применения в различных по конфигурации глушителях, долговечностью, экономичностью и не дефицитностью.

Так как в целлюлозно-бумажной промышленности приходится иметь дело с легковозгораемыми материалами (бумага, щепка), то для облицовки глушителей целесообразно применять стеклянное ультратонкое (или базальтовое) волокно, обладающее свойствами негорючести и достаточно хорошими характеристиками звукопоглощения (см. табл. 5.2). Наличие перфорированного экрана перед звукопоглощающим материалом позволяет управлять частотной характеристикой поглощения слоя материала в некотором диапазоне частот.

Активные глушители (рис. 5.3) обычно состоят из внутренней перфорированной трубы и герметичного внешнего кожуха, между

которыми помещается звукопоглощающий материал. Для предотвращения распространения звука вдоль глушителя по слою звукопоглотителя между наружным и внутренним корпусами делаются перегородки. Глушитель может иметь облицовку с одной, двух, трех и четырех сторон, если он представляет канал прямоугольного сечения. По конструкции глушители могут быть выполнены в виде ряда параллельных каналов (сотовый глушитель) или ряда плоских параллельных щитов (пластинчатый глушитель).

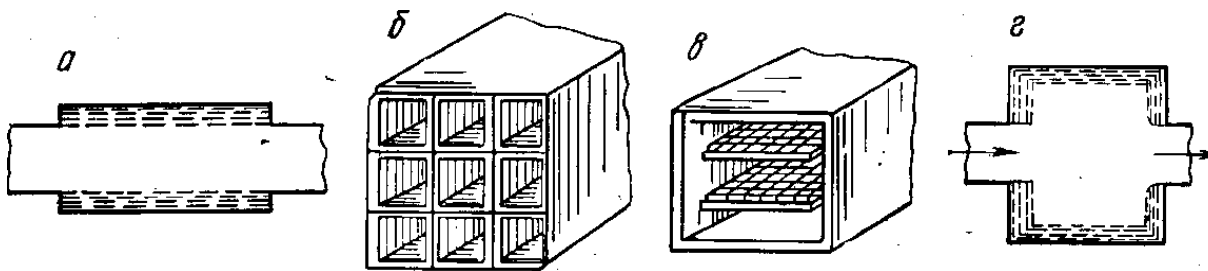


Рис. 5.3. Типы и конструкции глушителей шума:

- а – трубчатый каналный глушитель; б – сотовый каналный глушитель;
в – пластинчатый каналный глушитель; г – камерный глушитель

Частотная характеристика затухания в прямом канале имеет максимум, величина и частота которого зависят от поглощающих свойств материала облицовки. При условии расположения материала толщиной δ на жесткой стенке максимум наблюдается на частоте f_{max} , длина волны которой удовлетворяет равенству

$$\delta = \lambda / 4, \quad (5.12)$$

где $\lambda = c_n / f$ (c_n – скорость звука в поглотителе).

Это происходит вследствие того, что на поверхности звукопоглощающего материала наблюдается максимум колебательной скорости, вызывающей наиболее эффективное поглощение энергии звуковой волны. Для получения эффективного затухания звука на низких частотах толщина звукопоглощающего слоя должна быть значительных размеров.

Для экономии материала можно применять конструкции той же толщины, но заполненные поглотителем частично, с использованием воздушного промежутка между жесткой стенкой и материалом.

В области неплоских волн ($f > f_{кр}$) вследствие «лучевого эффекта» затухание шума в облицованном канале незначительно. Для увеличения затухания в этой области частот делают поворот канала и облицовывают его также поглотителем. В этом случае звуковые волны испытывают многократное отражение от стенок канала, теряя часть своей энергии. Эффективность облицованного поворота с сечением в виде квадрата со стороной a приведена в табл. 5.3.

Существуют точные методы расчета затухания звука в прямых облицованных каналах, основанные на теоретических исследованиях. Однако эти методы сложны и поэтому в инженерной практике применяются приближенные методы расчета, основанные на экспериментальных данных и допущении, что затухание на единице длины глушителя является постоянным.

Частотные характеристики эффективности ΔL (дБ/м) некоторых глушителей с поперечным сечением каналов, изображенных на рис. 5.4, приведены в табл. 5.4.

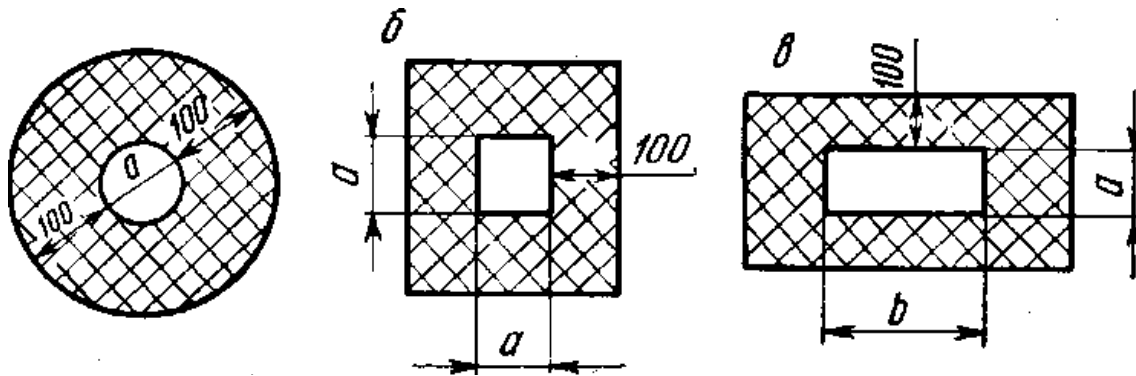


Рис. 5.4. Формы поперечных сечений трубчатых глушителей:
а – круглая; б – квадратная; в – прямоугольная

При использовании этих данных для определения длины глушителя нужно знать величину требуемого снижения уровня шума $\Delta L_{треб}$ (дБ). В этом случае требуемую длину глушителя определяют по формуле

$$l = \frac{\Delta L_{треб}}{\Delta L} \text{ [м]}. \quad (5.13)$$

Живое сечение глушителя, устанавливаемого в трубопроводах, выбирается в зависимости от расхода и скорости движения воздуха.

Таблица 5.3

Эффективность облицованных поворотов (дБ) при толщине облицовки 100 мм и скорости потока не выше 10 м/с

Размер а, мм	Свободное сечение $F_{св}$, м ²	Звукопоглощающий материал	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
			64	125	250	500	1000	2000	4000	8000
От 300 до 500	От 0,09 до 0,25	Супертонкое стеклянное или базальтовое волокно, минераловатные плиты То же	2	3	6	7	8	8	8	8
От 900 до 1600	От 0,81 до 2,55		1	1,5	3,5	5	5	5	5	5

Таблица 5.4

Эффективность трубчатых глушителей AL (дБ) на 1 м длины при скорости потока не выше 10 м/с

Форма поперечного сечения глушителя (см. рис. 5.4)	Размеры, мм		Площадь свободного сечения, см ²	Звукопоглощающий наполнитель и его плотность	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
	а	ь			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Круглая	115		0,01	Супертонкое стеклянное волокно $\rho_{ср} = 25$ кг/м ³	5,0	8,5	21	26	36	33	33	23
	195		0,029		3,5	6,5	15	18	21	20	16	10,5
	285	–	0,064	Минераловатные плиты $\rho_{ср} = 100$ кг/м ³	2,5	5,5	12	11,5	15	14,5	8,5	5
	375	–	0,11		1,5	4,0	10,5	10	13	12	8	4,5
	440	–	0,152		1,0	3,5	9	12	11	9	4	3
Квадратная	300	–	0,09	То же	2,5	6,5	11,5	18	18	14,5	10	1,5
	370	–	0,14		2,0	5	9	13,5	14	9	5,5	1,5
	460	–	0,21		1,5	4	7	11	10	7,5	2,5	1,5
Прямоугольная	300	500	0,15		2,0	5	9	13,5	14	9	5,5	1,5

Для ориентировочной оценки затухания звука в активном глушителе можно воспользоваться формулой А. И. Белова:

$$\Delta L = 1,09 \frac{\varphi(\alpha) \Pi}{S} l \text{ (дБ)}, \quad (5.14)$$

где l – длина облицованной части канала, м;

Π – периметр канала, м;

S – площадь поперечного сечения канала, м²;

$\varphi(a)$ – коэффициент в функции звукопоглощения в диффузном звуковом поле:

a	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\varphi(a)$	0,1	0,2	0,35	0,5	0,65	0,9	1,2	1,6	2,0	4,0

Для каналов круглого сечения

$$\Delta L = 4,4 \varphi(\alpha) l / D \text{ [дБ]}, \quad (5.15)$$

где D – диаметр поперечного сечения канала, м.

Определить затухание звука в глушителе на выхлопе вакуум-насоса. Глушитель имеет прямоугольное сечение 10x20 см, облицован материалом, имеющим Коэффициент звукопоглощения 0,6. Длина канала 2 м.

$$\Delta L = 1,09 \frac{\varphi(\alpha) \Pi}{S} l = 1,09 \frac{0,9 \cdot 0,6}{0,02} 2 \approx 29 \text{ дБ.}$$

Если длина звуковой волны меньше размеров глушителя, а глушитель представляет собой расширяющийся канал, облицованный звукопоглощающим материалом, то рассчитать такой глушитель можно по формуле, предполагающей наличие диффузного звукового поля в глушителе,

$$\Delta \varepsilon_{2л} = 10 \lg \frac{A}{F_K}, \quad (5.16)$$

где $\varepsilon_{2л}$ – затухание в глушителе;

A – величина суммарного поглощения внутренней облицовки глушителя;

F_K – площадь выходного (по направлению звука) канала.

В таком глушителе сильнее затухают звуки высоких частот.

В реактивных глушителях поглощение звука обеспечивается образованием волновой пробки, затрудняющей прохождение звука на некоторых частотах вследствие влияния массы и упругости воздуха

в ячейках глушителя. Они применяются для снижения шума с резко выраженными дискретными составляющими.

Существующие теории реактивных глушителей не учитывают всех реальных условий работы, поэтому они весьма приближенны.

Для снижения шума с дискретным спектром, распространяющегося по каналу, кроме реактивных глушителей, возможно применение интерференционного глушителя. Принцип работы такого глушителя основан на взаимном ослаблении звуковых волн, сдвинутых по фазе на 180° (на половину длины волны).

6. МЕСТНЫЕ И ИНДИВИДУАЛЬНЫЕ СРЕДСТВА ЗВУКОЗАЩИТЫ

6.1. Звукоизолирующие кожухи и кабины

Звукоизолирующие кожухи предназначены для установки в них наиболее шумного оборудования и являются в большинстве случаев наиболее простым и доступным средством в производственных условиях снижения шума не только в помещении, где расположен источник шума, но и, как правило, в соседних помещениях [11].

Эффективность кожуха определяется звукоизоляцией его стенок и коэффициентом звукопоглощения звукопоглотителя, выбранного для облицовки внутренних поверхностей, и может быть определена по формуле

$$R_{\text{кож}} = R + 10 \lg \alpha \text{ [дБ]}, \quad (6.1)$$

где R – звукоизолирующая способность листового материала, из которого сделан кожух; может быть определена расчетом или из табл. 4.2;

α – коэффициент звукопоглощения звукопоглотителя.

Для обеспечения наилучшей звукоизоляции толщина стенки кожуха в зависимости от наивысшей частоты излучаемого шума не должна превышать величин, представленных ниже.

Материал стенок	Толщина стенки, см
Сталь	$1250/f_{\text{max}}$
Алюминий	$1260/f_{\text{max}}$
Пластмассы на основе фенолов	$2570/f_{\text{max}}$

Звукоизоляция кожуха, изготовленного из стали или дюралюминия, может быть легко определена с учетом коэффициента звукопоглощения внутренней облицовки по графику (рис. 6.1). Порядок расчета для частоты 500 Гц приведен на графике. При проектировании кожухов нужно иметь в виду, что кожух не только должен обеспечивать хорошую звукоизоляцию, но и не быть интенсивным излучателем возбужденного в нем структурного шума. Последнее объясняется тем, что, во-первых, на поверхности кожуха могут возбуждаться вибрации вследствие передачи на него звуковой вибрации работающего механизма через основание; во-вторых, кожух может возбуждаться падающей на него звуковой энергией, излучаемой источником шума, который находится внутри него.

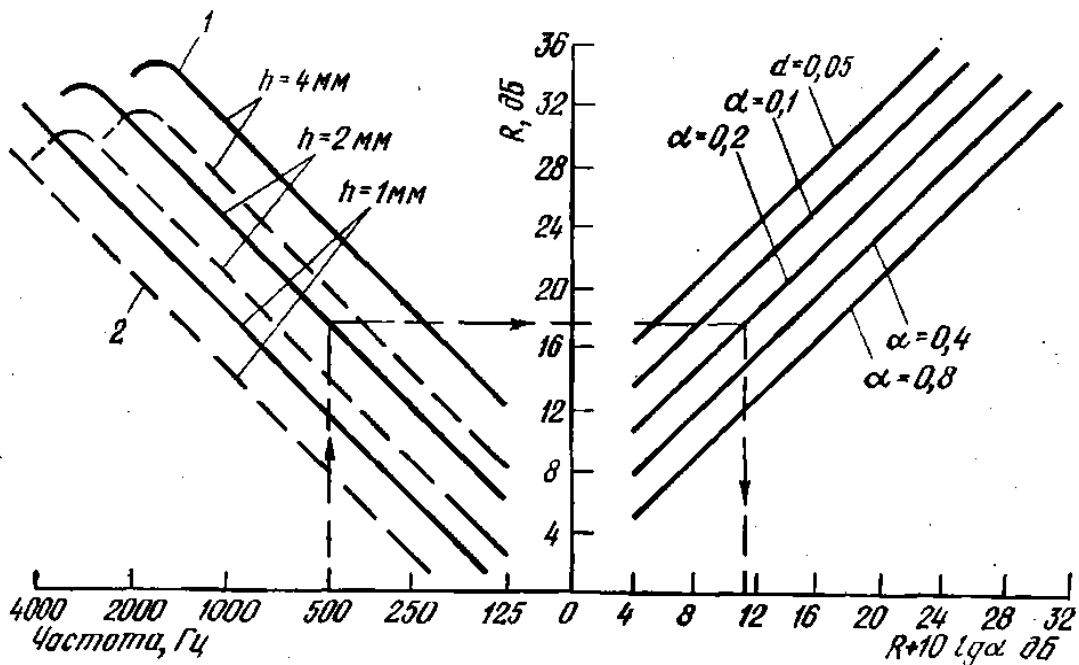


Рис. 6.1. Номограмма для расчета частотной характеристики звукоизоляции кожуха с толщиной стенок h и коэффициентом поглощения внутренней облицовки α .
1 – сталь; 2 – дюралюминий

С целью снижения излучаемого кожухом шума необходимо предусмотреть его виброизоляцию (путем установки на виброизолирующие амортизаторы или прокладки) и увеличение потерь колебательной энергии за счет повышения вибропоглощения стенок кожуха.

При наличии технологических и вентиляционных отверстий, а также щелей, отверстий и т. п. из-за некачественной подгонки отдельных частей кожуха его звукоизоляция снижается.

Достаточных и достоверных данных, позволяющих точно определить снижение звукоизоляции кожуха при наличии акустических отверстий, в настоящее время нет. Но имеются практические рекомендации по снижению их влияния на потерю звукоизоляции. Так, известно, что большое число малых отверстий, рассеянных по поверхности ограждения, в меньшей мере снижают его звукоизоляцию, чем одно отверстие с площадью, равной площади всех малых отверстий. Потеря звукоизоляции ограждения, вызванная щелью, больше, чем потеря, вызванная отверстием той же площади. Все сказанное относится к отверстиям (щелям) относительно малого размера. Когда кожух имеет значительные по размерам отверстия и щели, его следует уже рассматривать не как звукоизолирующую, а как шумозащитную конструкцию. Эффективность его в этом случае зависит от частотного состава шума. Так, на низких частотах она снижается до 2–3 дБ в непосредственной близости от кожуха, а на больших расстояниях эффект исчезает.

Таким образом, конструкция кожуха должна предусматривать тщательное уплотнение мест ввода трубопроводов и кабелей звукоизоляционными прокладками, снабжение вентиляционных отверстий отводами, облицованными звукопоглощающим материалом, изоляцию необходимых технологических проемов войлочными или резиновыми жалюзи или выполнение этих проемов в виде звукопоглощающего канала (каналового глушителя).

Величину требуемой звукоизоляции кожуха при его проектировании определяют из условия необходимого снижения шума в расчетной точке

$$R_{\text{кож}} = \Delta L_{\text{треб}}, \quad (6.2)$$

где $\Delta L_{\text{треб}}$ определяется по формуле (4.13).

Если невозможно изолировать источники шума в связи с производственными трудностями исполнения, вызванного, например, громоздкостью оборудования, и в то же время требуется непосредственное наблюдение за рабочим процессом, то применяются полужакрытые переносные кабины, выгородки, экраны или закрытые звукоизолированные кабины. Последние предназначаются либо для дистанционного управления и контроля за работой агрегатов, либо для устройства мест отдыха обслуживающего персонала, так называемых уголков тишины.

Расчет звукоизоляции полностью закрытых кабин ничем не отличается от расчета звукоизолирующих кожухов. Кабины, так же как

и кожухи, должны быть установлены на виброизолирующие амортизаторы (прокладки), а изнутри облицованы звукопоглотителем. Средняя звукоизолирующая способность R_{cp} кабины при различной звукоизолирующей способности стен, окон и дверей определяется методикой, описанной в 4.1. Материалы и конструкции ограждения для устройства звукоизолирующей кабины в соответствии с $R_{cp} = \Delta L_{треб}$ можно выбирать по табл. 4.2.

В целлюлозно-бумажной промышленности на ряде комбинатов применяются звукоизолированные кабины (рис. 6.2). Эти кабины дают снижение шума по общему уровню на 12 дБ, или по громкости в 2,5 раза, причем эффективность кабины еще можно увеличить за счет облицовки внутренних поверхностей звукопоглощающим материалом. На рис. 6.3 приведены октавные уровни звукового давления перед звукоизолированной кабиной 1 и внутри ее при открытых 2 и закрытых 3 дверях. В последнем случае уровни значительно ниже нормативных при восьмичасовом воздействии шума. Нижняя часть передней и задняя стенка кабины изготовлены из железа толщиной 2 мм, а остальная часть кабины – из оргстекла толщиной 2 мм. Сзади над дверью расположены 72 отверстия общей площадью 20 см² для естественной вентиляции кабины (отверстия несколько снижают звукоизоляцию кабины и их нужно располагать не кучно, а в беспорядке). Кабина устанавливается у прессовой части бумагоделательной машины таким образом, чтобы сеточник свободно мог наблюдать за работой машины.

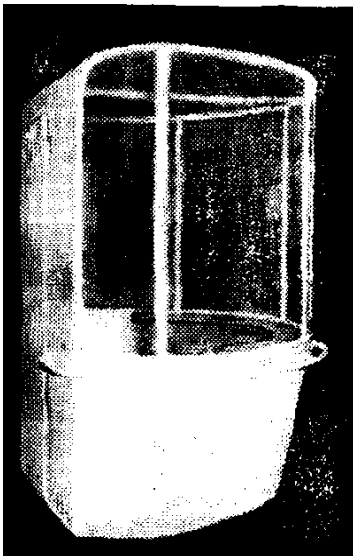


Рис. 6.2. Звукоизолированная кабина

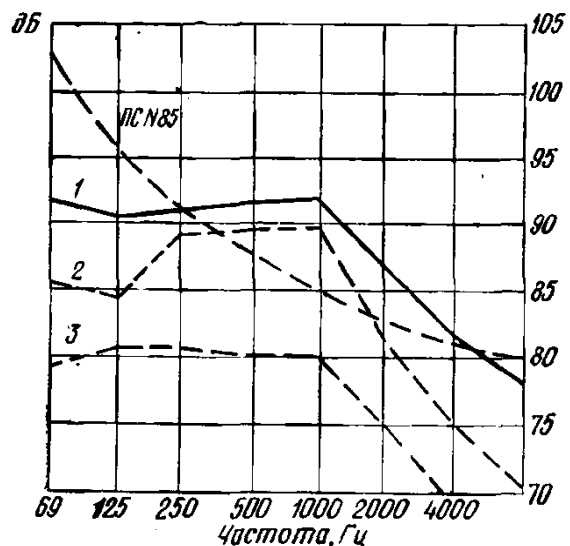


Рис. 6.3. Уровни звукового давления перед и внутри звукоизолированной кабины

Находясь периодически в кабине, сеточник тем самым снижает продолжительность вредного воздействия шума (при этом, как известно, увеличиваются допустимые уровни шума).

Для переговоров между операторами бумагоделательной машины необходимы специальные переговорные кабины или колпаки, частично открытые для быстрого доступа к телефону.

Звукоизолирующую способность частично открытых кабин сферической формы можно оценить по формуле (при коэффициенте звукопоглощения внутренней облицовки кабины $\alpha \rightarrow 1$) [4]:

$$R \approx 10 \lg \frac{\pi}{\Omega} \text{ [дБ]}, \quad (6.3)$$

где Ω – телесный угол отверстия.

Для кабин прямоугольной формы, если в них одна из сторон открыта (голова абонента расположена в точке O вблизи середины высоты кабины) угол Ω равен

$$\begin{aligned} \Omega &= \arcsin(\sin \beta_t \sin x); \\ \beta_t &= \operatorname{arctg} \frac{b}{2t}; \quad x = \operatorname{arctg} \frac{h}{4t}. \end{aligned} \quad (6.4)$$

Величины b , t и h обозначены на рис. 6.4.

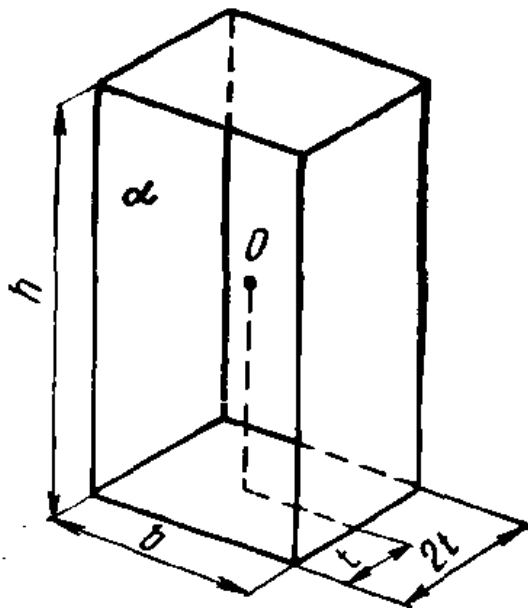


Рис. 6.4. К расчету звукоизоляции прямоугольной частично открытой переговорной кабины

Пример. Уровень шума на рабочем месте у прессовой части бумагоделательной машины составляет 100 дБ. Определить уровень шума в переговорной кабине размерами $b = 2t = 1$ м, $h = 2$ м, облицованной звукопоглотителем, коэффициент поглощения которого близок к 1.

По формулам (6.4) находим

$$\beta_t = \arctg \frac{1}{1} = 0,79 \text{ рад}; \quad x = \arctg \frac{2}{2} = 0,79 \text{ рад};$$

Тогда

$$\Omega = \arcsin(\sin 0,79 \cdot \sin 0,79) = 0,66.$$

$$R = 10 \lg \frac{\pi}{0,66} = 6,8 \text{ дБ}.$$

Уровень шума в кабине $100 - 6,8 = 93,2$ дБ.

Громкость мешающего шума при применении кабины уменьшилась примерно вдвое.

Применяющиеся переговорные колпаки, представляющие собой раковину диаметром 1 м, изготовленную из оргстекла толщиной 4 мм, несовершенны с акустической точки зрения. На частотах 63 и 125 Гц уровни звукового давления внутри колпака выше, чем в цехе, соответственно на 6 и 9 дБ, а на остальных частотах снижаются на 2–3 дБ. Однако разборчивость речи фактически не улучшается, а наоборот, ухудшается, так как низкие частоты как раз и обладают наибольшим маскирующим действием.

Увеличение уровней на низких частотах вызвано резонансными явлениями внутри колпака. Малое снижение уровней на высоких частотах объясняется тем, что поверхность колпака имеет малые коэффициенты звукопоглощения. За счет этого внутри возникает диффузное звуковое поле, которое и обуславливает повышение уровней, практически сводя на нет эффект звукоизоляции стенок колпака.

6.2. Акустические экраны, выгородки

Акустические экраны и выгородки применяются для всех классов помещений предприятий лесного комплекса для отгораживания наиболее шумных агрегатов или участков от соседних рабочих мест или рабочих мест от остальной части помещения.

Экран целесообразно устанавливать лишь в зоне преобладающего действия прямого звука от какого-либо источника при условии, что источник излучит более высокую по сравнению с другими звуковую мощность, или остальные источники, имеющие такую же звуковую мощность, удалены на значительно большее расстояние от расчетной точки, чем рассматриваемый источник.

Эффективность экрана зависит от постоянной помещения B [6]. В акустически необработанных помещениях, где постоянная помещения мала, применение экранов будет малоэффективно, т. е. в таком помещении всегда имеется фон диффузного звука. Поэтому акустические экраны должны применяться, как правило (за исключением помещений с объемом более $50\,000\text{ м}^3$ и высотой более 10 м), только в сочетании с полной или частичной акустической обработкой помещения.

Различают плоские конструкции экранов и П-образной формы или выгородки, окружающие источник шума с трех сторон.

Экраны и выгородки могут быть изготовлены из стальных или алюминиевых листов толщиной 1,5–2 мм. По периметру листов предусматривается профиль, придающий жесткость конструкции и представляющий собой опору для крепления перфорированного листа, закрывающего звукопоглощающую облицовку.

Звукопоглощающую облицовку наносят с целью обеспечения высокого поглощения звука и достаточной звукоизоляции экрана, которая должна быть не меньше, чем обеспечиваемое им снижение уровня прямого звука. Толщина слоя обычно составляет около 50 мм. Звукопоглощающие материалы выбирают в соответствии с рекомендациями, приведенными в табл. 5.2.

Эффективность экрана $\Delta L_{\text{экр}}$ (разность уровней звукового давления, измеренных в одной и той же точке до и после установки экрана) определяется следующим расчетом. По рис. 6.5 определяют углы звуковой тени θ и эффективные высоты экрана $h_{\text{эф}}$, соответственно θ_1 , θ_2 , θ_3 , и $h_{1\text{эф}}$, $h_{2\text{эф}}$, $h_{3\text{эф}}$. Затем по графику (рис. 6.6) определяют значения $\Delta L_{\text{экр}1}$, $\Delta L_{\text{экр}2}$, и $\Delta L_{\text{экр}3}$ соответственно для значений θ_1 и $h_{1\text{эф}}/\lambda$, θ_2 и $h_{2\text{эф}}/\lambda$, θ_3 и $h_{3\text{эф}}/\lambda$.

Значения длины звуковой волны в воздухе λ для различных частот приведены ниже.

Частота, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
λ , м	5,5	2,75	1,38	0,69	0,345	0,175	0,086	0,043

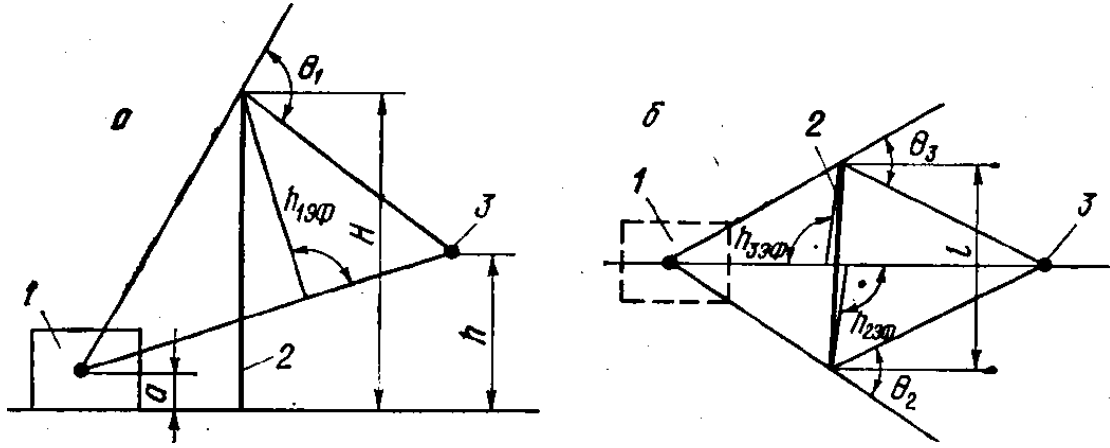


Рис. 6.5. Расчетная схема к определению эффективности экрана:
 а – вертикальная плоскость; б – горизонтальная плоскость;
 1 – источник шума; 2 – экран; 3 – расчетная точка

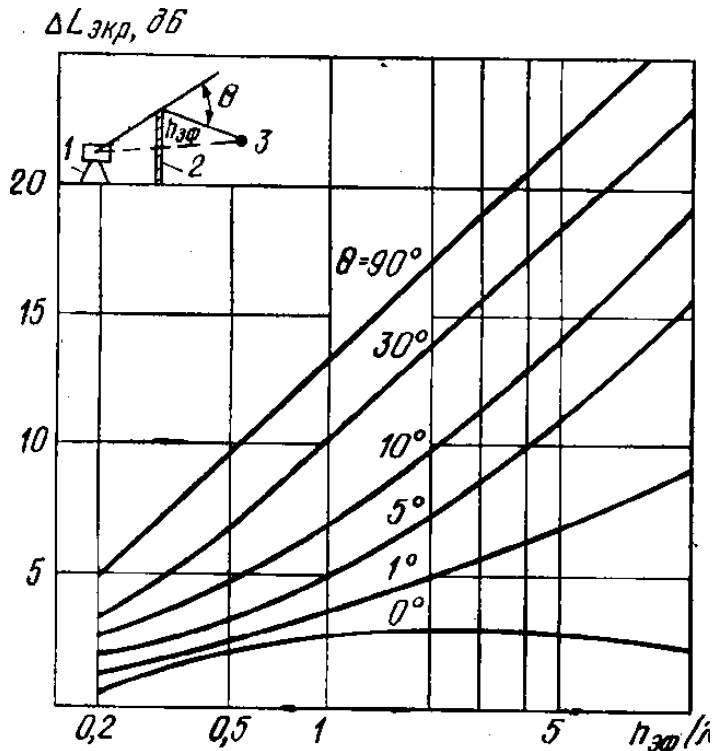


Рис. 6.6. К определению эффективности экранов:
 1 – источник шума; 2 – экран;
 3 – расчетная точка

Эффективность экрана определяется по формуле

$$\Delta L_{\text{экp}} = 10 \lg \frac{1}{10^{-0,1\Delta L_{\text{экp1}}} + 10^{-0,1(\Delta L_{\text{экp2}}+3)} + 10^{-0,1(\Delta L_{\text{экp3}}+3)}}. \quad (6.5)$$

В случае установки подвешенного экрана при достаточно большом расстоянии между ним и полом в расчетную точку будет проникать шум в вертикальной и в горизонтальной плоскостях с двух сторон.

Расчет проводится по аналогичной методике, а эффективность экрана определяется по формуле

$$\Delta L_{\text{экр}} = 10 \lg \frac{1}{\sum_{i=1}^4 10^{-0,1(\Delta L_{\text{экр}i} + 3)}}, \quad (6.6)$$

где $\Delta L_{\text{экр}i}$ эффективность экрана в i -м направлении, дБ ($i = 1, 2, 3, 4$).

Эффективность выгородок (экранов) П-образной формы близка к эффективности плоского экрана при условии, если их приведенная ширина равна ширине плоского экрана, а высота одинакова.

6.3. Индивидуальные средства защиты от шума

Индивидуальные средства защиты от шума входят в комплекс мероприятий по борьбе с шумом. Они применяются в тех случаях, когда технические средства борьбы не обеспечивают снижения уровня шума до допустимых величин.

С целью защиты от шума применяют внутренние противошумы (тампоны и вкладыши) и наружные шумозащитные средства (наушники и шлемы). Тампоны изготавливают из ультратонкого волокна (УТВ) и покрывают тонкой синтетической пленкой. Вкладыши в ушной проход делают из каучука, мягких пластмасс, резины и эбонита. Применение тампонов и вкладышей в условиях сильного шума (особенно низко- и среднечастотного) малоэффективно, так как плотное прилегание заглушки к ушному проходу вызывает болезненные ощущения, а слабое не обеспечивает необходимого ослабления шума.

Эффективность противошумных средств зависит от использования материалов, конструкции, силы прижима и правильности ношения.

Более эффективным средством защиты являются наушники. Их конструкция обладает большей звукоизолирующей способностью, однако эффективность защиты от шума зависит от плотности прилегания наушников к голове. Наиболее эффективны наушники с кольцевой эластичной трубкой, заполненной жидкостью (ПН-2К, ПН-1А-ИС). Такая конструкция обеспечивает равномерное давление по всей плоскости прилегания наушников к голове. Кроме того, наушники с жестким креплением позволяют изменить силу прижима, не снимая их с головы.

К индивидуальным средствам защиты относится противошумная каска (ВЦНИИОТ-2), сочетающая головной убор и наушники. Такая каска защищает орган слуха от воздействия высокочастотного производственного шума, а голову – от механических повреждений.

Эффективность индивидуальных средств защиты от шума приведена в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Эффективность индивидуальных средств защиты от шума

Противошумы	Предприятие-изготовитель	Ослабление шума в октавных полосах частот, дБ						
		125	250	500	1000	2000	4000	8000
С мягким креплением ПН-2К	Лиховицкий промышленный комбинат, Московская обл.	10	12	14	17	23	23	43
С жестким креплением	То же	11	17	20	25	32	37	36
С мягким креплением ПН-1А и ПН-ИС		12	18	23	30	37	35	40
С жестким креплением	Завод «Респиратор», город Орехово-Зуево, Московская обл.	15	20	26	30	32	36	36
ВЦНИИОТ-1		3	4	7	13	23	36	33
ВЦНИИОТ-2		7	11	14	22	35	45	38
ВЦНИИОТ-2М		–	20	24	32	42	50	45
Тампоны из УТВ		5	6	7	12	20	25	29
Вкладыши		10	10	10	12	24	29	25

7. БОРЬБА С ПРОИЗВОДСТВЕННЫМ ШУМОМ В ЛЕСНОМ КОМПЛЕКСЕ

Безопасность труда на производстве определяется, в первую очередь, условиями труда. В Российской Федерации сохраняется тенденция роста численности работников, занятых в условиях, не отвечающих санитарно-гигиеническим нормам. Удельный вес таких работников увеличился с 31,8 % в 2012 году до 32,2 % в 2016 году от общей численности занятых во всех видах экономической деятельности. В стране практически больше, чем каждый пятый работник трудится в условиях, не отвечающих санитарно-гигиеническим нормам, а в таком виде экономической деятельности как промышленность, доля такой категории работающих составляет одну треть и более [18].

Среди работников, занятых в условиях, не отвечающих санитарно-гигиеническим нормам, наибольшую долю составляют работающие под воздействием повышенного уровня шума, ультразвука и инфразвука. В 2013 году удельный вес таких работников составил 17,8 %. Доля работников, работающих под воздействием повышенного уровня шума, ультразвука и инфразвука, была наиболее высокой в среднем по промышленности – 13,5 %. Это касается и предприятий ЦБП.

Исходя из степени отклонения фактических уровней звука от гигиенических нормативов, условия труда по степени вредности условно подразделяются на 4 класса: оптимальные, допустимые, вредные и опасные (табл. 7.1) [8].

Таблица 7.1

Классы условий труда в зависимости от уровней шума

Название фактора, показатель, единица измерения	Класс условий труда					
	Допустимый	Вредный				Опасный
		2	3.1	3.2	3.3	
	Превышение ПДУ до ... дБ/раз (включительно)					
Шум, эквивалентный уровню звука, дБА	<ПДУ	5	15	25	35	>35

Оптимальные условия труда (1 класс) – условия, при которых сохраняется здоровье работника и создаются предпосылки для поддержания высокого уровня работоспособности. Оптимальные

нормативы факторов рабочей среды установлены для микроклиматических параметров и факторов трудовой нагрузки. Для других факторов за оптимальные условно принимают такие условия труда, при которых вредные факторы отсутствуют либо не превышают уровни, принятые в качестве безопасных для населения.

Допустимые условия труда (2 класс) характеризуются такими уровнями факторов среды и трудового процесса, которые не превышают установленных гигиенических нормативов для рабочих мест, а возможные изменения функционального состояния организма восстанавливаются во время регламентированного отдыха или к началу следующей смены и не оказывают неблагоприятного действия в ближайшем и отдаленном периоде на состояние здоровья работников и их потомство. Допустимые условия труда относят к безопасным.

Вредные условия (3 класс) характеризуется наличием вредных факторов, уровни которых превышают гигиенические нормативы и оказывают неблагоприятное действие на организм работника и/или его потомство.

Вредные условия труда по степени превышения гигиенических нормативов и выраженности изменений в организме работников условно разделяют на 4 степени вредности.

1 степень 3 класса (3.1) – условия труда характеризуются такими отклонениями уровней вредных факторов от гигиенических нормативов, которые вызывают функциональные изменения, восстанавливающиеся, как правило, при более длительном (чем к началу следующей смены) пребывании контакта с вредными факторами и увеличивают риск повреждения здоровья.

2 степень 3 класса (3.2) – уровни вредных факторов, вызывающие стойкие функциональные изменения, приводящие в большинстве случаев к увеличению профессионально обусловленной заболеваемости (что может проявляться повышением уровня заболеваемости с временной утратой трудоспособности и, в первую очередь, теми болезнями, которые отражают состояние наиболее уязвимых для данных факторов органов и систем), появлению начальных признаков или легких форм профессиональных заболеваний (без потери профессиональной трудоспособности), возникающих после продолжительной экспозиции (часто после 15 и более лет).

3 степень 3 класса (3.3) – условия труда, характеризующиеся такими уровнями факторов рабочей среды, воздействие которых приводит к развитию, как правило, профессиональных болезней легкой и средней степеней тяжести (с потерей профессиональной

трудоспособности) в периоде трудовой деятельности, росту хронической (профессионально обусловленной) патологии.

4 степень 3 класса (3.4) – условия труда, при которых могут возникать тяжелые формы профессиональных заболеваний (с потерей общей трудоспособности), отмечается значительный рост числа хронических заболеваний и высокие уровни заболеваемости с временной утратой трудоспособности.

Опасные (экстремальные) условия труда (4 класс) характеризуются уровнями факторов рабочей среды, воздействие которых в течение рабочей смены (или ее части) создает угрозу для жизни, высокий риск развития острых профессиональных поражений, в т. ч. и тяжелых форм.

7.1. Шумовой режим на предприятиях ЦБП

Анализ шумового режима, проведенный на целом ряде предприятий ЦБП, показывает, что практически на всех производствах имеются рабочие места, где уровни звукового давления превышают регламентируемые ГОСТ 12.1.003-83.

В табл. 7.2 приведены данные по шумоопасным профессиям и производственным участкам ЦБП с определением класса условий труда по превышениям предельно допустимых уровней в соответствии с [6].

Таблица 7.2

Перечень шумоопасных рабочих зон (профессий)
предприятий ЦБП

№ п.п.	Профессия	Производство	Максимальное превышение уровней звука по ГОСТ 12.1.00389, дБА	Класс условий труда
1	2	3	4	5
Древесно-подготовительное производство				
1	Окорщик	Обслуживание окорочных барабанов	> 25	3.3
2	Машинист рубительной машины	Обслуживание рубительных машин и сортировок щепы	> 35	3.4
3	Оператор слешерной установки	Обслуживание слешерной установки	> 25	3.3

Продолжение табл. 7.2

1	2	3	4	5
Древесно-массное производство				
1	Дефибраторщик-рафинаторщик	Обслуживание дефибраторов, рафинаторов, молотковых мельниц	> 15	3.2
2	Дифибрерщик	Обслуживание дефибреров	До 5	3.1
3	Кислотчик	Кислотное и сордорегенерационное производство	> 5	3.1
Целлюлозное производство				
1	Варщик, бункеровщик	Обслуживание сульфатноварочных котлов	> 5	3.2
2	Варщик, диффузорщик-размольщик	Обслуживание установок непрерывной варки типа «Камюр», «Пандия»	> 5	3.2
3	Отбельщик, очистник	Обслуживание отбельных аппаратов	> 5	3.2
4	Машинист пресспата, прессовщик пресспата	Обслуживание пресспатов	> 5	3.2
5	Клеевар	–	2...3	3.1
Бумажное производство				
1	Размольщик	Обслуживание размольной аппаратуры	> 15	3.2
2	Машинист бумагоделательной машины, прессовщик	Обслуживание бумагоделательной машины	> 5	3.2
3	Сушительщик бумаги	Обслуживание бумагоделательной машины	> 5	3.2
4	Накатчик буммашины	Обслуживание буммашины	> 5	3.2
5	Резчик бумаги	Обслуживание ПРС	> 5	3.2
6	Каландровщик	Обслуживание каландров	> 5	3.2
7	Укладчик, упаковщик	Обслуживание упаковочных станков	> 5	3.2
Производство картона				
1	Размольщик	Обслуживание размольного оборудования	> 5	3.2
2	Машинист картоноделательной машины	Обслуживание картоноделательной машины	> 5	3.2
3	Прессовщик картоноделательной машины	Обслуживание картоноделательной машины	> 5	3.2

Продолжение табл. 7.2

1	2	3	4	5
4	Сушильщик картоноделательной машины	Обслуживание картоноделательной машины	> 5	3.2
5	Резчик картона	Обслуживание продольно- и поперечно-резательных станков	> 5	3.2
6	Резчик бумаги и картона	Обслуживание бобинорезательного станка	> 5	3.2
7	Машинист гофроагрегатов	Обслуживание гофроагрегатов	> 15	3.3
Производство бумажных мешков				
1	Машинист трубочной машины	Обслуживание трубочной машины	> 5	3.2
2	Машинист дноклейной машины	Обслуживание дноклейной машины	> 5	3.2
3	Наладчик дноклейной машины	Обслуживание линии изготовления клеевых бумажных мешков	> 5	3.2
4	Швея бумажных мешков	Обслуживание швейных машин	> 5	3.2
Производство обоев				
1	Машинист обойно-печатной машины	Обслуживание линии по производству обоев	> 5	3.2
2	Катальщик обоев	Обслуживание линии по производству обоев	> 5	3.2
Производство тетрадей				
1	Машинист тетрадного агрегата, раскатчик	Обслуживание линии по производству тетрадей	> 5	3.2
Производство санитарно-бытовых изделий				
1	Рабочие места у автоматов по производству салфеток, листовых полотенец		> 5	3.2
2	Рабочие места у станков для производства гигиенических пакетов, пеленок, косметических салфеток		до 5	3,1

1	2	3	4	5
Прочие производства				
1	Компрессорщик	Воздуходувная и насосная станция	> 15	3.3
2	Машинист насосной станции	Воздуходувная и насосная станция	> 15	3.3
3	Оператор биологической очистки	Отделение биологической и химической очистки	> 5	3.2

Практически на 80 % рабочих мест в основных и перерабатывающих производствах класс условий труда по шумовому фактору находится в пределах 3.2...3.4, что говорит о чрезвычайной остроте проблемы борьбы с шумом в отрасли.

Как видно из таблицы, наиболее неблагоприятными в акустическом отношении являются основные производства – древесно-подготовительное, древесно-массное, производство бумаги. В цехах этих производств сосредоточено наибольшее число шумоопасных зон. Причем на разных предприятиях одинаковые цехи имеют различные уровни звукового давления в рабочих зонах однотипного оборудования. Иногда эти различия могут достигать величины 10 дБ. Эти расхождения зависят от характеристики производственного помещения, условий установки оборудования и т.п.

Анализ шумовых карт предприятий показал, что в основных цехах имеются ярко выраженные участки с повышенной шумовой опасностью. В залах бумагоделательных и картоноделательных машин ими являются: а) размольный участок; б) зона обслуживания мокрой части в прессовой части; в) рабочая зона у продольно-резательного станка.

В древесно-подготовительных цехах, хотя уровни звукового давления практически по всей площади значительно выше нормативных, по спектральному составу шума можно также выделить зоны: а) зона слешера; б) зона окорочных барабанов; в) зона рубительных машин.

В древесно-массных цехах можно выделить зону молотковых и дисковых мельниц.

В каждой из указанных зон уровни звукового давления определяются шумом одного какого-либо вида оборудования.

Анализ шумовых характеристик оборудования позволяет установить ряд важных факторов:

- шум слешерных установок, рубительных машин и размольного оборудования имеет ярко выраженный широкополосный характер;
- в шуме окорочных барабанов преобладают низкочастотные составляющие;
- в различных частях бумагоделательных машин спектр шума различен: спектр шума вакуум-насосов носит низко- и среднечастотных характер, в остальных частях машин ярче выражены высокочастотные составляющие;
- звуковая энергия оборудования по переработке бумаги также распределена равномерно практически по всему частотному диапазону.

Для выявления источников шума оборудования использовались методы спектрального и корреляционного анализа, методы объемных шумограмм, метод последовательного исключения источников. Большой информативностью в отношении разделения источников шума оборудования обладает также метод измерения режимов его работы.

Существуют десятки типов оборудования ЦБП, отличающиеся конструктивным разнообразием, что делает задачу классификации источников шума достаточно сложной. Результаты многочисленных исследований, выполненных в УГЛТУ, позволяют разделить основное технологическое оборудование предприятий ЦБП в зависимости от физической природы преобладающих источников на три группы.

1. Оборудование с ударным возбуждением шума. К этой группе относится оборудование древесно-подготовительных и древесно-массных цехов (рубительные машины, слешерные установки, окорочные барабаны, молотковые мельницы, лотки для перегрузки баланса), в котором ударное нагружение элементов оборудования заложено в технологическом процессе.

2. Оборудование, шумообразование в котором связано с действием вакуума и возникающими при этом аэродинамическими процессами. К этой группе оборудования относятся отсасывающие валы и вакуум-насосы.

3. Оборудование по переработке бумаги и картона, в котором преобладают шумы приводных механизмов, технологических механизмов и бумагопроводящих систем.

Принятая классификация источников шума позволяет более четко определить основные направления научных работ в области акустики оборудования ЦБП.

Вопросы борьбы с шумом в целлюлозно-бумажной промышленности имеют свою специфику.

Целлюлозно-бумажные предприятия представляют собой громадный комплекс рабочих корпусов, оснащенных множеством машин и механизмов основного и вспомогательного оборудования. Насыщенность производственных помещений и плотность расстановки оборудования чрезвычайно велики, что с точки зрения акустического комфорта являются недопустимым и в значительной мере затрудняет ведение работ по ограничению шума и его вредного воздействия на занятых в производстве людей.

Непрерывность основных технологических процессов производства бумаги и картона, трехсменная с полной нагрузкой работа технологического оборудования, большие габариты оборудования (бумаго- и картоноделательные машины, окорочные барабаны и т.д.) затрудняют получение информации о шумовых характеристиках оборудования и проведения производственных испытаний шумоглушающих устройств. Часто проведение исследований возможно только во время остановки цехов на профилактические ремонты оборудования. Все это делает задачу определения шумовых характеристик достаточно сложной. Существующие методы определения шумовых характеристик не исчерпывают всего многообразия данной проблемы. Назрела настоятельная необходимость разработки стандартов по методам измерения шумовых характеристик сложных технологических комплексов, какие представляют бумаго- и картоноделательные машины.

Шумовые характеристики машин играют большую роль при их сбыте. Бесшумность является рекламным аргументом. На предприятиях ЦБП велика номенклатура импортного оборудования. Поэтому необходимо при заказе оборудования у иностранных фирм в контракте оговаривать требования к его шумовым характеристикам, чтобы оборудование по акустическим параметрам соответствовало лучшим мировым образцам. Однако в этом вопросе имеются серьезные недостатки из-за отсутствия специалистов-акустиков в комиссиях по приемке оборудования.

Размеры основных цехов предприятий ЦБП чрезвычайно велики. Например, главный корпус Братского ЛПК имеет размеры в плане

500x96 м; Котласского ЦБК – 400x140 м; Усть-Илимского целлюлозного завода – 1000x250 м. Это делает применение звукопоглощающих облицовок экономически и акустически нецелесообразным. Затрудняет применение облицовок и то обстоятельство, что многие рабочие зоны расположены в зоне преобладания прямого звука, причем на низких частотах они находятся в ближнем звуковом поле, которое описывается не волновыми уравнениями, а подчиняется законам гидродинамики. Опыта применения локальных звукопоглощающих облицовок на ограждающих поверхностях оборудования в помещениях большого объема пока еще нет. Это одна из задач будущих разработок по шумопоглощению в ЦБП строительными-акустическими методами.

В отдельных цехах предприятий имеют место тяжелые температурно-влажностные режимы. Опыта применения в таких условиях традиционных звукопоглощающих материалов не имеется.

Характерной особенностью шумового режима предприятий ЦБП является также то, что часто шум распространяется на селитебную территорию. Это, в частности, относится к мощным вакуумным установкам. Учитывая трехсменный режим работы установок, раздражающее действие этого шума очень велико. Низкочастотный шум вакуум-насосов распространяется без затухания на большие расстояния.

Волноводное распространение шума является характерным для оборудования ЦБП. Причем источники шума, изучающие в каналы, устанавливаются группами, что в сочетании с особенностями конструкции каналов приводит к сложным волновым эффектам (биение, увеличение изучаемой мощности).

В целом развитие отрасли протекает таким образом, что ни один из вновь строящихся или расширяемых объектов в точности не аналогичен другому. Многие оборудование изготавливается по индивидуальным проектам. Все это требует при разработке мероприятий по снижению шума индивидуального подхода в каждом конкретном случае.

Борьба с шумом оборудования ЦБП тесно переплетается с проблемой охраны природы, которая на предприятиях ЦБП из-за специфических условий технологии стоит особенно остро (рис. 7.1). Внутриагрегатная борьба с загрязнениями, например применение полностью герметизированного оборудования, наряду с сокращением количества выбросов позволяет снизить уровни излучаемого оборудованием

шума при условии соблюдения при этом требований промышленной акустики.

Перечисленные особенности, присущие ЦБП, делают задачу снижения шума оборудования достаточно сложной.

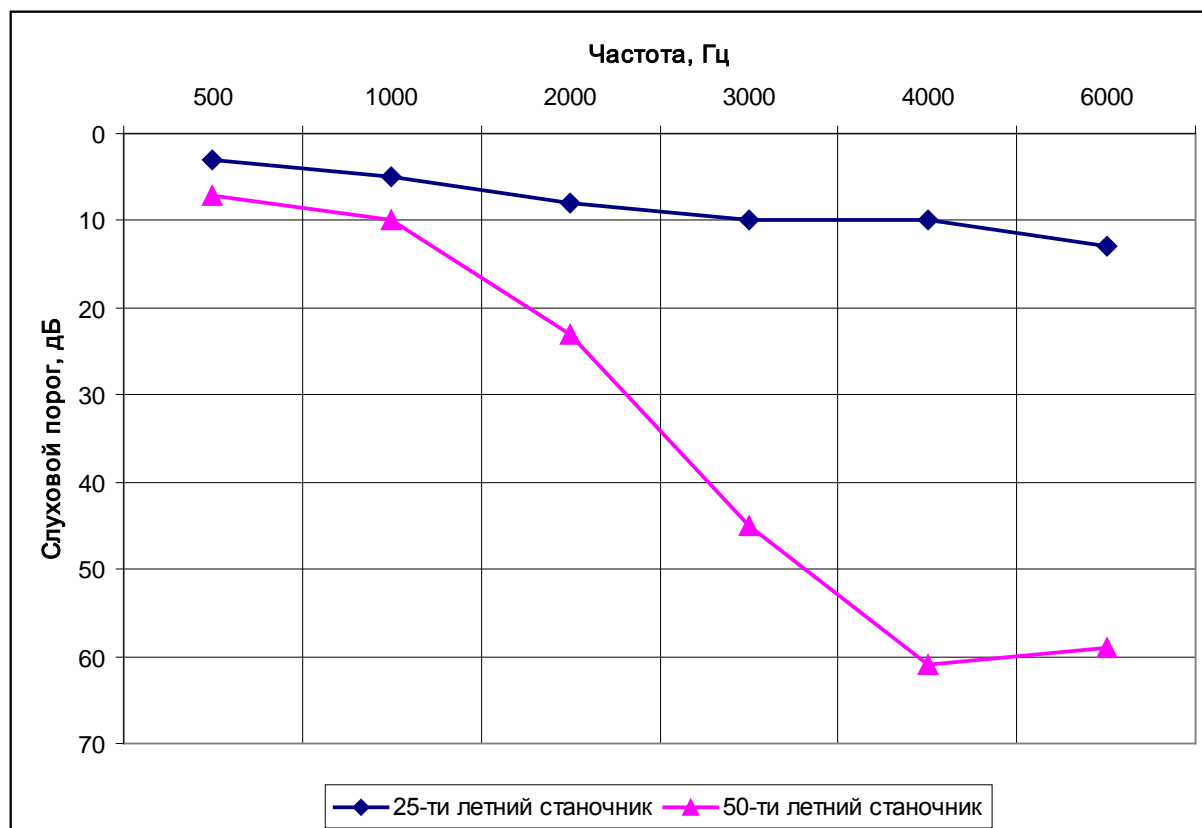


Рис. 7.1. Потеря слуха рабочими с течением времени, если они каждый день находятся в зоне повышенного уровня шума (85 дБА и выше)

Справочные данные уровней звука и предельных уровней звукового давления на рабочих местах различных деревообрабатывающих станков показаны в табл. 7.3.

Анализируя данные, представленные в табл. 7.3, видно, что уровни звука на рабочих местах деревообрабатывающих станков лежат в диапазоне 81–109 дБА. Это превышает предельно допустимые нормы.

Вопросами снижения шума деревообрабатывающего оборудования занимались многие ученые как у нас в стране, так и за рубежом [15, 26].

Таблица 7.3

Пределные уровни шума и звука на рабочих местах

Станки	Уровни звука, дБА, на рабочих местах	Пределные уровни звукового давления в октавных полосах, дБ, на рабочих местах							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Рейсмусовые	93-101	87-95	94-102	96-104	94-102	88-100	88-100	88-100	83-95
Фуговальные	93-109	80-96	88-104	97-105	90-102	93-101	90-98	92-100	90-102
Фрезерные	92-100	96-88	83-91	83-55	90-98	89-97	89-97	89-97	83-95
Четырехсторонние строгальные	93-105	92-94	86-98	89-105	92-104	91-103	92-100	90-102	88-96
Круглопильные	97-105	96-88	77-85	81-93	84-96	86-98	89-101	93-101	90-102
Шипорезные	102-106	81-89	81-89	87-91	92-96	95-99	92-104	93-101	90-94
Ленточно-пильные	87-99	74-86	78-90	81-93	80-92	94-96	84-100	83-99	86-98
Шлифовальные	84-92	77-85	78-86	79-87	78-90	77-89	77-85	76-84	74-83
Многопильные	91-99	82-86	84-88	84-88	84-92	87-95	86-94	86-94	82-90
Лесотарные рамы	86-98	82-90	84-92	82-94	87-91	86-94	84-94	84-92	75-87
Гвоздезабивные	81-89	75-79	74-86	75-87	79-83	78-82	74-82	71-94	71-75
Тарные автоматы и прессы	85-97	86-90	83-91	84-96	85-93	83-95	78-94	75-91	68-82
Заточные	90-98	80-88	80-84	82-86	89-93	90-98	79-98	92-96	89-93
Сверлильные	89-97	71-83	76-88	80-88	83-91	84-92	78-90	77-89	73-81

К акустическим факторам производственной среды, кроме шума, относятся также инфразвук и ультразвук.

До настоящего времени изучение ультразвука и инфразвука происходило большей частью в лабораториях с дорогостоящим оборудованием. Это послужило причиной практически полного отсутствия

данных об уровнях воздушного ультразвука и инфразвука на рабочих местах в деревообрабатывающей промышленности. С появлением новых приборов с необходимой функциональностью изучение ультразвука стало более доступным.

7.2. Акустические факторы производственной среды

7.2.1. Ультразвуковой режим на рабочих местах деревообрабатывающего оборудования

Исследование ультразвука проводилось с целью определения соответствия уровней воздушного ультразвука, излучаемых деревообрабатывающим оборудованием, нормативным требованиям.

Ультразвук – упругие волны с частотой колебаний от 20 кГц до 1 ГГц, не слышимые человеческим ухом. Определенной границы или барьера между слышимыми звуками или ультразвуками нет. Эта граница установлена весьма условно. Принято считать, что звуки с частотой 20 000 Гц и более относятся к области ультразвука. В то же время установлено, что дети, например, воспринимают звуки с частотой до 22 000 Гц, а пожилые люди – не более 16 000 Гц. На рабочих местах деревообрабатывающих предприятий уровень ультразвука регламентируется СанПиН 2.2.4/2.1.8.582-96 «Гигиенические требования при работах с источниками воздушного и контактного ультразвука промышленного, медицинского и бытового назначения». Согласно данному документу, нормируемыми параметрами воздушного ультразвука являются уровни звукового давления в децибелах в третьоктавных полосах со среднегеометрическими частотами 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100 кГц.

Ультразвук широко применяется в промышленности и медицине. Установлено, что работающие с технологическими и медицинскими ультразвуковыми источниками подвергаются воздействию ультразвука с частотой колебаний 18,0 кГц–20,0 МГц и интенсивностью 50–160 дБ. При всех достоинствах ультразвука при его промышленном применении нужно не забывать о том вредном влиянии, которое он оказывает на организм человека. Человек, попавший в зону мощного ультразвукового излучения, теряет равновесие, ощущает неприятную тошноту, жалуется на недомогание и легкое головокружение.

При длительной работе с низкочастотными ультразвуковыми установками, генерирующими шум и ультразвук, превышающие

установленные предельно допустимые уровни, могут произойти функциональные изменения центральной и периферической нервной системы, нарушения в работе слухового и вестибулярного аппарата, сердечно-сосудистой системы (утомление, головные боли, бессонница ночью и сонливость днем, повышенная чувствительность к звукам, раздражительность, понижение кровяного давления, снижение остроты слуха и т.п.) [27].

По сравнению с высокочастотным шумом ультразвук значительно слабее влияет на слуховую функцию, но вызывает более выраженные отклонения от нормы вестибулярной функции, болевой чувствительности и терморегуляции. То, что ультразвук воздействует на разные органы и системы человека не только через слуховой аппарат, подтверждается неблагоприятным его действием на глухонемых.

Ранее для исследования ультразвука было необходимо дорогостоящее оборудование и лабораторные условия, поэтому во многих отраслях промышленности исследования ультразвука на рабочих местах не проводились. Это относится и к деревообрабатывающей промышленности. Теперь с появлением новых приборов с необходимой функциональностью изучение ультразвука стало более доступным.

В ходе экспериментальных исследований были проведены измерения уровней воздушного ультразвука и на рабочих местах деревообрабатывающих станков и сравнение их с предельно-допустимыми значениями.

Измерения уровней воздушного ультразвука проводилось только во время рабочего хода станков, так как при холостом ходе уровни ультразвукового давления существенно ниже.

Результаты проведенных измерений уровней воздушного ультразвука на рабочих местах представлены на рис. 7.2.

Анализируя график (рис. 7.2) можно сделать следующие выводы.

1. Уровни ультразвука, излучаемые станками, не превышают предельно допустимых значений.

2. Источником ультразвука являются акустические процессы в зоне резания станков. Рейсмусовый станок излучает наименьший уровень воздушного ультразвука, потому что область обработки деталей у него является наиболее закрытой в отличие от других станков.

3. Пиление является не только самым шумным процессом в слышимом человеком диапазоне частот, но и самым сильным излучателем воздушного ультразвука. На среднегеометрической частоте 12,5 кГц у круглопильного станка уровень ультразвукового излучения (78 дБ) близок к предельно допустимым нормам (80 дБ).

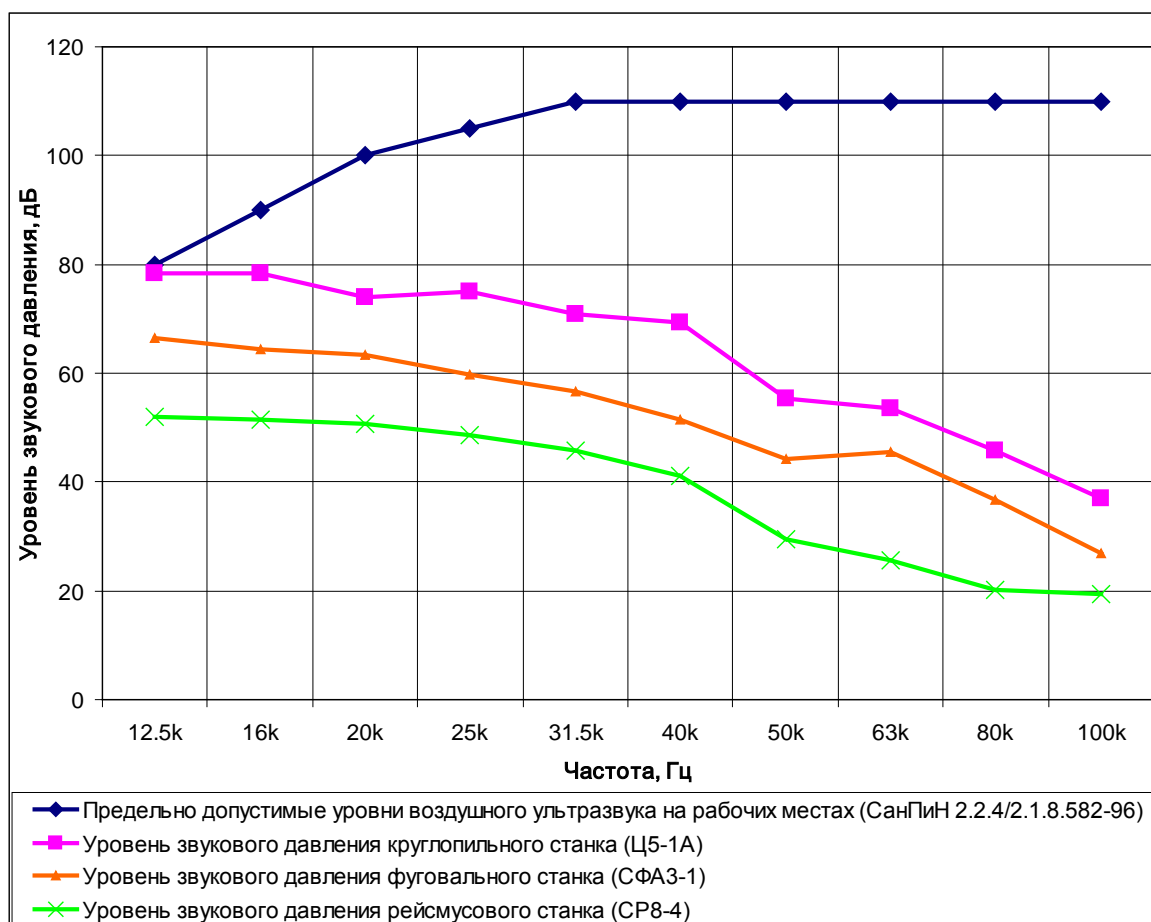


Рис. 7.2. Результаты измерений уровней воздушного ультразвука на рабочих местах фуговального (СФА3-1), рейсмусового (СР8-4) и круглопильного (Ц5-1А) станков

Несмотря на то, что уровни ультразвукового излучения на рабочих местах деревообрабатывающих станков и не превышают предельно допустимых значений, но их близость к этим значениям делает необходимым осуществлять мониторинг состояния ультразвукового излучения.

7.2.2. Инфразвуковой режим при работе деревообрабатывающего оборудования

Под инфразвуком понимаются упругие волны, аналогичные звуковым, но имеющие частоту ниже воспринимаемой человеческим ухом. За верхнюю границу частотного диапазона инфразвука обычно принимают 16–25 Гц. Практический интерес могут представлять колебания от десятых и даже сотых долей герц, т. е. с периодами в десятков секунд.

Природа возникновения инфразвуковых колебаний такая же, как и у слышимого звука, поэтому инфразвук подчиняется тем же закономерностям, и для его описания используется такой же математический аппарат, как и для обычного слышимого звука. Из-за очень большой длины волны ярко выражена дифракция.

Инфразвуковые колебания возникают в самых разных условиях: при обдувании ветром зданий, металлических ферм, на промышленных предприятиях, аэродромах и т.д. Человек живет в мире инфразвуков, не подозревая об этом. Зарегистрировать их могут лишь специальные приборы [27].

Для инфразвука характерно малое поглощение в различных средах, вследствие чего инфразвуковые волны в воздухе, воде и в земной коре могут распространяться на очень далекие расстояния.

Инфразвук можно назвать «акустическим нейтрино». Он проходит без значительного ослабления через любые преграды. Длина инфразвуковой волны относительно велика. Например, на частоте 7 Гц она равна 48 м. Как показывает практика, непосредственно у источника инфразвукового излучения инфразвук «маскируется» слышимыми звуками. В результате чем более шумно вокруг нас, тем меньше «слышен» инфразвук. Инфразвуковое излучение более ощутимо именно в «тихих» помещениях.

Научные исследования показали, что инфразвук «присутствует» практически везде, но в разных дозах. Измерения позволили сделать вывод, что инфразвук усиливается в помещениях небольшого объема.

Органы человека, как и любое физическое тело имеют собственную резонансную частоту. Под воздействием звука с этой частотой они могут испытывать внутреннее изменение структуры, вплоть до потери собственной работоспособности. Также при совпадении воздействующего звука с ритмами мозга, может возникнуть нарушение активности церебральных механизмов мозга.

Все случаи контакта человека и инфразвука можно поделить на две большие группы: контакты в пространстве и контакты в помещениях, т.е. в пространстве, ограниченном жесткими стенками. С точки зрения акустики, это контакты с бегущей волной (в первом случае), и контакты в полости резонатора (во втором случае). В процессе трудовой деятельности большинство контактов человека и инфразвука происходит именно в пространстве, ограниченном жесткими стенками.

С физической точки зрения все многообразие помещений может быть сведено к резонаторам двух типов: резонатору типа Гельмгольца

и резонатору типа труба. Даже небольшая, по сравнению с длиной инфразвуковой волны, комната может служить четверть волновым резонатором частотой 5,5 Гц.

Человек, находящийся в той или иной части помещения, будет контактировать с различными физическими компонентами распределенной в пространстве помещения акустической волны. Но, с точки зрения биологии, контакт с разными раздражителями должен вызывать разную ответную реакцию органов и систем.

Экспериментально показано, что нахождение в разных частях даже небольшого помещения способно вызвать разнонаправленную реакцию органов и систем человека. Выделена зона градиента инфразвуковой волны, в которой падает работоспособность, уменьшается частота различения звуковых импульсов и световых мельканий, резко активизируется активность симпатического звена регуляции сосудистой системы и развивается реакция гиперкоагуляции крови. Это связано с прямым действием инфразвука на стенки кровеносных сосудов.

В то же самое время у людей, находящихся в противоположном конце помещения, умеренно, но статистически достоверно, растет работоспособность, уменьшается активность свертывающих систем крови и улучшаются показатели реакции на частоту световых мельканий.

Зависимость ответной реакции организма на нахождение человека в разных частях одного и того же помещения сохранялась в пределах проверенной интенсивности инфразвука от 80 до 120 дБ и частотах 8,10 и 12 Гц.

Никаких психических реакций на наиболее часто встречающиеся в промышленности уровни инфразвука выявлено не было. Данные опытов указывают, что инфразвук, даже невысокой интенсивности, в зависимости от места нахождения подопытного объекта, может быть небезопасен для здоровья и может в то же время обладать положительным стимулирующим эффектом.

Зональная биологическая активность инфразвука может послужить основой сравнительно простых способов защиты от инфразвука, основанных на выведении рабочего места человека-оператора из биологически вредной зоны.

Сравнительно недавно введены в действие санитарные нормы, устанавливающие классификацию, нормируемые параметры и предельно допустимые уровни инфразвука на рабочих местах, а также допустимые уровни инфразвука в жилых и общественных помещениях и территории жилой застройки [8, 9].

Гигиенические требования распространяются на вновь создаваемые, модернизируемые,купаемые за рубежом и находящиеся в эксплуатации машины и оборудование, а также процессы, при которых возникает инфразвук, и предназначены для использования специалистами при конструировании, проведении экспертизы нормативно-технической документации (ГОСТов, ТУ, ТО и др.), оценки, сертификации и реализации продукции.

По характеру спектра инфразвук подразделяется:

- на широкополосный инфразвук, с непрерывным спектром шириной более одной октавы;
- тональный инфразвук, в спектре которого имеются слышимые дискретные составляющие; гармонический характер инфразвука устанавливают в октавных полосах частот по превышению уровня в одной полосе над соседними не менее чем на 10 дБ.

По временным характеристикам инфразвук подразделяется:

- на постоянный инфразвук, уровень звукового давления которого изменяется за время наблюдения не более чем в 2 раза (на 6 дБ) при измерениях по шкале шумомера «линейная» на временной характеристике «медленно»;
- непостоянный инфразвук, уровень звукового давления которого изменяется за время наблюдения не менее чем в 2 раза (на 6 дБ) при измерениях по шкале шумомера «линейная» на временной характеристике «медленно».

Нормируемые характеристики постоянного инфразвука

1. Уровни звукового давления (L_p) в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 2, 4, 8 и 16 Гц, в дБ, определяемые по формуле

$$L_p = 10 \lg \frac{p^2}{p_0^2}, \text{ дБ,}$$

где p – среднеквадратичное значение звукового давления, Па;

p_0 – исходное значение звукового давления в воздухе, равное $2 \cdot 10^{-5}$ Па.

2. Уровень звукового давления (при одночисловой оценке), измеренный по шкале шумомера «линейная», в дБ Лин (при условии, если разность между уровнями, измеренными по шкалам «линейная» и «А» на характеристике шумомера «медленно», составляет не менее 10 дБ).

3. Нормируемыми характеристиками непостоянного инфразвука являются эквивалентные по энергии уровни звукового давления ($L_{экв}$), в дБ, в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами 2, 4, 8 и 16 Гц и эквивалентный общий уровень звукового давления, в дБ Лиин, определяемые по формуле

$$L_{экв} = 10 \lg \left[\frac{1}{T} \sum_{i=1}^n (t_i \cdot 10^{0,1L_i}) \right], \text{ дБ,}$$

где T – период наблюдения, ч;

t_i – продолжительность действия с уровнем L_i , ч;

n – общее число промежутков действия инфразвука;

L_i – логарифмический уровень инфразвука в i -ый промежуток времени, дБ.

4. В качестве дополнительной характеристики для оценки инфразвука (например, в случае тонального инфразвука) могут быть использованы уровни звукового давления в 1/3 октавных полосах со среднегеометрическими частотами 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16 и 20 Гц; их следует пересчитывать как уровни в октавных полосах частот.

Предельно допустимые уровни инфразвука на рабочих местах, дифференцированные для различных видов работ, а также допустимые уровни инфразвука в жилых и общественных помещениях и на территории жилой застройки, приведены в табл. 7.4.

Эквивалентный уровень звукового давления может быть установлен при непосредственном инструментальном измерении или путем расчета по измеренному уровню и продолжительности воздействия в соответствии с табл. 7.5.

Для колеблющегося во времени и прерывистого инфразвука уровни звукового давления, измеренные по шкале шумомера «Лин», не должны превышать 120 дБ.

При воздействии на работающих инфразвука с уровнями, превышающими нормативные, для предупреждения неблагоприятных эффектов должны применяться рациональные режимы труда, отдыха и другие меры защиты.

Деревообрабатывающая промышленность является одной из наиболее шумных отраслей народного хозяйства, поэтому наряду с излучением звуковых колебаний следует предположить наличие излучения в инфразвуковой области частот.

Таблица 7.4

Предельно допустимые уровни инфразвука на рабочих местах, допустимые уровни инфразвука в жилых и общественных помещениях и на территории жилой застройки

Назначение помещений	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц				Общий уровень звукового давления, дБ Лин
	2	44	88	116	
Работы с различной степенью тяжести и напряженности трудового процесса в производственных помещениях и на территории предприятия: – работы различной степени тяжести; – работы различной степени интеллектуально-эмоциональной напряженности	100	95	90	85	100
	95	90	85	80	95
Территория жилой застройки	90	85	80	75	90
Помещения жилых и общественных зданий	75	70	65	60	75

Таблица 7.5

Значение поправок к измененному линейному уровню на время действия фактора для расчета эквивалентного уровня звукового давления

Время воздействия, в ч.	8	7	6	5	4	3	2	1	0,5
Поправка, дБ	0	0,6	1,2	2	3	4,2	6	9	12

Экспериментальные исследования проводились на деревообрабатывающих продольно-фрезерных станках, т.к. станки этой группы являются наиболее неблагоприятными в акустическом отношении.

Исследования уровней инфразвука проводились на предприятии ООО «Егоршинский лес» (г. Артемовск) на рабочих местах четырехстороннего продольно-фрезерного станка модели HFB 516 фирмы HONFAT.

Измерения велись шумомером ОКТАВА-110А, обладающим встроенными функциями автоматической записи в память и статистического анализа.

Регистрировались: уровни звукового давления в октавных полосах частот 2–250 Гц на временных характеристиках S, Leq; уровни звукового давления в 1/3 октавных полосах частот 1,6–315 Гц для тех же временных характеристик; уровни звукового давления в полосе FI (2–20 Гц) на характеристиках Exр (8), Leq.

На рис. 7.3 приведен график спектра инфразвука в 1/3 октавных полосах частот на холостом ходе станка при открытой (1) и закрытой (2) крышке звукоизолирующего кожуха.

На рис. 7.4 представлен график спектров инфразвука на рабочем ходе станка также при октавной (1) и закрытой (2) крышке кожуха.

С целью выявления источников инфразвука были проведены замеры вибрации элементов станка.

На рис. 7.5 приведены графики спектров уровней колебательных ускорений в 1/3 октавных полосах частей на станине станка (а) и на стенке звукоизолирующего кожуха (б).

Измерения не выявили превышений уровней звукового давления в инфразвуковой области частот на рабочих местах у станка. Эквивалентные уровни инфразвука на характеристике FI (линейный) составили 80–83 дБ (при норме 100 дБ – для работ с различной степенью тяжести и 95 дБ эмоциональной напряженности).

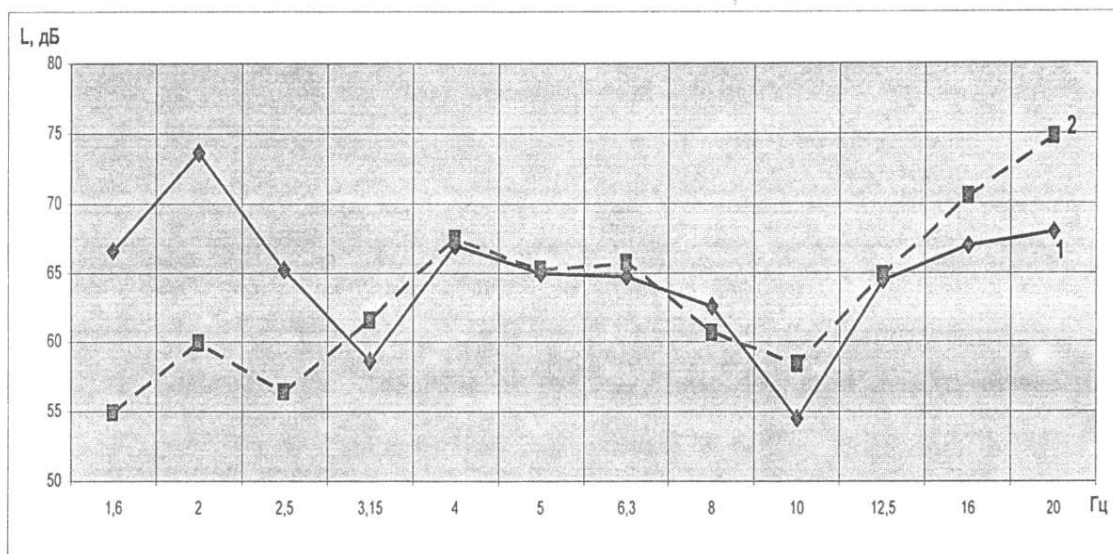


Рис. 7.3. График спектра инфразвука на холостом ходе станка при открытой (1) и закрытой (2) крышке звукоизолирующего кожуха

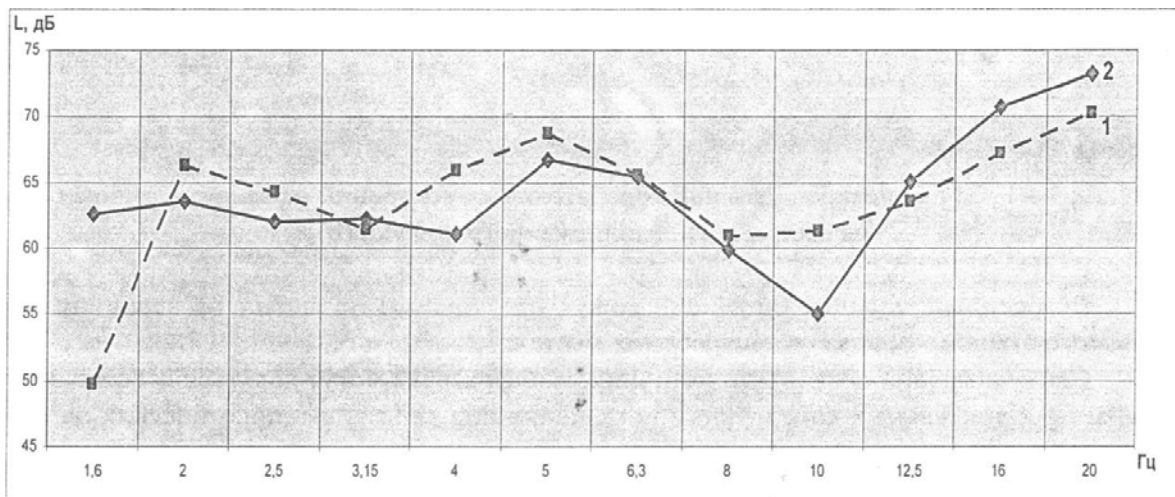
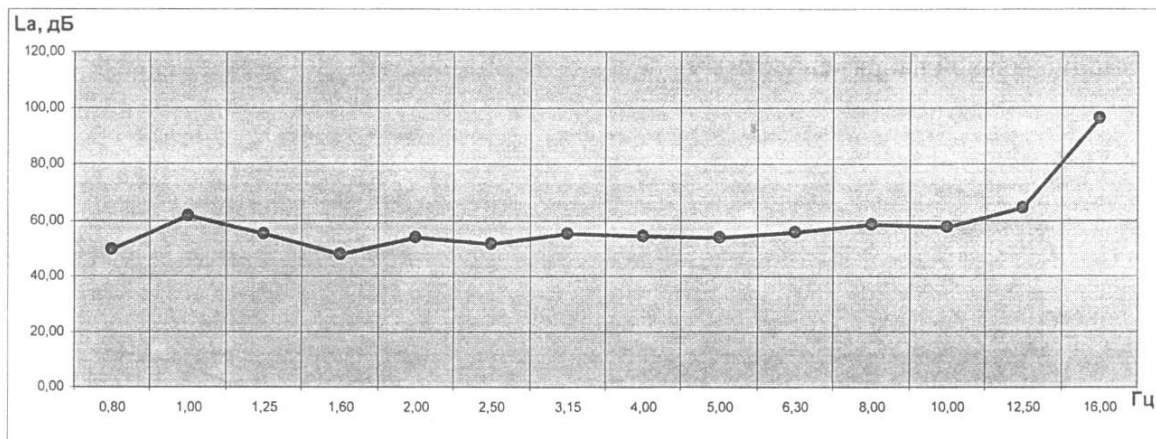


Рис. 7.4. Спектр инфразвука на рабочем ходе станка при открытой (1) и закрытой (2) крышке звукоизолирующего кожуха

а



б

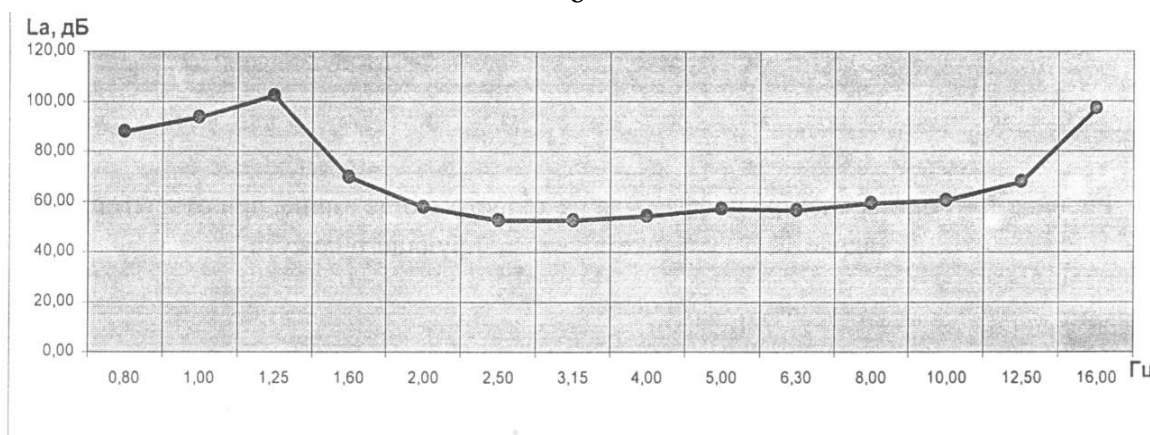


Рис. 7.5. График спектров уровней колебательных ускорений на станине станка (а) и на стенке звукоизолирующего кожуха (б)

Результаты анализа спектральных составляющих вибрации на стенках ограждающего кожуха и рабочем столе станка не выявили корреляционной зависимости между уровнем инфразвука и вибрацией деталей и узлов станка.

Режим работы станка не оказывает существенного влияния на уровень излучаемого инфразвука (разница в уровнях на холостом и рабочем ходе на характеристике FT шумомера менее 1 дБ).

Встроенный звукоизолирующий кожух практически не влияет на величину излучаемого станком инфразвука на рабочих местах.

Следует предположить, что источником инфразвука могут являться собственные колебания строительных конструкций помещения под действием динамических нагрузок от работы станка, а также аэродинамические процессы в аспирационной системе.

Хотя превышения нормативных уровней инфразвука в производственном помещении нет, учитывая его высокую проникающую способность, при расположении предприятия вблизи территории жилой застройки (где допустимые эквивалентные уровни на характеристике FI составляют 75 дБ) необходимо осуществлять постоянный мониторинг уровня инфразвука.

7.2.3. Специфика проблемы шума на малых деревообрабатывающих предприятиях

Сегодня деревообработка в большей степени распространена на малых и средних предприятиях с небольшим объемом работ. Например, в деревообрабатывающей и целлюлозно-бумажной промышленности Свердловской области осуществляет деятельность свыше 650 компаний, из которых 47 относятся к крупным и средним. Остальные – к малым предприятиям.

Наиболее распространенными типами малых деревообрабатывающих предприятий являются лесопильный цех и деревообрабатывающий цех по производству погонажных изделий (полового шпунта, евровагонки и др.).

Деятельность лесопилки предполагает распиловку древесины на доски, вагонку, брус и т.д. В помещении таких предприятий находится производственный цех, склад сырья, склад готовой продукции, кабинет руководителя и сотрудников, а также санитарно-бытовые помещения. Общая площадь производственных помещений в среднем составляет 450–700 м².

Наиболее классической технологией производства погонажных изделий является их изготовление из сухой обрезной доски, обычно хвойных пород древесины или древесины осины. В таком случае технологический процесс включает следующие операции:

- разгрузка исходного сырья (сухой обрезной доски) с укладкой в запас или непосредственной передачей в производство;
- обработка сырья на четырехстороннем станке с получением готовой продукции;
- укладка готовой продукции на склад и ее последующая отгрузка потребителю.

Такая технология имеет следующие преимущества: минимальное число операций, а следовательно, минимум требуемого оборудования, персонала, площадей и капиталовложений. Такая технология рентабельна при минимальном выходе готовой продукции. Однако эта технология подразумевает значительную стоимость исходного сырья.

При значительных планируемых объемах производства стоимость сырья можно значительно уменьшить за счет перехода на потребление необрезной доски естественной влажности, которая стоит более чем в 2 раза дешевле. В этом случае технологический процесс включает в себя следующие основные операции:

- 1) разгрузка исходного сырья (необрезной доски естественной влажности) с укладкой в запас или непосредственной передачей в производство;
- 2) получение на двухпильном станке обрезных досок;
- 3) переработка получаемых при обрезке реек на топливную щепу, используемую для обогрева сушильной камеры;
- 4) сушка обрезных пиломатериалов в конвективной сушильной камере до требуемой влажности;
- 5) обработка на четырехстороннем станке с получением готовой продукции; укладка готовой продукции на склад и ее последующая отгрузка потребителю.

Такая технология производства требует три дополнительных технических узла, а именно: двухпильный станок, рубительную машину и сушильную камеру с узлом для сжигания топливной щепы.

При любой технологической схеме основным оборудованием при производстве погонажа является четырехсторонний станок. Следовательно, все остальное оборудование подбирается, ориентируясь на производительность этого станка.

В условиях современного деревообрабатывающего производства положение в области охраны труда является неудовлетворительным. Участки и цеха деревообрабатывающих станков можно отнести к категории опасных, т.к. у этого оборудования в большинстве случаев на рабочих местах наблюдается повышенные уровни шума, достигающие 100–110 дБА.

Кроме того, при организации малых предприятий часто возникает проблема защиты селитебных территорий от шума предприятия, так как малые предприятия во многих случаях располагаются в районах жилой застройки.

Для малых деревообрабатывающих предприятий характерен мелкосерийный и единичный выпуск продукции. Технология единичного производства ориентирована на производство уникальной продукции, она требует высококвалифицированной рабочей силы, использования универсального оборудования, сопровождается недлительной подготовкой производства и невысокой степенью его оснащенности.

Для деревообрабатывающих предприятий, в которых отдельные операции выполняются последовательно, с переменными временными промежутками (например, механическая обработка деталей, сборка изделий и др.) характерны дискретные технологические процессы.

Такие технологии наиболее трудны для организации, т.к. отличаются большим разнообразием объектов, технологических операций и используемого оборудования. Все перечисленное выше усложняет задачу борьбы с шумом на малом деревообрабатывающем предприятии.

В последние годы иностранные фирмы предлагают полуавтоматические и автоматические агрегаты, в конструкции которых уже заложены элементы шумопоглощения.

Однако практика показала, что достаточно большая часть малого и среднего бизнеса по-прежнему предпочитают отечественные станки. Причины банальны: нет средств на покупку дорогостоящей импортной техники. Кроме того ремонт в случае поломки отечественных станков можно производить своими силами.

Еще одним фактором, говорящим в пользу отечественного оборудования, является возможность использования на нем импортного инструмента, что при правильном обслуживании, своевременно проводимых технических осмотрах и умелой заточке режущего

инструмента продукция, изготавливаемая на отечественном оборудовании, на российском рынке успешно конкурирует с продукцией зарубежных аналогов.

Еще на стадии организации малого деревообрабатывающего предприятия должны быть предусмотрены мероприятия по снижению шума, т.е. решены вопросы выбора технологического оборудования, размещения шумных объектов, позволяющие значительно уменьшить воздействия шума на людей в помещениях и на территориях до разработки строительно-акустических мероприятий.

При разработке мероприятий по снижению шума необходимо учесть специфику акустических проблем на малом предприятии:

- использование устаревшего оборудования (чаще всего отечественного производства);
- размещение в непригодных ветхих помещениях (часто малого объема);
- ограниченное количество источников шума (что обеспечит возможность снижения шума с меньшими издержками);
- невозможность локализации наиболее шумного оборудования в отдельной части производственного помещения;
- возможность ограничения продолжительности времени воздействия шума на работающих в течение рабочей смены.

8. ИСТОЧНИКИ ШУМА В ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩИХ ЦЕХАХ

Прежде чем перейти к рассмотрению путей снижения уровней шума отдельных типов станков и оборудования, которые значительно отличаются один от другого как по принципу действия, так и по характеру шумообразования, рассмотрим наиболее общие принципы снижения шума в источнике при механической обработке древесины.

Наиболее шумным технологическим процессом обработки древесины является процесс резания. Из всех видов резанья наиболее шумным являются пиление, строгание и фрезерование древесины. Поэтому в дальнейшем при анализе производственного шума мы будем останавливаться на станочном оборудовании, относящимся именно к этим технологическим операциям.

8.1. Круглопильные станки

Наибольший массив информации по исследованию источников шума, причин шумообразования и возможным путям его снижения относится к круглопильным станкам [15, 23, 26].

Из анализа результатов этих исследований можно сделать следующие выводы. Основной причиной шума круглопильных станков являются вибрации пильных дисков на многих собственных частотах с преобладанием на высоких частотах, возбуждаемые силами, возникающие в процессе резания и аэродинамическими воздействиями при вращении пильного диска. Причем силы резания являются основными возбудителями вибрации при рабочем ходе, а аэродинамические воздействия – на холостом ходу. Дополнительными силами, возбуждающими вибрации пильных дисков, являются: неуравновешенность вращающихся масс, толчки от подшипников качения пильного вала.

Вибрация пильного диска через опоры пильного вала, через обрабатываемый материал и частично через воздушную среду, возбуждают вибрации станины, кожухов, ограждений, труб системы пневмотранспорта, что является дополнительным источником шума.

Уровни шума на холостом ходу и рабочем ходе отличаются незначительно, особенно в высокочастотной области. Общий уровень шума на рабочем ходу круглопильных станков только на 2–10 дБ больше, чем на холостом ходу. Кроме механического шума от вибрации пильных дисков возникает также аэродинамический вихревой шум вращения за счет срыва вихрей с зубьев пилы, движущихся с большой скоростью. Аэродинамическую природу имеет шум, возникающий вследствие перепада давлений у преград на пути зубьев пилы, например при входе зуба пилы, в кожух, в пропилен.

Шум привода пилы, подшипников пильного вала, механизмов подачи пиломатериала (многопильные и др. станки), механизмов подачи пилы (ЦПА, УН, ЦКБ и др.), системы пневмоотсоса значительно ниже шума пильного диска и полностью маскируется им.

Шум круглопильных станков возрастает с увеличением скорости вращения, диаметра и количества зубьев пильного диска. Уровень шума примерно пропорционален произведению числа зубьев на число оборотов пильного диска. Форма зубьев, величина развода, качество подготовки пил практически не влияет на шумообразования. С увеличением скорости резания и подачи уровень шума возрастает. С увеличением толщины диска механический шум от вибрации пильного диска уменьшается, а аэродинамический шум возрастает.

Взаимосвязь между конструктивными параметрами и уровнем звукового давления (УЗД) установлена эмпирическим путем [27]:

$$L_x = 65 + 0,33V + 4,2h - 0,12z, \text{ дБ}; \quad (8.1)$$

$$L_p = 90 + 0,1(V+U) + 12D - 2,7h - 0,15z, \text{ дБ}; \quad (8.2)$$

где L_x, L_p – УЗД на холостом ходу и при работе соответственно, дБ;

V – скорость резания, м/с;

U – скорость подачи, м/мин.;

D – диаметр пилы, мм;

h – толщина пилы, мм;

z – число зубьев пилы.

Формулы описывают связь между параметрами станка, но не позволяют до конца понять физическую природу шумообразования.

8.2. Продольно-фрезерные станки

К этой группе станков относятся: фуговальные, рейсмусовые и четырехсторонние строгальные станки.

Станки строгальной группы – наиболее шумное деревообрабатывающее оборудование. Они являются главным источником шума в производственных помещениях деревообрабатывающих предприятий.

Шум станков строгальной группы среднечастотный с переходом на высокие частоты, превышает нормы на 13–39 дБ или в 2,6–16,0 раза по громкости и является опасным не только для работающих на них, но и для всех рабочих производственных помещений, где установлены эти станки.

Вопросам снижения шума станков строгальной группы посвящен ряд работ, выполненных у нас в стране и за рубежом. Основные выводы по результатам исследования шума станков строгальной группы и рекомендации по его снижению представлены далее.

Основной причиной шума станка строгальной группы являются аэродинамические процессы, возникающие при вращении ножевых валов и вибрации ножевого вала, станины, обрабатываемого материала, возбуждаемые ударами при вхождении ножа в обрабатываемый материал. На холостом ходу преобладает шум аэродинамического происхождения, возникающих вследствие срыва вихрей с ножей и других неровностей ножевого вала, например, пазов для установки

ножей и клиньев. Основной же причиной аэродинамического шума является резкое уплотнение воздуха при прохождении ножей мимо преград. Для станков строгальной группы такими преградами являются губки станка.

На рабочем ходу при строгании дополнительно к шумам аэродинамического происхождения прибавляются шумы механические от вибрации ножевых валов и обрабатываемого материала. Вибрации ножевого вала и материала через опоры возбуждают вибрации столов, станины, труб с системой пневмоотсоса, что еще более усиливает шум.

При строгании кроме значительного увеличения механического шума увеличивается также и аэродинамический шум за счет еще большего уплотнения воздуха в момент вхождения ножа в древесину.

Уровень шума при строгании на 2–10 дБ выше, чем при холостом ходе. Это превышение сравнительно невелико. Шум станков строгальной группы вокруг станка почти равномерный.

Шум электродвигателей привода ножевых валов, подшипников качения ножевых валов, механизмов подачи обрабатываемого материала, системы пневмоотсоса значительно ниже шума, образуемого ножевыми валами. Например, для 4-х стороннего строгального станка С26-2 при общем уровне шума при строгании 107 дБ, на холостом ходу 104 дБ. Шум механизма подачи с приводом и двигателей без ножевых валов – 82 дБ.

Шум станков строгальной группы возрастает с увеличением скорости вращения ножевых валов, числа ножей, выставки лезвий ножей над образующей, с увеличением длины ножевого вала и числа ножевых валов. Последние можно проиллюстрировать следующим примером. Шум верхней и нижней режущих головок станка С26-2 на расстоянии 0,25 м составляет 126 дБ, в то время как шум более коротких вертикальных режущих головок 98–103 дБ. Шум уменьшается с увеличением зазора между губками и ножами, с приближением формы ножевого вала к цилиндрической, с уменьшением размеров пазов под ножи и клинья. В рейсмусовых станках шум возрастает по мере опускания стола по отношению к ножевому валу.

Для снижения шума аэродинамического происхождения необходимо уменьшение скорости воздушных потоков от вращающихся ножевых головок, создание наилучших условий для свободного протекания воздушных потоков, уменьшение перепадов воздушных давлений в различных полостях пространства, окружающего ножевую головку,

что может быть обеспечено применением ножевых валов круглой формы с закрытыми пазами под ножи и клинья с минимальной выставкой ножей с максимально возможными зазорами между кромками столов или стружкообразователей и ножами, перфорацией стружкообразователей и кромок столов, применением винтовых ножей.

Для снижения шума механического происхождения следует уменьшить вибрацию ножевого вала, столов, ограждений, станины. Это обеспечивается балансировкой, уменьшением люфтов ударных нагрузок, например заменой ножевых валов с прямыми ножами на винтовые.

А.Ф. Козьяковым [15] была предложена методика расчета акустической мощности процесса цилиндрического фрезерования древесины.

Разлагая функции, описывающие изменение силы резания, в ряды Фурье, он получил выражение для полной акустической мощности процесса цилиндрического фрезерования древесины:

$$P = \frac{2\pi^3 p L^2 n_0^2 z^4}{60^4 c E^2}; \quad \sum_{i=1}^{20000} K_v^2 \overline{f_i^4} F_{m_i}^2 \Delta f, \quad (8.3)$$

где F_{m_i} – амплитуда составляющей силы резания на i -ой частоте;

z – число ножей вала;

n_0 – число оборотов ножевого вала;

L – толщина обрабатываемой заготовки;

E – модуль упругости обрабатываемого материала;

p – плотность воздуха;

c – скорость звука в воздушной среде;

$\overline{f_i} = \frac{60 f_i}{z n_0}$, где f_i – текущая частота;

K_v^2 – эмпирический коэффициент, определяемый размером и формой заготовок, а также геометрией режущего инструмента.

На основании проведенных исследований можно производить акустический расчет деревообрабатывающих станков строгальной группы по выведенной формуле, принимая значения $K_v = 5,66$ м/сек. при фрезеровании ножевыми валами обычной конструкции и $K_v = 33,9$ м/сек. при фрезеровании винтовыми ножами.

Применение валов с винтовыми ножами позволит снизить уровень шума станков на 10–14 дБ. Указанное мероприятие имеет один существенный недостаток – изготовление винтовых ножей и клиньев трудно выполнимая задача.

Замена сплошных губок – стружколомателей перфорированными губками обеспечит снижение уровня шума на 10–15 дБ. Губки могут быть выполнены с перфорацией круглого сечения и со щелевой перфорацией, параллельной или перпендикулярной оси вала. Наибольший эффект дают губки со щелевой перфорацией, параллельно оси пильного вала.

Теоретические и прикладные аспекты процессов шумообразования деревообрабатывающих станков

8.3. Акустический коэффициент мощности и пути снижения шума деревообрабатывающих станков

Первичной причиной появления шума в процессе резания древесины является взаимодействие режущей кромки инструмента (резца) с волокнами обрабатываемой древесины.

В процессе резания часть энергии, затрачиваемой на резание, переходит в энергию шума. Поэтому можно считать, что энергия шума $W_{ш}$, генерируемого в процессе резания, прямо пропорциональна энергии резания W_p , [23], т.е.

$$W_{ш} = K_n W_p, \quad (8.4)$$

где K_n – коэффициент пропорциональности.

Мощность является производной от энергии. Поэтому энергию, затрачиваемую на резание в единицу времени (мощность), можно при некоторых допущениях считать одним из определителей шумного процесса. Мощность, затрачиваемая на резание, определяется из формулы А.Л. Бершадского [17]:

$$N = KbhV_n \text{ кг*м/сек.}, \quad (8.5)$$

где K – удельная работа, затрачиваемая на отделение 1 см³ объема древесины при резании, кг*м/см³;

b – ширина стружки, мм;

h – высота пропила или припуск при фрезеровании, мм;

V_n – скорость подачи, м/сек.

Удельная работа K является переменной величиной, зависящей от физических свойств и породы обрабатываемой древесины, параметров и скорости резания, угловых величин заточки и состояния резца.

Исходя из формулы (8.5) и предположения прямой зависимости интенсивности шума от затрачиваемой на резание мощности, можно

считать, что уровень шума, возникающий при резании древесины, зависит от следующих основных факторов:

- 1) размеров, профиля, угловых значений заточки режущих инструментов (зубьев пильных дисков, ножевых валов, фрез и др.);
- 2) скорости подачи и скорости резания;
- 3) твердости и влажности обрабатываемой древесины;
- 4) ширины стружки и высоты пропила (величина припуска);
- 5) степени затупления режущей кромки инструмента.

Для круглых пил уровень шума зависит, кроме того, от количества зубьев пильного диска, одновременно находящихся в рабочем контакте с обрабатываемой древесиной.

При механической обработке древесины наблюдаются следующие основные зоны излучения звуковой энергии в окружающее пространство:

- 1) режущая кромка инструмента – волокна древесины;
- 2) вибрирующая поверхность тела режущего инструмента (пильного диска ножевого вала);
- 3) вибрирующая поверхность корпуса станка, возбуждаемая через колебания шпиндельного вала;
- 4) вибрирующая поверхность обрабатываемой древесины;
- 5) вихревые процессы, возникающие в зоне режущего инструмента.

Введем понятие акустического коэффициента мощности станка [4, 21]. Акустическим коэффициентом мощности станка называется отношение звуковой мощности P , Вт, излучаемой им во внешнюю среду, к функциональной мощности станка $P_{см}$, Вт, потребляемой этим станком:

$$\eta_a = \frac{P}{P_{см}}, \quad (8.6)$$

иногда его оценивают в процентах: $\eta_a \cdot 100 \%$.

Наибольшим акустическим коэффициентом мощности, порядка 5 %, обладают современные громкоговорители. Эти устройства специально созданы для звукоизлучения, но их функциональная мощность по сравнению с мощностью станков мала. У станков, наоборот, с целью снижения шума нужно обеспечить наименьший акустический коэффициент мощности, но функциональные мощности у них велики. В результате звуковая мощность станков может приблизиться и даже значительно превысить звуковую мощность самого эффективного громкоговорителя.

В табл. 8.1 приведены результаты измерений звуковой мощности деревообрабатывающих станков и расчетные акустические коэффициенты мощности.

Таблица 8.1

Звуковая мощность и акустические коэффициенты мощности
деревообрабатывающих станков

Тип станка	Марка станка	Уровень звуковой мощности, дБА	Звуковая мощность, Вт	Мощность станков, кВт	Акустический коэффициент мощности
Рейсмусовый	Станок рейсмусовый односторонний «MB104GM»	122	0,005011872	4	$1,3 \cdot 10^{-6}$
Фуговальный	Станок фуговальный односторонний мод. «MBZ506A»	109	0,012589254	5,5	$2,3 \cdot 10^{-6}$
Четырехсторонние строгальные	C25-6AB (6 шпинделей, тяжелая серия)	110	0,007943282	71,1	$0,1 \cdot 10^{-6}$
Круглопильные	Станок круглопильный мод. «MJ2325C»	117	0,012589254	2,2	$5,7 \cdot 10^{-6}$
Шипорезные	Шипорезный станок для сращивания мод. «MXB3515C»	105	0,025118864	11	$2,3 \cdot 10^{-6}$
Ленточнопильные	Ленточнопильный станок мод. «MJ3450»	100	0,001995262	3,5	$0,5 \cdot 10^{-6}$
Шлифовальные	Шлифовальный станок – ММ 2012	98	0,000630957	2,2	$0,3 \cdot 10^{-6}$
Заточные	Универсальнозаточной станок модели MF 2718C	102	0,02511886	0,75	$3,3 \cdot 10^{-6}$
Сверлильные	Сверлильноприсадочный станок MZ7121	99	0,001995262	1,5	$1,3 \cdot 10^{-6}$

Как видно из табл. 8.1, прямой зависимости акустического коэффициента мощности от уровней излучаемой звуковой мощности нет, т.к. звуковая мощность станка находится в сложной функциональной зависимости от его установленной мощности.

Наибольшим акустическим коэффициентом мощности обладает круглопильные станки – основное оборудование малых деревообрабатывающих предприятий.

Процесс звукоизлучения станка может быть представлен схематически следующим образом.

Вынуждающая переменная сила $F(t)$, определяемая функциональной мощностью P_{cm} , вызывает в некоторой части станка в точке «1» колебательную скорость $v_1(t)$. Механический импеданс в этой точке $Z_m = F(t)/v_1(t)$. От действия указанной силы на поверхности станка в точке «2» возникают колебания со скоростью $v_2(t)$, в результате чего излучается звуковая мощность P . Пусть колебания в точках «1» и «2» связаны посредством коэффициента передачи (передаточная функция) k линейной зависимостью $v_2(t) = kv_1(t)$. Тогда звуковая мощность, излучаемая поверхностью станка вблизи точки «2», запишется в виде

$$P = \rho c v_2^2(t) S \sigma, \quad (8.7)$$

где ρc – характеристический импеданс среды вокруг станка;

S – площадь равномерного излучения вблизи точки «2»;

σ – коэффициент излучения, равный отношению интенсивности звука, излучаемого участком с площадью S на поверхности станка, к интенсивности звука, излучаемого колеблющимся поршнем с той же площадью S и с той же скоростью $v_2(t)$.

Принимая во внимание указанные выше соотношения, получаем формулу

$$P = \frac{F^2(t)k}{Z_m} S \rho c \sigma. \quad (8.8)$$

Из этой формулы следуют основные способы снижения шума станка.

Первый способ состоит в уменьшении вынужденных сил $F(t)$. Однако научно-технический прогресс обуславливает постоянный рост мощности и скоростных параметров станков, что приводит к увеличению вынуждающих сил.

Второй способ снижения шума станка состоит в увеличении внутреннего механического импеданса Z_m , т.е. в увеличении массы вибрирующих деталей станка.

Третий способ снижения шума станка – снижение передачи звуковых колебаний от места возбуждения к месту излучения (уменьшение коэффициента передачи k). Здесь имеются два пути: применение внутренней виброизоляции и внешней звукоизоляции. Последнее предпочтительнее, так как не требуют переделки станка для введения упругих вставок. Такие переделки часто просто невозможны по прочностным соображениям. Использование звукоизоляции вокруг станка более просто и, что особенно важно, эффективно.

Четвертый способ снижения шума станка состоит в уменьшении площади излучаемой поверхности S , т.е. в уменьшении, например, габаритных размеров. Уменьшение излучающей поверхности имеет ограниченное, но реальное применение.

И, наконец, по пятому способу снижения шума надо значительно уменьшить коэффициент излучения, что можно сделать, установив вокруг станка звукоизолирующую оболочку.

Таким образом, если меры по снижению шума станка в источнике его возникновения исчерпаны или же не привели к положительному результату, то перспективным, а иногда и единственным способом снижения шума является звукоизоляция.

9. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССОВ ШУМООБРАЗОВАНИЯ В КРУГЛОПИЛЬНЫХ СТАНКАХ

Круглопильные станки являются одним из самых распространенных видов деревообрабатывающего оборудования. Эти станки находят применение как при первичной, так и при вторичной обработке древесины.

В зависимости от назначения в технологическом процессе обработки древесины круглопильные станки подразделяются на оборудование для продольной распиловки, для поперечной распиловки, для универсальной распиловки (продольной, поперечной и угловой) [2].

Круглопильные станки наряду с продольно-фрезерными станками относятся к разряду наиболее шумного деревообрабатывающего оборудования, уровни звука на рабочих местах которых достигают 110–115 дБА. Эти станки характеризуются большим количеством типов и широким диапазоном технических показателей. Основным рабочим органом их является круглая пила. Вращение пил на холостом ходу сопровождается излучением шума с аэродинамической и вибрационной составляющими. Причина аэродинамического шума –

процессы, возникающие при обтекании воздухом вращающегося диска и его зубьев. Вибрационный шум возникает из-за поперечной вибрации пильного диска, которая может быть следствием передачи вибрации от привода и динамической неуравновешенности ротора, а также возникновения осевых сил при срывах воздушных вихрей с кромок зубьев пилы.

Шум холостого хода пилы имеет высоко- и среднечастотный характер с тональными составляющими. При работе пил под нагрузкой к составляющим холостого хода добавляется шум резания и шумы, вызванные вибрацией распиливаемого материала. При этом изменяется характер шума. Уровень шума увеличивается на 5...15 дБА.

При рассмотрении процессов шумообразования анализируются только колебания пильных дисков и не учитываются процессы излучения звука, т.е. механизмы преобразования колебательной энергии в акустическую.

Не рассмотрены источники шума, связанные с обрабатываемой заготовкой, не проанализированы соотношения излучаемой звуковой мощности между различными источниками в процессе пиления древесины. Это приводит к ошибочным результатам при разработке мер по снижению шума круглопильных станков. Интуитивно можно предположить, что основными источниками по звуковой мощности являются изгибные колебания пилы под действием сил резания и объемные деформации материала древесины в зоне резанья.

Шум от изгибных колебаний заготовки как единого массива будет значительно меньше интенсивности из-за демпфирующих свойств самой древесины.

Попытки получить теоретические зависимости звуковой мощности при резании древесины на круглопильных станках от силовых параметров резания не увенчались успехом из-за сложности с определением этих параметров.

Полученные эмпирические зависимости звуковой мощности от переменных параметров процесса резания не дают представления о физической сущности процесса шумообразования и не позволяют дать ответ о соотношении звуковых мощностей различных источников в процессе пиления древесины.

При разработке мер по снижению шума круглых пил (а это обычно снижение колебаний диска из-за демпфирования) важно знать соотношение между шумом, возникающим от вибрации пильного диска, и шумом от упругих деформаций перерезанных волокон древесины в зоне резания.

9.1. Теоретические положения возникновения и излучения шума обрабатываемой заготовкой при пилении древесины круглыми пилами

Резание – сложный технологический процесс. Сложность его обусловлена следующими обстоятельствами [17].

1. Древесина и древесные материалы имеют сложную структуру и различные показатели свойств не только в пределах одной породы или вида материала, но даже в пределах одного ствола дерева или заготовки. Показатели свойств меняются также в процессе резания.

2. В процессе резания непрерывно изменяются параметры микрогеометрии лезвия, что приводит к его затуплению и ухудшению оценочных показателей резания.

3. Протекающие при резании механические процессы создания в обрабатываемом материале напряженного состояния и деформирования вплоть до разрушения сопровождаются и осложняются процессами превращения части механической энергии, расходуемой на резание, в другие ее виды, в т.ч. в акустическую.

Процесс резания достигается путем механического разрушения твердого тела – заготовки. При удалении срезаемого слоя в материале создается напряженное состояние, приводящее к деформированию этого слоя вплоть до его разрушения. Области (поля) напряжений и разрушений захватывают материал и за пределами номинальной поверхности резания.

Деформирование волокон древесины после их разрушения за пределом упругости приводят к колебаниям объема с деформированной древесины и, как следствие, к возникновению шума.

При анализе процесса резания наибольший интерес представляет деформирование сжатием. Под деформированием сжатием понимается перестройка структуры древесины в результате изгиба стенок её клеток.

Закономерности деформирования древесины определяется следующими условиями: анатомическим строением древесины, ее физико-механическими свойствами, формой лезвия зуба пилы, толщиной срезаемого слоя и скоростью резания.

При резании древесины в процессе шумообразования в равной степени участвуют как режущий инструмент, так и обрабатываемый материал.

По механизму генерации звуковых волн при пилении древесины (рабочий ход) можно выделить три основных источника.

1. Объемные деформации материала древесины в зоне резания. После перерезания волокон древесины высвобождается кинетическая энергия, накопленная в результате упругой деформации сжатого объема волокон, которая излучается в окружающее пространство в виде звука. Величина этого объема относительно небольшая, что позволяет представить его с акустических позиций в виде элементарного излучателя – монополя.

2. Изгибные колебания заготовки как единого массива (пластины) из-за ее упругих свойств под действием динамических переменных сил резания.

3. Изгибные колебания инструмента (пилы) под действием сил резания.

В настоящем разделе рассмотрен только первый из перечисленных источников шума, как наименее изученный.

Сложные акустические процессы и источники излучения можно свести к упрощенным моделям. Они облегчают анализ зависимостей между параметрами процесса излучения и характеристиками источника колебаний и позволяют наметить возможные пути ослабления излучения.

Естественно, что при отсутствии надежных констант при определении силовых показателей процесса резания и идеализации процессов излучения звука в предлагаемой акустической модели, аналитически получить точные значения абсолютных показателей звуковой мощности трудно.

В предлагаемой акустической модели были приняты следующие допущения:

- излучение шума производится элементарными сферическими излучателями (монополями) [5, 19, 22];
- в области рассматриваемых нагрузок действует закон Гука;
- колебания деформированного объема древесины происходит синфазно по поверхности древесины, участвующей в излучении звука, и его размеры в заготовке существенно меньше длин звуковых волн в воздухе;
- деформации распространяются в заготовке мгновенно.

Пульсирующая сфера (монополь) представляет собой шар, объем которого меняется по периодическому (гармоническому) закону, причем колебания всех точек его поверхности описываются одной

и той же функцией времени, т.е. в любой момент времени имеют равные амплитуды и фазы.

Пульсирующая среда служит хорошей аппроксимацией при расчете звукового поля любых источников пульсирующего типа при условии, что длина волны значительно больше размеров источника. В этом случае дифракционные явления приводят к тому, что излучение распределяется равномерно во все стороны, какова бы ни была форма пульсирующего источника.

Звуковое давление, излучаемое малым сферическим источником (монополем), определяется только объемным потоком и ничем иным. Форма малого источника не влияет на излучаемое давление на достаточно большом расстоянии от него.

Энергетический вклад в звуковое поле волновых функций более высоких порядков, возбуждаемых малым источником, пренебрежимо мал по сравнению с вкладом волновой функции нулевого порядка при любых $Q \neq 0$. Сфера той же площади, что и рассматриваемый объем с деформированной древесины, излучает ту же звуковую мощность, если оба излучателя создают одинаковый объемный поток.

Звуковая мощность монополя зависит от амплитуды объемной скорости поверхности источника, или так называемой производительности источника, равной произведению колебательной скорости поверхности источника на его площадь [22]:

$$P = \frac{k^2 Q^2 \rho c}{8\pi} = \frac{k^2 (VS) \rho c}{8\pi} = \frac{\rho \pi f^2 S^2 V^2}{2c}, \quad (9.1)$$

где $Q = VS$ – полное объемное смещение (производительность) источника, $\text{м}^3/\text{с}$;

ρ – плотность воздуха, $1,21 \text{ кг}/\text{м}^3$;

c – скорость звука, $340 \text{ м}/\text{с}$;

$k = \frac{2\pi f}{c} = \frac{2\pi}{\lambda} = \frac{\omega}{c}$ – волновое число;

f – частота звука, Гц;

ω – угловая частота, $1/\text{с}$;

λ – длина звуковой волны, м;

V – колебательная скорость поверхности источника, $\text{м}/\text{с}$;

$S = 4\pi r^2$ – площадь поверхности излучателя, м^2 ;

r – радиус сферы, м.

Важным моментом в расчете звуковой мощности в предлагаемой модели является определение размеров зоны объемной деформации древесины при резании, т.е. производительности источника.

Рассмотрим процесс пиления. Пиление древесины на круглопильных станках с нижним и верхним положением пильного вала ведут по схеме, изображенной на рис. 9.1. Заготовка 3 перемещается по столу 4 и надвигается на вращающуюся пилу 1 со скоростью подачи V_s . Пила закреплена на пильном валу зажимными фланцами 2.

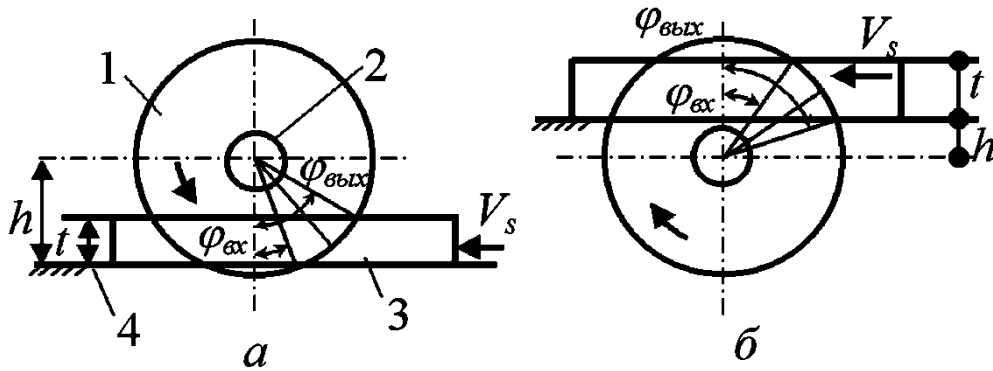


Рис. 9.1 Схема пиления круглой пилой:
 а) с верхним расположением пилы;
 б) с нижним расположением

Объемные деформации, участвующие в формировании звукового поля, расположены на боковых поверхностях распиливаемой заготовки. Дно пропила не влияет на шумовой фон, т.к. колебания волокон дна пропила демпфируются опилками в межзубной впадине. Таким образом, объемные деформации (производительность) точечного источника будет равна произведению удвоенной площади срезаемого слоя за 1 сек. на глубину деформации стенок пропила. Рассмотрим геометрию срезаемого слоя древесины (рис. 9.2) [17].

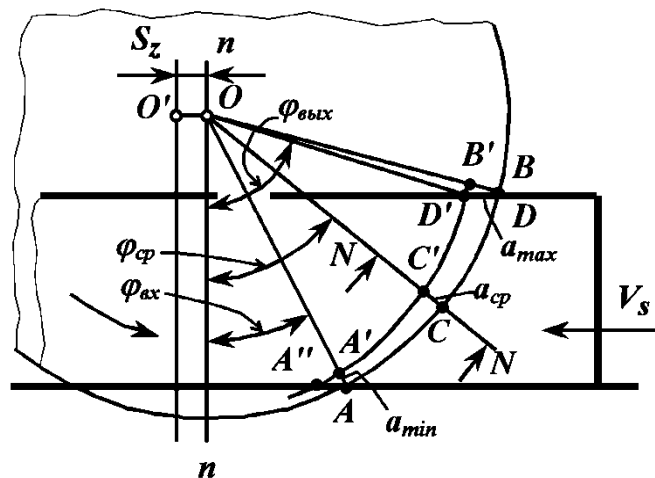


Рис. 9.2. К расчету толщины срезаемого слоя

Слой срезается по дуге AB , которую называют дугой контакта зуба с древесиной. Точка A является точкой входа, точка B – точкой выхода зуба из древесины. Средняя точка C делит дугу контакта пополам. Отмеченным точкам соответствуют угол входа $\varphi_{\text{вх}}$, угол выхода $\varphi_{\text{вых}}$ и средний угол $\varphi_{\text{ср}}$, которые отсчитываются от нормали к направлению подачи nn . Величины углов $\varphi_{\text{вх}}$ и $\varphi_{\text{вых}}$ определяются расстоянием h , радиусом пилы и высотой пропила t .

Угол, соответствующий дуге резания, или длине срезаемого слоя, называют углом контакта $\varphi_{\text{конт}}$;

$$\varphi_{\text{конт}} = \varphi_{\text{вых}} - \varphi_{\text{вх}}. \quad (9.2)$$

Длина срезаемого слоя вычисляется как длина дуги контакта:

$$l = \frac{\pi D}{360} \varphi_{\text{конт}}, \quad (9.3)$$

где $\varphi_{\text{конт}}$ – угол контакта, град;

D – диаметр пилы, м.

При подаче заготовки два соседних зуба формируют разные поверхности дна пропила: предыдущий зуб – поверхность со следом $A''C'D'$, последующий зуб – поверхность со следом ACB . Расстояние между этими поверхностями по направлению подачи равно S_z . Расстояние по нормали – кинематическая толщина слоя a – различно.

Текущее значение кинематической толщины срезаемого слоя вычисляют по формуле

$$a = S_z \sin \varphi.$$

Частные значения толщины слоя: минимальная (отрезок AA' при положении зуба в точке входа):

$$a_{\text{min}} = a_{\text{вх}} = S_z \sin \varphi_{\text{вх}},$$

максимальная (отрезок DD' примерно равен BB' – расстоянию между смежными траекториями зубьев в точке выхода):

$$a_{\text{max}} \approx a_{\text{вых}} = S_z \sin \varphi_{\text{вых}},$$

середина (отрезок CC' на середине дуги контакта);

$$a_{\text{ср}} = S_z \sin \varphi_{\text{ср}}.$$

Величину $a_{\text{ср}}$ иногда определяют по площади боковой поверхности слоя:

$$a_{\text{ср}} = f_{\text{сл}}/l = S_z t/l. \quad (9.4)$$

Теперь производительность источника будет равна:

$$Q = 2la_{cp}\delta nz, \quad (9.5)$$

где δ – глубина деформирования стенок пропила, м.

Подставляя значение a_{cp} в (3.10) имеем:

$$Q = 2S_z t \delta nz, \quad (9.6)$$

где t – высота пропила, м;

$S_z = V_s/nz$ – величина подачи заготовки на один зуб, м;

V_s – скорость подачи, м/с;

n – число оборотов пилы, 1/с;

z – число зубьев пилы.

Для оценочных расчетов звуковой мощности глубину упругого деформирования стенок пропила δ можно взять из следующих данных [17].

Лезвие зуба, двигаясь в древесине и образуя новые поверхности, воздействует на ее микроструктурные элементы. При сжатии, растяжении и сдвиге древесины объем древесного вещества, из которого образованы микроструктурные элементы (древесные клетки), практически не изменяется; значительно меняются форма и внутренний объем самих клеток, за счет чего они деформируются.

Величина перемещения (сдвига) в стенке клетки и во всем образце древесины не превышает толщины стенки клетки (около 8 мкм).

Таким образом, величину δ можно принять равной 0,00001 м.

Подставляя (9.6) в (9.1), получаем звуковую мощность, излучаемую перерезанными волокнами древесины

$$P = \frac{k^2 \rho c 2S_z t \delta nz}{8\pi} = \frac{\pi \rho f^2 Q^2}{c} = \frac{\pi \rho f^2 (S_z t \delta nz)^2}{c}, \quad (9.7)$$

Введем пороговые параметры ($P_0 = 10^{-12}$ Вт; $S_0 = 1$ м²; $V_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ м/с), прологарифмируем по основанию 10 и умножим на 10 уравнение (9.7). Получим:

$$10 \lg \frac{P}{10^{-12}} = 10 \lg \frac{\pi \rho}{c} + 10 \lg f^2 + 10 \lg \left(\frac{Q}{10^{-8}} \right)^2. \quad (9.8)$$

Переходя к шкале звуковых уровней, подставляя значения величин π , ρ , c имеем

$$L_p = 20 \lg Q - 20 \lg f + 140, \quad (9.9)$$

где L_p – уровень звуковой мощности, дБ.

Раскрывая значения Q , получаем

$$L_p = 20\lg S_z + 20\lg t + 20\lg \delta + 20\lg z n + 20\lg f + 140, \text{ дБ.} \quad (9.10)$$

Условием применимости уравнения (9.10) являются требования малости радиуса пульсирующего источника r по сравнению с длиной излучаемой звуковой волны λ ($r < \lambda$) [22, 24]. Найдем площадь поверхности излучателя по формуле $S \approx 2S_z t$.

Тогда радиус эквивалентной пульсирующей сферы равен:

$$r = \sqrt{\frac{S}{4\pi}} = \sqrt{\frac{2S_z t}{4\pi}}. \quad (9.11)$$

Для большинства случаев пиления на круглопильных станках это условие выполняется во всем нормируемом диапазоне частот. Как видно из формулы (9.10), при постоянной производительности источника излучаемая мощность сильно возрастает с частотой (6 дБ на октаву). Увеличение в 2 раза скорости подачи, высоты пропила, числа зубьев и числа оборотов пилы дает увеличение излучаемой мощности на 6 дБ.

На рис. 9.3 по результатам измерений приведен график спектра звуковой мощности при работе универсального круглопильного станка Ц-6 (диаметр пилы – 500 мм; частота вращения – 2800 об./мин.; высота пропила $t = 40$ мм; скорость подачи заготовки $VS = 50$ м/мин.). Здесь же нанесен график спектра звуковой мощности, излучаемой перерезанными волокнами древесины, рассчитанной по формуле (9.10).

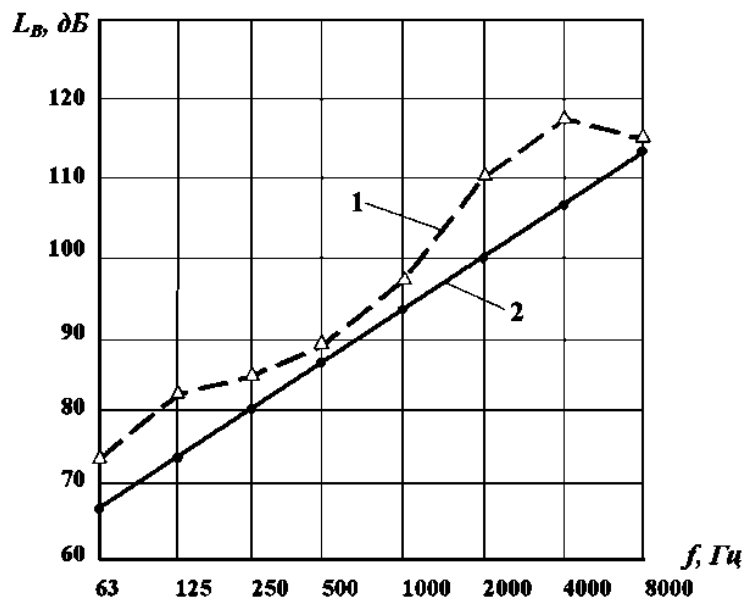


Рис. 9.3. График спектра звуковой мощности круглопильного станка Ц-6:
 1 – спектр общей звуковой мощности при пилении;
 2 – спектр звуковой мощности от перерезания волокон древесины

В низко- и среднечастотной области спектра шум от упругого деформирования волокон древесины при их перерезании не является доминирующим. На высоких частотах необходимо учитывать этот источник шума (как в рассматриваемом примере), поскольку он может определять общую звуковую мощность станка.

Обычно рекомендуемые мероприятия по шумоглушению за счет демпфирования пыльных дисков не дадут в этом случае никакого эффекта в области высоких частот. Предложенный инженерный расчет позволяет прогнозировать соотношения между звуковыми мощностями различных источников шума при пилении древесины круглыми пилами и более обоснованно наметать мероприятия по снижению их шума.

9.2. Влияние режимов резания на шумовые характеристики деревообрабатывающего оборудования

Первичной причиной появления шума в процессе резания древесины является взаимодействие режущей кромки инструмента (резца) с волокнами обрабатываемой древесины, т.е. вибрационные процессы в узле «нож – древесина».

Излучение вибраций в виде воздушного шума происходит как непосредственно с поверхностей деталей, являющихся источниками колебаний, так и с элементов конструкции, сопряженных с ними.

Звуковая мощность шума механического происхождения, излучаемого составными частями оборудования, в общем виде может быть выражена функцией:

$$P = \varphi(F, \eta, \delta, c, \sigma), \quad (9.12)$$

где F – возбуждающие вибрацию силы;

η – степень отстройки колеблющейся системы от резонансов;

δ – характеристика демпфирования системы;

c – характеристика жесткости системы;

σ – коэффициент излучения.

Основным фактором, определяющим параметры вибрации и шума, являются возбуждающие силы. Остальные факторы образуют группу условий, определяющих интенсивность проявления возбуждающих колебания сил и излучения шума.

В общем виде звуковое давление p в какой-либо точке пространства ориентировочно можно выразить формулой (8.8), приведенной ранее:

$$p = \frac{F^2(t)k}{Z_M} S \rho c \sigma, \quad (9.13)$$

где $F(t)$ – вынуждающая переменная сила, определяемая функциональной мощностью станка;

$$Z_M = \frac{F(t)}{V_1(t)} - \text{механический импеданс в точке возбуждения силы}$$

резания;

$$V_1(t) - \text{колебательная скорость в точке возбуждения, м/с;}$$

$$k = \frac{V_2(t)}{V_1(t)} - \text{передаточная функция;}$$

$$V_2(t) - \text{колебательная скорость в точке излучения, м/с;}$$

$$S - \text{площадь излучения, м}^2;$$

$$\rho c - \text{характеристический импеданс среды;}$$

$$c - \text{скорость звука, м/с;}$$

$$\rho - \text{плотность воздуха, кг/ м}^3;$$

σ – коэффициент излучения, равный отношению интенсивности звука, излучаемого участком с площадью S на поверхности станка, к интенсивности звука, излучаемого колеблющимся поршнем с той же площадью S и с той же скоростью $V_2(t)$.

Неоднократно предпринимающиеся попытки получить теоретические зависимости звуковой мощности при резании древесины на круглопильных и продольно-фрезерных станках от силовых параметров резания не увенчались успехом из-за сложности с определением этих параметров. Поэтому при акустических расчетах деревообрабатывающих цехов шумовые характеристики станков – уровни звуковой мощности – приходится брать из справочников.

К сожалению, в этих справочных материалах не указываются параметры резания, от которых в значительной степени зависят уровни излучаемой звуковой мощности. В реконструируемых цехах эти данные могут быть взяты из результатов аттестации рабочих мест по условиям труда.

На основе теоретических и экспериментальных исследований получим данные по изменению излучаемой звуковой мощности оборудования в зависимости от параметров резания, с помощью которых можно определить звуковую мощность станка при работе с режимами

резания, отличными от типовых, для которых приводятся справочные шумовые характеристики этих станков.

Звуковая мощность P станка находится в сложной функциональной зависимости от мощности резания N и является его индивидуальной характеристикой. Она может быть записана:

$$P = N\eta_a, \text{ Вт}, \quad (9.14)$$

где η_a – акустический коэффициент мощности.

Мощность, затрачиваемая на резание, определяется из формулы А.Л. Бершадского [17]:

$$N = KbhV_{II} = FV_{II}, \quad (9.15)$$

где K – удельная работа, затрачиваемая на отделение 1 см³ объема древесины при резании, Дж/см³;

b – ширина стружки, мм.

h – высота пропила или припуск при фрезеровании, мм;

V_{II} – скорость подачи, м/сек.;

F – сила резания, Н.

Удельная работа K является переменной величиной, зависящей от физических свойств и породы обрабатываемой древесины, параметров и скорости резания, угловых величин заточки и состояния резца.

Уровень шума, возникающий при резании древесины, зависит от основных факторов.

1. Размеров, профиля, угловых значений заточки режущих инструментов (зубьев пильных дисков, ножевых валов, фрез и др.).
2. Скорости подачи и скорости резания.
3. Твердости и влажности обрабатываемой древесины.
4. Ширины стружки и высоты пропила (величины припуска).
5. Степени затупления режущей кромки инструмента.

Для круглых пил уровень шума зависит, кроме того, от количества зубьев пильного диска, одновременно находящихся в рабочем контакте с обрабатываемой древесиной.

В настоящее время имеется обширный экспериментальный материал по процессам резания древесины и древесных материалов, необходимый для выполнения силовых расчетов.

Метод расчета по экспериментальным данным предполагает использование в качестве справочных материалов результатов наиболее известных и полных экспериментальных исследований конкретных процессов резания, полученных для определенных зафиксированных

условий эксперимента. При этом влияние условий резания, отличных от условий проведения «справочного», «табличного» эксперимента, на результат прогнозируется (учитывается) системой поправок, численные значения которых также получены по результатам экспериментов [17].

Этот метод в нескольких его разновидностях лежит в основе всех современных инженерных расчетов.

Удельная работа K для расчетных условий в формуле (9.16) находится как произведение табличного значения удельной работы K_T , действительного для определенных, так называемых табличных условий резания, на поправочные множители, учитывающие отличия расчетных условий резания от табличных [17]:

$$K = K_T a_{II} a_w a_T a_\varphi a_p a_\delta a_v a_t = K_T a_{nonp}, \quad (9.16)$$

где K_T – табличное значение удельной работы, Дж/см³;

a_{II} – поправочный множитель на породу древесины;

a_w – то же на влажность древесины;

a_T – то же на температуру древесины;

a_φ – то же на угол встречи лезвия с волокнами древесины;

a_p – то же на затупление лезвий;

a_δ – то же на угол резания;

a_v – то же на скорость резания;

a_t – то же на глубину обработки для процессов закрытого резания (например, на высоту пропила при пилении).

Часть функциональной мощности станка, изменяющаяся при изменении условий резания, определяется поправочным коэффициентом a_{nonp} и определяет также изменение излучаемой звуковой мощности при изменении этих условий.

Исходя из формул (9.15) – (9.16), можно записать выражение для звуковой мощности:

$$P = K_T b h V_{II} \eta_a a_{nonp}. \quad (9.17)$$

Введем пороговые параметры ($P_0 = 10^{-12}$ Вт; $K = 1$ Дж/см³; b и $h = 1$ мм; $V_{II} = 1$ м/с), прологарифмируем по основанию 10 и умножим на 10 уравнение (9.16) с учетом уравнения (9.17). Получим:

$$10 \lg P = 10 \lg (K_T b h V_{II} \eta_a) + 10 \lg a_{nonp}.$$

Переходя к шкале звуковых уровней и раскрывая значения K можно записать

$$L_p = 10\lg K_T \eta_a + 10\lg V_{II} + 10\lg(bh) + 10\lg a_{II} + 10\lg a_w + 10\lg a_T + 10\lg a_\phi + 10\lg a_p + 10\lg a_\delta + 10\lg a_v + 10\lg a_t, \text{ дБА.} \quad (9.18)$$

Обозначим слагаемое ($K_T \eta_a$) через L_p^0 .

Первое слагаемое в уравнении (9.18) представляет собой уровни звуковой мощности станка, полученные при стандартных (справочно-табличных) условиях эксперимента силовых режимов резания.

Остальные слагаемые учитывают изменение уровней излучаемой звуковой мощности в зависимости от изменения условий резания, дБА.

Для расчетов необязательно по каждому процессу находить все поправочные множители. Обычно при вычислении $a_{нопр}$ ограничиваются множителями, указанными ниже.

Расчетные формулы для общего поправочного множителя:

– пиление круглой пилой $a_{нопр} = a_{II} a_w a_\phi a_p a_\delta a_v a_t$; (9.19)

– фрезерование цилиндрическое $a_{нопр} = a_{II} a_w a_p a_\delta a_v$. (9.20)

Результаты расчетов поправок на изменение уровней звуковой мощности в зависимости от условий резания (ΔL_p) приведены в табл. 9.1–9.6.

Таблица 9.1

Влияние породы древесины на звуковую мощность

Порода	Множитель a_{II}	$\Delta L_p, \text{ дБА}$	Порода	Множитель a_{II}	$\Delta L_p, \text{ дБА}$
Липа	0,80	-0,969	Лиственница	1,10	0,414
Осина	0,85	-0,706	Береза	1,25	0,969
Ель	0,95	-0,223	Бук	1,40	1,461
Сосна	1,00	0	Дуб	1,55	1,903
Ольха	1,05	0,212	Ясень	1,75	2,430

Таблица 9.2

Влияние влажности древесины на звуковую мощность

Древесина		Множитель a_w для открытого резания	ΔL_p , дБА	Множитель a_w для закрытого резания	ΔL_p , дБА
Состояние	Влажность W , %				
Очень сухая	5...8	1,10	0,414	0,90	-0,458
Сухая	10...15	1,00	0	1,00	0
Полусухая	25...30	0,95	-0,223	1,05	0,212
Сырая	50...70	0,90	-0,458	1,10	0,414
Мокрая (проваренная)	более 70	0,80	-0,969	1,15	0,607

Таблица 9.3

Влияние затупления лезвий на звуковую мощность

Время работы инструмента после заточки T , мин.	Множитель a_p для продольного пиления круглой пилой	ΔL_p , дБА	Множитель a_p для поперечного пиления круглой пилой	ΔL_p , дБА	Множитель a_p для цилиндрического продольного фрезерования	ΔL_p , дБА
60	1,20	0,792	1,10	0,414	1,20	0,792
120	1,50	1,761	1,15	0,607	1,30	1,139
180	1,80	2,553	1,20	0,792	1,42	1,523
240	2,20	3,424	1,30	1,139	1,50	1,761
300	2,50	3,979	1,40	1,461	1,57	1,959
360	2,80	4,472	1,50	1,761	1,60	2,041

Таблица 9.4

Влияние угла резания лезвий на звуковую мощность

Угол резания δ град.	Множитель a_δ для продольного фрезерования и пиления круглой пилой	$\Delta L_p, \text{дБА}$	Угол резания δ град.	Множитель a_δ для продольного фрезерования и пиления круглой пилой	$\Delta L_p, \text{дБА}$
50	0,78	-1,079	70	1,34	1,271
55	0,86	-0,655	75	1,55	1,903
60	1,00	0	80	1,80	2,553
65	1,16	0,645	85	2,10	3,222

Таблица 9.5

Влияние скорости резания на звуковую мощность

Скорость резания, $v, \text{м/с}$	Множитель a_v для продольного пиления круглой пилой	$\Delta L_p, \text{дБА}$	Множитель a_v для фрезерования цилиндрического продольного	$\Delta L_p, \text{дБА}$
20	1,07	0,294	1,10	0,414
30	1,08	0,334	1,04	0,170
40	1,00	0	1,00	0
50	1,01	0,043	1,00	0
60	1,02	0,086	1,06	0,253
70	1,06	0,253	1,17	0,682
80	1,16	0,645	1,25	0,969
90	1,23	0,899	1,33	1,239
100	1,34	1,271	1,42	1,523

Таблица 9.6

Влияние глубины обработки на звуковую мощность

Глубина обработки $t, \text{мм}$	Множитель a_t для продольного пиления круглой пилой	$\Delta L_p, \text{дБА}$	Глубина обработки $t, \text{мм}$	Множитель a_t для продольного пиления круглой пилой	$\Delta L_p, \text{дБА}$
20	0,84	-0,757	70	1,07	0,294
30	0,90	-0,458	80	1,11	0,453
40	0,95	-0,223	90	1,16	0,645
50	1,00	0	100	1,21	0,828
60	1,03	0,128	-	-	-

На основе представления пропорциональности звуковой мощности от мощности резания получены данные по изменению уровней звуковой мощности деревообрабатывающих станков в зависимости от условий резания древесины.

Результаты работы позволяют проверить акустические расчеты деревообрабатывающих цехов при изменении режимов резания и разрабатывать с учетом этого конкретные мероприятия по снижению шума на рабочих местах.

Данные экспериментальных исследований на действующем оборудовании показали, что диапазон изменения уровней звуковой мощности в зависимости от изменения условий резания при стационарном режиме резания может составлять 5–8 дБА.

10. ПУТИ СНИЖЕНИЯ ШУМА КРУГЛЫХ ПИЛ

Важнейшей задачей прикладной акустики является максимально возможное предотвращение возбуждения звуковых вибраций в конструкциях, их ослабления при распространении, а также снижение звукоизлучения (изыскание путей снижения перехода вибрационной энергии в акустическую энергию колебаний воздушной среды). Для этого существуют следующие возможности:

- виброизоляция, т.е. отражение в определенных местах звуковой вибрации вследствие применения эластичных прослоек (амортизаторов), а также в результате частичной замены материала конструкции, по которой распространяется звуковая вибрация, ее размеров, установки задерживающих масс и внесении других неоднородностей;

- увеличение расстояния, т.е. использование того факта, что с удалением от источника вибрации энергия колебаний распределяется на все большую площадь, а энергетическая плотность понижается;

- вибропоглощение (вибродемпфирование), т.е. превращение энергии звуковой вибрации в тепло, например, в случае применения вибропоглощающих материалов вследствие трения контактирующих поверхностей и т.д.;

- понижение звукоизлучения, например, в результате сокращения поверхности излучения или уменьшения коэффициента излучения.

Рассмотрим это на примере звукоизлучения круглых пил.

В разделе 8.3 получена формула (8.8) по определению звуковой мощности машины, которую можно использовать для анализа путей снижения шума круглых пил.

$$P = \frac{F^2(t)k}{Z_m} S p c \sigma ,$$

здесь σ – коэффициент излучения, равный отношению интенсивности звука, измеряемого участком площадью S поверхности пилы к интенсивности звука, излучаемого колеблющимся поршнем с той же площадью S и с той же колебательной скоростью.

Введем пороговые параметры ($P_0 = 10^{-12}$ Вт; $F_0(t) = 1$ Н; $S_0 = 1$ м²; $Z_0 = 1 \frac{\text{Нс}}{\text{м}}$), прологарифмируем по основанию 10 и умножим на 10 уравнение (8.8). Получим

$$10 \lg \frac{P}{10^{-12}} = 20 \lg F(t) + 20 \lg k + 10 \lg S + 10 \lg \sigma - 20 \lg Z_m + 10 \lg p c . \quad (10.1)$$

Переходя к шкале звуковых уровней, подставляя значения величины $p c$ (420 нс/м²) имеем

$$L_p = 20 \lg F(t) + 20 \lg k + 10 \lg S + 10 \lg \sigma + 20 \lg Z_m + 26, \text{дБ} . \quad (10.2)$$

где L_p – уровень звуковой мощности излучаемой пильным диском.

Пильный диск представляет собой круглую пластину, излучающую звук за счет изгибных колебаний. Изгибные круговые волны, бегущие из точки возбуждения в зоне резания к зажимным шайбам из-за малых размеров диска и низкого коэффициента потерь практически не затухают.

Таким образом, $k = 1$ и слагаемое $20 \lg k$ равно 0.

Тогда в формуле (8.7) можно заменить $v_2(t) = v_1(t)$ на $v_{cp}(t)$ – среднюю колебательную скорость по поверхности пильного диска.

Проанализируем возможные пути снижения шума круглых пил.

Как видно из формулы (10.2), наибольшее влияние на звукоизлучение пилы оказывают возмущающие силы. На холостом ходу они представляют собой суперпозицию сил аэродинамического происхождения и динамических сил, передающихся от привода станка. При пилении к перечисленным силам добавляются силы резания, которые и являются основными генераторами звуковых вибраций пильного диска.

Снижение возмущающих сил в 2 раза дает снижение уровня шума на 6 дБ. Однако, т.к. силы резания при пилении зависят от множества факторов (скорости резания, свойств древесины, геометрии инструмента и др.), реально снизить их из-за технологических требований не представляется возможным.

Следующий способ снижения шума, излучаемого пильным диском, состоит в уменьшении площади излучающей поверхности S , м:

$$S = \pi(D^2 - d^2), \text{ м}^2,$$

где D – диаметр пилы, м²;

d – диаметр зажимных шайб, м.

Снижение S в 2 раза дает уменьшение шума на 3 дБ.

Переход колебаний диска пилы в акустическую энергию определяется коэффициентом излучения σ .

Для дисковых пил излучение в большой степени определяется отношением λ_u/λ_o (λ_u – длина изгибной волны, λ_o – длина волны в окружающей среде), а также характером возбуждения, закреплением по кромкам их неоднородностью.

Поскольку длина изгибной волны и длина звуковой волны по-разному зависят от частоты, на определенной (критической) частоте $f_{кр}$ выполняется условие $\lambda_u = \lambda_o$, из которого вытекает следующая формула для вычисления $f_{кр}$, Гц:

$$f_{кр} = \frac{C_o^2}{2\pi} \sqrt{\frac{m''}{B}} = \frac{C_o^2}{1,8C_n d}, \quad (10.3)$$

где C_o – скорость звука в окружающей среде;

m'' – масса пластины на единицу площади;

B – изгибная жесткость диска пилы;

C_n – скорость продольной волны в материале пилы;

d – толщина пилы.

Критические частоты дисковых пил лежат в диапазоне от 2500 Гц (для пил толщиной диска 5 мм) до 6500 Гц (для толщины 2 мм). Таким образом, для наиболее распространенных толщин дисков пил звукоизлучение происходит на частотах ниже критических.

Излучение звука изгибными колебаниями на частотах ниже критической $f < f_{кр}$ слабое из-за аэродинамического короткого замыкания. Источниками излучаемой мощности являются зоны по краям диска пилы, в точке возбуждения и на неоднородностях, рядом с которыми нет условий для гидродинамического короткого замыкания.

Предлагаемые для снижения шума пил компенсационные прорезы и другие неоднородности в виде различных орнаментов, выполненные лазером, приводят к усилению звукоизлучения ниже критической частоты.

Излучаемая кромками диска звуковая мощность пропорциональна среднеквадратичной скорости, т.е. она уменьшается по мере повышения ее демпфирования. Излучаемая зоной возбуждения звуковая мощность пропорциональна квадрату силы возбуждения и не зависит от демпфирования [24].

Таким образом, даже при большом демпфировании всегда остается излучение зоной возбуждения, поэтому даже существенное дополнительное демпфирование, обеспечивающее большое снижение уровней звуковой вибрации пильного диска, не позволяет уменьшить уровни воздушного шума.

Необходимо критически относиться к опубликованным данным по снижению шума дисковых пил с помощью различных видов демпфирования их колебаний [23, 26].

Вызывает сомнение достоверность полученных результатов, т.к. они получены с помощью шумомерической аппаратуры с классом точности ± 2 дБ при нестабильном шуме, каковым является шум резания. Велики, по-видимому, и субъективные ошибки в снятии показаний приборов из-за использования в них стрелочных указателей.

Среди множества предложений по снижению шума круглых пил с помощью демпфирования особенно часто выделяются предложения по использованию зажимных шайб увеличенного диаметра. Однако, с точки зрения физики, процесс этот не является демпфированием. Увеличение диаметра шайб меняет параметры колебательной системы: жесткость диска, площадь излучения и коэффициент излучения. Происходит перераспределение частот собственных колебаний диска в области низких частот.

Небольшое снижение шума происходит в основном за счет уменьшения площади излучения. Упоры – ограничители колебаний пилы также не дают никакого акустического эффекта.

Пожалуй, единственный эффективный способ снижения шума пилы – это аэродинамическое демпфирование путем установки двух неподвижных пластин по обе стороны пильного диска ниже уровня стола (у станков, где это возможно).

На частотах $f > f_{кр}$ коэффициент излучения постоянен и равен 1. Для тонких пил (2 мм) этот диапазон частот уже выходит за пределы нормируемого.

Способ снижения шума пилы, состоящий в увеличении внутреннего механического импеданса Z_m , противоречит технологическим требованиям обеспечения минимальной ширины пропила.

Как видно из вышесказанного, снизить шум, излучаемый пильным диском на значительную величину не представляется возможным. Единственным способом его снижения является звукоизоляция, позволяющая значительно уменьшить коэффициент излучения путем установки на пильный узел звукоизолирующей оболочки, или экранирование шума от рабочего места.

Снижение шума круглопильных станков может быть достигнуто снижением интенсивности вибраций пильного диска, предотвращением распространения колебаний от пильного диска к станине, к кожухам, трубам системы пневмоотсоса, а также локализацией шума около пилы, применением звукоизолирующих колпаков или звукоизоляцией всего станка. Снижение интенсивности вибраций пильного диска в принципе может быть обеспечено уменьшением возбуждающих колебания сил, повышением декремента затухания пильного диска внутренним и внешним демпфированием колебаний. Уменьшение основных возбуждающих вибрации сил (силы, возникающие при резании, и аэродинамические воздействия на пилу) практически неосуществимо. Дополнительные возмущающие силы от неуравновешенности и толчки от подшипников хотя и устранимы, но эффективность их устранения на снижение шума относительно мала.

Повышенным декрементом затухания обладают пильные диски, склеенные из 2–3 тонких дисков; диски с наклейкой на обе стороны фольги и диски со вставками из материала с большим коэффициентом внутреннего трения (снижение шума 4–5 дБ). Внешнее демпфирование колебаний пильных дисков может быть осуществлено: применением прижимных фланцев увеличенного диаметра облицованных материалом с большим коэффициентом внутреннего трения, а также применением роликов, штифтов, щеток, пружинных коксов, прижимающихся к пильному диску (эффект 3–4 дБ).

Распространение колебаний от пильного диска к станине, кожухам, трубам системы пневмотранспорта может быть предотвращено виброизоляцией пилы и зажимных фланцев от пильного вала, виброизоляцией наружных колец подшипников пильного вала, виброизоляция ограждений, кожухов, труб системы пневмотранспорта и т.п.

11. АКУСТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВСТРОЕННЫХ ЗВУКОИЗОЛИРУЮЩИХ КОЖУХОВ ПРОДОЛЬНО-ФРЕЗЕРНЫХ ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКОВ

За последние десятилетия изделия машиностроения с пониженными уровнями шума стали одним из основных рекламных аргументов при их сбыте. Деревообрабатывающее оборудование является одним из наиболее шумных изделий машиностроения.

Снизить уровни звуковой мощности в источнике до пределов, обеспечивающих допустимые по санитарным нормам уровни звукового давления на рабочих местах станочников, путем изменения режимов резания (как показали многочисленные исследования), не представляется возможным из-за снижения качества выпускаемой продукции, производительности оборудования. Поэтому устройство звукоизолирующих кожухов в конструкции деревообрабатывающих станков является основным средством защиты от шума в цехах деревообрабатывающих предприятий. Однако такая защита может быть обеспечена только при научно обоснованном выборе звукоизоляции элементов кожухов.

Звукоизоляцией обычно называют свойство конструкции не пропускать звук сквозь себя. Звукоизоляция всегда связана с характером конструкции, а не только со структурой и свойствами материала. Она не остается постоянной при изменении структуры материала, размеров конструкции, массы единицы поверхности ограждения, жесткости связей и характера опирания между конструктивными элементами ограждения.

В последние годы многие зарубежные и отечественные фирмы разработали и выпускают деревообрабатывающие продольно-фрезерные станки с встроенными звукоизолирующими кожухами. Они совершенны с эргономической точки зрения, отвечают требованиям техники безопасности. Однако с акустических позиций эффективность этих кожухов слишком низка.

В соответствии с требованиями ГОСТ 31326-2006 (ИСО 15667:2000) [11] производитель (поставщик) оборудования для определения эксплуатационных свойств кожуха должен представлять следующую информацию:

- акустическую характеристику;
- вносимые потери в октавных полосах частот (или звукоизоляцию по скорректированному по частотной характеристике A уровню звуковой мощности);

- геометрические характеристики кожуха (чертеж);
- используемые материалы, тип герметизации звукопоглощающими материалами и тип уплотнителей;
- пригодность использования вне помещения;
- массу, размеры, условия установки, контроля и технического обслуживания;
- другую специфическую информацию.

К сожалению, ни в технических паспортах, ни в технических характеристиках продольно-фрезерных станков, выпускаемых как отечественными так и зарубежными фирмами, не удалось найти каких-либо данных по снижению шума поставляемыми кожухами.

С целью определения акустической эффективности предлагаемых промышленностью звукоизолирующих кожухов были проведены исследования в условиях действующих предприятий: ООО «Егоршинский лес» (г. Артемовск) и ООО «Лесные традиции» (г. Алапаевск) на четырехстороннем продольно-фрезерном станке модели HFB 516 фирмы HONFAT (рис. 11.1) и отечественном станке модели С25-5А производства Боровичского завода деревообрабатывающих станков (рис. 11.2).



Рис. 11.1. Станок четырехсторонний продольно-фрезерный 5-ти шпindelный HFB-516

Кожухи на обоих станках предназначены для снижения шума основных источников – быстровращающихся (6000 об/мин.) ножевых головок шпинделей узлов, являющихся источниками аэродинамического и механического шума. Остальные источники шума (механизм

подачи, электродвигатели фрез, эксгаустерная система) создают уровни шума значительно ниже названных выше и не влияют на суммарный уровень.

Конструкция стенок кожухов обоих станков аналогичны – стальной лист толщиной 1 мм, облицованный с внутренней стороны звукопоглощающим материалом «Акуст-Рельеф В» толщиной 30 мм (средний коэффициент звукопоглощения – 0,6). Смотровые окна выполнены из органического стекла толщиной 4 мм.

Стенки кожуха – сварной конструкции. Передняя стенка – откидывается вверх дверка с окнами из оргстекла. Торцевые стенки имеют окна и проемы для подачи обрабатываемого материала в кожух и выхода готового изделия, закрытые разрезанными резиновыми шторками.

Через верхнюю стенку кожуха проходят трубопроводы аспирационной системы для удаления стружки после обработки заготовки.



Рис. 11.2. Станок четырехсторонний продольно-фрезерный 6-ти шпindelный С25-5А

Распространение шума из-под кожуха станка в окружающее пространство происходит следующими путями (рис. 11.3).

Путь 1 – шум, проникающий через стенки кожуха.

Звукоизоляция кожуха складывается в этом случае из звукоизоляции отдельных панелей кожуха. На низких частотах звукоизоляция ограждения определяется возникающими в ней резонансными явлениями и зависит от жесткости ограждения, его массы и внутреннего трения в материале.

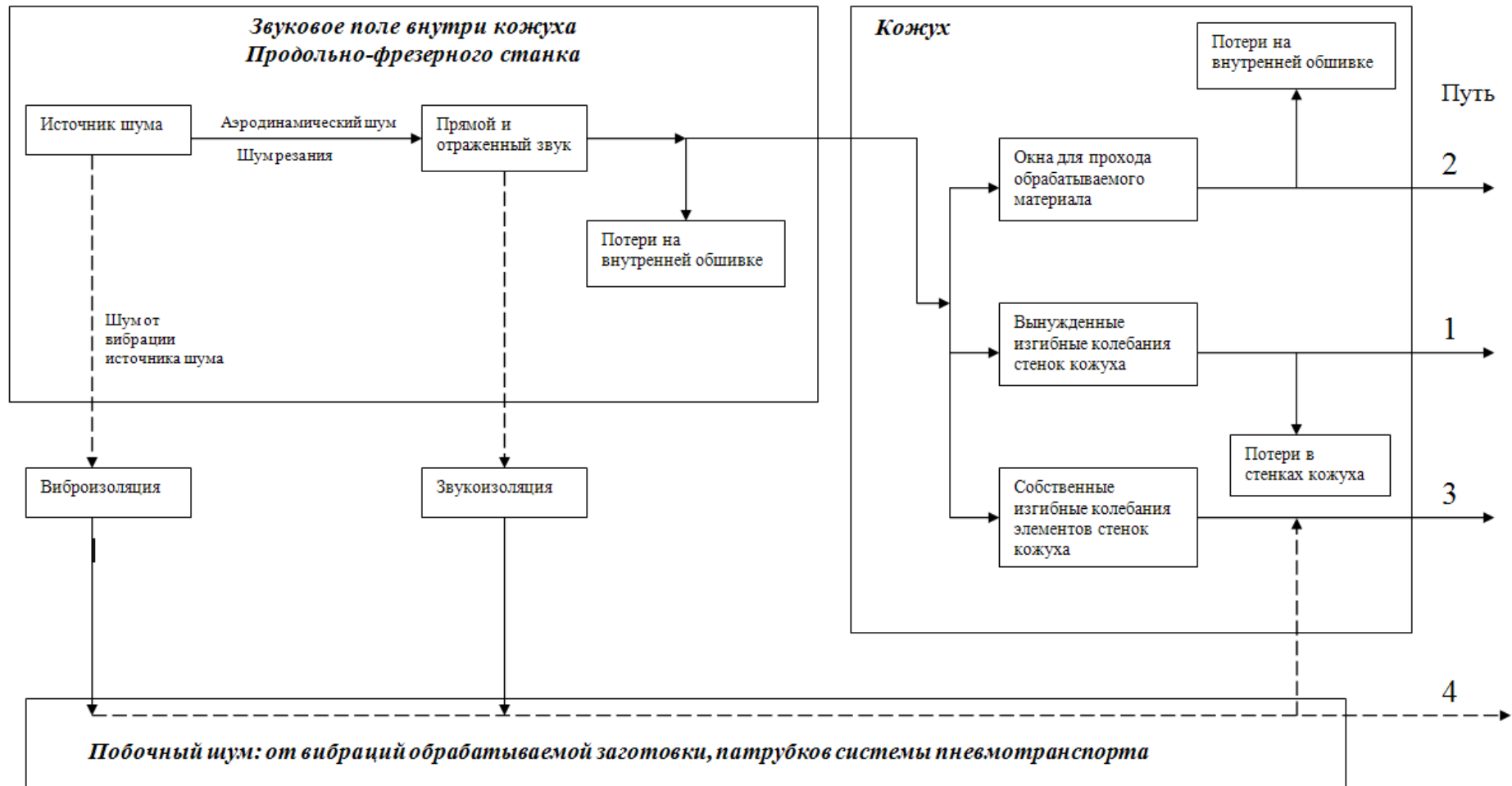


Рис. 11.3. Пути распространения шума из-под кожуха станка в окружающее пространство

Для прямоугольной сплошной панели, шарнирно опирающейся всеми четырьмя сторонами, частоты собственных колебаний могут быть вычислены по формуле

$$f_{m,n} = 0,45c_n h \left[\left(\frac{m}{a} \right)^2 + \left(\frac{n}{b} \right)^2 \right] \text{Гц}, \quad (11.1)$$

где $f_{m,n}$ – частота собственных колебаний, Гц;
 c_n – скорость продольной волны в плите, м/с;
 a и b – стороны панели, м;
 h – толщина панели, м;
 m и n – любые целые числа.

Расчеты показывают, что первые собственные частоты панелей исследованных кожухов находятся в диапазоне 2–4 Гц.

На частотах выше первых 3–5 частот собственных колебаний плоского ограждения его звукоизоляция определяется массой единицы площади ограждения. Жесткость конструкции играет при этом весьма малую роль.

Величины снижения проникающих через стенки кожуха уровней шума достигают значения:

$$\Delta L = R_1 - 10 \lg(S_K - A_K), \quad (11.2)$$

где R_1 – звукоизолирующая способность ограждающей конструкции кожуха, дБ.

S_K – площадь поверхности кожуха, м².

$A_K = \overline{\alpha_K} S_{\Pi}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения в пространстве под кожухом, м²; $\overline{\alpha_K} = \frac{1}{S_{\Pi}}$

$\sum_{i=1}^n \overline{\alpha_i} S_i$ – средний коэффициент звукопоглощения в пространстве под кожухом;

S_{Π} – суммарная площадь поверхностей, находящихся под кожухом, включая поверхность кожуха S_K ;

a_i, S_i – парциальный средний коэффициент звукопоглощения и площадь поверхности отдельных частей кожуха и деталей станка, находящейся под ним.

Поскольку конструкция стенок кожуха неоднородна по площади, имеет участки с различной изоляцией воздушного шума, то прямая передача звука происходит через эти участки с различной интенсивностью.

Средняя звукоизоляция в этом случае определяется по формуле

$$R_{cp} = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^m S_i \cdot 10^{-0,1R_i} \right), \quad (11.3)$$

где S_i – площадь отдельного i -го элемента кожуха, m^2 ;

R_i – звукоизоляция этого элемента, дБ.

Звукоизолирующая способность однородной однослойной ограждающей конструкции станка кожуха R_1 может быть определена по общепринятой методике [6].

Путь 2 – воздушный шум, проникающий через отверстия в стенках кожуха, требует наибольшего внимания. На низких частотах, когда размеры кожуха малы по сравнению с длиной волны звука и когда звукопоглощение внутренней обшивки кожуха мало, внутренний объем кожуха и кромки отверстий образуют резонатор Гельмгольца, что является причиной усиления шума (вносимые потери кожуха имеют отрицательный знак из-за резонансных явлений). Внутренний объем кожуха имеет набор мод-форм собственных колебаний заключенного в нем воздуха. Собственные колебания возможны на таких частотах, на которых в результате наложения прямых и отражения волн, получаются стационарно расположенные узлы и пучность.

Собственные частоты основных мод определяются по формуле

$$f_{n_x, n_y, n_z} = \frac{c_0}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2}, \quad (11.4)$$

где c_0 – скорость звука в воздухе, м/с;

l_x, l_y, l_z – размеры кожуха в направлениях x, y, z , параллельных его сторонам, м;

n_x, n_y, n_z – независимые одно от другого числа, которые могут принимать любые целые значения: 0, 1, 2...

Основная доля звуковой энергии, излучаемой источниками шума станка, переносится посредством мод объема кожуха на его собственных частотах, на которых происходит резонансное движение воздуха. На других частотах воздух совершает только вынужденные колебания и доля переносимой этими колебаниями энергии существенно меньше.

Расчеты показывают, что первые низшие собственные частоты внутренних объемов кожухов исследуемых типов продольно-фрезерных станков находятся в диапазоне частот 80–150 Гц. Как показали

исследования, снижение звукоизоляции кожуха на низких частотах происходит в октавной полосе со среднегеометрической частотой 125 Гц.

На высоких частотах, когда кожух обеспечивает значительное звукопоглощение, коэффициент несплошности θ и звукопоглощение внутренней обшивки вблизи отверстий определяют передачу звука по пути 2. На высоких частотах при акустически незащищенных (неизолированных) отверстиях звукоизоляция R_2 по пути 2 рассчитывается по формуле

$$R_2 = -10 \lg(\theta), \quad (11.5)$$

где $\theta = S_0 / S_k$ – коэффициент несплошности;

S_0 – площадь отверстий, м²;

S_k – площадь внутренней поверхности кожуха, включая площадь отверстий, м².

Путь 3 – излучение при собственных изгибных колебаниях стенок кожуха. Панели кожуха нежесткие. Поэтому их коэффициент излучения мал и преимущественно обусловлен колебаниями заземленных кромок или участками, прилегающими к точкам крепления. Собственные изгибные колебания главным образом возбуждаются передаваемой на стенки вибрацией и воздушным шумом. Поглощение этих колебаний обеспечивается демпфированием панелей кожуха.

Путь 4 – побочный шум, вызванный вибрацией и воздушным шумом источников, не зависящих от кожуха: шум незакрытых частей станка, обрабатываемого материала, присоединенных к станку трубопроводов эксгаутерной установки. Излучение по пути 4 ухудшит акустические характеристики кожуха при плохо спроектированном кожухе.

Следует рассматривать передачу звука по всем путям. Шум по каждому пути может быть определен измерениями или расчетом.

Исследование проводилось с использованием шумомера-анализатора спектра Октава-110А, обладающего встроенной функцией автоматической записи в память и статистического анализа. За контрольные точки принимались рабочие места у станка на подаче и приеме древесины, а также посередине корпуса станка. Измерения проводились при постоянной скорости подачи материала (8 м/мин). Обработывались сосновые доски размером 120*25*6000 мм.

Исследования показали следующее: уровни звукового давления на рабочих местах у обоих типов станков при установленных звукоизолирующих кожухах превышают нормативные значения на всех контрольных точках (рис. 11.5, 11.6).

На рис. 11.4 для сравнения приведен спектр шума станка НФВ 516 без звукоизолирующего кожуха. Видно, что эффективность звукоизоляции кожуха мала, особенно в области низких частот.

Особенность кожухов продольно-фрезерных станков заключается в том, что рабочее место расположено вблизи кожуха и приходящая в нее звуковая энергия от различных элементов кожуха неодинакова. Поэтому основные конструктивные параметры звукоизолирующих кожухов, а также особенности излучения звука элементами ограждения должны быть учтены с эффектом дифракции звука от различных элементов кожуха.

Исследования показали, что звукоизоляция кожухов по уровню звука и по звуковому давлению изменяется в широких пределах в различных контрольных точках станка.

Эти различия зависят от изменения частотного спектра шума на холостом и рабочем ходу, характера формирования звукового поля под кожухом, фактора направленности излучения источниками шума и элементами кожуха, наличия сквозных проемов конструкции кожуха.

Максимальная звукоизоляция по уровню звука кожухов обоих станков зарегистрирована в контрольных точках посередине станков на расстоянии 1 м от станка. Для станка НФВ 516 она равна 10,4 дБА, для станка С25-5А – 11,4 дБА (рис. 11.5, 11.6, 11.7).

На рабочих местах станочников из-за наличия открытых проемов в торцевых станках кожухов, имеющих коэффициент несплошности $\sim 0,01$, звукоизоляция значительно ниже – 6 дБА на подаче древесины, 5 дБА на приеме заготовок.

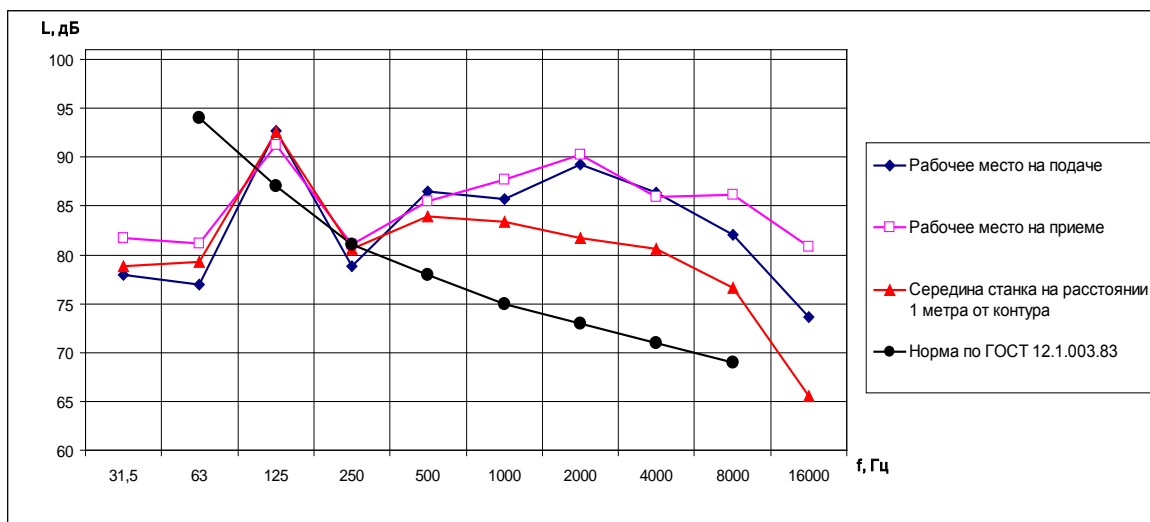


Рис. 11.4. Спектр шума станка НФВ 516 на рабочем ходу (с кожухом)

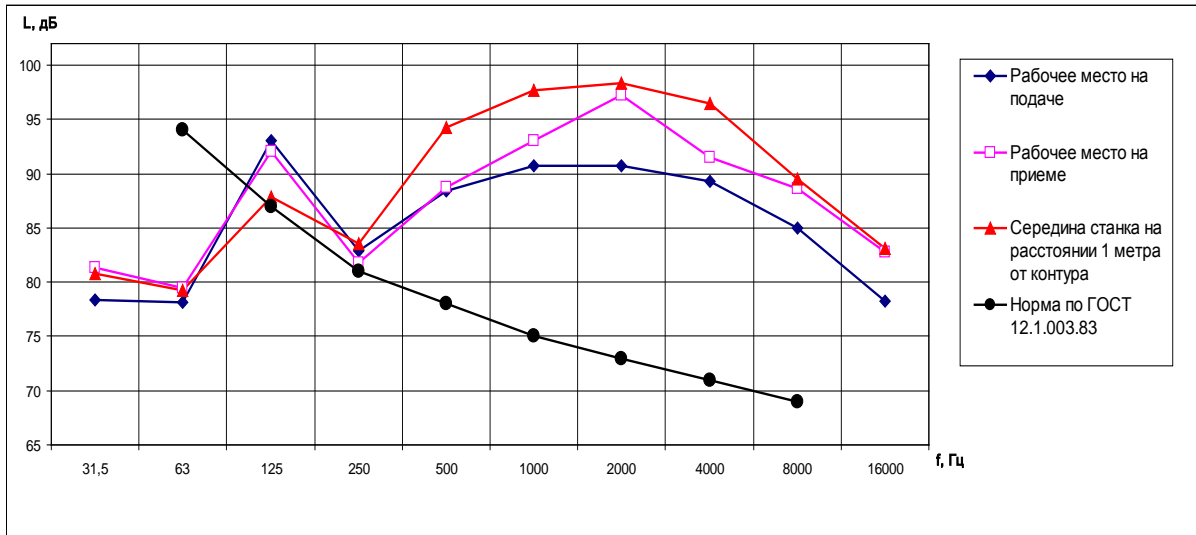


Рис. 11.5. Спектр шума станка HFB 516 на рабочем ходу (без кожуха)

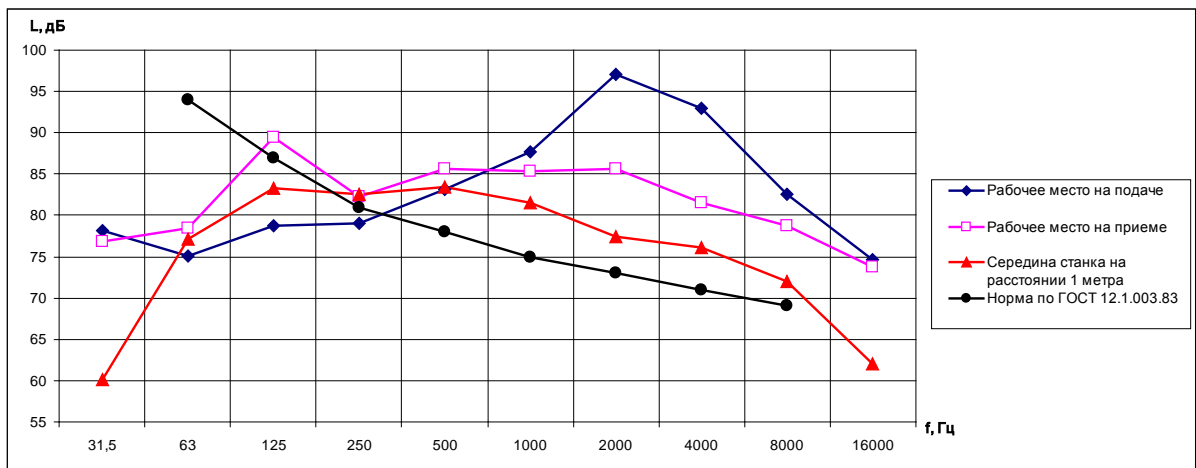


Рис. 11.6. Спектр шума станка C25-5A на рабочем ходу (с кожухом)

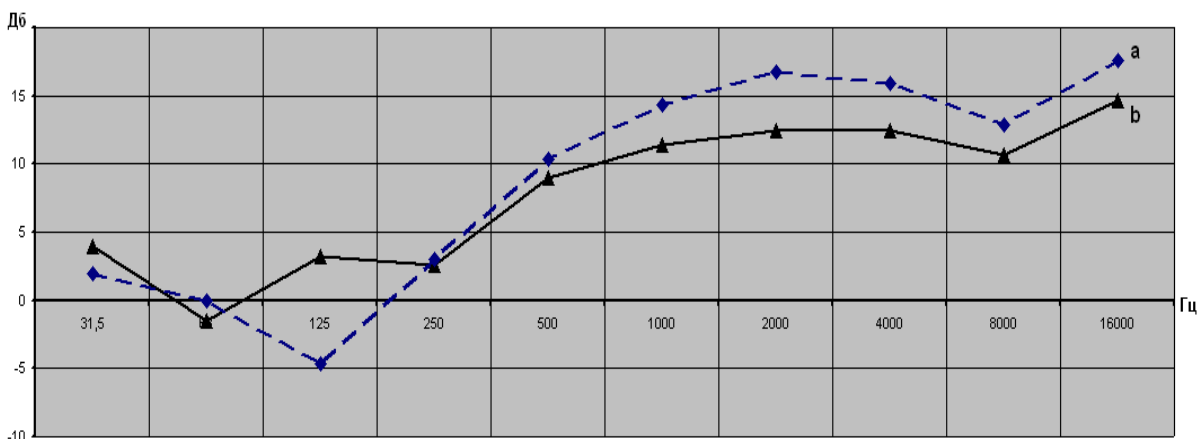


Рис. 11.7. Эффективность звукоизоляции кожухов станков HFB 516 (а) и C25-5A (б), замеры проведены посередине станков на расстоянии метра от их корпусов на рабочем ходу (дБ)

Анализ спектральных составляющих звукоизоляции кожуха по звуковому давлению показывает, что на низких частотах (до 250 Гц) эффективность звукоизоляции меняется от отрицательных значений до 3–4 дБ. Это связано с тем, что плотность собственных частот воздушного объема кожуха в этом диапазоне частот чрезвычайно мала и в октавных полосах уровни звукового давления определяются собственными колебаниями объема. На этих частотах эффективность звукопоглощающей облицовки стенок кожуха из-за малой величины коэффициента звукопоглощения мала.

С ростом частоты эффективность звукоизоляции возрастает до 8–12 дБ. На резонансных частотах стенок кожуха в области средних частот в экспериментальных кривых эффективности звукоизоляции имеются провалы на 2–4 дБ. При дальнейшем увеличении частоты звука акустическая эффективность кожухов падает на критических частотах элементов кожухов (около 6 тыс. Гц) из-за явлений волнового совпадения.

В соответствии с ГОСТ 31326-2006 различают пять групп кожухов в зависимости от величины звукоизоляции по уровню звука, дБА: а) до 10; б) от 10 до 20; в) от 25 до 31; г) от 30 до 40; е) более 40.

Предлагаемые звукоизолирующие кожухи исследованных станков относятся к группе кожухов, к которым не предъявляются особые акустические требования. Теоретические расчеты показывают, что звукоизолирующие элементы кожуха (боковые панели, смотровые окна) обладают звукоизолирующей способностью, необходимой для снижения шума, проникающего по пути 1 на рабочем месте, до нормативных значений. Наибольшего внимания требует шум, распространяющийся из кожуха по пути 2 через окна для подачи заготовок и выхода готовых изделий. Для снижения шума на этом пути необходима установка каналов глушителей с гибкими поперечными шторками-перегородками на входе и выходе из канала.

Практическое решение проблемы подавления возбуждения низких резонансных мод воздушного объема кожуха существенно затруднено в связи с невозможностью изменения геометрии свободного пространства кожуха и мест расположения источников шума в нем.

Для снижения излучения шума стенками кожуха на собственных частотах (путь 3) поверхность стенок необходимо покрыть вибропоглощающим материалом «Вибропласт М2» толщиной 2,1 мм. Уровни шума побочных источников (путь 4), как показали исследования, не превышает нормативных значений и при проектировании кожуха могут не учитываться.

Установлены количественные закономерности изменения эффективности кожухов от основных конструктивных параметров, что позволит создавать встроенные кожухи с повышенными акустическими характеристиками.

Предлагаемые фирмами-изготовителями станков встроенные звукоизолирующие кожухи, как дополнительная опция к продольно-фрезерному станку, не могут обеспечить снижение шума до допустимых уровней на рабочих местах станочников.

При установке станка в цехе требуются дополнительные мероприятия либо по обеспечению работающих средствами индивидуальной защиты от шума, либо по ограничению времени пребывания людей в зоне повышенного шума, либо по облицовке ограждающих конструкций цеха звукоизолирующими материалами.

12. АКУСТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ И СНИЖЕНИЕ ШУМА ОБОРУДОВАНИЯ ЦБП

12.1. Принципы построения акустических моделей источников шума с ударными нагрузками

12.1.1. Расчет вибрационных полей в корпусных конструкциях оборудования ЦБП

Многие источники шума на предприятиях ЦБП представляют собой комбинации угловых соединений пластин различной или равной толщины, образующие замкнутые объемы в виде кожухов рабочих органов машин, и подвергающиеся ударным нагрузкам [6]. С позиции теории колебания они представляют собой сложные колебательные системы, строгий расчет звукового поля которых практически невозможен.

Рассмотрим энергетический метод описания процесса распространения звуковой вибрации в сложных корпусных конструкциях, лежащий в основе инженерных методов решения задач снижения структурного шума, и экспериментальную проверку возможности его использования в задачах расчета вибрационных полей в реальных конструкциях оборудования лесного комплекса.

Энергетический метод позволяет описать процесс распространения упругих колебаний в сложной конструкции при помощи системы алгебраических или простых дифференциальных уравнений. При

этом каждый обособленный элемент конструкции рассматривается обобщенно и характеризуется средней колебательной скоростью [21].

В работе [28] рассмотрено распространение изгибных волн в панелях здания в предположении диффузного поля вибрации на каждой панели. Условие энергетического баланса для отдельных панелей записывается в виде системы уравнений:

$$\left(\sum_{j=1}^{j=n} \alpha_{ij} + \beta_i \right) u_i = \sum_{j=1}^{j=n} \alpha_{ji} u_j + \sum_{k=0}^{k=m_i} w_{ik}, \quad (12.1)$$

где: $\alpha_{ij} = \frac{c_i \cdot l_{ij} \cdot \tau_{ij}}{\pi}$; $\alpha_{ji} = \frac{c_j \cdot l_{ij} \cdot \tau_{ji}}{\pi}$; $\beta_i = \eta_i \omega s_i$,

$i = 1, 2, \dots, n$;

c_i, c_j – групповые скорости изгибных волн на i -й и j -й панелях;

l_{ij} – общая часть контура между i -й и j -й панелями;

τ_{ij}, τ_{ji} – коэффициенты прохождения (по энергии) изгибных волн через угловые соединения i -й и j -й панелей;

η_i – коэффициент потерь i -й панели;

s_i – площадь i -й панели;

n – число всех панелей;

m_i – число источников на i -й панели;

w_{ik} – мощность каждого из источников;

u_i, u_j – средняя плотность энергии i -й и j -й панели;

ω – круговая частота, c^{-1} ($\omega = 2\pi f$).

Первый член в левой части системы учитывает уход энергии через контур из рассматриваемой панели в сопряженные с ней панели. Второй член характеризует рассеяние энергии при колебаниях панели за счет внутренних потерь. Правая часть системы определяет поток энергии от сопряженных панелей и от внешних источников, действующих на данную панель.

Применение метода В. Вестфаля [28] к расчету реальных конструкций оборудования лесного комплекса требует его уточнения, т.к. в исходных предпосылках указанного метода принят ряд весьма существенных упрощающих допущений.

Первое допущение – о полной диффузности вибрационных полей на каждой панели – является довольно грубым приближенным к реальным условиям.

Вторым допущением схемы Вестфаля является то, что пластины в жестких угловых соединениях полагаются полубесконечными. Коэффициенты прохождения изгибных волн τ вычисляются по формулам для полубесконечных пластин при нормальном падении изгибной волны, а в реальных конструкциях энергообмен происходит в пластинах конечных размеров.

Кроме того, в реальных угловых соединениях, не являющихся абсолютно жесткими, возможна трансформация изгибных волн в продольные. Правомочность использования всех этих приближений для реальных конструкций оборудования должны быть обоснованы.

С этой целью были проведены экспериментальные исследования вибрационных полей и коэффициентов прохождения изгибной волны через соединения реальных плоских элементов оборудования.

Примером источников ударного шума служат, например, кожухи рабочих органов рубительных машин. Размеры этих кожухов имеют размеры от 1 до 3 м в диаметре и толщину стенок от 4 до 10 мм.

Были изготовлены две экспериментальные секции кожухов, представляющие собой сварные коробчатые конструкции из листовой стали. Одна секция имела наружный радиус 0,7 м, внутренний – 0,12 м. Вторая секция имела соответственно размеры 1,4 и 0,24 м. Выбор этих размеров был обусловлен тем, что в указанные интервалы входят все типоразмеры кожухов рубительных машин. Толщина листов кожухов была 4 и 8 мм. Исследуемая секция устанавливалась на фундамент, а сверху – ударное устройство.

В результате исследований установлено, что средний по площади уровень колебательной скорости практически не зависит от точки приложения ударной нагрузки. Отклонение уровней колебательной скорости, измеренных в различных точках по площади, от среднего значения не превышает 3 дБ. Причем максимальные отклонения наблюдаются на высоких частотах. На низких частотах уровни во всех точках практически одинаковы.

На рис. 12.1 представлены графики снижения уровней вибрации при прохождении изгибных волн через стыки пластин кожуха, полученные экспериментально, и вычисленные по коэффициенту прохождения изгибной волны через угловое соединение двух полубесконечных пластин [6].

Как видно, на рис. 12.1 коэффициент прохождения изгибных волн (по энергии) через угловые соединения пластин по схеме Вестфаля частотно независим. Реальные же коэффициенты прохождения

в значительной степени зависят от частоты (особенно в низкочастотной области). Разница в расчетных и действительных значениях виброизолирующего эффекта углового соединения пластин на некоторых частотах достигает 20 дБ.

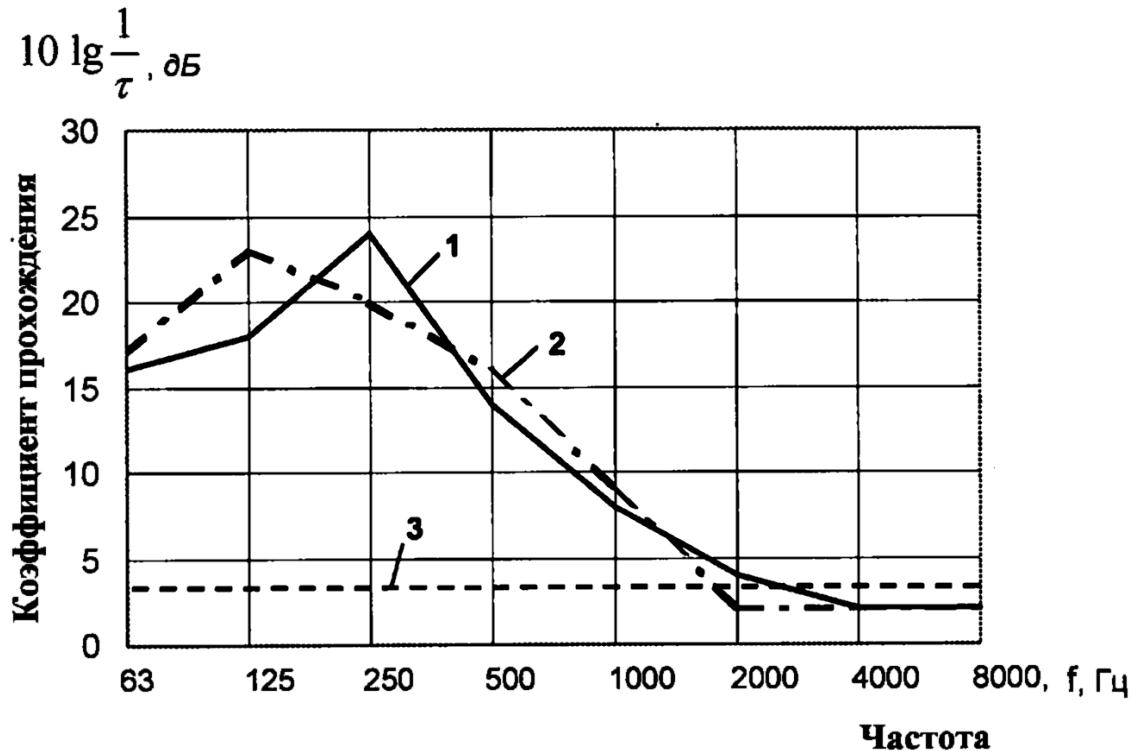


Рис. 12.1. Снижение уровней виброскорости при переходе изгибных волн через угловое соединение пластин (1, 2 – эксперимент; 3 – расчет):
1 – толщина пластины 8 мм; 2 – толщина пластины 4 мм

Это объясняется следующими обстоятельствами.

При ударном возбуждении пластины колебания ее происходят на собственных частотах. Конечность размеров пластин обуславливает малую плотность собственных частот в низкочастотной области спектра. В табл. 12.1 приведены частоты собственных колебаний пластин экспериментальных кожухов для первых трех собственных форм, вычисленные приближенным методом [7].

Как видно из таблицы, в первой нормируемой октавной полосе (63 Гц) находится только две частоты собственных колебаний для меньшей модели кожуха при толщине пластины 4 мм и только одна собственная частота для пластины 8 мм. В следующих двух октавных полосах число собственных частот возрастает до 2–3. С увеличением площади пластины число собственных частот несколько выше, но во всех встречающихся в реальных машинах случаях в первых трех

октавных полосах плотность собственных частот чрезвычайно мала. О резонансных свойствах вибрационных полей пластин экспериментальных кожухов на низких частотах говорит и характер узкополосных спектров вибраций (рис. 12.2).

Таблица 12.1

Частоты собственных колебаний пластин экспериментальных кожухов при различных формах собственных колебаний

№ пп	Форма колебаний		Толщина пластины			
	Число узловых диаметров	Число узловых радиусов	4 мм		8 мм	
			Наружные радиусы пластин			
			0,7 м	1,4 м	0,7 м	1,4 м
1	1	1	27,5	7	55	14
2	1	2	68,5	17,1	137	34
3	2	1	72	21	152	37
4	2	2	109	27,5	219	55
5	1	3	137	69	275	138
6	2	3	178,75	89	357	198
7	3	1	154	76	294	158
8	3	2	184	94	378	208
9	3	3	246	123	492	247

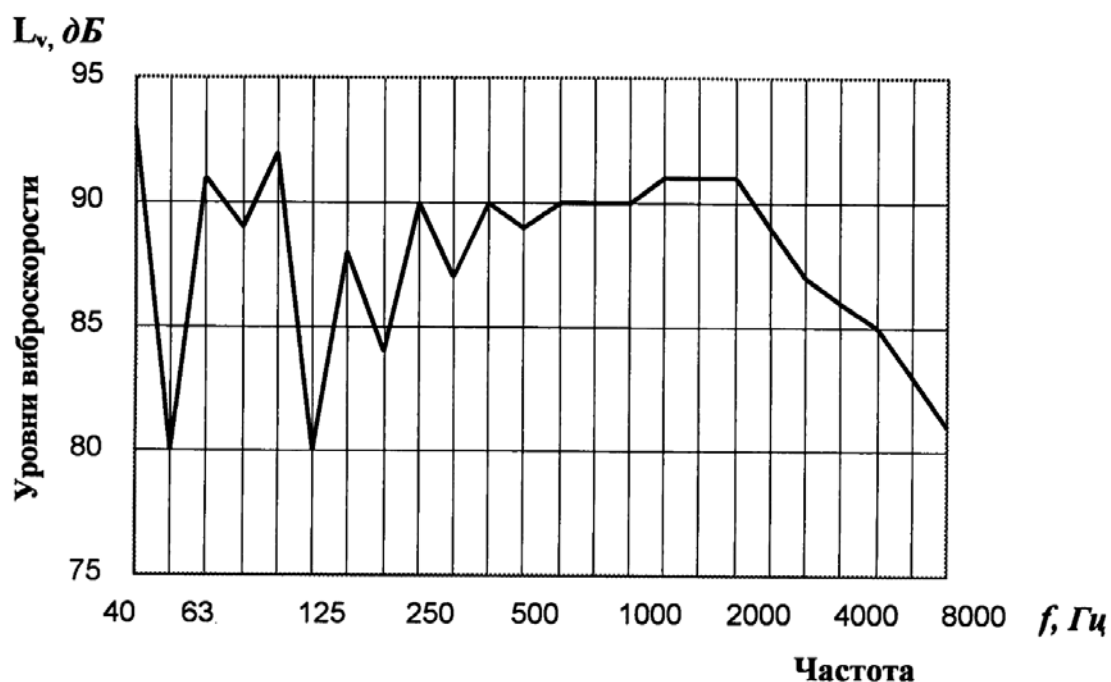


Рис. 12.2. График спектра виброскорости основной пластины экспериментального кожуха в 1/3-октавных полосах частот

Сопряженные с основной пластиной элементы также ввиду конечности размеров имеют на низких частотах дискретный характер собственных частот. Причем эти собственные частоты не совпадают с собственными частотами основной пластины. В результате этого колебательная энергия основной пластины, сосредоточенная в основном на собственных частотах, при переходе через жесткое соединение на сопряженный элемент возбуждает колебания этого элемента на резонансных частотах, что приводит к большой разнице в уровнях колебательных скоростей основной и сопряженной пластин на этих частотах.

На высоких частотах резонансные свойства пластин сглаживаются (рис. 12.2), интервалы между собственными частотами пластин сокращаются и средние в октавных полосах частот коэффициенты прохождения изгибных волн через жесткие соединения пластин становятся равными коэффициентам, вычисленным по схеме Вестфала для полубесконечных пластин.

Подводя итог полученным результатам, можно отметить следующее:

- энергетический метод не применим для расчета вибрационных полей тонкостенных элементов конструкций оборудования лесного комплекса в области низких частот менее 250Гц из-за резонансного характера этих полей;
- в области высоких частот расчет коэффициентов прохождения изгибных волн возможен по методике Вестфала.

12.1.2. Расчет звуковой мощности, излучаемой оборудованием лесного комплекса с ударными нагрузками

Реальные элементы машин, излучающие шум из-за ударных процессов, возникающих при их работе, представляют собой сложные колебательные системы, строгий расчет звукового поля которых практически невозможен. К таким источникам шума на предприятиях лесного комплекса относятся рубительные машины, защитные кожухи деревообрабатывающих станков, а также такие конструктивные элементы машин и оборудования, как загрузочные и пересыпные лотки.

Практически ни один из источников шума оборудования с импульсным возбуждением нельзя аппроксимировать элементарными излучателями – монополюсом, диполем (не рассматриваем здесь вопросы

шумообразования в приводных механизмах, где такая аппроксимация возможна). Источниками шума этого оборудования являются колеблющиеся поверхности, находящиеся под действием ударной нагрузки.

Во всех случаях, перечисленных выше, причиной шума являются изгибные волны в конструкциях, представляющих собой различные комбинации соединений пластин. Другие типы упругих волн на звукоизлучение указанных конструкций оказывают слабое влияние. Теоретическое описание излучения звука реальными конструкциями машин на современном этапе развития технической акустики не представляется возможным. Колеблющиеся плоские элементы машин представляют собой акустические решетки, ячейки которых определяются сеткой узловых линий.

Вопросы, относящиеся к направленности излучения, рассматриваться не будут. Попытаемся оценить излучаемую звуковую мощность. Такая оценка важна при решении практических задач, связанных со снижением шума оборудования на стадии проектирования. Излучение звука при изгибных колебаниях пластин конечных размеров в общем виде рассматривается в ряде работ. Не останавливаясь на теоретической стороне вопроса, укажем на основные моменты, характеризующие процесс излучения звука пластиной, в которой возбуждаются изгибные колебания.

Изгибные колебания, амплитуда которых синусоидально изменяется с расстоянием, излучают звук в том случае, когда длина изгибной волны в структуре колебаний пластины больше, чем длина звуковой волны. В этом случае звуковые поля, возбуждаемые каждым элементом решетки пластины, можно рассматривать как пространственно некоррелированные, и сопротивление излучения на единицу площади пластины близко к ρc (ρ – плотность воздуха; c – скорость звука). Если же длина изгибной волны меньше длины звуковой волны, что возможно на низких звуковых частотах, то возбуждается безваттный поток, который не сопровождается звуковым излучением, т.е. излучатель работает в режиме акустического короткого замыкания. Однако даже на низких частотах звук возбуждается из-за искажения синусоидального поля колебаний в окрестностях возбуждающей силы и из-за нарушения непрерывности поля колебаний вблизи краев пластин.

Применив модифицированный принцип Гюйгенса, можно установить, что точечная сила возбуждает в пластине расходящиеся изгибные волны. Следующие одна за другой круговые зоны шириной

в половину изгибной волны имеют противоположные фазы. Вклады любых двух соседних половин таких зон в звуковое излучение взаимно уничтожаются. Тогда звуковая мощность оказывается обусловленной исключительно объемным потоком, который возбуждается первой половиной круговой зоны, оставшейся в результате взаимной компенсации. Звуковая мощность в этом случае эквивалентна звуковому полю, возбуждаемому низшими формами собственных колебаний, которые акустически не замкнуты накоротко.

В том случае, когда внешняя сила представляет собой ударную нагрузку, приложенную в точке, возбуждаются колебания практически всех форм собственных колебаний, резонансные частоты которых значительно ниже частоты сил. Для этих форм собственных колебаний расстояние между узловыми линиями значительно больше половины звуковой волны. Они акустически не замкнуты накоротко и их сопротивления излучения близки.

Следовательно, звуковую мощность можно рассчитать, суммируя вклады всех форм собственных колебаний, порядок которых ниже номера формы собственных колебаний, соответствующей случаю акустического короткого замыкания, при котором сопротивление излучения равно нулю.

Практическая реализация разработанных теоретических методов для решения прикладных задач оказывается очень сложной. В инженерной практике принято звуковую мощность, излучаемую источником с заданным распределением колебательной скорости, выражать через коэффициент излучения σ [4]:

$$\sigma = \frac{P}{\rho c S V^2}, \quad (12.2)$$

где P – звуковая мощность, Вт;

S – площадь поверхности излучения, м²;

V^2 – среднее значение квадрата колебательной скорости излучающей поверхности, м/с;

ρc – волновое сопротивление среды, кг/м²с;

σ – коэффициент излучения.

Исходя из вышесказанного, реальные элементы оборудования, представляющие собой пластины, излучают хорошо звук на тех частотах, на которых $\lambda_{II} > \lambda$ (где λ_{II} – длина изгибной волны в пластине; λ – длина звуковой волны). Для низких частот коэффициент σ меньше 1 и зависит от соотношения многих факторов реальной конструкции.

Для каждой пластины условие $\lambda_{II} = \lambda$ соответствует вполне определенной частоте, называемой критической, т. е.

$$f_{кр} = \frac{c^2}{\pi\delta} \sqrt{\frac{3\rho(1-\mu^2)}{E}}, \quad (12.3, а)$$

где ρ , δ , E , μ – соответственно плотность, толщина, модуль продольной упругости, коэффициент Пуассона материала пластины.

На величину коэффициента излучения в докритической области частот оказывают влияние размеры пластины, условия закрепления ее по контуру, условия возбуждения колебаний. Кроме того, на звукоизлучение реальных элементов машин часто оказывают влияние реакции ограниченных воздушных объемов, которые образованы этими плоскими элементами. Поэтому возникает вопрос о создании такой расчетной схемы, которая позволила бы с достаточной для практических целей точностью описать вибрационные характеристики конкретных конструкций оборудования, находящихся под воздействием ударных нагрузок, и их звуковое поле. Инженерный подход к указанной задаче предполагает определенные упрощения в модели расчета. Допустимые пределы упрощения определяются сравнением экспериментальных и расчетных значений излучаемого шума.

Рассмотрим процесс шумообразования в машинах с ударным возбуждением. Изгибные волны, возбуждаемые ударом в плоском элементе машины, излучаются в виде звука. Часть энергии колебаний передается на сопряженные с возбуждаемым элементом пластины, которые также излучают звук (рис. 12.3). Величина звуковой мощности, излучаемой с сопряженных поверхностей, в некоторых случаях может быть соизмерима с величиной звуковой мощности, излучаемой пластиной, непосредственно подвергающейся ударной нагрузке. В других случаях при расчете звуковой мощности машины первой величиной можно пренебречь, так как часть энергии колебаний при переходе через стыки плоских элементов машины затухает и излучаемая ею мощность не оказывает существенного влияния на звуковую мощность всей машины.

Если известен средний по площади пластины 1 квадрат колебательной скорости V_1^2 , то средний квадрат колебательной скорости в пластине 2 V_2^2 можно найти по формуле [4]:

$$V_2^2 \approx V_1^2 \frac{\tau}{(2-\tau)} \frac{\delta_1 c_1}{\delta_2 c_2}, \quad (12.3, б)$$

где c_1, c_2 – скорости изгибных волн в 1-й и 2-й пластинах;
 δ_1, δ_2 – толщины стыкуемых элементов;
 τ – коэффициент прохождения изгибных волн при угловом соединении элементов конструкции машин.

$$\tau = 2(\alpha^{-5/4} + \alpha^{5/4}),$$

$$\alpha = \frac{\delta_1}{\delta_2}$$

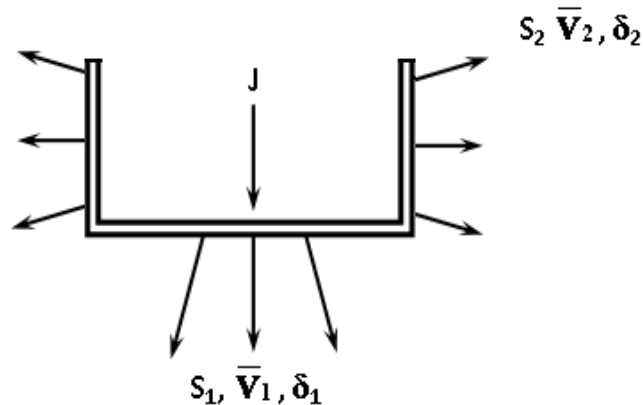


Рис. 12.3. Акустическая модель источника шума с ударным возбуждением

Звуковая мощность, излучаемая машиной, согласно энергетическому методу распространения вибрации в конструктивных элементах будет равна

$$P_{\text{маш}} = P_1 + P_2 = \rho c \sigma_1 s_1 V_1^2 + \rho c \sigma_2 s_2 V_2^2 = \rho c V_1^2 \left(\sigma_1 s_1 + \sigma_2 s_2 \frac{\delta_1 c_1}{\delta_2 s_2} \frac{\tau}{2 - \tau} \right), \quad (12.4)$$

где P_1 – звуковая мощность, излучаемая элементом конструкции, подвергающимся действию ударной нагрузки;

P_2 – звуковая мощность, излучаемая сопряженными с основным элементом конструкциями машины;

σ_1, σ_2 – коэффициенты излучения основного и сопряженных элементов конструкции;

s_1, s_2 – площади основного и сопряженных элементов конструкции.

Уровень звуковой мощности будет равен, дБ:

$$L_p = 20 \lg V_1 + 10 \lg \left[\sigma_1 s_1 + \sigma_2 s_2 \frac{\tau}{2 - \tau} \frac{c_1 \delta_1}{c_2 \delta_2} \right]. \quad (12.5)$$

Проанализируем второй член уравнения, характеризующий влияние на уровень излучаемой машиной звуковой мощности характера передачи вибрации через стыки элементов конструкции машин при различных условиях закрепления краев.

В реальных конструкциях машин лесного комплекса отношение толщин сопрягаемых элементов может изменяться в пределах от 1 до 4. Величина коэффициента τ при этом может изменяться от 0,9 до 1,1. Отношение фазовых скоростей изгибных волн для элементов машин, изготовленных из одного материала, при $\alpha = 1-4$ находится в пределах от 1 до 1,5.

На величину излучаемой звуковой мощности большое влияние оказывает коэффициент излучения σ как основного, так и сопряженных элементов конструкции машины в области частот $f < f_{кр}$. Так как условия закрепления и площадь пластаны на величину коэффициента σ влияния практически не оказывают, то можно принять [9]:

$$\sigma = \frac{\Pi C}{\pi^2 S f_{кр}} \sqrt{\frac{f}{f_{кр}}} \quad \text{при } f < f_{кр}, \quad (12.6)$$

где Π – периметр контура пластины;

S – площадь пластины;

C – скорость звука.

$\sigma = 1,0$ при $f \geq f_{кр}$.

Оценим влияние сопряженных элементов конструкции на величину излучаемого шума. Здесь возможны два случая, встречающиеся в конструкциях машин и оборудования лесного комплекса.

1. Колебания возбуждаются в плоском элементе конструкции машины, толщина которого больше толщин сопрягаемых элементов ($f_{кр1} < f_{кр2}$).

2. Сопрягаемые элементы имеют равную толщину ($f_{кр1} = f_{кр2}$).

В первом случае (рис. 12.4) можно выделить три характерных частотных области. В первой и во второй областях общая звуковая мощность машины определяется излучением основного элемента. В третьей области звуковая мощность зависит от излучения как основного, так и сопряженных элементов. Исходя из вышесказанного, звуковую мощность можно определить из формулы (12.5) для каждой области частот по следующим зависимостям:

$$\begin{aligned} L_p &\approx 20 \lg V_1 + 10 \lg \sigma_1 s_1 && \text{при } f < f_{кр1}, \\ L_p &\approx 20 \lg V_1 + 10 \lg s_1 && \text{при } f_{кр1} < f < f_{кр2}, \\ L_p &\approx 20 \lg V_1 + 10 \lg (s_1 + \sigma s_2) && \text{при } f > f_{кр2}. \end{aligned} \quad (12.7)$$

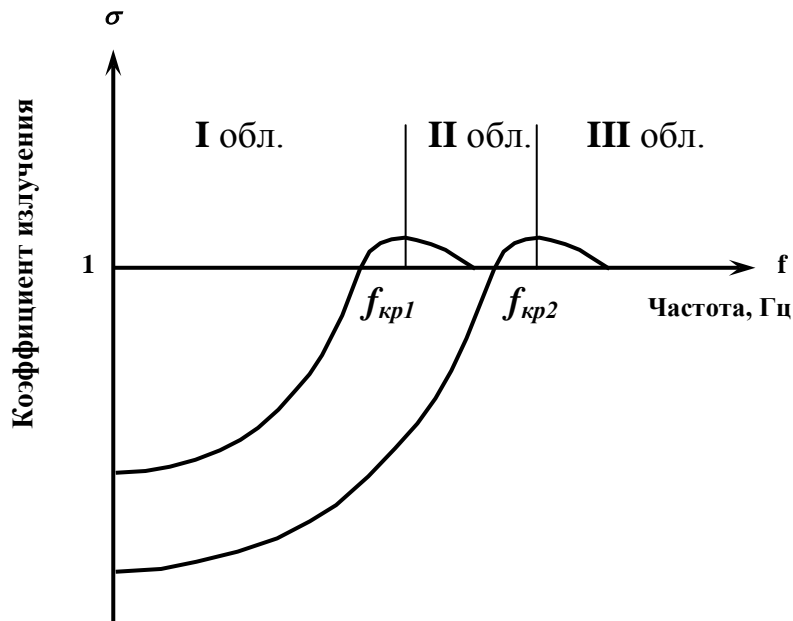


Рис. 12.4. К вопросу излучения корпусного шума машиной

Во втором случае $f_{kp1} = f_{kp2}$ и звуковая мощность, излучаемая машиной, определится по формуле

$$L_p \approx 20 \lg V_1 + 10 \lg \sigma_1 (s_1 + s_2). \quad (12.8)$$

Таким образом, решение задачи по определению звуковой мощности оборудования с ударными технологическими нагрузками, заключается в отыскании среднего квадрата колебательной скорости основного элемента, подвергающегося силовому воздействию.

Данный вывод подтверждается результатами полученных ранее расчетов звуковой мощности таких шумящих объектов, как рубительные машины, дисковые мельницы и т.д.

12.2. Виброакустические процессы в рубительных машинах

Шум холостого хода МР вызывается аэродинамическими явлениями и механическими колебаниями конструкций машины. Аэродинамический шум возникает из-за нестационарных аэродинамических процессов, сопровождающих работу МР [6, 25]. Составляющие аэродинамического шума МР аналогичны составляющим шума вентиляторов:

- обтекание элементов МР воздушным потоком сопровождается образованием вихрей, в результате периодического срыва которых возникает акустические волны в среде, окружающей рассматриваемый элемент (вихревой шум);

- местные неоднородности потока на входе под лопатки диска (из-за наличия плохо обтекаемых деталей конструкции) либо на выходе (из-за конечности числа лопаток) приводят к нестационарному обтеканию лопаток диска и неподвижных элементов машины, расположенных около лопаток.

Кроме того, при обтекании ножей диска на сходе режущей кромки ножа образуется след, характеризующийся тем, что в непосредственной близости от кромок статическое давление и скорость воздушного потока отличаются от их значений в основном потоке. В результате обтекания таким потоком контрножей и выступов стенок кожуха появляется пульсирующая аэродинамическая сила. Эти обстоятельства являются причиной шума от неоднородности потока. Первая причина является основной, так как ножи диска относительно контрножей проходят под некоторым углом, в результате чего пульсация давления и скорости в воздушном потоке носят локальный характер и размыты во времени. Влияние зазора между ножами диска и контрножами не исследовалось, потому что этот зазор строго лимитирован технологическими соображениями и не может быть изменен в процессе эксплуатации машины.

При вращении диска лопатки, скребки и ножи диска оказывают силовое воздействие на среду и одновременно вытесняют воздушные объемы на пути своего прохождения и таким образом являются источниками возмущений окружающей среды в абсолютном движении, вследствие которых появляются периодические пульсации давления и скорости воздуха вблизи огибаемой ими поверхности. Эти пульсации обуславливают звук вращения, частоты которой определяются формулой

$$f = mnz \quad (12.9)$$

где $m = 1, 2, 3 \dots$;

n – число оборотов диска;

z – число ножей (лопаток) диска.

Роль шума вращения в общем уровне шума МР мала по сравнению с первыми двумя источниками.

Механический шум МР на холостом ходу возникает из-за ударов в подшипниках качения и в приводе. Шум подшипников качения, передаваясь акустическим трансформатором кожуху машины и загрузочному лотку (если таковой имеется), усиливается вследствие увеличения излучающей поверхности и передается воздуху помещения, в котором установлена МР. Кроме того, возникает вибрация

конструкций машины из-за неуравновешенности вращающихся масс, обусловленных плохой балансировкой.

Механические колебания элементов кожуха машины возникают также из-за пульсаций давления при обтекании этих элементов потоком воздуха. Однако эти колебания являются источником шума только при наличии нелинейных явлений (дребезжание), то есть звуковая энергия при вызванных потоком вынужденных колебаниях жесткой детали обычно бывает невелика из-за малых амплитуд колебаний.

Источниками шума на холостом ходу являются также механизмы подачи (у машины с принудительной подачей древесины) и образование вихрей в элементах щепопроводов (у машин с выбросом щепы вверх) из-за наличия гидравлического сопротивления.

При рубке древесины интенсивность шума резко возрастает из-за появления еще нескольких источников. После соударения с боковым листом щепы падает вниз и ударяется в обечайку кожуха. Однако, как уже отмечалось выше, скорость этих соударений значительно меньше, чем скорость соударений с боковым листом. Вибрация пластины кожуха под действием этих ударов представляет собой серию затухающих волн, составляющие которых соответствуют собственным частотам колебаний этих пластин. Благодаря большим размерам пластин происходит излучение звука во всем звуковом диапазоне частот. В спектре шума трудно определить частоты отдельных составляющих, так как изменения скорости (силы) удара, места и момента его воздействия вызывают постоянные изменения интенсивностей частот затухающих колебаний пластин.

При забрасывании щепы в кожух машины на холостом ходу уровень шума возрастает на 1–2 дБ, но это увеличение происходит за счет высокочастотных составляющих. Незначительное повышение общего уровня шума объясняется тем, что щепы при забрасывании ударяется не в боковые листы, а в обечайку, и скорость ударов щепы в этом случае значительно меньше скорости ударов щепы о боковую стенку при рубке древесины.

Кроме перечисленных источников шума при рабочем ходе машины могут существовать еще несколько второстепенных источников. В частности, у машин со свободной подачей древесины через загрузочную воронку последняя может быть источником механического шума за счет ударов измельчаемого материала при рубке по ее дну. При ударе измельчаемого материала большого поперечного сечения о диск после спуска его по воронке возникают колебания

диска, которые могут также служить причиной шума. Однако этот шум носит эпизодический характер и быстро затухает благодаря большой жесткости диска.

Источником шума может быть также циклон, если он установлен в помещении, где расположена МР.

Вихревой шум и шум от неоднородности потока, характеризующие аэродинамический шум дисковых МР, имеют сходную природу, у них

$$W = u^6 D^2 \quad (12.10)$$

где W – звуковая мощность шума;

u – скорость потока (окружная скорость диска);

D – характерный размер тела (диаметр диска).

Звуковая мощность шума подшипников качения, которым характеризуется шум механического происхождения на холостом ходу машины, выражается эмпирической формулой

$$W_{\text{мех}} = a' n^{m'} \quad (12.11)$$

где a', m' – постоянные величины;

n – частота вращения диска.

Эксперименты показали, что в большинстве случаев показатель степени в формуле (12.11) для подшипников качения и зубчатых колес равен 2,33.

Таким образом, мощность механического шума при увеличении скорости вращения растет медленнее, чем мощность аэродинамического шума (показатели степени соответственно меньше 3 и больше 5). Вид зависимости уровня звуковой мощности (уровня звукового давления) от окружной скорости диска машины может характеризовать роль аэродинамического и механического шумов в суммарном шуме, создаваемой дисковой МР на холостом ходу.

На рис. 12.5 представлены экспериментальные зависимости уровней звукового давления трех геометрически подобных дисковых МР от окружной скорости. Здесь же нанесены теоретические зависимости звуковой мощности шума аэродинамического и механического происхождения от окружной скорости, которые в полулогарифмических координатах представляют собой прямые линии, описываемые уравнениями

$$\Delta L = 60 \lg \frac{u_2}{u_1} \quad \text{и} \quad \Delta L = 23 \lg \frac{u_2}{u_1} \quad (12.12)$$

соответственно для аэродинамического и механического шумов.

Из рис. 12.5 видно, что при окружных скоростях диска более $20 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ шум механического происхождения полностью маскируется аэродинамическим шумом. Причем окружная скорость, при которой происходит преобладание одного шума над другим, имеет для всех машин разную величину. Это объясняется разными конструкциями корпусов подшипников, степенью износа подшипников, качеством их изготовления. Кроме того, эти различия могут зависеть от жесткости излучающих поверхностей машины (кожуха, загрузочной воронки) и от степени точности балансировки вала диска.

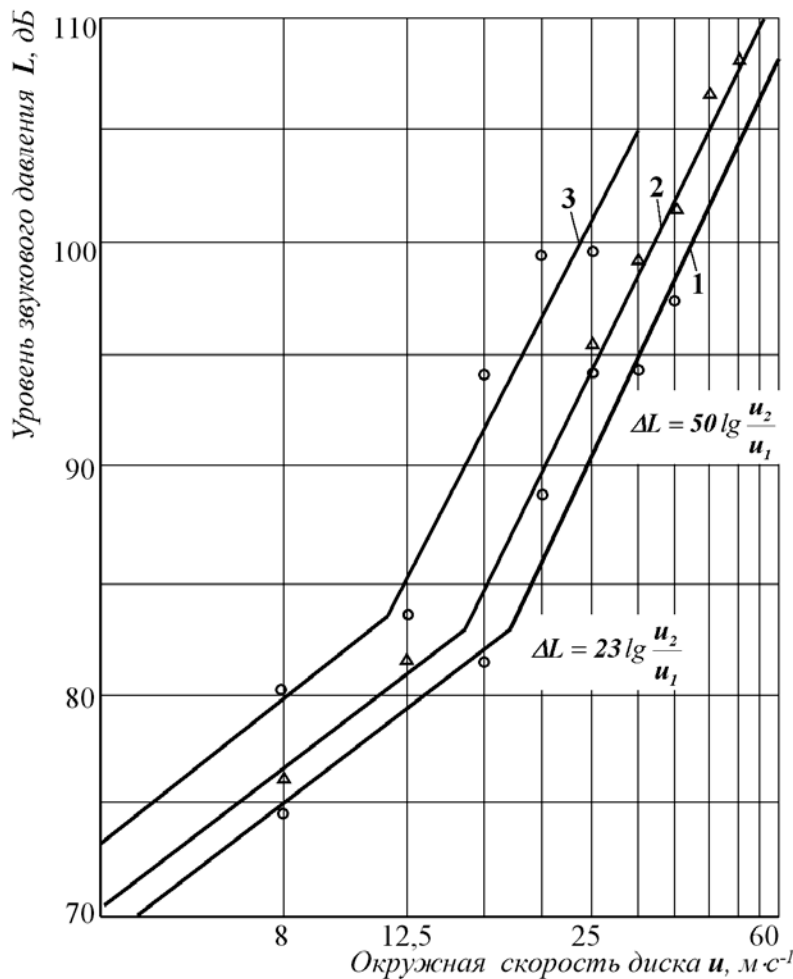


Рис. 12.5. Зависимость уровней звукового давления рубительных машин от окружной скорости диска:
 1 – ШРГ-18;
 2 – КМВ900;
 3 – АЗ-01

Отклонения экспериментальных результатов от теоретических зависимостей можно объяснить неравномерностью частотных характеристик поглощения помещений, в которых проводились измерения, изменением характеристики направленности шума с изменением скорости, а также нелинейностью частотной и амплитудной характеристик измерительной аппаратуры.

По рис. 12.3 также можно судить о зависимости звуковой мощности от размеров диска МР. Она хорошо согласуется с теоретическими выкладками о пропорциональности звуковой мощности квадрату размеров:

$$\Delta L = 20 \lg \frac{D_2}{D_1}. \quad (12.13)$$

Теоретические прямые, вычисленные по этой формуле, совпадают с экспериментальными данными для области преобладания аэродинамического шума. В области же преобладания шума механического происхождения пропорциональность звуковой мощности квадрату диаметров диска не соблюдается, что также объясняется различными конструкциями подшипниковых узлов у исследованных машин и различным качеством самих подшипников.

Анализ шумовых и вибрационных полей элементов кожухов МР на рабочем ходу показывает, что в низкочастотной области спектра уровни звукового давления определяются аэродинамическими компонентами, а в высокочастотной области – источниками шума ударного происхождения, причем интенсивность шума, излучаемого боковыми листами кожуха под действием ударов щепы, больше или равна интенсивности шума, возникающего в узле «нож-древесина».

Уровни звукового давления при рубке древесины различных пород практически не меняются. При рубке круглой древесины различного поперечного сечения уровни также остаются постоянными.

Амплитуда колебаний волокон древесины и ножа, а также и уровень шума, излучаемый ими, зависит от сил, действующих в процессе рубки. Силы, возникающие при рубке, изменяются в очень короткий промежуток времени и порождают волны напряжений, которые происходят из области контакта ножей с древесиной. Поэтому в образовании шума в узле «нож-древесина» решающую роль играет не абсолютная величина силы резания, а скорость изменения ее. Скорость нарастания и убывания силы резания характеризует плавность протекания процесса рубки и динамические нагрузки на детали машины. Интенсивность динамических нагрузок будет характеризоваться не только скоростью изменения силы резания, но и продолжительностью действия максимальной скорости изменения этой силы.

Итак, при прочих равных условиях уровень звуковой мощности от рубки древесины будет зависеть от скорости резания, т.е. от окружной скорости диска. Так как уровень звуковой мощности

зависит от скорости изменения силы резания, а не от абсолютной величины силы резания, то при рубке древесины различного поперечного сечения уровень звуковой мощности будет также примерно постоянным из-за равенства скоростей изменения силы.

Степень остроты и угол заточки ножей на уровень шума влияния не оказывают, так как они влияют только на абсолютную величину силы резания, а не на степень ее изменения. Так, при рубке древесины в начале и конце смены, когда ножи сильно затупляются, изменений в уровнях шума на всех машинах не обнаружено.

В процессе резания нож все время остается задемпфированным древесиной и слабо излучает звук. Основным источником шума являются перерезанные волокна древесины. Излучение звука происходит непосредственно в точке контакта ножа с древесиной, вдоль древесины колебания волокон быстро затухают. Для проверки этого утверждения были произведены записи уровней шума при рубке бревен длиной 6,5 м на ленту самописца. Уровни шума равны в начале и конце рубки, т.е. длина измельчаемого материала не влияет на уровень шума рабочего хода машины. Через древесину импульсы также передаются на патрон рубительной машины. Но эти импульсы сильно гасятся древесиной из-за ее демпфирующих свойств. Вследствие большой жесткости патрон слабо излучает звук.

Интенсивность шума, излучаемого стенками кожуха машины при ударах по ним щепы, практически мало зависит от размеров и формы измельчаемого материала. Интенсивность колебаний стенок кожуха при ударной нагрузке зависит от величины ударного импульса, который пропорционален изменению количества движения, т.е. пропорционален произведению массы щепы на ее скорость, но эта величина изменяется незначительно. Скорость щепы определяется скоростью резания, потенциальной энергией упругой деформации, полученной щепой при резании, и переходом этой энергии в кинетическую энергию движения. Скорость щепы, отделившейся после отруба, может быть записана в виде

$$v_{щ} = \eta v_p, \quad (12.14)$$

где v_p – скорость резания;

$\eta = 1-1,8$ – экспериментальный коэффициент.

Таким образом, разброс уровней изменения скорости ударов не превышает 1,5 дБ.

Исходя из вышеизложенного, расчет звуковой мощности основных источников шума МР возможен путем энергетического суммирования аэродинамического шума, доминирующего в области низких частот, и ударного шума, возникающего при ударах щепы по стенкам кожуха диска.

12.3. Акустический расчет дисковых рубительных машин

При проектировании новых цехов или при установке в цехе нового оборудования необходимо предусматривать меры создания «акустического комфорта». Для этого нужно знать уровни шума, создаваемого оборудованием в различных точках помещения. Акустические условия в цехах, связанных с переработкой древесины в технологическую щепу, определяются шумом рубительных машин. Акустический расчет дисковых рубительных машин позволяет установить уровни шума в цехе, где работает машина, и сравнить их с требованиями санитарных норм.

Расчет уровней шума ведется в октавных полосах. Рубительная машина представляется в виде точечного источника шума. Звуковое поле, создаваемое рубительной машиной в помещении, можно считать диффузным. В пределах каждой полосы характеристики затухания и излучения считаются неизменными. В этом случае можно оперировать не волновыми, а энергетическими характеристиками звукового поля.

На основании обработки данных экспериментальных исследований шума дисковых рубительных машин, проведенных на предприятиях страны, получены эмпирические зависимости, позволяющие с точностью ± 3 дБ находить уровень звуковой мощности той или иной машины по ее основным техническим данным.

Уровень звуковой мощности, развиваемый рубительной машиной на холостом ходу, следующий:

$$L_{p_1} = \bar{L} + 60 \lg u + 20 \lg D - R, \quad (12.15)$$

где u – окружная скорость диска, м/сек.;

D – диаметр диска, м;

R – звукоизоляция кожуха машины от воздушного шума (при наличии больших отверстий в кожухе $R = 0$), дБ, рассчитывается по общепринятой методике;

L – отвлеченный уровень шума, равный для малоножевых машин 20 дБ, для многоножевых – 12 дБ.

Уровень звуковой мощности рубительной машины при рубке древесины следующий:

$$L_{p_2} = 94 \lg u - \Delta L_1, \quad (12.16)$$

где L_{p_2} – величина, зависящая от соотношения уровней шума, возникающего в узле «нож-древесина», и шума от ударов щепы о стенки кожуха.

Если кожух имеет отверстия большой площади, выходящие в помещение, где установлена рубительная машина, то $\Delta L_1 = 0$. На основе экспериментальных данных величину ΔL_1 для машин с герметичным кожухом можно принять равной 11 дБ (АЗ-11, АЗ-12, «Норман-66»).

При расчете уровня шума в помещении предполагается, что частотная характеристика звукопоглощения помещением равномерна и характеризуется суммарным поглощением A .

Уровень шума, измеряемый в какой-либо точке помещения, где установлена рубительная машина, следующий:

$$L = L_p - 10 \lg \left[\frac{4(1 - \bar{\alpha}_1)}{A_1} + \frac{\Phi_1}{\Omega_1 r_1^2} \right]^{-1}, \quad (12.17)$$

где L_p – уровень звуковой мощности рубительной машины, дБ (определяется по формулам (12.15) и (12.16);

A_1 – суммарное звукопоглощение помещения, в котором установлена машина, m^2 ,

$$A_1 = \sum_{i=1}^n \alpha_i S_i + \sum_{j=1}^m A_j,$$

где α_i – коэффициент звукопоглощения i -й поверхности ограждения или предмета, площадь которого равна S_i , (общее число поверхностей n);

A_j – общее звукопоглощение штучных поглотителей, находящихся в помещении (общее число поглотителей m);

$\bar{\alpha}_1$ – средний коэффициент звукопоглощения.

$$\bar{\alpha}_1 = \frac{A}{\sum_{i=1}^n S_i + \sum_{j=1}^m S_{j,шт}}$$

где $S_{j,шт}$ – площадь поверхности штучного поглотителя;

r_1 – расстояние от условного центра рубительной машины до точки, в которой определяется уровень шума, м;

Ω_1 – пространственный угол излучения в стерadiansах, равный 2π ,

Φ_1 – фактор направленности по рассматриваемому направлению.

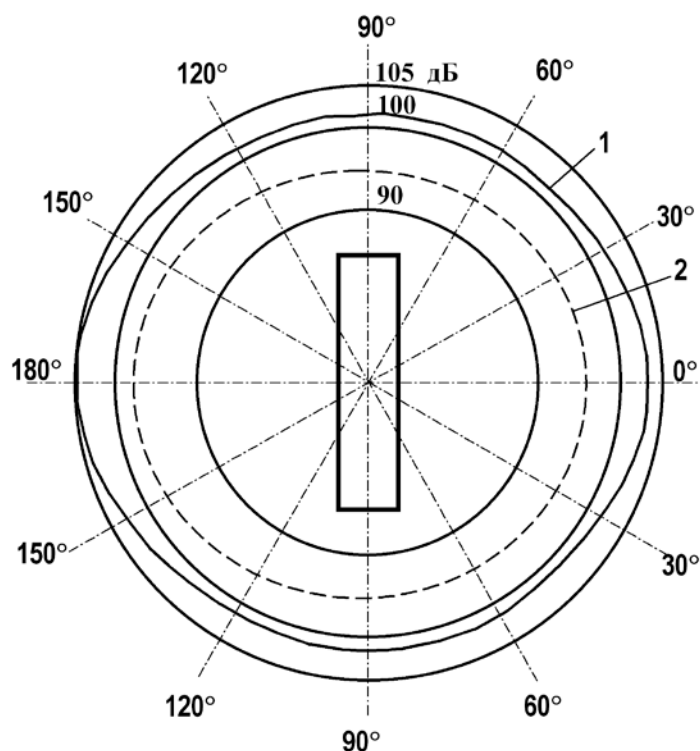


Рис. 12.6. Характеристика направленности шума рубительной машины KMW 2800:
1 – рабочий ход; 2 – холостой ход

Для рубительных машин фактор направленности для всех направлений можно принять равным 1. Это вытекает из результатов исследований характеристик направленности рубительных машин. На рис. 12.6 приведена характеристика направленности шума рубительной машины KMW 2800.

Направленность измеряли в помещении, все стены которого изготовлены из фиброцементных плит, хорошо поглощающих звук. Звукопоглощение помещения объемом 2000 м^3 около 80 м^2 . При увеличении в 2 раза расстояния между источником и приемником звука уровень его падал на 5–6 дБ. Замеры проводили на расстоянии 3 м от центра диска в зоне воздействия прямого звука, на высоте над уровнем пола, равной половине высоты машины.

В непосредственной близости от рубительной машины звуковое давление падает с увеличением расстояния быстрее, чем исходящее от точечного источника, особенно на холостом ходу. Это происходит вследствие различия фаз колебательной скорости и звукового давления. Поскольку излучение имеет дипольный характер, вблизи от диполя звуковое давление обратно пропорционально квадрату расстояния, а не первой его степени. Как показали измерения, эта

область невелика (около 1 м), за ней звуковое давление обратно пропорционально расстоянию. В этой зоне рубительная машина может считаться точечным источником.

За зоной прямого звука в непосредственной близости от стен помещения преобладает отраженный звук, и уровень шума почти постоянен. Из диаграммы направленности видно, что уровни шума в различных точках вокруг рубительной машины отличаются друг от друга не более чем на 3 дБ. На оси диска рубительной машины уровень шума несколько выше, чем в плоскости вращения, что можно объяснить наличием отверстий в кожухе в этих направлениях. Кроме того, на холостом ходу это увеличение происходит из-за наличия вихревого шума, излучаемого преимущественно в осевом направлении.

Таким образом, рубительную машину можно считать точечным излучателем со сферической характеристикой направленности.

Ошибка при этом не превысит 3 дБ. Значения величины $\frac{A_1}{1-\alpha_1}$ можно подсчитать по результатам обмера помещения или приближенно по графикам в зависимости от объема помещения.

Уровень шума, проникающего через загрузочную воронку на рабочее место оператора, для машин со свободной подачей древесины определяем по формуле

$$L = L_{P_0} - \Delta L_P - 10 \lg F_2, \quad (12.18)$$

где L_{P_0} – уровень звуковой мощности рубительной машины, определяемой по формулам (12.15) и (12.16) без учета величины R на холостом ходу и ΔL_P – на рабочем ходу;

ΔL_P – затухание при распространении звука по воронке.

Если воронка изготовлена из листовой стали, то затуханием можно пренебречь, поскольку коэффициент звукопоглощения стали мал ($\approx 0,01$);

F_2 – площадь устья воронки, м².

Уровень шума, передаваемого воронкой в помещение второго этажа, следующий:

$$L = L_{P_0} - \Delta L_P + 10 \lg \left[\frac{\Phi_2}{\Omega_2 r_2} + \frac{4(1-\alpha_2)}{A_2} \right], \quad (12.19)$$

где Φ_2 – фактор направленности излучения воронки (считая звуковое поле диффузным, можно принять $\Phi_2 = 1$);

Ω_2 – угол излучения, равный 2π , если устье воронки заканчивается на уровне пола 2-го этажа, и 4π , если устье воронки находится значительно выше уровня пола;

$\bar{\alpha}_2$ и A_2 – характеристики помещения второго этажа;

L_{p_0} и ΔL_p – те же величины, что и в формуле (12.18);

r_2 – расстояние от устья воронки до точки, в которой определяется уровень шума, м.

Если рубительная машина имеет подающий механизм для принудительной подачи древесины, то уровень шума на рабочем месте рубщика можно определить по формуле

$$L = L_p - \Delta L_p + 10 \lg \left[\frac{F_1}{F_2} \left(\frac{\Phi_1}{\Omega_1 r_3^2} + \frac{(1 - \bar{\alpha}_1)}{A_1} \right) \right], \quad (12.20)$$

где L_p – уровень звуковой мощности машины, определяемый по формулам (12.15) и (12.16);

F_1 – площадь горла загрузочной воронки, м²;

r_3 – расстояние между центром горла воронки и условным центром рубительной машины.

Остальные обозначения те же, что и в предыдущих формулах.

Уровень шума, создаваемый рубительной машиной с принудительной подачей древесины, в помещении второго этажа

$$L = L_p - \Delta L_p + 10 \lg \left[\left(\frac{\Phi_1}{\Omega_1 r_3^2} + \frac{1 - \bar{\alpha}_1}{A_1} \right) \left(\frac{\Phi_2}{\Omega_2 r_2^2} + \frac{4(1 - \bar{\alpha}_2)}{A_2} \right) \right]. \quad (12.21)$$

Для сравнения уровней шума рубительных машин с нормативными уровнями и для успешной борьбы с шумом рубительных машин необходимо знать не только общий уровень шума, но и его частотную характеристику.

Спектры шума холостого и рабочего хода дисковых рубительных машин приближаются к сплошным. При этом относительные спектры шума различных типов рубительных машин на рабочем и холостом ходу различаются между собой незначительно. На рис. 12.7 приведены области расположения относительных спектров шума исследованных рубительных машин. Поскольку области расположения спектров узки, в расчетах рубительных машин можно пользоваться приближенными осредненными спектрами. Ошибка в уровнях спектральных составляющих при этом не превысит ± 4 дБ.

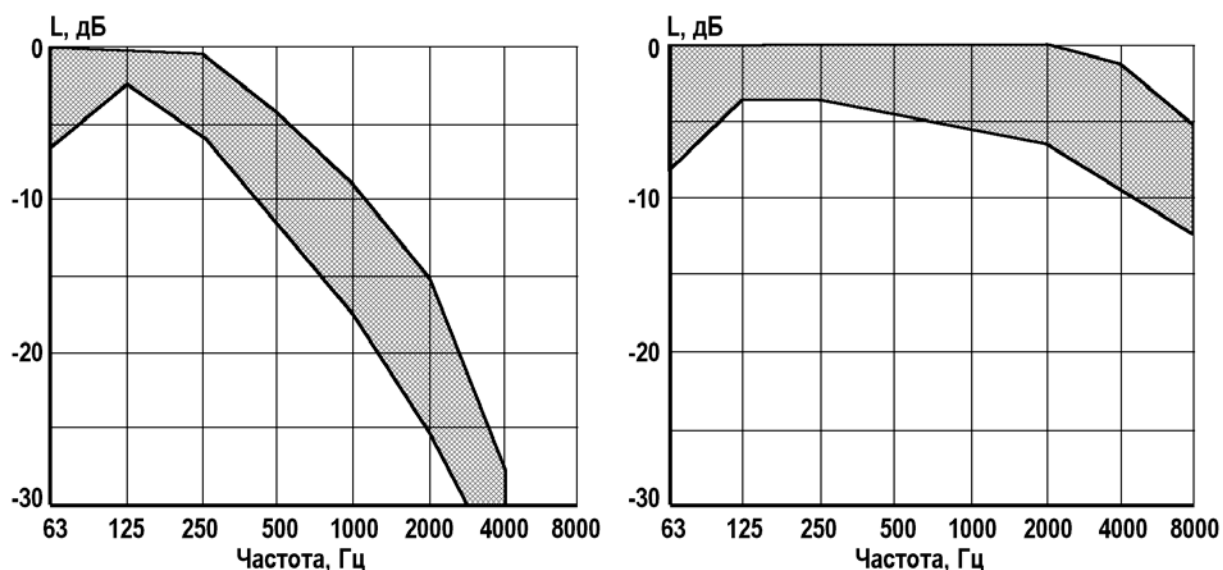


Рис. 12.7. Область расположения относительных спектров шума рубильных машин на холостом ходу (слева) и при рубке древесины (справа)

Для расчета абсолютных спектров шума рубильных машин необходимо из общих уровней, вычисленных по формулам (12.17) – (12.21), вычесть величину L_i в каждой полосе частот (табл. 12.2).

Таблица 12.2

Величины L_i для холостого и рабочего хода

Среднегеометрическая частота, гц	Значения L_i , дБ	
	для холостого хода	для рабочего хода
63	6	10
125	4	7
250	6	7
500	10	8
1000	15	8
2000	23	9
4000	-	11
8000	-	14

На основании приведенных расчетов можно судить о допустимости шума, создаваемого машиной в той или иной точке помещения, а также наметить действенные меры для его снижения.

12.4. Теоретические основы шумообразования в молотковых мельницах (ММ)

ММ служат для переработки отходов сортирования древесной массы [7]. Они состоят из корпуса, крышки, ротора и привода. Крышка, шарнирно связанная с корпусом, имеет отражательную камеру. На корпусе крепится сменное сито, охватывающее ротор по дуге, соответствующей 180° . Ротор состоит из вала с набором дисков. В дисках шарнирно закреплены молотки. Ротор вращается в сферических роликоподшипниках.

Отходы грубого сортирования поступают в мельницу через загрузочную горловину. Измельчение отходов происходит в присутствии воды путем дробления древесины молотком, раздавливания и растирания на сите. Процесс измельчения осуществляется на рабочей поверхности корпуса мельницы в результате многократного ударного действия молотков и циркуляции в мельнице древесно-водяного кольца. При этом измельчение происходит преимущественно в зоне кромки отражательного щита крышки. Акустическая модель мельницы показана на рис. 12.8.

Вращение ротора в полости корпуса мельницы и взаимодействие молотков с подаваемой туда средой (водой) вызывает образование аэродинамического и гидродинамического шумов.

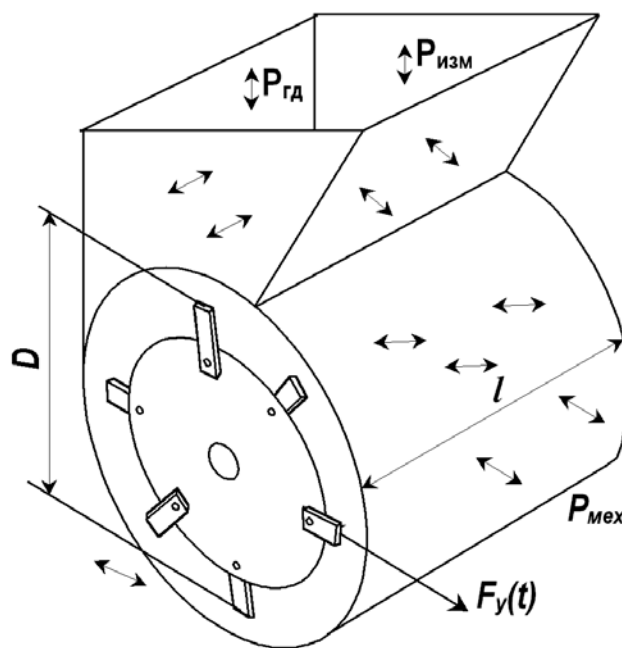


Рис. 12.8. Акустическая модель дисковой мельницы:

В результате ударного взаимодействия молотков со щепой возникают колебания отражательного щита и перерезанных волокон древесины, которые излучаются в окружающее пространство в виде звуковых волн, распространяющихся в производственное помещение через загрузочную горловину.

Основной причиной шума и вибрации на холостом ходу мельницы являются неоднородность потока, обтекающего крайку отбойного щита крышки корпуса, вихревые и кавитационные процессы, возникающие в потоке, заключенном во внутреннем объеме мельницы.

Наличие отбойного щита в крышке корпуса, мельницы приводит к появлению периодических пульсаций давлений при его обтекании и шума от неоднородности потока с частотой

$$f_m = m \frac{n}{60} z, \quad (12.22)$$

где $m = 1, 2, 3$ – номер гармоники;

n – частота вращения ротора, об./мин.⁻¹;

z – число рядов молотков ротора.

Движение ротора с молотками в водной среде сопровождается образованием вихрей, рождение и отрыв которых вызывает поперечные пульсации скорости. С этим неразрывно связаны пульсации циркуляции вектора скорости вокруг молотков и пульсации подъемной силы. Кроме того, имеют место пульсации лобового сопротивления. При этом возникает шум, частота которого равна частоте образования вихрей и определяется постоянством числа Струхала (с точностью до влияния критериев Рейнольдса и Маха):

$F_y(t)$ – периодическая поперечная сила;

P_{zd} – звуковая мощность, обусловленная гидродинамическими процессами;

$P_{изм}$ – звуковая мощность, обусловленная процессом измельчения щепы;

$P_{мех}$ – звуковая мощность, обусловленная излучением корпуса мельницы;

D, l – поперечный и продольный размеры ротора:

$$Sh = \frac{fD}{u}, \quad (12.23)$$

где D – характерный размер тела;

u – характерная скорость.

Несмотря на то, что явление это носит периодический характер, образующийся в мельнице вихревой шум будет иметь сплошной спектр, так как различные участки элементов ротора обтекаются с различной скоростью и имеют различные размеры и форму; поэтому частота срыва вихрей и, следовательно, частота генерируемого звука изменяются от точки к точке.

Образовавшиеся вихри при своем движении в потоке могут взаимодействовать с твердыми границами (например, стенками корпуса мельницы) и вызывать, в свою очередь, пульсации давления, которые служат вторичным источником вихревого шума. Повышению ценообразования способствует кавитация в потоке жидкости.

Поскольку все рассмотренные составляющие обусловлены пульсациями гидродинамического давления, величина которых $\Delta P \sim \Delta(Pu^2)$, то можно говорить о дипольном характере генерирования шума. Впервые эта гипотеза была выдвинута Е.Я. Юдиным применительно к шуму вентиляторов и выведена формула для определения звуковой мощности вентиляторов [5]. По аналогии с формулой Е.Я. Юдина звуковая мощность холостого хода ММ может быть представлена в виде

$$P = K \frac{\rho}{c^3} u^\alpha D^\beta, \quad (12.24)$$

где K, α, β – экспериментальные коэффициенты;

ρ – плотность среды;

c – скорость звука;

D – диаметр ротора мельницы;

u – скорость.

Спектр гидродинамического шума холостого хода складывается из составляющих вихревого и кавитационного шумов, распределенных в широком интервале частот, из дискретных составляющих шума от неоднородности потока, кратных частоте, равной произведению частоты вращения на число рядов молотков ротора.

Общий уровень звуковой мощности холостого хода молотковой мельницы равен

$$L_{p_{дн}} = \bar{L}_\Sigma + 10\alpha \lg U + 10\beta \lg D, \quad (12.25)$$

где \bar{L}_Σ – критерий шумности, равный уровню шума, который разовьет ММ при окружной скорости $1 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ и характерном размере ротора.

$$\bar{L}_\Sigma = 10 \lg \frac{\kappa \rho}{c^3 \rho_0},$$

где $\rho_0 = 10^{-12}$ Вт – пороговое значение звуковой мощности.

Зависимость (12.24) может быть представлена в виде

$$P = \kappa u^\alpha D^\beta c^\gamma \rho^\delta, \quad (12.26)$$

где $\kappa, \alpha, \beta, \gamma, \delta$ – постоянные экспериментальные коэффициенты.

В процессе измельчения отходов интенсивность шума ММ возрастает из-за подключения к рассмотренным источникам колебательных процессов в узле кромка отражательного щита – измельчаемая щепка – молотки ротора. Причем основной прирост уровней шума вызывается увеличением излучения звуковой энергии отражательным щитом. Доля звуковой энергии, излучаемой перерезанными волокнами древесины, незначительна.

Жесткость щита в поперечном направлении существенно больше, чем в продольном. Длина волн на частотах 125–250 Гц преобладающей интенсивности колебаний больше размеров щита. Динамическая модель щита (рис. 12.9) представляется в виде пластины, одна продольная сторона которой свободна, другая продольная сторона и боковые кромки имеют шарнирные

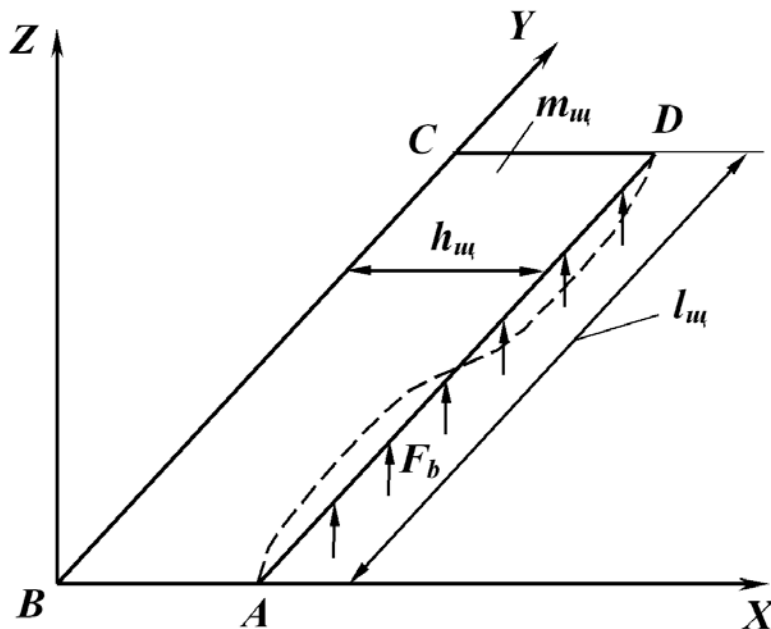


Рис. 12.9. Расчетная схема отражательного щита:

$l_{\text{щ}}, h_{\text{щ}}$ – размеры отражательного щита;

По ABCD – шарнирное опирание опоры

Если пренебречь нагибными волнами, распространяющимися поперек отражательного щита, учитывать только волны изгиба, распространяющиеся вдоль него, и полагать, что смещение щита от начата его соединения с боковой стенкой крышки до свободного конца происходит по линейному закону, то фундаментальная функция колебательного движения отражательного щита будет иметь вид

$$\psi_n(x, y) = \sin \frac{\pi n y}{l_{\text{щ}}} \left(\frac{x}{h_{\text{щ}}} \right). \quad (12.27)$$

Изгибные колебания отражательного щита описываются уравнением

$$\frac{\bar{E} h_{\text{щ}}^3}{12(1-\mu^2)} \Delta^2 W(x, y, t) + m_{\text{щ}} \frac{\partial^2 W(x, y, t)}{\partial t^2} = F_b(t), \quad (12.28)$$

где $\bar{E} = E(1 - i\eta)$ – комплексный модуль Юнга;

η – коэффициент потерь;

$h_{\text{щ}}$ – ширина стенки отражательного щита;

μ – коэффициент Пуассона;

$\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}$ – оператор Лапласа;

$m_{\text{щ}}$ – удельная масса отражательного щита;

$W(x, y, t)$ – нормальное смещение поверхностей отражательного щита;

$F_b(t)$ – возбуждающая сила.

Представим смещение в виде (12.22) и подставим в (12.21), то

$$W(x, y, t) = \sum_{n=1}^{\infty} W_n(t) \sin \frac{\pi n y}{l_{\text{щ}}} \left(\frac{x}{h_{\text{щ}}} \right). \quad (12.29)$$

Умножим обе части полученного выражения на

$\sin \frac{\pi n y}{l_{\text{щ}}} \left(\frac{x}{h_{\text{щ}}} \right) dx \cdot dy$, проинтегрируем по всей поверхности отража-

тельного щита и получим следующее дифференциальное уравнение:

$$\frac{d^2 W_n(t)}{dt^2} + \varpi_n^2 W_n(t) = F_n(t), \quad (12.30)$$

в котором

$$\varpi_n = \omega_n (1 + 1/2 i\eta); \quad (12.31)$$

ω_n – собственные частоты колебательного движения отражательного щита.

Собственную частоту можно выразить:

$$\omega_n = \pi^2 \sqrt{\frac{D}{m_{\text{ш}}}} \left(\frac{n}{l_{\text{ш}}} \right)^2 \quad (12.32)$$

где D – цилиндрическая жесткость,

$$D = \frac{Eh_{\text{ш}}^3}{12(1-\mu^2)}. \quad (12.33)$$

Формула 12.30 приобретает следующий вид:

$$F_n(t) = \frac{\sigma}{l_{\text{ш}} h_{\text{ш}} m_{\text{ш}}} \int_0^{l_{\text{ш}}} \int_0^{h_{\text{ш}}} F_b(t) \sin \frac{\pi n y}{l_{\text{ш}}} \left(\frac{x}{h_{\text{ш}}} \right) dx dy. \quad (12.34)$$

Зададим возбуждающую силу $F_b(t)$ в аналитической форме. Удар характеризуется ударным импульсом J :

$$J = \int_{t_0}^{t_1} F_b(t) dt = F_{b \text{ ср}} (t_1 - t_0), \quad (12.35)$$

где t_0 и t_1 – время начала и конца удара;

$F_{b \text{ ср}}$ – среднее значение силы за время удара.

Так как для ударных явлений типичны весьма малые значения разности $(t_1 - t_0)$ и большие значения $F_{b \text{ ср}}$, то в теории удара часто рассматривают предельный случай, считая, что в выражении (12.35) первый множитель неограниченно возрастает, второй – неограниченно уменьшается ($t_1 \rightarrow t_0$), тогда как их произведение остается неизменным и конечным. Полученная при таком переходе сила признается бесконечно большой: ее называют мгновенной ударной силой. Мгновенные ударные силы можно формально вводить в уравнение как обычные (конечные) силы, если пользоваться записью

$$F_b(t) = J \delta_1(t - t_0), \quad (12.36)$$

где $\delta_1(t)$ – дельта-функция Дирака.

$$\delta_1(t) = \lim_{h \rightarrow 0} \delta_1^*(t, h); \quad (12.37)$$

$$\delta_1^*(t, h) = \frac{1}{p} [\sigma_0(t) - \sigma(t - h)] = \begin{cases} \frac{1}{h} & \text{при } t \leq h; \\ 0 & \text{при } t > h; \end{cases} \quad (12.38)$$

$\sigma_0(t)$ – единичная функция Хевисайда,

$$\sigma_0(t) = \begin{cases} 1 & \text{при } t \leq 0; \\ 0 & \text{при } t > 0. \end{cases} \quad (12.39)$$

Выражение (12.34) можно представить в виде

$$F_n(t) = A_n J_0 [\delta_i(t) + \delta_i(t - T)], \quad (12.40)$$

где
$$A = \frac{b}{l_{\text{ш}} h_{\text{ш}} m_{\text{ш}}} \sum_{i=1}^m \sin \frac{\pi n y_i}{l_{\text{ш}}};$$

m – число молотков ротора в ряду;

J_0 – импульс возбуждающей силы;

T – период между ударами.

Уравнение (12.30) удобно решать, используя преобразования Лапласа. Изображения каждого члена в отдельности будут иметь вид

$$\frac{\partial W_n(t)}{\partial t^2} \leftarrow p \{ p [W_n(p) - W_0] - Y_0 \} = p^2 W_n(p) - p^2 W_0 - p^2 Y_0; \quad (12.41)$$

$$W_n(t) \leftarrow W_n(p); \quad F_b(t) \leftarrow A_n J_0 \frac{p}{1 - e^{-pT}},$$

где $W_0 = W_n(x, y, 0)$; $Y_0 = Y_n(x, y, 0)$ – начальные условия в момент времени $t = 0$, соответственно смещение и скорость.

Тогда изображение уравнения (12.30) примет вид

$$W_n(p) = \frac{W_0 p^2 + v_0 p}{p^2 + \omega_n^2} + \frac{A_n J_0}{p^2 + \omega_n^2} \frac{p}{1 - e^{-pT}}. \quad (12.42)$$

Нет необходимости искать полное решение полученного уравнения, найдем только его периодическую часть. Для этого представим (12.42) в виде

$$W_n(p) = \frac{\theta_n(p)}{1 - e^{-pT}}, \quad (12.43)$$

где
$$\theta_n(p) = \frac{W_0 p^2 + Y_0 p}{p^2 + \omega_n^2} (1 - e^{-pT}) + \frac{A_n J_0 p}{p^2 + \omega_n^2} \quad (12.44)$$

Начальные величины W_0 и V_0 должны определяться таким образом, чтобы начальная функция $\theta_n(t) \leftarrow \theta_n(p)$ была тождественно равна нулю при $t > T$.

При $t > T$ имеем

$$\begin{aligned} \theta_n(t) = & \left[W_0 (1 - \cos \omega_n T) + \frac{V_0}{\omega_n} \sin \omega_n T \right] \cos \omega_n t + \\ & + \left[-W_0 \sin \omega_n T + \frac{V_0}{\omega_n} (1 - \cos \omega_n T) + \frac{A_n J_0}{\omega_n} \right] \cdot \sin \omega_n T. \end{aligned} \quad (12.45)$$

Приравнивая нулю коэффициенты при $\cos \omega_n t$ и $\sin \omega_n t$ получим требования на начальные условия:

$$\begin{aligned} W_0(1 - \cos \omega_n T) + \frac{V}{\omega_n} \sin \omega_n T &= 0, \\ -W_0 \sin \omega_n T + \frac{V}{\omega_n} (1 - \cos \omega_n T) &= -\frac{A_n J_0}{\omega_n}. \end{aligned}$$

При отсутствии резонанса, т.е. при условии, что $\omega_n T \neq 2\pi k$, где k – любое целое число, получаем

$$W_0 = \frac{A_n J_0}{2\omega_n} \operatorname{ctg} \frac{\omega_n T}{2}; \quad V_0 = \frac{A_n J_0}{2}. \quad (12.46)$$

Найденные значения W_0 и V_0 подставим в (12.35) и получим

$$\theta_n(p) = \frac{A_n J_0}{\omega_n} \left[\left(\frac{p^2}{p^2 + \omega_n^2} \operatorname{ctg} \frac{\omega_n T}{2} - \frac{p\omega_n}{p^2 + \omega_n^2} \right) (1 - e^{-pT}) + \frac{2p\omega_n}{p^2 + \omega_n^2} \right]. \quad (12.47)$$

$$W_n(t) = \frac{A_n J_0}{2\omega_n} \left(\cos \omega_n t \cdot \operatorname{ctg} \frac{\omega_n T}{2} + \sin \omega_n t \right) \sin \frac{\pi n y}{l_m} \left(\frac{x}{h_m} \right) \left(\sum_{i=1}^m \sin \frac{\pi n y}{l_m} \right). \quad (12.48)$$

Для того чтобы найти значение $W_n(t)$ в любой момент времени, достаточно воспользоваться соотношением $W_n(t) = W_n(t - nT)$, $n = 1, 2, 3, \dots$

Тогда для скорости $V_n(t)$ получим выражение

$$V_n(t) = W_n(t) = \frac{A_n J_0}{2\pi\omega_n} \left(-\frac{\sin \omega_n \left(t - \frac{T}{2} \right)}{\sin \frac{\omega_n T}{2}} \right) \sin \frac{\pi n y}{l_m} \left(\frac{x}{h_m} \right) \left(\sum_{i=1}^m \sin \frac{\pi n y}{l_m} \right). \quad (12.49)$$

Проведем усреднение квадрата этой величине по площади и местам приложения импульсов за промежуток времени между ударами, предварительно введя коэффициент потерь η материала отражательного щита:

$$\langle V_n^2 \rangle = \frac{3}{4} \frac{m J_0^2}{l_m^2 h_m^2 m^2} \frac{sh \omega_n \eta \frac{T}{2}}{\eta \omega_n T} \frac{1}{\sin^2 \omega_n \frac{T}{2}}. \quad (12.50)$$

Величина $\langle V_n^2 \rangle$ значительно изменяется также при малых изменениях частоты ω_n . Поэтому значение среднего квадрата колебательной скорости необходимо усреднить еще в пределах небольших изменений величины $\omega_n T$.

Положим $\omega_n T = 2\pi k + \xi$, где k – любое целое число;

$$\begin{aligned} \sin \omega_n \frac{T}{2} &= \sin \left(\pi k + \frac{\xi}{2} \right) = (-1)^k \sin \frac{\xi}{2}; & \cos \frac{1}{2} \omega_n \frac{T}{2} &= (-1)^k \cos \frac{\xi}{2}; \\ \left| \sin \frac{1}{2} \omega_n T \right| &= ch \frac{1}{4} \eta \omega_n T \sin^2 \frac{\xi}{2} + sh \frac{1}{4} \eta \omega_n T \cos^2 \frac{\xi}{2}. \end{aligned} \quad (12.51)$$

Среднее значение квадрата абсолютной величины колебательной скорости отражательного щита:

$$\langle \langle V^2 \rangle \rangle = \frac{1}{2\pi} \frac{3}{4} \frac{J_0^2 m}{l_{\text{щ}}^2 h_{\text{щ}}^2 m_{\text{щ}}^2} \frac{sh \omega_n \eta \frac{T}{2}}{\eta \omega_n T} \int_{-\pi}^{\pi} \frac{d\xi}{\left| \sin \frac{1}{2} \omega_n T \right|^2} = \frac{3}{2} \frac{J_0^2}{l_{\text{щ}}^2 h_{\text{щ}}^2 m_{\text{щ}}^2} \frac{m}{\eta \omega_n T}. \quad (12.52)$$

Из выражения (12.32) имеем

$$d\omega_n = \frac{\pi^2}{l_{\text{щ}}^2} \sqrt{\frac{D}{m_{\text{щ}}}} \left[(n + dn)^2 - n^2 \right]. \quad (12.53)$$

Полагая, что $dn^2 \rightarrow 0$, получим

$$dn = \frac{1}{2\omega_n^2} \frac{l_{\text{щ}}}{\pi} \sqrt{\frac{m_{\text{щ}}}{D}} \cdot d\omega_n. \quad (12.54)$$

Откуда можно найти средний квадрат колебательной скорости отражательного щита в частотной полосе $\frac{1}{\gamma}$ октавы, т. е.

$$\langle V^2 \rangle = \int_{\omega_n}^{\omega_n \left(1 + \frac{1}{\gamma} \right)} \langle \langle V^2 \rangle \rangle dn = \frac{3}{4} \frac{J_0^2}{l_{\text{щ}} h_{\text{щ}}^2 m_{\text{щ}}^2} \frac{m}{\eta T \pi} \sqrt{\frac{m_{\text{щ}}}{D}} \int_{\omega_n}^{\omega_n \left(1 + \frac{1}{\gamma} \right)} \frac{d\omega_n}{\omega_n^{\frac{3}{2}}}, \quad (12.55)$$

где ω_n – нижняя граничная частота полосы $d\omega$.

Средний квадрат колебательной скорости отражательного щита в октавной полосе частот получим, приняв $\gamma > 1$.

$$\langle V^2 \rangle = \frac{3}{4} \frac{J_0^2}{l_{\text{щ}} h_{\text{щ}}^2 m_{\text{щ}}^2} \frac{m}{\eta T \pi} \sqrt{\frac{m_{\text{щ}}}{D}} \int_{\omega}^{2\omega} \frac{d\omega_n}{\omega_n^{\frac{3}{2}}} = 0,184 \frac{J_0^2 m (1 - \mu^2)^{\frac{1}{4}} \rho_{\text{щ}}^{\frac{1}{4}}}{l_{\text{щ}} h_{\text{щ}}^2 m_{\text{щ}}^2 E^{\frac{1}{4}} \eta T \omega^{\frac{1}{2}}}, \quad (12.56)$$

где ω – среднегеометрическая частота октавной полосы.

Зная средний квадрат колебательной скорости отражательного щита, можно найти звуковую мощность, излучаемую щитом в однооктавной полосе частот. Эта звуковая мощность для низких частот, когда волновые размеры отражательного щита малы ($kl < 1$, где $k = 2\pi f / C$ – волновое число; l – наибольший линейный размер щита), будет равна

$$L_{P_{\text{мех}}} = 10 \lg \frac{P_{\text{мех}}}{P_0} = 10 \lg \frac{\rho c}{P_0} S K' \langle V^2 \rangle = 10 \lg \frac{1,5 \cdot 10^{-2} \rho (1 - \mu^2)^{\frac{1}{4}} S^2 J_0^2 m \omega^{\frac{3}{2}}}{\rho_0 l_{\text{щ}} h_{\text{щ}}^2 m_{\text{щ}}^2 E^{\frac{1}{4}} C T \eta}, \quad (12.57)$$

а для высоких частот, когда $kl > 2$,

$$L_{P_{\text{мех}}} = 10 \lg \frac{P_{\text{мех}}}{P_0} = 10 \lg \frac{\rho c}{P_0} S \langle V^2 \rangle = 10 \lg \frac{18,4 \cdot 10^{-2} \rho c (1 - \mu^2)^{\frac{1}{4}} \rho_{\text{щ}}^{\frac{1}{4}} J_0^2 m S}{\rho_0 l_{\text{щ}} h_{\text{щ}}^2 m_{\text{щ}}^2 E^{\frac{1}{4}} \eta T \omega^{\frac{1}{2}}}. \quad (12.58)$$

Выражения (12.57) и (12.58) дают представление об уровне мощности, получаемой отражательным щитом при мгновенном импульсе.

Слой щепы, находящийся на кромке отражательного щита, играет роль амортизатора ударов молотков, в связи с чем уровень мощности звука, определяемый по формулам (12.57) и (12.58), снижается на величину

$$\Delta L = A \lg \left(\frac{f}{f_0} \right), \quad (12.59)$$

где A – постоянная величина;

f_0 – частота собственных колебаний системы, составленной из кассы молотка и некоторой упругости размалыванию материала.

Входящий в формулы (12.57) и (12.58) импульс возбуждающей силы J_0 зависит от ряда случайных факторов: формы, размеров и массы порции щепы, попавшей под удар молотка, расположения ее на кромке отражательного щита, состава порции (целый кусок древесины или отдельные частицы) и т.д. Учесть эти факторы заранее невозможно, в связи с чем определение величины J_0 встречает большие трудности.

Представим порцию щепы, находящуюся на кромке отражательного щита, в виде целого куска древесины в форме шара с массой m_k и начальной скоростью, равной нулю. Условимся также, что молоток имеет массу m_m и движется со скоростью U и $m_m \gg m_k$. Тогда величину ударного импульса можно выразить формулой

$$J_0 = u \frac{m_k}{1 + \frac{e^2}{r^2}} (1 + \kappa), \quad (12.60)$$

где e – эксцентриситет ударной силы относительно центра массы порции щепы;

r – радиус инерции порции щепы.

Ударный импульс возрастает пропорционально массе порции щепы и скорости удара. В реальных условиях порция щепы имеет неправильную и неопределенную форму и разрушается при ударе. Коэффициент восстановления, равный отношению модулей относительных скоростей соударяющихся тел после и до удара, вследствие различия форм, физических свойств и масс соударяющихся тел имеет случайную величину. Все это затрудняет непосредственное определение величины ударного импульса. Поэтому определим его величину из следующих соображений. Поступающую в мельницу массу представим в виде слоя щепы, равномерно распределенного по рабочей длине ротора. В этом случае масса щепы, поступающей под воздействие одного ряда молотков, может быть определена по величине подачи, объемной массе щепы и периоду ударов, т. е.

$$m_k = qT = q \frac{60}{nz}, \quad (12.61)$$

где q – величина подачи щепы в мельницу, кг·с⁻¹;

n – частота вращения ротора, об·мин.⁻¹;

z – число рядов молотков на роторе.

Примем следующие допущения:

- порция щепы, попадающая под удар молотка ротора, представляет собой элемент щепы в виде целого куска древесины;
- при эксцентричном ударе по элементу щепы, масса которого превышает некоторую величину, достаточную для того, чтобы оказать сопротивление, способное вызвать ее разрушение, передняя кромка молотка отделяет часть элемента щепы, выступающую за кромку отражательного щита;
- сопротивление молотку ротора при эксцентричном ударе оказывает лишь масса отделяемой части элемента щепы;
- средняя статистическая величина коэффициента восстановления не зависит от скорости удара в интервале их значений, встречающихся в молотковых мельницах и достаточных для разрушения щепы, и несущественно различается при изменении элемента щепы относительно молотков ротора.

При этих допущениях величина ударного импульса, действующего на кромку отражательного щита, определяется формулой

$$J_0 = \kappa_m u m_\kappa (1 + \kappa) = K_m (1 + \kappa) \frac{\pi D q}{z}, \quad (12.62)$$

где K_m – коэффициент активной массы, представляющий собой отношение массы отделяемой части элемента щепы к его полной массе.

Подставляя в (2.57) и (2.58) значение ударного импульса из (12.62) и учитывая, что

$$T = \frac{60}{nz}, \quad u = \frac{\pi D n}{60}, \quad \omega = 2\pi f, \quad P_0 = 10^{-12} \text{ Вт},$$

получим для частот $kl < 2$

$$L_{\text{Рмех}} = 10 \lg \frac{1,5 \cdot 10^{-2} \rho (1 - \mu^2)^{1/4} \rho_{\text{щ}}^{1/4} S^2 m \pi D u q^2 (1 + \kappa)^2 \kappa m^2 f^{3/2}}{\rho_0 l_{\text{щ}} h_{\text{щ}}^{5/2} m_{\text{щ}}^2 E^{1/4} c \eta z} - A \lg \frac{f}{f_0}; \quad (12.63)$$

для частот $kl > 2$

$$L_{\text{Рмех}} = 10 \lg \frac{18,4 \cdot 10^{-2} \rho c (1 - \mu^2)^{1/4} \rho_{\text{щ}}^{1/4} \pi D u q^2 m S (1 + \kappa)^2 \kappa m^2}{\rho_0 l_{\text{щ}} h_{\text{щ}}^{5/2} m_{\text{щ}}^2 E^{1/4} \eta z f^{1/2}} - A \lg \frac{f}{f_0}. \quad (12.64)$$

Из формул (12.63) и (12.64) следует, что излучаемая мощность зависит от свойств материала, отражательного щита, конструктивных параметров мельницы, параметров, характеризующих процесс измельчения и частоты. Наибольшее влияние оказывает величина подачи щепы и продолжительность удара: удвоение величины подачи увеличивает, а удвоение времени удара снижает уровень звуковой мощности соответственно на 6 и 12 дБ.

Тот же рост удельной массы или коэффициента потерь снижает уровень звуковой мощности на 3 дБ.

Учитывая, что все мельницы имеют одинаковую конструкцию, одинаковые диаметр ротора, ширину отражательного щита, число рядов молотков, коэффициенты потерь, материалы конструкции и незначительно отличаются по скорости вращения ротора и длине его рабочей части (с точностью до 3 дБ), можно формулы (12.63) и (12.64) для существующих мельниц представить в виде:

для частот $kl < 2$

$$L_{P_{мех}} = 80 + 10 \lg \frac{S^2 q^2 f^{3/2} (1 + \kappa)^2 \kappa^2 m}{\eta} - A \lg \frac{f}{f_0}; \quad (12.65)$$

для частот $kl > 2$

$$L_{P_{мех}} = 126 + 10 \lg \frac{S q^2 (1 + \kappa)^2 K_m^2}{\eta f^{1/2}} - A \lg \frac{f}{f_0}. \quad (12.66)$$

Формулы (12.60) и (12.66) позволяют при известных значениях κ , f_0 и η рассчитать уровни звуковой мощности шума, создаваемого излучением корпуса мельницы при различных размерах и производительности последней.

12.5. Основы акустического расчета вакуумных систем бумагоделательных машин

В производстве бумаги и картона значительная часть процесса обезвоживания полотна осуществляется под вакуумом [6, 7, 25].

Совокупность вакуумных линий (трубопроводов), вакуум-насосов и системы выхлопа (удаления воздуха) образуют вакуумную установку, являющуюся одним из основных источников низкочастотного шума в залах бумагоделательных машин.

Наибольшее распространение в ЦБП получили водокольцевые вакуум-насосы. Однако данные по их шумоглушению могут быть применены для всех вакуумных установок, используемых в промышленности.

Воздушный шум, создаваемый работающими вакуумными системами, через каналы удаления воздуха распространяется в атмосферу и может создавать в зданиях и объектах с нормируемым уровнем звука, расположенных на территории предприятия, а также в жилых районах за ее пределами, уровни звука, превышающие допустимые. Этот шум может также проникать в смежные с бумзалами помещения или в атмосферу через ограждающие конструкции.

При работе вакуумных систем создается интенсивный шум как на тракте всасывания, так и на выхлопе системы. Интенсивность шума на выхлопе вакуумной системы определяется шумом вакуум-насосов, который носит низко- и среднечастотный характер. Шум всасывания по интенсивности слабее шума выхлопа вследствие «уноса» звуковой энергии воздушным потоком.

Вакуум-насосы, являющиеся основной частью вакуумной системы бумагоделательной машины, различаются по типу, производительности и шумовым характеристикам.

Способ и место установки вакуум-насосов, от которых зависит степень воздействия шума на обслуживающий персонал, также различны. Основные схемы установки вакуум-насосов представлены ниже.

1. Установка на уровне бумагоделательной машины – наиболее неблагоприятный с акустических позиций случай, применявшийся на тихоходных машинах одноэтажного исполнения.

2. Установка вдоль главного прохода (шум выхлопа ясно прослушивается по всему бумзалу).

3. Установка в отдельном звукоизолированном помещении – наиболее благоприятный случай в смысле защиты обслуживающего персонала от воздействия шума.

Кроме того, имеются различия в способе разделения мокровоздушной смеси.

1. Отвод мокровоздушной смеси в индивидуальный для каждого вакуум-насоса водоотделитель – способ, обеспечивающий частичное поглощение шума выхлопа, так как все существующие водоотделители в той или иной мере являются глушителями шума. Для обеспечения требуемого снижения шума за водоотделителем необходим дополнительный глушитель шума.

2. Отвод мокровоздушной смеси в один герметичный бетонный канал, из которого вода подается на заливку водяного кольца насосов, а воздух через воздухопроводы, отводится за пределы рабочего помещения – способ достаточно эффективный, так как шум выхлопа свободно не попадает в производственное помещение, но достаточно сложный в исполнении особенно при осуществлении на действующих предприятиях.

При этом способе насосы соединяются с отсасывающими валами прессовой части и другими секциями бумагоделательной машины с помощью главного вакуумного коллектора. Выхлоп мокровоздушной смеси осуществляется в общий канал, располагающийся ниже уровня насосов. В этом случае возникает проблема защиты от шума, распространяющегося на территорию предприятия и селитебную территорию.

Вакуум-насос применительно к шуму выхлопа можно считать акустическим источником нулевого порядка с максимальной напряженностью, равной секундной производительности насоса.

Исходя из принятой акустической модели вакуум-насоса, получены выражения для определения уровней звуковой мощности в октавных полосах частот.

При $R_0 < \lambda$

$$L_p = 10 \lg \frac{\rho_1}{c} + 50 \lg n + 30 \lg w + 20 \lg bGR_0 - 20 \lg f + 101, \text{ дБ.} \quad (12.67)$$

При $R_0 > \lambda$

$$L_p = 10 \lg \frac{z\rho_1 c}{2} + 50 \lg n + 30 \lg w + 20 \lg bG - 40 \lg f + 101, \text{ дБ,} \quad (12.68)$$

где ρ_1 – плотность воздуха, кг/м³;

c – скорость звука, м/с;

n – частота вращения ротора, с⁻¹;

w – число лопаток ротора;

R_0 – радиус выхлопного патрубка, м;

b – длина рабочей камеры (ширина ротора), м;

$$G = 4eR^* \cos \frac{2\pi}{nw} \cos \frac{\pi}{w} - \frac{e^2}{2} \sin \frac{2\pi}{w} \sin \frac{4\pi}{nw}, \quad (12.69)$$

где e – эксцентриситет ротора насоса, м;

R^* – внутренний радиус водяного кольца, м;

f – текущая частота, Гц.

Расчет по формулам (12.67), (12.68) проводится для октавных полос, начиная с октавной полосы, в которую входит основная частота $f_0 = n\omega$.

Анализ зависимостей (12.67), (12.68) показывает, что на звуковую мощность вакуум-насоса основное влияние оказывает скорость вращения ротора. Увеличение скорости вдвое приводит к увеличению звуковой мощности на 15 дБ. При увеличении размеров в два раза звуковая мощность увеличивается на 6 дБ. И, наконец, увеличение числа лопаток в два раза увеличивает звуковую мощность на 9 дБ.

Для учета влияния водоотделителя на звуковую мощность, излучаемую вакуумной установкой, использована теория линейной акустики с учетом осредненного течения в элементах водоотделителя.

Для описания распространения волн давления (P) и скорости (V) через водоотделитель использованы матрицы передачи:

$$\begin{pmatrix} P_2 \\ V_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_1 \\ V_1 \end{pmatrix}, \quad (12.70)$$

где $a_{11}, a_{12}, a_{21}, a_{22}$ – элементы матрицы;

P_1, V_1 – давление и скорость на входе в водоотделитель;

P_2, V_2 – давление и скорость на выходе из водоотделителя.

Колебательную скорость и звуковое давление на выходе из водоотделителя можно найти:

$$P = (z_u a_{11} + a_{12})V_0; \quad (12.71)$$

$$V = (z_u a_{21} + a_{22})V_0, \quad (12.72)$$

где V_0 – колебательная скорость на выхлопе насоса;

z_u – импеданс источника.

Для расчетов потерь передачи в системе водоотделения составлена программа для ЭВМ. Расчеты показывают, что разработанная модель применима для всех реальных размеров выхлопных систем вакуум-насосов с индивидуальными водоотделителями.

В рамках этой модели с ростом поперечного сечения имеется уменьшение амплитуды звукового давления, а также некоторое увеличение амплитуды звуковой скорости. Однако импеданс передачи с ростом площадей поперечного сечения элементов водоотделителя возрастает быстрее, чем амплитуда скоростей, поэтому возрастания уровней звукового давления не происходит.

Из полученных зависимостей видно, что для увеличения потерь передачи звуковой мощности большее значение имеет увеличение

площади камеры водоотделителя, чем изменение площадей входного и выходного патрубков системы.

Проведенная экспериментальная проверка разработанных акустических моделей вакуум-насосов и выхлопных систем с индивидуальными водоотделителями показала достаточную точность аппроксимации реальных процессов модельными. Рассмотрен также процесс взаимодействия звуковых волн в каналах выхлопной системы вакуумной магистрали при групповой установке вакуум-насосов.

Получено выражение, описывающее звуковое поле в канале с учетом прямых и отраженных волн и наблюдаемого на практике явления фазовой синхронизации источников.

Экспонента, отвечающая за характер распространения волн в вакуумной системе, имеет вид:

$$I = \exp \left[i \sqrt{k^2 - \frac{\pi^2 m^2}{a^2} - \frac{\pi^2 n^2}{b^2}} + \delta_{mn} \right] (z - z_0) \left[1 + \sum_{\gamma=1}^{q-1} e^{-i h \gamma + \delta_{mn} h \gamma} \right] + \\ + \exp \left[-i \sqrt{k^2 - \frac{\pi^2 m^2}{a^2} - \frac{\pi^2 n^2}{b^2}} + \delta_{mn} \right] (z - z_0) \left[1 + \sum_{\gamma=1}^{q-1} e^{-i h \gamma + \delta_{mn} h \gamma} \right], \quad (12.73)$$

где a, b – размеры поперечного сечения канала, м; m, n – любые целые числа;

z_0 – координата расположения первого насоса на общей магистрали;

q – число насосов в системе;

γ – номер насоса в системе;

h – расстояние между насосами, м;

δ_{mn} – коэффициент затухания звуковой волны;

k – волновое число.

В аналитическом виде исследовать функцию (12.73) на экстремумы не представляется возможным. Для этой цели использованы численные методы. Составленная программа для расчетов на ЭВМ позволяет вычислить точки экстремумов (координату h) и определить вид экстремума (максимум или минимум).

Так, для насосов ВВН-3, установленных на общем канале сечением 1x1 м, первый минимум достигается при $h_1 = 1,4$ м. Таким образом, при расстоянии между вакуум-насосами, равном h_1 , достигается максимальный уровень излучаемой звуковой мощности.

На основе результатов проведенных исследований разработаны рекомендации по проектированию вакуумных систем бумагоделательных машин с улучшенными шумовыми характеристиками.

С акустической точки зрения наиболее перспективной является установка вакуум-насосов в отдельном звукоизолированном помещении с отводом мокровоздушной смеси в один герметический бетонный канал, из которого вода подается на заливку водяного кольца насосов, а воздух через воздуховоды отводится за пределы рабочего помещения.

При выборе типа и количества вакуум-насосов предпочтение нужно отдавать насосам, имеющим при одинаковых технических характеристиках меньшую звуковую мощность излучаемого ими шума.

С целью снижения пульсации давления в трубопроводах вакуумной системы необходимо применять гибкие вставки. Длина их должна быть не менее 700–900 мм. Трубопроводы должны иметь не менее двух вставок, одна из которых располагается сразу после насоса.

Для предотвращения действий осевых стоячих волн следует избегать отрезков трубопроводов, которые имеют длину, кратную половине длины $\lambda/2$ волны звука основной частоты ($\lambda = c/f_0$, где $c = 340 \text{ м с}^{-1}$ – скорость звука).

Для предотвращения действия стоячих волн в поперечном направлении резонансная частота отрезка трубы, не имеющей опоры, не должна совпадать с основной частотой гармонических колебаний рабочего процесса насоса, что достигается соответствующим подбором расстояния между опорами.

При проектировании каналов для разделения мокровоздушной смеси необходимо учитывать, что для достаточно хорошей звукоизоляции необходима их тщательная герметизация. Смотровые щели и люки должны закрываться герметичными крышками повышенной массивности (из железобетона или стали) с внутренними поверхностями, облицованными битумизированным войлоком (стекловатой) толщиной не менее 50 мм.

Прямо́к канала, откуда вода забирается насосом и подается на заливку водяного кольца вакуум-насосов, а излишки воды переливаются в канализацию, должен иметь надежный гидрозатвор, препятствующий проникновению шума при уменьшении уровня воды в канале.

Поперечное сечение канала для воздуха определяют исходя из расхода и допустимой скорости движения воздуха, которую можно принимать до 10 мс^{-1} . Желательно, чтобы поперечное сечение канала было возможно большим. В канале также должно быть учтено пространство для воды, попадающей в канал из вакуум-насосов вместе с воздухом.

Длина канала не должна быть кратна целому числу волн основной частоты шума вакуум-насоса, т.е. $K = lf_0 / C$ не должно быть целым, где l – длина канала.

12.6. Шум оборудования для переработки бумаги

На целлюлозно-бумажных предприятиях одним из наиболее шумных производств по переработке бумаги является производство тетрадей, где уровни звука на рабочих местах превышают предельно допустимые уровни на 10–18 дБА [6].

Среди оборудования цехов по производству тетрадей наиболее шумными являются собственно линии по производству тетрадей. Самые высокие уровни звука зарегистрированы на рабочем месте оператора линовальной секции – 97 ... 103 дБА. Фальцаппараты, узлы для подрезки тетрадей и лагенов создают на рабочих местах эквивалентный уровень 90 ... 94 дБА и уровень звуковых импульсов до 105 дБ.

В линовальной секции основными источниками шума являются:

- узлы для поперечного линования бумаги;
- механизм поперечной резки бумаги;
- колебания бумажного полотна;
- привод;
- вентилятор для отсоса кромок бумажного полотна.

Наиболее шумными являются узлы для поперечного линования бумаги. Уровень звука этих узлов колеблется от 90 дБА для тихоходных агрегатов и до 100 дБА для быстроходных.

Шум механизма поперечной резки бумаги достигает 95 дБА. Основным источником шума являются колебания бумажного полотна в момент реза. Шум, обусловленный колебаниями бумажного полотна в бумагопроводящей системе, как правило, незначителен. Шум привода, особенно зубчатых передач, достигает уровня в пределах 90 ... 96 дБА. Вентилятор для отсоса кромок бумажного полотна может создать уровень звука на рабочем месте до 95 дБА.

Таким образом, при разработке мероприятий по снижению шума в цехах по производству тетрадей, в первую очередь, необходимо решить вопросы по улучшению шумовой обстановки в зоне линовального узла. С этой целью необходимо проанализировать механизм шумообразования при его работе.

Основываясь на экспериментальных данных, можно выделить два наиболее вероятных механизма шумообразования.

I. Аэродинамический, вызванный тем, что в процессе контакта перьев рифленого линовального валика в бумаговедущем барабане в замыкаемых объемах между двумя смежными перьями из-за деформации последних и из-за захлопывания объема создается избыточное давление, которое после открытия этого объема при дальнейшем вращении валика излучается в виде звука.

II. Механический, вызванный тем, что перья линовального валика после выхода из контакта с бумаговедущим барабаном вибрируют и тем самым создают звук.

Рассмотрим аэродинамический источник, поскольку он является превалирующим. Поставим задачей дать теоретическое обоснование и оценку происходящих процессов.

Прежде чем перейти к математическому обоснованию, необходимо рассмотреть физическую картину происходящих процессов и выбрать физическую модель излучателя, заменяющую реальный источник шума.

Так, при линовании бумаги излучателем шума является узкая полоска на линовальном валике, поэтому удобно воспользоваться результатом Л.Ф. Лепендина [15]. Звуковая мощность излучается полосой на цилиндре и будет:

$$P_i = \frac{4\rho c V_i^2}{\pi^2 f_i^2} \left(\frac{2\alpha_0^2}{C_0^2(kl)} + \sum_{m=1}^{\infty} \frac{\sin^2 m\alpha_0^2}{m^2 C_m(kl)} \right), \quad (12.74)$$

где ρ – плотность среды;

C – скорость звука в среде;

V_i – амплитуда колебательной скорости;

f_i – частота;

$2\alpha_0^2$ – угловая ширина пульсирующего участка;

C_m – цилиндрические формулы Ханкеля.

Используя приближенные значения для C_m , можно записать:

$$P_i = \frac{\rho f_i s^2 v_i^2}{8}. \quad (12.75)$$

Общая мощность P аэродинамического шума равна сумме составляющих в рассчитываемом диапазоне частот:

$$P = \sum_{i=1}^n P_i. \quad (12.76)$$

Таким образом, задача состоит в определении спектра амплитуд объемной скорости. Для этого рассмотрим два бесконечно близких положения линовального валика (рис. 12.10) при переходе валика из одного положения в другое путем поворота на $d\alpha$, замкнутый объем уменьшится на

$$dQ = \theta G l d\alpha, \quad (12.77)$$

где $\theta = \cos \arcsin \frac{R(r_1 - k)}{2r_1 \sqrt{h^2 + k^2}};$

$$G = R_2 + \operatorname{cosec} \alpha \left(\frac{a}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} + \sqrt{\frac{a^2}{(1 + \operatorname{tg}^2 \alpha)^2} - \frac{a^2 - r^2}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}} \right), \quad (12.78)$$

где R – шаг линования;

K – высота перьев;

r_1 – радиус бумаговедущего барабана;

r_2 – радиус линовального валика;

a – расстояние между центрами линовального валика и барабаном;

l – длина линовального валика.

Объемная скорость выражается:

$$V(\alpha) = \frac{dQ}{dt} = \omega \theta G l, \quad (12.79)$$

где ω – угловая частота.

Путем гармонического анализа можно представить функцию объемной скорости как сумму средней величины скорости и ряда периодических составляющих:

$$V_i = \frac{\omega z}{2\pi} \int_0^{2\pi} V(\alpha) \cos \omega z \alpha d\alpha, \quad (12.80)$$

где z – акустический импеданс.

В первом приближении можно считать:

$$V_i \approx \frac{2\omega^2 z^2 l \theta_a}{f_i^2}. \quad (12.81)$$

Используя найденное значение для V_i , определяем гармонику звуковой мощности:

$$P_i = \frac{8\rho c \pi^2 r_2^2 \omega^2 z^2 l^4 \theta^2 a^2}{f_i^3}. \quad (12.82)$$

Далее получим звуковую мощность, приходящуюся на полосу частот шириной в 1 Гц (средняя спектральная плотность):

$$P_1 = \frac{P_i}{\omega z} = \frac{8\rho c \pi^2 r_2^2 \omega z l^4 \theta^2 a^2}{f_i^3}. \quad (12.83)$$

Подобные преобразования справедливы для частот $f > \omega z$. Звуковая мощность в октавной полосе определится интегралом:

$$P = \int_{\frac{f}{\sqrt{2}}}^{\sqrt{2}f} P_1(f_i) df_i = \frac{12\rho c \pi^2 r_2^2 \omega z l^4 \theta^2 a^2}{f^2}, \text{ Вт.} \quad (12.84)$$

Переходя к уровню звуковой мощности, будем иметь

$$L_p = 10 \lg \frac{P}{P_0} = 167 + 10 \lg \omega z + 20 \lg r_2 l^2 \theta a - 20 \lg f, \text{ дБ}, \quad (12.85)$$

где $P_0 = 10^{-12}$ Вт – пороговая звуковая мощность.

Как видно из рис. 12.10–12.11, предложенная модель дает хорошее совпадение теоретических результатов и экспериментальных данных. Таким образом, можно сделать вывод, что звуковая мощность узла для поперечного линования бумаги возрастает с увеличением скорости вращения, размеров линовального валика и барабана, а также убывает с возрастанием частоты звука (6 дБ на октаву).

Полученные результаты позволяют на стадии проектирования линий по производству тетрадей проанализировать ожидаемые уровни звуковой мощности.

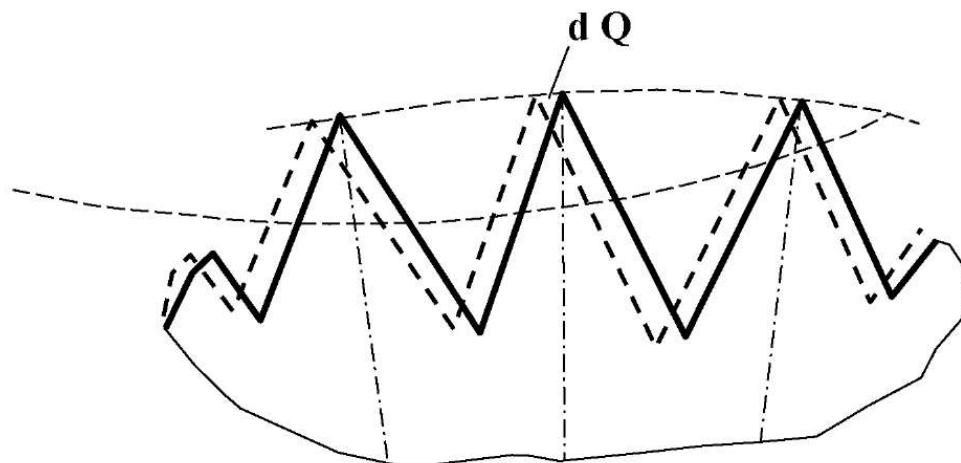


Рис. 12.10. Зона взаимодействия линовального валика и линовального барабана

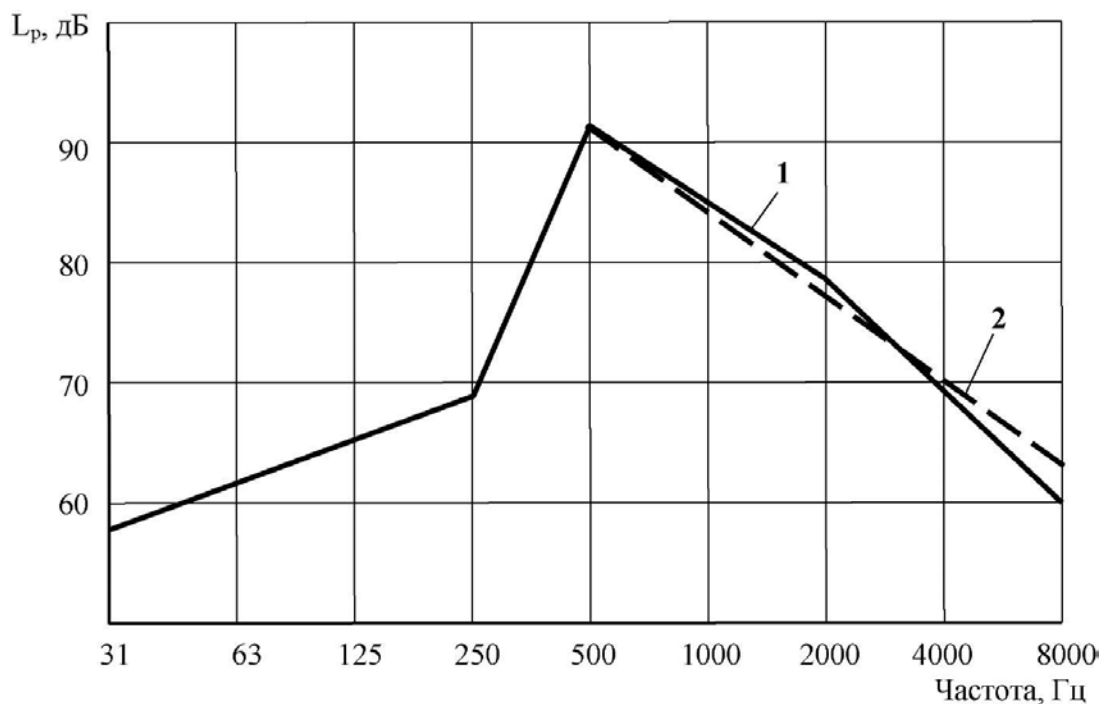


Рис. 12.11. Экспериментальные данные:
1 – теоретические результаты; 2 – для скорости линования 250 м/мин.

Таким образом, они будут создаваться линовальными секциями, и предусматривать соответствующие акустические мероприятия по снижению шума на рабочих местах.

Список использованных источников

1. Алексеев С.П. Борьба с шумом и вибрацией в машиностроении / С.П. Алексеев, А.М. Казаков, Н.Н. Колотилов. – М.: Машиностроение, 1970. – 208 с.
2. Амалицкий В.В. Станки и инструменты лесопильного и деревообрабатывающего производства / В.В. Амалицкий. – М.: Лесная промышленность, 1985. – 288 с.
3. Аэрогидродинамический шум в технике / Пер. с англ., под ред. Р. Хиклинга. – М.: Мир, 1980. – 366 с.
4. Боголепов И.И. Промышленная звукоизоляция / Л.П. Борисов. – Л.: Судостроение, 1986. – 368 с.
5. Борьба с шумом / Под ред. Е.Я. Юдина. – М.: Стройиздат, 1964. – 701 с.
6. Борьба с шумом в целлюлозно-бумажной промышленности / В.Н. Старжинский, В.В. Ким, А.Д. Лебедев, А.А. Лукашевич. – М.: Лесная промышленность, 1977. – 168 с.
7. Виброакустическое проектирование оборудования целлюлозно-бумажных и деревообрабатывающих производств / Под ред. В.Н. Старжинского, А.А. Санникова; Екатеринбург: Урал. гос. лесотехн. универ., 1996. – 282 с.
8. Гигиенические критерии оценки и классификации условий труда по показателям вредных и опасных факторов производственной сферы, тяжести и напряженности трудового процесса. Руководство Р 2.2.755-99-М Федеральный центр Госсанэпиднадзора Минздрава России, 1999. – 192 с.
9. СанПиН 2.2.43359-16 «Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах» Постановление от 21 июня 2018 года № 81 об утверждении СанПиН 2.2.43359-16.
10. ГОСТ 23941-02. Шум машин. Методы определения шумовых характеристик. Общие требования: Взамен ГОСТ 23941-79: Введ. 01.01.03. – М.: Изд-во стандартов, 2002. – 5 с.
11. ГОСТ 31326-2006 (ИСО 15667:2010) Шум. Руководство по снижению шума кожухами и кабинами, 2007. – 47 с.
12. Звукопоглощающие и звукоизоляционные материалы / Под ред. Е.Я. Юдина. – М.: Стройиздат, 1966. – 243 с.
13. Иванов Н.И. Основы виброакустики: учебник для вузов / Н.И. Иванов, А.С. Никифоров. – СПб.: Политехника, 2000. – 482 с.
14. Ключкин И.И. Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах / И.И. Ключкин. – Л.: Судостроение, 1971. – 416 с.

15. Козьяков А.Ф. «Исследование шума в деревообрабатывающем производстве и методы борьбы с ним»: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук // Козьяков А.Ф. – М., 1969. – 19 с.

16. Лопашев Д.З. Методы измерения и нормирования шумовых характеристик / Д.З. Лопашев, Г.Л. Осипов, Е.Н. Федосеева. – М.: Издательство стандартов, 1983. – 232 с.

17. Любченко В.И. Резание древесины и древесных материалов / В.И. Любченко. – М.: МГУЛ, 2004. – 309 с.

18. Минздравсоцразвития Российской Федерации. Доклад «О реализации государственной политики в области охраны труда в Российской Федерации в 2008 году». М., 2008, 41 с.

19. Морз Ф. Колебания и звук / Ф. Морз. – М.: ГИТТЛ, 1949. – 496 с.

20. Мунин А.Г. Аэродинамические источники шума / А.Г. Мунин, В.М. Кузнецов, Е.А. Леонтьев. – М.: Машиностроение, 1981. – 248 с.

21. Никифоров А.С. Акустическое проектирование судовых конструкций: справочник / А.С. Никифоров. – Л.: Судостроение, 1990. – 200 с.

22. Скучик Е. Основы акустики / Е. Скучик. – М.: Изд. иностранной литературы, 1958. – Т. 1. – 617 с., 1959. – Т. 2. – 565 с.

23. Соколов Г.А. Борьба с шумом в деревообрабатывающей промышленности / Г.А. Соколов – М.: Лесная пром-ть, 1974. – 142 с.

24. Справочник по технической акустике / Под ред. М. Хекла, Х.А. Мюллера. – Л.: Судостроение, 1980. – 493 с.

25. Старжинский В.Н. Проблема шума оборудования целлюлозно-бумажных производств и научные основы его снижения: дис. на соис. учен. степени д-ра техн. наук. – Л., 1985. – 350 с.

26. Чижевский М.П. Снижение шума при механической обработке древесины / М.П. Чижевский, Н.Н. Черемных М.: Лесная пром-ть, М., 1975. – 152 с.

27. Харбенко И.Г. За пределами слышимого. – М.: Машиностроение, 1981. – 266 с.

28. Westphal W. Fusbereitung von Korpershall in Gebauden – Arustische Beihefte, 1957, Heft 1. – 353–348 p.

29. Ленендин Л.Ф. Акустика / Л.Ф. Ленендин. – М.: Высшая школа, 1978. – 448 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
1. Физические и физиологические характеристики шума	5
1.1. Понятие о звуке. Свойства звукового поля	5
1.2. Шум. Спектр шума	6
1.3. Излучение и распространение звука	8
1.4. Понятие о шумах механического, аэрогидродинамического и электромагнитного происхождения	10
2. Воздействие шума на организм человека	14
3. Нормирование шума и используемая аппаратура	17
3.1. Виды нормирования	17
3.2. Используемая аппаратура	23
4. Общие методы борьбы с шумом на производстве	26
4.1. Организационные методы	26
4.2. Звукоизоляция	27
4.2.1. Звукоизоляция однослойного ограждения от воздушного шума. Инженерные методы расчета звукоизоляции	27
4.2.2. Звукоизоляция двойных ограждений от воздушного шума	36
4.3. Виброизоляция	39
4.4. Вибропоглощение	44
5. Звукопоглощение. Акустическая обработка помещений. Глушители шума	48
5.1. Звукопоглощающие материалы и конструкции	48
5.2. Акустические характеристики помещений. Звукопоглощающие облицовки, их выбор и расчет	54
5.3. Глушители шума	60
6. Местные и индивидуальные средства звукозащиты	66
6.1. Звукоизолирующие кожухи и кабины	66
6.2. Акустические экраны, выгородки	71
6.3. Индивидуальные средства защиты от шума	74
7. Борьба с производственным шумом в лесном комплексе	76
7.1. Шумовой режим на предприятиях ЦБП	78
7.2. Акустические факторы производственной среды	87
7.2.1. Ультразвуковой режим на рабочих местах деревообрабатывающего оборудования	87
7.2.2. Инфразвуковой режим при работе деревообрабатывающего оборудования	89
7.2.3. Специфика проблемы шума на малых деревообрабатывающих предприятиях	97

8. Источники шума в деревообрабатывающих цехах	100
8.1. Круглопильные станки	101
8.2. Продольно-фрезерные станки	102
Теоретические и прикладные аспекты процессов шумообразования деревообрабатывающих станков	105
8.3. Акустический коэффициент мощности и пути снижения шума деревообрабатывающих станков	105
9. Теоретические основы процессов шумообразования в круглопильных станках	109
9.1. Теоретические положения возникновения и излучения шума обрабатываемой заготовкой при пилении древесины круглыми пилами	111
9.2. Влияние режимов резания на шумовые характеристики деревообрабатывающего оборудования	118
10. Пути снижения шума круглых пил	125
11. Акустическая эффективность встроенных звукоизолирующих кожухов продольно-фрезерных деревообрабатывающих станков	130
12. Акустические расчеты и снижение шума оборудования ЦБП	140
12.1. Принципы построения акустических моделей источников шума с ударными нагрузками	140
12.1.1. Расчет вибрационных полей в корпусных конструкциях оборудования ЦБП	140
12.1.2. Расчет звуковой мощности, излучаемой оборудованием лесного комплекса с ударными нагрузками	145
12.2. Виброакустические процессы в рубительных машинах ...	151
12.3. Акустический расчет дисковых рубительных машин	158
12.4. Теоретические основы шумообразования в молотковых мельницах (ММ)	164
12.5. Основы акустического расчета вакуумных систем бумагоделательных машин	176
12.6. Шум оборудования для переработки бумаги	182
Список использованных источников	187

Научное издание

Старжинский Валентин Николаевич
Сычугов Сергей Николаевич
Совина Светлана Валентиновна

**АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ
АКУСТИЧЕСКОЙ ЭКОЛОГИИ
НА ПРЕДПРИЯТИЯХ
ЛЕСНОГО КОМПЛЕКСА**

ISBN 978-5-94984-694-0



Редактор Н.В. Рощина
Оператор компьютерной верстки Т.В. Упова

Подписано в печать 16.05.2019
Уч.-изд. л. 10,5. Усл. печ. л. 11,16
Тираж 500 экз. (1-й завод 35 экз.)
Заказ №

ФГБОУ ВО «Уральский государственный лесотехнический университет»
620100, Екатеринбург, Сибирский тракт, 37
Тел.: 8 (343) 262-96-10. Редакционно-издательский отдел

Типография ООО «ИЗДАТЕЛЬСТВО УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ ЦЕНТР УПИ»
620062, РФ, Свердловская область, г. Екатеринбург, ул. Гагарина, 35а, оф. 2
Тел.: 8 (343) 362-91-16