

ЗВУКОИЗОЛЯЦИЯ И ЗВУКОПОГЛОЩЕНИЕ

*Учебное пособие для студентов вузов,
обучающихся по специальности
«Промышленное и гражданское строительство»
и «Теплогазоснабжение и вентиляция»
под редакцией академика РААСН, профессора,
доктора технических наук Г. Л. Осипова
и члена-корреспондента РААСН, профессора,
кандидата технических наук В. Н. Бобылева*

Москва
АСТ · Астрель
2004

УДК 628.517.2(075.8)

ББК 38.76я73

З-44

Рецензенты: профессор, доктор технических наук
Васильев Ю.М.,
профессор, доктор технических наук Иванов Н. И.,
профессор, доктор технических наук Мунин А. Г.

Компьютерный дизайн обложки —
дизайн-студия «Дикобраз»

Звукоизоляция и звукопоглощение: Учеб. пособие для студентов вузов / Л.Г. Осипов, В.Н. Бобылев, Л.А. Борисов и др.; Под ред. Г.Л. Осипова, В.Н. Бобылева. — М.: ООО «Издательство АСТ»: ООО «Издательство Астрель», 2004. — 450, [14] с.: ил.

ISBN 5-17-026286-8 (ООО «Издательство АСТ»)

ISBN 5-271-09798-6 (ООО «Издательство Астрель»)

Для городской среды, жилья, производственных пространств и территорий характерно огромное количество разнообразных источников шума и вибрации, что делает борьбу с ними сложной и трудоемкой. В пособии освещены конкретные мероприятия по защите от шума и вибрации средствами строительной акустики — звукоизоляцией и звукопоглощением, пути их улучшения и усиления, практические методы расчета их эффективности. Подробно излагаются закономерности распространения уличных и жилищно-бытовых шумов и даются рекомендации по борьбе с ними архитектурно-планировочными и строительно-акустическими методами.

Пособие предназначено для студентов и аспирантов строительных специальностей высших учебных заведений, для инженеров, архитекторов, научных работников проектных, научно-исследовательских институтов, а также санитарных врачей и работников экологических служб городов, занимающихся вопросами борьбы с городскими и жилищно-коммунальными шумами.

УДК 628.517.2(075.8)

ББК 38.76я73

Общероссийский классификатор продукции ОК-005-93, том 2;

953000 - литература учебная

Санитарно-эпидемиологическое заключение

№ 77.99.02.953.Д.000577.02.04 от 03.02.2004-05-24

Подписано в печать с готовых диапозитивов 15.06.2004.

Формат 60 × 90^{1/16}. Усл. печ. л. 29.

Тираж 4 000 экз. Заказ № 187.

ISBN 5-17-026286-8 (ООО «Издательство АСТ»)

ISBN 5-271-09798-6 (ООО «Издательство Астрель»)

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	9
Раздел 1. Звукоизоляция. Регулирование звукоизоляцией и звукоизлучением	11
Глава 1. Звуковые поля конструкций зданий и сооружений. Метод распространяющихся волн	12
1.1. Неустановившееся и стационарное поле свободных волн. Собственные волны. Принцип наименьшего волнового движения	12
1.2. Свободные волны в прямоугольной мембране. Углы падения собственных волн	14
1.3. Распространение вынужденных волн в мембране конечных размеров	18
1.4. Формирование распространяющимися волнами поля смещений шарнирно-опертых пластин. Влияние учета сдвигов и инерции вращения	19
1.5. Собственные волны и собственные колебания пластин с защемленными краями	21
1.6. Распространение волн изгиба в пластине с одним упруго опертым и другим защемленным краями. Фазовые соотношения собственных волн	31
1.7. Собственное волновое поле складчатых конструктивных систем	35
1.8. Собственные волны в слоистых панелях	38
1.9. Звуковое поле помещений	41
Глава 2. Самосогласование звуковых полей в окружающей среде и в ограждающей конструкции	48
2.1. Форма звукового давления в плоскости пластины	48
2.2. Поле смещений пластины, образованное упругими волнами.	49
2.3. Поле инерционных волн в пластине.	51
2.4. Условия самосогласования волновых полей.	52
Глава 3. Изоляция звука однослойными однородными ограждениями	53
3.1. Резонансный отклик ограждения	53
3.2. Инерционный отклик ограждения	58
3.3. Излучение звука звукоизолирующими пластинами при их резонансном движении	60
3.4. Излучение звука инерционными волнами	76
3.5. Регулирование звукоизлучения изменением размеров ограждения и внутренних потерь энергии	77
3.6. Частотная зависимость прохождения звука	80

3.7. Повышение звукоизоляции ограждающих конструкций путем демпфирования их звуковых колебаний. Предельная звукоизоляция	100
3.8. Регулирование звукоизоляцией за счет изменения размеров ограждающих конструкций	102
3.9. Влияние на звукоизоляцию ограждающих конструкций способов их опирания	103
3.10. Расчет и проектирование звукоизоляции	106
Глава 4. Изоляция звука двойными конструкциями	110
4.1. Прохождение звука	110
4.2. Расчет звукоизоляции двойных конструкций	113
Глава 5. Звукоизоляция зданий из объемных блоков	116
5.1. Резонансный и инерционный отклик, призматической оболочки на воздействие звука	116
5.2. Звукоизоляция блок-комнат. Отток энергии и косвенная передача звука	118
Глава 6. Изоляция направленно падающего звука однослойными конструкциями	120
6.1. Частотная и угловая характеристики прохождения звука	120
6.2. Построение частотной характеристики изоляции звука	127
Глава 7. Изоляция звука слоистыми ограждающими конструкциями и ограждениями из мягких материалов	131
7.1. Изоляция звука слоистыми ограждающими конструкциями	131
7.2. Звукоизоляция ограждениями из непродуваемых и продуваемых мягких материалов	133
Глава 8. Изоляция ударного шума	135
8.1. Классификация и виды звукоизоляционных прокладочных материалов	136
8.2. Методы испытаний звукоизоляционных прокладочных материалов	136
8.3. Физико-технические и акустические свойства звукоизоляционных прокладочных материалов	140
8.4. Рулонные покрытия полов	144
8.5. Звукоизоляция перекрытиями с рулонными полами	148
8.6. Звукоизоляция перекрытиями с полами на упругом основании	149
Список литературы к Разделу 1	156

Раздел 2. Звукопоглощение	157
Глава 9. Основные виды строительных звукопоглощающих материалов и изделий	157
9.1. Классификация материалов по структурным, сырьевым и конструктивным признакам	157
9.2. Звукопоглощающие изделия и конструкции полной заводской готовности	160
9.3. Материалы, применяемые в качестве элементов конструкций звукопоглощающих облицовок	161
9.4. Технология производства основных звукопоглощающих материалов	163
Глава 10. Звукопоглощающие волокнистые и пористые материалы	173
10.1. Элементарная теория поглощения звуковой волны в среде с внутренним трением. Волновые параметры звукопоглощающих материалов	173
10.2. Современные теории распространения звуковых волн в пористой среде	175
10.3. Физико-технические параметры волокнистых и пористых звукопоглощающих материалов	178
10.4. Расчет волновых параметров волокнистых звукопоглощающих материалов по эмпирическим формулам	181
10.5. Расчет волновых параметров пористых материалов с жестким скелетом	186
10.6. Расчет волновых параметров пористых материалов с податливым скелетом	188
Глава 11. Звукопоглощающие изделия из плоских элементов	191
11.1. Акустические характеристики звукопоглощающих конструкций и облицовок	191
11.2. Расчет импеданса и коэффициента звукопоглощения слоя волокнистого или пористого материала конечной толщины	192
11.3. Расчет импеданса защитных покрытий	196
11.4. Требования к акустическим характеристикам звукопоглощающих конструкций	202
Глава 12. Резонансные звукопоглощающие системы	205
12.1. Акустические характеристики резонансного поглотителя	205
12.2. Расчет импеданса и коэффициента звукопоглощения резонатора с перфорированным экраном	208

12.3.	Расчет импеданса и коэффициента звукопоглощения резонатора с двумя перфорированными экранами.	215
12.4.	Расчет импеданса и коэффициента звукопоглощения пленочной резонансной системы	221
12.5.	Расчет импеданса и коэффициента звукопоглощения резонансной конструкции, выполненной из стеклянных тканей	225
12.6.	Расчет импеданса и коэффициента звукопоглощения цепочки резонаторов	226
Глава 13. Звукопоглощающие системы из объемных элементов		230
13.1.	Объемные элементы как разновидность звукопоглощающих конструкций	230
13.2.	Сферический объемный элемент – простейшая форма объемного элемента	231
13.3.	Коэффициент звукопоглощения объемного элемента и условия максимального поглощения	236
13.4.	Зависимость звукопоглощающих свойств объемных элементов от структурных и конструктивных параметров	240
13.5.	Управление частотной характеристикой звукопоглощения объемного элемента	242
13.6.	Объемные звукопоглощающие элементы для диапазона низких частот	245
Глава 14. Звукопоглощающие системы из элементов кулисного типа		252
14.1.	Особенности конструктивного решения систем из элементов кулисного типа	252
14.2.	Основные характеристики, описывающие акустические свойства системы кулисных поглотителей	253
14.3.	Определение исходных параметров, влияющих на звукопоглощение кулисных поглотителей	256
14.4.	Метод расчета основных акустических характеристик системы кулисных поглотителей	258
Глава 15. Вибропоглощающие материалы		272
15.1.	Общие сведения	272
15.2.	Типы вибропоглощающих покрытий и конструкций	272
15.3.	Эффективность вибропоглощающих покрытий и вибродемпфирующих материалов	276
Список литературы к Разделу 2		278

Раздел 3. Средства защиты от шума. Классификация, принципы проектирования, акустический расчет	279
Глава 16. Определение требуемого снижения шума	279
16.1. Источники шума и их шумовые характеристики	279
16.2. Нормирование шума и звукоизоляции	281
16.3. Расчет шума от промышленных источников на территории	287
16.4. Расчет шума в помещениях	298
16.5. Требуемое снижение шума	305
Глава 17. Улучшение изоляции конструкций	308
17.1. Улучшение изоляции воздушного шума стенами и перегородками	308
17.2. Улучшение звукоизоляции междуэтажными перекрытиями	315
Глава 18. Конструктивные решения звукопоглощающих облицовок	320
18.1. Область применения	320
18.2. Акустические характеристики помещения	322
18.3. Акустические характеристики звукопоглощающих конструкций и влияние пыли на эффект звукопоглощения	323
18.4. Расчет снижения шума звукопоглощающими конструкциями	326
18.5. Размещение звукопоглощающих конструкций	328
18.6. Акустические характеристики наиболее распространенных звукопоглощающих материалов и изделий	338
Глава 19. Глушители шума вентиляционных систем компрессорных станций и газотурбинных установок	343
19.1. Проектирование глушителей систем вентиляции	343
19.2. Типовые глушители	351
19.3. Специальные глушители для шахтных осевых вентиляторов, компрессорных станций и газотурбинных установок	360
Глава 20. Звукоизолирующие кабины	374
20.1. Назначение звукоизолирующих кабин	374
20.2. Классификация кабин	374
20.3. Методы расчета требуемой звукоизоляции кабин	375
20.4. Общие требования к звукоизолирующим кабинам	377
20.5. Рекомендации по проектированию звукоизолирующих кабин	377
20.6. Факторы влияющие на фактическую звукоизоляцию кабин	380

Глава 21. Звукоизолирующие кожухи	382
21.1. Классификация кожухов	382
21.2. Общие технические требования к кожухам и конструктивные решения их основных элементов	384
21.3. Акустический расчет звукоизолирующих кожухов	390
21.4. Методы повышения звукоизоляции кожухов с плоскими ограждающими конструкциями	401
21.5. Кожухи из унифицированных элементов	406
21.6. Кожухи для воздуходувных машин и вентиляционных агрегатов	409
21.7. Кожухи для стационарных компрессоров	410
21.8. Кожух для металлообрабатывающего оборудования	412
21.9. Кожух для металлургического оборудования	413
21.10. Кожухи для предприятий других отраслей промышленности	414
Глава 22. Акустические экраны и выгородки	417
22.1. Область применения и принципы проектирования	417
22.2. Расчет акустической эффективности экранов в помещениях	419
22.3. Конструкции акустических экранов и выгородок	425
Глава 23. Шумозащитные окна	434
23.1. Нормирование и оценка звукоизоляции окон	434
23.2. Метод расчета ожидаемых уровней транспортного шума	436
23.3. Выбор конструкций наружных ограждений шумозащитных зданий	442
Список литературы к Разделу 3	450

ПРЕДИСЛОВИЕ

Среда, окружающая человека и ограниченная помещением, имеющим определенное функциональное назначение, должна иметь такие характеристики, которые наиболее полно отвечают требованиям создания благоприятных условий жизнедеятельности и комфортных условий труда и отдыха человека. К числу характеристик, определяющих комфортные условия среды, относятся степень освещенности и микроклимат помещения, а также акустический режим, оцениваемый качеством восприятия звука, если оно обусловлено данным функциональным процессом или уровнем мешающего шума, возникающим в помещении или проникающим в него извне. Все эти вопросы являются предметом изучения строительной физики – прикладной области физики – дисциплины, тесно связанной с теорией проектирования зданий.

В предлагаемом пособии излагаются основы создания условий акустического комфорта в местах пребывания человека средствами строительной акустики – звукоизоляции и звукопоглощением.

За последние десятилетия накоплен достаточно большой теоретический и экспериментальный опыт изоляции помещений от внешнего шума при помощи ограждающих конструкций и снижения уровня шума в самих помещениях. Возрастание шумности в населенных пунктах, городах, а также в промышленных, общественных и жилых зданиях, с одной стороны, стремление и строить здания и сооружения с наименьшей затратой материальных средств, с другой, вызывают необходимость в получении большего эффекта звукоизоляции и звукопоглощения.

Для дальнейшего анализа процессов изоляции и поглощения звука следует знать механизм прохождения его через преграды, что позволит управлять его акустическими свойствами и конструктивными решениями преград. Это достигается созданием технологии изготовления новых строительных материалов и строительных конструкций с повышенными потерями энергии на внутреннее трение; конструированием легких слоистых листовых конструкций, конструкций, обладающих наибольшей звукоизоляцией; рациональным использованием сверхлегких звукоизолирующих ограждений из мягких материалов; проектированием пространственной взаимосвязи ограждающих конструкций; повышением звукоизоляции путем варьирования размерами легких ограждений и путем выбора способов опирания звукоизолирующих конструкций. Для решения перечисленных задач в пособии

предложены новые подходы и методы, основанные на понятии волнового переноса энергии.

Авторы пособия стремились теоретически и практически показать возможность целенаправленного выбора и создания звукопоглощающих конструкций, изделий и систем на основе единого параметра (структурной характеристики), связывающего показатели акустических свойств материалов с их структурой. Такой подход позволяет активно вмешиваться в технологический процесс для получения эффективных средств звукопоглощения с минимальными денежными затратами и расходами сырьевых ресурсов.

В пособии, кроме конкретных рекомендаций и справочных табличных данных, приведены новые методы, обеспечивающие высокую точность расчетов для оптимального выбора шумозащитных конструкций, уточнены методы акустического расчета ожидаемого шума на территории и в помещениях, а также расчета требуемого снижения шума.

Пособие предназначено для студентов и аспирантов строительных специальностей высших учебных заведений, а также для инженеров, архитекторов, научных работников проектных, научно-производственных объединений и научно-исследовательских институтов.

Книга является коллективным трудом научных сотрудников Научно-исследовательского института строительной физики Российской академии архитектуры и строительных наук и педагогического состава Нижегородской государственной архитектурно-строительной академии. Книга создана в память профессора, доктора технических наук Седова Михаила Семеновича.

Главы книги 1-7 написаны М.С. Седовым (в т.ч. гл. 3, параграфы 3.8 и 3.10 – совместно с В.Н. Бобылевым; гл. 6 – совместно с В.А. Тишковым; гл. 7, параграф 7.7 – совместно с Л.В. Едуковой); гл. 8, 9, 13, 14, 15, 18 – Л.А. Борисовым (в т.ч. гл. 9 совместно с В.А. Градовым, 18.3 – с Н.Н. Ворониной; гл. 14 – с И.Л. Шубиным); гл. 10-12 Н.Н. Ворониной; гл. 16, 17, 20-23 – Г.Л. Осиповым и И.Л. Шубиным (в т.ч. гл. 16 – совместно с М.А. Пороженко, гл. 22 – с А.И. Никольским, гл. 23 – с А.А. Климухиным), гл. 19 – В.П. Гусевым.

Раздел 1. ЗВУКОИЗОЛЯЦИЯ. РЕГУЛИРОВАНИЕ ЗВУКОИЗОЛЯЦИЕЙ И ЗВУКОИЗЛУЧЕНИЕМ

Звукоизолирующие преграды, устанавливаемые на пути распространения шума, могут достаточно надежно защищать от него места пребывания человека. Известно, что чем массивнее ограждение, тем лучше оно изолирует помещение от шума, однако требование рационального расходования материальных ресурсов диктует необходимость более полного использования их звукоизоляционных свойств. Поэтому современное проектирование звукоизоляции направлено на обеспечение требуемых акустических условий в помещениях за счет регулируемой звукоизоляции ограждений при минимально возможной их массе. Часто собственная звукоизоляция ограждения снижается вследствие наличия в ограждении щелей и отверстий, а также за счет передачи энергии по смежным конструкциям косвенными путями. Тем более необходимо точнее оценивать степень передачи звуковой энергии непосредственно через ограждение прямым путем.

Под звукоизоляцией R , дБ ограждающих конструкций понимается их свойство задерживать часть энергии падающих на них звуковых волн, которое и определяется отношением мощностей падающих волн P_1 , и волн, излученных ограждающей конструкцией, P_2 :

$$R = 10 \lg(P_1/P_2).$$

Характеристикой процесса прохождения звука является коэффициент τ , связанный с звукоизоляцией соотношением:

$$R = 10 \lg(1/\tau). \quad (1.1)$$

Если обозначить коэффициенты отражения через r , рассеяния через δ и поглощения через α , то закон сохранения энергии позволяет записать: $\tau = 1 - r - \delta$, а опосредованная взаимосвязь между звукоизоляцией и звукопоглощением будет выражаться как $\alpha = 1 - r = \delta + \tau$.

Решение лордом Рэлеем задачи о прохождении звука через бесконечный плоский слой в случае его нормального падения по отношению к слою привело в конечном счете к важному понятию в теории звукоизоляции - к «закону масс». Дальнейшее рассмотрение Л. Кримером прохождения наклонно падающего звука через тонкую бесконечную пластину с дополнительно введенным понятием явления волнового совпадения позволило объяснить существенное снижение звукоизоляции в области частот выше граничной. Последующие исследования в этом направлении дали дополнительную информацию о прохождении звука, в том числе через пластину ограниченного размера. Однако для пластин ограниченного размера в области частот ниже граничной остались невыясненными такие принципиальные задачи, как: причины изменения наклона частотной характеристики звукоизоляции пластин

по сравнению с наклоном 6 дБ на 1 октаву, который определяется «законом масс»; превышение фактической собственной звукоизоляции пластин на низких частотах над теоретической звукоизоляцией по «закону масс»; зависимость звукоизоляции от внутренних потерь энергии; сравнительно интенсивное звукоизлучение ограждением при возбуждении его звуковых колебаний воздушным звуком; возможность регулирования звукоизоляции (кроме ее регулирования изменением массы).

Для изучения процесса прохождения звука во всем нормируемом диапазоне частот через ограждение с произвольными размерами в плане, граничными условиями и значениями потерь энергии на внутреннее трение и для решения упомянутых выше задач предлагается другая модель, основанная на вводимом понятии самосогласования (согласования) звуковых полей перед и за ограждением с волновым полем самого ограждения. Предлагаемые в модели расширенные начала о звуковых колебаниях основаны на волновом движении материи, а исходные функции выдерживают требования классических дифференциальных уравнений с последующим выходом из этих рамок по мере усложнения и накопления уровней волновых процессов. Данное положение относится и к волновому вибрационному полю, которое представляет интерес не только как передаточное звено от падающего звука к прошедшему, но и как самостоятельный фундаментальный колебательный процесс.

Глава 1. Звуковые поля конструкций зданий и сооружений.

Метод распространяющихся волн

1.1. Неустановившееся и стационарное поле свободных волн. Собственные волны. Принцип наименьшего волнового движения

Процесс формирования поля упругих поперечных, продольных, крутильных волн можно проследить на примере распространяющейся изгибной волны в пластине в виде полосы. Длина волны значительно больше толщины полосы. Движение происходит вдоль координатной оси x в направлении, перпендикулярном границам полосы. В общем случае в движении участвуют бегущие синосоидальные волны или группа волн и экспоненциально затухающие колебания. Последние выступают в роли неоднородных изгибных волн. Плоская гармоническая волна и неоднородная волна распространяются в сторону отрицательных x по направлению к началу координат:

$$\xi_1 = A_1 e^{i(\omega t + kx)}; \quad (1.2)$$

$$\xi_I = D_1 e^{i\omega t} e^{k(x-l)}, \quad (1.3)$$

где ξ - смещение срединной плоскости полосы; A_1 и D_1 - амплитуды

волны; $A_1 = Ae^{i\varphi}$; (здесь φ - начальный фазовый угол); ω - круговая частота; t - время; $i = \sqrt{-1}$; $k = \omega/c = 2\pi/\lambda$ - волновое число (здесь c - скорость волны, λ - длина волны); l - расстояние между параллельными краями полосы.

В результате отражения образуются новые волны:

$$\xi_2 = B_1 e^{i(\omega t + kx)}; \quad (1.4)$$

$$\xi_{II} = D_2 e^{i\omega t} e^{-kx}. \quad (1.5)$$

Амплитуда

$$B_1 = V_1 A, \quad (1.6)$$

где V_1 - коэффициент отражения, учитывающий участие неоднородных волн ξ_I , ξ_{II} и фазу движения обратной синусоидальной волны ξ_2 .

Распространение волн (1.4) и (1.5) приводит к образованию следующих новых волн:

$$\xi_3 = A_2 e^{i(\omega t + kx)}; \quad (1.7)$$

$$\xi_{III} = D_3 e^{i\omega t} e^{k(x-l)}, \quad (1.8)$$

здесь $A_2 = V_2 B_1$ или, с учетом соотношения (1.6),

$$A_2 = V_1 V_2 A. \quad (1.9)$$

Предположим, что в силу начальных условий $D_3 \neq D_1$. Тогда угол фазы движения волны (1.7) будет отличаться от φ , т.е. волна (1.7) впервые охватит новые участки упругой полосы и, следовательно, снова необходима энергия для преодоления сопротивления излучения полосы. Новых отраженных волн может образовываться сколько угодно, если запас энергии достаточен для этого образования. Расходование энергии прекратится в тот момент, когда при очередном отражении характеристики новой волны полностью совпадут с характеристиками одной из ранее образованных волн. Такими характеристиками являются направление, фаза движения и фазовая или групповая скорость.

Собственными колебаниями будут те, при которых волновое движение станет замкнутым, с наименьшей затратой энергии на образование бегущей волны в новых областях среды. Характеристики волны (1.7) совпадают с (1.2), что возможно когда

$$A_2 \equiv A_1 \quad (1.10)$$

$$D_3 \equiv D_1. \quad (1.11)$$

В период $0 < t < t_{min}$ распространяющиеся свободные волны характеризуют неустановившееся поле, а в период $t \geq t_{min}$ - стационарное поле. При этом и волны и стационарное поле будут собственными.

Из равенства (1.9) появляется возможность получить в каждом конкретном случае граничных условий соотношение между коэффициентами отражения

$$V_1 V_2 = 1. \quad (1.12)$$

Реализация условия (1.9) через равенства (1.10) и (1.11) придает волновой картине определенное очертание с характеристиками, позволяющими установить степень самосогласования волновых полей со звуковыми полями. Выражения распространяющихся волн с учетом граничных условий являются собственными или фундаментальными функциями.

1.2. Свободные волны в прямоугольной мембране. Углы падения собственных волн

Выберем прямоугольную систему координат так, чтобы ее начало совместилось с левой нижней вершиной мембраны. Ось x направим вдоль стороны a , а ось y - вдоль стороны b (рис. 1.1). Мембрана равномерно растянута во все направления и является абсолютно гибкой. Прямая и отраженная волны будут иметь вид:

$$\xi_{01} = A_1 e^{i(\omega t + kx \sin \alpha_1 + ky \cos \alpha_1)}, \quad (1.13)$$

$$\xi_{02} = B e^{i(\omega t + kx \sin \alpha_1 - ky \cos \alpha_1)}, \quad (1.14)$$

где α_1 - угол падения волны; $A_1 = A e^{i(\varphi + \psi)}$; $\varphi = \pi/2$; $B = A$ (из граничного условия $y = 0$).

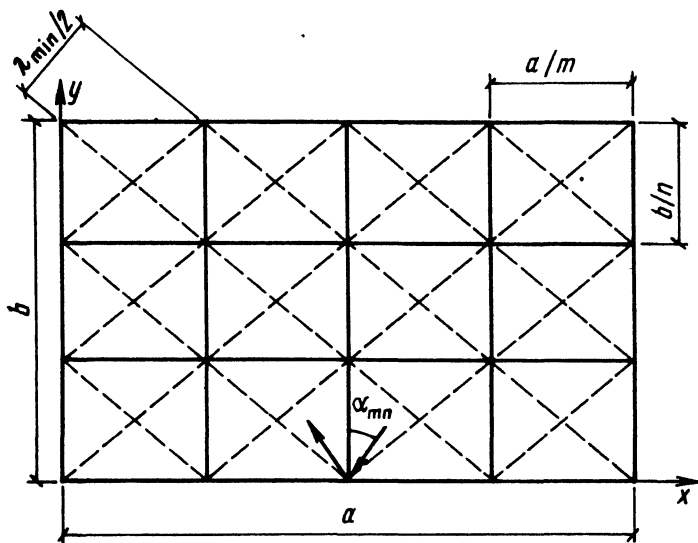


Рис. 1.1. Волновое собственное поле прямоугольной мембраны (λ - длина свободной изгибной волны)

Бегущая волна ξ_{02} далее отражается от границы $y=b$:

$$\xi_{03} = A_2 e^{i(\omega t + kx \sin \alpha_1 + ky \cos \alpha_1)}, \quad (1.14)$$

где $A_2 = -Be^{-2ikb \cos \alpha_1}$.

Выполнение условия (1.10) приводит к равенству $e^{-2ikb \cos \alpha_1} = 1$. Отсюда:

$$kb \cos \alpha_1 = n_1 \pi \quad (n_1=0, 1, 2, \dots). \quad (1.16)$$

Тогда выражение смещений в волнах ξ_{01} и ξ_{02} запишется как

$$\xi_1 = 2 A_{1y} e^{i(\omega t + kx \sin \alpha_1)}, \quad (1.17)$$

где $A_{1y} = 2 A e^{i\psi} \sin(ky \cos \alpha_1)$; или, с учетом выражения (1.16),

$A_{1y} = 2 A e^{i\psi} \sin \frac{n_1 \pi y}{b}$; $\psi = \frac{\pi}{2}$ и характеризует нормальную волну,

распространяющуюся в отрицательном направлении x . Эта суммарная волна, направление движения энергии которой совпадает с направлением распространения самой волны, падает на границу $x = 0$.

Предположим, что обратные волны, составляющие нормальную волну, будут иметь вид:

$$\xi_2 = B_{1y} e^{i(\omega t - kx \sin \alpha_1)}; \quad (1.18)$$

$$B_{1y} = 2 A_{1y}. \quad (1.19)$$

Смещение в нормальной волне (1.18), согласно ее определению, должно быть равным сумме смещений в волнах ξ'_{02} , ξ'_{01} , распространяющихся в обратном направлении по отношению к волнам ξ_{02} и ξ_{01} :

$$\begin{aligned} \xi'_{02} &= B_1 e^{i(\omega t - kx \sin \alpha_1 + ky \cos \alpha_1)}; \\ \xi'_{01} &= A_1 e^{i(\omega t - kx \sin \alpha_1 - ky \cos \alpha_1)}, \end{aligned} \quad (1.20)$$

где $B_1 = B e^{i(\varphi + \psi)}$.

В результате последующего отражения к $x = 0$ распространяется волна

$$\xi_3 = A_{2y} e^{i(\omega t + kx \sin \alpha_1)}, \quad (1.21)$$

амплитуда которой $A_{2y} = -B_{1y}$.

В соответствии с равенством (1.10), движение нормальных волн будет замкнутым, когда $e^{-2ak \sin \alpha_1} = 1$, или:

$$ka \sin \alpha_1 = m_1 \pi \quad (m_1 = 0, 1, 2, \dots); \quad (1.22)$$

Решая уравнения (1.18) и (1.22) совместно, получаем соотношение:

$$k^2 = \pi^2 (m_1^2 / a^2 + n_1^2 / b^2). \quad (1.23)$$

Заменяя k на $\omega m_1 n_1 / c_M$, где $c_M = \sqrt{T/\rho}$ - скорость распространения волны для мембраны в вакууме (здесь T — натяжение мембраны; ρ - поверхностная плотность), имеем известную зависимость

$$\omega_{m_1 n_1} = \pi \sqrt{\frac{T}{\rho}} \left(\frac{m_1^2}{a^2} + \frac{n_1^2}{b^2} \right). \quad (1.24)$$

Замечаем, что выражения (1.23) и (1.24) хорошо известны и получены другим путем. Соотношение (1.23) дано Пуассоном еще в 1928 г. как решение дифференциального уравнения колебаний мембраны. В предлагаемом рассмотрении получаем дополнительную информацию об исходных волнах, формирующих собственные колебания.

Итоговые смещения точек мембраны складываются из смещений в прямой и обратной волнах. Образуется стоячая нормальная волна

$$\xi = \xi_1 + \xi_2 = C_1 \sin(kx \sin \alpha_1) \sin(ky \cos \alpha_1) \cos \omega t, \quad (1.25)$$

где $\xi_1 = \xi_2$, $C_1 = 4A$, или, с учетом соотношений (1.18) и (1.22),

$$\xi = C_1 \sin \frac{m_1 \pi x}{a} \sin \frac{n_1 \pi y}{b} \cos \omega t. \quad (1.26)$$

Отсюда следует, что в мембране распространяются четыре собственных синусоидальных волны, падающих на ее края под углом α_1 . Амплитуда собственных колебаний равна сумме амплитуд этих волн.

Зависимости (1.16) и (1.22) позволяют определить углы падения α_1 . Исключив k имеем:

$$\alpha_1 = \arctg \frac{m_1 b}{n_1 a}. \quad (1.27)$$

Отсюда видно, что угол α_1 изменяется вместе с изменением отношения m_1/a и n_1/b . На рис 1.1 показан процесс образования формы собственных колебаний волнами, падающими под углом

$$\alpha_{m_1=4, n_1=3} = \arctg \frac{4}{2 \cdot 3} \text{ для мембраны со сторонами } a = 2b \text{ в момент}$$

$$t = t_{min}.$$

Данный угол сохраняет свое значение и на других частотах, если неизменно отношение m_1/n_1 .

Возьмем квадратную мембрану. Из равенства (1.27) следует, что замена чисел m_1 и n_1 , например, на $m_1=3$ и $n_1=2$, числами $m_2=2$ и $n_2=3$, не изменит частоты колебаний. Угол же возбуждения $\alpha_{m_2 n_2} = \pi/2 - \alpha_{m_1 n_1}$.

Поэтому на одной частоте собственных колебаний могут существовать две формы смещений, характеризующиеся углами падения α_{m1n1} и α_{m2n2} . Действительно, проследивая распространение волны:

$$\xi_0 = A'_1 e^{i(\omega t + kx \sin \alpha_2 + ky \cos \alpha_2)},$$

где $A'_1 = A' e^{i(\varphi_1 + \psi_1)}$; $\varphi_1 = \psi_1 = \pi/2$,

получим итоговую форму смещений в падающей и отраженных волнах, описываемую собственной функцией

$$\xi_1 = C_2 \sin \frac{m_2 \pi x}{a} \sin \frac{n_2 \pi y}{b} \cos \omega t. \quad (1.28)$$

1.3. Распространение вынужденных волн в мембране конечных размеров

При волновом процессе в мембране шириной b , формируемом падающими звуковыми волнами во время начального состояния колебаний, когда реакция упругих сил еще не проявляется [6], возникшая вынужденная, или в данном случае инерционная, волна

$$\xi_u = A_{0u} e^{i(k_0 x \sin \theta + \psi)} \quad (1.29)$$

подчиняется волновому уравнению окружающей упругой среды, которое можно записать как

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} - \frac{1}{C_u^2} \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = 0,$$

где θ - угол падения звуковой волны; $k_0 = \omega/c_0$, ψ - начальная фаза движения; $c_u = c_0/\sin \theta$; c_0 - скорость звука.

В отличие от собственных волн (см. п. 1.2) инерционные волны могут существовать на каждой частоте, в том числе и на частотах собственных колебаний, и в общем случае являются причиной возникновения на краях мембраны некоторых неоднородных волн

$$\left. \begin{aligned} \xi_{Iu} &= A_{Iu} e^{i\omega t} e^{-k_0 x \sqrt{1 + \cos^2 \theta}} \\ \xi_{IIu} &= A_{IIu} e^{i\omega t} e^{k_0 (x-b) \sqrt{1 + \cos^2 \theta}} \end{aligned} \right\}. \quad (1.30)$$

Волны (1.30) удовлетворяют волновому уравнению. Они распространяются от краев в положительном и отрицательном направлении x со скоростью следа падающей звуковой волны. В итоге бегущая

и неоднородные волны образуют волновое поле мембраны:

$$\xi = A \left\{ \cos(k_0 x \sin \theta) - \left[1 + \gamma \exp(-k_0 b \sqrt{1 + \cos^2 \theta}) \right] * \right. \\ \left. * \exp(-k_0 x \sqrt{1 + \cos^2 \theta}) + \gamma \exp[k_0 (x - b) \sqrt{1 + \cos^2 \theta}] \right\}, \quad (1.31)$$

$$\text{где } \gamma = \frac{\left[e^{-k_0 b \sqrt{1 + \cos^2 \theta}} - \cos(k_0 b \sin \theta) \right]}{1 - e^{-2k_0 b \sqrt{1 + \cos^2 \theta}}}.$$

1.4. Формирование распространяющимися волнами поля смещений шарнирно опертых пластин. Влияние учета сдвигов и инерции вращения

Выберем прямоугольную систему координат так, как это сделано в п. 1.3 для мембраны. Падающая на край пластины $y = 0$ и отраженная от нее свободные изгибные волны имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \xi_1 &= A e^{i(\omega t + kx \sin \alpha_1 + ky \cos \alpha_1)} \\ \xi_2 &= B e^{i(\omega t + kx \sin \alpha_1 - ky \cos \alpha_1)} \end{aligned} \right\}, \quad (1.32)$$

где $A_1 = A e^{i(\gamma + \psi)}$

Граничные условия записываются как:

$$(\xi)_{y=0,b} = 0; \quad \left(\frac{\partial^2 \xi}{\partial y^2} + \sigma \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} \right)_{y=0,b} = 0.$$

Можно заметить, что эти условия не вносят дополнительных изменений в соотношение амплитуд и фаз движения волн по сравнению с граничным условием прямоугольной мембраны. Поэтому волновая картина собственных колебаний прямоугольной шарнирно опертой пластины принципиально подобна такой же картине в прямоугольной мембране. Собственные колебания, как и в мембране, формируются четырьмя волнами, падающими на края пластины под углом α_1 .

Сумму смещений в этих волнах можно записать в виде:

$$\xi = A \left[e^{i(ky \cos \alpha_1 - \pi/2)} + e^{-i(ky \cos \alpha_1 - \pi/2)} \right] * \\ * \left[e^{i(kx \sin \alpha_1 - \pi/2)} + e^{-i(kx \sin \alpha_1 - \pi/2)} \right] e^{i\omega t} \quad (1.33)$$

или

$$\xi = 4A \sin(kx \sin \alpha) \sin(ky \cos \alpha) \cos \omega t ,$$

где $k = \omega/c$, $c = \sqrt{\omega^4 D/m'}$; m' - поверхностная масса пластины,

$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ E -модуль упругости, h - толщина пластины, ν - коэффициент Пуассона.

Тогда собственные числа найдутся из соотношения

$$ka = \pi \sqrt{m^2 + n^2 \frac{a^2}{b^2}},$$

а круговая частота замкнутого движения свободных волн - из выражения:

$$f_{m,n} = \frac{(ka)_{mn}^2}{2\pi a^2} \sqrt{\frac{EJ}{m'(1-\sigma^2)}}; \quad (1.34)$$

или

$$f_{m,n} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{D}{m'}} \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right); \quad (1.35)$$

где J - момент инерции.

Возникает вопрос о возможности решения собственного поля смещений пластины, если учесть в колебательном движении влияние сдвигов и инерции вращения. Скорость распространения свободных волн в этом случае можно получить, если воспользоваться выражением С.П. Тимошенко для определения круговой частоты собственных колебаний шарнирно опертого призматического стержня:

$$\omega_m = \frac{4\pi^2}{\lambda_m^2} \sqrt{\frac{EJ}{m''}} \left[1 - \frac{1}{2} \frac{4\pi^2}{\lambda_m^2} r_1^2 \left(1 + \frac{E}{K_1 G_1} \right) \right],$$

где G_1 - модуль сдвига, $\lambda_m/2$ - длина участка стержня между двумя соседними узлами колебаний, $r_1 = J/F_1$ (здесь F_1 - площадь поперечного сечения), $K_1 = 0,833$ - коэффициент аппроксимации, m'' -масса стержня на единицу длины.

Поскольку $4\pi^2/\lambda_m^2 = k_1$ (где k_1 - волновое число), скорость свободной волны может быть подсчитана из выражения:

$$c_1 = \sqrt{\omega} \sqrt{\frac{1}{2} \sqrt{\frac{D}{m'}} \pm \sqrt{\frac{1}{4} \frac{D}{m'} - \frac{1}{2} \sqrt{\frac{D}{m'}} \omega r_1^2 \left(1 - \frac{E}{K_1 G_1 (1 - \nu^2)}\right)}}.$$

Частота собственных колебаний пластины с шарнирным опиранием по контуру определится из соотношения

$$f_{m,n} = \frac{(k_1 a)_{mn}^2}{2\pi a^2} \sqrt{\frac{D}{m'}} \left[1 - \frac{1}{2} \frac{(ka)_{mn}^2}{a^2} r_1^2 \left(1 + \frac{E}{K_1 G_1 (1 - \sigma^2)} \right) \right],$$

где $k_1 a = \pi \sqrt{m_1^2 + n_1^2} \frac{a^2}{b^2}$ (здесь m_1 и n_1 - числа полуволи изгиба по сторонам a и b в собственной волне, распространяющейся со скоростью c_1).

1.5. Собственные волны и собственные колебания пластин с защемленными краями

Определим волновое поле прямоугольной пластины с защемленными краями, образованное прямыми и отраженными распространяющимися изгибными волнами. Самостоятельный интерес представляет здесь и вторая часть задачи - о собственных колебаниях этой пластины, так как такая задача не имеет точного решения классическим путем. Последний характерен стремлением найти собственные частоты и собственные формы непосредственно из дифференциального уравнения с учетом граничных условий. На примере общей задачи волнового поля и собственных колебаний однородной пластины постоянной толщины с защемленными краями можно убедиться, что дифференциальное уравнение не охватывает всех возникающих здесь свободных волновых движений.

Пусть на границу $y=0$ падает синусоидальная изгибная волна

$$\xi_I = \xi_{0I} e^{i(\omega t + kx \sin \alpha_1 + ky \cos \alpha_1)}, \quad (1.36)$$

где $\xi_{0I} = \xi_0 e^{i(\varphi + \psi)}$; $\varphi = \pm \pi$,

и - в силу наличия противоположной границы - неоднородная волна

$$\xi_{II} = \xi_{0II} e^{i\omega t} e^{k(y-b)\sqrt{1+\sin^2 \alpha}} e^{ikx \sin \alpha}. \quad (1.37)$$

Тогда каждая волна в общем случае будет причиной возникно-

вения отраженных синусоидальной и неоднородной волн. Предположение о минимизации энергии на образование новых волн требует выбирать отраженные волны в минимальном числе, т.е. на данной частоте будем учитывать отраженные волны

$$\begin{aligned}\xi_2 &= \xi_{02} e^{i(\omega t + kx \sin \alpha_1 - ky \cos \alpha_1)}, \\ \xi_{II} &= \xi_{0II} e^{i\omega t} e^{-ky \sqrt{1 + \sin^2 \alpha_1}} e^{ikx \sin \alpha_1}.\end{aligned}$$

Из граничных условий

$$\left. \begin{aligned}(\xi_0)_{y=0} &= 0 \\ (\partial \xi / \partial y)_{y=0} &= 0\end{aligned} \right\}, \quad (1.38)$$

где $\xi_0 = \xi_I + \xi_2 + \xi_{II}$,

определяем амплитуду отраженных волн

$$\xi_{02} = \frac{1}{d_0} \left[-(q + i2\chi) \xi_{01} - 2\chi(i + \chi) \xi_{0II} e^{-kb \sqrt{1 + \sin^2 \alpha}} \right]; \quad (1.39)$$

$$\xi_{0II} = \frac{1}{d_0} \left\{ (q - d_0 + i2\chi) \xi_{01} + [2\chi(i + \chi) - d_0] \xi_{0II} e^{-kb \sqrt{1 + \sin^2 \alpha}} \right\}, \quad (1.40)$$

где $\chi = \sqrt{1 + \sin^2 \alpha} / \cos \alpha$; $d_0 = \chi^2 + 1$; $q = \chi^2 - 1$.

Дальнейший анализ можно осуществлять, если проследить процесс образования нормальной волны. Для этого рассмотрим отражение волн ξ_2 и ξ_{II} от границы $y=b$. Обратными волнами в силу требования минимизации энергии будут две волны:

$$\left. \begin{aligned}\xi'_1 &= \xi'_{01} e^{i(\omega t + kx \sin \alpha_1 + ky \cos \alpha_1)} \\ \xi'_I &= \xi'_{0I} e^{i\omega t} e^{k(y-b) \sqrt{1 + \sin^2 \alpha_1}} e^{ikx \sin \alpha_1}\end{aligned} \right\}. \quad (1.41)$$

Тогда из граничных условий:

$$\left. \begin{aligned}(\xi'_0)_{y=b} &= 0 \\ (\partial \xi'_0 / \partial y)_{y=b} &= 0\end{aligned} \right\}, \quad (1.42)$$

где $\xi'_0 = \xi_2 + \xi_I + \xi'_{II}$, имеем:

$$\xi'_{0I} = \frac{1}{d_0} \left[-(q + 2i\chi)\xi_{02}e^{-2ikb\cos\alpha_1} - 2\chi(i + \chi)\xi_0e^{-ikb\cos\alpha_1}e^{kb\sqrt{1+\sin^2\alpha_1}} \right] \quad (1.43)$$

Вновь в волнах образуется замкнутое волновое движение в случае

$$\xi'_{0I} \equiv \xi_{0I}, \quad \xi'_{0I} \equiv \xi_{0I}. \quad (1.44)$$

Тогда из граничных условий (1.42) имеем также

$$\xi'_{0I} = \beta'_b \xi_{0I}, \quad (1.45)$$

$$\text{где } \beta'_b = \frac{(q + 2i\chi)e^{-ikb} - d_0e^{ikb\cos\alpha} - (q - d_0 - 2i\chi)e^{-kb\sqrt{1+\sin^2\alpha_1}}}{d_0 - 2\chi(i + \chi)e^{-ikb\cos\alpha}e^{-kb\sqrt{1+\sin^2\alpha}} + [2\chi(i + \chi) - d_0]e^{-2kb\sqrt{1+\sin^2\alpha}}}.$$

Смещение каждой точки срединной плоскости пластины, согласно принципу суперпозиции, определится путем суммирования смещений в волнах $\xi_1, \xi_2, \xi_I, \xi_{II}$:

$$\xi' = \xi_1 + \xi_2 + \xi_I + \xi_{II}.$$

Учитывая соотношение (1.44) и значения амплитуд (1.39) и (1.45), запишем:

$$\xi' = \xi_{0I} Y e^{i(\omega t + kx \sin \alpha_1)}, \quad (1.46)$$

где $\xi_{0I} = \xi_0 e^{i\Psi}$; $\Psi = \pm \pi$; Y -функция смещений вдоль оси y .

Полученное выражение (1.46) описывает движение пластины в нормальной волне, с которой энергия распространяется в отрицательном направлении x .

Из проведённого рассмотрения следует также, что нормальная волна формируется через промежуток времени $t=2b/(c \cdot \cos\alpha_1)$ с момента начала распространения исходных плоских изгибных волн.

Наличие жёсткой границы пластины $x=0$ говорит о том, что волны в нормальной волне ξ' отражаются и энергия распространяется

в нормальной волне ξ'' в обратном направлении.

Амплитуда обратной нормальной волны при граничных условиях

$$\left. \begin{aligned} (\xi)_{x=0} &= 0 \\ (\partial \xi / \partial x)_{x=0} &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (1.47)$$

где $\xi = \xi' + \xi'' + \xi_I^0 + \xi_{II}^0$, будет:

$$\xi'' = \xi_0 Y e^{i(\omega t - kx \sin \alpha)}; \quad (1.48)$$

$$\xi_I^0 = \xi_{0I}^0 Y e^{i\omega t} e^{k(x-a)\sqrt{1+\cos^2 \alpha_1}}; \quad (1.49)$$

$$\xi_{II}^0 = \xi_{0II}^0 Y e^{i\omega t} e^{-kx\sqrt{1+\cos^2 \alpha_1}}. \quad (1.50)$$

Выражения (1.49) и (1.50) описывают процесс экспоненциально затухающих составляющих колебаний, модулированных в плоскости ξ_y , по закону падающей нормальной волны.

Граничные условия (1.47) позволяют записать:

$$\xi_{0I}^0 = \frac{1}{d_1} \left[-(q_1 + 2i\chi) \xi_{0I} - 2\chi_1 (i + \chi_1) \xi_{0I}^0 e^{-kb\sqrt{1+\cos^2 \alpha_1}} \right] \quad (1.51)$$

и здесь же:

$$\xi_{0III}^0 = \frac{1}{d_1} \left\{ (q_1 - d_1 + 2i\chi) \xi_{0I} + [2\chi_1 (i + \chi_1) - d_1] \xi_{0I}^0 e^{-kb\sqrt{1+\cos^2 \alpha_1}} \right\}, \quad (1.52)$$

$$\text{где } \chi_1 = \frac{\sqrt{1+\cos^2 \alpha_1}}{\sin \alpha_1}; \quad d_1 = \chi_1^2 + 1; \quad q_1 = \chi_1^2 - 1.$$

Волны в нормальной бегущей (1.48) и неоднородной (1.49) волнах, в свою очередь, являются прямыми по отношению к границе пластины $x=a$. Обратные волны образуют нормальную волну

$$\xi''' = \xi_0''' Y e^{i(\omega t + kx \sin \alpha_1)}; \quad (1.53)$$

$$\xi_{0I}^{00} = \xi_{0I}^{00} Y e^{i\omega t} e^{k(x-a)\sqrt{1+\cos^2 \alpha_1}}, \quad (1.54)$$

где амплитуды ξ_0''' и ξ_{0I}^{00} найдутся из граничных условий

$$\left. \begin{aligned} (\xi)_{x=a} &= 0 \\ (\partial \xi / \partial x)_{x=a} &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (1.55)$$

здесь $\xi = \xi'' + \xi_{0I}^0 + \xi''' + \xi_{0I}^{00}$,

откуда:

$$\xi_0''' = \frac{1}{d_1} \left[-(q_1 + 2i\chi_1) \xi_0'' e^{-2ikas \sin \alpha_1} - 2\chi_1 (i + \chi_1) \xi_{0II}^0 e^{-ikas \sin \alpha_1} e^{-ka\sqrt{1+\cos^2 \alpha_1}} \right] \quad (1.56)$$

Требование замкнутости волнового движения в условиях собственных колебаний (1.10) и (1.11) выполнится, если

$$\xi_0''' \equiv \xi_0'; \quad \xi_{0I}^{00} \equiv \xi_0^0 \quad (1.57)$$

Из первого граничного условия (1.55) с учетом соотношений (1.57) имеем:

$$\xi_{0I}^{00} = \beta_a' \xi_0' \quad (1.58)$$

где

$$\beta_a' = \frac{(q_1 + 2i\chi_1) e^{-ikas \sin \alpha_1} - d_1 e^{ikb \sin \alpha_1} \left(q_1 - d_1 + 2\chi_1 e^{-ka\sqrt{1+\cos^2 \alpha_1}} \right)}{d_1 - 2\chi_1 (\chi_1 + i) e^{-ikas \sin \alpha_1} e^{-ka\sqrt{1+\cos^2 \alpha_1}} + [2\chi_1 (\chi_1 + i) - d_1] e^{-2ka\sqrt{1+\cos^2 \alpha_1}}}.$$

Теперь, когда известны амплитудные значения смещения в участвующих в замкнутом движении волнах, можно определить поле смещений пластины в пределах $0 \leq x \leq a$, $0 \leq y \leq b$ (рис. 1.2).

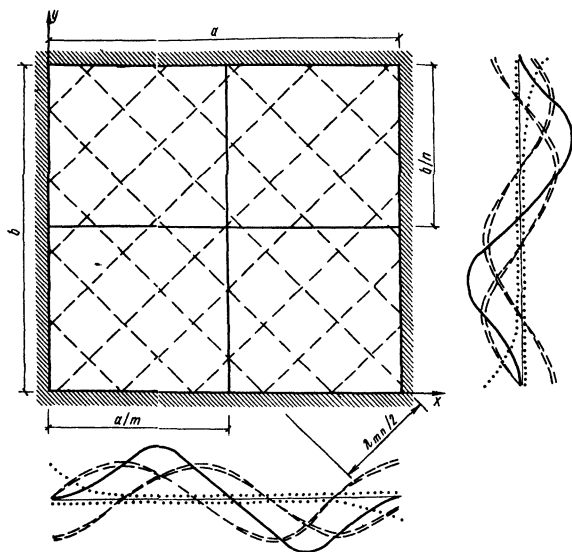


Рис. 1.2. Волновое собственное поле прямоугольной пластины с защемленными краями

Имеем:

$$\begin{aligned} \xi = & \pm \xi_0 e^{i\omega t} \left\{ -e^{iky \cos \alpha_1} + \right. \\ & + \frac{1}{d} \left[q + 2i\chi + 2\chi(\chi + i) \beta'_b e^{-kb\sqrt{1+\sin^2 \alpha_1}} \right] e^{-iky \cos \alpha_1} - \\ & - \frac{1}{d} \left[q - d + 2i\chi + (2\chi^2 + 2i\chi - d) \beta'_b e^{-kb\sqrt{1+\sin^2 \alpha_1}} \right] e^{-ky\sqrt{1+\sin^2 \alpha_1}} - \\ & - \beta'_b e^{k(y-b)\sqrt{1+\sin^2 \alpha_1}} \left\{ -e^{ikx \sin \alpha_1} + \frac{1}{d_1} [q_1 + 2i\chi_1 + \right. \\ & + 2\chi_1(\chi_1 + i) \beta'_a e^{-ka\sqrt{1+\cos^2 \alpha_1}}] e^{-ikx \sin \alpha_1} - \frac{1}{d_1} \left[q_1 - d_1 + 2i\chi_1 + \right. \\ & \left. \left. (2\chi_1^2 + 2i\chi_1 - d_1) \beta'_a e^{-ka\sqrt{1+\cos^2 \alpha_1}} \right] e^{-kx\sqrt{1+\cos^2 \alpha_1}} - \beta'_a e^{k(y-a)\sqrt{1+\cos^2 \alpha_1}} \right\} \end{aligned}$$

или в реальной форме

$$\xi = \pm \xi_0 XY \cos \omega t, \quad (1.59)$$

где

$$\begin{aligned}
 X = & \frac{2\chi_1}{d_1} \left(1 + \beta_a e^{-ka\sqrt{1+\cos^2 \alpha_1}} \right) \sin(kax_1 \sin \alpha_1) - \\
 & - \frac{2}{d_1} \left(1 - \chi_1^2 \beta_a e^{-ka\sqrt{1+\cos^2 \alpha_1}} \right) \cos(kax_1 \sin \alpha_1) + \\
 & + \frac{1}{d_1} \left(2 - q_1 \beta_a e^{-ka\sqrt{1+\cos^2 \alpha_1}} \right) e^{-kax_1 \sqrt{1+\cos^2 \alpha_1}} - \\
 & - \beta_a e^{(x_1-1)ka\sqrt{1+\cos^2 \alpha_1}};
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Y = & \frac{2\chi}{d} \left(1 + \beta_b e^{-kb\sqrt{1+\sin^2 \alpha_1}} \right) \sin(kby_1 \cos \alpha_1) - \\
 & - \frac{2}{d} \left(1 - \chi^2 \beta_b e^{-kb\sqrt{1+\sin^2 \alpha_1}} \right) \cos(kby_1 \cos \alpha_1) + \\
 & + \frac{1}{d} \left(2 - q \beta_b e^{-kb\sqrt{1+\sin^2 \alpha_1}} \right) e^{-kby_1 \sqrt{1+\sin^2 \alpha_1}} - \\
 & - \beta_b e^{(y_1-1)kb\sqrt{1+\sin^2 \alpha_1}};
 \end{aligned}$$

$$\beta_a = \frac{2 \left[\chi_1 \sin(kas \sin \alpha_1) - \cos(kas \sin \alpha_1) + e^{-ka\sqrt{1+\cos^2 \alpha_1}} \right]}{d_1 - 2\chi_1 [\sin(kas \sin \alpha_1) + \chi_1 \cos(kas \sin \alpha_1)] e^{-ka\sqrt{1+\cos^2 \alpha_1}} + q_1 e^{-2ka\sqrt{1+\cos^2 \alpha_1}}};$$

$$\beta_b = \frac{2 \left[\chi_1 \sin(kb \cos \alpha_1) - \cos(kb \cos \alpha_1) + e^{-kb\sqrt{1+\sin^2 \alpha_1}} \right]}{d - 2\chi [\sin(kb \cos \alpha_1) + \chi \cos(kb \cos \alpha_1)] e^{-kb\sqrt{1+\sin^2 \alpha_1}} + q e^{-2kb\sqrt{1+\sin^2 \alpha_1}}},$$

$$x_1 = x/a; \quad y_1 = y/b.$$

Функция (1.59) является собственной. Она получена из условий замкнутого волнового движения (1.44) и (1.57) и удовлетворяет всем граничным условиям при определенных значениях волнового числа k . Дифференциальному уравнению Лагранжа-Жермен функция (1.59) удовлетворить не может, так как волновое поле формируют не четыре волны, как это диктует данное уравнение четвертого порядка, а двенадцать – четыре бегущих и восемь неоднородных.

Собственные числа задачи определяются из системы двух об-

щих частотных уравнений, которые находятся из соотношения (1.43) и (1.56) с учетом условий замкнутого волнового движения

$$\left. \begin{aligned} & (q^2 - 4\chi^2) \cos(2kb \cos \alpha_1) + 4\chi q \sin(2kb \cos \alpha_1) - \\ & - d^2 e^{-2kb \sqrt{1 + \sin^2 \alpha_1}} \cos(2kb \cos \alpha_1) + \\ & + 16\chi^2 e^{-kb \sqrt{1 + \sin^2 \alpha_1}} \cos(kb \cos \alpha) - \\ & - 8\chi q e^{-kb \sqrt{1 + \sin^2 \alpha_1}} \sin(kb \cos \alpha_1) - \\ & - (q^2 - 4\chi^2) e^{-2kb \sqrt{1 + \sin^2 \alpha_1}} - d^2 = 0 \\ & (q_1^2 - 4\chi_1^2) \cos(2ka \sin \alpha_1) + 4\chi_1 q \sin(2ka \sin \alpha_1) - \\ & - d_1^2 e^{-2ka \sqrt{1 + \cos^2 \alpha_1}} \cos(2ka \sin \alpha_1) + \\ & + 16\chi_1^2 e^{-ka \sqrt{1 + \cos^2 \alpha_1}} \cos(ka \sin \alpha_1) - \\ & - 8\chi_1 q_1 e^{-ka \sqrt{1 + \cos^2 \alpha_1}} \sin(ka \sin \alpha_1) - \\ & - (q_1^2 - 4\chi_1^2) e^{-2ka \sqrt{1 + \cos^2 \alpha_1}} - d_1^2 = 0 \end{aligned} \right\}. \quad (1.60)$$

Из системы уравнений (1.60) можно выделить уравнения для подсчета приближенных асимптотических значений корней ka и kb

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg}(ka \sin \alpha_1) &= \frac{\sin \alpha_1 \sqrt{1 + \cos^2 \alpha_1}}{\cos^2 \alpha_1} \\ \operatorname{tg}(kb \cos \alpha_1) &= \frac{\cos \alpha_1 \sqrt{1 + \sin^2 \alpha_1}}{\sin^2 \alpha_1} \end{aligned} \right\}, \quad (1.61)$$

которые быстро сближаются с точными значениями собственных чисел при равномерном увеличении m и n .

Точные частные уравнения, выделенные из общих уравнений (1.60), имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= \sin \alpha_1 \sqrt{1 + \cos^2 \alpha_1} \left[\cos(ka \sin \alpha_1) \operatorname{ch}(ka \sqrt{1 + \cos^2 \alpha_1}) - 1 \right] - \\ &- \cos^2 \alpha_1 \sin(ka \sin \alpha_1) \operatorname{sh}(ka \sqrt{1 + \cos^2 \alpha_1}) = 0 \\ Q_2 &= \cos \alpha_1 \sqrt{1 + \sin^2 \alpha_1} \left[\cos(kb \cos \alpha_1) \operatorname{ch}(kb \sqrt{1 + \sin^2 \alpha_1}) - 1 \right] - \\ &- \sin^2 \alpha_1 \sin(kb \cos \alpha_1) \operatorname{sh}(kb \sqrt{1 + \sin^2 \alpha_1}) = 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.62)$$

Алгоритм решения системы уравнений (1.62) виден на рис. 1.3 для квадратной пластины. Ветви функции Q_1 , берущие начало на горизонтальной оси $\alpha_1 = \pi/2$, относятся к значениям собственных чисел полосы $x=0$, а. Ветви другой функции Q_2 с началом на оси $\alpha_1=0$ характеризуют собственные колебания полосы $y=0$, b ($b=a$). Точки пересечения ветвей функций Q_1 и Q_2 представляют решения задачи - собственные числа и собственные углы падения изгибных волн.

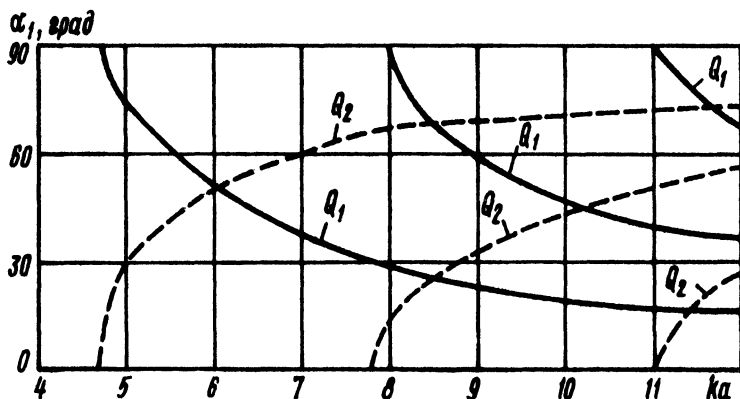


Рис. 1.3. Графическое представление решения системы частотных уравнений для квадратной пластины с защемленными краями

В табл. 1.1 представлены результаты подсчетов ka и α_1 в соответствии с уравнениями (1.60). Численные значения ka меньше значений, подсчитанных по приближенным методам. По методу Эдмана разница в точных и приближенных значениях уменьшается по мере повышения номеров форм колебаний и не превышает единицы. Достаточно высокую степень приближения дают и методы Рэля-Ритца, Игуши, а также метода рядов.

Таблица 1.1 Собственные числа ka и углы падения изгибных волн α_1 (в рад.) для квадратной пластины.

N	Параметры	Численные значения параметров при m									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	ka	5,925571	8,538107	11,47296	14,50384	17,57638	20,67076	23,77804	26,89357	30,01470	33,13981
	α_1	0,785382	1,112404	1,252770	1,328288	1,375114	1,406892	1,429838	1,447173	1,460721	1,47160
2	ka	8,538108	16,36672	12,82133	15,56267	18,44571	21,140725	24,41650	27,45680	30,51843	33,59532
	α_1	0,4583913	0,785392	0,985203	1,109778	1,192566	1,290912	1,294014	1,327060	1,353155	1,374261
3	ka	11,47296	12,82133	14,80961	17,19587	19,81907	22,58736	25,44889	28,37325	31,34175	34,34231
	α_1	0,3180268	0,585592	0,785385	0,9285977	1,032118	1,108901	1,167513	1,213451	1,259291	1,280424
4	ka	14,50384	15,56267	17,19587	19,25249	21,60122	24,14837	26,83209	29,61210	32,46189	35,36352
	α_1	0,2425080	0,461013	0,6421971	0,7853921	0,8968675	0,9839917	1,052976	1,108463	1,153811	1,191429
5	ka	17,57638	18,44571	19,81907	21,60122	23,69538	26,02045	28,51523	31,13562	33,85029	36,663688
	α_1	0,1956821	0,3782305	0,5386781	0,673928	0,7853949	0,8766097	0,9514145	1,013214	1,064761	1,108199
6	ka	20,67076	21,40725	22,58736	24,14837	26,02045	28,13826	30,44707	32,90378	35,4755	38,13743
	α_1	0,1639048	0,3198844	0,4618950	0,5868042	0,6941833	0,7853962	0,8625683	0,9279489	0,9835929	1,031245
7	ka	23,77804	24,41650	25,44889	26,83209	28,51523	30,44707	32,58114	34,87810	37,30595	39,83928
	α_1	0,140958	0,2767820	0,4032829	0,5178199	0,6193817	0,7082279	0,7853969	0,8522669	0,9102618	0,9607116
8	ka	26,89357	27,45680	28,37325	29,61210	31,13562	32,90378	34,87809	37,02402	39,31195	41,71720
	α_1	0,1236231	0,2437366	0,3573456	0,4623336	0,5575817	0,6428473	0,7185348	0,7853973	0,844384	0,8964617
9	ka	30,01470	30,51848	31,34175	32,46189	33,85029	35,47550	37,30595	39,31195	41,46691	43,74773
	α_1	0,1100750	0,2176412	0,3205022	0,4169858	0,5050349	0,5872033	0,6605345	0,7264109	0,7853976	0,8381664
10	ka	33,13981	33,59532	34,3431	35,36352	36,63688	38,13743	39,83928	41,71720	43,74773	45,90979
	α_1	0,099192	0,1965349	0,2903719	0,3793675	0,4625977	0,5395512	0,6100848	0,6743346	0,7326288	0,7853977

1.6. Распространение волн изгиба в пластине с одним упруго опертым и другим заземленным краями. Фазовые соотношения собственных волн

Метод дифференциального уравнения не позволяет прямым путем найти формы собственных колебаний пластины с различными граничными условиями на ее противоположных краях, хотя число волн и соответствует порядку уравнения. Рассмотрим процесс образования поля собственных волн в указанной пластине. Прямоугольную систему координат выберем так, чтобы плоскость x_0 была срединной плоскостью пластины, ось x направим вдоль пластины, а начало координат совместим с левой упругой опорой.

Пусть в сторону к упругой опоре распространяется свободная бегущая изгибная волна $\xi_I = \xi_{0I} e^{i(\omega t + kx)}$ (где $\xi_{0I} = \xi_0 e^{i\varphi}$ - начальная фаза $\varphi = -\pi$) вместе с неоднородной волной $\xi_{II} = \xi_{0II} e^{i\omega t} e^{k(x-l)}$.

Тогда на данной частоте, в результате отражения от опоры $x = 0$, в противоположном направлении будут распространяться бегущая волна $\xi_2 = \xi_{02} e^{i(\omega t - kx)}$ и неоднородная волна $\xi_{II} = \xi_{0II} e^{i\omega t} e^{-kx}$ (где k -волновое число).

Граничные условия здесь имеют вид:

$$\left(\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} \right)_{x=0} = 0; \quad E'I \left(\frac{\partial^3 \xi}{\partial x^3} \right)_{x=0} = -K(\xi)_{x=0}, \quad (1.63)$$

где $E'I$ -изгибная жесткость пластины; K - коэффициент жесткости опоры; смещение $\xi = \xi_2 + \xi_I + \xi_{II}$.

Амплитуды двух обратных волн будут

$$\xi_{02} = [\xi_0 (g_0 + i)^2 + 2\xi_{0I} (g_0 + i) e^{-kl}] / (g_0^2 + 1); \quad (1.64)$$

$$\xi_{0II} = \{ \xi_0 [(g_0 + i)^2 - (g_0^2 + 1)] + \xi_{0I} e^{-kl} [2(g_0 + i) - 1] \} / (g_0^2 + 1), \quad (1.65)$$

где $g_0 = 1 - (2KI^3) / [(kl)^3 E'I]$, kl - собственное число.

После отражения волн ξ_2 и ξ_{II} от опоры $x = l$ на той же частоте вдоль стержня распространяются волны:

$$\xi_3 = \xi_{03} e^{i(\omega t + kx)}; \quad \xi'_{II} = \xi'_{0II} e^{i\omega t} e^{k(x-l)}.$$

В соответствии с принципом наименьшего волнового движения (1.9)

$$\left. \begin{aligned} \xi_{01} &= \xi_{03} \\ \xi_{0I} &= \xi_{0III} \end{aligned} \right\}. \quad (1.66)$$

Из граничного условия

$$(\xi')_{x=l} = 0, \quad (1.67)$$

вместе с соотношениями (1.64) и (1.65) в условиях (1.66), получим:

$$\xi_{0I} = \beta'_I \xi_0, \quad (1.68)$$

где

$$\beta'_I = \frac{-(g_0 + i)^2 e^{-ikl} + (g_0 + 1)e^{-ikl} + 2(1 - ig_0)e^{-kl}}{(g_0^2 + 1) + 2(g_0 + i)e^{-ikl}e^{-kl} + (2g_0 + 2i - g_0^2 - 1)e^{-2kl}}.$$

Из другого граничного условия

$$(\partial \xi / \partial x)_{x=l} = 0 \quad (1.69)$$

имеем: $\xi_{02} = -\xi_{0II} e^{-kl} e^{-ikl} + i(\xi_{02} e^{-2kl} - \xi_{0II} e^{-kl} e^{-ikl})$.

Подставляя вместо ξ_{0II} и ξ_{02} их значения из формул (1.65) и (1.64) с учетом зависимости (1.68) и условия (1.66), получим:

$$(g_0^2 + 1) \{ [2g_0 + i(1 - g_0^2)] e^{-2ikl} + 4[1 + g_0 + i(1 - g_0)] e^{-ikl} e^{-kl} + \\ + [(1 + 2g_0 - g_0^2) + 2i(1 - g_0)] e^{-2ikl} e^{-2kl} + [2 - i(2g_0 - g_0^2 - 1)] e^{-2kl} + (g_0^2 + 1) \} = 0. \quad (1.71)$$

Отсюда можно определить фазу движения изгибных волн в точке $x = l$. Приравняем нулю выражение в фигурных скобках равенства (1.71) и представим его в действительной форме

$$(1 - g_0)(1 + g_0 + 2e^{-2kl}) \sin 2kl + [2g_0 + (1 + 2g_0 - g_0^2)e^{-2kl}] \cos 2kl + \\ + 4(1 - g_0)e^{-kl} \sin kl + 4(1 + g_0)e^{-kl} \cos kl + 2e^{-2kl} + (g_0^2 + 1) = 0.$$

Переписывая далее, получим общее частотное уравнение:

$$\begin{aligned} & [(1-g_0)\sin kl + (1+g_0)\cos kl] \{ (1-g_0)(1+e^{-2kl})\sin kl + \\ & + [1+g_0 + (3-g_0)e^{-2kl}]\cos kl + 4e^{-kl} \} = 0. \end{aligned} \quad (1.72)$$

Можно видеть, что уравнение (1.72) раскладывается на частные уравнения:

$$e^{-kl} = 0; \quad (1.73)$$

$$\operatorname{tg} kl = -(1+g_0)/(1-g_0); \quad (1.74)$$

$$\cos kl \cdot \operatorname{ch} kl + 1 = \frac{-(2Kl^3)}{(kl)^3 E'I} (\sin kl \cdot \operatorname{ch} kl - \cos kl \cdot \operatorname{sh} kl). \quad (1.75)$$

Заметим, что методом дифференциального уравнения можно получить только уравнение (1.75).

Уравнение (1.73) справедливо для $kl \rightarrow \infty$. Корни уравнения (1.74) представляют собой фазу движения бегущих волн без учета неоднородных волн на противоположных границах. Уравнение (1.75) дает точное значение фазы движения волн на правой опоре. Эта фаза соответствует собственным числам рассматриваемой задачи.

Из уравнения (1.75) видно влияние коэффициента жесткости опоры на частоты собственных колебаний балки. Для $k=0$, например, получаем известное частотное уравнение для пластины с одним свободным и другим защемленным концами $\cos(kl)\operatorname{ch}(kl) = -1$. В случае $K = \infty$ имеем другое известное частотное уравнение $\operatorname{tg} kl = \operatorname{th} kl$ для пластины с шарнирной опорой и другим защемленным концом.

Значения собственных чисел с $m > 4$ можно определить из более простого уравнения (1.74), корни которого

$$k_m l = N + m\pi, \quad m = 1, 2, \dots, \quad (1.76)$$

где $N = \operatorname{arctg} \left[-\frac{(1+g_0)}{(1-g_0)} \right]$.

Так, для $K=0$ $N=\pi/2$ и $k_m l = (2m+1)\pi/2$; для $K = 0,5(k_m l)^3 E'I/l^3$ $N = 3\pi/2$ и $k_m l = (4m+3)\pi/4$; для $k = \infty$ ($g_0 = -\infty$) $N = \pi/4$ и $k_m l = (4m+1)\pi/4$.

Действительно, подставляя в зависимость (1.76) $m=4$, при $K=0$, получаем $k_4 l = 14,1372$, при $K=0,5(kl)^3 E'I/l^3$ $k_4 l = 14,9226$, при $K=\infty$ $k_4 l = 16,4934$.

Суммируя смещения в волнах, участвующих в формировании собственных колебаний стержня, имеем:

$$\xi = \xi_I + \xi_{II} + \xi_2 + \xi_I \quad (1.77)$$

Амплитуда выписанных волн найдены выше. Подставляя их значение в соотношение (1.77) и переходя к реальной форме записи, получаем:

$$\xi = X e^{i\omega t}, \quad (1.78)$$

где

$$X = \xi_0 \left\{ \frac{2}{d_0} (g_0 + \beta_1 e^{-kl}) \sin kx - \frac{2}{d_0} (1 - \beta_1 g_0 e^{-kl}) \cos kx - \right. \\ \left. - \left[\frac{2}{d_0} (1 - \beta_1 g_0 e^{-kl}) + \beta_1 e^{-kl} \right] e^{-kx} + \beta_1 e^{k(x-l)} \right\}; \quad (1.79)$$

здесь

$$\beta_1 = \frac{2(\cos kl - g_0 \sin kl + e^{-kl})}{d_0 + 2(g_0 \cos kl + \sin kl)e^{-kl} + (2g_0 - d_0)e^{-2kl}}; \quad d_0 = g_0^2 + 1$$

Нетрудно убедиться подстановкой, что полученная функция (1.79) удовлетворяет всем четырем граничным условиям и отвечает условиям существования собственных колебаний (1.66).

На достаточно высоких частотах $e^{-kl} \rightarrow 0$ и собственная функция принимает вид

$$X = \frac{2\xi_0}{d_0} [g_0 \sin kx - \cos kx - e^{-kx} + (\cos kl - g_0 \sin kl)e^{k(x-l)}],$$

где собственные числа определяются из асимптотического частотного уравнения (1.74).

Полученные частотные уравнения и собственная функция справедливы и для стержней, если считать их изгибной жесткостью не $EI/(1-\sigma^2)$, а EI .

1.7. Собственное волновое поле складчатых конструктивных систем

Рассмотрим формирование волнового поля распространяющимися свободными волнами по пластинам складчатой системы в виде призматической оболочки сечение которой показано на рис. 1.4. Такие оболочки-блоки могут быть, в частности, составными конструктивными элементами зданий. Вновь обратимся к идее минимизации энергии в условиях замкнутости волнового движения [см. формулу (1.9)]. Здесь удобно проследить бегущую волну в одном направлении через все пролеты и опоры, а затем в другом направлении. Тогда условие замкнутости выполнится после первого цикла обегания волной всего контура $l_1 + l_2 + l_3 + l_4$.

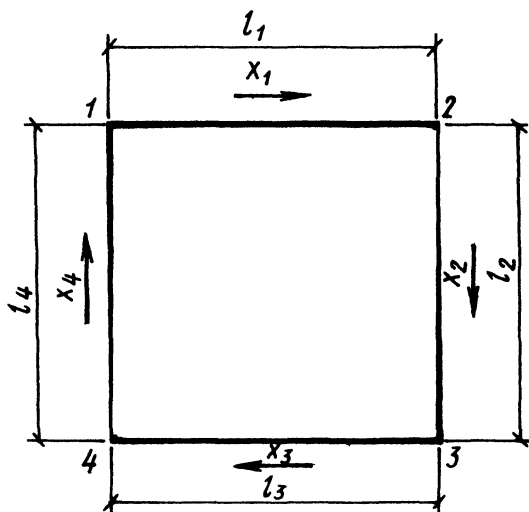


Рис. 1.4. К образованию волнового поля призматической оболочки

Пусть исходная свободная изгибная волна распространяется в пролете 1-2 в положительном направлении x :

$$\xi_{21} = \xi_{021} e^{i(\omega t - k_1 x_1)}. \quad (1.81)$$

Экспоненциально затухающие составляющие движения будут иметь вид:

$$\begin{aligned} \xi_I &= \xi_{0I} e^{i\omega t - k_1 x_1}; \\ \xi_{II} &= \xi_{0II} e^{i\omega t} e^{k_1(x_1 - l_1)}, \end{aligned} \quad (1.82)$$

где l - ширина пластины оболочки; $x_1=x$; $x_2=x-l_1$; $x_3=x-(l_1+l_2)$; $x_4=x-(l_1+l_2+l_3)$.

Удерживая в рассмотрении только изгибные колебания, запишем прошедшую через 2-й узел (опору) исходную волну как

$$\xi_{23} = \xi_{023} e^{i(\omega t - k_2 x_2)} \quad (1.83)$$

и экспоненциально затухающие составляющие:

$$\left. \begin{aligned} \xi_{II23} &= \xi_{0II23} e^{i\omega t} e^{-k_2 x_2} \\ \xi_{III32} &= \xi_{0III32} e^{i\omega t} e^{k_2 (x_2 - l_2)} \end{aligned} \right\}. \quad (1.84)$$

Граничные условия на 2-й опоре имеют вид:

$$(\xi_1)_{x=l_1} = (\xi_2)_{x=l_1} = 0; \quad (1.85)$$

$$(\partial^2 \xi_1 / \partial x^2)_{x=l_1} = (\partial^2 \xi_2 / \partial x^2)_{x=l_1}; \quad (1.86)$$

$$(\partial \xi_1 / \partial x)_{x=l_1} = (\partial \xi_2 / \partial x)_{x=l_1}, \quad (1.87)$$

где $\xi_1 = \xi_{12} + \xi_{II12} + \xi_{III21}$; $\xi_2 = \xi_{21} + \xi_{II23} + \xi_{III32}$.

Из условия замкнутости волнового движения в одном из направлений следует, что необходимыми и достаточными условиями являются (1.85), (1.86) и (1.85), (1.87). Отсюда вытекает, что в данной конструктивной системе происходит разделение процесса формирования волнами собственных колебаний. Вначале установим возможность выполнения условий (1.85), (1.86) и дополнительных условий

$$(\xi_1)_{x=0}; \quad (\xi_2)_{x=l_1+l_2} = 0. \quad (1.88)$$

Подстановкой выражений ξ_1 и ξ_2 в граничные условия (1.86) и (1.88) убеждаемся, что такая возможность имеется, и находим значения $\xi_{023}, \xi_{II21}, \xi_{II12}, \xi_{II23}, \xi_{III32}$ с учетом начальных фаз бегущей волны в пролетах 1-2 и 2-3. Определяя амплитуду волновых составляющих и начальные фазы бегущей волны в пролетах 3-4 и 4-1, запишем:

$$\xi'_{012} = \xi_{012}, \quad (1.89)$$

где ξ'_{012} - амплитуда бегущей волны после момента достижения замкнутости движения.

Пусть теперь исходная свободная изгибная волна распространяется в отрицательном направлении x :

$$\xi_{21} = \xi_{021} e^{i(\omega t + k_1 x_1)}.$$

После прохождения ею пролетов 2-1, 1-4, 4-3 и 3-2 записываем для пролета 2-1

$$\xi'_{21} = \xi_{021}. \quad (1.90)$$

Выполнение условий (1.89) (1.90) приводит к частотному уравнению

$$k_1 l_1 + k_2 l_2 + k_3 l_3 + k_4 l_4 = 4\pi n, \quad (1.91)$$

где $n=1, 2, \dots$

В частном случае при $l_1 = l_2 = l_3 = l_4$ и $k_1 = k_2 = k_3 = k_4$ уравнение (1.91) принимает известный вид для стержня с шарнирным опиранием по краям: $kl = n\pi$.

Суммируя смещения в волнах, распространяющихся в положительном и отрицательном направлениях x , получаем нормальные функции в реальной форме

$$\xi_j = N_j [\sin k_j x_j + \alpha_{1j} e^{-k_j x_j} - \alpha_{2j} e^{k_j (x_j - l_j)}], \quad (1.92)$$

где j - номер пролета, $N_{j=1} = 1$; $N_{j=2} = \frac{k_1^2}{k_2^2} \cos k_1 l_1$;

$$N_{j=3} = \frac{k_1^2}{k_3^2} \cos k_1 l_1 \cos k_2 l_2; \quad N_{j=4} = \frac{k_1^2}{k_4^2} \cos k_1 l_1 \cos k_2 l_2 \cos k_3 l_3;$$

$$\alpha_{1j} = \frac{e^{-k_j l_j} \sin k_j l_j}{1 - e^{-2k_j l_j}}; \quad \alpha_{2j} = \frac{\sin k_j l_j}{1 - e^{-2k_j l_j}}.$$

Другую часть процесса формирования собственного волнового поля можно проследить, если учесть граничные условия (1.85), (1.87) и (1.88). Условия замкнутости волнового движения (1.89) и (1.90) позволяют найти частотное уравнение

$$\sum_{j=1}^4 a_{k_j l_j} - \sum_{j=1}^4 b_{k_j l_j} = 0, \quad (1.93)$$

$$\text{где } a_{k_j l_j} = \frac{-\sin k_j l_j - e^{-2k_j l_j} \cos k_j l_j + e^{-k_j l_j}}{1 - e^{-2k_j l_j}};$$

$$b_{k_j l_j} = \frac{1 - e^{-2k_j l_j} (\sin k_j l_j + \cos k_j l_j)}{1 - e^{-2k_j l_j}}.$$

В частном случае при $l_1 = l_2 = l_3 = l_4$ и $k_1 = k_2 = k_3 = k_4$ уравнение (1.93) перепишется как

$$a_{kl} = b_{kl},$$

откуда

$$kl = (2n+1)\pi/2.$$

Нормальные функции получаем в виде:

$$\xi_j = M \left(\sin k_j x_j - \cos k_j x_j + \beta_{1j} e^{-k_j x_j} - \beta_{2j} e^{k_j (x_j - l_j)} \right), \quad (1.94)$$

где $M_{j=1} = 1$; $M_{j=2} = k_1/k_2$; $M_{j=3} = k_1/k_3$; $M_{j=4} = k_1/k_4$;

$$\beta_{1j} = \frac{1 + e^{-k_j l_j} (\sin k_j l_j - \cos k_j l_j)}{1 - e^{-2k_j l_j}}; \quad \beta_{2j} = \frac{\sin k_j l_j - \cos k_j l_j + e^{-k_j l_j}}{1 - e^{-2k_j l_j}}.$$

Общий спектр частот собственных волн в призматической оболочке составляется из двух частей, обусловленных выполнением всех граничных условий, и находится из уравнений (1.91) и (1.93). Волновое собственное поле смещений, сформированное распространяющимися волнами со своими фазами движения, определяется функциями (1.92) и (1.94).

Частотные уравнения (1.91), (1.93) и собственные функции (1.92), (1.94) справедливы для произвольных значений размеров l и изгибной жесткости панелей, составляющих призматическую оболочку.

1.8 Собственные волны в слоистых панелях

Первичной из многослойных структур является трехслойная панель (рис. 1.5). Предполагается, что, в отличие от жестких обкладок, промежуточный материал панели допускает сдвиговые деформации,

но в поперечном направлении остается жестким. Слои не проскальзывают относительно друг друга, т.е. панель остается некоторой плоской структурой, в которой может распространяться свободная волна

$$\xi = \xi_{01} e^{i(\omega t - kx)} \quad (1.95)$$

с некоторой скоростью c . Скорость c можно определить для панели с равными толщинами обкладок из уравнения:

$$\frac{c_{сд}^4}{c_1^4} c^6 + c_{сд}^2 c^4 - c_{сд}^4 c^2 - c_2^4 c_{сд}^2 = 0, \quad (1.96)$$

где $c_{сд} = \sqrt{G_3/m'}$ - скорость сдвиговых волн среднего слоя, нагруженного массами обкладок панели (здесь G_3 - модуль сдвига среднего слоя; $m' = 2m'_0 + m_3$); $c_1 = \sqrt{\omega} \sqrt[4]{D/m'}$ - скорость изгибных волн панели с жесткостью $D = E_0 I / (1 - \nu_0^2)$, здесь $I = (h_3^2 h)/2$; $h \ll h_3$; $c_2 = \sqrt{\omega} \sqrt[4]{2D/m'}$.

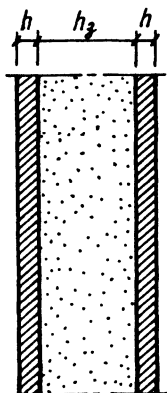


Рис. 1.5. Конструктивное решение трехслойной панели

Характер кривой скорости свободной волны [см. формулу (1.95)] показан на рис. 1.6. Кривая построена по формуле (1.96) с уточненными параметрами, справедливыми для произвольного соотношения h и h_3 [6]. Из рис. 1.6. видна некоторая достаточно широкая область частот $f_2 - f_1$, где на скорость оказывают решающее влияние

сдвиговые деформации среднего конструктивного слоя. Шириной этой области частот можно варьировать за счет толщины промежуточного слоя и выбора типа его материала. Для решения волновых задач прямоугольной в плане шарнирно опертой слоистой панели размером $a \times b$ следует рассматривать распространение свободной волны [см. формулу (1.95)] и отражение её от краев пластины.

В прямоугольной системе координат падающие на край пластины ($y=0$) и отраженные от него волны имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \xi_1 &= \xi_{01} e^{i(\omega t + kx \sin \alpha_1 + ky \cos \alpha_1)} \\ \xi_2 &= \xi_{02} e^{i(\omega t + kx \sin \alpha_1 - ky \cos \alpha_1)} \end{aligned} \right\}. \quad (1.97)$$

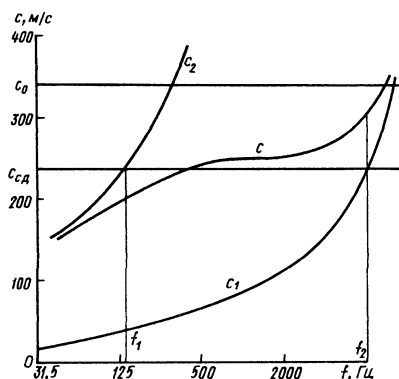


Рис. 1.6. Дисперсионные кривые трехслойных пластин

В результате последующих отражений от краев панели $y=b$, $x=0$, замкнутое волновое движение с минимальной затратой энергии на образование бегущей волны осуществляется на частотах

$$f_{m,n} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right)}, \quad (1.98)$$

а собственное волновое поле, составленное из четырех бегущих волн, определяется соотношением

$$\xi = \xi'_0 \sin(kx \sin \alpha_1) \sin(ky \cos \alpha_1), \quad (1.99)$$

где $\xi'_0 = 4\xi_0$.

1.9. Звуковое поле помещений

Плоские звуковые волны, распространяющиеся в помещении, по нашему представлению, являются источником возбуждения свободных и инерционных волн в ограждающих конструкциях. С другой стороны, они образуют и свободное звуковое поле в помещении. Предлагаемый метод распространяющихся волн позволяет дать полное решение задачи как в неустановившемся режиме (и не обязательно в полностью замкнутом объеме), так и в стационарном режиме собственных колебаний с произвольными звукопоглощающими свойствами ограждающих поверхностей. На примере данной задачи покажем возможность записи граничных условий в общем - импедансном виде.

Выберем закрытое помещение в форме прямоугольного параллелепипеда, отнесенного к прямоугольной системе координат таким образом, чтобы начало системы совмещалось с одной из вершин объема, а оси x , y , z были направлены соответственно вдоль сторон a , b , H (рис. 1.7.). Потенциалы подающей на плоскость I и отраженной от нее звуковых волн запишутся в виде:

$$\left. \begin{aligned} \Phi_1 &= \Phi_{01} e^{i(\omega t + k_{0x}x + k_{0y}y + k_{0z}z)} \\ \Phi_2 &= \Phi_{02} e^{i(\omega t + k_{0x}x + k_{0y}y - k_{0z}z)} \end{aligned} \right\} \quad (1.100)$$

где $\Phi_{01} = |\Phi_{01}|e^{i\varphi}$ и Φ_{02} - амплитуды потенциала скорости, соответственно, в падающей и отраженной волнах (здесь $\varphi = \varphi_x + \varphi_y + \varphi_z$ - начальный фазовый угол), $k_{0x} = k_0 \cos \alpha$; $k_{0y} = k_0 \cos \beta$; $k_{0z} = k_0 \cos \gamma$.

Положим, что отражающая плоскость характеризуется импедансом

$$Z_1 = p_1 / \left(\frac{\partial \Phi}{\partial t} \right)_{z=0}, \quad (1.101)$$

где $\Phi = \Phi_1 + \Phi_2$, $\partial \Phi / \partial z$ - нормальная компонента скорости; $p_1 = \rho_0 (\partial \Phi / \partial t)_{z=0}$ - звуковое давление (здесь ρ_0 - плотность среды).

Введение в рассмотрение импеданса удобно, в частности, тем, что его можно определить опытным путем, например, для локально реагирующих поверхностей и для однородных сред

Подставив выражение (1.100) в зависимость (1.101), получим соотношение между амплитудами падающей и отраженной волн:

$$\Phi_{02} = \frac{Z_I - 1}{Z_I + 1} \Phi_{01}, \quad (102)$$

где $Z_I = Z_1 / Z_\gamma$ - безразмерный импеданс (здесь $Z_\gamma = \rho_0 c_0 \cos \gamma$).

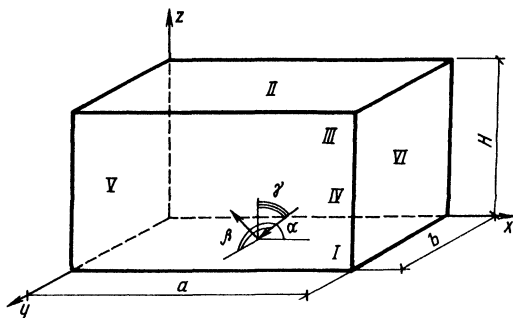


Рис. 1.7. К образованию собственного волнового поля помещения

Последующее распространение и отражение звуковой волны Φ_2 от поверхности $z=H$ приводит к образованию волны

$$\Phi'_1 = \Phi'_{01} e^{i(\omega t + k_{0x}x + k_{0y}y + k_{0z}z)}.$$

Граница раздела сред $z=H$ обладает своим импедансом:

$$Z_2 = -p_2 / \left(\frac{\partial \Phi'}{\partial z} \right)_{z=H}, \quad (1.103)$$

где $\Phi' = \Phi_2 + \Phi_1$; $p_2 = \rho_0 \left(\frac{\partial \Phi'}{\partial t} \right)_{z=H}$.

Тогда имеем

$$\Phi'_{01} = \frac{Z_{II} - 1}{Z_{II} + 1} e^{-2ik_{0z}H} \Phi_{02},$$

или, вместе с соотношением (1.102)

$$\Phi'_{01} = \frac{Z_I - 1}{Z_I + 1} \frac{Z_{II} - 1}{Z_{II} + 1} e^{-2ik_{0z}H} \Phi_0, \quad (1.104)$$

где $Z_{II} = Z_2 / Z_\gamma$.

В соответствии с условием образования замкнутого движения, которое читается здесь как $\Phi'_{0I} = \Phi_{0I}$, получаем характеристическое уравнение:

$$\frac{Z_I - 1}{Z_I + 1} \frac{Z_{II} - 1}{Z_{II} + 1} e^{-2ik_z H} = 1. \quad (1.105)$$

Волны, характеризующиеся формулой (1.100), образуют теперь суммарные колебания, которые подчиняются закону ($\theta_z=0$)

$$\Phi_{IV} = \Phi_{0IV} \cos k_z e^{i(\omega t + k_x x + k_y y)}, \quad (1.106)$$

где $\Phi_{0IV} = \frac{2Z_I}{Z_I + 1} \Phi_{0I}$ и представляют собой нормальную волну, распространяющуюся вдоль поверхностей $z=0, z=H$.

Оперируя далее с волнами в нормальной волне, как это делалось выше, определим вид звукового поля после отражения волны, определяемой по формуле (1.106), от плоскостей III и IV. На плоскости III:

$$Z_3 = p_3 / \left[\frac{\partial(\Phi_{IV} + \Phi_{III})}{\partial y} \right]_{y=0}, \quad (1.107)$$

где $p_3 = \rho_0 \left[\frac{\partial(\Phi_{IV} + \Phi_{III})}{\partial y} \right]$,

и отраженная нормальная волна

$$\Phi_{III} = \Phi_{0III} \cos k_z e^{i(\omega t + k_{0x} x - k_{0y} y)}, \quad (1.108)$$

где

$$\Phi_{0III} = \frac{Z_{III} - 1}{Z_{III} + 1} \Phi_{0IV}, \quad (1.109)$$

где $Z_{III} = Z_3 / Z_\beta$ (здесь $Z_\beta = \rho_0 c_0 \cos \beta$).

Нормальная волна [см. формулу (108)] отразится от поверхности IV:

$$\Phi'_{IV} = \Phi'_{0IV} \cos k_{0z} e^{i(\omega t + k_{0x} x + k_{0y} y)}.$$

Если импеданс поверхности IV:

$$Z_4 = -p_4 / \left[\frac{\partial(\Phi_{III} + \Phi'_{IV})}{\partial y} \right]_{y=b}, \quad (1.110)$$

где $p_4 = \rho_0 \left[\frac{\partial(\Phi'_{IV} + \Phi_{III})}{\partial t} \right]$,

то $\Phi'_{0IV} = \frac{Z_{IV} - 1}{Z_{IV} + 1} e^{-2ik_0 y b} \Phi_{0III}$,

где $Z_{VI} = Z_4 / \rho_0 c_0 \cos \beta$.

С учетом зависимости (1.109), получаем:

$$\Phi'_{0IV} = \frac{Z_{III} - 1}{Z_{III} + 1} \frac{Z_{IV} - 1}{Z_{IV} + 1} e^{-2ik_0 y b} \Phi_{0IV}.$$

Условие (1.109) записывается здесь как $\Phi'_{0IV} = \Phi_{0IV}$. Тогда имеем

$$\frac{Z_{III} - 1}{Z_{III} + 1} \frac{Z_{IV} - 1}{Z_{IV} + 1} e^{-2ik_0 y b} = 1. \quad (1.111)$$

Звуковое поле теперь описывается выражением ($\psi=0$)

$$\Phi_{VI} = \Phi_{III} + \Phi_{IV} = \Phi_{0IV} \cos k_y y \cos k_z z e^{i(\omega t + k_0 x x)}, \quad (1.112)$$

где $\Phi_{0VI} = 4 \frac{Z_I}{Z_I + 1} \frac{Z_{III}}{Z_{III} + 1} \Phi_{0I}$.

Характеристики поверхностей II и IV входят в функцию (1.112) в неявном виде, изменяя соответствующим образом волновое число k_0 . Последнее определяется из совместного решения уравнений (1.105) (1.111). Выражение (1.112) характеризует сложную нормальную волну, возникшую в результате суперпозиции волн в двух обычных нормальных волнах, модулированную в пространстве в двух измерениях по законам $\cos k_{0y} y$, $\cos k_{0z} z$, и распространяющуюся в третьем измерении по направлению отрицательных x . После отражения волн [см. формулу (1.112)] от границы $x=0$ звуковое поле уплотнится за счет возникновения отраженных волн

$$\Phi_V = \Phi_{0V} \cos k_{0y} y \cos k_{0z} z e^{i(\omega t - k_{0x} x)}. \quad (1.113)$$

Амплитуду нормальной волны [см. формулу (1.113)] находим из условия

$$Z_5 = -p_5 \left/ \left[\frac{\partial(\Phi_{IV} + \Phi_V)}{\partial x} \right] \right|_{x=0}, \quad (1.114)$$

где $p_5 = \rho_0 [\partial(\Phi_V + \Phi_{IV})/\partial x]_{x=0}$, и получим:

$$\Phi_{0V} = \frac{Z_V - 1}{Z_V + 1} \Phi_{0IV}, \quad (1.115)$$

где $Z_V = Z_5 / Z_\alpha$ (здесь $Z_\alpha = \rho_0 c_0 \cos \alpha$).

Последующее отражение от поверхности IV с импедансом

$$Z_6 = -p_6 \left/ \left(\frac{\partial(\Phi_V + \Phi'_{VI})}{\partial x} \right) \right|_{x=a}, \quad (1.116)$$

где $p_6 = (\partial(\Phi_V + \Phi'_{VI})/\partial x)_{x=a}$, приводит к образованию волны

$\Phi'_{VI} = \Phi'_{0VI} \cos k_{0y} y \cos k_{0z} z e^{i(\omega t - k_{0x} x)}$, с амплитудой

$$\Phi'_{0VI} = \frac{Z_{VI} - 1}{Z_{VI} + 1} e^{-2ik_{0x}a} \Phi_{0V}, \quad (1.117)$$

где $Z_{VI} = Z_6 / Z_\alpha$.

Заменяя в зависимости (1.117) параметр Φ_{0V} его значением из

формулы (1.115), получаем $\Phi'_{0VI} = \frac{Z_V - 1}{Z_V + 1} \frac{Z_{VI} - 1}{Z_{VI} + 1} e^{-2ik_{0x}a} \Phi_{0IV}$.

В условиях полностью замкнутого волнового движения имеем:

$$\frac{Z_V - 1}{Z_V + 1} \frac{Z_{VI} - 1}{Z_{VI} + 1} e^{-2ik_{0x}a} = 1. \quad (1.118)$$

Момент образования полностью замкнутого волнового движе-

ния фиксирует начало собственных колебаний объема. Спектр частот собственных колебаний определится из совместного решения полученных выше характеристических уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{Z_V - 1}{Z_V + 1} \frac{Z_{VI} - 1}{Z_{VI} + 1} &= e^{2ik_x a} \\ \frac{Z_{III} - 1}{Z_{III} + 1} \frac{Z_{IV} - 1}{Z_{IV} + 1} &= e^{2ik_y b} \\ \frac{Z_I - 1}{Z_I + 1} \frac{Z_{II} - 1}{Z_{II} + 1} &= e^{2ik_z H} \end{aligned} \right\}. \quad (1.119)$$

Значения собственных чисел, как это следует из системы уравнений (1.119), зависят как от размеров объема, так и от упругих характеристик ограничивающих поверхностей.

Нормальные волны, определяемые формулами (1.112) и (1.113), суперпонируя, образуют звуковое поле ($\Phi_x = 0$, z - действительные числа):

$$\Phi = \Phi_0 \cos(k_0 x \cos \alpha) \cos(k_0 y \cos \beta) \cos(k_0 z \cos \gamma) \cos \omega t, \quad (1.120)$$

$$\text{где } \Phi_0 = 8 \frac{Z_I}{Z_I + 1} \frac{Z_{III}}{Z_{III} + 1} \frac{Z_V}{Z_V + 1} \Phi_{01}.$$

Полученная зависимость является итоговой формой собственного поля, формируемого восемью бегущими волнами. Варьируя значением импедансов ограничивающих поверхностей и размерами помещения, можно запроектировать свободное звуковое поле с заранее заданными спектральными характеристиками и амплитудными значениями потенциала скоростей. Рассмотрим два частных случая.

1. Пусть $Z_1 = Z_2 = Z_3 = Z_4 = Z_5 = Z_6 = \infty$, что соответствует абсолютно жестким стенкам параллелепипеда. Тогда система уравнений (1.119) переписется в виде:

$$\left. \begin{aligned} \cos(2k_0 a \cos \alpha) - 1 &= 0 \\ \cos(2k_0 b \cos \beta) - 1 &= 0 \\ \cos(2k_0 H \cos \gamma) - 1 &= 0 \end{aligned} \right\}.$$

Отсюда

$$\left. \begin{aligned} k_0 a \cos \alpha &= m_x \pi; (m = 1, 2, \dots) \\ k_0 b \cos \beta &= n_y \pi; (n = 1, 2, \dots) \\ k_0 H \cos \gamma &= \chi_z \pi; (\chi = 1, 2, \dots) \end{aligned} \right\}. \quad (1.121)$$

Решая уравнения (1.121) совместно, получим:

$$k^2 (\cos^2 \alpha + \cos^2 \beta + \cos^2 \gamma) = \pi^2 (m_x^2 / a^2 + n_y^2 / b^2 + \chi_z^2 / H^2) \text{ и}$$

$$k_0 = \pi \sqrt{(m_x^2 / a^2 + n_y^2 / b^2 + \chi_z^2 / H^2)},$$

откуда находим известное выражение для определения частот собственных колебаний

$$\omega_{m,n,\chi} = \pi c_0 \sqrt{(m_x^2 / a^2 + n_y^2 / b^2 + \chi_z^2 / H^2)}.$$

Используя равенства (1.121), перепишем функцию (1.120) в виде

$$\Phi = \Phi_0 \cos \frac{m_x \pi x}{a} \cos \frac{n_y \pi y}{b} \cos \frac{\chi_z \pi z}{H} \cos \omega t, \quad (1.122)$$

где $\Phi = 8\Phi_{01}$.

Из сравнения функций (1.122) и (1.120) видно, что амплитуда потенциала собственных колебаний наибольшая при жестких стенках.

2. Пусть ограничивающие объем помещения поверхности имеют такие упругие характеристики, что их импедансы точно равны волновому сопротивлению среды объема, т.е. $Z_5 = Z_6 = \rho_0 c_0 \cos \alpha$; $Z_3 = Z_4 = \rho_0 c_0 \cos \beta$; $Z_1 = Z_2 = \rho_0 c_0 \cos \gamma$. Из граничных условий на каждой поверхности следует, что амплитуда отраженных волн равна нулю. Звук полностью проходит в ограничивающие среды, следовательно в данных условиях собственные колебания сформироваться не смогут.

Глава 2. Самосогласование звуковых полей в окружающей среде и в ограждающей конструкции

2.1. Форма звукового давления в плоскости пластины

На ограждающую конструкцию могут воздействовать падающие под всевозможными углами свободные и собственные звуковые волны. Это относится и к падению звуковых волн источника звука из объема закрытого помещения. Поэтому представление диффузного падения звука является наиболее общим, хотя и не исключает в отдельных случаях учета преимущественного воздействия собственных волн.

Для краткости изложения формирования суммарного звукового давления на прямоугольную в плане пластину будем учитывать не отдельно взятую падающую под определенным углом звуковую волну, а некоторую группу волн. Исходная группа падающих на пластину (размером в плане $a \times b$) звуковых волн состоит из двух волн, бегущих вдоль плоскости пластины ($z=0$) под углами к ее большей стороне α_0 , и двух волн, бегущих в противоположном направлении

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= p_0 e^{i[\omega t + k_{01}(x \sin \alpha_0 + y \cos \alpha_0) + \psi_1]} \\ p_2 &= p_0 e^{i(\omega t - k_{01}(x \sin \alpha_0 + y \cos \alpha_0) + \psi_2)} \\ p_3 &= p_0 e^{i(\omega t + k_{01}(x \sin \alpha_0 - y \cos \alpha_0) + \psi_3)} \\ p_4 &= p_0 e^{i(\omega t - k_{01}(x \sin \alpha_0 - y \cos \alpha_0) + \psi_4)} \end{aligned} \right\}, \quad (2.1)$$

где $k_{01} = k_0 \sin \theta_1$; $k_0 = 2\pi/\lambda_0 = \omega/c_0$ (здесь c_0 — скорость звука; λ_0 — длина волны; θ_1 — угол падения звуковых волн); ψ — начальная фаза движения.

Начало прямоугольной системы координат размещено в левом нижнем углу пластины, а оси x, y направлены вдоль ее сторон.

Суммарное давление в каждой точке поверхности пластины при $\psi_1 = \psi_2 = \pi$ и $\psi_3 = \psi_4 = 0$, если из рассмотрения опустить множитель $\exp(i\omega t)$, будет:

$$p = 4p_0 \sin(k_0 x \sin \theta_1 \sin \alpha_0) \sin(k_0 y \sin \theta_1 \cos \alpha_0). \quad (2.2)$$

Если начальные фазовые углы $\psi_1 = \psi_2 = \psi_3 = \psi_4 = 0$, то

$$p' = 4p_0 \cos(k_0 x \sin \theta_1 \sin \alpha_0) \cos(k_0 y \sin \theta_1 \cos \alpha_0); \quad (2.3)$$

$$\left. \begin{aligned} k_0 a \sin \theta_1 \sin \alpha_0 &= m_0 \pi \\ k_0 b \sin \theta_1 \cos \alpha_0 &= n_0 \pi \end{aligned} \right\}. \quad (2.4)$$

Здесь m_0, n_0 имеют непрерывные численные значения. Если $m_0=1, 2, \dots, n_0=1, 2, \dots$, то в распределении звукового давления в форме (2.2) на краях пластины, установленной в проеме акустически непрозрачного экрана, будут узлы (случай падения звуковых волн на здания, экраны, кабины, кожухи и т.п.), а в форме (2.3) - пучности звукового давления (источник звука внутри объема помещения).

Условие (2.4) позволяет записать важную для последующих расчетов зависимость между числами m_0 и n_0 :

$$\left. \begin{aligned} m_0^2 &= a^2 \left(\frac{4f^2}{c_0^2} - \frac{n_0^2}{b^2} \right) \\ n_0^2 &= b^2 \left(\frac{4f^2}{c_0^2} - \frac{m_0^2}{a^2} \right) \end{aligned} \right\}. \quad (2.5)$$

Выражения формы распределения звукового давления (2.2) и (2.3) удобно переписать в известном виде

$$p_{m_0 n_0} = p_{0 m_0 n_0} \sin\left(\frac{m_0 \pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n_0 \pi y}{b}\right); \quad (2.6)$$

$$p'_{m_0 n_0} = p'_{0 m_0 n_0} \cos\left(\frac{m_0 \pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n_0 \pi y}{b}\right), \quad (2.7)$$

где $p_{0 m_0 n_0} = 4 p_0 = p_{0\text{пад}} + p_{0\text{отр}} - p_{0\text{пр}}$;

$p_{0\text{пад}}, p_{0\text{отр}}, p_{0\text{пр}}$ — амплитуды давления, соответственно, в падающих, отраженных и прошедших звуковых волнах.

2.2. Поле смещений пластины, образованное упругими волнами

Под действием звукового давления в тонкой шарнирно опертой прямоугольной пластине или в мембране возникает свободная упругая волна

$$\xi_{01} = \xi_{001} e^{i[\omega t + k(x \sin \alpha + y \cos \alpha) + \varphi + \psi]}.$$

Выполнение граничных условий

$$\left. \begin{aligned} (\xi_{01} + \xi_{02})_{y=0} &= 0; \\ \left[\frac{\partial^2 (\xi_{01} + \xi_{02})}{\partial y^2} + \vartheta \frac{\partial^2 (\xi_{01} + \xi_{02})}{\partial x^2} \right]_{y=0} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$

приводит к выводу, что при шарнирном опирании на краях пластины не возникают неоднородные волны, т.е. в волновом процессе участвуют, как и в прямоугольной мембране (см. п. 1.2) только, бегущие волны. В результате замкнутого движения смещение в четырех собственных волнах будет определяться зависимостью

$$\xi = \xi_0 \sin(kx \sin \alpha_{mn}) \sin(ky \cos \alpha_{mn}), \quad (2.10)$$

где $\xi_0 = 4\xi_{001}$.

Отсюда, принимая $x=a$ и $y=b$, получим:

$$\left. \begin{aligned} k a \sin \alpha_{mn} &= m \pi; (m = 1, 2, \dots) \\ k b \cos \alpha_{mn} &= n \pi; (n = 1, 2, \dots) \end{aligned} \right\}. \quad (2.11)$$

Угол падения собственных волн определится из соотношения

$$\operatorname{tg} \alpha_{mn} = \frac{b}{a} \frac{m}{n}, \quad (2.12)$$

или

$$\operatorname{tg} \alpha_{mn} = c_y / c_x,$$

где c_y, c_x - скорости распространения следов собственных упругих волн вдоль осей y, x .

Функции смещений (2.10) можно придать привычный вид

$$\xi = \xi_0 \sin(m \pi x / a) \sin(n \pi y / b). \quad (2.13)$$

2.3. Поле инерционных волн в пластине

Инерционная волна, смещение в которой есть начальное условие возникновения свободных упругих волн (см. п. 1.3.), распространяется в пластине со скоростью следа падающей звуковой волны

$$\xi_{u1} = \xi_{0u1} e^{i[k_{01}(x \sin \alpha_0 + y \cos \alpha_0) + \varphi]}. \quad (2.14)$$

Отсутствие смещений пластины на её краях говорит о наличии в данной задаче неоднородных краевых волн. Составим их зависимости

$$\left. \begin{aligned} \xi_{Ia} &= \xi_{0Ia} e^{k_0(x-a)\sqrt{1+\sin^2 \alpha_x}} \\ \xi_{IIa} &= \xi_{0IIa} e^{-k_0 x \sqrt{1+\sin^2 \alpha_x}} \\ \xi_{Ib} &= \xi_{0Ib} e^{k_0(y-b)\sqrt{1+\sin^2 \alpha_y}} \\ \xi_{IIb} &= \xi_{0IIb} e^{-k_0 y \sqrt{1+\sin^2 \alpha_y}} \end{aligned} \right\}, \quad (2.15)$$

где α_x, α_y - углы скольжения звуковой бегущей волны вдоль осей x, y .

В отличие от известных свободных краевых волн, инерционные краевые волны распространяются на низких частотах с большей скоростью - скоростью следа падающих звуковых волн. Суммарное смещение в волнах [см. формулы (2.14) и (2.15)]

$$\xi_u = \xi_{0u} X_u Y_u, \quad (2.16)$$

где

$$X_u = \cos(k_0 x \sin \theta_1) - \left[1 + \gamma_a e^{-k_0 a \sqrt{1+\sin^2 \alpha_x}} \right] e^{-k_0 x \sqrt{1+\sin^2 \alpha_x}} + \gamma_a e^{k_0(x-a)\sqrt{1+\sin^2 \alpha_x}};$$

$$Y_u = \cos(k_0 y \sin \theta_1) - \left[1 + \gamma_b e^{-k_0 b \sqrt{1+\sin^2 \alpha_y}} \right] e^{-k_0 y \sqrt{1+\sin^2 \alpha_y}} + \gamma_b e^{k_0(y-b)\sqrt{1+\sin^2 \alpha_y}};$$

$$\gamma_a = \left[e^{-k_0 a \sqrt{1 + \sin^2 \alpha_x}} - \cos(k_0 a \sin \theta_1) \right] / \left[1 - e^{-2k_0 a \sqrt{1 + \sin^2 \alpha_x}} \right];$$

$$\gamma_b = \left[e^{-k_0 b \sqrt{1 + \sin^2 \alpha_y}} - \cos(k_0 b \sin \theta_1) \right] / \left[1 - e^{-2k_0 b \sqrt{1 + \sin^2 \alpha_y}} \right].$$

2.4. Условия самосогласования волновых полей

Если инерционные волны отражают характер падающих звуковых волн, то свободные упругие волны распространяются самостоятельно. Но в каждый момент времени прохождения звука через пластину создаются определенные условия соотношения характеристик звуковых полей и свободного волнового поля пластины. Для пластины прямоугольной формы в плане соотношения (2.4) и (2.11) позволяют установить условия самосогласования

$$\left. \begin{aligned} k a \sin \alpha &= M(k_0 a \sin \alpha_0 \sin \theta_1) \\ k b \cos \alpha &= N(k_0 b \cos \alpha_0 \sin \theta_1) \end{aligned} \right\} \quad (2.17)$$

В правой части этих условий записаны амплитудно-частотные, пространственно-временные и фазовые характеристики звуковых полей, а в левой части - характеристики волнового поля пластины; $M=m/m_0$ и $N=n/n_0$ - коэффициенты самосогласования (соотношения) длин проекций полуволен по сторонам a и b .

Решая уравнения (2.17) совместно, получаем выражение резонансных частот с той или иной степенью самосогласования

$$f = \frac{c_0^2}{2\pi \sin^2 \theta_1 (M^2 \sin^2 \alpha_0 + N^2 \cos^2 \alpha_0)} \sqrt{m'/D} \quad (2.18)$$

или

$$f = \frac{c_0^2 (M_0^2 \sin^2 \alpha + N_0^2 \cos^2 \alpha)}{2\pi \sin^2 \theta_1} \sqrt{m'/D}, \quad (2.19)$$

где $M_0 = m_0/m$ и $N_0 = n_0/n$.

Глава 3. Изоляция звука однослойными однородными ограждениями

3.1. Резонансный отклик ограждения

Величина прохождения звука во многом определяется амплитудой звуковых колебаний ограждения, выражающей его отклик на воздействие звуковых волн. Весьма важным является вычислительный прием определения отклика. В п.1.5 показано, что классическое дифференциальное уравнение отражает природу бегущих и неоднородных волн, но не описывает собственное волновое поле пластин конечных размеров с достаточно сложными граничными условиями. В этих случаях с число прямых и отраженных волн больше порядка уравнения. Отсюда можно сделать вывод о большей универсальности определения амплитуды колебаний путем реализации принципа Гамильтона

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} (E_k - V_n) dt + \int_{t_1}^{t_2} (p_{(x,t)} \delta \xi) dt = 0,$$

где E_k и V_n - кинетическая и потенциальная энергия; $p_{(x,t)} \delta \xi$ - виртуальная работа возмущающих сил.

Если принять распределение давления на поверхности пластины по формуле (2.6) и форму смещения пластины по формуле (2.13), то амплитуда смещений с учетом потери энергии на преодоление внутреннего трения

$$\xi_{0m,n} = \frac{p_0 m_0 n_0 A_1}{m' \omega_p^2}, \quad (3.1)$$

где m' - поверхностная масса пластины; $\omega_p^2 = \omega_{m,n}^2 (1 + i\eta) - \omega^2$ (здесь $\omega_{mn} = 2\pi f_{mn}$; f_{mn} - частота собственных колебаний; η - коэффициент потерь); A_1 - некоторая характеристика самосогласования полей

$$A_1 = \frac{\int_0^a \int_0^b \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} \sin \frac{m_0\pi x}{a} \sin \frac{n_0\pi y}{b} dx dy}{\int_0^a \int_0^b \sin^2 \frac{m_0\pi x}{a} \sin^2 \frac{n_0\pi y}{b} dx dy}. \quad (3.2)$$

При этом предполагается, что взаимовлияние форм собственных колебаний через воздушную среду отсутствует. Такое положение

справедливо для наиболее часто встречающихся в практике звукоизолирующих преград, вплоть до самых низких частот.

Из соотношения (3.1) следует, что наибольший отклик пластины будет в трех случаях самосогласования полей:

$$m = m_0, n = n_0; \quad (3.3)$$

$$m = m_0, n \neq n_0; \quad (3.4)$$

$$m \neq m_0, n = n_0; \quad (3.5)$$

$$m \neq m_0, n \neq n_0. \quad (3.6)$$

Соотношение чисел, описываемое выражением (3.3), соответствует полному самосогласованию волновых характеристик полей, которое нами предложено называть полным пространственным резонансом (ППР). Здесь, во-первых, условие (2.17) сразу переходит в известное условие существования явления волнового совпадения

$$k = k'_0, \quad (3.7)$$

где $k'_0 = k_0 \sin \theta_1$ или $c = c_0 / \sin \theta_1$, что является правилом совпадения свободных волн, распространяющихся в пластине со скоростью c , и звуковых волн, распространяющихся вдоль поверхности пластины со скоростью $c_0 / \sin \theta_1$. Во-вторых, требование целочисленности $m=m_0, n=n_0$ указывает на то, что одновременно с волновым совпадением существует и пространственный резонанс, так называемый пространственно-частотный.

На рис.3.1 пунктирными и точечными линиями изображены линии равных фаз звуковых и свободных изгибных волн, сплошными - узловые линии форм распределения звукового давления и смещений точек пластины по формуле (2.13) с $m=m_0=4, n=n_0=3$. В условиях полных пространственных резонансов отклик пластины [см. формулу (3.1)]

$$\xi_{0mn} = \frac{p_{0mn} A_{mn}}{m' \omega_p^2}, \quad (3.8)$$

где $A_{mn}=1$.

В диапазоне частот $f \geq f_{mn}$ условие (3.3) существует на каждой частоте – см. формулу (2.19), которая переписывается как

$$f_{m,n} = \frac{c_0^2}{2\pi \sin^2 \theta_{lmn}} \sqrt{m'/D}. \quad (3.9)$$

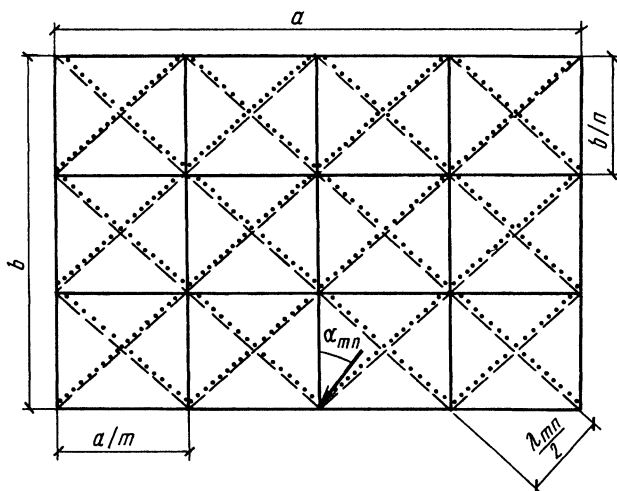


Рис. 3.1. Формы звукового давления и смещения пластины в условиях полного пространственного резонанса

Граничный ППР определится из формулы (3.9) с наибольшим углом падения ($\theta_1 \leq \pi/2$), когда впервые будут выполняться условия (3.3).

В условиях (3.4) выражение амплитуды колебаний (3.1) будет иметь вид:

$$\xi_{0mn_0} = p_{0mn_0} A_{mn_0} / m' \omega_p^2, \quad (3.10)$$

где $A_{m,n_0} = \frac{2}{\pi} \frac{n}{(n^2 - n_0^2)} \sin n_0 \pi.$

На тех резонансах, для которых выполняются условия (3.5)

$$\xi_{0m_0n} = p_{0m_0n} A_{m_0n} / m' \omega_p^2, \quad (3.11)$$

где $A_{m_0n} = \frac{2}{\pi} \frac{m}{(m^2 - m_0^2)} \sin m_0 \pi.$

Из выражений (3.10) и (3.11) видно, что наименьшим отклик пластины будет тогда, когда $m=m_0$, $n_0=1/2, 3/2, 5/2, \dots$ или когда $n=n_0$,

$m_0=1/2, 3/2, 5/2, \dots$, т.е. условия (3.4) и (3.5) конкретизируются как

$$\left. \begin{aligned} M &= 1; \quad N = 2, 2/3, 2/5 \dots \\ N &= 1; \quad M = 2, 2/3, 2/5 \dots \end{aligned} \right\}. \quad (3.12)$$

Данный случай назовем неполным пространственным резонансом (НПР), когда скорости следов свободной и звуковой волн по одной стороне пластины равны между собой, а по другой стороне находятся в таком соотношении, при котором отклик пластины наибольший. На рис.3.2 графически представлен НПР с $M=1, N=2/3$. Звуковые волны (точечные линии) образуют форму звукового давления в плоскости пластины с узловыми линиями $x=0, a/2, a; y=b/3, b$, а свободные волны (пунктирные линии) - форму смещения пластины с узловыми линиями $x=0, a/2, a; y=0, b$. При этом предполагается, что пластина свободно оперта в проеме акустически непрозрачного бесконечного экрана.

Граничной частотой области НПР являются частота

$$f_{\Gamma m n_0} = \frac{c_0^2}{2\pi \sin^2 \theta_{1 m n_0} (\sin^2 \alpha_{m n_0} + N^2 \cos^2 \alpha_{m n_0})} \sqrt{m'/D} \quad (3.13)$$

или

$$f_{\Gamma m_0 n} = \frac{c_0^2}{2\pi \sin^2 \theta_{1 m_0 n} (M^2 \sin^2 \alpha_{m_0 n} + \cos^2 \alpha_{m_0 n})} \sqrt{m'/D}. \quad (3.14)$$

В условиях (3.6) амплитуда колебаний

$$\xi_{0 m_0 n_0} = \frac{p_{0 m_0 n_0} A_{m_0 n_0}}{m' \omega_p^2}, \quad (3.15)$$

$$\text{где } A_{1 m_0 n_0} = \frac{4}{\pi^2} \frac{mn}{(m^2 - m_0^2)(n^2 - n_0^2)} \sin m_0 \pi \sin n_0 \pi, \quad (3.16)$$

и наибольшее значение получается при $m_0=1/2, 3/2, 5/2, \dots, n_0=1/2, 3/2, 5/2, \dots$. Это случай простого пространственного резонанса (ПрПР) Здесь нет равенства скоростей следов звуковых и свободных волн по сторонам пластины. Условия в области частот $f \geq f_{\Gamma m_0 n_0}$ теперь можно уточнить и переписать в виде:

$$\left. \begin{aligned} M &= 2m, 2m/3, 2m/5 \dots \\ N &= 2n, 2n/3, 2n/5 \dots \end{aligned} \right\}. \quad (3.17)$$

Граничный ПрПР

$$f_{\Gamma m_0 n_0} = \frac{c_0^2}{2\pi \sin^2 \theta_{lm_0 n_0} (M^2 \sin^2 \alpha_{m_0 n_0} + N_0^2 \cos^2 \alpha_{m_0 n_0})} \sqrt{m'/D}. \quad (3.18)$$

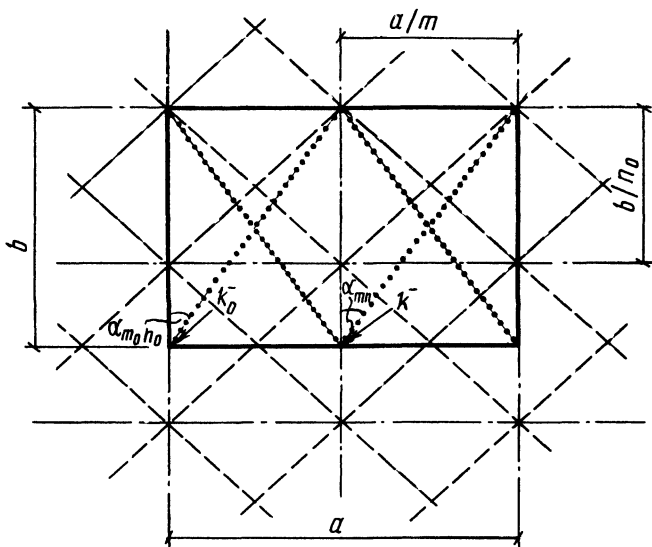


Рис. 3.2. Формы звукового давления и смещения пластины в условиях неполного пространственного резонанса ($m=m_0=2, n=1, n_0=3/2$)

На рис.3.3 показан ПрПР, когда векторы скорости звуковых волн в плоскости пластины и упругих волн рассогласованы, но находятся в таком соотношении между собой и к осям координат, что амплитуда смещения [см. формулу (3.14)] имеет наибольшее значение. Для листовых ограждающих конструкций размерами от 2×2 до $0,5 \times 0,5$ м ПрПР существует в области частот $f > 40$ Гц, НПР – $f \geq 80 \div 350$ Гц и ППР – $f > 1000$ Гц. Из сравнения амплитуд, определённых по формулам (3.8), (3.10) и (3.15), следует, что отклик ограждения тем больше, чем в большей мере самосогласованы параметры волновых полей.

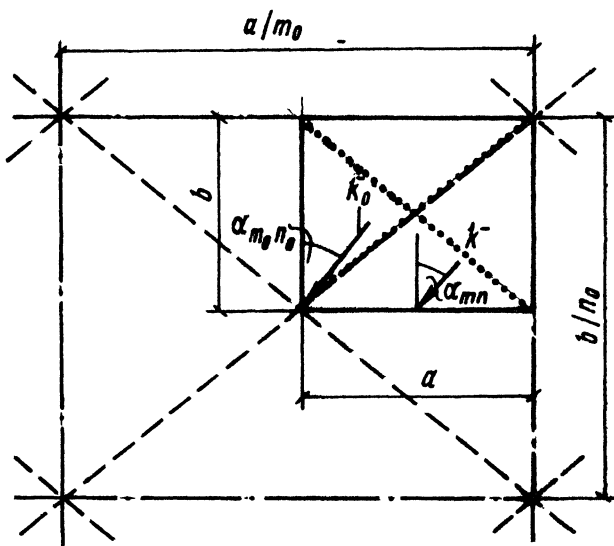


Рис. 3.3. Формы звукового давления и смещения пластины в условиях простого пространственного резонанса ($m=1, n=1, m_0=1/2, n_0=1/2$)

3.2. Инерционный отклик ограждения

Некоторое рассогласование поля смещений (2.16) и звукового поля (2.1) получается за счет корректировки поля смещений краевыми неоднородными волнами. Амплитуда смещений пластины

$$\xi_{0н} = F_u \frac{P_{0m_0n_0} A_u}{m' \omega_p^2}, \quad (3.19)$$

где $A_u \equiv 1$.

Величина F_u называется функцией отклика:

$$F_u = G_{mn} / Q_{mn}, \quad (3.20)$$

где $Q_{mn} = Q_m Q_n$; $Q_m = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\sin 2m\pi}{2m\pi} \right)$; $Q_n = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\sin 2n\pi}{2n\pi} \right)$;

$$G_{mn} = \left\{ Q_m - \frac{\sin m\pi}{\pi(m^2 + m_1^2)} \left[m_1 \sin m\pi + m e^{-m_1\pi} + m\beta_a(1 + e^{-2m_1\pi}) \right] \right\} * \\ * \left\{ Q_n - \frac{\sin n\pi}{\pi(n^2 + n_1^2)} \left[n_1 \sin n\pi + n e^{-n_1\pi} + n\beta_b(1 + e^{-2n_1\pi}) \right] \right\},$$

здесь

$$\beta_a = \frac{e^{-m_1\pi} - \cos m\pi}{1 - e^{-2m_1\pi}}; \quad \beta_b = \frac{e^{-n_1\pi} - \cos n\pi}{1 - e^{-2n_1\pi}}; \quad m = \frac{k_0 a}{\pi} \cos \alpha_x; \quad n = \frac{k_0 b}{\pi} \cos \alpha_y; \\ m_1 = \frac{k_0 a}{\pi} \sqrt{1 + \sin^2 \alpha_x}; \quad n_1 = \frac{k_0 b}{\pi} \sqrt{1 + \sin^2 \alpha_y}; \quad \cos^2 \alpha_x + \cos^2 \alpha_y + \cos^2 \theta_1 = 1.$$

На рис. 3.4 дано графическое представление функции отклика для случая падения звуковых волн на пластину в виде полосы шириной a . Из анализа графика следует, что отклик пластины снижается при нецелочисленных m_0 и особенно существенно в пределах $0 < m_0 < 1$, что соответствует для пластины с $a = 0,5-2$ м частотам 100-300 Гц. По мере повышения частоты ($m_0 > 3$) отклик стабилизируется и $F_u \rightarrow 1$.

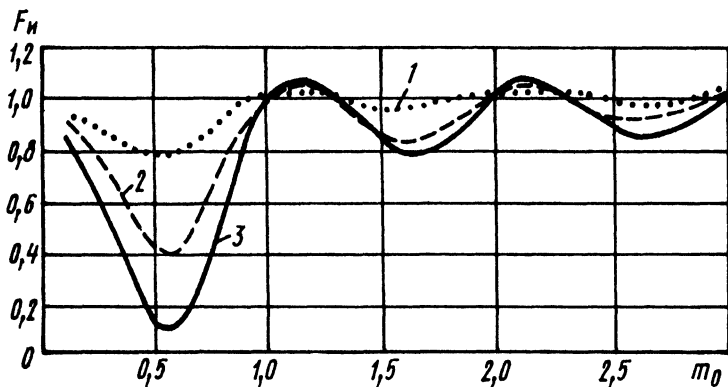


Рис. 3.4. Функция отклика пластины
1 при $\theta_1 = 15^\circ$; 2 при $\theta_1 = 45^\circ$; 3 при $\theta_1 = 75^\circ$

3.3. Излучение звука звукоизолирующими пластинами при их резонансном движении

Звуковую мощность в волнах, излучаемых звукоизолирующей пластиной, можно определить как

$$P_2 = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \int_0^a \int_0^b p_{2c} V_c^* dx dy \right\} \quad (3.21)$$

где звуковое давление можно принять распространенным по её площади в форме (2.6):

$$p_{2c} = p_{0m_2n_2} \sin \frac{m_{02}\pi x}{a} \sin \frac{n_{02}\pi y}{b} e^{ik_{02} \cos \theta_2}; \quad (3.22)$$

V_c^* - сопряженное число комплексной величины колебательной скорости с $V_{0c} = V_{0mn} / \cos \theta_1$; $V_{0mn} = i\omega \xi_{0mn}$; $p_{0m_2n_2} = p_{0np}$.

Колебательная скорость в направлении, перпендикулярном (нормальном) плоскости пластины, с учетом выражения распределения смещений пластины (2.13)

$$V_c = V_{0c} \sin \frac{m_2\pi x}{a} \sin \frac{n_2\pi y}{b}. \quad (3.23)$$

Граничные условия на поверхности пластины выполняются в том случае, если амплитуда звукового давления для каждого m_2 , n_2 , m_{02} , n_{02}

$$p_{0m_{02}n_{02}} = \rho_0 c_0 v_{0mn} \frac{4A_2}{\cos \theta_{2c}} = \rho_0 c_0 V_{mn} \frac{4A_2 k_0}{k_{0z}}, \quad (3.24)$$

где $\rho_0 c_0$ - характеристический импеданс; $p_{0m_{02}n_{02}} = 4p_0$;

$$k_{0z} = \sqrt{k_0^2 - \left(\frac{m_0\pi}{l} \right)^2};$$

$$A_2^2 = \frac{4 \left[\int_0^a \int_0^b \sin^2 \frac{m_2 \pi x}{a} \sin \frac{n_2 \pi y}{b} \sin \frac{m_{02} \pi x}{a} \sin \frac{n_{02} \pi y}{b} dx dy \right]^2}{\int_0^a \int_0^b \sin^2 \frac{m_{02} \pi x}{a} \sin^2 \frac{n_{02} \pi y}{b} dx dy}. \quad (3.25)$$

В соответствии с зависимостью (3.21) получаем выражение излучаемой мощности на каждом резонансе

$$P_{2c} = \frac{\rho_0 c_0}{2} \frac{V_{0mn}^2}{\cos \theta_1} \frac{A_2^2}{\cos \theta_{2c}} ab, \quad (3.26)$$

где $\theta_{2c} = \arcsin \frac{c_0 m_0}{2af \sin \alpha_0}$, здесь $\alpha_0 = \arctg \frac{m_0 b}{n_0 a}$.

А. Влияние способа закрепления краев пластины на излучение звука

Относительное изменение излучаемой мощности звука по сравнению с мощностью звука, излученной равновеликим по площади поршнем, можно проследить с помощью коэффициента излучения. Излучаемая поршнем мощность звука

$$P_{\pi} = \rho_0 c_0 V_{\pi}^2 ab / 2, \quad (3.27)$$

где $V_{\pi}^2 = v_{0mn}^2 / \cos \theta_1$.

Тогда коэффициент излучения

$$S_{mn} = A_2^2 / \cos \theta_{2c}, \quad (3.28)$$

или, если $V_{\pi}^2 = V_{0mn}^2$,

$$S'_{mn} = A_2^2 / (\cos \theta_1 \cos \theta_{2c}).$$

На частотах, выше ППР, выражение (3.28), для удобства, можно анализировать на примере излучения звука пластиной в виде полосы шириной l . Коэффициент излучения в этом случае запишется как $s_m = 1 / \sqrt{1 - \lambda_0 / \lambda_m}$. Отсюда следует, что коэффициент звукоизлу-

чения пластины ограниченного размера имеет, в отличие от бесконечной пластины, дискретный характер. Наклон кривой S (рис. 3.5) для каждой резонансной частоты более кругой, чем сглаженная кривая, справедливая для бесконечной пластины.

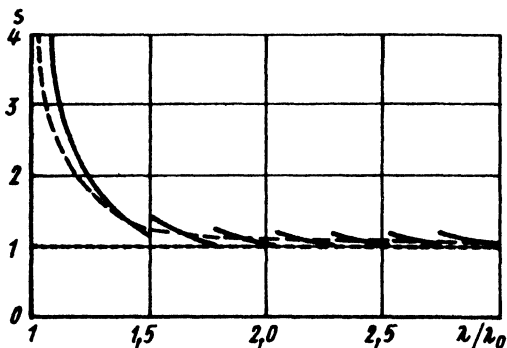


Рис. 3.5. Коэффициент звукоизлучения для пластины конечных размеров

Асимптотами каждой резонансной кривой являются прямые $\lambda/\lambda_0=1$ и $s=1$. Сплошными линиями нанесены отрезки кривых коэффициента звукоизлучения железобетонной плиты шириной $l=3$ м; $h=0,1$ м; $E=1,8 \cdot 10^{10}$ Н/м²; $\nu=0,08$; $m'=240$ кг/м². Здесь же штриховой линией показана кривая звукоизлучения плиты неограниченных размеров. Углы излучения собственными волнами θ_m и свободными волнами θ_{2c} равны между собой только на дискретных резонансных частотах. Выше каждой резонансной частоты угол пространственного резонанса меньше угла волнового совпадения и коэффициент звукоизлучения пластиной s_m , больше s . На частотах, выше каждой резонансной частоты наблюдается обратная картина, т.е. $s_m < s$.

Особенности звукоизлучения пластины с заземленными противоположными краями можно установить, определив коэффициент звукоизлучения s_{m_3} . Звук излучают бегущие волны, формирующие собственное волновое поле

$$\left. \begin{aligned} \xi_1 &= \xi_{01} e^{i(\omega t + kx)} \\ \xi_2 &= \xi_{02} e^{i\omega t} e^{-ikx} \end{aligned} \right\}. \quad (3.29)$$

В формировании собственного волнового поля участвуют и неоднородные волны:

$$\begin{aligned}\xi_I &= \xi_{0I} e^{i\omega t} e^{k(x-l)}; \\ \xi_{II} &= \xi_{0II} e^{i\omega t} e^{-kx}.\end{aligned}\quad (3.30)$$

Используя принцип наименьшего волнового движения с учетом граничных условий

$$(\xi_I + \xi_{II} + \xi_2 + \xi_{II})_{x=0,l} = 0; \quad \left[\frac{d(\xi_I + \xi_{II} + \xi_2 + \xi_{II})}{dx} \right]_{x=0,l} = 0,$$

получаем выражение распределения колебательной скорости по ширине пластины:

$$V_{m_3} = V_{0m_3} [(1 + \beta_I e^{-kl}) \sin kx - (1 - \beta_I e^{-kl}) \cos kx + e^{-kx} - \beta_I e^{k(x-l)}], \quad (3.31)$$

где

$$\beta_I = \frac{\sin kl - \cos kl + e^{-kl}}{1 - (\sin kl + \cos kl) e^{-kl}}.$$

Тогда характеристика самосогласования звукового и волнового полей пластины будет:

$$A_{23}^2 = \frac{2 \left\{ \int_0^l [(1 + \beta_I e^{-kl}) \sin kx - (1 - \beta_I e^{-kl}) \cos kx + e^{-kx} - \beta_I e^{k(x-l)}] \sin \frac{m_0 \pi x}{l} dx \right\}^2}{\int_0^l \sin^2 \frac{m_0 \pi x}{l} dx}. \quad (3.32)$$

Зависимость (3.21) для одномерного случая можно переписать как

$$P_{2c} = \frac{\rho_0 c_0}{2} \frac{V_{0m_3}^2}{\cos \theta_1} \frac{A_{23}^2}{\cos \theta_{2c}} l. \quad (3.33)$$

При этом можно установить, что

$$k_{3l} \approx \frac{(2m_3 + 1)\pi}{2}; \quad m_3 \geq 3. \quad (3.34)$$

Акустическая мощность, излучаемая равновеликим поршнем,

$$P_n = \frac{\rho_0 c_0 v_n^2}{2} l, \quad (3.35)$$

где $V_n = V_{0m_3}^2 / \cos \theta_1$.

Коэффициент излучения звука, следовательно, для пластины с защемленными краями определится как

$$\overline{S}_{m_3} = A_{23}^2 / \cos \theta_{2c}, \quad (3.36)$$

или

$$\overline{S}'_{m_3} = \frac{A_{23}^2}{\cos \theta_1 \cos \theta_{2c}}.$$

Из сравнения чисел $A_2^2 = 1$ и $A_{23}^2 > 1$ следует вывод о влиянии на коэффициент звукоизлучения способа опирания панелей. Из соотношения (3.32) $A_3^2 = 16/\pi^2$, при $m_0 = m_3 \geq 3$, т.е. для пластины, защемленной по краям, коэффициент излучения $\overline{S}_{m_3} \rightarrow 1,6$ даже при почти нормальном излучении звука ($\cos \theta_{2c} \rightarrow 1$), в то время как $S_m \rightarrow 1$. Это обстоятельство объясняется тем, что при возбуждении воздушным звуком излучают не только собственные волны, но и вынужденные, так как $k'_{02} \neq k$.

Если рассматривать излучение звука пластиной, края которой защемлены под углом волнового совпадения $k'_{02} = k$, то, как и для шарнирно опертой пластины, $S = 1/\cos \theta_{2c}$. Отсюда следует, что для пластин конечных размеров с опиранием по краям, отличным от шарнирного, явление пространственного резонанса существует независимо от явления волнового совпадения даже на частотах собственных колебаний пластины и оказывает преимущественное влияние на звукоизлучение этими пластинами.

На рис. 3.6 сплошной линией показана сглаженная кривая коэффициента излучения для пластины с защемленными краями (3.36). Здесь же штриховой линией нанесена сглаженная кривая коэффициента излучения пластины с шарнирным опиранием краев. Смещение по горизонтали одной кривой по отношению к другой объясняется снижением частоты граничного пространственного резонанса для пластины с защемленными краями ($m_3 = m_0$).

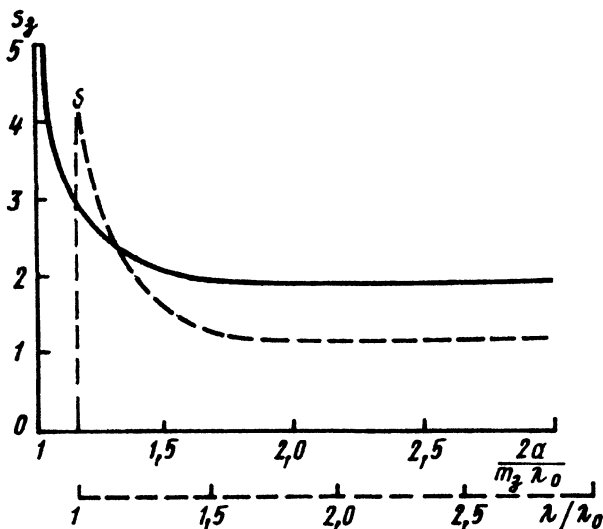


Рис. 3.6. Коэффициент звукоизлучения для пластины с защемленными и шарнирно опертыми краями

При этом отсутствует точное соответствие формы смещений и формы распределения звукового давления вдоль пластины. Из соотношения (3.34), считая, что $k_3 \approx k_0$, имеем выражение частоты собственных колебаний:

$$f_{m_3 \geq 3} \approx \frac{(2m_3 + 1)^2 \pi}{8l^2} \sqrt{D/m'}. \quad (3.37)$$

Число

$$m_3 = m_0 = (2lf \sin \theta_{m_3}) / c_0. \quad (3.38)$$

Решая совместно уравнения (3.37) и (3.38) получаем:

$$f_{cm_3} = \frac{f_{cm_0}}{2} \left(1 + \sqrt{1 - \frac{c_0}{f_{cm_0} l \sin \theta_{m_0}}} \right) - \frac{c_0}{4l \sin \theta_{m_0}}, \quad (3.39)$$

где частота пространственного резонанса $f_{c,m_0} = f$ для шарнирно опертой пластины определяется из выражения (3.38).

Формула (3.39) справедлива для наиболее часто встречающихся в практике панелей не очень малых размеров:

$$l \geq c_0 / (f_c \sin \theta_{m_3}).$$

При скользящем падающем (излучаемом) звуке $\theta_{m_3} = \pi/2$

$$f_{\Gamma m_3} = \frac{f_{\Gamma m}}{2} \left(1 + \sqrt{1 - \frac{c_0}{f_{cm} l}} \right) - \frac{c_0}{4l}. \quad (3.40)$$

Из формулы (3.40) следует, что частота граничного пространственного резонанса для пластин с защемленными краями снижается. Так, если частота $f_{\Gamma m_3}$ для панели шириной $l=3,4$ м равна 93 Гц, то граничная частота волнового совпадения $f_{\Gamma}=150$ Гц. Со снижением цилиндрической жесткости ограждения и увеличением его размеров разница между этими частотами уменьшается. Если взять предельный случай $l=\infty$, то $f_{\Gamma m} = f_{\Gamma}$.

Кроме пластин с шарнирным закреплением краёв (опиранием), а также защемлением краев (заделкой) представляют практический интерес пластины с упругим закреплением и свободным краем. Собственное волновое поле пластины в виде полосы шириной l с одним упругоопертым и с другим защемленным краями формируется бегущими и неоднородными волнами [см. формулы (3.29) и (3.30)]. Выражение распределения вдоль пластины колебательных скоростей запишется в виде:

$$V_{my} = V_{0my} \left\{ \frac{2}{d_0} (g_0 + \beta_1 e^{-kl}) \sin kx - \frac{2}{\alpha_0} (1 - g_0 \beta_1 e^{-kl}) \cos kx - \right. \\ \left. - \left[\frac{2}{\alpha_0} (1 - g_0 \beta_1 e^{-kl}) + \beta_1 e^{-kl} \right] e^{-kx} + \beta_1 e^{k(x-l)} \right\}. \quad (3.41)$$

Характеристика самосогласования имеет вид:

$$A_{2y}^2 = \frac{2 \left[\int_0^l \{ \dots \} \sin \frac{m_0 \pi x}{l} dx \right]^2}{\int_0^l \sin^2 \frac{m_0 \pi x}{l} dx},$$

где выражение в фигурных скобках берётся из зависимости (3.41). Тогда коэффициент излучения

$$s_{my} = \frac{A_{2y}^2}{\cos \theta_{2c}},$$

или

$$s'_{my} = \frac{A_{2y}^2}{\cos \theta_1 \cos \theta_{2c}}.$$

В случае, когда $k=0$ и край пластины свободен, $A_{2y}^2 \approx 16/\pi^2$. Коэффициент излучения на высоких частотах при $\theta_{2c} \rightarrow 0$ равен 1,6.

Б. Излучение звука пластиной в области частот ниже граничной

В области частот ниже граничного пространственного резонанса длина упругих волн собственного поля пластины меньше длины звуковых волн ($k_0 < k$), что приводит к выводу:

$\operatorname{Re} \left[k_0 / \sqrt{k_0^2 - (m\pi/a)^2 - (n\pi/b)^2} \right] = 0$. Форма пространственного распределения звукового давления [см. формулу (3.22)] приобретает вид неоднородного поля:

$$p_{2c} = p_{0m_0n_0} \sin \frac{m_{02} \pi x}{a} \sin \frac{n_{02} \pi y}{b} e^{k_{0z} Z},$$

т.е. в направлении от пластины звук не излучается собственными волнами. Происходит перекачка энергии вдоль поверхности пластины в пределах каждой длины волны - короткое акустическое замыкание. Слабое излучение происходит только вблизи краев пластины при нечетном числе полуволн изгиба вдоль пластины, когда нет условий перекачки энергии на крайней полуволне. Но в рассматриваемом случае пластина излучает звук более интенсивно при возбуждении ее ко-

лебаний воздушным звуком. Для пластины в виде полосы

$$\operatorname{Re} \left[k_0 / \sqrt{k_0^2 - \left(\frac{m_0 \pi}{l} \right)^2} \right] > 0 \text{ в некоторых пределах излучается и про-}$$

шедший звук. Из анализа характеристики самосогласования

$$A_2^2 = \frac{2 \left(\int_0^l \sin \frac{m \pi x}{l} \sin \frac{m_{02} \pi x}{l} dx \right)^2}{\int_0^l \sin^2 \frac{m_{02} \pi x}{l} dx} = \frac{4}{\pi^2} \frac{m^2}{(m^2 - m_{02}^2)^2} \sin^2 m_{02} \pi$$

следует, что тонкая структура излучения звука, дополнительно управ-
ляется множителем $\sin^2 m_{02} \pi$, а наибольшее излучение будет тогда,
когда $m_{02} = 1/2, 3/2, 5/2, \dots$

При прямоугольной пластине согласование форм звукового дав-
ления в излученных звуковых волнах и форм смещения пластины
повышается. Для области частот НПР характеристики самосогласова-
ния (3.25) принимают вид:

$$\left. \begin{aligned} A_{2mn_0}^2 &= \frac{4}{\pi^2} \frac{n^2}{(n^2 - n_{02}^2)^2} \sin^2 n_{02} \pi \\ A_{2m_0 n}^2 &= \frac{4}{\pi^2} \frac{m^2}{(m^2 - m_{02}^2)^2} \sin^2 m_{02} \pi \end{aligned} \right\} \quad (3.42)$$

Коэффициенты звукоизлучения в области НПР

$$s_{mn_0} = A_{2mn_0}^2 / \cos \theta_{2mn_0}; \quad s_{m_0 n} = A_{2m_0 n}^2 / \cos \theta_{2m_0 n}; \quad (3.43)$$

имеют дискретный характер при изменении углов θ_{2mn_0} и $\theta_{2m_0 n}$. До-
полнительно коэффициенты излучения изменяются с изменением со-
отношения между $m, n, m_0, n_0, \sin m_{02} \pi, \sin n_{02} \pi$. С числами $m_{02}=1/2,$
 $3/2, \dots; n_{02}=1/2, 3/2, \dots$ выражения (3.43) позволяют получить зависимо-
сти огибающих максимумов излучения. Коэффициенты излучения
(3.43) имеют большее численное значение при меньших m, n и боль-
ших m_0, n_0 для неизменных $\theta_{2mn_0}, \theta_{2m_0 n}$. Отсюда следует вывод о

том, что пластина меньших размеров или более жесткая пластина (большей толщины) излучают звук интенсивнее, т.е. в этих случаях становится более заметным влияние краев пластины и соответственно вклад в излучение поля собственных изгибных волн, характеристикой которого являются числа m, n . Для области частот с преимущественным вкладом в излучение ППР степень самосогласования снижается и их характеристика запишется как

$$A_{2m_0n_0}^2 = \frac{16}{\pi^4} \frac{n^2}{(n^2 - n_{02}^2)^2} \frac{m^2}{(m^2 - m_{02}^2)^2} \sin^2 n_{02} \pi \sin^2 m_{02} \pi, \quad (3.44)$$

а коэффициент излучения

$$s_{m_0n_0} = A_{2m_0n_0}^2 / \cos \theta_{2m_0n_0} \quad (3.45)$$

меньше коэффициентов излучения НПР.

Из сравнения процессов излучения звука звукоизолирующей прямоугольной пластиной и пластиной в виде полосы видны их отличия. Для прямоугольной пластины ниже граничной частоты существуют две частотные области, где звукоизлучение определяется выражением излучаемой мощности (3.26) с различными характеристиками самосогласования (3.42) и (3.44).

В. Излучение звука пластиной с различными краевыми условиями, возбуждаемой полоской шума

Измерения чаще всего выполняются в третьоктавных или октавных полосах частот, а существующие методы нормирования изоляции помещений от воздушного шума предполагают построение фактических частотных характеристик в полосах частот названной ширины. При этом возбуждение ограждений проводится диффузным звуком в тех же полосах частот.

Если на тонкую пластину в виде полосы с шарнирным опиранием краев падает диффузный звук в интервале $\Delta f = f_1 - f_2$, излучаемая мощность звука в область ПР будет:

$$P_{02} = \sum_{m=m_n}^{m=m_n} P_{2m}, \quad (3.46)$$

где P_{2m} - излучаемая мощность на резонансе m ; m_n и m_n - номера форм собственных колебаний пластины, соответствующих частотам f_2 и f_1 .

С учётом полученного выше выражения мощности, излучаемой на каждом резонансе, для достаточно высоких частот запишем:

$$P_2 = \frac{\rho_0 c_0}{2} l \sum_{m=m_n}^{m=m_s} \frac{\bar{V}_{0m}^2}{\cos \theta_{1g}} \frac{1}{\Delta k_{0m}} \int_{k_{0m1}}^{k_{0m2}} \frac{k_{0m} dk_{0m}}{\sqrt{k_{0m}^2 - \left(\frac{m\pi}{l}\right)^2}}, \quad (3.47)$$

где \bar{V}_{0m}^2 - усредненный квадрат колебательной скорости пластины в интервале частот $\Delta f_m = f_{m1} - f_{m2}$ с решающим вкладом в движение пластины m -го резонанса; k_{0m1} и k_{0m2} - волновые числа, соответствующие частотам f_{m1} и f_{m2} .

Суммируя квадраты колебательной скорости \bar{V}_m^2 в интервале Δf , перепишем зависимость (3.47) в виде:

$$P_2 = \frac{\rho_0 c_0}{2} l \frac{\tilde{V}_{0m}^2}{\cos \theta_1} \frac{1}{\Delta f_m} (f_{m2} \cos \theta_{m2} - f_{m1} \cos \theta_{m1}), \quad (3.48)$$

где

$$\tilde{V}^2 = \sum_{m=m_n}^{m=m_s} \bar{V}_m^2. \quad (3.49)$$

Полученная зависимость (3.48) представляет собой формулу для подсчета излучаемой мощности, если пластина возбуждается диффузным звуком в полоске частот Δf . Зависимость (3.28) (см. рис. 3.5) показывает, в частности, что для достаточно плотного спектра собственных частот в расчетах можно использовать вместо ступенчатой сглаженную кривую зависимости степени излучения от рассматриваемой частоты.

Поэтому, усредняя коэффициент излучения в интервале Δf , имеем:

$$\frac{1}{\Delta k_{0m}} \int_{k_{0m1}}^{k_{0m2}} \frac{k_{0m} dk_{0m}}{\sqrt{k_{0m}^2 - \left(\frac{m\pi}{l}\right)^2}} \approx \frac{1}{\Delta k_0} \int_{k_{0n}}^{k_{0s}} \frac{k_0 dk_0}{\sqrt{k_0^2 - \left(\frac{m\pi}{l}\right)^2}} \quad (3.50)$$

где $\Delta k_0 = k_{0s} - k_{0n}$ (числа k_{0s} и k_{0n} соответствуют частотам f_1 и f_2).

В этом случае излучаемая мощность

$$P_2 = \frac{\rho_0 c_0}{2} \frac{\tilde{V}_0^2}{\cos \theta_{13}} \bar{s} l, \quad (3.51)$$

где коэффициент излучения

$$\bar{s} = \frac{1}{\Delta f} (f_2 \cos \theta_2 - f_1 \cos \theta_1). \quad (3.52)$$

Здесь углы излучения соответствуют сглаженной кривой коэффициента излучения (рис. 3.5) и являются углами волнового совпадения.

Из соотношений (3.48) и (3.52) следует, что в области частот $f_{\Gamma m} \leq f \leq 2f_{\Gamma m}$ коэффициент звукоизлучения уменьшается с увеличением ширины интервала частот Δf . Так, для интервала в 1/3 октавы ($f_1 = f_{\Gamma m}$; $f_2 = 1.25 f_{\Gamma m}$) $\bar{s} = 2,24$, а для интервала шириной в одну октаву ($f_1 = f_{\Gamma m}$; $f_2 = 2f_{\Gamma m}$) $\bar{s} = 1,41$.

Для пластины с заземленными краями имеем:

$$P_{23} = \frac{\rho_0 c_0}{2} l \sum_{m=m_{3H}}^{m=m_{3B}} \frac{\bar{V}_{0m_3}^2}{\cos \theta_{13}} A_{23}^2 \frac{1}{\Delta k_{0m_3}} \int_{k_{0m_3,1}}^{k_{0m_3,2}} \frac{k_{0m_3} dk_{0m_3}}{\sqrt{k_{0m_3}^2 - \left(\frac{m_3 \pi}{l}\right)^2}}. \quad (3.53)$$

Для достаточно высоких частот, когда множитель в круглых скобках зависимости (3.53) можно принять равным единице (для $m_3=3$ он равен 0,994; для $m_3=5$ равен 0,997, для $m_3=10$ равен 1), получаем:

$$P_{23} = \frac{\rho_0 c_0}{2} l \frac{\tilde{V}_{0m_3}^2}{\cos \theta_{13}} A_{23}^2 \frac{1}{\Delta f_{m_3}} (f_{m_3,2} \cos \theta_{m_3,2} - f_{m_3,1} \cos \theta_{m_3,1}), \quad (3.54)$$

где

$$\tilde{V}_{03}^2 = \sum_{m=m_{3H}}^{m=m_{3B}} \bar{V}_{m,3}^2; \quad (3.55)$$

$\theta_{m_3,2}$, $\theta_{m_3,1}$ - углы пространственного резонанса на частотах $f_{m_3,2}$ и $f_{m_3,1}$.

Оперируя далее с понятием сглаженной кривой коэффициента звукоизлучения и проводя преобразования аналогично тому, как это сделано в предыдущем пункте, имеем:

$$P_{2z} = \frac{\rho_0 c_0}{2} \frac{\tilde{V}_{0z}^2}{\cos \theta_{1z}} l \bar{s}_z \quad (3.56)$$

где

$$\bar{s}_z = \frac{1}{\Delta f} (f_2 \cos \theta_{m_z 2np} - f_1 \cos \theta_{m_z 1np}). \quad (3.57)$$

При упругом опирании краев, следовательно, излучаемая мощность

$$P_{2y} = \frac{\rho_0 c_0}{2} \bar{V}_{0y}^2 l \bar{s}_y, \quad (3.58)$$

где

$$\tilde{V}_{0y}^2 = \sum_{m=m_{yH}}^{m=m_{yB}} \bar{V}_{0y}^2; \quad (3.59)$$

$$\bar{s}_y = A_{2y}^2 \frac{1}{\Delta f} (f_2 \cos \theta_{m_y 2np} - f_1 \cos \theta_{m_y 1np}). \quad (3.60)$$

Если коэффициент жесткости опор $k_1 \rightarrow 0$, то коэффициент звукоизлучения

$$\bar{s}_c = \frac{16}{\pi^2} \frac{1}{\Delta f} (f_2 \cos \theta_{m_c 2np} - f_1 \cos \theta_{m_c 1np}). \quad (3.61)$$

Но углы пространственного резонанса для свободной пластины и пластины с защемленными краями равны между собой, поскольку на высоких частотах расстояния между соседними узлами колебаний в обоих случаях практически совпадают при одних и тех же собственных числах. Отсюда вытекает, что коэффициенты звукоизлучения для пластины с защемленными и упругими краями с $k \rightarrow 0$ численно равны между собой.

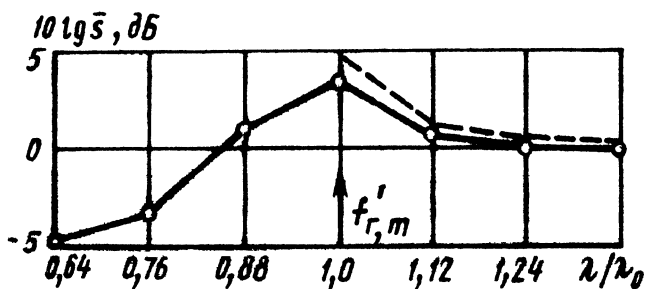


Рис. 3.7. Коэффициент излучения звука в полосах частот

На рис.3.7 представлены теоретические и экспериментальные кривые коэффициента излучения для шарнирно опертой пластины из алюминиевого сплава с $E=7 \cdot 10^{10}$ Н/м², $\rho=2600$ кг/м³, $\sigma=0.3$, $h=0.003$ м и $l=1.03$ м. Сплошной линией нанесены результаты экспериментального исследования коэффициента излучения при шарнирном опирании пластины. Края пластины заведены между металлическими стержнями круглого сечения диаметром 30 мм. Штриховой линией показаны сглаженные значения коэффициента излучения [см. формулу (3.52)]. Граничный пространственный резонанс $f_{Гm}=4000$ Гц. Число m определено из соотношения $kl=m\pi$, а углы θ найдены из зависимости $\theta = \arcsin \lambda_0 / \lambda$.

В области ППР излучение прямоугольной пластины происходит на полных, неполных и простых пространственных резонансах. Нетрудно видеть, что на последних двух резонансах излучение существенно меньше, поэтому излучаемую мощность звука можно представить в виде:

$$P_{02} = \sum_{m_n}^{m_e} \sum_{n_n}^{n_e} P_{2mn}, \quad (3.62)$$

где P_{2mn} - излучаемая мощность на резонансе mn ; m_n , n_n и m_e , n_e - номера форм собственных колебаний пластины, соответствующих частотам f_2, f_1 .

С учетом зависимости (3.26) выражение (3.62) переписывается как

$$P_2 = \frac{\rho_0 c_0}{2} ab \sum_{m_n}^{m_e} \sum_{n_n}^{n_e} \frac{\bar{V}_{0mn}^2}{\cos \theta_1} \frac{1}{\Delta k_{0m_0 n_0}} \int_{k_{0m_1 n_1}}^{k_{0m_2 n_2}} \frac{k_{0mn} dk_{0mn}}{\sqrt{k_{0mn}^2 - \left(\frac{m\pi}{a}\right)^2 - \left(\frac{n\pi}{b}\right)^2}};$$

или

$$P_{02} = \frac{\rho_0 c_0}{2} ab \frac{\bar{V}_{0mn}^2}{\cos \theta_1} \bar{s}; \quad (3.63)$$

где

$$\bar{s} = \frac{1}{\Delta f} (f_2 \cos \theta_{m_2 n_2} - f_1 \cos \theta_{m_1 n_1}), \quad (3.64)$$

или, если это удобнее в расчетах,

$$\bar{s} = \frac{1}{\Delta f} \left(f_g \sqrt{1 - \frac{f_\Gamma}{f_g}} - f_n \sqrt{1 - \frac{f_\Gamma}{f_n}} \right)$$

где по условиям задачи $f_\Gamma \leq f_n$ и $f_\Gamma < f_g$.

По форме записи выражение (3.63) совпадает с выражением звуковой мощности, излучаемой пластиной в виде полосы (3.51).

В области НПР суммарная излучаемая мощность звука

$$P_2 = \sum P_{2mn_0} + \sum P_{2m_0 n} + \sum P_{2m_0 n_0}. \quad (3.65)$$

Третье слагаемое относится к вкладу в излучаемую мощность простых пространственных резонансов, условия образования которых здесь выполняются.

Соотношение (3.26) тогда будет иметь вид:

$$P_2 = \frac{\rho_0 c_0}{2} ab \left\{ \sum \frac{V_{0mn_0}^2}{\cos \theta_1} A_{2mn_0}^2 \frac{1}{\cos \theta_{2mn_0}} + \right. \\ \left. + \sum \frac{V_{0m_0 n}^2}{\cos \theta_1} A_{2m_0 n}^2 \frac{1}{\cos \theta_{2m_0 n}} + \sum \frac{V_{0m_0 n_0}^2}{\cos \theta_1} A_{2m_0 n_0}^2 \frac{1}{\cos \theta_{2m_0 n_0}} \right\} \quad (3.66)$$

Для численных подсчетов зависимость (3.66) можно упростить. Подсчетом можно убедиться, что

$$V_{0m_0 n}^2 A_{2m_0 n}^2 \gg V_{0m_0 n_0}^2 A_{2m_0 n_0}^2 \ll V_{0mn_0}^2 A_{2mn_0}^2.$$

Заменяем знаки сумм $\sum_{n_0=n_{0n}}$ и $\sum_{m_0=m_{0n}}$ множителями m_g и n_g . В ре-

зультате интегрирования по волновым числам получаем:

$$\frac{1}{\Delta f}(f_2 \cos \theta_2 - f_1 \cos \theta_1) \approx \frac{f_2}{\Delta f} \cos \theta_2,$$

поскольку $\theta_1 \approx \frac{\pi}{2}$. При этом для целей определения угол $\theta_2 = \arcsin(f_2 / f_{cp})$, где $f_{cp} = \sqrt{f_1 f_2}$. Тогда $f_2 \cos \theta_2 / \Delta f \approx 2,3$ для третьооктавной полосы пропускания и 1,4 - для октавной полосы.

В этом случае излучаемая мощность звука

$$P_2 = \frac{\rho_0 c_0}{2} \frac{V_0^2}{\cos \theta_{1q}} \frac{f_2 \cos \theta_2}{\Delta f} A_2^2 ab, \quad (3.67)$$

где

$$A_2^2 = \frac{4}{\pi^2} \left(m_{0 \max} \frac{n^2}{(n^2 - n_0^2)^2} + n_{0 \max} \frac{m^2}{(m^2 - m_0^2)^2} \right);$$

числа m, n относятся к среднегеометрическому значению частоты $f = f_{cp}$ рассматриваемой полосы частот.

В области ПрПР мощность, излучаемая звукоизолирующей пластиной в полосе частот, может быть представлена как сумма мощностей, излучаемых на каждом ПрПР:

$$P_2 = \sum P_{2m_0 n_0}. \quad (3.68)$$

Здесь, из-за малости вклада, не суммируются мощности, излучаемые на обычных резонансах.

По аналогии с методикой подсчета излучаемой мощности в области НПР, выполненной выше, в итоге получаем выражение:

$$P_2 = \frac{\rho_0 c_0}{2} \frac{V_{0m_0 n_0}^2}{\cos \theta_{1q}} \frac{f_2 \cos \theta_2}{\Delta f} A_{2m_0 n_0}^2 ab, \quad (3.69)$$

где

$$A_{2m_0 n_0}^2 = \frac{16}{\pi^4} \Delta N \frac{n^2}{(n^2 - n_{0cp}^2)^2} \frac{m^2}{(m^2 - m_{0cp}^2)^2};$$

ΔN - число НПР в полосе Δf .

3.4. Излучение звука инерционными волнами

Возникшие в ограждении инерционные волны (см. п. 2.3) излучают звуковую энергию в изолируемое помещение. Выражение звукового давления в излученной волне записываем как

$$p_{2и} = p_{0и} \cos \frac{m_{02}\pi x}{a} \cos \frac{n_{02}\pi y}{b} e^{ik_{02} \cos \theta_{2и}},$$

где

$$P_{0и} = \rho_0 c_0 \frac{V_{0и} A_{2и}}{\cos \theta_{2и}}; \quad V_{0и} = \frac{V_{0m_0 n_0}}{\cos \theta_1}; \quad V_{0m_0 n_0} = i\omega \xi_{0m_0 n_0} :$$

$$A_{2и} = \frac{\int_0^a \int_0^b \cos \frac{m_{02}\pi x}{a} \cos \frac{n_{02}\pi y}{b} \cos \frac{m_{и}\pi x}{a} \cos \frac{n_{и}\pi y}{b} dx dy}{\int_0^a \int_0^b \cos^2 \frac{m_{и}\pi x}{a} \cos^2 \frac{n_{и}\pi y}{b} dx dy}.$$

Излучаемая инерционными волнами мощность

$$P_{0и} = \frac{\rho_0 c_0}{2} \frac{V_{0m_0 n_0}^2}{\cos \theta_1} \frac{A_{2и}^2}{\cos \theta_{2и}} ab, \quad (3.70)$$

поскольку $m_{02} \equiv m_{и}$ и $n_{02} \equiv n_{и}$, то $A_{2и} = 1$ и $\theta_1 = \theta_{2и}$.

Из выражения (3.70) следует, что излучение звука инерционными волнами увеличивается или снижается в соответствии с изменением функции отклика. Наименьшее излучение будет в области низких частот, когда $k_0 a \approx \pi/2$.

Излучаемая равновеликим поршнем мощность с коррекцией на угол падения звуковых волн выражается зависимостью:

$$P_{пи} = \frac{\rho_0 c_0}{2} V_{пи}^2 ab, \quad (3.71)$$

Следовательно, коэффициент излучения инерционными волнами во всем диапазоне частот

$$s_{и} = 1/\cos \theta_{2и}, \quad (3.72)$$

если принимать $V_{пи}^2 = V_{0m_0 n_0}^2 / \cos \theta_1$.

В случае излучения звука поршнем с колебательной скоростью $V_{пи} = V_{0m_0 n_0}$, коэффициент излучения $s'_{и} = 1/\cos \theta_1 \cos \theta_{2и}$.

3.5. Регулирование звукоизлучения изменением размеров ограждения и внутренних потерь энергии

Из полученных в пп.3.3 и 3.4 зависимостей следует, что характер излучения звука существенно различен при его прохождении в режиме резонансных колебаний пластины и при инерционном его прохождении. В режиме резонансных колебаний, кроме того, излучаемая мощность больше или меньше в областях частот, где решающий вклад в прохождение звука вносят полные, неполные или простые пространственные резонансы

Выражение общей мощности звука, излученной при резонансных колебаниях и чисто вынужденными волнами [см. формулу (3.26) и (3.70)], имеет вид:

$$P_2 = \frac{\rho_0 c_0}{2} \left(\frac{V_{0m_0 n_0}^2}{\cos \theta_1} \frac{1}{\cos \theta_{2н}} + \frac{V_{0m_0 n_0}^2}{\cos \theta_1} \frac{A_2^2}{\cos \theta_{2с}} \right) ab. \quad (3.73)$$

Отсюда следует, что в области средних и высоких частот, когда

$$\frac{V_{0mn}^2}{\cos \theta_1} \frac{A_2^2}{\cos \theta_{2с}} \geq \frac{V_{0m_0 n_0}^2}{\cos \theta_1} \frac{1}{\cos \theta_{2н}},$$

коэффициент потерь оказывает влияние на излучаемую мощность. Чем больше η , тем меньше излучаемая мощность. Относительное изменение излучаемой мощности звука по сравнению с мощностью, излученной равновеликим по площади поршнем, вновь можно проследить с помощью коэффициента излучения. Если колебательная скорость поршня равна колебательной скорости пластины, то

$$P_n = \frac{\rho_0 c_0}{2} V_{0н}^2 ab, \quad (3.74)$$

где

$$v_{0н}^2 = \frac{V_{0m_0 n_0}^2}{\cos \theta_1} + \frac{V_{0mn}^2}{\cos \theta_1}.$$

Тогда выражение коэффициента излучения будет иметь вид:

$$s = \frac{v_{0m_0 n_0}^2 / \cos \theta_{2н} + v_{0mn}^2 A_2^2 / \cos \theta_{2с}}{V_{0m_0 n_0}^2 + V_{0mn}^2} \quad (3.75)$$

или

$$s' = \left[v_{0m_0 n_0}^2 (1 / \cos \theta_1 \cos \theta_{2н}) + v_{0mn}^2 (A_2^2 / \cos \theta_1 \cos \theta_{2с}) \right] / V_{0m_0 n_0}^2 + V_{0mn}^2. \quad (3.75)$$

В области частот ППР для традиционных ограждений $V_{0m_0n_0}^2 \ll V_{0mn}^2$, $A_2 = 1$. Поэтому, пока сохраняется это неравенство, решающий вклад в излучение вносит резонансное колебание пластины (см. п.3.3). Потери энергии на внутреннее трение практически не оказывают влияния на коэффициент излучения

$$s_{\text{ППР}} \approx 1 / \cos \theta_{2c}, \quad (3.76)$$

Для неполных и простых пространственных резонансов слагаемые в числителе и знаменателе (3.75) соизмеримы. Заменяя в выражении (3.75) квадраты колебательных скоростей их значениями, получаем для НПР

$$\bar{s}_{\text{НПР}} = \left(F_{\text{и}}^2 \frac{1}{\cos \theta_{2\text{и}}} + \frac{0.43 A_1^2 A_2^2}{\eta \cos \theta_{2c}} \right) / \left(F_{\text{и}}^2 + \frac{0.43 A_1^2}{\eta} \right). \quad (3.77)$$

Если в числитель выражения (3.77) дополнительно ввести множитель $1/\cos \theta_1$, то получим $\bar{s}_{\text{НПР}}$.

Для диффузно падающего звука, коэффициент излучения, с учетом выражения (3.67), равен

$$\bar{s}'_{\text{НПР}} = \left(2.6 F_{\text{и}}^2 + 1.6 \frac{A_1^2 A_2^2}{\eta} \right) / \left(F_{\text{и}}^2 + \frac{0.43 A_1^2}{\eta} \right). \quad (3.78).$$

Из формулы (3.78) видна определенная зависимость звукоизлучения от потерь энергии на внутреннее трение, размера ограждения и его толщину. На рис. 3.8 частотные характеристики коэффициентов излучения дюралюминиевым листом размером в плане $a=12$ м, $b=1$ м, толщиной $h=0,002$ м, коэффициентом потерь $\eta=0,0035$ и этим же листом с нанесенным на его плоскость слоем "агата" толщиной 0.008 м, $\eta=0,019$. Из сравнения кривых видно, что за счет вибродемпфирования звукоизолирующего ограждения коэффициент излучения увеличился на 6-8 дБ. Путем изменения размеров листовых звукоизолирующих ограждений можно изменить интенсивность излучения. Так, уменьшение размеров ограждения в плане в 2 раза увеличивает коэффициент излучения на 2,5 дБ. При меньших размерах ограждения наблюдается большая согласованность волновых полей, так как разности $n^2 - n_0^2$ и $m^2 - m_0^2$ в зависимости (3.42) становятся меньше.

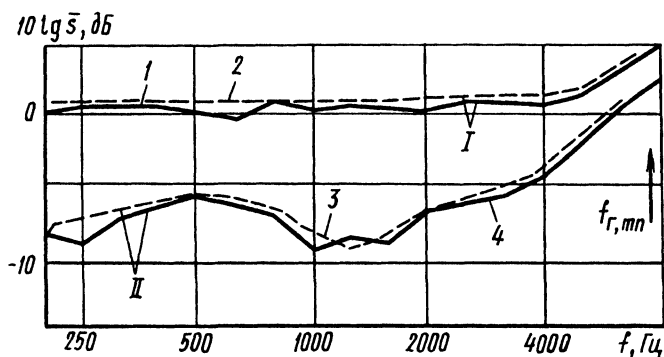


Рис. 3.8. Частотные характеристики звукоизлучения пластиной из дюралюминия: с «агатом» - I и без «агата» - II, 1, 4 - эксперимент; 2, 3 - по формуле (3.78)

Увеличение толщины ограждения ведет к возрастанию коэффициента излучения за счет большей самосогласованности волновых полей и некоторого увеличения коэффициента потерь. На рис. 3.9. приведены частотные характеристики коэффициентов излучения дюралюминиевых листов разной толщины. Увеличение толщины с 0,002 и до 0,004 м повышает излучение на 2-7 дБ. (эксперимент выполнен Машьяновым Ю.Я.)

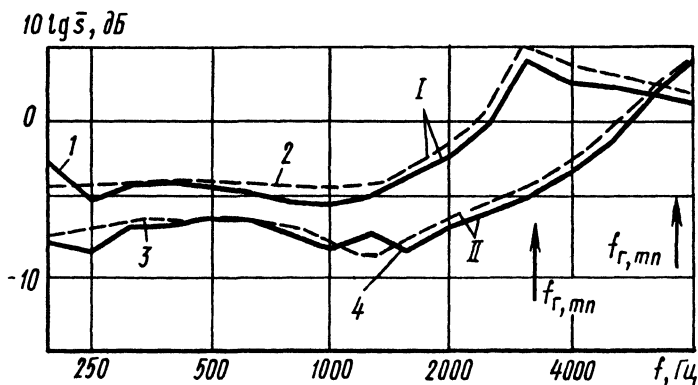


Рис. 3.9. Частотные характеристики звукоизлучения пластиной из дюралюминия: I — при $h=0,004 \text{ м}$; II - при $h=0,002 \text{ м}$; 1, 4 - эксперимент; 2, 3 - по формуле (3.78)

3.6. Частотная зависимость прохождения звука

Из проведенного выше анализа звукоизлучения звукоизолирующими конструкциями выявилась существенная частотная зависимость возникающих здесь явлений. Поскольку звукоизлучение зависит и от колебательной скорости ограждения, возникает необходимость выяснения зависимости колебательной скорости от частоты. Проведем такой анализ раздельно для резонансного и инерционного прохождения звука

А. Резонансное прохождение звука

Характер резонансного прохождения виден из выражения отклика пластины на воздействие звуковых волн [см. формулу (3.1)].

$$\xi_{0mn} = \frac{\rho_{0m_0 n_0} A_1}{m' [\omega_{mn}^2 (1 + i\eta) - c^4 \omega^2 \sin^4 \theta_1 / c_0^4]}.$$

Так, в области пространственных резонансов отклик пластины снижается по мере удаления текущей частоты от частоты собственных колебаний $\omega \neq \omega_{mn}$, хотя явление волнового совпадения существует на каждой частоте за счет соответствующего изменения угла падения звуковых волн θ_1 . На рис. 3.10 представлена кривая изменения отклика пластины в области волнового совпадения. Подсчеты выполнены для пластины из органического стекла толщиной $h=0,01$ м, длиной $l=0,6$ м, с модулем упругости $E=5,35 \cdot 10^9$ Н/м², массой $m'=11,8$ кг/м², коэффициентом Пуассона $\nu=0,35$. Сплошной линией нанесена огибающая дискретных значений максимумов прохождения, когда выполняются условия пространственного резонанса. В свою очередь каждый максимум является вершиной нисходящих кривых для случаев, когда не выполняются условия пространственного резонанса. Штрихпунктирная линия позволяет судить об угловой характеристике пластины с теми же физико-механическими характеристиками, но неограниченной протяженности

Экспериментальным подтверждением вышесказанного о прохождении звука могут служить результаты замеров, полученные Шохом и Фейером (рис 3.11) На рис 3.11 показано изменение интенсивности звука, прошедшего через пластину ограниченной длины, в зависимости от угла падения звуковой волны и от соотношения частоты звука с частотой собственных колебаний пластины. Пик *a* относится к прямому прохождению звуковой волны, а пик *б* - к излучению обратной изгибной волны. Сплошная линия описывает амплитуду прохождения (излучения) на резонансной частоте $f_m=36$ кГц, а пунктирная - при возбуждении на некотором удалении от резонансной частоты $f=35$ кГц. Из сравнения кривых видно, что наиболее интенсивно излучают звук изгибные волны (прямая и обратная) в условиях пространственного резонанса (пики *a* и *б*).

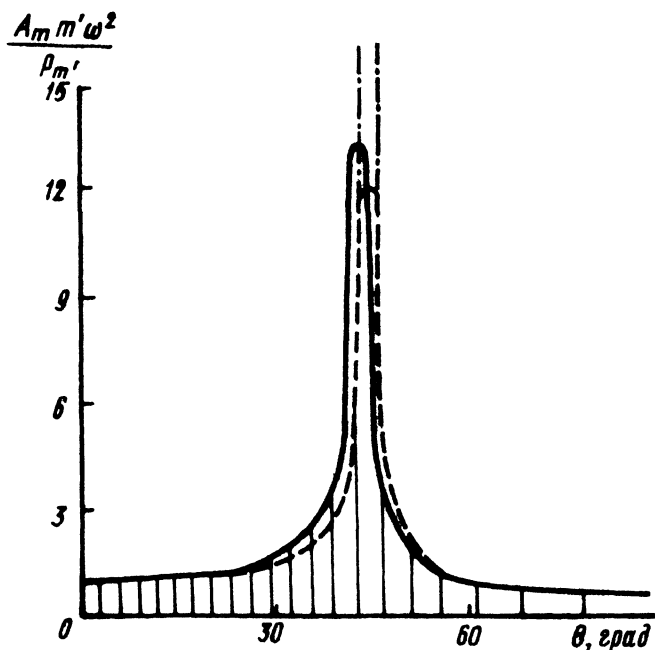


Рис. 3.10. Угловая зависимость резонансного прохождения звука

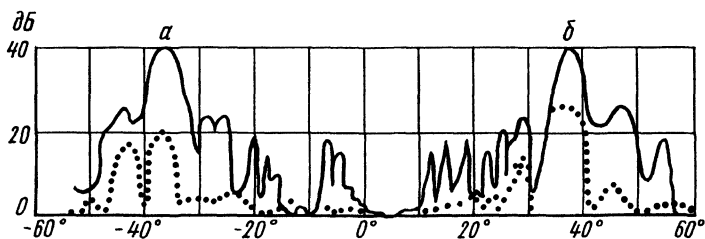


Рис. 3.11. Угловая зависимость интенсивности прошедшего через пластину звука

При другом угле волнового совпадения ($\approx 37^\circ$), когда частота звука (35 кГц) не равна резонансной частоте, интенсивность звука, излучаемого прямой и обратной изгибными волнами, снижена на 13-20 дБ.

На рис. 3.11 рисунке видны и чередования максимальных значений прохождения звука по мере изменения угла его падения.

Переходя к понятию колебательной скорости и используя зави-

симость (3.1), получаем вклад резонансов, приведенный на рисунке 3.12:

$$V_{mn}^2 = \frac{p_{0mn}^2 A_1^2}{m'^2} \frac{\omega^2}{[-\omega_{mn}^2 \eta - i(\omega^2 - \omega_{mn}^2)]^2}.$$

Квадрат колебательной скорости, осредненный на mn -м резонансе, можно выразить как

$$\bar{V}_{mn}^2 = \frac{p_{0mn}^2 A_1^2}{m'^2 \Delta \omega_{mn}} \int_0^\infty \frac{\omega^2 d\omega}{[-\omega_{mn}^2 \eta - i(\omega^2 - \omega_{mn}^2)]^2},$$

где $\Delta \omega_{mn}$ - частотный интервал, в котором определяющий вклад в движение пластины принадлежит mn -му резонансу.

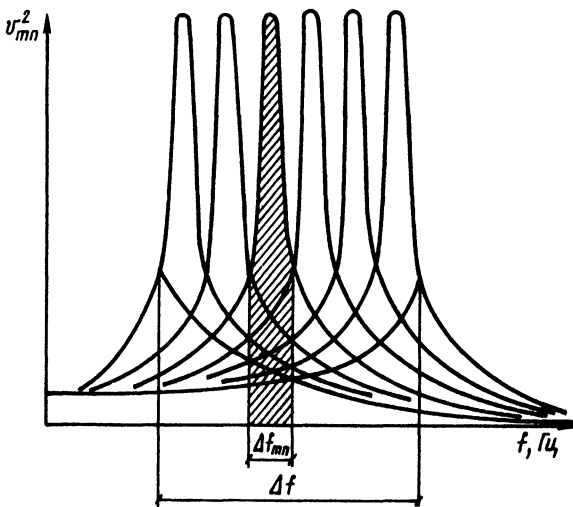


Рис. 3.12. Вклад резонансов в колебательное движение пластины

Пределы интегрирования выбраны с учетом вклада в колебательное движение пластины и других резонансов. Этот вклад часто называют нерезонансным вкладом.

Пренебрегая взаимодействием между формами колебаний в воздушной среде, что справедливо для нормируемого диапазона частот, можно записать выражение осредненного квадрата колебательной скорости в интервале $\Delta \omega$:

$$\overline{V}^2 = \frac{\overline{p}_{0mn}^2 A_1^2}{m'^2 \Delta \omega} \int_0^\infty \frac{\omega^2 d\omega}{\omega^4 - 2\omega^2 \omega_{mn}^2 + \omega_{mn}^4 (1 + \eta^2)}.$$

Записанный здесь в такой форме интеграл известен и равен $\frac{\pi}{2\omega_{mn}\eta}$. Поэтому

$$\overline{V}^2 = \frac{\pi}{2} \frac{\overline{p}_{0mn}^2 A_1^2}{m'^2 \omega_{mn} \Delta \omega \eta}, \quad (3.79)$$

где $\omega_{mn} \approx \omega$ - среднегеометрическая частота интервала $\Delta \omega$.

Квадрат звукового давления на частоте ω_{mn} представим как

$$\overline{p}_{0mn}^2 = p_0^2 \cdot 2 \int_{\theta_n}^{\theta_v} \cos \theta \cdot \sin \theta d\theta, \quad (3.80)$$

где углы θ_v и θ_n относятся к верхней и нижней частотам полосы.

Имея выражения мощности, излучаемой пластиной p_{2c} (3.26), и выражение квадрата колебательной скорости (3.79), можно определить коэффициент прохождения звука ($\tau_c = p_{2c}/p_1$):

$$\tau_c = 4\rho_0^2 c_0^2 / \left(8\pi m'^2 f^2 \eta \frac{K_f}{K_p} \frac{\cos \theta_1 \cos \theta_{2c}}{A_1^2 A_2^2} + 4\rho_0^2 c_0^2 \right), \quad (3.81)$$

где $K_p = (\cos 2\theta_v - \cos 2\theta_n)/2$; $K_f = \Delta f/f = 0,23$ (для третьоктавной полосы); θ_1 - некоторый средний угол.

При этом характеристические импедансы $\rho_0 c_0$ сред перед и за ограждением в данном случае приняты одинаковыми.

Из выражения (3.81) следует, что численное значение прохождения звука зависит от потерь энергии на её рассеивание η и от степени самосогласования собственного волнового поля пластины и звуковых полей, соответственно, перед и за пластиной (A_1, A_2).

Возникает вопрос о вкладе в прохождение звука обычных резонансов, а также простых, неполных и полных пространственных резонансов. На рис. 3.13. изображена частотная характеристика звукоизо-

ляции, соответствующая резонансному прохождению звука (3.81).

На высоких частотах $f > f_{\Gamma mn}$ все условия существования простых и пространственных резонансов (3.3)-(3.6) выполняются. Из сравнения характеристик самосогласования (3.8), (3.10), (3.11) и (3.16) следует, что $A_{1mn}^2 A_{2mn}^2 \gg A_{1mn_0}^2 A_{2mn_0}^2$; $A_{2mn}^2 A_{1mn}^2 \gg A_{2m_0n_0}^2 A_{1m_0n_0}^2$. Отсюда можно сделать вывод, что решающий вклад в прохождение звука принадлежит ППР. Поэтому область частот V (рис. 3.13) назовём областью ППР.

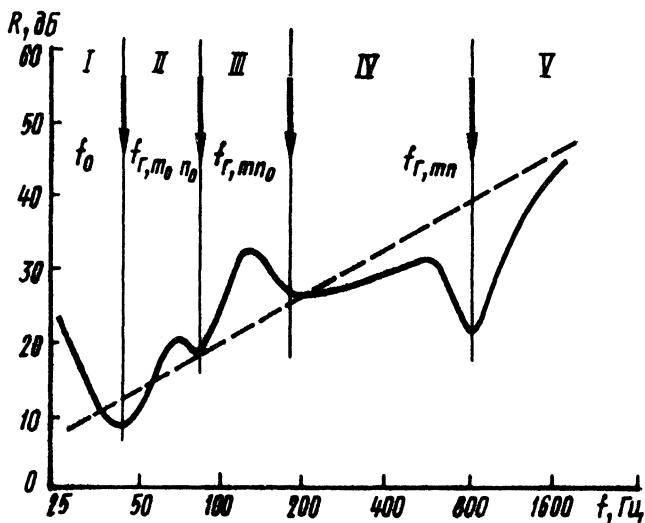


Рис. 3.13. Обобщенная частотная характеристика звукоизоляции однослойного ограждения при резонансном прохождении звука

На более низких частотах $f < f_{\Gamma mn}$ вплоть до $f_{\Gamma mn_0}$ выполняются условия существования обычных резонансов, а также ПрПР и НПР. Здесь основной вклад в прохождение звука вносят НПР. Поэтому область частот IV назовем областью НПР. В частотной области III существуют обычные резонансы и простые пространственные; эту область можно назвать областью ПрПР.

В области II существуют обычные резонансы, а область I есть дорезонансная область, где вклад в прохождение звука вносит основной резонанс пластины.

Из анализа формулы (3.81) следует, что по мере повышения частоты самосогласование волновых полей увеличивается. Поэтому в

диапазоне частот выше основной резонансной частоты f_0 намечающееся быстрое снижение прохождения звука повышается в области III, еще более повышается оно в области IV и еще более - в области V. Прохождение звука через резонирующее ограждение управляется: в диапазоне частот выше $f_{\Gamma mn}$ - массой, частотой, изгибной жесткостью и коэффициентом потерь, что принципиально следует и из теории волнового совпадения Л. Кремера для пластин неограниченной протяженности; в диапазоне частот $f < f_{\Gamma mn}$ - массой, частотой, изгибной жесткостью, коэффициентом потерь, толщиной и размерами ограждения в плане.

Б. Инерционное прохождение звука

Дополним модель прохождения звука некоторым начальным колебательным состоянием системы (пластины), предшествующим в каждый момент времени процессу резонансного прохождения. Для этого учтем энергию движения инерционной волны [см. формулу (2.14)]. Эта волна есть на каждой частоте, включая частоты собственных колебаний. На частоте собственных колебаний инерционная и свободная волны отличаются начальной фазой движения. Отсюда независимость этих волн и справедливость принципа суперпозиции.

Коэффициент прохождения звука с учетом зависимости (3.70)

$$\tau_n = \frac{4\rho_0^2 c_0^2}{(4\pi^2 m'^2 f^2 \cos \theta_1 \cos \theta_{2n}) / F_n^2 + 4\rho_0^2 c_0^2}. \quad (3.82)$$

Отсюда видно, что прохождение звука снижается на низких и средних частотах в соответствии с закономерностью уменьшения значений функции отклика F_n (3.20). Наибольшее снижение прохождения звука происходит на частотах ниже $f_{m_0=1}$, где $f_{m_0} = m_0 c_0 / (2a \sin \theta_1)$, с некоторым увеличением прохождения звука на самых низких частотах. Частотная область пониженного прохождения уменьшается по мере увеличения размеров пластины (рис.3.14). В частном случае $a \rightarrow \infty$, $b \rightarrow \infty$, $F_n \rightarrow 1$ и снижения прохождения нет. На τ_n значительное влияние оказывает угол падения звуковых волн. По мере увеличения угла падения звуковых волн звукоизоляция снижается. Ширина частотной области с пониженным прохождением звука зависит от угла падения: чем меньше угол падения, тем шире эта область. Когда звуковые волны падают перпендикулярно к плоскости пластины, прохождение звука соответствует закону масс

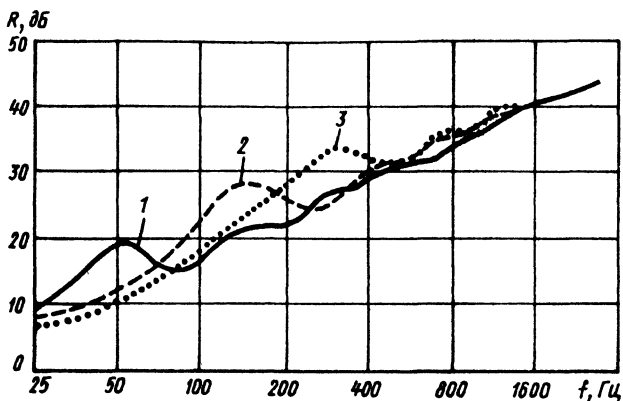


Рис. 3.14. Частотная характеристика звукоизоляции ограждения с $m' = 12,24 \text{ кг/м}^2$ и $\theta_1 = \pi/4$ при инерционном прохождении звука
1 - $a = 3 \text{ м}$; 2 - $a = 1 \text{ м}$; 3 - $a = 0,5 \text{ м}$

В практически интересном случае падения звуковых волн под углами $\theta_1 = 0 - \pi/2$ можно упростить подсчет τ_n , оперируя значением среднего угла падения. Действительно, представим выражение звукового давления в излученной в нижнее полупространство звуковой волне в виде разложения по функциям давления верхнего полупространства:

$$p_{\text{пр}} = \sum_{m_1=0}^{\infty} p_{0m_1} \cos \frac{m_1 \pi x}{l} \exp \left[i K_{02z} \left(z + \frac{h}{2} \right) \cos \theta_2 \right], \quad (3.83)$$

где K_{02z} - составляющая волнового вектора.

Число m_1 имеет непрерывные значения, включая целочисленные. Из граничного условия $(\partial p_{\text{пр}} / \partial z)_{z=-h/2} = i \omega \rho_{02} V_x$, где ρ_{02} - плотность среды нижнего полупространства; $V_x = V_{01} \cos(m_0 \pi x / l)$ (здесь $V_{01} = i \omega \xi_{01}$), получаем для каждого m_1

$$p_{0m_1} = \rho_{02} c_{02} \frac{K_{02}}{K_{02z}} V_{01} \frac{\int_0^l \cos(m_0 \pi x / l) \cos(m_1 \pi x / l) dx}{\int_0^l \cos^2(m_1 \pi x / l) dx}, \quad (3.84)$$

где $m_0 = \frac{K_{01}l}{\pi} \sin \theta_1$; $K_{02z} = \sqrt{K_{02}^2 - (m_1 \pi / l)^2} = K_{0z} \cos \theta_2$; c_{02} - скорость звука в нижнем полупространстве.

После интегрирования числителя выражения (3.84) имеем: $m_0 \sin m_0 \pi / (m_0^2 - m_1^2)$. Легко видеть, что для каждого $m_0 = 1, 2, \dots$ этот интегральный числитель отличен от нуля только при $m_1 = m_0$. Действительно, здесь возникает неопределенность типа $0/0$, раскрытие которой приводит к величине $1/2$. Эту величину можно получить непосредственным интегрированием числителя формулы (3.84), если сразу принять $m_1 = m_0$. Это означает, что при целочисленных m_0 излучение энергии происходит плоской волной. В случае одинаковых сред перед и за пластиной направление распространения излученной волны совпадает с направлением падающей, т.е. $\theta_1 = \theta_2 = \theta$. Для нецелочисленных m_0 , как это следует из соотношения (3.84), при каждом m_1 звуковое давление имеет свое определенное численное значение. Однако основной вклад в величину амплитуды вносит та функция разложения, для которой $m_1 = m_0$. Отсюда следует, что $P_{0(m_1=m_0)} \gg P_{0(m_1 \neq m_0)}$, и можно учитывать только функции разложения с $m_1 = m_0$. Таким образом, давление прошедшей волны может быть представлено в виде:

$$P_{\text{пр}} = P_{0\text{пр}} \exp\{iK_{02}[x \sin \theta_2 + (z + h/2) \cos \theta_2]\}, \quad (3.85)$$

где $P_{0\text{пр}} = P_{0(m_1=m_0)}$.

Из соотношения (3.84) следует:

$$P_{0\text{пр}} = \rho_{02} c_{02} V_0; \quad V_0 = V_{01} / \cos \theta_2. \quad (3.86)$$

На основе выражения (3.86) можно найти интегральную величину колебательной скорости при возбуждении колебаний пластины диффузным звуком, когда звуковые волны падают одновременно под углами $\theta_1 = 0 \div \pi/2$. Согласно теореме о среднем значении

$$\int_0^l V_{00(z)} dz = (1 \div 0) V_{00\text{ср}}, \quad \text{получаем значение } \theta_{1\text{ср}} = 51,7575^\circ. \quad \text{При этом, если}$$

ли брать общий трехмерный случай, $\alpha_x = \arccos(b \sin \theta_{1\text{ср}} / \sqrt{a^2 + b^2})$.

Значения функции F_n , входящей в выражение (3.82), приведены в табл. (3.1) для некоторых размеров ограждений, наиболее часто применяемых для защиты от шума.

Таблица 3.1. Значения функции отклика

Размеры ограждения $a \times b$, м	$F_{\text{н}}$ при частоте, Гц													
	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600
1x0,5	0,771	0,705	0,62	0,5	0,378	0,278	0,319	0,697	1,01	0,882	0,734	1,009	0,828	0,96
1x1	0,61	0,499	0,376	0,373	0,32	0,667	1,009	0,87	0,714	1,008	0,818	0,97	1,004	0,994
1,2x1	0,571	0,454	0,334	0,266	0,412	0,833	1,01	0,774	0,809	0,968	0,911	0,872	0,927	0,917
1,5x1	0,533	0,412	0,3	0,284	0,547	0,954	0,958	0,717	0,945	0,869	1,006	0,933	0,93	1,003
2x1	0,5	0,378	0,278	0,332	0,697	1,01	0,888	0,734	1,009	0,828	0,96	1,005	1,003	0,933
1,5x1,5	0,399	0,291	0,282	0,583	0,975	0,943	0,71	0,97	0,851	1,006	0,964	0,961	1,003	0,957
2,25x1,5	0,317	0,267	0,435	0,899	0,996	0,763	0,85	0,932	0,938	0,871	0,898	0,931	1,001	1
3x3	0,583	0,975	0,943	0,706	0,971	0,851	1,006	0,964	0,961	1,002	0,957	0,958	1,001	0,971

В соответствии с составленной выше моделью прохождения звука, в котором участвуют собственные и инерционные волны звукоизолирующих преград, выражение звукоизоляции запишется в виде:

$$R = 10 \lg P_1 / (P_{2н} + P_{2с}), \quad (3.87)$$

где мощность излучаемая инерционными волнами, определяется зависимостью (3.70), а излучаемая мощность при резонансном прохождении зависимостью (3.86), или

$$R = 10 \lg 1 / (\tau_{и} + \tau_{с}). \quad (3.88)$$

Численные значения звукоизоляции ограждений конечных размеров найдем из соотношения (3.88) с заменой $\tau_{и}$ и $\tau_{с}$ их выражениями (3.82) и (3.81).

В выражении для $\tau_{с}$ (3.81) для пластин с шарнирным опиранием по краям $A_1=A_2$. Для НПР

$$A^4 = 16 A_{0mn_0}^4 / \pi^4$$

$$A_{0mn_0}^2 = \sum_{n_0} \frac{n}{(n^2 - n_0^2)} \quad (3.89)$$

$$A_{0m_0n}^2 = \sum_{m_0} \frac{m}{(m^2 - m_0^2)},$$

где числа $n=1,2,\dots$; $n_0=1/2,3/2,\dots$; $m=1,2,\dots$; $m_0=1/2,3/2,\dots$ соответствуют среднегеометрической частоте $f=f_{ср}$ полосы пропускания.

Подсчет коэффициента прохождения звука $\tau_{с}$ в области НПР ($f_{Гmn_0} \leq f < f_{Гmn}$) может быть проведен по следующей схеме. Вначале определится граничная частота [выражение (3.13)] области НПР. Её приближенное значение найдется из соотношения (2.4) с условием $m_0=m$ (см. рис. 3.2) или $n=n_0$. Если

$$f_{mn_0} = \frac{c_0 m}{2a \sin \alpha_{0mn_0} \sin \theta_1}; \quad f_{m_0n} = \frac{c_0 n}{2b \cos \alpha_{0m_0n_0} \sin \theta_1}, \quad (3.90)$$

то наименьшая частота области НПР соответствует случаю $m = m_0 = 1$, $\theta_1 \rightarrow \pi/2$ и составляет:

$$f_{\Gamma m n_0} = c_0 / (2a \sin \alpha_{0mn_0}); \quad (3.91)$$

где

$$\sin \alpha_{0mn_0} = b / \sqrt{a^2 / 4 + b^2},$$

при этом $a \geq b$.

Верхней граничной частотой области НПР является частота $f_{\Gamma mn}$. Её выражение можно записать как

$$f_{\Gamma mn} = f_{\Gamma} + \Delta f_{\Gamma mn}, \quad (3.92)$$

где f_{Γ} - граничная частота волнового совпадения; $\Delta f_{\Gamma mn}$ - положительная по знаку поправка к f_{Γ} до ближайшего большего ППР.

Для листовых звукоизолирующих конструкций, где в области f_{Γ} достаточно плотный спектр частот собственных колебаний,

$$f_{\Gamma mn} \approx f_{\Gamma} = \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{m'}{D}}. \quad (3.93)$$

Для последующего расчета τ_c в рассматриваемой области частот необходимо определить характеристику самосогласования A_0^4 . Её выражение A_0^2 [см. формулу (3.89)], можно переписать с использованием теоремы о среднем значении:

$$A_0^2 = m_{0\max} \frac{n^2}{(n^2 - n_{0\text{cp}}^2)^2} + n_{0\max} \frac{m^2}{(m^2 - m_{0\text{cp}}^2)^2}; \quad (3.94)$$

здесь первое слагаемое характеризует резонансы m, n_0 , а второе m_0, n .

В зависимости (3.94) $m_{0\max}$ и $n_{0\max}$ определяются из соотношения (2.5), где в круглых скобках $m_0 = m = 1$ и $n_0 = n = 1$:

$$m_{0\max} = a \sqrt{4f^2 / c_0^2 - 1 / b^2}$$

$$n_{0\max} = b\sqrt{4f^2 / c_0^2 - 1 / a^2}$$

$$n_{0\text{cp}}^2 = (n_{0\max} / 2)^2$$

$$m_{0\text{cp}}^2 = (m_{0\max} / 2)^2$$

причем для f_{cp} угол $\theta_1 = \pi/2$.

Величины n^2 и m^2 находятся из уравнения (2.11):

$$n^2 = b^2 \left[\left(2 / \pi \sqrt{m' / D} f \right) - (m_{0\text{cp}}^2 / a^2) \right]; \quad m^2 = a^2 \left[\left(2 / \pi \sqrt{m' / D} f \right) - (n_{0\text{cp}}^2 / b^2) \right]. \quad (3.96)$$

Для легких звукоизолирующих конструкций на рис.3.15-3.17 (для стекла), и на рис. 3.18 - 3.19 (для стали) даны значения A_0^4 , полученные по зависимости (3.94).

Штриховой линией на этих рисунках обозначены значения A_0^4 на частотах выше граничного пространственного резонанса.

Для частот $f \geq f_{\Gamma mn} / 2$ возникают условия дополнительного самосогласования, когда на одной форме собственных колебаний выполняются условия $m_0 = m$, $n_0 \neq n$; $n_0 = n$, $m_0 \neq m$. Характеристика самосогласования здесь имеет вид:

$$A_{01}^2 = m_{01\max} \frac{n_1^2}{(n_1^2 - n_{01\text{cp}}^2)^2} + n_{01\max} \frac{m_1^2}{(m_1^2 - m_{01\text{cp}}^2)^2}, \quad (3.97)$$

где

$$m_1^2 = n_1^2 = \frac{2f}{\pi \left(\frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} \right) \sqrt{D/m'}}; \quad (3.98)$$

где

$$m_{01\max} = a\sqrt{4f^2 / c_0^2 - m_1^2 / b^2}; \quad n_{01\max} = b\sqrt{4f^2 / c_0^2 - n_1^2 / a^2} \quad (3.99)$$

$$n_{01\text{cp}}^2 = (n_{01\max} / 2)^2; \quad m_{01\text{cp}}^2 = (m_{01\max} / 2)^2.$$

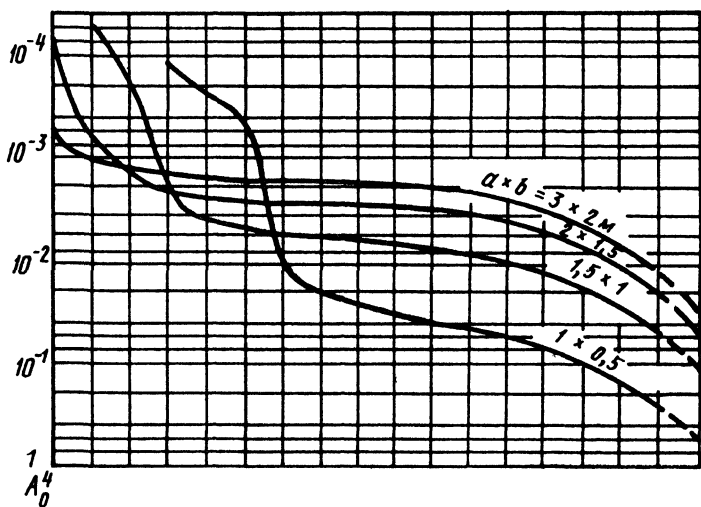
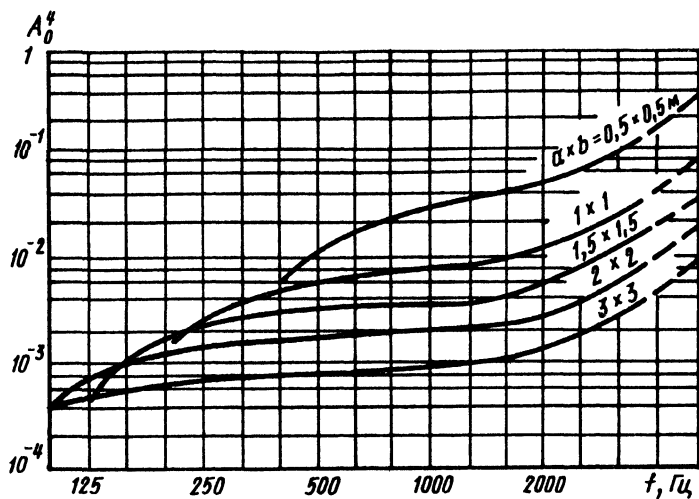


Рис. 3.15. Характеристики самосогласования для стекла $h = 0,003$ м

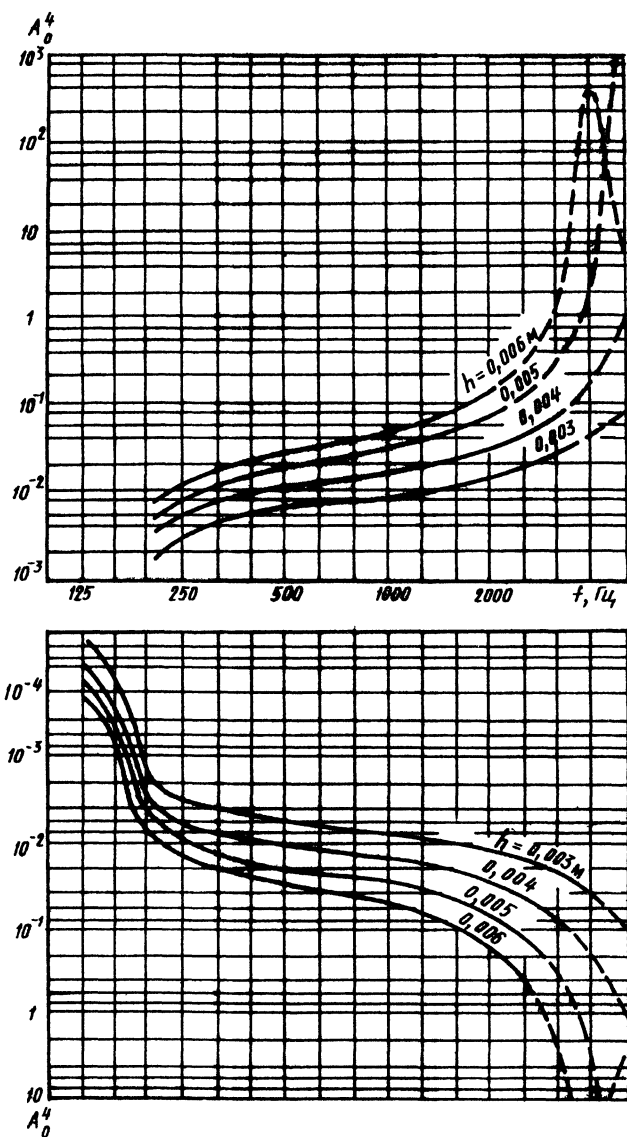


Рис. 3.16. Характеристики самосогласования для стекла, размерами в плане 1х1 м (верхняя часть рисунка) и 1,5х1 м (нижняя часть)

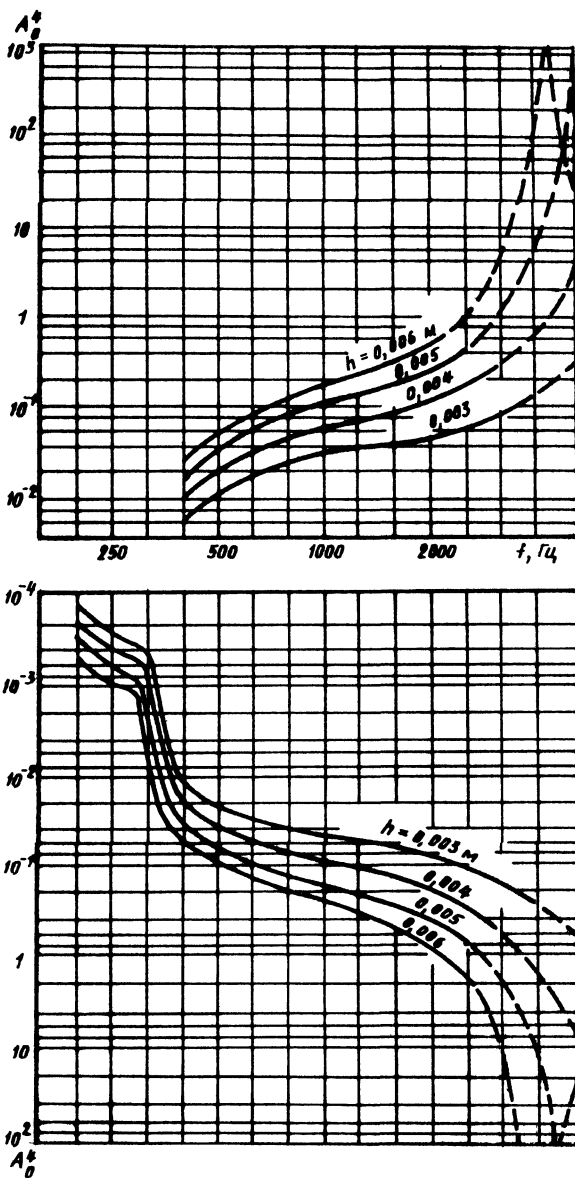


Рис. 3.17. Характеристики самосогласования для стекла, размерами в плане 0,5x0,5 м (верхняя часть рисунка) и 1x0,5 (нижняя часть)

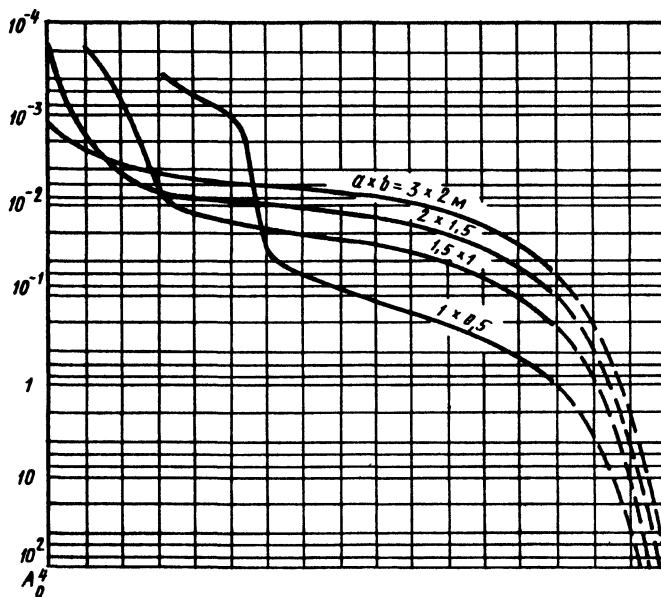
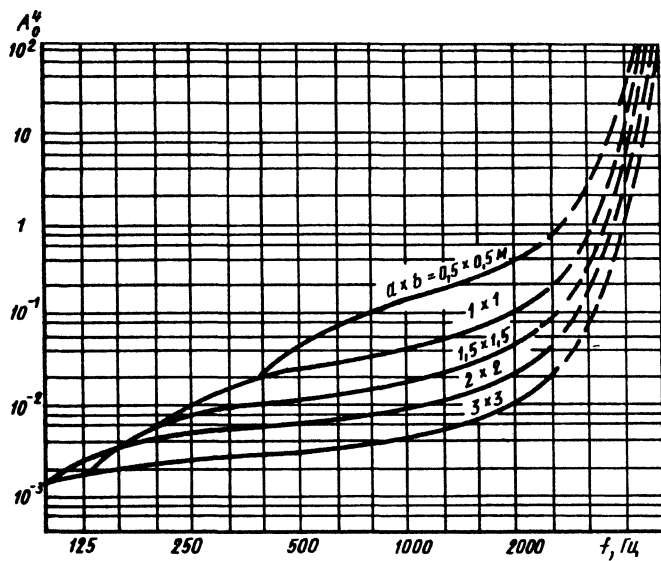


Рис. 3.18. Характеристика самосогласования для стальных листов толщиной 0,005 м

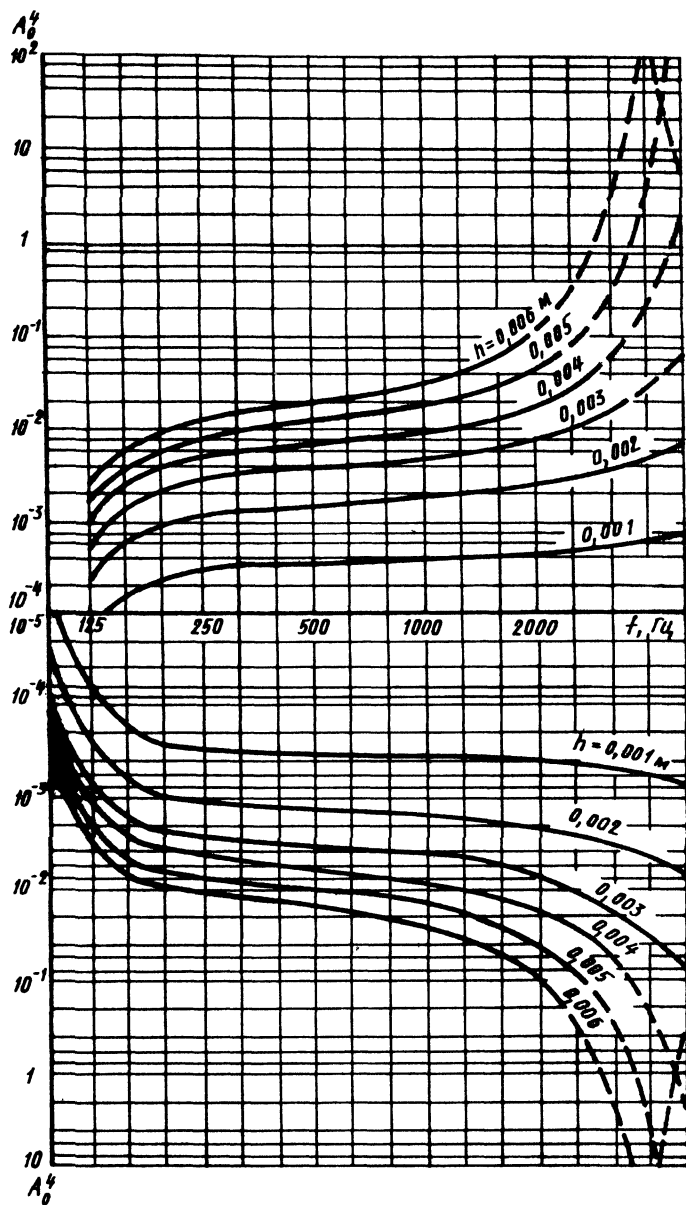


Рис. 3.19. Характеристики самосогласования для стальных листов, размерами в плане $1,5 \times 1,5$ м (верхняя часть рисунка) и $2 \times 1,5$ м (нижняя часть)

Величина A_{01}^2 в области частот $f_{\Gamma mn}/2 < f < f_{\Gamma mn}$ соизмерима с величиной A_0^2 [см. формулу (3.94)]. Например, для гипсовой панели размером в плане 3×2 м², толщиной $h=0,06$ м, с $f_{\Gamma mn}=800$ Гц на частоте 500 Гц $A_0^2=0,46035$ и $A_{01}^2=0,20305$, а на частоте 630 Гц $A_0^2=0,59678$ и $A_{01}^2=0,41537$. Отсюда следует вывод о большей согласованности волновых полей на НПР в этой области частот. Характеристикой самосогласования становится величина A_{00}^4 , причем

$$A_{00}^4 = (A_0^2 + A_{01}^2)^2. \quad (3.100)$$

Звукоизоляция ограждения определится из формулы (3.88) вместе со значениями коэффициентов прохождения звука, найденными из выражений (3.82) и (3.81). Формулу (3.88) можно несколько упростить, если

$$\frac{\pi^2}{\rho_0^2 c_0^2 F_n^2} m'^2 f^2 \cos^2 \theta_1 \gg \frac{2\pi k_f}{k_p \rho_0^2 c_0^2 A^4} m'^2 f^2 \eta \cos \theta_1 \cos \theta_{2c} \gg 1,$$

что справедливо в случае не очень малой массы конструкции на единицу поверхности (это условие практически выполняется для всех ограждений, кроме ограждений из мягких материалов), когда

$$R = 10 \lg \frac{\pi^2}{\rho_0^2 c_0^2} m'^2 f^2 \left/ \left(\frac{F_n^2}{\cos^2 \theta_1} + \frac{8K_p}{K_f \pi^3} \frac{A_0^4}{\eta \cos \theta_1 \cos \theta_{2c}} \right) \right. \quad (3.101)$$

Формула (3.101) справедлива для подсчета звукоизоляции однослойного однородного ограждения во всей нормируемой области частот.

Более конкретный вид принимает эта формула, если учесть особенности в подсчетах K_p , K_f , A_0 . Так, для НПР (см. п.3.3, Б) можно принять $\theta_n = \pi/2$ на частоте $f = \sqrt{f_n f_b}$. Тогда $K_p = (1 - \sin^2 \theta_b)$. Но $\sin \theta = f/f_b$, откуда

$$K_p = 1 - (f/f_b)^2. \quad (3.102)$$

Для третьоктавной полосы пропускания $K_p=0.2$, а для октавной $K_p=0.48$; для третьоктавной полосы $K_f = \Delta f/f = 0.23$, а для октавной $K_f = 0.7$.

Заменяя соотношение $1/\cos\theta_{2c}$ в (3.101) его значением из выражения (3.67), получаем для $\rho_0, c_0 = 420 \text{ кг/м}^2 \text{ с}$

$$R = 10 \lg \frac{0,56}{10^4} \frac{m'^2 f^2}{(2,6 F_{\text{и}}^2 + 0,83 A_0^4 / \eta)}, \quad (f_{\text{гmn}_0} < f < f_{\text{гmn}}). \quad (3.103)$$

Для области ПрПР формула (3.101) перепишется в виде

$$R = 10 \lg \frac{\pi^2}{\rho_0^2 c_0^2} m'^2 f^2 \cos^2 \theta_1 / \left(F_{\text{и}}^2 + \frac{128}{1,15 \pi^7} \frac{A_{0m_0 n_0}^4}{\eta} \right), \quad (f < f_{\text{гmn}_0}), \quad (3.104)$$

где $A_{0m_0 n_0}^2 = \sum_{m_0 n_0} \frac{m^2}{(m^2 - m_0^2)^2} \frac{n^2}{(n^2 - n_0^2)^2}.$

Приближенное значение данной величины может быть определено как

$$A_{0m_0 n_0}^2 = \Delta N [m_{\text{ср}}^4 / (m_{\text{ср}}^2 - m_{0\text{ср}}^2)^4]. \quad (3.105)$$

Число резонансов в полосе частот Δf

$$\Delta N = \frac{\Delta f a b}{2 \sqrt{D / m'}}.$$

В области ППР

$$K_p = (\cos 2\theta_{\text{в}} - \cos 2\theta_{\text{и}}) / 2 = f_{\text{гп}} (\Delta f / f^2).$$

Тогда формула для подсчета звукоизоляции примет вид

$$R = 10 \lg \frac{\pi^2}{\rho_0^2 c_0^2} m'^2 f^2 \cos \theta_1 / \left(\frac{F_{\text{и}}^2}{\cos \theta_1} + \frac{\pi}{8} \frac{f_{\text{гmn}} \bar{s}}{f \eta} \right), \quad (f > f_{\text{гmn}}). \quad (3.106)$$

Коэффициент \bar{s} определяется по формуле (3.64), из которой следует, что осредненное значение \bar{s} зависит от ширины полосы пропускания Δf . Эта зависимость тем сильнее, чем ближе частота анализа f к граничной частоте $f_{\text{гmn}}$: коэффициент излучения увеличивается и звукоизоляция снижается. Снижение существенно тогда, когда $f_{\text{в}} \rightarrow f_{\text{гmn}}$ и остается особенно заметным в области $f_{\text{гmn}} < f < 2f$. Замена здесь полосы пропускания в одну октаву на третьоктавную с $f_{\text{и}} = f_{\text{гmn}}$ снижает значение звукоизоляции на 2 дБ.

Из формулы (3.106) видно, что для часто встречающихся ограждающих конструкций из стекла, дюралюминия ($\eta=0.005$), бетона ($\eta=0.006$) и других подобных материалов звукоизоляция в области частот $f > f_{\Gamma mn}$ управляется резонансным прохождением звука, так как

$$\pi f_{\Gamma mn} \bar{s} / (8 f \eta) \gg F_{\text{и}}^2 / \cos \theta_{\text{лср}} .$$

Формула (3.106) для определения звукоизоляции переписывается как

$$R = 10 \lg \frac{0,88}{10^4} m'^2 \frac{f^3}{f_{\Gamma mn} \bar{s}} \eta, \quad (f > f_{\Gamma mn}). \quad (3.107)$$

Отсюда следует, в частности, что с уменьшением граничной частоты в 2 раза звукоизоляция увеличивается на 3 дБ на одной и той же частоте в области $f > 2f_{\Gamma mn}$.

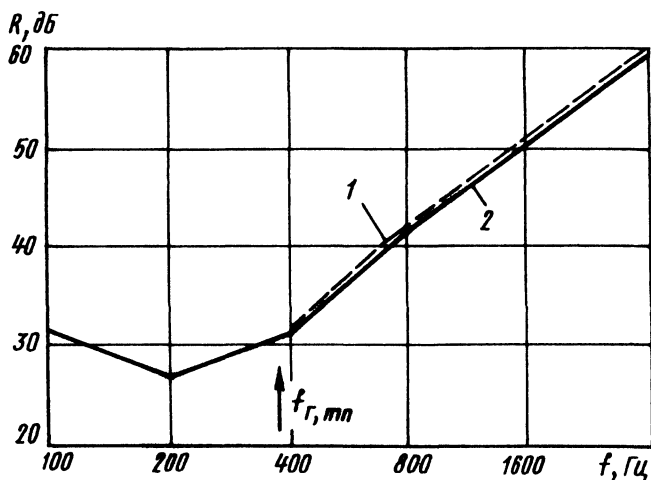


Рис. 3.20. Частотная характеристика звукоизоляции кирпичной перегородки с $m'=102,5 \text{ кг/м}^2$, $\eta=10^{-2}$, $f_{\Gamma mn}=380 \text{ Гц}$
1 - по формуле (3.107), 2 - замеренная (по Бобрану)

Частотная характеристика звукоизоляции, построенная по формуле (3.107), достаточно хорошо согласуется с экспериментальной частотной характеристикой (рис 3.20).

3.7. Повышение звукоизоляции ограждающих конструкций путем демпфирования их звуковых колебаний. Предельная звукоизоляция

Полученная выше формула звукоизоляции (3.101) позволяет построить обобщенную частотную характеристику звукоизоляции однослойного ограждения с разделением вкладов инерционного и резонансного прохождения. На рис.3.21 изображена обобщенная частотная характеристика дюралюминиевого листа размером 1,2 x 1 м с коэффициентом потерь $\eta \approx 0,005$. Кривая звукоизоляции 2 отражает прохождение звука с инерционными волнами. Отсюда следует, что звукоизоляция здесь не зависит от внутренних потерь и степени вибродемпфирования. Поэтому можно утверждать, что кривая 2 выражает "предельный закон" звукоизоляции, превышения которого не произойдет даже при существенном демпфировании собственных волн. Если принять $\rho_0 c_0 = 420 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, то из выражения (3.101) получаем простую формулу предельной звукоизоляции пластин

$$R = 20 \lg \frac{m' f}{F_{и, \text{ср}}} - 46,7. \quad (3.108)$$

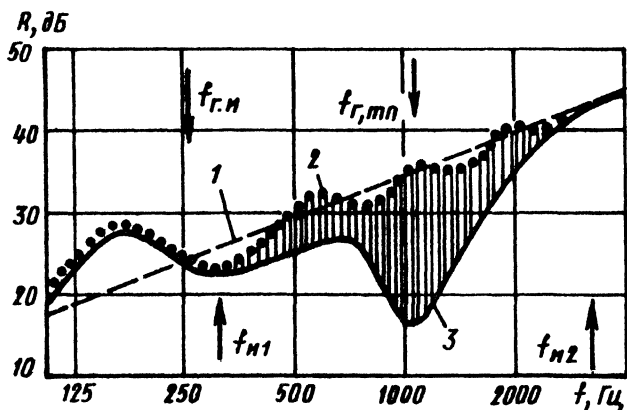


Рис. 3.21. Частотная характеристика звукоизоляции однослойного ограждения конечных размеров:

1 - «закон масс»; 2 - предельная звукоизоляция; 3 - фактическая звукоизоляция

В диапазоне частот от 100 Гц до $f_{н1}$ резонансное прохождение, меньше и решающий вклад в прохождение звука вносят инерционные волны. В диапазоне частот от $f_{н1}$ до $f_{н2}$ звукоизоляция в большей степени определяется резонансным прохождением звука - ее значение тем

выше, чем больше коэффициент потерь. Заштрихованная область (см. рис. 3.21.) между частотными характеристиками, соответствующими резонансному и инерционному прохождению звука, представляет резерв повышения звукоизоляции за счет увеличения потерь энергии на внутреннее трение. Граничным частотам заштрихованной области $f_{н1}$ и $f_{н2}$ соответствуют некоторые значения эффективных коэффициентов потерь $\eta_{эф}$. Приравняв между собой коэффициенты прохождения имеем: для области частот $f < f_{Гmn}$

$$\eta'_{эф} = \frac{\pi}{1,15} \frac{\cos \theta_1 A^4}{\cos \theta'_{2c}}; \quad (3.109)$$

для области частот $f > f_{Гmn}$

$$\eta^*_{эф} = \frac{\pi}{8} \frac{f_{Гmn}}{f} \frac{\cos \theta}{\cos \theta^*_{2c}}, \quad (3.110)$$

где $\cos \theta^*_{2c} = \sqrt{1 - \frac{f_{Гmn}}{f}}$; $\theta'_{2c} = \arcsin \frac{c_0 m_0}{2af \sin \alpha_0}$; $\alpha_0 = \arctg \frac{m_0 b}{n_0 a}$.

Из соотношения (3.109), в частности, следует, что с высоким коэффициентом потерь, например с $\eta=0.005$, резонансное прохождение численно равно инерционному на частотах $f \geq 4f_{Гmn}$. С меньшим коэффициентом потерь ($\eta=0.021$) такая равнозначность прохождения звука будет на частотах $f \geq 8f_{Гmn}$. Для часто встречающегося случая $\eta \leq 0.007$ (бетон, стекло) звукоизоляция панелей определяется резонансным прохождением вплоть до высоких частот. В области частот $f > f_{Гmn}$ наклон кривой частотной характеристики звукоизоляции в соответствии с формулой (3.108) будет близок к наклону 9 дБ на 1 октаву.

Таким образом, возможно регулирование частотами $f_{н1}$ и $f_{н2}$ с целью проектирования оптимальной звукоизоляции в зависимости от спектра изолируемого шума. Отсюда выявляется необходимость рационального демпфирования звуковых колебаний, например, за счет распределенного вибродемпфирования легких ограждений [1], вибродемпфирования краев легких ограждений [2], использования слоистых легких ограждений с прослойками из вибродемпфирующих пластмасс [3] или путем соответствующего изменения внутренней структуры материала строительных ограждающих конструкций [4]. Примером легкой конструкции с повышенным внутренним демпфированием может служить лист резины, собственная звукоизоляция которой определяется преимущественно инерционным прохождением звука и близка к предельному значению.

3.8. Регулирование звукоизоляции за счет изменения размеров ограждающих конструкций

Как следует из формулы (3.101), звукоизоляция ограждений неоднозначно зависит от их размеров в плане. В области низких частот $f < f_{\Gamma n}$ или $f < f_{\Gamma mn_0}$ звукоизоляция повышается за счет конечных размеров ограждения превышение "закона масс" при изоляции диффузного звука достигает 9дБ. Наоборот, в области средних частот $f_{\Gamma n} < f < f_{\Gamma mn}$ звукоизоляция снижается по сравнению с "законом масс" тем более, чем меньше размеры ограждения. Повышение размеров $a > 2,5$ м и $b > 2,5$ м приближает звукоизоляцию ограждения к ее предельному значению в этой области частот, определяемому массой, частотой и функцией отклика F_n . Такая тенденция изменения звукоизоляции изображена на рис.3.22. На высоких частотах в области $f > f_{\Gamma mn}$ характеристика самосогласования $A=1$, и размеры ограждения практически не оказывают влияния на звукоизоляцию.

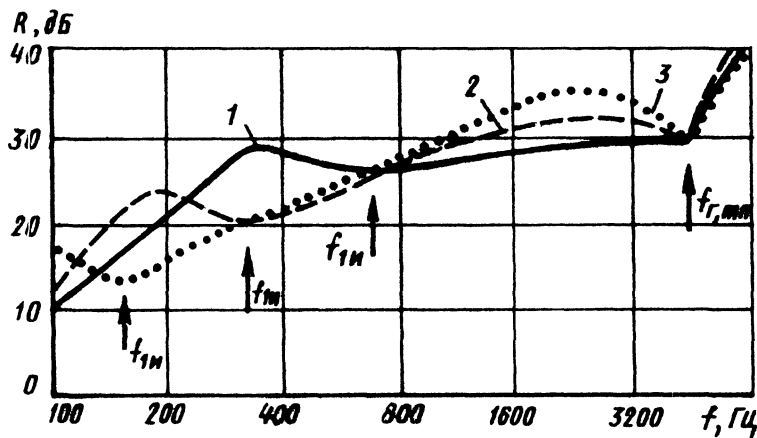


Рис. 3.22. Частотные характеристики звукоизоляции ограждения из дюралюминия толщиной 0.003 м с различными размерами в плане: 1- $1 \times 0,5$; 2- 2×1 м; 3- 2×2 м

Из анализа формулы (3.101) следует и то, что с увеличением толщины ограждения звукоизоляция его в области частот от $f_{\Gamma n}$ до $f_{\Gamma mn}$ снижается по отношению к ее предельному значению (рис.3.23).

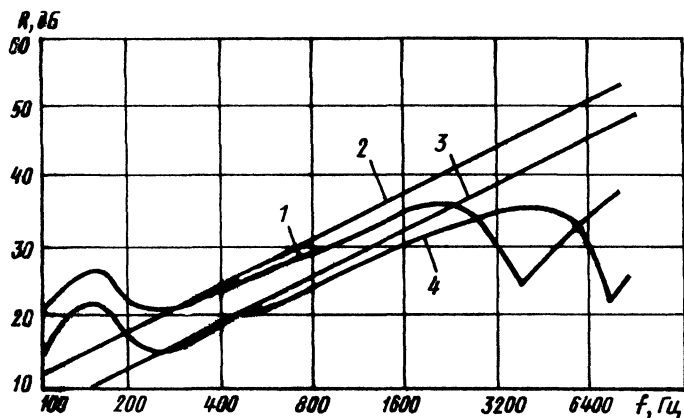


Рис. 3.23. Частотные характеристики звукоизоляции пластин из дюралюминия размером $1,2 \times 1$ м:
1 - по формуле (3.101), $h = 0,004$ м; 2, 3 - «закон масс»; 4 - по формуле (3.101), $h = 0,002$ м

3.9. Влияние на звукоизоляцию ограждающих конструкций способов их опирания

В практике проектирования зданий и сооружений достаточно часто встречаются как случаи жесткого защемления краев ограждений, так и случаи упругого их опирания по контуру. Представляет интерес оценить степень влияния этих способов заделки на их звукоизоляцию.

Из вышесказанного следует, что собственные волны оказывают решающее влияние на прохождение звука в области ППР. Следовательно, именно в этой области частот можно ожидать влияния способа крепления краев ограждения на их звукоизоляцию.

Для ограждения в виде прямоугольной пластины с жестко защемленными краями коэффициент звукоизлучения будет отличаться от коэффициента звукоизлучения пластины в виде полосы (п.3.3, В):

$$\bar{s}_3 = \frac{A_{23}^2}{\cos \theta_{2c3}}, \quad (3.111)$$

где

$$A_{23}^2 = \frac{4 \left(\int_0^a \int_0^b X_3 Y_3 \sin \frac{m_0 \pi x}{a} \sin \frac{n_0 \pi y}{b} dx dy \right)^2}{\int_0^a \int_0^b \sin^2 \frac{m_0 \pi x}{a} \sin^2 \frac{n_0 \pi y}{b} dx dy}, \quad (3.112)$$

здесь $X_3 Y_3$ - функция смещений пластины с защемленными краями [см. формулу (1.59)].

Откуда $\bar{s}_3 = 2,6 / \cos \theta_{c3}$

Характеристика самосогласования звукового поля со стороны падающих звуковых волн и волнового поля пластины имеет вид:

$$A_{13}^2 = \frac{\int_0^a \int_0^b X_3 Y_3 \sin \frac{m_0 \pi x}{a} \sin \frac{n_0 \pi y}{b} dx dy}{\int_0^a \int_0^b \sin^2 \frac{m_0 \pi x}{a} \sin^2 \frac{n_0 \pi y}{b} dx dy}. \quad (3.113)$$

Тогда звукоизоляция пластины с защемленными краями определится по формуле (3.101), где $A_0^4 = A_1^2 A_2^2$; $A_1^2 = A_{13}^2$ и $A_2^2 = A_{23}^2$. Так, для области ППР $A_{23}^2 = 256/\pi^4$, $A_{13}^2 = 16/\pi^4$ и

$$R = 10 \lg \frac{0,2}{10^3} m'^2 \frac{f^3}{f_{ГММ3} \bar{s}_3} \eta, \quad (f > f_{ГММ3}), \quad (3.114)$$

где $\bar{s}_3 = \frac{1}{\Delta f} (f_b \cos \theta_{в3} - f_1 \cos \theta_{н3})$.

На рис.3.24 приведены частотные характеристики звукоизоляции перлитобетонной панели толщиной $h=0,07$ м и размером в плане $2,7 \times 2,7$ м, полученные путем замеров в больших реверберационных камерах. Сплошная линия соответствует жесткому закреплению краев панели, с помощью кирпичной кладки толщиной в один кирпич, штриховая отражает результаты эксперимента с закреплением той же панели в проеме между реверберационными камерами конопаткой и промазкой зазоров гипсовым раствором. Из сравнения фактических кривых видно, что звукоизоляция панели выше при жестком защемлении ее краев по сравнению со свободным опиранием на жесткие опоры. Частотные характеристики, построенные в соответствии с формулами (3.107) и (3.114), согласуются с данными эксперимента. При этом

для упрощения с достаточной точностью принято, что $\theta_{вз} \approx \theta_{в}$ и $\theta_{нз} \approx \theta_{н}$. Граничный пространственный резонанс подсчитан по формуле (3.40).

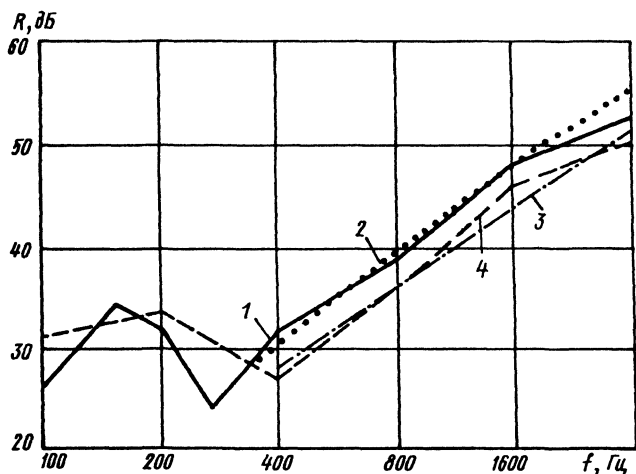


Рис. 3.24. Частотные характеристики звукоизоляции перлитобетонной панели с $m' = 75 \text{ кг/м}^2$, $\eta = 0,63 \cdot 10^2$: 1- замеренная при защемленных краях; 2, 3 - по формуле (3.101); 4- замеренная при свободном опирании на жесткие опоры

В области частот ниже граничного пространственного резонанса, наоборот, звукоизоляция ограждения с защемленными краями будет ниже звукоизоляции этого же ограждения с шарнирным опиранием по контуру из-за соизмеримости A_{13}^2 и A_{23}^2 при резонансном прохождении звука.

Для ограждений с упругим опиранием по краям характеристики самосогласования имеют выражения (3.112) и (3.113) с заменой функции $X_3 Y_3$ на функцию $X_y Y_y$. В крайнем случае, когда коэффициенты жесткости опор $K_1 = K_2 = K_3 = K_4 \rightarrow 0$, коэффициент звукоизлучения в области пространственных резонансов $\bar{s}_y = 2,6$. Тогда звукоизоляция в этой области частот определится формулой (3.114) с заменой $f_{Гmnz}$ и \bar{s}_z на $f_{Гmny}$ и \bar{s}_y .

На рис. 3.25 приведены характеристики звукоизлучения, а на рис. 3.26 – звукоизоляции армоцементной плиты толщиной 0,02 м, размером в плане $1 \times 0,8 \text{ м}$, $E = 0,108 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$, $m' = 40 \text{ кг/м}^2$. Плита размещена между реверберационными камерами с прокладками по краям из мягкой резины толщиной 0,08 м ($K \rightarrow 0$).

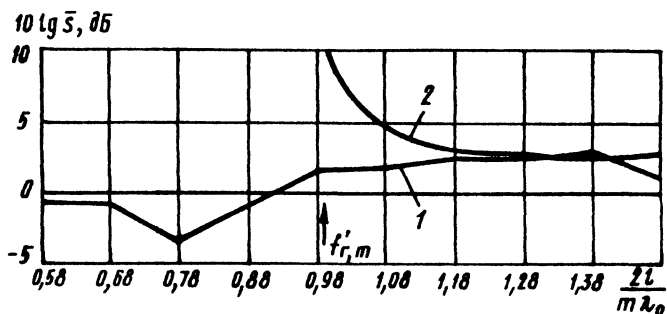


Рис. 3.25. Частотная характеристика звукоизлучения армоцементной плиты:
1 - измеренная; 2 - по формуле (3.111)

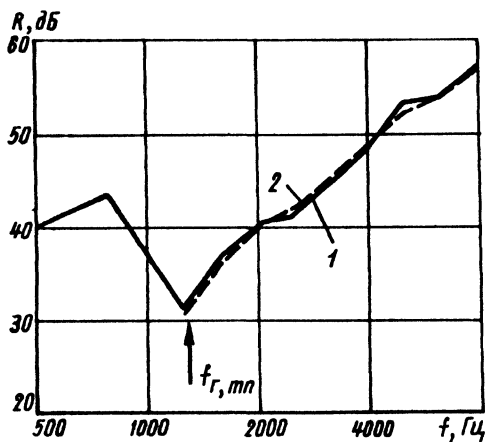


Рис. 3.26. Частотная характеристика звукоизоляции армоцементной плиты:
1 - измеренная; 2 - по формуле (3.114)

3.10. Расчет и проектирование звукоизоляции

Из вышеизложенного следует, что регулирование звукоизоляции одностенных ограждающих конструкций возможно за счет изменения их размеров (включая толщину), изгибной жесткости, коэффициента потерь, массы, способов опирания по контуру. Вблизи граничного пространственного резонанса на звукоизоляцию оказывает влияние ширина частотной полосы спектра изолируемого шума и анализа звукоизоляции.

Расчет исходной звукоизолирующей конструкции можно проводить по следующей схеме. Вначале определяются граничные частоты

ты $f_{\Gamma i}$, $f_{\Gamma mn_0}$ и $f_{\Gamma mn}$. Затем подсчитывается и строится частотная характеристика звукоизоляции по формуле (3.101) с детализацией условий самосогласования волновых полей. Для удобства в расчете можно удерживать те характеристики отдельных явлений самосогласования, которые оказывают решающий вклад в прохождение звука в областях

частот $f_{\text{ни}} < f < \left\{ \frac{f_{\Gamma i}}{f_{\Gamma mn_0}}; \frac{f_{\Gamma i}}{f_{\Gamma mn_0}} \right\} < f < f_{\Gamma mn}; f > f_{\Gamma mn}$; где $f_{\text{ни}}$ - нижняя

частота нормируемого диапазона частот.

На рис. 3.23 сплошной линией нанесена расчетная частотная характеристика звукоизоляции (кривая 4) ограждения из дюралюминиевого листа размером $a \times b = 1,2 \times 1$ м, толщиной $h = 0,002$ м, массой на единицу поверхности (поверхностная масса) $m' = 5,4$ кг/м², с коэффициентом потерь $\eta = 0,002$, $f_{\Gamma mn_0} = 167$ Гц, $f_{\Gamma mn} = 6702$ Гц,

$\sqrt{D/m'} = 2,81$ м²/с. Кривой 1 обозначена частотная характеристика звукоизоляции ограждения из дюралюминиевого листа размером $1,2 \times 1$ м, массой $m' = 10,9$ кг/м², с $\eta = 0,004$, $f_{\Gamma mn_0} = 167$ Гц, $f_{\Gamma mn} = 3514$ Гц,

$\sqrt{D/m'} = 5,36$ м²/с.

Из анализа выполненных подсчетов следует, в частности, что для тонких пластин в прохождение звука решающий вклад вносят инерционные волны вплоть до частоты $f_{\text{и}} < f_{\Gamma mn}/2$. В области частот $f_{\text{и}} < f < f_{\Gamma mn}$ прохождение звука определяет резонансные колебания и здесь повышение звукоизоляции возможно за счет демпфирования звуковых колебаний. В области низких частот ($f < f_{\Gamma mn_0}$) резонансное прохождение звука незначительно снижает звукоизоляцию – на 0,3-0,4 дБ, определяемую преимущественно инерционным прохождением. Значения звукоизоляции, полученные экспериментальным путем, имеют хорошее совпадение с расчетными данными. На рис. 3.27 построены расчетная и измеренная частотные характеристики оштукатуренной с двух сторон кирпичной перегородки размером $4 \times 2,5$ м массой $m' = 133$ кг/м², с $\eta = 0,001$, $f'_{\Gamma mn_0} = 55$ Гц, $f_{\Gamma mn} = 480$ Гц, $D/m' = 1540$ м⁴/с². Здесь же показаны и предельные значения звукоизоляции для данной поверхностной массы ограждения.

Входящие в расчет стандартные величины третьоктавных и октавных полос пропускания даны в табл. 3.2, а на рис. 3.28 нанесены стандартные кривые амплитудно-частотных характеристик части октавных фильтров фирмы "Брюль и Кьер".

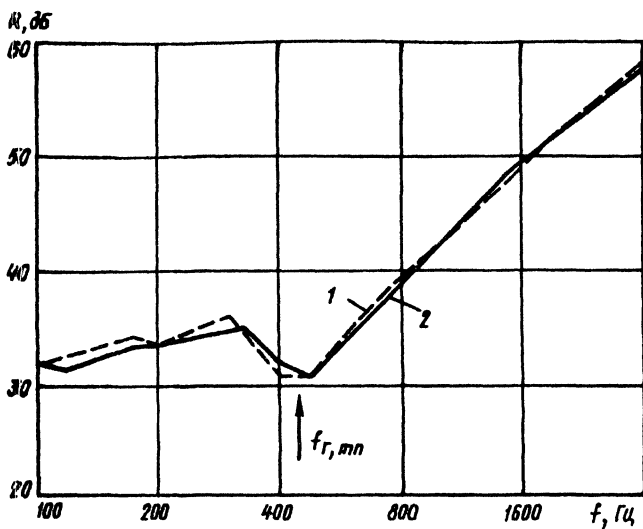


Рис. 3.27. Частотные характеристики звукоизоляции оштукатуренной с двух сторон кирпичной перегородки с $m' = 133$ кг/м:
1 - по формулам (3.108), (3.107) и (3.103); 2 - измеренная

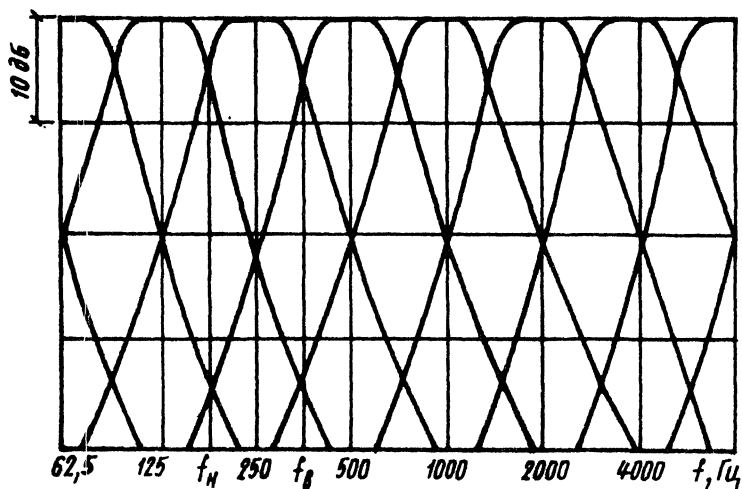


Рис. 3.28. Амплитудно-частотные характеристики октавных фильтров

Таблица 3.2. Среднегеометрические и граничные частоты октавных и треть-
октавных полос, Гц.

Среднегеометрические частоты	Граничные частоты для полос	
	октавных	третьоктавных
50	45-90	45-56
63		56-71
80		71-90
100	90-180	90-112
125		112-140
160		140-180
200	180-355	180-224
250		224-280
315		280-355
400	355-710	355-450
500		450-560
630		560-710
800	710-1400	710-900
1000		900-1120
1250		1120-1400
1600	1400-2800	1400-1800
2000		1800-2240
2500		2240-2800
3150	2800-5600	2800-3540
4000		3540-4500
5000		4500-5600
6300	5600-11200	5600-7100
8000		7100-9000
10000		9000-11200

4.1. Прохождение звука

Для изоляции шума повышенного уровня часто применяются ограждения, состоящие из двух, трех и т.д. конструктивных слоев (пластин), разделенных воздушными промежутками. Эти промежутки могут заполняться газами или пористым звукопоглощающим материалом. В результате известных теоретических исследований большая ясность достигнута в процессе прохождения звука через двойные конструкции. Однако численные подсчеты, опирающиеся на эти теоретические разработки, носят для конструкций конечных размеров больше оценочный характер. Возникает необходимость дальнейшего дополнительного рассмотрения прохождения звука через двойные ограждающие конструкции.

Составим модель прохождения звука, основанную на понятии самосогласования волновых полей (см. гл. 2) при выделении в процессе прохождения звука за счет резонансных и инерционных звуковых колебаний. В отличие от известной схемы прохождения звука через двойные ограждения, здесь (рис.4.1) дополнительно учитываются

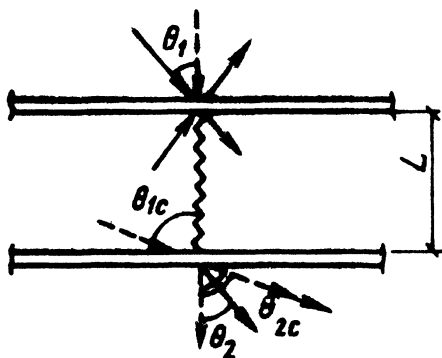


Рис. 4.1. Прохождение звука через двойные ограждения

нормальная составляющая вектора колебательной скорости в падающей звуковой волне и собственные волны в промежутке с углом падения θ_{2c} . Основными путями прохождения звука через двойные конструкции будут пути через обе пластины и воздушный промежуток как самостоятельные колебательные структуры и через всю конструктивную систему в целом, звуковые колебания пластин в которой взаимосвязаны упругостью воздушного промежутка между ними. В соответ-

ствии со сказанным можно записать выражение коэффициента прохождения через двойную конструкцию:

$$\tau = \tau_{\text{пи}} + \tau_{\text{пс}} + \tau_{1\text{и}}\tau_{2\text{и}} + \tau_{1\text{с}}\tau_{2\text{с}}, \quad (4.1)$$

где индексы "п" означают прохождение звука через пластины с упругой связью между собой. При этом

$$\tau_{\text{пи}} = 1 / \left\{ \left[\frac{\pi^2}{\rho_0^2 c_0^2} \frac{m'^2 f^2}{F_{1\text{и}}^2} \left(\frac{f^2}{f_0^2} - 1 \right)^2 \right] + 1 \right\}, \quad (4.2)$$

здесь $m' = m'_1 + m'_2$; $F_{1\text{и}}$ - функция отклика первой пластины, на которую падает звук [см. формулу (3.20)]; f_0 - резонансная частота системы «масса – упругость – масса»:

$$f_0 = 60 \sqrt{\frac{m'_1 + m'_2}{L m'_1 m'_2}}; \quad (4.3)$$

L - расстояние между пластинами, м;

$$\tau_{\text{пс}} = 1 / \left\{ \left[\frac{\pi^2}{\rho_0^2 c_0^2} \frac{m'^2 f^2}{A^2} \left(\frac{f^2}{f_0^2} - 1 \right)^2 \right] + 1 \right\}, \quad (4.4)$$

(здесь величина A определяется из соотношения (3.89)).

Инерционное прохождение звука последовательно через первую пластину, воздушный промежуток и вторую пластину оценивается коэффициентами:

$$\tau_{1\text{и}} = 1 / \left(\frac{\pi^2}{\rho_0^2 c_0^2} \frac{m_1'^2 f^2 \cos^2 \theta_1}{F_{1\text{и}}^2} + 1 \right), \quad (4.5)$$

$$\tau_{2\text{и}} = 1 / \left(\frac{\pi^2}{\rho_0^2 c_0^2} \frac{m_2'^2 f^2 \cos^2 \theta_2}{F_{2\text{и}}^2} + 1 \right), \quad (4.6)$$

где θ_2 - угол падения на вторую пластину звуковых волн, образующих формы собственных колебаний воздушного промежутка вдоль плоско-

стей пластин. В большинстве практически используемых конструктивных решений двойных ограждающих конструкций $\cos \theta_2 = L / \sqrt{a^2 + L^2}$.

Характер резонансного прохождения звука будет различен для областей частот $f < f_{\Gamma mn}/2$; $f_{\Gamma mn}/2 \leq f < f_{\Gamma mn}$; $f > f_{\Gamma mn}$, как и для однослойных пластин. Для области частот $f < f_{\Gamma mn}/2$ коэффициенты резонансного прохождения через первую и вторую пластины соответственно будут:

$$\tau_{1c} = 1 / \left(\frac{\pi^3 \cdot 1,15}{8\rho_0^2 c_0^2 A_{01}^4} m_1'^2 f^2 \eta_1 \cos^2 \theta_1 + 1 \right); \quad (4.7)$$

$$\tau_{2c} = 1 / \left(\frac{\pi^3 \cdot 1,15}{8\rho_0^2 c_0^2 A_{02}^4} m_2'^2 f^2 \eta_2 \cos^2 \theta_2 + 1 \right); \quad (4.8)$$

Для областей частот $f_{\Gamma mn}/2 \leq f < f_{\Gamma mn}$ справедливы выражения коэффициентов прохождения звука [см. формулы (4.7) и (4.8)], в которых A_{01}^4 и A_{02}^4 заменяются на A_{001}^4 и A_{002}^4 . На более высоких частотах ($f > f_{\Gamma mn}$)

$$\tau_{1c} = 1 / \left(\frac{8\pi}{\rho_0^2 c_0^2} m_1'^2 \frac{f^3}{f_{\Gamma mn}} \eta_1 \cos \theta_1 \sqrt{1 - f_{\Gamma mn}} + 1 \right); \quad (4.9)$$

$$\tau_{2c} = 1 / \left(\frac{8\pi}{\rho_0^2 c_0^2} m_2'^2 \frac{f^3}{f_{\Gamma mn}} \eta_2 \cos \theta_2 \sqrt{1 - \frac{f_{\Gamma mn}}{f}} \cos \theta_2 + 1 \right). \quad (4.10)$$

Из анализа формулы (4.1) следует, что наличие и размеры воздушного промежутка оказывают существенное влияние на звукоизоляцию двойных ограждающих конструкций. Упругие связи по нормали между пластинами и появляющиеся резонансные явления вдоль воздушного промежутка во многом обуславливают характер частотной зависимости звукоизоляции таких конструкций. В достаточно узкой области резонансной частоты f_0 прохождение звуковой энергии объяснено движению пластин, связанных между собой упругостью воздуха.

Некоторое влияние на звукоизоляцию резонанс системы оказывает и в более широкой области частот $f_0/2 < f < 2f_0$.

На средних частотах $f_0 < f < f_{\Gamma mn}/2$ для сравнительно тонких и больших по размерам в плане пластин, где может происходить "запи-

вание" свободных волн (см. п.1.10), решающий вклад в прохождение звука вносят инерционные волны в первой и второй пластинах со значительным влиянием резонансных явлений в воздушном промежутке между ними. Наоборот, для пластин с большей изгибной жесткостью и малых по размерам в плане, звукоизоляцию двойного ограждения определяет резонансное прохождение звука через обе пластины, где "запирание" свободных волн может играть демпфирующую роль, и через воздушный промежуток. В обоих случаях на частотах $f_{\Gamma mn}/2 < f < f_{\Gamma mn}$ для пластин с одинаковыми физико-механическими характеристиками прохождение звука диктуется резонансом.

В области полных пространственных резонансов второй пластины $f > f_{2\Gamma mn}$ углы образования звуковыми волнами форм собственных колебаний воздуха, находящегося в промежутке между пластинами, $\theta_{2m_0n_0}$ и $\alpha_{2m_0n_0}$, как правило, не совпадают с углами полного пространственного резонанса θ_{2mn} , α_{2mn} и углом волнового совпадения. В силу этого снижение звукоизоляции в области граничной частоты $f_{2\Gamma mn}$ этой пластины будет менее заметным.

4.2. Расчет звукоизоляции двойных конструкций

Рассмотрим пример определения звукоизоляции окна из двух силикатных стекол толщиной $h_1=h_2=h=0,003$ м, размером $1,2 \times 1$ м, с расстоянием между стеклами $L=0,02$ м, $m'_1=m'_2=m=7,8$ кг/м²; $\eta_1=\eta_2=\eta=5 \cdot 10^{-3}$, $D_1/m'_1=D_2/m'_2=D/m=22,2$ м⁴/с².

Определим сначала граничные частоты характерных областей. Граничный пространственный резонанс $f_{\Gamma mn} \approx (c_0^2/2\pi) \sqrt{m'_1/D_1} = 4000$ Гц; граничный неполный пространственный резонанс $f'_{\Gamma mn_0} = c_0/(2a) = 143$ Гц; граничная частота инерционного прохождения с $m_0=1$ составляет $f_{\Gamma n} = c_0/(2a \sin \theta_{cp}) = 344/(2 \cdot 1,2 \cdot 0,785) = 183$ Гц. Резонансная частота системы по формуле (4.3) $f_0 = 215$ Гц.

Расчет и построение частотной характеристики звукоизоляции ведется в соответствии с формулой (4.1) и с учетом формул (4.2) - (4.10) при $\rho_0 c_0 = 420$ кг/м²·с. Поскольку для третьоктавной полосы со среднегеометрической частотой 125 Гц, $\tau_{nн} = 0,0009644$, $\tau_{nc} = 0,0000751$, $\tau_{1н}\tau_{2н} = 0,003792$, $\tau_{1c}\tau_{2c} = 0,001266$, то $R = 10 \lg(1/\tau) = 22,55$ дБ. Отсюда видно, что больший вклад в прохождение звука вносит инерционная составляющая.

Для частоты 160 Гц $\tau_{nн} = 0,0114943$, $\tau_{nc} = 0,0002015$, $\tau_{1н}\tau_{2н} = 0,0021897$, $\tau_{1c}\tau_{2c} = 0,0037637$ и $R = 17,53$ дБ. В этой третьоктавной час-

тотной полосе больший вклад в прохождение звука вносят звуковые колебания системы двух стекол с упругой связью через воздух при возбуждении инерционных колебаний первого стекла.

На частоте 200 Гц $\tau_{пн}=0,0293772$, $\tau_{пс}=0,0045031$, $\tau_{1н}\tau_{2н}=0,005062$, $\tau_{1с}\tau_{2с}=0,0029403$, и $R=13,78$ дБ. Решающий вклад в прохождение оказывает резонанс системы, частота которого f_0 входит в данную третьоктавную полосу.

В следующей третьоктавной полосе со среднегеометрической частотой 250 Гц $\tau_{пн}=0,00855$, $\tau_{пс}=0,0005982$, $\tau_{1н}\tau_{2н}=0,01041$, $\tau_{1с}\tau_{2с}=0,003889$ и $R=16,3$ дБ.

На частоте 500 Гц $\tau_{пн}=0,0001355$, $\tau_{пс}=0,0000012$, $\tau_{1н}\tau_{2н}=0,0021667$, $\tau_{1с}\tau_{2с}=0,0011899$, и $R=24,57$ дБ. Наблюдается соизмеримость вкладов инерционного и резонансного прохождения.

На частоте 1000 Гц резонансная частота не влияет на величину прошедшей звуковой энергии, $\tau_{1н}\tau_{2н}=0,0003195$, $\tau_{1с}\tau_{2с}=0,0002485$ и получаем $R=33,7$ дБ.

На частоте 2000 Гц $\tau_{1н}\tau_{2н}=0,0000319$, $\tau_{1с}\tau_{2с}=0,0000191$ - $R=42,9$ дБ.

На частоте 3150 Гц подсчитываем $A_{00}^2 = A_0^2 + A_{01}^2$. В результате подсчета имеем, что $A_{00}^2 = 0,06 + 0,0643 = 0,1243$. Тогда $\tau_{1н}\tau_{2н}=0,0000072$, $\tau_{1с}\tau_{2с}=0,0000973$, и $R=39,8$ дБ.

Нижней частотой полосы является частота $f_{Гmn}$. Среднегеометрической частотой полосы $f_{Гmn}-f_v$ является частота 4242 Гц. В соответствии с формулами (4.9) и (4.10) получаем: $\tau_{1с}\tau_{2с}=0,0018875$, а $R=27,2$ дБ; на частоте 5000 Гц $\tau_{1с}\tau_{2с}=0,00024$ и $R=36,2$ дБ.

По результатам подсчета строим частотную характеристику звукоизоляции. На рис. 4.2. нанесены данные измерений звукоизоляции описываемого ограждения, выполненных в реверберационных камерах объемом 180 и 72 м³.

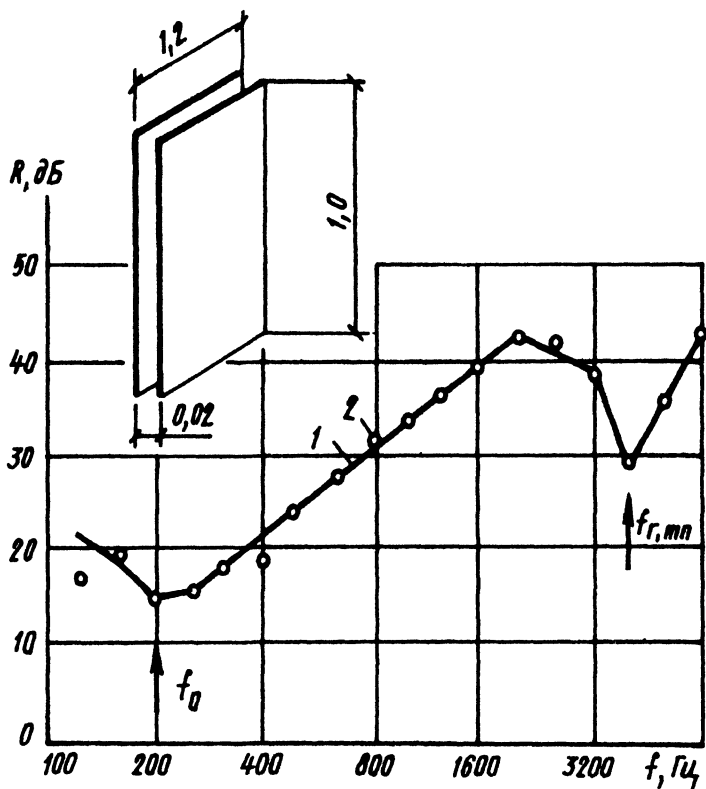


Рис. 4.2. Частотная характеристика звукоизоляции двойной конструкции из двух силикатных стекол $h_1 = h_2 = 0,003$ м, размером 1,2x1 м:
1 - по формуле (4.1); 2 - эксперимент

5.1. Резонансный и инерционный отклик призматической оболочки на воздействие звука

Рассмотрим особенности процесса резонансного прохождения звука через призматическую оболочку, образующую в поперечном сечении замкнутый четырехугольный контур с неизменными прямыми углами при одинаковой длине сторон контура ($l_1=l_2=l_3=l_4$) (см. рис. 1.7). Пусть на одну из сторон призматической оболочки падают плоские монохроматические волны под некоторым углом θ_1 , что возможно, например, при использовании конструктивной системы здания, показанного на рис. 5.1. Для определения амплитуды нормальных колебаний пластин, составляющих оболочку, принимаем, что звуковое поле во внешней среде задано звуковым давлением. Падающая звуковая волна характеризуется звуковым давлением

$$p_{\text{пад}} = p_{01} \exp\{i[\omega t - k_0[x \sin \theta_1 - (z - h/2) \cos \theta_1] + \psi_p]\}. \quad (5.1)$$

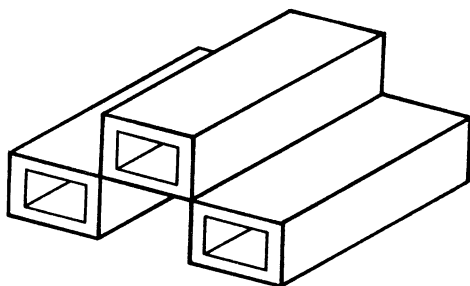


Рис. 5.1. Возможная конструктивная система здания из блок-комнат

В отраженной звуковой волне

$$p_{\text{отр}} = p_{02} \exp\{i[\omega t - k_0[x \sin \theta_1 + (z - h/2) \cos \theta_1] + \psi_p]\}. \quad (5.2)$$

На основе принципа суперпозиции общее звуковое давление в полупространстве $z > 0$ определяется выражением

$$p_{\text{в}} = p_{\text{пад}} + p_{\text{отр}}.$$

Если рассматривать поле в плоскости пластины, т.е. $z=h/2$ получаем:

$$p_{\text{в}} = (p_{01} + p_{02}) \exp[i(\omega t - k_0 x \sin \theta_1 + \psi_p)]. \quad (5.4)$$

Принимаем начальную фазу у падающей волны $\psi_p = \pi/2$, тогда

$$p_v = |(p_{01} + p_{02}) \sin(k_0 x \sin \theta_1)| e^{i\omega t}. \quad (5.5)$$

Поскольку рассматривается диффузное падение звука, то аргумент можно представить в виде (см. п.2.1):

$$k_0 l_1 \sin \theta_1 = m\pi \quad (5.6)$$

или

$$m = 2l_1 \sin \theta_1 / \lambda_0, \quad (5.7)$$

где m - число следов звуковых полуволн на поверхности пластины.

С учетом этого суммарное звуковое давление (для $z > 0$) будет:

$$p_v = \left| (p_{01} + p_{02}) \sin \frac{m\pi}{l_1} x \right| e^{i\omega t}. \quad (5.8)$$

Учитывая еще и давление в прошедшей волне $p_{пр}$, результирующее давление запишется таким образом:

$$p = \left| p_m \sin \frac{m\pi}{l_1} x \right| e^{i\omega t}, \quad (5.9)$$

где $p_m = p_{01} + p_{02} - p_{03}$.

Отсюда видно, что с увеличением амплитуды прошедшей волны амплитуда суммарного давления уменьшается. Функции смещений ξ каждой составляющей оболочки пластины выражаются зависимостями (1.118) и (1.120).

Используя принцип Гамильтона (см. п. 3.1), получаем амплитуду колебаний стенок призматической оболочки:

$$\xi_m = \frac{2 \int_0^{l_1} p(x) \xi_1(x) dx}{\left(m_1' \int_0^{l_1} \xi_1^2 dx + m_2' \int_{l_1}^{l_2} \xi_2^2 dx + m_3' \int_{l_2}^{l_3} \xi_3^2 dx + m_4' \int_{l_3}^{l_4} \xi_4^2 dx \right) \omega_p^2}. \quad (5.10)$$

Отсюда видно, что в отклике призматической оболочки на воздействие звукового давления на одну составляющую ее пластину участвуют все пластины.

В свою очередь инерционный отклик оболочки в условиях падения звука на одну из составляющих её пластин

$$\xi_u = 2 \int_0^{l_1} p(x) \xi_{1u}(x) dx \left/ \left(m_1' \omega^2 \int_0^l \xi_{1u}^2 dx \right) \right. \quad (5.11)$$

5.2. Звукоизоляция блок-комнат. Отток энергии и косвенная передача звука

Следуя схеме вывода зависимостей звукоизоляции ограждающих конструкций, данной в гл. 3, можно записать выражение звукоизоляции оболочки (блок-комнаты, кабины наблюдения, кожуха и т.п.) как

$$R = 10 \lg \frac{1}{\tau_n + \tau_{1c} + \tau_{2c}}, \quad (5.12)$$

где (τ_n - коэффициент прохождения звука с исходным значением амплитуды колебания [см. формулу (5.11)]; τ_{1c} и τ_{2c} - коэффициенты резонансного прохождения звука со смещениями пластин оболочки в соответствии с функциями (1.118) и (1.120).

Для упрощения проведем анализ особенностей звукоизоляции оболочки с равной толщиной всех составляющих ее пластин в диапазоне ППР. Как это можно видеть из рассмотрения прохождения звука через одиночную пластину в области ППР, $\tau_n \ll \tau_{1c}$ и $\tau_n \ll \tau_{2c}$. Поэтому выражение звукоизоляции оболочки будет иметь вид:

$$R = 10 \lg \frac{2\pi M_0^2}{\rho_0^2 c_0^2} \frac{m'^2 f^3 \cos \theta_{lcp}}{f_{\Gamma mn} \sum_j \bar{s}_j} \eta, \quad (5.13)$$

где M_0 - число, указывающее во сколько раз $\sum_j m'$ больше поверхностной массы пластины, на которую падает звук.

Из анализа формулы (5.13) и сопоставления её с формулой звукоизоляции одиночной пластины (3.107) следует вывод, что звукоизоляция отдельно взятой пластины оболочки ($\sum \bar{s}$ заменяется на коэффициент излучения исследуемой пластины оболочки \bar{s}) повышается по сравнению со звукоизоляцией этой пластины с шарнирным опиранием по краям. Это повышение, возникающее вследствие оттока энергии в другие пространственно взаимосвязанные пластины, для случая равных толщин стенок блока, равно 6 дБ. Если учитывать излучение звука и другими стенками, то эффект повышения звукоизоляции облучаемого ограждения снижается за счет косвенной передачи и звукоизоляция блок-комнаты

становится равной звукоизоляции шарнирно опертой пластины. На рис.5.2 показаны результаты эксперимента по определению звукоизоляции одной облучаемой диффузным звуком пластины модели блок-комнаты в масштабе 1:5, а также по определению звукоизоляции всей конструкции блока. На этом рисунке приведены частотные характеристики в соответствии с формулой (5.13) для учета \bar{s}_1 или $\sum_j \bar{s}_j$. Из сравнения кривых можно судить о правомерности сделанных выводов.

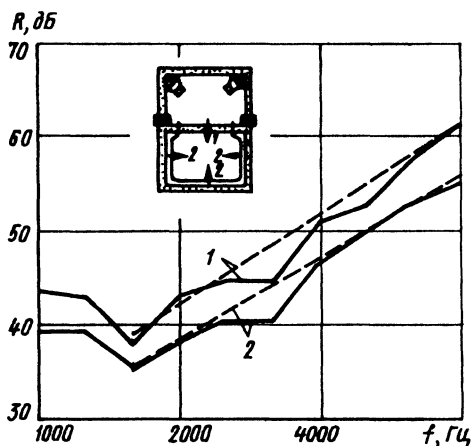


Рис. 5.2. Частотные характеристики звукоизоляции блок-комнаты: 1,2- номера путей прохождения звука; сплошные линии - эксперимент; штриховые линии - по формуле (5.13)

При неравной толщине стенок возможно повышение звукоизоляции блок-комнаты по сравнению со звукоизоляцией облучаемой стенки, если последняя имеет меньшую толщину по сравнению с другими стенками. И наоборот, звукоизоляция более толстой облучаемой звуком стенки повышается за счет утечки энергии меньше, чем снижается за счет косвенной передачи энергии в изолируемое помещение.

В диапазоне частот ниже граничного пространственного резонанса коэффициенты излучения стенок существенно меньше коэффициента излучения стенки, звуковые колебания которой возбуждаются непосредственно падающим на нее звуком. В этом случае, согласно формуле (5.13), звукоизоляция блок-комнаты будет выше звукоизоляции отдельно взятой шарнирноопертой пластины.

Глава 6. Изоляция направленно падающего звука однослойными конструкциями

6.1. Частотная и угловая характеристики прохождения звука

Рассмотрим взаимосвязь волнового движения реальных пластин с волновым движением в окружающей среде. Для решения поставленной задачи используем прием соотношения волновых параметров m , m_1 , n , n_1 и углов α и α_1 (см. п. 1.3 и 1.4), которые связаны следующими зависимостями (2.4), (2.11):

$$m_1 = k_0 a / \pi \sin \alpha_1 \sin \theta_1 ; \quad (6.1)$$

$$n_1 = k_0 b / \pi \cos \alpha_1 \sin \theta_1 ; \quad (6.2)$$

$$m = k_u a / \pi \sin \alpha ; \quad (6.3)$$

$$n = k_u b / \pi \cos \alpha . \quad (6.4)$$

Звуковая волна, падающая на пластину под определенным углом θ_1 , возбуждает в пластине инерционную волну с той же частотой и свободную волну, которая может быть отличной от инерционной по форме и по частоте. По типу возникающие упругие волны могут быть изгибными и продольными. Наличие краев у пластины (в нашем случае пластина прямоугольная) и падение на них инерционных и свободных волн приводит к образованию свободных упругих волн, распространяющихся от краев под определенным углом к сторонам пластины.

Наиболее благоприятные условия для прохождения звука через пластину будут в случае наилучшего согласования волновых параметров звукового и вибрационного полей.

Если частота падающих звуковых волн под углом θ_1 равна частоте собственных колебаний пластины, то возможны три случая:

- пространственного резонанса, при котором $k_u = k_0$, $\alpha = \alpha_1$, т.е. $m = m_1$, $n = n_1$;
- неполного пространственного резонанса, когда амплитуда колебаний наибольшая в случае частичной согласованности волновых параметров $k_{ux} = k_{0x}'$, $k_{uy} \neq k_{0y}'$ или $k_{ux} \neq k_{0x}'$, $k_{uy} = k_{0y}'$, $\alpha \neq \alpha_1$, т.е. $m = m_1$, $n \neq n_1$ или $m \neq m_1$, $n = n_1$;
- простого пространственного резонанса, который характерен наибольшей амплитудой колебаний при несоответствии волновых па-

параметров $k_u \neq k_0'$, $\alpha \neq \alpha_1$, т.е. $m \neq m_1$, $n \neq n_1$.

Пусть на прямоугольную пластину со сторонами a и b , шарнирно опертую по четырем сторонам, падает монохроматическая плоская звуковая волна под некоторым углом θ_1 . Принимаем пластину тонкую и поэтому будем учитывать только ее изгибные колебания. Выберем прямоугольную систему координат так, чтобы ее начало совпадало с нижней левой вершиной пластины, а оси x и y направим вдоль ее краев. Плоскость XOY совместим с нейтральной плоскостью пластины.

В случае пространственного резонанса $k_u = k_0'$, $\alpha = \alpha_1$, амплитуда смещений пластины

$$\xi_{mn} = \frac{P_{0mn}}{m'[\omega_{mn}^2(1 - i\eta) - \omega^2]}. \quad (6.5)$$

В этом выражении условия волнового совпадения уже выполнены полностью, а при соблюдении условия $\omega = \omega_{mn}$ наблюдается эффект пространственного резонанса и максимальное прохождение звука. Условием существования эффекта пространственного резонанса будет: $k_0 = k_{mn}/\sin \theta_1$ или $c_{mn} = c_0/\sin \theta_1$.

В отличие от бесконечной пластины, где каждая частота является собственной, для пластины конечного размера при падении звуковых волн под углом θ_1 пространственный резонанс и наибольшее прохождение звука наблюдается лишь на частотах собственных колебаний, которые носят дискретный характер.

При НПР, где имеет место частичная согласованность волновых параметров $k_{ux} = k_{0x}'$, $k_{uy} \neq k_{0y}'$, $\alpha \neq \alpha_1$,

$$\xi_{m(n)} = \frac{P_{0mn_1}}{m'[\omega_{m(n)}^2(1 + i\eta) - \omega^2]} \frac{2c_0\omega \cos \alpha}{b \sin \theta_1 (\omega^2 \cos^2 \alpha - \omega_{m(n)}^2 \cos^2 \alpha_1)}; \quad (6.6)$$

и в случае соотношений $k_{ux} \neq k_{0x}'$, $k_{uy} = k_{0y}'$, $\alpha \neq \alpha_1$

$$\xi_{(m)n} = \frac{P_{0m_1n}}{m'[\omega_{(m)n}^2(1 + i\eta) - \omega^2]} \frac{2c_0\omega \sin \alpha}{a \sin \theta_1 (\omega^2 \sin^2 \alpha - \omega_{(m)n}^2 \sin^2 \alpha_1)}. \quad (6.7)$$

В случае простых пространственных резонансов, когда $k_u \neq k_0'$, $\alpha \neq \alpha_1$,

$$\xi_{(m)n} = \frac{p_{0m_1n_1}}{m'[\omega_{(m)n}^2(1+i\eta) - \omega^2]} * \frac{16c_0^2\omega\sin\alpha\cos\alpha}{ab\sin^2\theta_1(\omega^2\sin^2\alpha - \omega_{(m)(n)}^2\sin^2\alpha_1)(\omega^2\cos^2\alpha - \omega_{(m)(n)}^2\cos^2\alpha_1)} \quad (6.8)$$

При выводе частотно-угловых характеристик смещения пластин индексы m, m_1, n, n_1 заменим их значениями. Усреднив далее частотно-угловые зависимости прохождения звука в частотном интервале Δf , запишем квадрат амплитуды смещений пластины:

на частоте ПР

$$\xi^2 = p^2 / (32\pi^3 m'^2 f^2 \Delta f \eta); \quad (6.9)$$

на частоте НПР

$$\xi^2 = \frac{p^2}{32\pi^3 m'^2 f^3 \Delta f \eta} \frac{c_0^2 \cos^2 \alpha}{\pi^2 b^2 \sin^2 \theta_1 (\cos^2 \alpha - \cos^2 \alpha_1)^2 f^2}; \quad (6.10)$$

$$\xi^2 = \frac{p^2}{32\pi^3 m'^2 f^3 \Delta f \eta} \frac{c_0^2 \sin^2 \alpha}{\pi^2 a^2 \sin^2 \theta_1 (\sin^2 \alpha - \sin^2 \alpha_1)^2 f^2}; \quad (6.11)$$

на частоте простых пространственных резонансов

$$\xi^2 = \frac{p^2}{32\pi^3 m'^2 f^3 \Delta f \eta} * \frac{\Omega c_0^4 \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha}{\pi^4 a^2 b^2 \sin^4 \theta_1 (\sin^2 \alpha - \sin^2 \alpha_1)^2 (\cos^2 \alpha - \cos^2 \alpha_1)^2 f^4} \quad ; \quad (6.12)$$

Каждое из этих выражений характеризует наибольший отклик пластины в соответствии с условием согласования волновых параметров. В выражении (6.12) числовой коэффициент $\Omega=16$ для простых резонансов в области частот выше пространственного резонанса и $\Omega=4$ в области ниже пространственного резонанса.

Из сравнения соотношений (6.9) - (6.12) видим, что отклик пластины на воздействие звуковой волны, падающей под углом θ_1 , различен для каждого из условий соотношения волновых параметров.

На определенной частоте для каждого заданного угла падения звука θ_1 существует свой единственный (для тонких пластин) пространственный резонанс. Значение этой частоты практически во мно-

гих случаях с достаточной степенью точности можно определить по частоте волнового совпадения при наклонном падении звука на бесконечную пластину, т.е. по формуле Кремера, так как спектр собственных частот ограниченной пластины на относительно высоких частотах достаточно плотный и поправка на дискретный характер ее колебаний незначительна.

Проследим характер частотной зависимости прохождения звука, направленного под определенным углом θ_1 , через пластину из стекла размерами $a=1,21$ м и $b=1,08$ м; толщиной $h=0,0052$ м; $m'=13$ кг/м²; $D/m'=56,3$ м⁴/с²; $\eta=2 \cdot 10^{-3}$.

Используя выражения (6.9) - (6.12), построим частотные характеристики амплитуды смещения пластины, возбуждаемой полоской шума Δf , для угла падения $\theta_1=75^\circ$.

Заменяя в зависимостях (6.3) и (6.4) $k_{\text{и}}$ его значением $\frac{\omega}{c_{\text{и}}}$, полу-

чим: $\sin^2 \alpha = \frac{\pi m'^2}{2 f a^2} \sqrt{\frac{D}{m'}}$; $\cos^2 \alpha = \frac{\pi n^2}{2 f b^2} \sqrt{\frac{D}{m'}}$, где $D = E h^3 / 12 (1 - \nu^2)$ -

изгибная жесткость пластины, зависящая от модуля упругости (Юнга) - E , коэффициента Пуассона ν и толщины пластины h .

В области частот ниже пространственного резонанса на одних и тех же частотах длина воздушной волны λ_0 больше длины изгибной волны в пластине $\lambda_{\text{и}}$ и соответственно $c_0 > c_{\text{и}}$, $k'_0 < k_{\text{и}}$. Здесь возможны простые и неполные пространственные резонансы. Последние наблюдаются в области частот от граничной частоты НПР до граничной частоты ППР.

В этой области для каждого числа m_1 и n_1 в пластине найдется равное им число m или n и соответствующий им угол α . Амплитуду смещений точек пластины можно подсчитать для средних значений угла α в каждой расчетной полосе частот Δf и определённых углах θ_1 .

При этом $m^2 = m_{\text{иВ}}^2 = m_{\text{иН}} m_{\text{иВ}}$; $n^2 = n_{\text{иВ}}^2 n_{\text{иН}} n_{\text{иВ}}$, где $m_{\text{иН}}$, $n_{\text{иН}}$ - числа звуковых полуволн в плоскости пластины вдоль сторон a и b , относящихся к нижней частоте интервала; $m_{\text{иВ}}$, $n_{\text{иВ}}$ - числа, относящиеся к верхней частоте интервала.

Ниже граничной частоты НПР движение пластины определяют ПрПР.

В области частот выше пространственного резонанса на одних и тех же частотах длина воздушной волны становится меньше изгибной $\lambda_{\text{и}}$, $c_0 < c_{\text{и}}$, $k'_0 > k_{\text{и}}$, поэтому проявляются только ПрПР. На этих частотах для известных чисел m_1 и n_1 не находятся равные им числа m и n с действительным углом α . Поэтому амплитуду колебаний пластины в этой

области для нашего примера подсчитываем при заданных α (45, 60 и 75°).

Проводя вычисления по формулам (6.9) - (6.12) полагаем, что смещение пластины на частоте пространственного резонанса равно единице, а угол $\alpha \approx \pi/2$. На рис.6.1 представлены огибающие кривые прохождения звука через данную пластину из стекла для угла падения $\theta_1 = 75^\circ$ в зависимости от частоты.

В области частот ниже пространственного резонанса кривая 4 построена по формуле (6.10), а кривая 1 – по формуле (6.11). Линия 2 огибает максимум прохождения звука при НПР. Огибающая 3 отражает случай простых резонансов.

В области частот выше пространственного резонанса линиями 5, 6 и 7 изображены огибающие кривые, построенные по формуле (6.12) для углов α , равных соответственно 75, 60 и 45° . Для $\alpha = 75^\circ$ значения смещений наибольшие, так как этот угол ближе всех к углу падающих звуковых волн $\alpha_1 = \pi/2$.

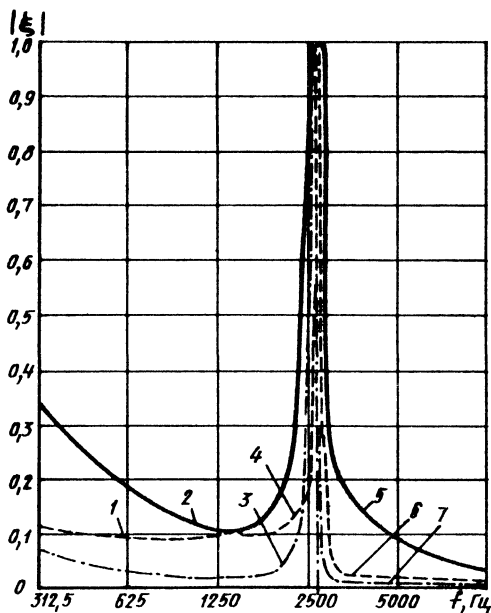


Рис. 6.1. Частотная зависимость резонансного прохождения звука через стекло $h = 0,0052$ м, размером $1,21 \times 1,08$ м

Из построенных на рис. 6.2 кривых видно, что в области частот ниже пространственного резонанса (область II) решающий вклад в прохождение звука вносят НПР (рис. 6.2).

Ниже граничной частоты неполных пространственных резонансов, где выполняются только условия $k_n \neq k_0'$, $\alpha \neq \alpha_1$, $m \neq m_1$, $n \neq n_1$, по определению вклад в прохождение звука принадлежит простым пространственным резонансам (область I). В области выше пространственного резонанса (область III) основной вклад в прохождение звука вносят также простые резонансы.

Приближенные значения наинизших или граничных частот простых (на низких частотах) и неполных пространственных резонансов будут:

граничная частота ПрПП при $m_1=1/2$ и $n=1/2$

$$f_{r(m)(n)}'' = c_0 / (4a \sin \alpha_{m_1 n_1} \sin \theta_{m_1 n_1}) \quad (6.13)$$

или

$$f_{r(m)(n)}'' = c_0 / 4b \cos \alpha_{m_1 n_1} \sin \theta_{m_1 n_1}, \quad (6.14)$$

граничная частота неполных пространственных резонансов, при $m_1=m=1$,

$$f_{rm(n)}' = c_0 / 2a \sin \alpha_{mn_1} \sin \theta_{mn}, \quad (6.15)$$

или при $n_1=n=1$

$$f_{r,(m)n}' = \frac{c_0}{2b \cos \alpha_{m_1 n} \sin \theta_{m_1 n}}. \quad (6.16)$$

За расчетное значение граничных частот принимается наименьшее значение, подсчитанное по формулам (6.13), (6.14) и (6.15), (6.16). Точное значение этих граничных частот определяется при учете поправки на дискретный характер собственных колебаний пластины.

В качестве иллюстрации значений граничных частот на рис.6.2 показана частотная характеристика звукоизоляции дюралюминиевой пластины с параметрами $a=1,21$ м, $b=1,08$ м, $h=0,003$ м, $m'=7,93$ кг/м², $D/m'=22,8$ м⁴/с², $\theta_1=45^\circ$, $\alpha=\pi/2$, полученная экспериментальным путем. Значения граничных частот здесь составляют $f_{\Gamma}''=100$ Гц, $f_{\Gamma}' \approx 201$ Гц, и $f_{\Gamma} = 7880$ Гц, а измеренные (экспериментальные), соответственно, равны 100, 200 и 8000 Гц.

Из приведенного примера видно, что при направленном падении звука схема деления кривой частотной характеристики звукоизоляции на три области, с различной степенью прохождения звука, хорошо подтверждается опытными данными и с этими данными согласуются полученные значения граничных частот.

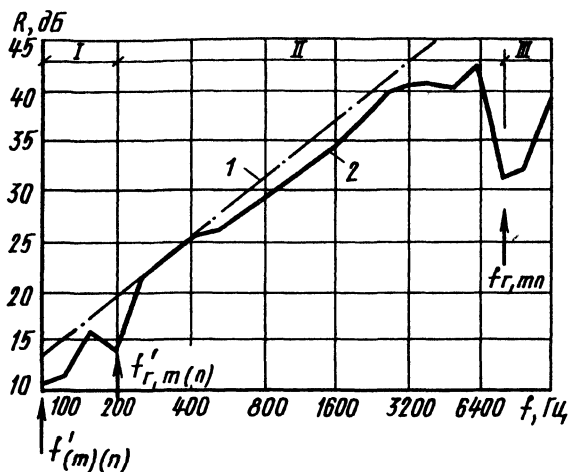


Рис. 6.2. Частотная характеристика звукоизоляции дюралюминиевой пластины $h = 0,003$, размером $1,21 \times 1,08$ м
1 - «закон масс» для угла $\theta = 45^\circ$; 2 - эксперимент

При оценке характера прохождения направленного звука представляет интерес и та сторона процесса, когда звуковые волны одной частоты падают на пластину под всевозможными углами от 0 до $\pi/2$.

На примере той же пластины из стекла подсчитаем по формулам (6.9)-(6.12) относительные смещения пластины. При этом полагаем, что фиксированной частотой является частота пространственного резонанса $f_{mn} = 5000$ Гц для угла падения звука $\theta_{1mn} = 45^\circ$.

На рис. 6.3 показаны огибающие максимумов прохождения звука в зависимости от угла падения его. Кривые 1 и 4 построены по формулам (6.10) и (6.11) при изменении угла θ_1 от 0 до 45° .

Кривая 2 огибает максимумы относительных смещений при НПР. Огибающая 3 относится к случаям простых резонансов. В области углов падения звука от 45 до 90° огибающие кривые 5, 6 и 7 подсчитаны при α равном 75 , 60 и 45° , откуда видно, что степень интенсивности прохождения звука зависит от соотношения углов α и α_1 и чем ближе угол α к углу падающего звука α_1 , тем амплитуда смещений пластины больше.

Расчеты показывают, что изменение угла θ_1 на одной и той же частоте (см. рис. 6.3) приводит (в зависимости от характера взаимодействия волновых параметров и углов звукового и вибрационного полей) к появлению чередующихся максимумов и минимумов амплитуды смещений пластины. Угловая характеристика прохождения направ-

ленного звука через пластину конечных размеров подтверждает правомерность деления кривой частотной зависимости звуковой изоляции на три области частот с различной интенсивностью прохождения звука.

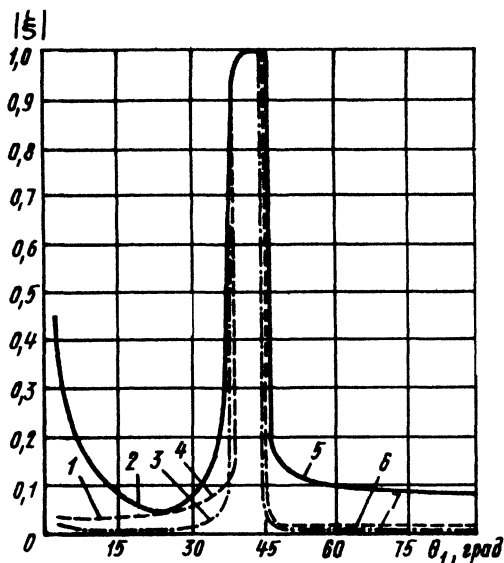


Рис. 6.3. Угловая зависимость резонансного прохождения звука через стекло $h = 0,0052$ м, размерами $1,21 \times 1,08$ м

6.2. Построение частотной характеристики изоляции звука

При направленном падении звуковых волн на прямоугольную тонкую пластину со сторонами a и b для каждого угла падения звука существует своя частота пространственного резонанса, где прохождение звука максимально. В областях частот выше и ниже этой частоты реакция отклика пластины различна и зависит от условий взаимодействия звукового поля возмущения и поля изгибных колебаний пластины.

Исследование условий взаимодействия полей для случаев простых, неполных и полных пространственных резонансов позволяет проследить механизм прохождения звука, т.е. установить в каждой из расчетных областей частот вклад этих резонансов в прохождение звука через пластину по ее амплитудам смещений (см. п.6.1).

Количественные соотношения амплитуды колебаний и колебательной скорости пластины (см. п. 3.6) дают возможность выразить

акустическую мощность, которая излучается пластиной, когда она возбуждается падающей под углом θ_1 плоской звуковой волной. Тогда, зная падающую и прошедшую в резонансном режиме акустические мощности, получаем выражение звукоизоляции в виде

$$R = 10 \lg \Lambda \frac{m'^2 f \Delta f \eta}{\bar{s}} \cos \theta_1, \quad (6.17)$$

где Λ - численный коэффициент, который включает в себя постоянные интегрирования и зависит от ширины интервала частот и расчетной области исследования (табл. 6.1); \bar{s}_1 - усредненная характеристика звукоизлучения, значения которой в каждой из расчетных областей находятся по табл. 6.1.

Практический способ построения частотной характеристики звукоизоляции ограждения при направленном падении звука на прямоугольную тонкую пластину основан на использовании зависимости (6.17).

Из зависимости (6.17) видно, что при направленном падении звука количественной и качественной мерой звуковой изоляции реальных однослойных тонких пластин являются: масса ограждения, частота падающего звука, размеры пластины, ее изгибная жесткость, коэффициент потерь и угол падения звуковых волн на пластину.

Расчет ведется на среднегеометрических частотах третьоктавных полос для трех частотных участков:

- на частоте пространственного резонанса

$$f_{\Gamma\theta} \approx 18843,31 (\sin^2 \theta_1 \sqrt{D/m})^{-1}; \quad (6.18)$$

- на частотах выше пространственного резонанса $f > f_{\Gamma\theta}$;
- на частотах ниже пространственного резонанса до граничной частоты НПП

$$f'_{\Gamma\theta} = 172 (a \sin \theta_1)^{-1}. \quad (6.19)$$

Порядок построения расчетной зависимости звукоизоляции следующий:

- определяем граничные частоты $f_{\Gamma\theta}$ и $f'_{\Gamma\theta}$ по формулам (6.18) и (6.19) для заданного угла θ_1 ;
- находим значение звукоизоляции на частоте пространственного резонанса по формуле (6.17) и табл. 6.1;

- в зависимости от угла θ_1 по формуле (6.20) (см. табл. 6.1) находим усредненные характеристики звукоизлучения в области частот выше пространственного резонанса;
- определяем звукоизоляцию в этой области частот по формуле (6.17);
- из формулы (6.21) (см. табл. 6.1) на каждой среднегеометрической частоте находим усредненные характеристики звукоизлучения для области частот ниже пространственного резонанса;
- определяем звукоизоляцию в этой области частот из формулы (6.17);
- строим частотную характеристику звукоизоляции данного ограждения.

На рис. 6.4 частотная характеристика 1 построена предлагаемым практическим способом (см. табл. 6.1.) Частотная зависимость 2 получена экспериментальным путем в больших акустических камерах. Линией 3 для сравнения показан «закон масс». Все зависимости построены для угла $\theta_1 = 75^\circ$.

Таким образом, данный практический способ позволяет расчетным путем строить частотные характеристики звуковой изоляции реальных тонких ограждений при заданных углах падения звука.

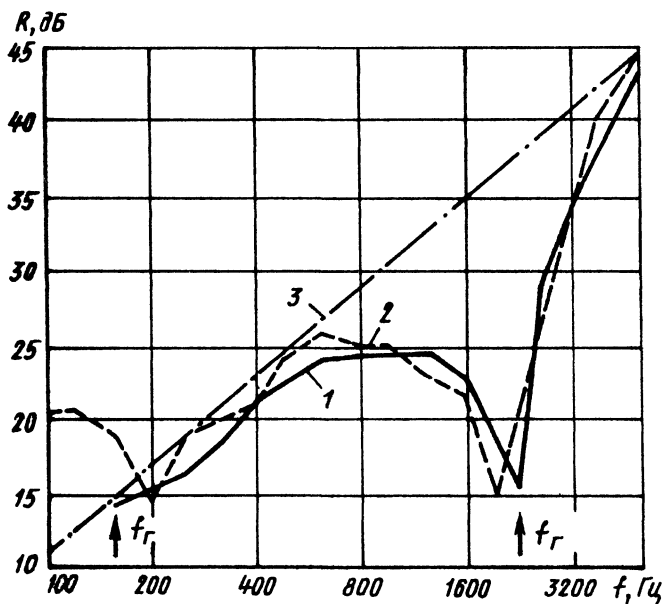


Рис. 6.4. Частотная характеристика изоляции направленного звука силикатным стеклом: $h = 0,0052$ м, размеры $1,21 \times 1,08$ м, $m' = 13$ кг/м², $\eta = 0,2 \cdot 10^{-2}$

Таблица 6.1. Значения характеристик звукоизлучения

Расчетная область частот	Числовой коэффициент Λ	Усредненная характеристика звукоизлучения, \bar{s} при θ_1 , град.				
		15	30	45	60	75
Область ПР $f_{r\theta}$	$2,92 \cdot 10^{-4}$	0,52	0,58	0,71	1	1,93
Область выше ПР $f > f_{r\theta}$	$2,92 \cdot 10^{-4}$	$\bar{s}_1 = \Lambda' \frac{f_{r\theta}}{abf^3}, \quad (6.20)$				
		$\Lambda' = 1,16 \cdot 10^7$	$\Lambda' = 3,12 \cdot 10^6$	$\Lambda' = 1,56 \cdot 10^6$	$\Lambda' = 1,04 \cdot 10^6$	$\Lambda' = 8,36 \cdot 10^5$
Область ниже ПР $f_{r\theta}' \leq f < f_{r\theta}$	$1,17 \cdot 10^{-3}$	$\bar{s}_1 = \frac{0,524 f_{r\theta} f_{r\theta}'}{(f - f_{r,\theta})^2} \quad (6.21)$				

Глава 7. Изоляция звука слоистыми ограждающими конструкциями и ограждениями из мягких материалов

7.1. Изоляция звука слоистыми ограждающими конструкциями

Слоистые ограждающие конструкции, чаще всего трехслойные, состоят из металлических или пластмассовых обшивок и внутреннего слоя. Для внутреннего слоя применяются, например, жесткие пенопласты. Это так называемые ограждающие конструкции типа «сэндвич», которые обладают определенными преимуществами: большая несущая способность при небольшой массе, высокая усталостная прочность при переменных нагрузках, хорошие тепло-, водо- и паро- изоляция. К недостаткам таких конструкций следует отнести возможную пониженную огнестойкость.

Принимая гипотезу о том, что взаимное проскальзывание слоев отсутствует и что на их границе существует непрерывность скорости частиц нормальных и касательных напряжений, можно описать волновые поля слоистой пластины по аналогии с однослойной. Отличие конечных результатов объясняется дополнительным изменением скорости распространения упругих волн за счет наличия в заполнителе сдвиговых деформаций (см. п.1.11). На рис.1.6 приведены дисперсионные кривые трехслойной пластины массой $m'=15 \text{ кг/м}^2$, состоящей из дюралюминиевых обкладок толщиной $h_1=h_2=0,001 \text{ м}$, $E=10 \text{ Н/м}^2$ и заполнителя из пенопласта толщиной $h_3=0,02 \text{ м}$, с модулем сдвига $2,7 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$. Скорость сдвиговых волн среднего слоя c_s существенно влияет на итоговую скорость упругих волн. Для сравнения показаны значения скорости изгибных волн c_1 и c_s в условной однослойной пластине с различными цилиндрическими жесткостями.

Частота, соответствующая равенству скоростей звука и упругой волны c_u , есть граничная частота волнового совпадения; она выше частоты граничного ППР для однослойной пластины равной массы.

Учитывая явление самосогласования волновых полей [см. формулу (2.4)] звукоизоляцию трехслойного ограждения можно определить с помощью зависимости (3.101). При этом характеристики самосогласования A_0 можно подсчитать с помощью соотношений:

$$m_{0\max} = a \sqrt{4f^2/c_n^2 - 1/b^2}, \quad n_{0\max} = b \sqrt{4f^2/c_n^2 - 1/a^2}; \quad (7.1)$$

$$m^2 = a^2(4f^2/c_n^2 - n_{0\text{ср}}^2/b^2), \quad n^2 = b^2(4f^2/c_n^2 - m_{0\text{ср}}^2/a^2). \quad (7.2)$$

Повышенное значение коэффициента потерь и смещение вверх по частотной шкале граничной частоты волнового совпадения способствует более высокой звукоизоляции слоистых пластин (рис.7.1) по

сравнению со звукоизоляцией однослойной пластины. Варьирование звукоизоляции за счет изменения потерь на внутреннее трение, размеров ограждения и их способов опирания возможно с помощью формулы (3.101)

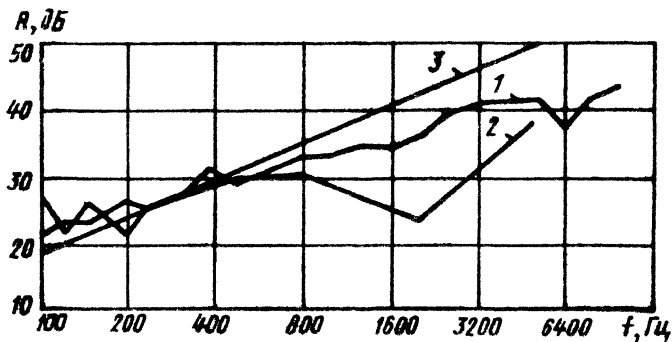


Рис. 7.1. Частотные характеристики звукоизоляции ограждений равной массы $m' = 16,9 \text{ кг/м}^2$ [3]: 1- трехслойная пластина с жестким наполнителем, состоящая из обкладок сплава Амг-5в и наполнителя пенопласт ПС-1 (эксперимент); 2 - древесностружечная плита; 3 - «закон масс»

Представляет интерес использование вибродемпфирующих листовых конструкций в качестве звукоизолирующих устройств. В настоящее время слоистые вибродемпфирующие конструкции, состоящие из наружных жестких листов и внутреннего вибропоглощающего слоя, довольно широко используются в борьбе с вибрациями. Созданы высокоэффективные вибропоглощающие материалы и конструкции "Агат", "Антивибрит-1", "Антивибрит-3", "Виброизол", ВМЛ-25, "Випонит" и др. Вибродемпфирующие свойства данных материалов исследованы достаточно подробно.

Волновое движение слоев связано между собой в такой мере, что на их границе существует непрерывность скорости частиц и непрерывность нормальных и касательных напряжений. В этом случае сохраняются условия образования собственного волнового поля. Звукоизоляция вибродемпфированных слоистых конструкций определяется соотношением (3.101) с характеристиками согласования, параметры которых для области НПР могут быть найдены из равенств (7.1) и (7.2). Характерной особенностью прохождения звука здесь является неполное самосогласование звуковых полей и волнового поля ограждения вплоть до высоких частот при достаточно больших значениях коэффициента потерь. За счет этих особенностей звукоизоляция при-

ближается к своим предельным значениям. На рис.7.2 представлены теоретическая и экспериментальные частотные характеристики звукоизоляции [5] слоистого ограждения размером в плане $1,20 \times 1,08 \text{ м}^2$, состоящего из пяти стальных листов, каждый толщиной $0,0005 \text{ м}$, и четырех прослоек из поливинилбутирила толщиной по $0,001 \text{ м}$. Из сравнения данных рис. 7.2 следует, что демпфирование свободных упругих волн повысило за счет поливинилбутирила звукоизоляцию ограждения до своих предельных значений во всем нормируемом диапазоне частот.

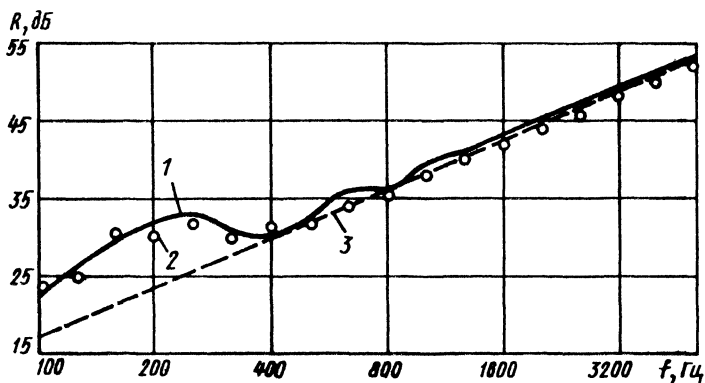


Рис. 7.2. Частотные характеристики трехслойного ограждения с промежуточным вибродемпфирующим слоем: 1 - по формуле (3.108); 2 - эксперимент; 3 - «закон масс»

7.2. Звукоизоляция ограждениями из непродуваемых и продуваемых мягких материалов

Процесс прохождения звука через преграды из мягких материалов имеет ряд особенностей по сравнению с прохождением звука через пластины. Скорость распространения свободной волны по мембране c_m имеет постоянное значение при заданном натяжении T [см. формулу (1.23)], как и скорость звука. В реально используемых конструкциях $c_m < c_0$. Отсюда следует вывод об отсутствии явления волнового совпадения в мембранных ограждениях. Однако явление самосогласования волновых полей существует по правилу неполных пространственных резонансов и по правилу инерционного прохождения звука. В ограждениях из мягких материалов свободные волны имеют высокую степень затухания, а изгибная жесткость невелика. Подсчетом можно убедиться, что акустическая мощность, излученная инерционными волнами, больше мощности, излученной мембраной при резонансном

прохождении звука $P_{2и} \gg P_{2с}$. С учетом зависимости коэффициента прохождения звука [см. формулу (3.82)], выражение для определения звукоизоляции ограждений из мягких материалов при наклонном падении звука при $\theta_1 = \theta_{2п} = \theta$ будет иметь вид:

$$R = 10 \lg \left(1 + \frac{\pi^2}{\rho_0^2 c_0^2} m'^2 f^2 \frac{\cos^2 \theta}{F_{и}^2} \right), \quad (7.3)$$

где функция отклика $F_{и}$ определяется соотношением (3.20).

При диффузном падении звука звукоизоляция может быть подсчитана по формуле

$$R_{дф} = -10 \lg \frac{4}{\pi \sin^2 \theta_n} \int_0^{\pi/2} \int_0^{\theta_n} \left[1 + \left(\frac{\pi f m' \cos \theta}{\rho_0 c_0 F_{и}} \right)^2 \right]^{-1} \cos \theta \sin \theta d\theta d\alpha. \quad (7.4)$$

Если материал продуваем, то

$$R = 10 \lg \left(1 + R_0^2 \frac{2Z_n + Z_n^2}{R_n^2 + Z_n^2} \right), \quad (7.5)$$

где $R_0 = \omega m' / (2\rho_0 c_0 F_{и})$; $Z_n = R_n / (2\rho_0 c_0)$; R_n - сопротивление продуванию, кг/(м³ с).

Как показали исследования, натяжение, достигаемое в реальных конструкциях, практически не оказывает влияния на звукоизоляцию мембранного ограждения и может в расчетах не учитываться.

Глава 8. Изоляция ударного шума

В зависимости от способа возбуждения колебаний в ограждающих конструкциях здания наряду с воздушным шумом возникает и структурный шум - звук, распространяющийся в твердом теле (строительном элементе), одной из форм проявления которого является ударный шум под плитой перекрытия. Любое динамическое воздействие (удар, падение предметов, хождения и т.п.) на перекрытие можно оценить, измеряя или рассчитывая уровни ударного шума, возникающего при таком воздействии под перекрытием.

Уровни ударного шума, зафиксированные в приемном помещении, соотносят со стандартным звукопоглощением ($A_0 = 10 \text{ м}^2$) и таким образом получают значения приведенного уровня ударного шума.

Сама по себе плита перекрытия не может обеспечить снижения уровней ударного шума до нормативных значений величин, поскольку затухание звука в железобетонной плите перекрытия слишком мало для того, чтобы даже увеличивая толщину плит добиться большого затухания, т.е. минимально возможных значений излучаемого шума.

Для того чтобы выполнить нормативные требования, необходимо дополнительное устройство пола, укладываемого поверх монолитной плиты перекрытия. В некоторых случаях частичное решение проблемы обеспечивается устройством подвесного потолка.

Снижение уровня ударного шума под перекрытием полом оценивается разностью уровней, получаемых под перекрытием без пола и с покрытием пола. Достижимое при этом снижение существенным образом зависит от вида и способа устройства покрытия пола.

Снижение уровня ударного шума плавающим полом приближенно можно рассчитать, зная динамическую жесткость K , МН/м^3 , упругого слоя изоляционного материала и поверхностную плотность P , кг/м^2 , стяжки плавающего пола.

Из практических соображений варьирование значениями P возможно только в малых пределах, поэтому управление изолирующими свойствами пола осуществляется главным образом изменением динамической жесткости упругого слоя. Обычно в качестве упругого слоя применяют волокнистые или вспененные материалы, динамическая жесткость которых при заданной толщине слоя не может быть выбрана произвольно.

При $P \geq 70 \text{ кг·м}^2$ высокая эффективность (до 35-40 дБ на высоких частотах) достигается при K , равном от 10 до 30 МН/м^3 .

Кроме плавающего пола хорошо изолируют ударный шум мягкие покрытия пола (теплозвукоизоляционный линолеум, раз-

личные типы ковровых покрытий). Их изолирующие действия зависят от степени эластичности покрытий, а значения величин снижения приведенных уровней ударного шума под перекрытием составляют от 14 до 24 дБ, но в отличие от плавающего пола не улучшают изоляции воздушного шума перекрытием, а в некоторых случаях и даже снижают его показатели изоляции на 1-2 дБ.

Таким образом главную роль в изоляции ударного шума перекрытиями играют так называемые звукоизоляционные прокладочные материалы.

8.1. Классификация и виды звукоизоляционных прокладочных материалов

Звукоизоляционные прокладочные материалы предназначены для применения в качестве прослоек в многослойных ограждающих конструкциях для улучшения их звукоизоляции.

Классификация этих материалов приведена в ГОСТ 23499-79.

По форме звукоизоляционные материалы и изделия подразделяются на штучные (блоки, плиты), рулонные (маты, холсты), рыхлые и сыпучие (вата минеральная, стеклянная; керамзит, шлак).

По относительному сжатию (жесткости) звукоизоляционные материалы классифицируют как мягкие, полужесткие, жесткие и твердые.

По возгораемости - негорючие, трудносгораемые, сгораемые.

По структурным признакам - пористо-волокнистые и пористогубчатые.

Пористо-волокнистые прокладочные материалы изготавливают из минеральных, стеклянных волокон, волокон древесины или других целлюлозных материалов путем пропитки их связующим и антисептирующим растворами, и путем уплотнения. Иногда применяются прошивные волокнистые материалы и материалы наклеенные на ткань или на бумагу.

Пористогубчатые звукоизоляционные прокладочные материалы получают в результате механического или химического вспенивания полимеров.

Важнейшей характеристикой звукоизоляционных материалов является динамический модуль упругости. По ГОСТ 23499-79 модуль пористо-волокнистых материалов должен быть не больше $5 \cdot 10^5$ Па при нагрузке 2000 Па модуль пористогубчатых - $(10 \div 50) \cdot 10^5$ Па.

8.2. Методы испытаний звукоизоляционных прокладочных материалов

Эффективность упругой прокладки в многослойной конструкции определяется, в основном, ее жесткостью, или модулем упругости

материала, из которого она изготовлена, а также толщиной и плотностью.

Звукоизоляционные прокладочные материалы обладают упруго-вязкими свойствами. Модуль упругости таких материалов при нагружении по периодическому закону, величина комплексная:

$$E = E_d + iE_n, \quad (8.1)$$

где E – модуль упругости; E_d – динамический модуль; E_n – модуль потерь.

Часто выражение (8.1) записывают в виде:

$$E = E_d (1 + i\eta), \quad (8.2)$$

где η – коэффициент потерь.

E_d и η называют динамическими характеристиками звукоизоляционных прокладочных материалов.

Для определения модуля упругости используют резонансные методы, получившие широкое распространение благодаря простоте проведения измерений. Чаще всего применяются измерительные системы с одной или двумя степенями свободы.

Для проведения измерений используют вибратор – прибор, возбуждающий продольные колебания в образце материала. Образец материала размещают на столе вибратора и устанавливают на образец массой M , выбранной так, чтобы распределенная поверхностная нагрузка на образец составила 2, 5 или 10 кПа, т.е. отвечала требованиям СНиП II-12-77. Сигналом генератора звуковых частот возбуждают продольные колебания системы «стол вибратора – образец – груз». Прибор для измерения параметров вибрации позволяет определить ускорение (или скорость, или смещение) стола и груза с помощью установленных на них пьезодатчиков. Плавное изменение частоты возбуждающего сигнала находят резонансную частоту, которой соответствует $E_d + iE_n$ максимальная амплитуда груза. Динамическую жесткость образца определяют по формуле

$$K_d = 4\pi^2 f_p^2 M, \quad (8.3)$$

где f_p – резонансная частота, Гц; M – масса груза, кг.

Коэффициент потерь вычисляют по формуле

$$\eta = \frac{1}{[(a_2 / a_1)^2 - 1]^{0,5}}, \quad (8.4)$$

где a_1 , a_2 - амплитуда ускорения, м/с^2 (или скорости, м/с , или смещения, м) соответственно стола и груза.

Измерения по такой схеме возможны в том случае, если ускорение стола не зависит от частоты, т.е. генератор связан с вибратором и одновременно с измерителем параметров вибраций в режиме автоматического поддержания постоянной амплитуды.

Часто вибратор имеет собственную жесткость K_v (жесткость подвески) и массу M_v (массу подвижной системы). В этом случае условия измерения в системе с одной степенью свободы обеспечиваются жестким закреплением груза после обжатия образца. Тогда, после измерения резонансной частоты стола вибратора динамическую жесткость образца находят по формуле

$$K_d = 4\pi^2 f_p^2 M_v - K_v, \quad (8.5)$$

где K_v - жесткость вибратора; M_v - масса подвижной системы вибратора.

Для определения коэффициента потерь необходимо найти частоту f_1 , на которой амплитуда смещения стола уменьшится вдвое по сравнению с амплитудой на резонансной частоте.

Коэффициент потерь всей колебательной системы вычисляют по формуле

$$\eta_c = \frac{\mp (f_1 / f_p)^2 \pm 1}{\sqrt{3}}. \quad (8.6)$$

Верхние знаки в числителе соответствуют случаю, когда $f_1 < f_p$, нижние - когда $f_1 > f_p$.

Коэффициент потерь образца звукоизоляционного материала находят по формуле

$$\eta = \eta_c + K_v (\eta_c - \eta_v) / K_d. \quad (8.7)$$

Коэффициент потерь вибратора η_v , жесткость K_v и массу M_v определяют при тарировке прибора. Динамическую жесткость можно определить также в системе с двумя степенями свободы, измерения проводят как в предыдущем случае, но груз не закрепляют, а оставляют свободным. Такая система имеет две резонансных и одну антирезо-

нансную частоты. На резонансных частотах динамическая жесткость

$$K_d = \frac{4\pi^2 f_p^2 M_b - K_b}{M_b + M - \frac{K_b}{4\pi^2 f_p^2}} M. \quad (8.8)$$

Для определения динамической жесткости на антирезонансной частоте используют выражение (8.3).

Возможны и другие схемы резонансных испытаний динамических характеристик. Например, при возбуждении колебаний груза (сверху), но принципиально они не отличаются от описанных. Динамическая жесткость звукоизоляционных прокладочных материалов иногда зависит от амплитуды возбуждающей силы. Эту зависимость можно обнаружить проводя измерения при разных ускорениях стола вибратора. Если резонансная частота смещается при изменении ускорения, необходимо провести несколько измерений при разных ускорениях в диапазоне 1 - 5 м/с², а истинное значение резонансной частоты определить графически методом экстраполирования. Для этого на график в осях координат «амплитуда ускорения – частота» наносят точки, соответствующие значениям амплитуд на резонансных частотах. Соединяя точки прямой, продолжают ее до пересечения с осью частот. Значение в точке пересечения будет соответствовать истинной резонансной частоте при нулевой амплитуде ускорения.

Получив в результате измерений динамическую жесткость образца, можно вычислить приведенную динамическую жесткость, отнесенную к единице площади, $K_{пр}$, а также динамический модуль упругости материала

$$K_{пр} = \frac{K_d}{F}; \quad (8.9)$$

$$E_d = K_d h_{обж} / F, \quad (8.10)$$

где F - площадь образца, м²; $h_{обж}$ - толщина образца в обжатом состоянии, м.

При больших размерах образцов пористых звукоизоляционных прокладок измеряемая жесткость представляет собой сумму жесткостей скелета материала и воздуха, находящегося в порах. Если образец имеет площадь меньше 0,04 м² воздух частично выходит из пор. Полученная приведенная жесткость материала оказывается меньше, чем в конструкции, где материал уложен сплошным слоем. Степень разре-

жения воздуха в порах зависит от удельного сопротивления продуванию [7].

Для стекловолоконистых и минераловатных материалов с пористостью больше 0,9 дополнительную жесткость воздуха можно учесть увеличив модуль упругости на величину $1,2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$, а приведенную динамическую жесткость на $1,2 \cdot 10^5 / h_{\text{обж}}$, Н/м^3 .

Резонансные методы испытаний динамических характеристик хотя и удобны для практического применения, не дают возможности исследовать зависимость акустических свойств от частоты. В настоящее время разработаны и применяются импульсный метод, метод перепадка ускорений, метод стоячей волны, и др. однако их использование сдерживается необходимостью расчетов на ЭВМ.

8.3. Физико-технические и акустические свойства звукоизоляционных прокладочных материалов

Некоторые физико-технические характеристики, наиболее распространенных звукоизоляционных прокладочных материалов, приведены в табл. 8.1, значения динамического модуля даны с учетом жесткости воздуха в порах материала.

Пользуясь табл. 8.1, определяют сначала толщину материала в обжатом состоянии в зависимости от нагрузки на прокладку и ее начальной толщины h_0 : $h_{\text{обж}} = h_0(1 - \epsilon)$. Затем вычисляют приведенную динамическую жесткость $K_{\text{пр}} = \frac{E_d}{h_{\text{обж}}}$. Исследования динамических ха-

рактеристик большого количества пористо-волоконистых материалов показали наличие корреляции между динамическим модулем (или приведенной жесткостью), нагрузкой, вызванной действием конструкции пола на материал, и сжимаемостью материала под этой нагрузкой.

Такая зависимость (рис.8.1) описывается следующим выражением:

$$E_d = \frac{\sigma c^2}{\sqrt[3]{1 - c}}, \quad (8.11)$$

где σ - нагрузка на материал, Н/м^2 ; $c = h_{\text{обж}}/h_0$ - сжимаемость.

Вычисленные по формуле (8.11) характеристики относятся к скелету материала.

Таблица 8.1. Динамические характеристики звукоизоляционных прокладочных материалов

Материал (ГОСТ, ТУ)	Плотность, кг/м ³	Динамический модуль упругости E_d , МПа, и относительное сжатие ϵ при нагрузке, Па					
		2000		5000		10000	
А. Пористо-волокнистые		E_d	ϵ	E_d	ϵ	E_d	ϵ
Плиты древесноволокнистые	200	0,5	0,08	0,85	0,15	1,4	0,15
	250	1	0,08	1	0,08	1,4	0,1
Плиты из минеральной ваты типа «Лайт Батс» на синтетическом связующем	50	0,14	0,22	0,15	0,37	-	-
Плиты теплоизоляционные из минеральной ваты на синтетическом связующем	15-125	0,4	0,52	0,5	0,55	0,7	0,7
	125-175	0,5	0,45	0,65	0,5	0,8	0,6
	175-225	0,6	-	0,7	-	0,85	-
Изделия теплоизоляционные из стеклянного штапельного волокна	50-75	0,14	0,5	0,2	0,6	0,25	0,7
Плиты жесткие теплозвукоизоляционные из минеральной ваты «Сэндвич Батс с»	143-156	0,30	0,02	0,50	0,06	-	-

Материал (ГОСТ, ТУ)	Плотность, кг/м ³	Динамический модуль упругости E_d , МПа, и относительное сжатие ϵ при нагрузке, Па					
		2000		5000		10000	
Маты минераловатные прошивные марки:		E_d	ϵ	E_d	ϵ	E_d	ϵ
100	75-125	0,4	0,65	0,5	0,7	-	-
150	126-175	0,5	0,5	0,65	0,55	-	-
200	176-222	0,6	0,45	0,7	0,5	-	-
Полосы из базальтового супертонкого волокна без связующего	120-130	0,13	-	0,21	-	0,27	-
Б. Пористо-губчатые							
Листовой материал “Этафон марок” ППЭ-Р и ППЭ-РЛ на основе вспененного полиэтилена	30-60	0,65	0,02	0,85	0,1	-	-
Листовой материал «Вилатерм» на основе вспененного полиэтилена	30-50	0,126	0,02	0,35	0,15	-	-
Рулонный материал «Пенополиэкс» на основе вспененного полиэтилена	75-80	1,8	0,02	2,5	0,03	-	-

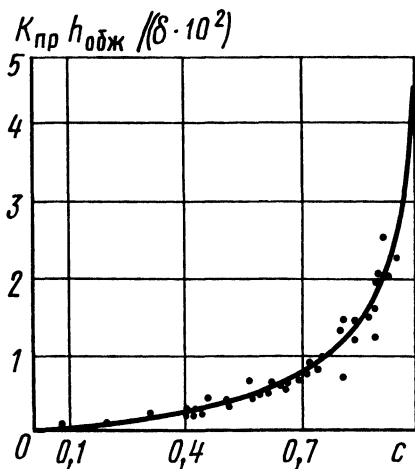


Рис. 8.1. Зависимость приведенной динамической жесткости $K_{пр}$ от сжимаемости материала σ под статической нагрузкой σ (по результатам измерений)

Динамические характеристики звукоизоляционных прокладочных материалов в процессе эксплуатации перекрытия, вследствие действия различных нагрузок, изменяются. Наибольшее воздействие оказывает статическая нагрузка от конструкции пола, мебели, оборудования. Исследования показали, что приведенная динамическая жесткость значительно возрастает во времени, причем наибольший рост приходится на первые 5 лет эксплуатации.

Приведенную динамическую жесткость пористо-волокнистых материалов с пористостью более 0,75 в период времени t можно определить по эмпирической формуле

$$K_{пр}^t = K_{пр} K_t; K_t = \sqrt{\left(\frac{1}{cn^3}\right)^5 \left(\frac{t}{40}\right)^{0,5} + 1}, \quad (8.12)$$

где $n = 1 - \frac{\rho_{обж}}{\rho_{вол}}$ пористость материала в обжатом состоянии (здесь

$\rho_{обж} = \rho \frac{h_0}{h_{обж}}$ - плотность материала в обжатом состоянии, кг/м^3 ; $\rho_{вол}$ -

плотность материала волокна кг/м^3 ; 40 - нормативный срок службы полов по упругим прокладкам, год.

Плотность волокна составляет для материалов, изготовленных из минеральной ваты, 2800 кг/м^3 ; из стекловолокна 2500 кг/м^3 ; из целлюлозы (в т.ч. древесных волокон) 600 кг/м^3 .

Зависимость K_t от $сн^3$ в период времени $t=20$ лет приведена на рис.8.2. Проводя расчет звукоизоляции необходимо учитывать изменения жесткости материала, с тем чтобы звукоизоляция отвечала требованиям весь срок своей службы.

8.4. Рулонные покрытия полов

Рулонные покрытия полов обладают преимуществами перед другими конструкциями полов. Они наиболее индустриальны и технологичны. По типу используемого сырья их можно разделить на поливинилхлоридные, резиновые, алкидные. Кроме того выпускается ворсовое покрытие из химических волокон и нитролинолеум, однако эти два покрытия не нашли широкого применения в строительстве.

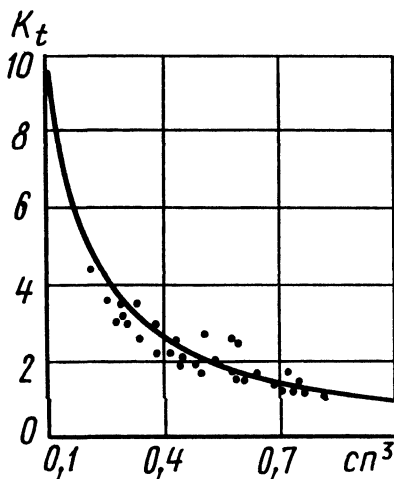


Рис. 8.2. Зависимость коэффициента K_t от безразмерного произведения $сн^3$ (по результатам измерений)

Наибольшее распространение получили различные поливинилхлоридные (ПВХ) рулонные покрытия. К ним относятся:

- линолеум ПВХ однослойный и многослойный без подосновы,
- линолеум ПВХ на тканевой подоснове,
- линолеум ПВХ на теплозвукоизолирующей (ТЗИ) подоснове.

ПВХ линолеумы предназначены для устройств полов в помещениях жилых и общественных зданий, кроме помещений, связанных с

интенсивным движением людей, воздействием абразивных материалов, жиров, массы. ПВХ линолеум первых двух разновидностей укладывают на конструкцию пола по упругим прокладкам, последней разновидности - непосредственно на плиты перекрытия, или на выравнивающую стяжку.

Необходимая изоляция ударного шума достигается установкой звукоизоляционных прокладок в конструкции "черного пола" и значительными звукоизолирующими свойствами рулонного покрытия.

ТЗИ подосновы ПВХ линолеумов изготавливают из синтетических, химических, джутовых волокон, смеси синтетических волокон и волокон вторичной переработки. Особый тип ТЗИ линолеума (вспененный) имеет подоснову в виде вспененного ПВХ.

Основной акустической характеристикой рулонных покрытий для полов является индекс улучшения изоляции ударного шума, дБ. Индекс характеризует улучшение изоляции ударного шума междуэтажного перекрытия в результате укладки на него рулонного покрытия.

Определение индекса изоляции покрытия проводят путем последовательного измерения изоляции ударного шума плитой перекрытия без покрытия и с покрытием.

Рулонное покрытие можно укладывать непосредственно на плиту перекрытия, если поверхностная плотность составляет не менее 330 кг/м², а индекс улучшения изоляции ударного шума рулонного покрытия – не менее 18 дБ. В этом случае индекс изоляции ударного шума перекрытия с рулонным покрытием отвечает требованиям норм:

$$L_{\omega} = L_{\omega_0} - \Delta L_{\omega}, \quad (8.13)$$

где L_{ω_0} - индекс изоляции ударного шума плиты перекрытия без покрытия, дБ.

Звукоизолирующие свойства ПВХ ТЗИ линолеумов зависят в основном, от плотности и толщины подосновы, а также от ее материала. Индекс улучшения изоляции ударного шума ПВХ ТЗИ линолеумов, в зависимости от указанных параметров, можно определить по таблице 8.2. Индекс некоторых других рулонных покрытий - по таблице 8.3.

Рулонный материал может приклеиваться к плите перекрытия клеями или мастиками. В этом случае индекс ПВХ ТЗИ линолеумов на волокнистых подосновах нужно уменьшить на 1 дБ.

Если рулонное покрытие укладывается на конструкцию плавающего пола, то общий индекс улучшения изоляции ударного шума полом определяется по эмпирической формуле

$$\Delta L_{\omega} = \Delta L_{\omega}^{\Pi} + \Delta L_{\omega}^{\text{P}} - k \frac{\Delta L_{\text{ш}}^{\Pi} \Delta L_{\omega}^{\text{P}}}{\Delta L_{\omega}^{\Pi} + \Delta L_{\omega}^{\text{P}}}, \quad (8.14)$$

где ΔL_{ω}^{Π} - индекс улучшения изоляции ударного шума полом по упругим прокладкам, дБ; $\Delta L_{\text{ш}}^{\text{P}}$ - индекс улучшения изоляции ударного шума рулонным покрытием, дБ; k - коэффициент, равный 1,3 для монолитных и сборных стяжек по упругим прокладкам и 1.5 для дощатых полов, полов из ДСП и ЦСП.

Показатели свойств наиболее распространенных типов рулонных покрытий полов, выпускаемых в РФ, представлены в табл. 8.4

Таблица 8.2. Показатели звукоизоляции свойств линолеумов в зависимости от их толщины.

Рулонное покрытие	Толщина, мм	ΔL_{ω} , дБ
Линолеум ПВХ без подосновы	1,5	8
	1,8	9
Линолеум ПВХ на тканевой подоснове	1,6	9
	2	10
Покрытие из химических волокон - ворсонит	5,0	23
	3,0	20
Двухслойный релин на волокнистой подоснове	3,7	16
Вспененный ПВХ линолеум	3,6	18
	2,8	15

Таблица 8.3. Показатели звукоизоляции свойств линолеумов в зависимости от вида и плотности подосновы.

Материал подосновы	Толщина подосновы, мм	ΔL_{ω} , дБ при плотности подосновы, кг/м ³		
		100	200	300
Джутовые и лубяные волокна	2	18	15	13
	3	21	16	15
	4	23	18	16
Смесь вторичных и синтетических волокон	2	20	17	16
	3	23	19	17
	4	27	20	18
Синтетические и химические волокна	2	18	15	14
	3	22	16	15
	4	25	18	16

Таблица 8.4. Показатели свойств рулонных покрытий полов

Тип покрытия	Завод-изготовитель	Тип подосновы	Толщина, мм			ΔL_{ω} , дБ	Показатель теплоусвоения Y_n , Вт/(м ² *град)
			общая	основы	подосновы		
ВКП	ЗАО Стройполимер п. Хлюпино, Московской обл.	Л	4	1,4	2,6	17	11,4
КП		ВТ	4	1,4	2,6	23	9,6
ВКП		ВТ	3,7	1,2	2,5	25	9,2
ВК		Х	4	1,2	2,8	20	11,2
ВК		ВТ	5	1,2	3,8	20	10
ВЛ	ООО Синтерос г.Отрадный, Самарской обл.		3,5	—	—	21	11,6
ЭКП	ЗАО Стройполимер, Санкт-Петербург, Колпино	ВТ	3,6	1,2	2,4	22	10,1
		Д	3,7	1,2	2,5	23	9,3
		Х	3,8	1,2	2,6	22	8,5
ВКП		ВТ	4,6	1,2	3,4	17	11,4
			5,5	1,5	4	21	9,2
			4,6	1,4	3,2	19	
ВКП	Мосстройпластмас г. Мытищи	Д	3,95	1,35	2,6	17	10,8
		ВТ	4,5	1,2	3,3	19	9,6
ВК		ВТ	4,35	1,2	3,15	20	9,3
		Д	3,85	1,25	2,6	17	11
ВЛ	З-д Полимерстроиматериалы, Санкт-Петербург	—	3,5	—	—	17	9,6
ВЛ		—	3,2	—	—	15	11,6
		—	3,3	—	—	15	10,8
		—	3,1	—	—	16	10,8

Примечание. ВКП-вальцово-каландровый с прозрачной лицевой пленкой; ВК_- вальцово-каландровый; ЭКП - экструзионный с прозрачной лицевой пленкой; ВЛ- вспененный линолиум. Тип подосновы: Д (Л)- антисептирование из джутовых (лубяных) волокон; ВТ - смесь вторичных и синтетических волокон; Х - химические волокна; С - синтетические волокна.

8.5 Звукоизоляция перекрытиями с рулонными полами

Для оценки изоляции ударного шума используют стандартную ударную машину, производящую 10 ударов в секунду, пятью молотками массой по 0,5 кг, свободно падающими с высоты 40 мм. Полученные уровни звукового давления под перекрытиями приводят к октавным полосам частот и единому звукопоглощению, равному 10 м^2 , а затем сравнивают с нормативными [8]. Такие уровни называют приведенными (L_n).

В первом приближении явление удара аппроксимируется действием внезапно приложенной к перекрытию силы, действующей в течение некоторого промежутка времени.

В связи с большими трудностями, связанными с исследованием излучения звука перекрытиями, обычно принимается, что между уровнем вибрации конструкция $L_v = 20 \lg (v/v_0)$ и уровнем звукового давления L имеется простая корреляционная связь $L \sim v$, где v — колебательная скорость конструкции; $v_0 = 5 \times 10^{-8} \text{ м/с}$ — пороговое значение колебательной скорости. Задача определения уровня ударного шума сводится к нахождению колебательной скорости перекрытия при работе стандартной ударной машины.

Обеспечить нормативные требования изоляции ударного шума с помощью одних несущих плит практически невозможно. Так, удвоение толщины плиты перекрытия снижает уровень L_n на 9 дБ, а такое же увеличение плотности, модуля упругости и коэффициента потерь повышает изоляцию ударного шума соответственно на 4,5; 1,5 и 3 дБ. Поэтому применяются различные конструкции полов (по упругому основанию, по лагам и упругим прокладкам, рулонные полы). Применение рулонных слоистых полов позволяет значительно повысить изоляцию ударного шума. Если индекс приведенного уровня ударного шума для несущих плит перекрытий составляет около 80...90, дБ, то перекрытия со слоистыми полами уже имеют $I_p \approx 67\text{—}70$ дБ. Многие ковровые и ворсовые покрытия имеют значения изоляции ударного шума, значительно превышающие нормативные требования. Улучшение звукоизоляции происходит в результате потерь энергии на местное смятие упругого слоя.

В качестве одной из основных звукоизоляционных характеристик рулонных полов является продолжительность стандартного удара τ , с (продолжительность контакта молотка стандартной ударной машины с полом). Частота, с которой начинает проявляться влияние местного смятия, f_0 , равна

$$f_0 = 0.45 / \tau. \quad (8.15)$$

Величина снижения приведённого уровня ударного шума, дБ, для практических целей может быть определена по формуле

$$\Delta L = 40 \lg(f / f_0). \quad (8.16)$$

Индекс приведенного уровня ударного шума, дБ, под перекрытием определяют по формуле

$$I_y = I_{y0} - \Delta I_y \quad (8.17)$$

где I_{y0} — индекс приведенного уровня ударного шума для несущей плиты перекрытия, дБ; ΔI_y — величина, характеризующая уменьшение приведенного уровня ударного шума при наличии рулонного пола.

8.6 Звукоизоляция перекрытиями с полами на упругом основании

К этому типу перекрытий относятся конструкции со сплошным упругим слоем между полом и несущей плитой и конструкции с полом на лагах и упругих прокладках.

Ударные воздействия по полу вызывают периодические изменения напряжения в упругом слое; в нем возникают деформации, на которые расходуется часть энергии, рассеиваемой в виде теплоты. При наличии в конструкции перекрытия промежутков возможна передача звука не только через элементы конструкции, но через эти промежутки.

Снижение уровня ударного шума зависит прежде всего от частоты собственных колебаний пола на упругом основании f_0 . Чем ниже f_0 тем больше величина снижения уровня ударного шума ΔL за счет пола на упругом основании [см. формулу (8.16)]. Каждое удвоение частоты при $f > f_0$ приводит к росту улучшения изоляции ударного шума за счет пола на упругом основании на 12 дБ. Начиная со средних, частот, возможно возникновение волновых процессов в упругом слое, что замедляет рост звукоизоляции с 12 до 6 дБ на октаву.

Расчет изоляции ударного шума сводится к вычислению частотной характеристики снижения уровня ударного шума ΔL за счет пола на упругом основании и к сравнению расчетного значения ΔL с нормативным. В упругом слое учитывается распространение только продольных колебаний. Учет распространения в полах изгибных колебаний приводит к некоторому повышению уровня шума под перекрытием ΔL . Значение ΔL зависит от толщины упругого слоя и его плотности, а также от толщины пола. Частотные характеристики требуемо-

го снижения приведенного уровня ударного шума ΔL_T , даны на рис.8.3 для несущих конструкций перекрытий.

Расчет изоляции ударного шума для перекрытия с полами по сплошным или ленточным упругим прокладкам проводят в такой последовательности. Определяют поверхностные плотности (кг/м^2) элементов перекрытия: несущей части P_1 ; упругой прокладки P_c ; пола на упругом основании P_2 (при полах по лентам из упругих материалов P_c определяют как для сплошной прокладки).

Далее используя рис. 8.3 устанавливают кривую требуемого снижения приведенного уровня ударного шума ΔL_T . Определяют величину приведенного коэффициента жесткости упругого основания $k = E_d/h$, Па/м, где E_d - динамический модуль упругости прокладки, h - толщина упругой прокладки в обжатом состоянии.

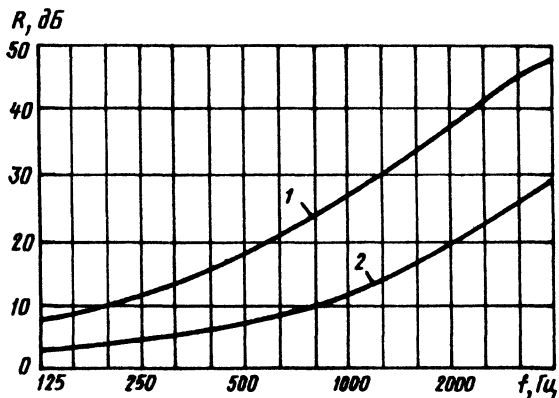


Рис. 8.3. Частотные характеристики требуемого снижения приведенного уровня ударного шума

Находят резонансную частоту колебаний пола на упругом основании по формуле

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{P_2}}, \quad (8.18)$$

определяющей колебательную систему с одной степенью свободы (несущая плита перекрытия принимается неподвижной).

Определяют величину снижения приведенного уровня ударного шума на низких частотах по формуле (8.16) при $f \leq 0.7 f_0 \sqrt{\frac{P_2}{P_c}}$ и $2 < \lambda < 7$,

где $\lambda = P_1/P_2$. Графически это выразится в виде прямой, идущей из точки f_0 на оси абсцисс (рис.8.4) с наклоном 12 дБ на октаву. Если $\lambda \leq 2$ или $\lambda \geq 7$, то вычисляют величину (дБ)

$$\Delta L_2 = 10 \lg \left[\left(\frac{\lambda + 1}{\lambda} \right)^2 + \alpha^2 \left(\alpha^2 - 2 \frac{\lambda - 1}{\lambda} \right) \right], \quad (8.19)$$

где $\alpha = f/f_0$.

Определяют величину снижения приведенного уровня ударного шума, дБ, на средних и высоких частотах при $f \geq 0.7 f_0 \sqrt{P_2/P_c}$:

$$\Delta L_3 = 20 \lg(f/f_0) + 10 \lg(P_2/P_c) - 3. \quad (8.20)$$

Графически из точки f_0 на оси абсцисс (рис. 8.4) откладывают ординату, равную $10 \lg(P_2/P_c) - 3$ (точка А). Из этой точки проводят прямую с наклоном 6 дБ на октаву. Величины снижения приведенного уровня ударного шума на низких частотах ΔL_1 и ΔL_2 соответственно справедливы до пересечения с прямой ΔL_3 в точках B_1 и B_2 , а величины снижения ΔL_3 справедливы на участке правее точек B_1 и B_2 .

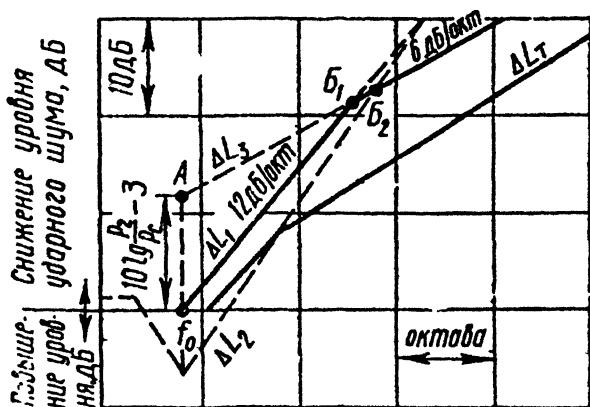


Рис. 8.4. Построение частотной характеристики снижения приведенного уровня ударного шума

На график (рис. 8.4) наносят кривую ΔL_T и определяют индекс приведенного уровня ударного шума, учитывая, что вместо нормативной кривой используют кривую ΔL_T .

Пример. Определить изоляцию ударного шума междуэтажным перекрытием, состоящим из несущей железобетонной плиты толщиной 140 мм, сплошного слоя минераловатных прошивных плит толщиной 50 мм ($\gamma=100 \text{ кг/м}^3$), стяжки из гипсобетона толщиной 50 мм и пола из линолеума толщиной 3 мм.

Определяем поверхностные плотности элементов перекрытия:

$$P_1=2400 \cdot 0,14=336 \text{ кг/м}^2, P_2=1200 \cdot 0,05+1000 \cdot 0,003=63,0 \text{ кг/м}^2. \\ P_c=100 \cdot 0,050=5 \text{ кг/м}^2.$$

Из справочных данных выбираем кривую 4 (см. рис. 8.3). Наносим кривую ΔL_T на график (рис 8.5).

Распределенная поверхностная нагрузка на прокладку с учетом полезной нагрузки составляет $P=630+1500=2130 \text{ Па}$.

Динамический модуль упругости минераловатных плит равен $4 \cdot 10^5 \text{ Па}$, а относительное сжатие $\epsilon=0,65$. Толщина упругой прокладки в обжатом состоянии равна $h=h_n(1-\epsilon)=0,05(1-0,65)=0,0175 \text{ м}$.

Приведенный коэффициент жесткости составит

$$k=4 \cdot 10^5 / 0,0175=22857140 \text{ Па/м}.$$

По формуле (8.18)

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{22857140}{63}} = 96 \text{ Гц}.$$

Значение $\lambda=336/63=5.3 < 7$, поэтому для расчёта ΔL на низких частотах используют формулу (8.16) $\Delta L_1 = 40 \lg(f/f_0)$.

Из точки $f_0 = 96 \text{ Гц}$. на оси абсцисс (рис. 8.5) проводим прямую с наклоном 12 дБ на октаву.

Строим график уравнения (8.20);

$$\Delta L_3 = 20 \lg(f/96) + 10 \lg(63/5) - 3 = 20 \lg(f/96) + 8.$$

Из точки $f_0 = 96 \text{ Гц}$. на оси абсцисс откладываем ординату, равную 8 дБ, и проводим через ее конец (точка А) прямую с наклоном 6 дБ на октаву. Вычисление поправки Δ_y дано в табл. 8.5.

Сумма неблагоприятных отклонений (гр. 4) равна 98 дБ. Среднее значение $98:16=6,1$, что больше 2 дБ. Смещаем нормативную кривую на 8 дБ вверх. Сумма неблагоприятных отклонений (гр. 6) составляет 32 дБ. Среднее отклонение $32:16=2 \text{ дБ}$.

Таким образом, поправка Δ_y равна +8 дБ, а индекс приведенного уровня ударного шума $I_y=70-\Delta_y=70-8=62 \text{ дБ}$, что меньше требуемых 67 дБ для междуэтажных перекрытий жилых зданий. Следовательно, данное междуэтажное перекрытие удовлетворяет нормативным требованиям изоляции ударного шума.

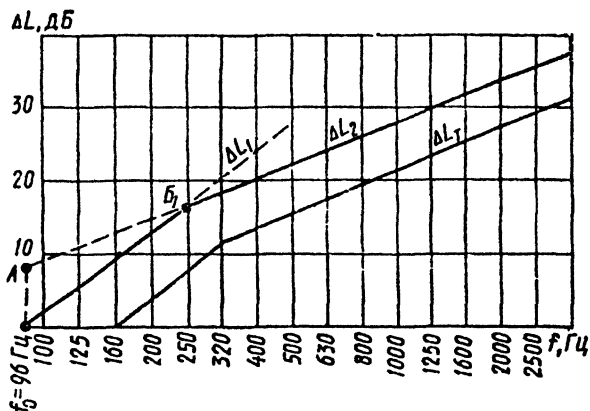


Рис. 8.5. Расчетная частотная характеристика снижения приведенного уровня ударного шума

При полах по лагам и отдельным упругим прокладкам возможна передача звука через воздушные промежутки. Для достаточно тяжелых несущих плит перекрытий ($p \approx 300 \text{ кг/м}^2$) эта передача незначительна.

Для междуэтажных перекрытий с упругим слоем из песка на средних и высоких частотах улучшение изоляции ударного шума зависит от толщины слоя засыпки. Для несущих сплошных или многопустотных плит перекрытий поверхностной плотностью около 300 кг/м^2 засыпка из песка толщиной 60 мм может обеспечить требования изоляции как ударного, так и воздушного шума.

Более простой практический метод определения индекса приведенного уровня ударного шума I_y под междуэтажным перекрытием, в том числе и с полами по лагам, заключается в следующем. Определяют частоту собственных колебаний пола, лежащего на упругом основании, по формуле (8.18), индекс приведенного уровня ударного шума несущей плиты перекрытия I_{y0} и I_y .

Пример 1. Определить индекс приведенного уровня ударного шума для рассмотренного выше междуэтажного перекрытия. Значение $f_0 = 96 \text{ Гц}$. Значение I_{y0} равно 82 дБ, так как поверхностная плотность несущей плиты равна 336 кг/м^2 . По [8] находим индекс приведенного уровня ударного шума, равный 63 дБ, что практически соответствует величине индекса (62 дБ), полученного более точным расчетом.

Пример 2. Определить индекс приведенного уровня ударного шума под перекрытием, состоящим из несущей железобетонной сплошной плиты толщиной 140 мм и деревянного пола по лагам, уложенным на упругие прокладки из мягких древесноволокнистых плит толщиной 25 мм.

Находим величины, входящие в формулу (8.18), определяем $E_d=12 \cdot 10^5$ Па, $\epsilon=0,15$, так как распределенная поверхностная нагрузка на упругие прокладки составляет до 10000 Па. Из формулы $h=h_0(1-\epsilon)$, где h_0 —толщина упругого слоя в необжатом состоянии, м, ϵ —относительное сжатие материала упругого слоя под нагрузкой. $h=0,25(1-0,15)=0,021$ м, $k=E_d/h=12 \cdot 10^5/0,021=57142\ 960$ Па/м. Поверхностную плотность пола по лагам принимаем равной 30 кг/м².

Находим

$$f_0 = (1/2\pi) \sqrt{57142960/30} = 218 \text{ Гц.}$$

Значение $I_{j0}=82$ дБ По [8] находим $I_j=62$ дБ, что меньше требуемых 67 дБ для междуэтажных перекрытий жилых зданий.

Таким образом, можно считать, что данное перекрытие удовлетворяет нормативным требованиям изоляции как воздушного, так и ударного шумов.

Таблица 8.5. Вычисление поправки Δu

Частот, Гц	Вычисленные значения ΔL , дБ	Требуемое значение ΔL_{tr} , дБ	Отклонение вычислен- ных значение от требуе- мых, дБ	Значения для кривой, сдви- нутой вверх на 8 дБ	Отклонение вычислен- ных значений от требуемых, дБ
100	1	0	1	8	-7
125	5	0	5	8	-3
160	9	0	9	8	1
200	13	4	9	12	1
250	16	8	8	16	0
320	18	12	6	20	-2
400	20	14	6	22	-2
500	22	16	6	24	-2
630	24	18	6	26	-2
800	26	20	6	28	-2
1000	28	22	6	30	-2
1250	30	24	6	32	-2
1600	32	26	6	34	-2
2000	34	28	6	36	-2
2500	36	30	6	38	-2
3200	38	32	6	40	-2

В рассматриваемых конструкциях перекрытий улучшение изоляции ударного шума достигается за счет упругих материалов. Звукоизоляционные материалы должны сохранять свои свойства в течение всего срока эксплуатации перекрытий (до капитального ремонта). Однако уже в первые месяцы и годы изоляция ударного шума значитель-

но ухудшается (до 2...6 дБ), что объясняется в основном потерей материалами своих упругих свойств.

Наиболее целесообразны для применения в конструкциях перекрытий прокладки из супертонкого волокна (диаметр волокон 1...3 мкм и объемная масса 100... 150 кг/м³). Данные материалы позволяют значительно улучшить эксплуатационные характеристики междуэтажных перекрытий и несколько уменьшить их высоту. Однако проблема уменьшения массы перекрытий должна решаться по пути создания новых конструкций, например многослойных.

Если разделить (по высоте) упругую прокладку обычного трехслойного перекрытия равномерно распределенным слоем материала с достаточно большим инерционным сопротивлением, то получаемую конструкцию можно назвать пятислойной. Основными элементами перекрытия являются три инерционных (пол с его основанием, равномерно распределенный слой материала и несущая панель) и два упругих слоя. Если добиться рассогласования частот собственных колебаний инерционных слоев. (желательно, ниже нормируемого в строительстве диапазона частот), то следует ожидать дополнительного (относительно трехслойной конструкции) прироста звукоизоляции.

При одинаковой массе пятислойные перекрытия имеют лучшую звукоизоляцию, чем трехслойные. Улучшение изоляции ударного шума в области низких частот составляет около 12 дБ на октаву, а в области средних и высоких частот—6 дБ на октаву. В качестве равномерно распределенного слоя можно применять любые строительные материалы с поверхностной плотностью не менее 30 кг/м². При этом необходимо стремиться к тому, чтобы жесткость инерционных элементов пола (плиты пола и равномерно распределенного слоя) составляла не более 1/20...1/30 жесткости несущей плиты перекрытия при изгибе, а поверхностная плотность была бы по возможности большей.

Пятислойные конструкции перекрытий позволяют уменьшить поверхностную плотность примерно на 50 кг/м², а стоимость строительных материалов на 4...8% по сравнению с трехслойными конструкциями при обеспечении нормативных значений звукоизоляции. При использовании прокладок из супертонкого стекловолокна дополнительно уменьшается толщина перекрытий на 20...30 мм.

Большая звукоизоляция также может быть достигнута при устройстве подвесных раздельных потолков. Если потолок будет обладать малой изгибной жесткостью и достаточно изолирован от несущей плиты, то возможно получить уменьшение массы перекрытий при обеспечении нормативных значений звукоизоляции. Она увеличивается при размещении в воздушном промежутке звукопоглощающего материала. В этом случае при наличии в потолке перфорации конструкция будет не только звукоизолирующей, но и звукопоглощающей.

Список литературы к Разделу 1

1. Бреховских Л. М. Волны в слоистых средах – М.: Наука, 1973. – 344 с.
2. Крейтан В. Г. Обеспечение звукоизоляции при конструировании жилых зданий. – М.: Стройиздат, 1980 – 171 с.
3. Седов М. С. Теория инерционного прохождения звука через ограждающие конструкции // Изв. вузов. Сер. Стр-во и архитектура. – 1990. – №2. – с. 37-42.
4. Седов М. С., Бобылев В. Н. Звукоизоляция строительных панелей на низких частотах // Звукоизолирующие и звукопоглощающие конструкции в строительстве и на транспорте. Л., 1974. – с. 28-32.
5. Седов М. С., Невзоров А. В. Звукоизолирующие свойства пластинок с вибродемпфированием их краев // Тр. Горьковского инж.-стр. ин-та – 1974. – вып. 71. – с. 28-32.
6. Седов М. С., Юлин В. И., Кочкин А. А. Расчет звукоизоляции облегченных ограждающих конструкций. Учеб. Пособ. – горьковский ГГУ им. Н. И. Лобачевского 1985. – 55 с.
7. Скучик Е. Основы акустики. – Т.1. – М.: Мир, 1976. – 520 с.
8. СНиП II-12-77. Защита от шума. М.: Стройиздат, 1978. – 49 с.
9. Седов М. С., Бобылев В. Н. Расчет звукоизоляции однослойных ограждений на низких частотах. – горький: Изд-во ГГУ, 1976. – 66 с.
10. Седов М. С., Бобылев В. Н. Расчет звукоизоляции строительных панелей. Горький: Изд-во ГГУ, 1979. – 132 с.

Раздел 2. ЗВУКОПОГЛОЩЕНИЕ

Под звукопоглощением понимается процесс преобразования энергии звуковых волн в тепловую энергию при распространении звука в среде или при падении звука на границу двух сред. В строительной акустике речь идет, в основном, о второй части определения процесса, а в качестве границ двух сред чаще всего подразумеваются границы «воздух-ограждающие конструкции» помещения.

Наиболее отчетливо процесс звукопоглощения наблюдается в тех случаях, когда на границе с воздушной средой размещают материалы, у которых свойства превращать колебательную энергию звуковой волны в тепловую выражены наиболее ярко. Эта группа материалов (и изделий на их основе) получила название звукопоглощающих.

Звукопоглощающие материалы находят применение в большинстве современных средств защиты от шума. Они входят в состав всех известных устройств для непосредственного поглощения звука акустическими облицовками ограждающих конструкций, для глушения шума, распространяющегося в каналах вентиляционных систем, для изоляции структурного звука и вибраций в качестве упругих прокладок и покрытий, для улучшения изоляции звука в качестве заполнителя и уплотнителя щелей и отверстий.

Глава 9. Основные виды строительных звукопоглощающих материалов и изделий

9.1. Классификация материалов по структурным, сырьевым и конструктивным признакам

Эффективные звукопоглощающие материалы совмещают структурные признаки, прогнотивоположные друг другу. Звукопоглощающие материалы должны иметь минимальную плотность, максимальный объем сквозных пор и максимальную удельную площадь поверхности пор.

Поэтому при разработке технологии производства звукопоглощающих материалов исходят, прежде всего, из структурных характеристик: плотности, пористости, удельной площади поверхности пор. Варьируя различными видами сырья и видоизменяя технологические режимы, можно создавать материалы определенной структуры, а следовательно, и свойств.

Исходя из этих требований, все известные звукопоглощающие материалы делятся по структурным признакам на 4 типа:

- с волокнистой структурой;
- с зернистой структурой;
- со смешанной структурой;
- с ячеистой структурой.

Материалы с волокнистой структурой, обладающие межволоконистой пористостью, выпускаются на основе минеральной или стеклянной ваты в виде полуфабрикатов (полужестких и жестких плит, рулонов, матов), используемых в качестве элементов звукопоглощающих конструкций или в виде материалов полной заводской готовности (плиты типа Спинтон).

Материалы с зернистой структурой обладают только межгранульной пористостью, которая образуется между зернами скелетообразователя - перлита, вермикулита, шамота, металла. В России разработан ряд звукопоглощающих материалов с зернистой структурой, например, плиты «Пемзолит» на основе обожженной каолиновой крошки и цемента и плиты «Вибровулканит» на основе перлита и жидкого стекла.

Выпускают и пористую огнеупорную керамику, обладающую также зернистой структурой, но используемую в основном как тепловою изоляцию, тепловую защиту или в качестве горячих фильтров. Звукопоглощающие свойства пористой керамики невысоки (коэффициент звукопоглощения не превышает 0,35-0,4 в среднем диапазоне частот, поэтому она не нашла применения в строительной акустике.

Зернистой структурой обладает металлокерамика, получаемая путем прессования металлического порошка (бронза, нержавеющая сталь, никель) с добавлением наполнителя, в качестве которого используют парафин или 12%-ый водный раствор поливинилового спирта. При последующем нагревании спрессованной смеси наполнитель испаряется, образуя поры между зернами металла.

За рубежом металлокерамику применяют в виде акустических панелей. В отечественном производстве освоен выпуск различных типов металлокерамических глушителей шума воздушного потока, вытекающего из пневматических механизмов.

Материалы со смешанной структурой характеризуются наличием как, внутризерновой (внутригранульной) пористости, так и межзерновой (межгранульной). Такую структуру имеют широко распространенные в России минераловатные плиты на основе гранулированной минеральной ваты и крахмального связующего (плиты типа Травертон, Акмигран и Акминит).

Материалы с ячеистой структурой представляют собой двухфазную систему, состоящую из скелетообразующего заполнителя и относительно равномерно диспергированной газовой фазы.

Известны полимерные и минеральные материалы с ячеистой структурой: пенополиуретан, винилор, пеногипс, ячеистый бетон.

При этом наибольшее распространение получили плиты на основе ячеистого бетона автоклавного твердения под условным названием «Силакпор».

Перфорированные материалы, используемые в качестве резонансных конструкций, представляют собой плоские перфорированные пластины. Наибольшее распространение у нас в стране получили перфорированная сухая гипсовая штукатурка, асбоцементные перфорированные плиты, перфорированные металлические элементы из дюралюминия.

По сырьевым признакам звукопоглощающие материалы разделяют на четыре группы:

- материалы минерального происхождения (плиты «Силакпор», «Кермитон», пеногипсовые, гипсовые и асбестоцементные перфорированные плиты, минераловатные плиты и маты, применяемые в качестве элементов звукопоглощающих конструкций);
- материалы органического происхождения (пенополиуретан, пенополиэтилен, винипор, полимерные пленки);
- композиционные материалы (плиты Акмигран, Акминит, Армитон, Спинтон, Травертон, Акминикс и т.д.),
- материалы из металла (дюралюминиевые, перфорированные экраны и профили).

По конструктивным признакам звукопоглощающие материалы подразделяются на пять групп:

- звукопоглощающие изделия полной заводской готовности;
- материалы, применяемые в качестве элементов конструкций звукопоглощающих облицовок;
- звукопоглощающие элементы плоского и объемного типа;
- элементы кулисного типа;
- резонансные звукопоглощающие конструкции.

Все перечисленные признаки в основном касаются чисто технологических характеристик материалов и изделий. Эти признаки могут быть использованы при решении рецептуры изготовления материалов и установлении технологических режимов их выпуска для получения материалов с заданными звукопоглощающими свойствами, если найдена связь технологических и акустических параметров.

Наряду с перечисленными признаками существенны и различия по коэффициенту звукопоглощения α в определенном диапазоне частот. Материалы и изделия с $\alpha \geq 0,8$ в диапазоне низких (100-250 Гц), средних (315-1000 Гц) и высоких (1250-5000 Гц) частот отнесены к первому классу звукопоглотителей, обеспечивающих максимальное снижение уровня звукового давления. Для второго класса в тех же диапазонах частот $\alpha = 0,4 \div 0,8$, а для третьего $\alpha < 0,4$. Использование этого основного чисто акустического признака позволило среди многообразия применяющихся сейчас конструкций звукопоглощающих облицовок выделить три основные группы, охватывающие по существу все виды выпускаемых в нашей стране изделий и отличающиеся

специфическими признаками как конструктивного, так и акустического характера. К первой группе звукопоглощающих элементов, имеющих наибольшее распространение и получивших название плоских, с полным правом можно отнести элементы, выполненные из материалов полной заводской готовности (плиты типа Акмигран, Экофон, Акусто и др.), а также в виде съемных кассет из перфорированных (металлических, асбестоцементных, гипсовых) покрытий со звукопоглощающими слоями из ультратонкого стеклянного и базальтового волокна или минераловатных плит различных модификаций. Акустическая эффективность конструктивных элементов этой группы относительно невелика, так как их коэффициенты звукопоглощения, как правило, не превышают 0,8 - 0,9, а с учетом ограниченности занимаемой ими площади в помещении обеспечиваемый такой облицовкой средний коэффициент звукопоглощения в большинстве случаев не превышает 0.5.

Вторую группу звукопоглощающих элементов составляют так называемые объемные звукопоглощающие элементы, отличительной чертой которых в первую очередь следует назвать повышенный (по сравнению с плоскими элементами) на 50-70% коэффициент звукопоглощения за счет дополнительного поглощения вследствие дифракции звуковых волн и за счет более развитой поверхности. В третью группу входят звукопоглощающие элементы, являющиеся по существу объемными элементами, два размера которых значительно превосходят третий. Эти элементы выделены в самостоятельную группу из-за исключительной простоты их изготовления и монтажа, экономичности, удовлетворительного внешнего вида, высоких огнестойких качеств и получили название элементов кулисного типа. Условные коэффициенты звукопоглощения системы поглотителей кулисного типа (приведенные к 1 м^2 поверхности ограждения) достигают 2-2,5, т.е. элементы этого типа значительно превосходят по своей эффективности элементы первой группы.

9.2. Звукопоглощающие изделия и конструкции полной заводской готовности

К числу наиболее распространенных звукопоглощающих изделий полной заводской готовности, выпускаемых отечественной промышленностью, могут быть отнесены минераловатные плиты на крахмальном связующем. В зависимости от степени переработки минеральной ваты, концентрации и вязкости связующего могут быть получены изделия различной структуры и с различными качественными показателями. Акустические параметры таких материалов существенным образом зависят от развития удельной площади поверхности пор, плотности, диаметра волокна и т.п. Коэффициенты звукопоглощения наиболее высоки в области средних и отчасти высоких частот.

Звукопоглощающие плиты Силакпор (разновидности ячеистых бетонов) имеют структуру с сообщающимися порами. Достаточно крупные поры ограничивают действие вязкости, а увеличенная толщина слоя (до 40- 50 мм) в большой степени приближает условия распространения звука в слое Силакпора к условиям распространения его в среде, что позволяет получить изделия с высокими коэффициентами звукопоглощения в широком диапазоне частот.

Звукопоглощающий материал с высокими акустическими свойствами можно изготовить и из волокнистых материалов на синтетических связующих путем, введения связующего в структуру волокнистого ковра, получаемого из стеклянной ваты в камерах волокноосаждения. Плиты типа Армстронг и Акусто имеют оптимальную плотность 50-100 кг/м³ и гладко меняющиеся в зависимости от частоты волновые параметры, что обеспечивает им столь же гладкое возрастание с увеличением частоты коэффициента звукопоглощения. На низких частотах сказывается отрицательное влияние вязкости воздуха так как диаметры волокон не превышают 6-8 мкм и образованные ими капилляры-поры достаточно узки.

К материалам полной заводской готовности относятся и многослойные плиты, выполненные на основе полужестких минераловатных плит плотностью 80-100 кг/м³ в сочетании с перфорированным гипсовым покрытием, составляющим единое целое с футляром, в котором размещается слой пористоволокнистого материала. Кроме того, между покрытием и слоем звукопоглотителя, как правило, располагается промежуточный защитный слой из акустически прозрачного материала.

9.3. Материалы, применяемые в качестве элементов конструкций звукопоглощающих облицовок

Звукопоглощающие пористоволокнистые материалы составляют основу всех трех групп элементов и в зависимости от структуры оказывают различную реакцию на падающий на поверхность материала звук. Эта реакция может быть оценена с помощью удельного акустического импеданса. Потери звуковой энергии в этих случаях происходят в силу ряда причин, главными из которых могут быть названы эффекты вязкости и теплопроводности воздуха, а также податливости скелета материала.

Вязкое трение при движении воздуха в узких капиллярах и обуславливает потери звуковой энергии внутри звукопоглощающего материала. До известной степени потери могут быть определены сопротивлением продуванию воздуха через слой материала, в некоторых случаях подчиняющемуся закону Пуазейля. Но поскольку процесс сжатия воздуха в порах материала может протекать как адиабатически,

так и изотермически, то наличие теплопроводности может привести к дополнительным необратимым потерям энергии.

Явление податливости (или упругих колебаний) скелета материала также в ряде случаев приводит к необратимым потерям энергии релаксационного характера. В реальных звукопоглощающих материалах потери могут быть вызваны одной из причин, но, как правило, в волокнистых структурах все три механизма потерь участвуют в процессе поглощения энергии падающей волны.

В конструкциях звукопоглощающих облицовок в качестве звукопоглощающего слоя применяют:

- плиты минераловатные на синтетическом связующем, полужесткие, с диаметрами волокон 5-10 мкм, плотностью 50-100 кг/м³, влагостойкие, негорючие;

- холсты из супертонкого стеклянного волокна диаметром не более 3 мкм, плотностью 17-25 кг/м³, невлагостойкие;

- изделия из супертонких стеклянных волокон диаметром не более 2 мкм, плотностью 7-15 кг/м³, облицованные с одной или с двух сторон тканью или пленкой, трудно горючие;

- маты из супертонкого базальтового волокна ВСТВ плотностью 20-25 кг/м³, в защитной оболочке из стеклянной ткани, негорючие, влагостойкие.

Поскольку основной элемент звукопоглощающей конструкции не обладает достаточной прочностью, его необходимо защищать оболочками и покрытиями. В качестве защитных оболочек применяют:

- стеклянную ткань, представляющую собой полотно различной плотности, вырабатываемое из крученых стеклянных нитей, негорючую, толщиной 70-100 мкм, с поверхностной плотностью не более 0,11 кг/м² марок А-1, ЭЗ-100, Э1-100, Э2-100, а также стеклянную ткань толщиной до 200 мкм с поверхностной плотностью до 0,2 кг/м² марок ЭЗ-200, Т-23, ТСД;

- павинол перфорированный марки авиапол, негорючий материал из стеклянной ткани с односторонним покрытием антипирированной поливинилхлоридной массой в виде чередующихся полос с процентом перфорации не менее 24, с поверхностной плотностью 0,25-0,57 кг/м²;

- пленку полиэтилентерефталатную ПЭТФ толщиной не более 25 мкм, с поверхностной плотностью не более 0,03 кг/м².

В качестве защитных покрытий используют:

- алюминиевые перфорированные панели толщиной 0,8 мм, размером 500×500 мм и коэффициентом перфорации 19% (ПАЗ 500/3-19);

- алюминиевые перфорированные панели толщиной 1 мм, размерами 600×600 и 600×1200 мм с перфорацией по квадратной решет-

ке и коэффициентами перфорации 14 и 16% соответственно (типа ЛАП);

- алюминиевые перфорированные рейки толщиной 0,7 мм, размерами 100×3000 и 300×6000 мм с перфорацией по треугольнику и коэффициентом перфорации 23% (типа ЛАК);

- плиты гипсокартонные штампованные, перфорированные с коэффициентом перфорации 9-12%, толщиной 10 мм, размерами 500×500 и 500×1000 мм с подклеенной с тыльной стороны тканью или бумагой, трудногорючие;

- просечновытяжные листы из алюминия или стали толщиной не более 1,2 мм с размерами ячеек 30×12, 26×11, 24×10 мм и с коэффициентом перфорации не менее 70%.

Все защитные оболочки и покрытия оказывают влияние на акустические свойства звукопоглощающего слоя. Поэтому возможность их применения должна быть предварительно проверена расчетом по формулам или в соответствии с имеющимися рекомендациями.

9.4. Технология производства основных звукопоглощающих материалов

Звукопоглощающие материалы должны быть эффективны в широком диапазоне частот, удовлетворять требованиям санитарных и противопожарных норм, обладать достаточной прочностью, быть легкими, долговечными, отвечать современным эстетическим требованиям. Кроме того, технология их изготовления должна быть экологически чистой и безотходной.

Как правило, бывает трудно совместить все указанные требования в каком-либо одном виде изделия. В этом смысле наиболее перспективными и универсальными являются материалы на основе минеральной ваты и различных видов связующих: органических и неорганических.

Материалы на основе минеральной ваты обладают невысокой плотностью, высокой сквозной пористостью и большой площадью поверхности пор. В зависимости от степени переработки минеральной ваты, состава и технологических свойств связующего, а также способа производства могут быть получены материалы с различными структурой, качественными показателями, фактурой поверхности.

Отправными данными при отработке технологии производства звукопоглощающих материалов являются их структурные характеристики, которые с одной стороны позволяют рассчитать поглощающие свойства пористых материалов и конструкций, а с другой - могут корректироваться на отдельных этапах производства. Изменяя виды сырья и технологические режимы, можно создавать материалы с заданной структурой, а, следовательно, с заданными свойствами.

В настоящее время наибольшее распространение в мире получили плиты на основе минеральной ваты и крахмального связующего. Крахмал наиболее эффективное и универсальное ежегодно восстанавливаемое сырье, он дешев, нетоксичен, обладает большим выходом клеящей массы, хорошо совмещается со всеми улучшающими добавками, приобретая их свойства.

Известны два вида звукопоглощающих материалов на основе минеральной ваты и крахмального связующего: плиты Травертон (в России Акмигран и Акминит) и Спинтон (в России плиты МВП), которые изготавливаются по двум различным технологиям: пастовой и отливочной.

Структура плит, изготавливаемых по пастовой технологии (Травертон, Акмигран, Акминит), формируется из двух основных компонентов - минераловатных гранул и связующего на основе клейстеризованного крахмала, в которое вводятся различные модифицирующие добавки для улучшения пластических свойств формовочной массы и повышения эксплуатационных качеств готовых изделий.

При грануляции минеральной ваты происходит образование и окатка гранул, а также очистка их от неволокнистых включений. Степень грануляции минеральной ваты контролируется насыпной плотностью гранул, который обычно составляет $100-300 \text{ кг/м}^3$.

При приготовлении крахмального связующего важнейшим технологическим показателем его является концентрация, от которой зависит вязкость и содержание связующего в готовых плитах: оптимальная концентрация связующего составляет 3,5-5,0%.

При формовании плит в зависимости от степени уплотнения можно получить материал плотностью $350-450 \text{ кг/м}^3$.

Технологическая схема изготовления таких плит представлена на рис 9.1.

Изменение технологических параметров изготовления плит типа Травертон (насыпной плотности гранул, концентрации связующего, степени уплотнения плит) позволяет получить материалы с различной структурой - волокнистой, смешанной или зернистой и с различными свойствами.

Минераловатная промышленность выпускает минеральную вату с диаметром волокна 5-16 мкм. При этом в зависимости от вида сырья, способа раздува содержание неволокнистых включений в вате размером более 100 мкм колеблется от 30 до 70% общего веса изделия.

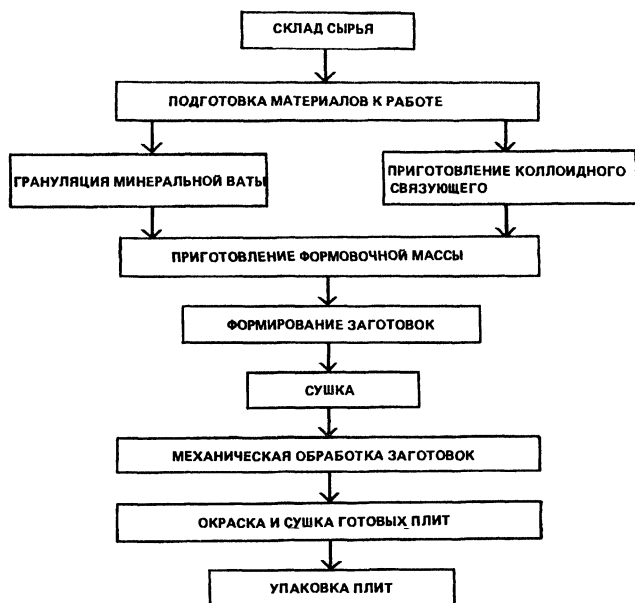


Рис. 9.1. Технологическая схема производства звукопоглощающих плит по пастовой технологии

Само по себе повышенное содержание неволокнистых включений не оказывает заметного влияния на поглощающие свойства пористых материалов (табл. 9.1). Однако эффективная очистка минеральной ваты от "корольков" позволяет снизить плотность изделий, что дает возможность разместить, если это необходимо в практических условиях, большее количество звукопоглощающих материалов на несущих конструкциях помещений.

Кроме акустического эффекта качественная очистка минеральной ваты улучшает декоративные свойства материала, снижает число дефектных точек в структуре плит, повышает срок работы режущего инструмента на участке механической обработки заготовок и позволяет получить плиты более точных геометрических размеров.

В практической деятельности полностью очистить минеральную вату от неволокнистых включений не удастся, несмотря на то что она проходит многоступенчатую очистку на стадиях рыхления, окатки гранул и сепарации. Содержанию неволокнистых включений размером свыше 0,1 мм в импортных и отечественных звукопоглощающих плитах следующее:

Сордино (Параистен Калькиуори, Финляндия)	31,4
Стайелтон (Болдвин-Хилл, США)	20,0
Минератон (Ниттобо, Япония)	22,3
Травертон (Армстронг, США)	25,3
Пермакустик (Джонс Менвилл, США)	24,8
Акминит (РФ)	20-40

Таблица 9.1. Коэффициент звукопоглощения (КЗП) плит Акминит с различным содержанием неволоконистых включений

Содержание "корольков" минеральной вате, %	Плотность плит, кг/м ³	КЗП при частоте, Гц			
		250	500	1000	2000
30	360	0,14	0,34	0,45	0,53
50	380	0,16	0,35	0,44	0,48
70	420	0,15	0,36	0,46	0,55

Диаметр волокна минеральной ваты как структурная характеристика минераловатного изделия непосредственно не влияет на звукопоглощающие свойства. Акустические характеристики минераловатного изделия зависят от удельной площади поверхности пор, которая зависит от диаметра волокна и плотности изделия. В практике можно добиться необходимого звукопоглощения с любым минеральным волокном, подбирая требуемую удельную площадь поверхности пор в изделии путем уплотнения материала. В практической деятельности для производства звукопоглощающих плит с минимальной плотностью необходимо применять волокно, имеющее диаметр не более 5-6 мкм.

Современное технологическое оборудование позволяет получить гранулы с насыпной плотностью 100-300 кг/м³. Диаметр гранул колеблется от 2 до 20 мм. Структура звукопоглощающих плит, определяющая их акустические свойства, зависит от степени окатки гранул и их фракционного состава и может быть зернистой, смешанной (с сообщающимися или несообщающимися межгранульными порами) или волокнистой.

На рис. 9.2 представлены частотные зависимости коэффициентов звукопоглощения минераловатных плит с различной структурой, изготовленных по пастовой технологии.

В практической деятельности минераловатные плиты со смешанной структурой и сообщающейся межгранульной пористостью не применяются, так как имеют низкую прочность. При производстве такие материалы доводят до плотности 350-450 кг/м³. В результате межгранульная пористость в них составляет 0-15% и отдельные межгранульные поры не связаны между собой. В данном случае определяющим структурным фактором также является удельная площадь поверхности пор в материале.

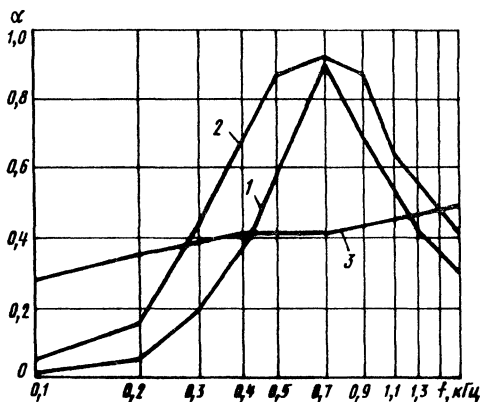


Рис. 9.2. Коэффициенты звукопоглощения минераловатных плит с различной структурой. 1 - зернистой; 2 - смешанной с сообщающимися межгранульными порами; 3 - смешанной с замкнутыми межгранульными порами

Качественные показатели звукопоглощающих плит в значительной степени зависят от содержания в них связующего, которое обычно составляет 5-40% массы изделия. Повышенное содержание связующего вызывает значительное изменение акустические свойств пористоволокнистого материала (рис. 9.3).

В технологическом процессе производства плит по пастовой технологии обычно предусматриваются операции, которые позволяют повысить поглощающие свойства изделий путем снижения акустического сопротивления (импеданса) звукопоглощающей конструкции. Для этого в процессе формования плит вскрывают замкнутые межгранульные поры, сдвигая поверхностный слой формовочной массы, или нанося фактуру на лицевую поверхность изделия с помощью пескоструйных установок, фрезерных станков, штампов.

По принципу пастовой технологии отечественными специалистами разработан целый ряд звукопоглощающих материалов с использованием непищевых компонентов, поскольку крахмал является ценным пищевым сырьем. Звукопоглощающий материал под условным названием Акустинас разработан на основе гранулированной минеральной ваты и синтетического связующего, включающего полиакриламид и поливинидацетатную дисперсию (ПВА-Д).

В НИИ строительной физики разработан состав и технология изготовления двух звукопоглощающих материалов, изготавливаемых по пастовой технологии: на основе гранулированной минеральной ваты и жидкого стекла с добавками и на основе гранулированной минеральной ваты, огнеупорной глины и натрия карбоксиметилцеллюлозы (КМЦ).

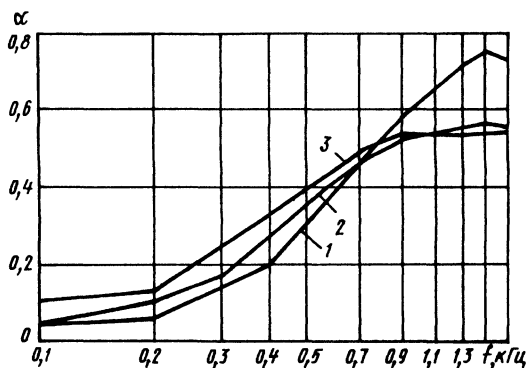


Рис. 9.3. Коэффициенты звукопоглощения минераловатных плит с различным содержанием связующего (плотность плит 370-380 кг/м³)
1- содержание связующего 5 %; 2 - то же, 12 %; 3 - то же, 40 %

Технологическая схема изготовления звукопоглощающих плит с использованием в качестве связующего как жидкого стекла (плит Кермитон), так и огнеупорной глины, модифицированной натрием КМЦ (плит Армитон), отличается от известной только процессом приготовления связующего.

Пастовая технология изготовления звукопоглощающих плит предъявляет определенные требования к вязкости связующего, от которой зависит пластичность и удобоукладываемость формовочной массы. Чтобы придать связующему требуемые реологические свойства и повысить качественные показатели плит, в состав плит Кермитон введены технологические и модифицирующие добавки.

Состав плит Кермитон (вес %) следующий:

Гранулированная минеральная вата 45 - 55

Растворимое стекло 36,5 - 45

Асбест 2,4 - 3

Каолин 2,8 - 4

Пенообразователь 0,6 - 0,8

Кремнефтористый натрий 1,9 - 3

Введение в состав материала кремнефтористого натрия повышает прочность и водостойкость плит. Введение асбеста, каолина и пенообразователя позволяет получить связующее с требуемой вязкостью и как следствие, получить формовочную массу такой же пластичности и удобоукладываемости, как у плит типа Травертон и Акмигран.

Плиты Кермитон, не уступая по физико-механическим и акустическим показателям плитам Акмигран и Акминит обладают более

высокой влагостойкостью и могут быть с успехом использованы для акустической отделки помещений общественных и промышленных зданий как с нормальным, так и с жестким температурно-влажностным режимом.

На рис. 9.4 показана кинетика изменения прочности плит Акмигран и Кермитон при их сорбционном увлажнении.

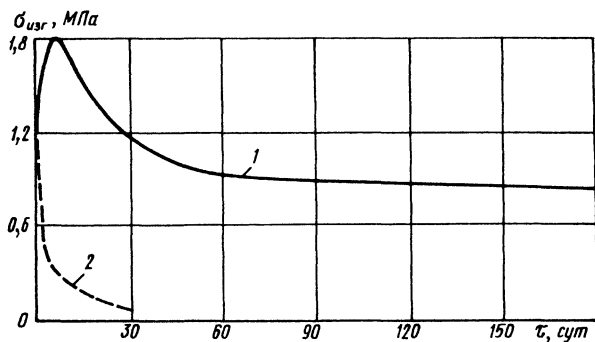


Рис. 9.4. Изменение предела прочности при изгибе звукопоглощающих плит при относительной влажности воздуха $\varphi = 96-100\%$ и температуре $t = 18-22\text{ }^{\circ}\text{C}$
 1 – плита Кермитон; 2 – плита Акмигран

Исследования влагостойкости плит Кермитон показали, что в условиях жесткого влажностного режима их прочность за 6 мес. снижается на 50% и далее стабилизируется на этом уровне, в то время как плиты Акмигран в тех же условиях полностью разрушаются за 1 мес.

За рубежом в последние годы все большее распространение также получают плиты на основе минеральной ваты и глин в качестве связующего. Преимуществом таких изделий являются сравнительно высокие качественные показатели, огнестойкость и использование недефицитного сырья с невысокой стоимостью.

В США и Англии получены способы получения звукопоглощающих материалов из глин. По данным патентных источников, подобные плиты обладают высокой огнестойкостью, имеют прочность 1-1,6 МПа при плотности 350 кг/м^3 и КЗП=0,5-0,8.

Плиты Армитон изготавливаемые с использованием глин, по своим качественным показателям наиболее близки к известным плитам Акмигран и Акминит. Изготавливаются плиты Армитон по пастовой технологии. Связующее с требуемой вязкостью готовят путем получения раствора натрия КМЦ концентрацией 1-1,5%, в котором затем

распускают огнеупорную глину до плотности раствора 1,08-1,11 г/см³. Полученное связующее смешивают с гранулированной минеральной ватой и далее пастовый технологический процесс повторяется по известной схеме.

Технология изготовления плит Армитон может быть построена по безотходному процессу, так как огнеупорная глина и натрий КМЦ, которые попадают в отходы после механической обработки в виде лома, могут быть использованы повторно.

Структура звукопоглощающих минераловатных плит типа Спинтон или МВП, изготавливаемых по отливочной технологии, так же как и структура плит Травертон, формируется из двух основных компонентов - минерального волокна и крахмального связующего. Плиты типа Спинтон изготавливаются на круглосетчатых или длинносетчатых (бумагоделательных) машинах и технология их производства сходна с технологией изготовления бумаги.

Промышленные линии по производству плит Спинтон в 10-12 раз производительнее линий по производству плит Травертон и достигает 2-4 млн. м² плит в год. В настоящее время на Западе работают ряд линий производительностью 10-12 млн. м² плит в год.

Технология производства плит Спинтон (плит МВП) была разработана и в России, но промышленного внедрения пока не получила.

Технологическая схема изготовления таких плит представлена на рис. 9.5.

Плиты по отливочной технологии имеют волокнистую структуру, что определяет их высокую прочность. В результате этого расширяется диапазон типоразмеров выпускаемых изделий: плиты размером от 300×300×8 до 900×1500×16 мм.

Однако волокнистая структура и повышенная прочность снижают звукопоглощающие и декоративные свойства плит Спинтон по сравнению с плитами Травертон. Хорошими звукопоглощающими свойствами обладают минераловатные плиты Алминикс, изготавливаемые по отливочной технологии с применением вместо крахмала композиционного синтетического связующего на основе карбамид-формальдегидной смолы.

Для изготовления плит Акминикс используется минеральная вата, карбамидформальдегидная смола КФ-МТ, карбамид, хлористый аммоний и гидрофобизатор.

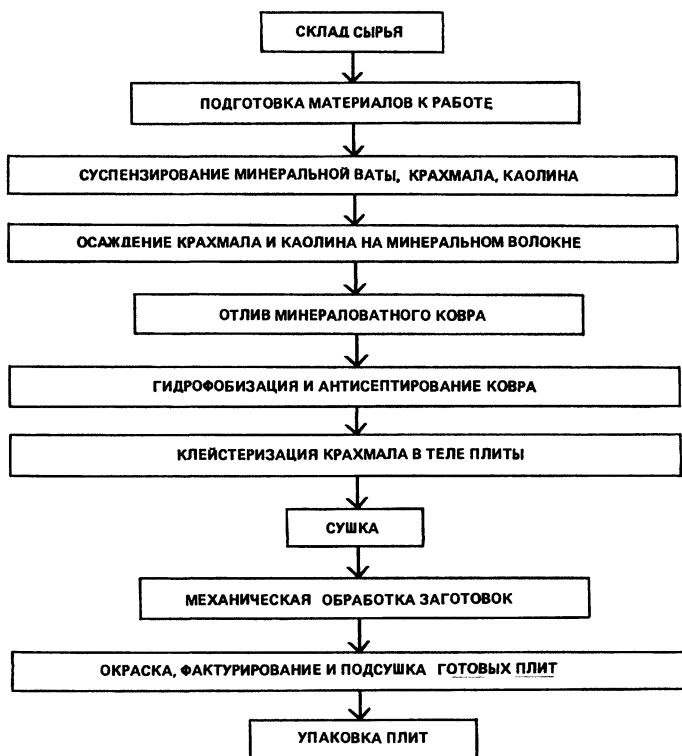


Рис. 9.5. Технологическая схема изготовления плит Спинтон и МВП

Процесс получения плит Акминикс из гидромассы на промышленной линии включает в себя следующие операции:

- приготовление рабочего раствора синтетического связующего плотностью $1.06 - 1.12 \text{ г/см}^3$ в расходной емкости;
- рыхление минеральной ваты;
- непрерывное смешивание клочков минеральной ваты с раствором связующего в смесителе роторного типа до получения гидромассы с твердо-жидким отношением $1/20$;
- отлив минераловатного ковра на сетку отливочной машины;
- термообработку полученного ковра в камере путем прососа через него теплоносителя с температурой, близкой к температуре отверждения смолы;
- разрезку затвердевшего минераловатного ковра на заготовки

размером в плане 960×320 мм;

- окончательную механическую обработку заготовок и окраску плит.

Плиты Акминикс относятся к группе трудногорючих материалов. Санитарно-гигиеническая оценка показала, что плиты Акминикс могут быть рекомендованы для применения в промышленных зданиях, а также в общественных с временным пребыванием людей.

Кроме минераловатных звукопоглощающих плит со смешанной и волокнистой структурой в нашей стране изготавливаются материалы с ячеистой структурой, из которых наибольшее распространение получили плиты Силакпор, представляющие собой ячеистый бетон плотностью $350-450 \text{ кг/м}^3$.

В качестве элементов в звукопоглощающих конструкциях применяется пенополиуретан, имеющий также как и плиты Силакпор ячеистую структуру.

Этот тип пенопласта получается на основе механического смешивания нескольких компонентов простых или сложных полиэфиров, содержащих олигомер; изоционата; воды, катализатора; поверхностно-активного вещества и наполнителя. В результате реакций воды с изоционатом и олигомера с изоционатом образуется пенообразная масса, состоящая из пузырьков углекислого газа в полимерной оболочке.

При скоплении в смеси достаточно большого количества газа часть его выходит наружу, образуя при этом открытые поры. После застывания смеси образуется легкий пористый эластичный материал плотностью $25-40 \text{ кг/м}^3$ обладающий высокими механическими и акустическими показателями.

Глава 10. Звукопоглощающие волокнистые и пористые материалы

10.1. Элементарная теория поглощения звуковой волны в среде с внутренним трением. Волновые параметры звукопоглощающих материалов

Как было сказано в главе 9, пористыми материалами называются такие, в которых твердое вещество занимает только часть общего объема. При этом частицы вещества равномерно распределены по всему объему, образуя многочисленные маленькие полости, сообщающиеся между собой. Колебания воздуха, вызываемое звуковым давлением на поверхности среды, распространяются в этих полостях или каналах с затуханием, обусловленным вязкостью и трением вблизи их стенок.

Распространение колебательного процесса в такой среде описывается волновым уравнением для потенциала скоростей $\Phi(x, t)$ как функции координаты x и времени t [1]:

$$c^2 \Delta \Phi = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2}, \quad (10.1)$$

где c - скорость звуковой волны в среде; Δ - оператор Лапласа.

Звуковое поле в среде полностью определено, если в каждой его точке x известно избыточное звуковое давление p и колебательная скорость частиц \bar{v} .

Решения уравнения (10.1) относительно $p = \bar{\rho} \frac{\partial \Phi}{\partial t}$ (где $\bar{\rho}$ - плотность среды) и $\bar{v} = -\frac{\partial \Phi}{\partial x}$ могут быть представлены в виде:

$$p(x) = p_0 e^{i\omega t} e^{-\gamma x}; \quad (10.2)$$

$$\bar{v}(x) = v_0 e^{i\omega t} e^{-\gamma x}, \quad (10.3)$$

где p_0 , v_0 - амплитуды избыточного давления и колебательной скорости; $\gamma = \frac{j\omega}{c}$ - постоянная распространения, см^{-1} ; ω - круговая частота, рад/сек.

Для воздуха постоянная распространения равна:

$$\gamma = jk = \frac{j2\pi f}{c_0},$$

где k - волновое число, см^{-1} ; c_0 - скорость звука в воздухе; f - частота звука, Гц.

Поскольку в среде с внутренним трением скорость распространения процесса является комплексной величиной, то постоянная распространения в общем случае также выражается в комплексной форме $\gamma = \alpha + j\beta$ (где α - показатель затухания амплитуд p_0 и v_0 , см^{-1} ; β - фазовая постоянная, см^{-1} , показывающая с какой частотой и скоростью происходит распространение колебания).

Постоянная распространения не зависит ни от координаты, ни от времени и является волновым параметром пористой среды.

Из сравнения выражений (10.2) и (10.3) следует, что в бегущей плоской волне отношение $\frac{p_0}{v} = W$ также не зависит от координаты и времени. Поэтому волновое сопротивление W наряду с величиной γ также является волновым параметром.

Для воздуха волновое сопротивление равно $W_0 = \rho_0 c_0$ (где ρ_0 - плотность воздуха, г/см^3).

Поскольку в среде с внутренним трением возникает разность фаз между избыточным звуковым давлением и колебательной скоростью, то волновое сопротивление выражают в комплексной форме $W = W_a - jW_i$ (где W_a и W_i - действительная и мнимая составляющие).

В расчетах обычно используют безразмерное волновое сопротивление, выраженное в долях волнового сопротивления воздуха.

Звуковое поле в среде может быть описано двумя другими волновыми параметрами, к которым относится акустическая плотность среды $\bar{\rho} = \rho_1 - j\rho_2$ и модуль объемной упругости $\bar{K} = K_a - jK_i$ (где ρ_1, K_a и ρ_2, K_i - действительные и мнимые составляющие параметров $\bar{\rho}$ и \bar{K}).

Эти параметры определяют через волновое сопротивление и постоянную распространения:

$$\rho_1 = \frac{W_a \beta - W_i \alpha}{k}; \quad (10.4)$$

$$\rho_2 = W_a \alpha + W_i \beta; \quad (10.5)$$

$$K_a = \frac{k(W_a\beta + W_t\alpha)}{\alpha^2 + \beta^2}; \quad (10.6)$$

$$K_t = \frac{k(W_a\alpha - W_t\beta)}{\alpha^2 + \beta^2}. \quad (10.7)$$

Все перечисленные параметры пористой среды являются функциями частоты звука, а также физических постоянных, характеризующих макроструктуру.

В связи с этим исследования современных теорий распространения звуковых волн в среде с внутренним трением направлены на установление количественных отношений между волновыми и структурными параметрами пористого поглотителя.

10.2. Современные теории распространения звуковых волн в пористой среде

Наиболее простой моделью пористой среды является модель, предложенная Рэлеем в виде набора цилиндрических капилляров, расположенных по нормали к поверхности. В результате применения теории Кирхгофа о распространении звука в трубах с учетом влияния вязкости и теплопроводности в граничном слое у стенок капилляра были получены выражения для волнового сопротивления и постоянной распространения, которые для низких частот или при узких каналах имеют вид:

$$W = j \frac{k}{n\gamma} \left(\frac{4}{3} - j \frac{32\mu}{\rho_0 c_0 D^2 k} \right) \quad (10.8)$$

$$\gamma^2 = k^2 \chi \left(\frac{4}{3} - \frac{\chi - 1}{\chi} + j \frac{32\mu}{\rho_0 c_0 D^2 k} \right) \quad (10.9)$$

где $\mu = 1,81 \cdot 10^{-4}$ – динамическая вязкость воздуха, г/(см·с); D – диаметр капилляра, см; χ – отношение удельных теплоемкостей при постоянном давлении и постоянном объеме: $\chi = 1$ для изотермического и $\chi = 1,4$ для адиабатического процесса; n – пористость.

Безразмерная переменная $\frac{\mu}{\rho_0 c_0 D}$ представляет собой отношение длины вязкой волны к диаметру капилляра и характеризует потери звуковой энергии в пристеночном слое за счет внутреннего трения.

Несмотря на четкую физическую интерпретацию процесса распространения звуковых колебаний в пористой среде, теоретические формулы (10.8 и 10.9) не подтверждаются экспериментально.

В качестве примера на рис. 10.1 приведены частотные зависимости действительной составляющей волнового сопротивления, вычисленные согласно формуле (10.8) при $\chi=1$ и определенные экспериментально для пеногипса (при $n=0.85$) и металлокерамики, изготовленной на основе порошка нержавеющей стали (при $n=0.44$).

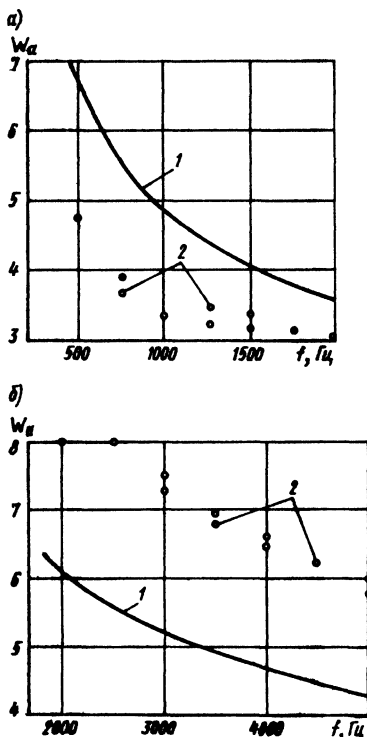


Рис. 10.1. Частотная зависимость действительной составляющей волнового сопротивления, рассчитанная по формуле (10.8) 1 и определенная экспериментально 2. *а* - для пеногипса при $\rho = 270 \text{ кг/м}^3$ и $D = 50 \cdot 10^{-4} \text{ см}$; *б* - для металлокерамики при $\rho = 4400 \text{ кг/м}^3$ и $D = 60 \cdot 10^{-4} \text{ см}$

Для пеногипса теория приводит к завышенному результату, а для металлокерамики - к заниженному.

Некоторая ограниченность модельного представления Рэлея была отчасти преодолена Аттенборо, который сделал попытку установления количественной связи между волновыми параметрами и физическими величинами, явно или косвенно характеризующими макро-

структуру пористого поглотителя. К этим величинам может быть отнесен структурный фактор k_s , описывающий влияние формы поры и расположения её относительно нормали к поверхности материала на распространение звуковой волны в среде, приводящее к кажущемуся увеличению плотности воздуха в поре по сравнению с плотностью свободного воздуха, а также на удельное сопротивление продуванию переменным потоком r_f , $\text{г}\cdot\text{см}^{-3}\cdot\text{с}^{-1}$, зависящее от частоты звука.

В результате были предложены следующие выражения для волнового сопротивления и постоянного распространения:

$$W = j \frac{k}{\gamma} \left(\frac{k_s}{n} - j \frac{r_f}{\rho_0 c_0 k} \right) \quad (10.10)$$

$$\gamma^2 = k^2 \chi \left(\frac{k_s}{n} + j \frac{r_f}{\rho_0 c_0 k} \right) \quad (10.11)$$

Из сравнения формул (10.10), (10.11) и (10.8), (10.9) можно сделать вывод о том, что при цилиндрических порах структурный фактор допустимо приравнять к 4/3.

Однако для реальных материалов с хаотическим распределением пор различной формы величина k_s остается фактически неопределенной, что затрудняет использование теоретических выражений (10.10) и (10.11) для расчетов волновых параметров. Было сделано предположение о том, что основным недостатком теории Рэлея является несоответствие формы поры в материале цилиндрическим капиллярам матрицы. Поэтому формулы (10.8) и (10.9) были преобразованы к следующему виду:

$$W = j \frac{k}{n\gamma} \left(\frac{4}{3} q_s^2 - j \frac{n_s^2 r_f}{N_s \rho_0 c_0 k} \right) \quad (10.12)$$

$$\gamma^2 = k^2 \chi \left[\left(\frac{4}{3} - \frac{\chi - 1}{\chi} \right) q_s^2 + j \frac{n_s^2 n r_f}{N_s \rho_0 c_0 k} \right] \quad (10.13)$$

где n_s - динамический фактор формы, N_s - статический фактор формы; q_s фактор извилистости, определяемый согласно выражению $q_s = \frac{1}{\cos \varphi}$ (здесь φ - угол между осью капилляра и нормалью к поверхности материала).

Для цилиндрического канала справедливо равенство $n_s = N_s = 1$.

Для пор другой формы n_s и N_s могут быть приближенно определены из неравенства $0.5 < n_s < 1 < N_s < 1.5$.

Введение удельного сопротивления продуванию в зависимости (10.12) и (10.13) сближает представление Аттенборо с теорией Костена и позволяет уточнить выражение для структурного фактора $k_s = 4q_s/3$. Однако такая модернизация не дает существенного вклада в совершенствование теории Релея, поскольку определение q_s для реальных материалов является весьма затруднительным.

Современные теоретические исследования, перечисленные выше, оставляют открытым важный практический вопрос о количественном соотношении между волновыми параметрами и физическими величинами, характеризующими макроструктуру среды с внутренним трением. С некоторым приближением такая задача может быть решена эмпирическим путем, предполагающим построение физико-математической модели распространения звуковых волн в среде с внутренним трением на основе анализа экспериментальных данных, полученных для звукопоглощающих материалов с различными физико-техническими параметрами. Создание такой модели включает в себя два этапа, первый из которых предполагает установление аналитической зависимости структурной характеристики материала от физико-технических параметров. Структурная характеристика Q , введенная в качестве волнового параметра, в котором наиболее отчетливо прослеживается влияние макроскопического строения поглотителя на его акустические свойства, представляет собой по физическому смыслу действительную составляющую волнового сопротивления материала без учета волнового сопротивления воздуха и выражается равенством:

$$Q = W_a - 1$$

Второй завершающий этап создания физико-математической модели сводится к подбору достаточно простых по виду функций для волновых параметров от безразмерной переменной Q .

10.3. Физико-технические параметры волокнистых и пористых звукопоглощающих материалов.

Физико-технические параметры звукопоглощающих материалов являются звеном, связывающим акустические свойства среды с ее макроструктурой. Одним из основных параметров является пористость n материала, определяемая согласно равенству

$$n = 1 - \rho / \rho_n \quad (10.14)$$

где ρ и ρ_m - плотность пористого поглотителя и его основы (исходного сырья), кг/м^3 .

Для волокнистых материалов плотность ρ_m равна плотности самого волокна ρ_v .

Другой не менее важной характеристикой макроструктуры является диаметр волокна d , см, или диаметр поры D , см.

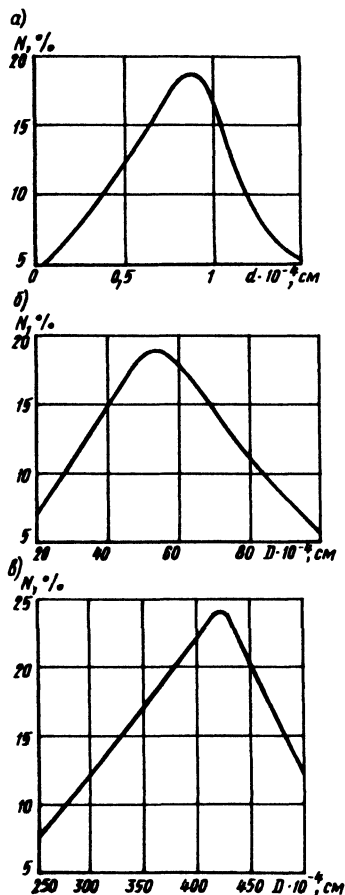


Рис. 10.2. Кривые распределения диаметров базальтового волокна (а), пор пеногипса (б) и пор пенополиуретана (в)

В любой волокнистой или пористой среде имеется различное число N волокон или пор того или иного размера, подчиняющееся некоторой закономерности. На рис.10.2 приведены кривые распределе-

ния по диаметру волокон базальтового волокна и по диаметру пор пеногипса и пенополиуретана. Каждая кривая имеет четко выраженный максимум или пик, соответствующий доминирующему значению d (или D), оказывающему наибольшее влияние на акустические свойства среды.

Кривые распределения $N(D)$ определяют по стандартным методикам с использованием микроскопа и анализатора ERNST, LEIT, TAS, PLUS.

К физико-техническим параметрам может быть отнесен также параметр ϵ , характеризующий степень открытости пор пропорциональный отношению числа открытых пор ко всему числу ячеек (в том числе и замкнутых) распределенных в единичном объеме материала. Для волокнистых материалов степень открытости пор принимают равной 1, а для пористых поглотителей она может составлять 0.9-1 (в частности для винипора). Для жестких пенопластов ϵ , как правило, очень мал, поэтому такие материалы, несмотря на большую пористость, не являются поглотителями.

Для характеристики податливости скелета пористого материала типа эластичного пенопласта используют напряжение H , г·см/с² при сжатии на 20%, определяемое по стандартной методике.

Таблица 10.1. Физико-технические параметры волокнистых материалов.

Материал	ρ , кг/м ³	ρ_g , кг/м ³	$d \cdot 10^{-4}$, см
Стекловолокно:			
Ультратонкое	15-20	2450	0,8-1
Супертонкое	15-30	2450	2-3
Маты из стекловолокна марки АТМ	40-50	2450	4-5
Вата минеральная	80-100	2600	8
Плиты минераловатные на синтетическом связующем марки:			
ППМ-100	100	2600	8
ПА/О, ПА/С	130	2600	8
Плиты минераловатные акустические само-несущие	150-180	2600	8
То же, повышенной жесткости	200-220	2600	8
Холст из ультратонкого и супертонкого базальтового волокна	18-20	2800	1-2
Маты базальтовые марки БЗМ	20-25	2800	1-2
Войлок из химических волокон, технический марки А	80-200	1380	12-32
Войлок иглопробивной нетканый из синтетических волокон	80-180	1380	10-25
Капроновое волокно марки ВТ-4	50-100	1140	16-20

Таблица 10.2. Физико-технические параметры пористых материалов с жестким скелетом.

Материал	ρ , кг/м ³	ρ_m , кг/м ³	$D \cdot 10^{-4}$, см
Отделочные звукопоглощающие пеногипсовые плиты	350-450	1600-1750	30-80
Плиты пеношлакобетонные	300-400	2600-2800	—
Плиты ячеистобетонные типа Силапор	350-450	2500-2600	—
Плиты звукопоглощающие минераловатные на крахмальном связующем типа Акмигран	350-450	2600	30-60
Плиты звукопоглощающие глиноминераловатные типа Армитон	400-450	2600	30-60
То же, минераловатные типа Кермитон	400-450	2600	30-60
Металлокерамика- бронзовый порошок	5800-6400	8700	60-120
То же- нержавеющей стальной порошок	4400-4800	7800	60-120

Таблица 10.3. Физико-технические параметры пористых материалов с податливым скелетом

Материал	ρ , кг/м ³	ρ_m , кг/м ³	$D \cdot 10^{-4}$, см	$F \cdot 10^2$, Н/м ²
Пенополиуретан эластичный марок: 25-3,2; 35-0,8; 40-0,8	25-40	1200	500-800	25-75
ЭШ	32-38	1200	400-500	17-25
Винипор полужесткий	80-125	1200	800-1200	13-60

И табл.10.1-10.3 приведены физико-технические параметры волокнистых и пористых звукопоглощающих материалов отечественного производства.

10.4. Расчет волновых параметров волокнистых звукопоглощающих материалов по эмпирическим формулам

Для расчета волнового сопротивления $W = W_a - jW_i$ и постоянной распространения $\gamma = \alpha + j\beta$ могут быть использованы следующие эмпирические выражения:

$$W_a = 1 + Q_g; \quad (10.15)$$

$$W_i = A_1 Q_g; \quad (10.16)$$

$$\alpha = \frac{k Q_g [1 + W_i (1 + A_2)]}{W_a} \quad (10.17)$$

$$\beta = k[1 + Q_s(1 + A_2)] \quad (10.18)$$

где Q_s - структурная характеристика волокнистой среды:

$$Q_s = \frac{1-n}{dn} \sqrt{\frac{8\mu}{k\rho_0 c_0}} (1+q_0) = \frac{\sqrt{8}(1-n)(1+q_0)}{nyz} \quad (10.19)$$

здесь: $q_0 = \frac{1}{1+2 \cdot 10^4 (1-n)^2}$ - поправка, учитывающая влияние податливости скелета материала на его акустические свойства; $y = \sqrt{kd} \cdot 10^{-2}$ - безразмерная переменная, пропорциональная отношению диаметра волокна к длине звуковой волны; $z = \sqrt{d\rho_0 c_0 / \mu}$ - безразмерный параметр, пропорциональный отношению диаметра волокна к длине вязкой волны (п.10.2); A_1 и A_2 - коэффициенты, определяемые выражениями:

$$\text{для } x < 1 \quad A_1 = -0.2x^2 + 0.7x + 0.25 \frac{\sqrt{x}}{(1+2x^2)^2};$$

$$\text{для } 1 < x < 4 \quad A_1 = \frac{\sqrt{x}}{(1+\sqrt[4]{x})};$$

$$\text{для } x > 4 \quad A_1 = \frac{2\sqrt[4]{x}}{(2+\sqrt[4]{x})},$$

$$\text{где } x = \frac{yz}{1+q_0 W_a^2}.$$

$$A_2 = \frac{\sqrt{q_0}}{10x_0^2 - 12.6x_0 + 4.5},$$

$$\text{где } x_0 = y \left[1 + \frac{\sqrt{q_0}}{1+0.01z^2 y^{-1} Q_s^{-1}} \right].$$

В табл.10.4 приведены результаты расчета по формуле (10.19) Q_s различных волокнистых материалов по их физико-техническим параметрам (см. табл. 10.1). По данным табл.10.4 структурная характеристика может быть вычислена на любой частоте в диапазоне от 63 до 8000 Гц.

Таблица 10.4. Физико-технические параметры и структурные характеристики волокнистых материалов.

Материал	ρ_m , кг/м ³	$d \cdot 10^{-4}$, см	Q_m при частоте, Гц					
			125	250	500	1000	2000	4000
Ультратонкое стекловолокно	20	1	4,44	3,16	2,22	1,58	1,11	0,8
	40		7	5	3,5	2,5	1,75	1,25
Супертонкое стекловолокно	20	2	2,26	1,6	1,13	0,8	0,56	0,4
	30		2,8	2	1,4	1	0,7	0,5
Стекловолокно	50	4	2,08	1,48	1,04	0,74	0,52	0,37
	100		4,08	2,9	2,04	1,45	1,02	0,72
	50	10	0,84	0,6	0,42	0,3	0,21	0,15
	100		1,6	1,12	0,79	0,66	0,4	0,28
	180		2,96	2,1	1,48	1,05	0,74	0,52
Минеральная вата	50	8	1	0,7	0,5	0,35	0,25	0,17
	100		1,88	1,34	0,94	0,67	0,47	0,33
	130		2,16	1,54	1,08	0,77	0,54	0,38
	200		3,76	2,68	1,88	1,34	0,94	0,66
Базальтовое волокно	15	0,8	4,9	3,5	2,45	1,75	1,22	0,87
		1	4	2,8	2	1,4	1	0,7
		0,8	5,25	3,75	2,62	1,86	1,31	0,93
	20	1	4,2	3	2,1	1,5	1,05	0,75
		1,4	3	2,14	1,5	1,07	0,75	0,53
Капроновое волокно	25	20	0,43	0,3	0,21	0,15	0,1	0,07
	50		0,86	0,6	0,43	0,3	0,21	0,15
	100		1,72	1,2	0,86	0,6	0,43	0,3
Войлок из химических волокон	80	10	2,24	1,6	1,12	0,8	0,56	0,4
	100	20	1,4	1	0,7	0,5	0,35	0,25
	140	12	3,3	2,34	1,65	1,17	0,82	0,58
	150	20	2,16	1,54	1,08	0,77	0,54	0,38
	160	28	1,62	1,14	0,81	0,57	0,4	0,28
	200	14	4	2,8	2	1,4	1	0,7

Для материалов с достаточно крупными волокнами ($d \geq 5 \cdot 10^{-4}$ см) на частотах $f \geq 2.5 \cdot 10^{-4} \frac{c_0}{\pi d}$ эмпирические выражения (10.16)-(10.18) могут быть записаны в виде:

$$W_i = Q_s \quad (10.20)$$

$$\alpha = \frac{kQ_s(1+W_a)}{W_a} \quad (10.21)$$

$$\beta = k(1+Q_s) \quad (10.22)$$

В табл. 10.5 и на рис. 10.3 представлены результаты расчёта волновых параметров базальтового волокна плотностью 20 кг/м^3 с диаметром волокна 10^{-4} см по эмпирическим формулам (10.15)-(10.18). На рис. 10.3 кроме того показаны частотные зависимости W и γ вычисленные согласно упрощённой модели (10.20)-(10.22) для стекловолокна плотностью 230 кг/м^3 и $d = 8 \cdot 10^{-4}$ см.

Из сравнения результатов, полученных для двух волокнистых материалов с равными структурными характеристиками, можно сделать вывод о том, что влияние податливости скелета среды небольшой плотности проявляется в уменьшении показателя затухания амплитуды звукового давления плоской волны, а также абсолютного значения мнимой составляющей волнового сопротивления. На частотах выше 3500 Гц колебание скелета практически отсутствует, а частотные зависимости волновых параметров приближаются к аналогичным величинам, рассчитанным в предположении жесткого скелета среды.

Таблица 10.5. Волновые параметры базальтового волокна

$f, \text{Гц}$	Q_s	γ	x	A_1	x_0	A_2	W_a	W_i	$\alpha, \text{см}^{-1}$	$\beta, \text{см}^{-1}$
125	4,2	0,15	0,05	0,09	0,23	0,07	5,2	0,39	0,03	0,12
250	3	0,21	0,11	0,16	0,32	0,1	4	0,48	0,06	0,2
500	2,1	0,3	0,24	0,27	0,45	0,18	3,1	0,57	0,12	0,32
1000	1,5	0,42	0,48	0,37	0,64	0,3	2,5	0,55	0,24	0,54
2000	1,05	0,6	0,91	0,49	0,92	0,11	2,05	0,54	0,39	0,8
4000	0,75	0,84	1,58	0,61	1,28	0,03	1,75	0,45	0,66	1,32

С помощью эмпирической модели могут быть рассчитаны волновые параметры $\bar{\rho}$ и \bar{K} (см. 10.1) согласно выражениям (10.4) - (10.7), преобразованным с учетом равенств (10.15.) - (10.18), а также

динамическое сопротивление продувания $r_{f\delta} = \rho_2$. При $k \rightarrow 0$ параметр $r_{f\delta}$ стремится к своему предельному значению r_δ , равному сопротивлению продуванию статическим потоком, выраженному в долях волнового сопротивления воздуха. С учетом равенства (10.19) значение r_δ , см^{-1} , может быть вычислено по формуле

$$r_\delta = \lim_{k \rightarrow 0} r_{f,\delta} = 2kQ_\delta^2 = \frac{16(1-n)^2 \mu (1+q_0)^2}{n^2 d^2 \rho_0 c_0} \quad (10.23)$$

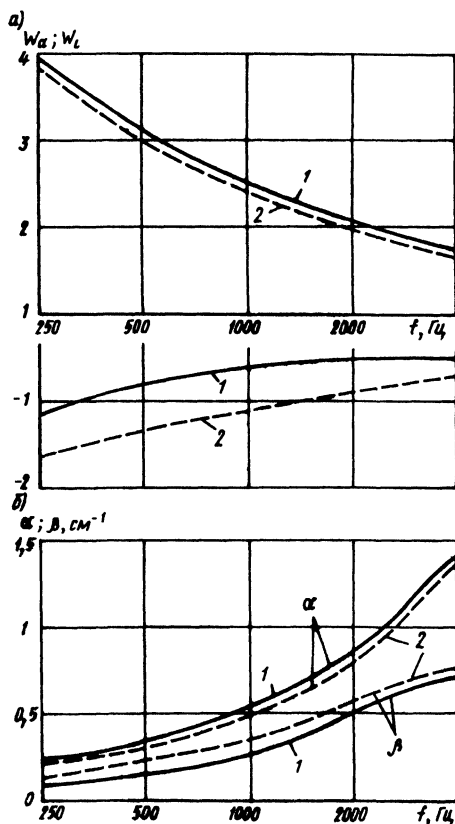


Рис. 10.3. Частотные зависимости волнового сопротивления (а) и постоянной распространения (б)
1 — для базальтового волокна; 2 — для стекловолокна

10.5. Расчет волновых параметров пористых материалов с жестким скелетом

Для пористых материалов с жестким скелетом (см. табл.10.2) волновые параметры $W = W_a - jW_i$ и $\gamma = \alpha + j\beta$ могут быть рассчитаны по эмпирическим формулам [6]:

$$W_a = 1 + Q_n \quad (10.24)$$

$$W_i = Q_n \left[1 + \frac{n^2(1 + 2\sqrt{n})}{1 + n^4} \right]^{-1} \quad (10.25)$$

$$\alpha = knQ_n \quad (10.26)$$

$$\beta = k(1 + Q_n n(1 + B)) \quad (10.27)$$

Q_n - структурная характеристика пористого материала:

$$Q_n = \frac{15(1-n)}{D\sqrt{n\epsilon}} \sqrt{\frac{\mu}{k\rho_0 c_0}} \quad (10.28)$$

здесь ϵ – степень открытости пор; B - коэффициент, определяемый выражением:

$$B = \frac{1}{60x^2 - 120x + 61.5}$$

где $x = \frac{12 \cdot 10^4 m}{zW_a}$,

здесь $m = \frac{\rho_0}{\rho_f}$ - отношение плотности воздуха к плотности жесткой ос-

новы материала; $z = \sqrt{\frac{D\rho_0 c_0}{\mu}}$.

Следует отметить, что при $0.5 < x$ и $x > 1.5$ коэффициент $B=0$ в (10.27).

Для материалов с очень высокой пористостью при $n \geq 0.9$ эмпирические формулы преобразуются к виду:

$$W_i = 0.5Q_n \quad (10.29)$$

$$\alpha = kQ_n \quad (10.30)$$

$$\beta = k(1 + Q_n) \quad (10.31)$$

В табл. 10.6 приведены численные значения Q_n различных пористых материалов, рассчитанные согласно равенству (10.28) по физико-техническим параметрам (см. табл. 10.2) при $\epsilon = 0,98$.

В табл. 10.7 представлены результаты расчета волновых параметров Акмигран плотностью 400 кг/м^3 при $D=60 \cdot 10^{-4} \text{ см}$ в соответствии с моделью (10.24)-(10.27).

Таблица 10.6. Физико-технические параметры и структурные характеристики пористых материалов с жёстким скелетом.

Материал	ρ , кг/м ³	ρ_m , кг/м ³	$D \cdot 10^{-4}$, см	Q_n при частоте, Гц.					
				125	250	500	1000	2000	4000
Пеногипс	350	1700	55	8,6	6,12	4,3	3,06	2,15	1,53
		1650	32	15,4	11	7,7	5,5	3,85	2,45
	400	1700	65	8,6	6,12	4,3	3,06	2,15	1,53
		1650	50	11,2	8	5,6	4	2,8	2
Пеношлако-бетон	350	2800	120	2,16	1,54	1,08	0,77	0,54	0,38
			82	3,48	2,4	1,69	1,2	0,84	0,6
Акмигран	400	2600	60	5,36	3,8	2,68	1,9	1,34	0,95
			50	6,4	4,52	3,2	2,26	1,6	1,13
Металлоке-рамика-бронза	5100	8700	116	16	11,4	8	5,7	4	2,85
То же - нержавеющая сталь'	4800	7800	96	21,6	15,4	10,8	7,7	5,6	3,85
	4400		60	30,4	21,2	15,2	10,6	7,6	5,3

Таблица 10.7. Волновые параметры минераловатной плиты Акмигран.

f , Гц	Q_n	W_a	W_i	α , см ⁻¹	β , см ⁻¹
125	5,36	6,36	2	0.1	1.13
250	3,8	4,8	1,42	0,15	0.19
500	2,68	3,68	1	0.2	0.3
1000	1,3	2.9	0.71	0,3	0,48
2000	1,34	2.34	0,5	0,42	0.78
4000	0.95	1.95	0,35	0.59	1.3

Акустическая плотность и модуль объемной упругости пористого материала могут быть вычислены согласно выражениям (10.4) – (10.7) с учетом эмпирических формул (0.24) – (10.27).

Сопротивление продуванию r_n статическим потоком определяют из выражения, полученного аналогично формуле (10.23):

$$r_n = \frac{450(1-n)^2 \mu}{D^2 \epsilon n \rho_0 c_0}$$

10.6. Расчет волновых параметров пористых материалов с податливым скелетом

Волновые параметры пористых материалов с податливым скелетом (см. табл.10.3) могут быть рассчитаны по следующим выражениям:

$$W_a = 1 + Q_{\mathcal{Q}} \quad (10.32)$$

$$W_t = Q_{\mathcal{Q}} \frac{(1 + M_0)}{2 + 0.5 M_1} \quad (10.33)$$

$$\alpha = \frac{0.5 k W_a}{1 + M_1} \quad (10.34)$$

$$\beta = k(1 + Q_{\mathcal{Q}}(1 + M_2)) \quad (10.35)$$

где $Q_{\mathcal{Q}}$ – структурная характеристика эластичного пористого материала:

$$Q_{\mathcal{Q}} = Q_n(1 + Q)$$

здесь Q_n – структурная характеристика материала в предположении жёсткого скелета, определяемая по формуле (10.28); Q – структурная характеристика, введённая для оценки дополнительных потерь звуковой энергии за счёт движения гибких мембран в эластичном материале:

$$Q = q_{\mathcal{Q}}(1 + q_0)$$

здесь $q_{\mathcal{Q}} = 330 \frac{F}{\rho_0 c_0^2}$, где $\rho_0 c_0^2 = 1,45 \cdot 10^5$ Н/м² – модуль упругости воздуха; $q_0 = 10^{-3}(1-n)^{-2}$; M_0 , M_1 , M_2 – коэффициенты, определяемые выражениями:

$$M_0 = \frac{z^2(1 + 2b^2)}{W_a(1 + \frac{20z^2 p}{y})},$$

$$M_1 = \frac{(1 + z\sqrt{p})}{W_a^2},$$

$$\text{Здесь } z = 10^{-2} \sqrt{\frac{D\rho_0 c_0}{\mu}}; \quad b = \frac{q_0}{q_3}; \quad y = 10\sqrt{kD}; \quad p = 10^{-3} \frac{Q}{Q_n};$$

$$\text{Для } x < 4 \text{ и } x > 1.4 \quad M_2 = \frac{1}{20x^2 - 40x + 21},$$

$$\text{Для } 0.6 > x > 0.4 \quad M_2 = \frac{1}{195x^2 - 225x + 67},$$

$$\text{Для } 1.4 > x > 0.6 \quad M_2 = \frac{1}{10x^2 - 20x + 11},$$

$$\text{Где } x = 0.25 y W_a^{-1} \left[1 + \frac{\sqrt{Q}}{z^3 (1 + 2.5b^3)(1 + 0.025Qz^{-2})} \right].$$

В табл.10.8 приведены численные значения Q_3 , рассчитанные по формуле(10.36) для пенополиуретана при $\epsilon = 0.98$ и винипора при $\epsilon = 0.9$ с различными физико-техническими параметрами (см. табл.10.3).

Таблица 10.8. Физико-технические параметры и структурные характеристики эластичных пористых материалов.

Материал	ρ , кг/м ³	$D \cdot 10^{-4}$, см	F , Н/м ²	q_0	q_3	z	Q	При $f=1000$ Гц	
								$Q_n \cdot 10^2$	Q_3
Пено-полиуретан	22	500	800	3	1.9	1.05	7.5	2.6	0.22
	24	400	1450	2.5	3.3	0.94	11.5	3.6	0.45
	32	400	1950	1.41	4.5	0.94	10.8	4.8	0.56
	32	450	2900	1.41	6.6	1	16	4.3	0.73
	30	500	5100	1.6	11.5	0.81	30.6	3.6	1.14
	31	500	7600	1.53	17.6	1.05	44	3.7	1.66
Винипор	80	1300	5700	0.23	13.2	1.7	16	3.8	0.65
	100	300	1650	0.14	3.5	0.81	4.3	21.2	1.13
	123	1000	1950	0.1	4.5	1.48	4.9	8	0.47

В табл. 10.9 представлены волновые параметры, вычисленные согласно равенствам (10.32)-(10.35) для пенополиуретана марки ЭШ плотностью 32кг/м³. кг/м³ с диаметром пор $400 \cdot 10^{-4}$ см. и $F=1950$ Н/м² (табл. 10.8).

Таблица 10.9. Волновые параметры пенополиуретана марки ЭШ.

f , Гц	Q_3	p	M_0	M_1	x	M_2	W_a	W_t	α , см ⁻¹	β , см ⁻¹
125	1.56	0.08	0.025	0.27	0.11	0.06	2.56	0.75	0.023	0.06
250	1.12	0.11	0.031	0.36	0.19	0.07	2.12	0.53	0.035	0.1
500	0.78	0.16	0.037	0.48	0.31	0.1	1.78	0.36	0.055	0.17
1000	0.56	0.22	0.04	0.61	0.51	0.5	1.56	0.25	0.09	0.33
2000	0.39	0.32	0.047	0.71	0.81	0.71	1.39	0.17	0.15	0.61
4000	0.28	0.44	0.05	0.81	1.25	0.63	1.28	0.12	0.26	1.03

Сопротивление продуванию r_3 , см⁻¹, статическим потоком, выраженное в долях волнового сопротивления воздуха, для пористых материалов с податливым скелетом может быть вычислено согласно выражению:

$$r_3 = \frac{450(1-n)^2(1+Q)^2(1+M_0)\mu}{\epsilon n D^2 \rho_0 c_0}.$$

11.1. Акустические характеристики звукопоглощающих конструкций и облицовок

Основной величиной, характеризующей акустические свойства звукопоглощающих конструкций и облицовок, является коэффициент звукопоглощения, равный отношению поглощенной энергии к падающей.

Коэффициент звукопоглощения зависит от частоты звука, толщины слоя материала в конструкции, структурных особенностей этого материала, параметров защитных покрытий, если таковые имеются, а также от угла падения θ плоской звуковой волны на поверхность облицовки.

В зависимости от условий распространения звуковых волн в помещении свойства облицовок характеризуют тремя величинами: коэффициентом звукопоглощения α_k при нормальном падении звука, величиной α_k^θ при $\theta \neq 0^\circ$ и диффузным коэффициентом звукопоглощения $\bar{\alpha}$, если в звуковом поле все углы падения волн равновероятны, а распределение плотности звуковой энергии является равномерным по всему объему.

Коэффициент $\bar{\alpha}$ вычисляют по формуле Пэриса:

$$\bar{\alpha} = \int_0^{\pi/2} \alpha_k^\theta \sin 2\theta = 0.174 \left[\frac{(x_0 + x_{90})}{2} + x_{10} + \dots + x_{80} \right]; \quad (11.1)$$

где $x_\theta = \alpha_k^\theta \sin 2\theta$ рассчитывают при $\theta = 0, 10, 20 \dots 90^\circ$ с использованием выражения

$$\alpha_k^\theta = 1 - \left| \frac{Z_k^\theta - 1}{Z_k^\theta + 1} \right|^2 = \frac{4R_k^\theta}{(R_k^\theta + 1)^2 + Y_k^{\theta^2}}, \quad (11.2)$$

где $Z_k^\theta = R_k^\theta + jY_k^\theta$ - безразмерный акустический импеданс конструкции, выраженный в долях волнового сопротивления воздуха: R_k^θ и Y_k^θ - действительная и мнимая составляющие величины Z_k^θ .

В общем случае для конструкции, выполненной из слоя волокнистого или пористого материала с защитными покрытиями в виде ткани (пленки) и перфорированного экрана, импеданс равен сумме импедансов всех ее компонентов [3]:

$$Z_k^\theta = Z_{\text{сл}}^\theta + Z_{\text{тк}}^\theta + Z_3^\theta, \quad (11.3)$$

где $Z_{\text{сл}}^\theta$, $Z_{\text{тк}}^\theta$ и Z_3^θ - импедансы слоя материала, ткани, перфорированного экрана соответственно.

Коэффициент звукопоглощения α_k и импеданс Z_k акустической облицовки при нормальном падении звуковой волны могут быть определены согласно равенствам (11.3) и (11.2) при $\theta=0^\circ$.

11.2. Расчет импеданса и коэффициента звукопоглощения слоя волокнистого или пористого материала конечной толщины

Импеданс слоя звукопоглощающего материала толщиной $l_{\text{сл}}$, см, расположенного на жестком основании, рассчитывают по волновым параметрам W и γ (см. п.10.1) согласно выражению:

$$Z_{\text{сл}}^\theta = R_{\text{сл}}^\theta + jY_{\text{сл}}^\theta = \left(\frac{W}{\bar{\Psi}}\right) \cos \theta \operatorname{cth}(\gamma l_{\text{сл}} \bar{\Psi}), \quad (11.4)$$

где $R_{\text{сл}}^\theta$ и $Y_{\text{сл}}^\theta$ - действительная и мнимая составляющие величины $Z_{\text{сл}}^\theta$; $\bar{\Psi}$ - комплексный угол преломления плоской звуковой волны в однородной изотропной среде с внутренним трением, определяемый по формуле

$$\bar{\Psi} = \sqrt{1 - \frac{k^2 \sin^2 \theta}{\gamma^2}},$$

здесь $k=2\pi f/c_0$ - волновое число в воздухе, см^{-1} ; f - частота звука, Гц; c_0 - скорость звука в воздухе, см/с .

При нормальном падении звука выражение (11.4) имеет вид:

$$Z_{\text{сл}} = R_{\text{сл}} + jY_{\text{сл}} = W \operatorname{cth}(\gamma l_{\text{сл}}) = (W_a - jW_i) \cdot \operatorname{cth}(\alpha \cdot l_{\text{сл}} + j\beta \cdot l_{\text{сл}}) = M(\cos \varphi + j \sin \varphi) \quad (11.5)$$

где W_a , α - действительные и W_i - мнимые составляющие волнового сопротивления и постоянной распространения;

M - модуль и φ - фаза импеданса, вычисляемые согласно равенствам:

$$M = \sqrt{\frac{(W_a^2 + W_i^2)(1 + \operatorname{th}^2(\alpha \cdot l_{\text{сл}}) \cdot \operatorname{tg}^2(\beta \cdot l_{\text{сл}}))}{\operatorname{th}^2(\alpha \cdot l_{\text{сл}}) + \operatorname{tg}^2(\beta \cdot l_{\text{сл}})}};$$

$$\varphi = -\arctg \frac{W_i}{W_a} + \arctg(\operatorname{th}(\alpha \cdot l_{\text{сл}}) \cdot \operatorname{tg}(\beta \cdot l_{\text{сл}})) - \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} \beta l_{\text{сл}}}{\operatorname{th} \alpha l_{\text{сл}}} \right).$$

Величины W_a , W_b , α и β могут быть определены в соответствии с моделями распространения звуковых колебаний в среде, представленными в пп. 10.4-10.6. Волновые параметры вычисляются по формулам (10.15)-(10.18) для волокнистого материала и по формулам (10.25)-(10.28), (10.32)-(10.35) - для пористого материала с жестким и податливым скелетом. В табл. 11.1 и на рис.11.2 представлены результаты расчета импеданса $Z_{\text{сл}}$ и коэффициента $\alpha_{\text{сл}}$ по формулам (11.5) и (11.2) для слоя базальтового волокна плотностью 20 кг/м^3 при $l_{\text{сл}}=5 \text{ см}$. Численные значения волновых параметров материалов принимались в соответствии с данными табл.10.5.

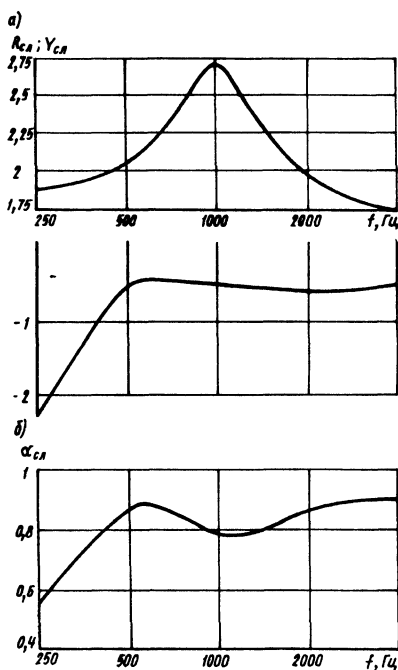


Рис. 11.1. Частотные зависимости импеданса $Z_{\text{сл}}$, (а) и коэффициента звукопоглощения $\alpha_{\text{сл}}$ (б) при нормальном падении звука для слоя базальтового волокна

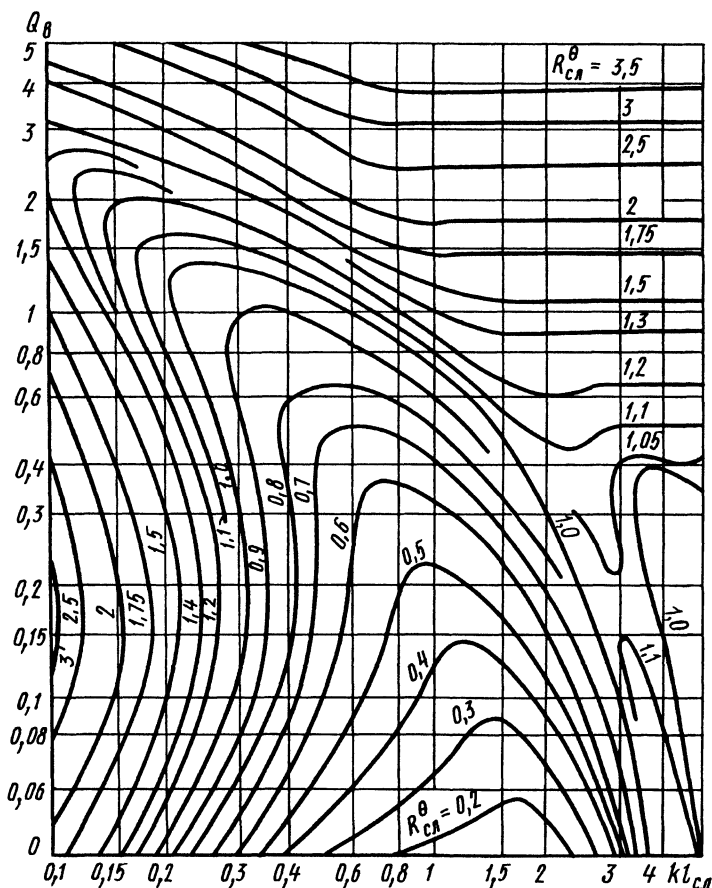


Рис. 11.2. Номограмма для определения действительной составляющей $R_{сл}$ импеданса слоя волокнистого материала толщиной $l_{сл}$, см, при наклонном падении звуковой волны

Таблица 11.1 Значения импеданса и коэффициента звукопоглощения при нормальном падении звука для базальтового волокна

$f, \text{Гц}$	W_a	W_2	$\alpha, \text{см}^{-1}$	$\beta, \text{см}^{-1}$	$R_{сл}$	$Y_{сл}$	$\alpha_{сл}$
125	5,2	0,39	0,04	0,12	2,12	-6,7	0,15
250	4	0,48	0,07	0,2	1,51	-2,4	0,5
500	3,1	0,57	0,12	0,32	1,68	-0,24	0,93
1000	2,5	0,55	0,24	0,54	2,86	-0,22	0,76
2000	2,05	0,54	0,39	0,8	2	-0,62	0,85
4000	1,75	0,45	0,66	1,3	1,75	-0,45	0,9

При наклонном падении звуковой волны определение импеданса $Z_{\text{сл}}^{\theta}$ и коэффициента звукопоглощения $\alpha_{\text{сл}}^{\theta}$ становится более сложным. Однако для волокнистых материалов с достаточно крупными волокнами при выполнении условия (10.20) в области средних и высоких частот $R_{\text{сл}}^{\theta}$, $Y_{\text{сл}}^{\theta}$ и $\alpha_{\text{сл}}^{\theta}$ могут быть определены при $\theta = 45^{\circ}$ по номограммам, представленным на рис.11.2-11.4 в виде семейства кривых на плоскости двух Q_{θ} и $kl_{\text{сл}}$ безразмерных переменных (где Q_{θ} - структурная характеристика волокнистого поглотителя, вычисляемая по формуле (10.19) и табл.10.4).

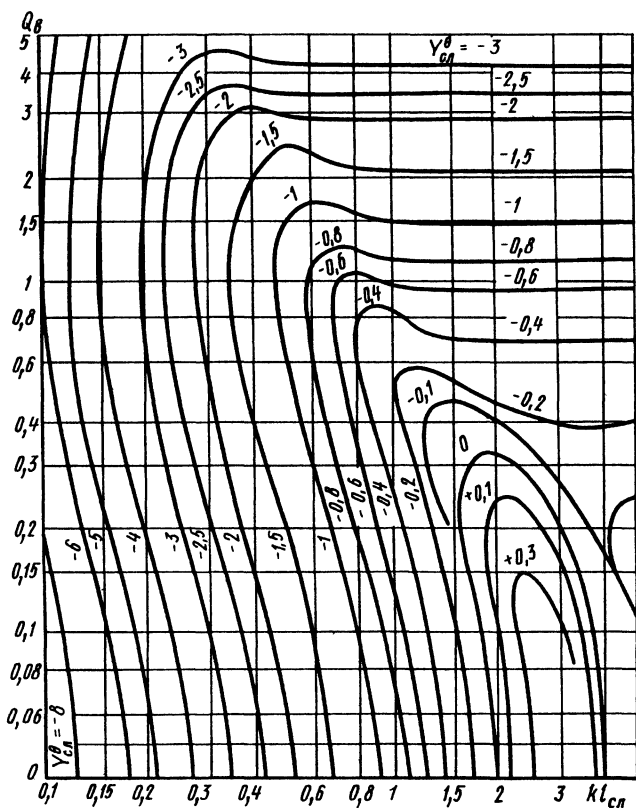


Рис. 11.3. Номограмма для определения мнимой составляющей $Y_{\text{сл}}$, импеданса слоя волокнистого материала толщиной $l_{\text{сл}}$, см, при наклонном падении звуковой волны

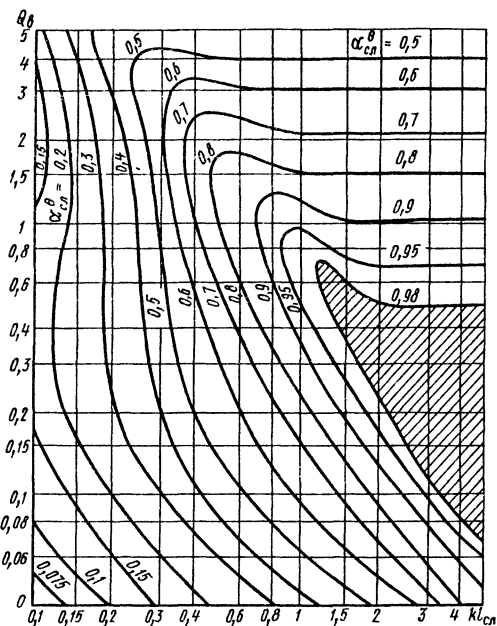


Рис. 11.4. Номограмма для определения коэффициента звукопоглощения $\alpha_{\text{сл}}$ слоя волокнистого материала толщиной $l_{\text{сл}}$, см, при наклонном падении звуковой волны

11.3. Расчет импеданса защитных покрытий

Для предотвращения механических повреждений поверхности звукопоглощающего материала в акустических конструкциях используют защитные покрытия.

Защитные покрытия подразделяются на продуваемые и непродуваемые потоком воздуха.

К продуваемым защитным покрытиям относятся различные виды стеклотканей и нетканых материалов, а к непродуваемым — пленки.

Акустические свойства тканей характеризуют безразмерным импедансом $Z_{\text{тк}}^{\theta} = R_{\text{тк}}^{\theta} + jY_{\text{тк}}^{\theta}$, зависящим от частоты, угла падения θ и физико-технических параметров, к которым относятся: r — безразмерное сопротивление продуванию, выраженное в долях волнового сопротивления воздуха; $m_{\text{тк}}$ — поверхностная плотность, г/см^2 ; $l_{\text{тк}}$ — толщина, см; $n = 1 - \rho/\rho_f$ — пористость, где $\rho = m_{\text{тк}}/l_{\text{тк}}$ и ρ_f — плотность ткани и её основы, г/см^3 ; а также параметр $p = (1 - n)/n$. Величина r может быть измерена или получена из табл. 11.2. В табл. 11.2 приведены r , $m_{\text{тк}}$, $l_{\text{тк}}$, n , p различных стеклянных тканей и нетканого полотна.

Таблица 11.2. Физико-технические параметры стеклянных тканей и нетканых материалов

Марка ткани (материал)	r	$m_{\text{тк}} \cdot 10^{-4},$ г/см ²	$l_{\text{тк}} \cdot 10^{-4},$ см	n	$p=(1-n)/n$
А-1	0.2	70	100	0.61	0.63
Э6-2п	0.3	70	100	0.61	0.63
Э4-25	0.1	30	80	0.85	0.18
Э4-62	0.2	60	80	0.69	0.45
Э3-100	0.5	100	100	0.59	0.69
Э3-125	0.25	125	100	0.5	1
ТСТ-6	0.2	70	70	0.59	0.69
ТСТ-7	0.2	64	100	0.74	0.35
Т-9	0.9	375	300	0.5	1
ТСД-5	0.5	100	100	0.59	0.69
ТСД-3	0.9	200	200	0.59	0.69
Полотно нетканое клееное (вискоза-30%, лавсан-70%)	0,5	60	90	0,52	0,92
Полотно клееное тех- нического назначения (нитрон-70%, вискоза- 30%)	0,1	46	100	0,7	0,43
Полотно нетканое (лавсан-70%, вискоза- 30%)	0,15	77	150	0,64	0,56
Полотно нетканое термоскрепленное (лавсан-100%)	0,15	77	130	0,6	0,66
То же (лавсан-30%, вискоза 70%)	0,1	70	140	0,64	0,56
Полотно нетканое	0,2	90	110	0,4	1,5

При наклонном падении звуковой волны импеданс $Z_{\text{тк}}$ может быть рассчитан по формуле

$$Z_{\text{тк}} = \varepsilon_{\text{пк}} \cos \theta (R_{\text{тк}} + jY_{\text{тк}})$$

где $R_{\text{тк}}$ и $Y_{\text{тк}}$ - действительная и мнимая составляющие импеданса $Z_{\text{тк}}$ ткани при нормальном падении звуковой волны, определяемые согласно выражениям:

$$R_{\text{тк}} = r \left[\frac{(1 + Y_{\text{сл}}^2 K_1)^{-1} + Y_{\text{сл}}^2}{(1 + r^2) K_2} \right] \quad (11.6)$$

$$Y_{mk} = \frac{y}{[1 + K_3(1 + p^2 K_4 + y\sqrt{y} K_5)]} \quad (11.7)$$

где $y = \frac{km_{mk}}{\rho_0}$; $K_1 = \frac{(1+p^3)^2}{(1+r)^2}$; $K_1 = (1+p)^2 \sqrt{1+Y_{cl}^2}$;

$$K_3 = \frac{0,1}{r^3(1+r)^2}; K_4 = \frac{(1-p)^2}{(1+p^2)};$$

Y_{cl} - мнимая компонента импеданса слоя волокнистого материала; $\epsilon_{пк}$ - фактор, введенный для оценки влияния степени контакта защитного покрытия с поверхностью слоя материала.

В случае свободного расположения ткани в конструкции $\epsilon_{пк} = 1$.

Если ткань прижата вплотную к поверхности поглотителя перфорированным экраном или сеткой, то $\epsilon_{пк}$ определяется из выражения [2]

$$\epsilon_{пк} = \frac{1 + (1 - \eta_s)}{10\eta_s}, \quad (11.8)$$

где η_s - коэффициент перфорации экрана. Акустические свойства плёнок характеризуют безразмерным импедансом $Z_{пл}^\theta = R_{пл}^\theta + jY_{пл}^\theta$, зависящим от частоты, угла падения и физико-технических параметров, к которым относятся: $m_{пл}$ - поверхностная плотность, г/см²; $l_{пл}$ - толщина, см; $\rho_{пл} = m_{пл}/l_{пл}$ - плотность плёнки, г/см³; а также приведённая жёсткость E , Н/м². Согласно ГОСТ 9877-74 «Кожа искусственная и плёночные материалы. Методы определения жёсткости и упругости» параметр E определяется как $E = F_\theta/s_\theta$, где F_θ - сила, Н, необходимая для прогиба l_r кольца из плёнки на 1/3 его внутреннего диаметра; s_θ - площадь поверхности кольца под нагрузкой, см². Для кольца шириной 2 см и внутренним диаметром 2,1 см $l_r = 0,7$ см и $s_\theta = 3$ см².

В табл. 11.3 приведены $l_{пл}$, $\rho_{пл}$, $m_{пл}$ и E для различных синтетических плёнок.

При наклонном падении звуковой волны импеданс $Z_{пл}^\theta$ может быть рассчитан по формуле:

$$Z_{пл}^\theta = \epsilon_{пк} (R_{пл} + jY_{пл}) \cos \theta;$$

где $\epsilon_{пк}$ - величина вычисляется из равенства (11.8); $R_{пл}, Y_{пл}$ - действительная и мнимая составляющие импеданса $Z_{пл}$ при нормаль-

ном падении звуковой волны, определяемые согласно выражениям:

$$R_{пл} = \frac{Y_{сл}^2}{(1 + 50\sqrt{Y_{пл}})} + 0,2Y_{пл} \quad (11.9)$$

$$Y_{пл} = \frac{y}{1 + 0,5\sqrt[3]{bx^3(1 + \frac{z^2}{6b})} + 0,02y\sqrt{y}} \quad (11.10)$$

здесь $y = \frac{km_{пл}}{\rho_0}$; $b = \frac{10^3 E}{\rho_0 c_0^2}$; $x = \frac{10^3 \rho_{пл}}{\rho_0}$; $z = \frac{10^2 l_{пл}}{l_r}$.

Таблица 11.3. Физико-технические параметры синтетических пленок

Пленка	$m_{пл} \cdot 10^{-4}$, г/см ²	$L_{пл} \cdot 10^{-4}$, см	$\rho_{пл}$, г/см ³	$E \cdot 10^2$, Н/м ²
полиэтиленовая марки ПЭ	20	20	1	0,03
	56	56	1	0,06
	100	100	1	0,67
Полиэтилентерефталатная марки ПЭТФ	37	28	1,32	0,06
	74	56	1,32	0,2
	148	112	1,32	0,33
Поливинилхлоридная марки ПВХ ОЧТН	140	100	1,4	3,55
	265	210	1,26	5,5
	510	400	1,28	3,55
	510	400	1,28	0,7
	480	370	1,3	135

Для расчёта импеданса $Z_{пл}^0$ перфорированного плёночного покрытия используется выражение:

$$Z_{пл}^0 = R_{пл}(1 - \eta_{пл}) + jY_{пл} \left[1 - \sqrt[3]{\eta_{пл}} (2 - \eta_{пл}) \sqrt{\frac{l_{пл}}{l_{пл} + \delta_{пл}}} \right],$$

где $\eta_{пл}$ - коэффициент перфорации плёнки; $\delta_{пл}$ - концевая поправка, см, к толщине плёнки.

Акустические свойства перфорированных экранов характеризуются импедансом Y_3^0 , который является функцией частоты звука, коэффициента перфорации η_3 , равного отношению площади отверстия к площади единичной ячейки, в которой оно расположено, диаметра отверстия D_0 , см, а также толщины экрана l_3 , см.

Для вычисления импеданса перфорированного экрана используют следующую формулу

$$Y_3^0 = \frac{k}{\eta_3} (l_3 + 2\delta) \cos \theta, \quad (11.11)$$

где δ - концевая поправка к толщине экрана, введенная для условного обозначения протяженности ближнего поля отверстия, возникающего за счет нарушения плоского течения вблизи преграды.

Для круглых отверстий, расположенных в квадратных ячейках, концевая поправка может быть вычислена по формуле

$$\delta = 0,395 D_0 (1 - 1,47\sqrt{\eta_3} + 0,47\eta_3\sqrt{\eta_3}). \quad (11.12)$$

Таблица 11.4. Физико-технические параметры перфорированных металлических экранов

Экран	η_3	$D_0, \text{см}$	$l_3, \text{см}$	$\delta, \text{см}$	$Y_3/k, \text{см}$
Алюминиевая панель марки:					
ПА	0,19	0,5	0,1	0,07	1,26
ЛАП	0,13	0,3	0,1	0,06	1,77
ЛАК	0,2	0,3	0,1	0,05	1
Просечно-вытяжной стальной лист	0,75	0,7	0,1	0	0,13

В табл.11.4 приведены параметры D_0, η_3, l_3 перфорированных алюминиевых экранов и сеток отечественного производства, а также отношение Y_3/k , вычисленное согласно выражению (11.11). Изделия марок ПА и ЛАП (см табл. 11.4) выпускаются в виде квадратных панелей площадью 60×60 см. Металлические экраны марки ЛАК представляют собой рейки площадью 15×300 см, при этом перфорированный участок поверхности составляет 0,67 всей площади рейки. Поэтому при расчете поглощения $\bar{\alpha}$, равного произведению диффузного коэффициента поглощения и площади облицовки $S_{об}$, необходимо учитывать коэффициент 0,67, т.е. $A = 0,67 \bar{\alpha} S_{об}$. Для других типов перфорированных экранов этот коэффициент можно принимать равным единице.

В табл. 11.5 и на рис. 11.5 представлены результаты расчета импеданса и коэффициента звукопоглощения α_k при нормальном падении звука по формулам (11.5) и (11.2) с учетом выражений (11.6), (11.7) и (11.11) для акустической конструкции, выполненной из слоя

базальтового волокна толщиной 5 см в оболочке из стеклоткани марки ЭЗ-100, параметры которой приведены в табл. 11.2 , и с защитным покрытием в виде перфорированного алюминиевого экрана типа ЛАК (см. табл.11.4). При расчете использованы данные табл.11.1. Численные значения диффузного коэффициента звукопоглощения, рассчитанные согласно выражению (11.1) для различных акустических конструкций с защитными покрытиями и без таковых, выполненных из волокнистых и пористых звукопоглощающих материалов отечественного производства, приведены в табл. 11.6, данные которой могут быть использованы в расчетах снижения уровня звукового давления в помещениях с акустической облицовкой.

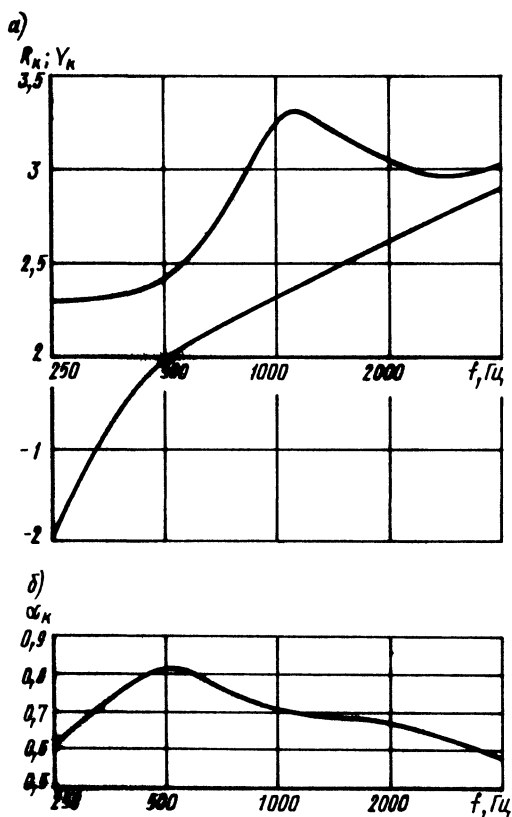


Рис. 11.5. Частотные зависимости импеданса Z_k (а) и коэффициента звукопоглощения α_k (б) при нормальном падении звуковой волны для базальтового волокна с защитными покрытиями

Таблица 11.5 Импеданс и коэффициент звукопоглощения слоя базальтового волокна с защитными покрытиями

$f, \text{Гц}$	$R_{\text{сл}}$	$Y_{\text{сл}}$	$R_{\text{тк}}$	$Y_{\text{тк}}$	Y_z	R_k	Y_k	α_k
125	2,12	-6,7	0,9	0,06	0,02	3,02	-6,7	0,2
250	1,51	-2,4	0,35	0,12	0,04	1,86	-2,26	0,56
500	1,68	-0,24	0,5	0,25	0,09	1,93	0,1	0,8
1000	2,86	-0,22	0,5	0,46	0,18	3,36	0,42	0,7
2000	2	-0,62	0,42	0,8	0,36	2,42	0,54	0,8
4000	1,75	-0,45	0,45	1,2	0,73	2,2	1,48	0,73

11.4. Требования к акустическим характеристикам звукопоглощающих конструкций

Эффективное снижение уровня шума в производственных помещениях возможно при использовании звукопоглощающих конструкций и облицовок, удовлетворяющих определенным требованиям к поглощению звука, а так же санитарным, противопожарным, гигиеническим нормам.

Поскольку спектр шума в общем случае является широкополосным, то коэффициент звукопоглощения облицовки должен быть близким к единице также в широкой области частот. Условно можно считать конструкцию эффективной и широкополосной, если на частотах выше 1000 Гц коэффициент звукопоглощения превышает значение 0,8.

Для обеспечения заданного поглощения необходимо выбрать некоторую оптимальную толщину $l_{\text{сл}}^{\text{оп}}$ слоя материала с известными физико-техническими параметрами, либо при заданной толщине поглотителя найти численные значения пористости и диаметра волокна d или поры D . Однако, в общем виде такая задача не имеет простого решения. Исключение составляют волокнистые материалы с достаточно крупными волокнами, для которых справедлива приближённая эмпирическая модель.

В этом случае оптимальная толщина слоя может быть выбрана с помощью неравенства:

$$2 \text{ см} \leq \frac{1,4(1-n)l_{\text{сл}}^{\text{оп}}}{100dn} \leq 4 \text{ см}$$

В соответствии с (11.13) для минеральной ваты плотностью 100 кг/м^3 при $d=8 \cdot 10^{-4} \text{ см}$ величина $l_{\text{сл}}^{\text{оп}}$ определяется из условия $3 \text{ см} \leq l_{\text{сл}}^{\text{оп}} \leq 6 \text{ см}$. Параметры тканей, пленок и перфорированных экранов, без которых нельзя применять слои волокнистого звукопогло-

Таблица 11.6. Частотные характеристики диффузного коэффициента звукопоглощения различных акустических облицовок

Материал	$l_{\text{сл}}, \text{см}$	Марка ткани	Марка экрана	Диффузный коэффициент звукопоглощения на частотах, Гц							
				63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Маты звукопоглощающие базальтовые марки БЗМ плотностью 20 кг/м ³	5	-	-	0,12	0,24	0,62	0,95	0,89	0,94	0,96	0,98
		ТСТ-6	ЛАП	0,12	0,25	0,65	0,94	0,88	0,91	0,78	0,72
		ТСТ-6	ЛАК	0,12	0,25	0,65	0,94	0,86	0,88	0,82	0,91
		ЭЗ-100	ЛАП	0,15	0,31	0,73	0,93	0,81	0,78	0,61	0,65
		ЭЗ-100	ЛАК	0,15	0,31	0,73	0,93	0,82	0,81	0,72	0,82
	10	-	-	0,26	0,51	0,79	0,89	0,89	0,94	0,96	0,98
Плиты из минеральной ваты на синтетическом связующем плотностью 100 кг/м ³	5	-	-	0,05	0,15	0,4	0,75	0,96	0,98	0,98	0,98
		ТСТ-6	ЛАП	0,05	0,18	0,46	0,85	0,98	0,92	0,73	0,38
		ТСТ-6	ЛАК	0,05	0,18	0,45	0,82	0,88	0,96	0,87	0,57
		ЭЗ-100	ЛАП	0,06	0,19	0,51	0,86	0,96	0,85	0,59	0,29
		ЭЗ-100	ЛАК	0,06	0,19	0,49	0,83	0,96	0,92	0,82	0,51
То же, марки ПА/0 плотностью 130 кг/м ³	2	-	-	0,05	0,11	0,21	0,42	0,69	0,89	0,95	0,97
Плиты минераловатные акустические плотностью 150 г/м ³	5	-	-	0,07	0,22	0,45	0,76	0,91	0,94	0,97	0,95
Плиты облицованные минераловатные марки Кермитон плотностью 400 кг/м ³	2	-	-	0,05	0,18	0,42	0,69	0,78	0,74	0,71	0,65

щающего материала в конструкциях должны удовлетворять следующему требованию: снижение коэффициента звукопоглощения конструкции, неизбежное на частотах выше 2000 Гц при использовании защитных покрытий, должно быть небольшим.

Оптимальные параметры покрытий рассчитываются при частоте 4000 Гц, для которой задается величина относительного снижения коэффициента звукопоглощения конструкций

$$\frac{\Delta\alpha}{\alpha_{\text{сл}}}100 = \frac{\alpha_{\text{сл}} - \alpha_{\text{к}}}{\alpha_{\text{сл}}}100, \quad (11.13)$$

где $\alpha_{\text{сл}}$ и $\alpha_{\text{к}}$ - коэффициенты звукопоглощения слоя волокнистого материала без покрытия и с покрытием соответственно.

Для обеспечения достаточно высокого коэффициента звукопоглощения в широкой области частот оптимальные параметры защитных тканей (плёнок) и перфорированных экранов следует выбирать из условия

$$\frac{\Delta\alpha}{\alpha_{\text{сл}}}100 \leq 10-15\%.$$

Поскольку в конструкциях нередко используются одновременно два вида покрытия (ткань и перфорированный экран), то при расчете оптимальных параметров необходимо учитывать, что их общее снижение КЗП=

$$\frac{\Delta\alpha}{\alpha_{\text{сл}}}100 \text{ не должно превышать } 20-25\%.$$

Оптимальное значение диаметра отверстия D_0 перфорированного экрана толщиной не более 0,2 см при заданном коэффициенте перфорации η , может быть выбрано согласно требованию

$$\frac{D_0}{\eta}(1 - 1,47\sqrt{\eta})\cos\theta \leq 1$$

Сопротивление продуванию ткани, а также толщина плёнки могут быть выбраны с учётом требований: $r \leq 0,5$ и $l_{\text{пл}} \leq 50 \cdot 10^{-4}$ см.

В этом случае следует ожидать снижения коэффициента звукопоглощения не более чем на 10% на частоте 4000 Гц.

Глава 12. Резонансные звукопоглощающие системы

12.1. Акустические характеристики резонансного поглотителя

Для снижения уровня производственного шума наряду с широкополосными акустическими облицовками в качестве дополнительного поглотителя нередко используют различные резонансные конструкции с селективным поглощением звуковой энергии в узком частотном диапазоне [1].

К резонансной конструкции может быть отнесена любая двухкомпонентная система типа "масса-пружина" с явно выраженными инерционным импедансом Y_m первой компоненты и упругим импедансом Y_n второй.

Инерционным импедансом обладают сплошные и перфорированные жесткие пластины, стеклянные и хлопчатобумажные ткани технического назначения, нетканое полотно, тонкий синтетический войлок, а также гибкие полимерные пленки. Эти материалы могут быть использованы для устройства лицевой панели резонатора, за которой располагается воздушная полость глубиной L , см.

Импеданс воздушной полости $Y_n = -\text{ctg}(kL)$ допустимо считать упругим в частотных интервалах, где выполняются неравенства $kL < \pi/2$, $\pi < kL < 3\pi/2$ и т.д.

В отдельных случаях передняя панель резонатора примыкает к слою волокнистого или пористого звукопоглощающего материала толщиной $l_{\text{сл}}$, см. Как было показано в гл. 11, мнимая составляющая $Y_{\text{сл}}$ импеданса также принимает отрицательные значения при выполнении условия

$$0,3 \leq Q_v k l_{\text{сл}} \leq 0,6.$$

При $l_{\text{сл}} = L$ упругость слоя материала, как правило, меньше по абсолютной величине импеданса полости: $|Y_{\text{сл}}| < |Y_n|$. Это обстоятельство может быть учтено на практике при необходимости снижения упругости за счёт изменения размеров резонатора. Общий импеданс резонансной системы $Z_p = R_p + jY_p$ (R_p, Y_p - действительная и мнимая составляющие) равен сумме импедансов двух компонент:

$$Z_p = R_p + jY_p = R_p + jY_m + jY_n \quad (12.1)$$

Коэффициент звукопоглощения α_p резонатора рассчитывается по формуле

$$\alpha_p = \frac{4R_p}{(R_p + 1)^2 + Y_p^2} \quad (12.2)$$

Известно, что положительный инерционный импеданс увеличивается, а отрицательный упругий импеданс уменьшается с ростом частоты. Это приводит к тому, что в результате сложения Y_m и Y_n на некоторой частоте f_p (резонансная частота) выполняется условие резонанса системы:

$$Y_p = Y_m + Y_n = 0 \quad (12.3)$$

Возникновение резонанса показано на рис. 12.1. где штриховой линией представлена частотная характеристика упругого импеданса с обратным знаком, а сплошной-инерционный импеданс. Точка пересечения двух функций соответствует резонансной частоте системы, при которой коэффициент звукопоглощения достигает своего максимального значения, определяемого согласно выражению

$$\alpha_p^{\max} = \frac{4R_p}{(R_p + 1)^2}.$$

Для достижения достаточно высокого пика, когда $\alpha_p^{\max} = 0,9 \div 1$, действительная составляющая импеданса резонатора должна удовлетворять следующему требованию $0,5 \leq R_p \leq 2$.

На частотах, где выполняется условие $kL = n\pi$ (где $n=1,2,\dots$) функция $\text{ctg}(kL)$ стремится к бесконечности, а коэффициент звукопоглощения резонатора - к нулю. Эти частоты называются антирезонансными.

Таким образом, в общем случае частотная зависимость коэффициента звукопоглощения представляет собой чередование пиков и провалов.

Акустическую эффективность резонансного поглотителя характеризуют также шириной резонансной кривой поглощения $\Delta f = f_2 - f_1$, где f_2, f_1 частоты, при которых α_p равна половине максимального коэффициента звукопоглощения: $\alpha_p = 0,5\alpha_p^{\max}$.

На рис. 12.1 хорошо видно, что ширина резонансной кривой увеличивается с уменьшением упругого и инерционного импеданса системы. Кроме того, Δf зависит от действительной составляющей импеданса резонатора.

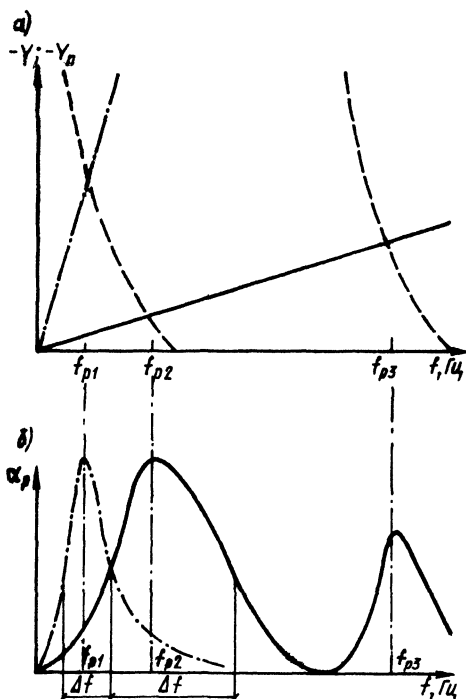


Рис. 12.1. Частотные зависимости инерционного и упругого импеданса (а) и коэффициента звукопоглощения (б) резонатора

В общем случае с учетом частотной зависимости $R_p(f)$, а также $Y_p(f)$ численные значения частоты f_1 (или f_2) могут быть определены согласно уравнению

$$Y_p^2(f_1) = \frac{4R_p(f_1)}{\alpha_p^{\max}} - [R_p(f_1) + 1]^2.$$

При наклонном падении плоской звуковой волны на резонансную систему под углом θ для расчета коэффициента звукопоглощения α_p^θ может быть использована следующая формула

$$\alpha_p^\theta = \frac{4R_p \cos \theta}{(R_p \cos \theta + 1)^2 + (Y_m \cos \theta + Y_n^\theta)^2}, \quad (12.4)$$

где Y_n^θ - импеданс воздушной полости или слоя материала для угла падения $\theta \neq 0^\circ$.

Если в воздушной полости резонатора имеются перегородки, то в частотном диапазоне, для которого расстояние между перегородками меньше половины длины волны, импеданс Y_n^θ принято считать локальным. Тогда величина Y_n^θ изменяется согласно следующей закономерности:

$$Y_n^\theta = -\cos \theta \operatorname{ctg}(kL). \quad (12.5)$$

При отсутствии перегородок в воздушной полости нелокальный импеданс Y_n^θ вычисляют согласно равенству

$$Y_n^\theta = -\operatorname{ctg}(kL \cos \theta) \quad (12.6)$$

При размещении в резонаторе слоя волокнистого или пористого материала в выражении (12.1) следует заменить Y_n^θ на составляющей $Y_{\text{сл}}^\theta$, которая рассчитывается по формуле (11.4).

В диффузном поле помещения акустические свойства резонансных конструкций характеризуются диффузным коэффициентом звукопоглощения $\bar{\alpha}_p$, определяемым по формуле Пэриса (11.1). Однако в практических расчетах вполне допустимо использовать приближенное равенство: $\bar{\alpha}_p = \alpha_p^{45}$ (где α_p^{45} - коэффициент звукопоглощения для угла падения $\theta = 45^\circ$).

12.2. Расчет импеданса и коэффициента звукопоглощения резонатора с перфорированным экраном

Наиболее известным типом резонансного поглотителя является резонатор с перфорированным экраном (рис.12.2, а и б), толщиной l , см, расположенным на расстоянии L , см, от жесткого основания. Возможны и другие варианты резонансного поглотителя, в котором воздушная полость полностью или частично заполнена волокнистым звукопоглощающим материалом, как показано на рис. 12.2 в и г.

В качестве перфорированного экрана могут быть использованы алюминиевые листы, гипсовые, гипсокартонные и древесноволокнистые плиты, а также другие материалы, обладающие достаточной жесткостью.

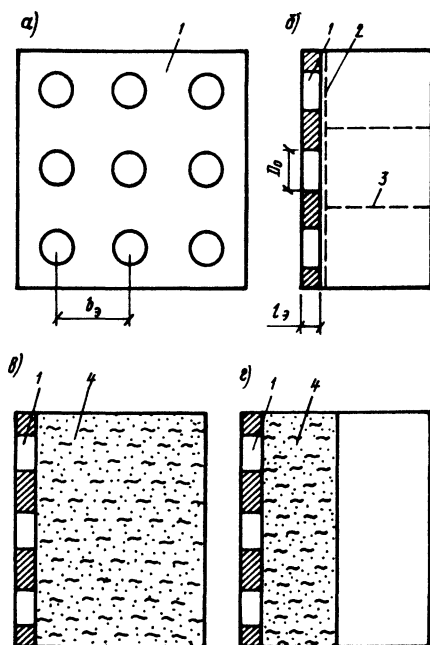


Рис. 12.2. Резонатор с перфорированным экраном

а - вид спереди; *б* - разрез; *в* - то же, с заполнением воздушной полости волокнистым материалом; *г* — то же, с частичным заполнением полости материалом; 1 - перфорированный экран; 2 - ткань; 3 - перегородка; 4 - волокнистый материал

Лист перфорируют равномерно. Отверстия могут быть различной формы: круглые, квадратные, прямоугольные и щелевые. Чаще всего применяют экраны с круглыми отверстиями диаметром D_0 , см, в квадратных ячейках со стороной b_3 , равной шагу перфорации или расстоянию между центрами отверстий.

Наличие в воздушной полости перегородки, разделяющей резонансные ячейки, не является обязательным, но в отдельных случаях перегородка повышает механическую прочность конструкции и устраняет нежелательные собственные колебания перфорированного экрана, зависящие от общей площади листа.

Параметры l_3 , D_0 и b_3 , характеризующие конструктивные особенности резонатора, должны удовлетворять следующим требованиям: $l_3 < \lambda_p / 4$; $D_0 < b_3 < \lambda_p / 2$ (где λ_p - длина звуковой волны на частоте f_p резонанса системы).

Активные потери звуковой энергии в резонансном поглотителе

реализуют размещением вблизи отверстий экрана стеклянной ткани, нетканого полотна и других прокладочных материалов (см. табл. 11.2).

В соответствии с равенством (12.1) импеданс резонатора с перфорированным экраном и тканью может быть записан в следующем виде:

$$Z_p = R_p + jY_p = R_{\text{тк}} + jY_{\text{тк}} + jY_3 - j \operatorname{ctg} kL,$$

где $R_{\text{тк}}, Y_{\text{тк}}$ - действительная и мнимая составляющие импеданса ткани, вычисляемые согласно эмпирическим выражениям (11.6) и (11.7); Y_3 - инерционный импеданс перфорированного экрана, для расчета которого используют формулу:

$$Y_3 = k(l_3 + 2\delta)/\eta_3,$$

где η_3 - коэффициент перфорации, равный отношению площади отверстия к площади единичной ячейки; δ - концевая поправка к толщине листа, см, введенная для условного обозначения протяженности ближнего поля возникающего вследствие нарушения плоского течения вблизи отверстия.

Для круглых отверстий диаметром D_0 , размещенных в квадратных ячейках со стороной b_3 , коэффициент перфорации и концевую поправку вычисляют по формулам:

$$\eta_3 = \frac{\pi D_0^2}{4b_3^2};$$

$$\delta = 0,395D_0(1 - 1,47\sqrt{\eta_3} + 0,47\eta_3\sqrt{\eta_3}).$$

Анализ приведенных формул позволяет сделать вывод о том, что чем больше диаметр отверстия и меньше коэффициент перфорации, тем сильнее ближнее поле отверстия и выше значение концевой поправки.

Согласно выражению (11.11) инерционный импеданс экрана также повышается с увеличением частоты, толщины листа, концевой поправки и с уменьшением коэффициента перфорации.

При фиксированных значениях частоты и коэффициента может быть получен для экранов с различными параметрами l_3 и D_0 , если выполняется равенство $l_{31} + 2\delta_1 = l_{32} + 2\delta_2$. В частности, это возможно при выборе либо достаточно толстого экрана с небольшими отвер-

ствиями ($D_0 \leq 1$ см), либо тонкого экрана с крупной перфорацией.

Резонансная частота системы определяется из уравнения (12.3), которое для резонатора с перфорированным экраном может быть записано в виде:

$$2\pi f_p \frac{(l_3 + 2\delta)}{c_0 \eta_3} - \operatorname{ctg} \frac{(2\pi f_p L)}{c_0} = 0.$$

В общем случае это уравнения является трансцендентным, решение которого находят графическим путем (см. рис. 12.1. а). Однако для резонаторов с относительно небольшой глубиной воздушной полости ($L < 5$ см) в области частот, удовлетворяющих условию $kL \leq 0,4$, резонансную частоту рассчитывают по известному выражению

$$f_p = \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{\eta_3}{L(l_3 + 2\delta)}},$$

из которого следует, что понижение резонансной частоты происходит с уменьшением коэффициента перфорации и с увеличением толщины экрана, диаметра отверстия и глубины воздушной полости.

В табл. 12.1 приведены численные значения параметров l_3 , D_0 , η , а также частотно независимой составляющей инерционного импеданса перфорированных гипсокартонных и гипсовых литых плит с поперечным размером 60×60 см, используемых для облицовки производственных помещений в качестве резонансных поглотителей звука.

Таблица 12.1 Физико-технические параметры перфорированных плит.

Плита	l_3 , см	η_3	D_0 , см	δ , см	Y_3/k , см
Гипсокартонная марки ППГЗ	0,9	0,12	0,9	0,17	10,2
Гипсовая литая	1,1	0,31	0,8	0,085	4,1
	1,2	0,13	0,4	0,08	11,2
	1	0,17	0,6	0,1	7
	0,9	0,04	0,4	0,1	27,5

Гипсокартонные плиты могут быть установлены практически на любом расстоянии от жесткого основания. Поэтому управление акустическими характеристиками такой системы возможно только путем изменения глубины воздушной полости.

В отличие от этого у гипсовых плит имеется свой постоянный воздушный промежуток, ограниченный с четырех сторон бортиками высотой 1,7-2 см и заполненный слоем волокнистого материала (см.

рис. 12.2 в). Плиты для предотвращения выпадения вкладыша заклеивают с внутренней стороны прочной бумагой или фольгой. Резонансную частоту такой конструкции регулируют изменением коэффициента перфорации от 0,04 до 0,31 (см. табл.12.1) и в некоторой степени изменением диаметра отверстия от 0,4 до 1 см.

В табл. 12.2 и на рис. 12.3, а приведены результаты расчета импеданса и коэффициента звукопоглощения при нормальном падении звука для гипсокартонной плиты с параметрами $D_0 = 0,9$ см; $l_3 = 0,9$ см и $\eta_3 = 0,12$ (см. табл.12.1), расположенной на расстоянии $L = 5$ см от жесткого основания. К внутренней поверхности плиты подклеено нетканое полотно с поверхностной массой $0,6 \cdot 10^{-2}$ г/см², толщиной $0,9 \cdot 10^{-2}$ см и сопротивлением продуванию 0,5 (см. табл.11.3). Значения $R_{\text{тк}}$ и $Y_{\text{тк}}$ в табл. 12.2 вычислены по (11.6) и (11.7) с учетом физико-технических параметров нетканого полотна.

Таблица 12.2. Значение импеданса и коэффициента звукопоглощения гипсокартонной плитой.

$f, \text{Гц}$	$k, \text{см}^{-1}$	$Y_{\text{п}}$	Y_3	$R_{\text{тк}}$	$Y_{\text{тк}}$	$R_{\text{р}}$	$Y_{\text{р}}$	$\alpha_{\text{р}}$
250	0,045	-4,36	0,42	0,85	0,07	0,85	-3,9	0,18
500	0,091	-2,04	0,85	0,52	0,14	0,52	-1,06	0,61
1000	0,183	-0,77	1,9	0,46	0,25	0,46	1,38	0,46
2000	0,366	0,27	3,8	0,74	0,43	0,74	4,5	0,13

Из рис. 12.3 а следует, что максимальный коэффициент звукопоглощения, равный 0,89 наблюдается на частоте 700 Гц, численное значение которой получается ниже величины $f_{\text{р}} = 765$ Гц, рассчитанной по формуле (12.3). Ширина резонансной кривой, определенная графически, составляет 580 Гц.

В табл. 12.3 и на рис. 12.3 б представлены результаты аналогичных вычислений, проведенных для гипсовой литой плиты с параметрами $D_0 = 0,4$ см; $l_3 = 1,3$ см; $\eta_3 = 0,13$. Воздушная полость плиты заполнена стекловолокном толщиной слоя 1,7 см плотностью 80 кг/м³ с диаметром волокна 10^{-3} см. Значения $R_{\text{тк}}$ и $Y_{\text{тк}}$ рассчитаны по формуле (11.5).

Таблица 12.3.

$f, \text{Гц}$	$R_{\text{сл}}$	$Y_{\text{сл}}$	Y_3	$R_{\text{тк}}$	$Y_{\text{тк}}$	$R_{\text{р}}$	$Y_{\text{р}}$	$\alpha_{\text{р}}$
250	2,4	-12,5	0,51	0,85	0,07	3,25	-11,9	0,08
500	1,2	-6	1,02	0,52	0,14	1,72	-4,84	0,22
1000	0,6	-3	2,05	0,46	0,25	1,06	-0,7	0,89
2000	0,3	-1,1	4,1	0,74	0,43	1,04	3,43	0,26

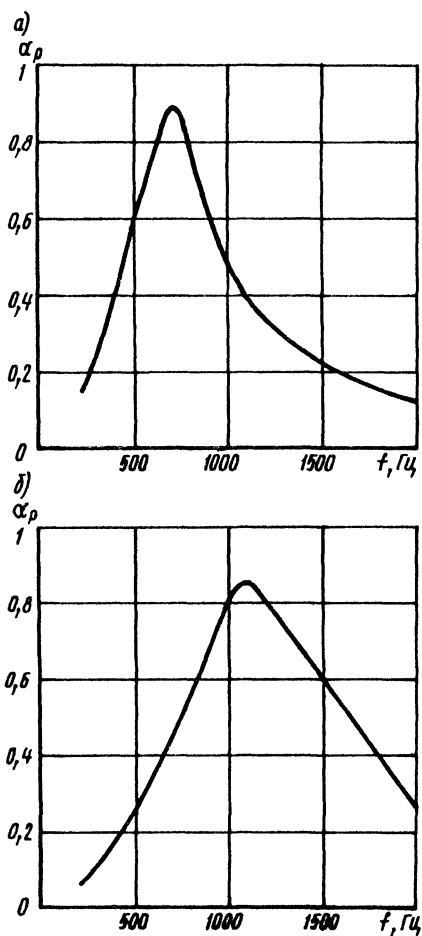


Рис. 12.3. Частотные зависимости коэффициента звукопоглощения при нормальном падении звуковой волны для плиты марки ППГЗ (а) и для гипсовой литой плиты (б)

Для такой конструкции резонансная частота равна 1100 Гц, а ширина поглощения составляет 1000 Гц.

Обе, рассмотренные выше, конструкции являются резонагорами, настроенными на диапазон средних частот с относительно узкой полосой поглощения, что обусловлено достаточно большой толщиной плиты. Для расширения резонансной кривой желательно использовать более гонкие плиты.

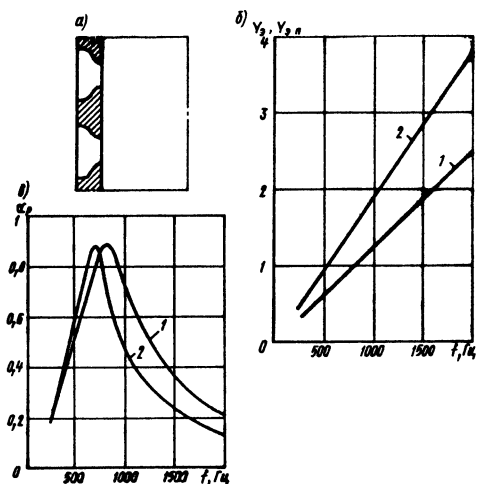


Рис. 12.4. Перфорированный экран с специальным профилем отверстия (а), частотные зависимости инерционного импеданса (б) и коэффициента звукопоглощения (в) экрана 1; тоже для плиты с перфорацией постоянного сечения 2

В силу хрупкости гипсовых изделий уменьшить толщину плиты обычным способом не представляется возможным, поэтому разработана технология изготовления гипсовых плит со специальным профилем перфорации, получаемым при рассверливании отверстий на одной из поверхностей плиты, как показано на рис. 12.4 а. Такая операция приводит к уменьшению толщины экрана только в зоне самого отверстия, а прочность плиты в целом сохраняется.

Инерционный импеданс экрана со специальным профилем отверстия может быть рассчитан согласно выражению

$$Y_{\text{эп}} = k[\delta_1 / \eta_{\text{э}1} + \delta_2 / \eta_{\text{э}2} + l_3 D_{01} / D_{02} \eta_{\text{э}1}] \quad (12.7)$$

где индексы 1 и 2 параметров экрана D_0 , δ и η , введены для обозначения их принадлежности к поверхности плиты с нерассверленными (линия 1) и рассверленными (линия 2) отверстиями (см. рис. 12.4).

Первые два слагаемых в формуле (12.7) являются импедансом экранов с параметрами D_{01} , $\eta_{\text{э}1}$ и D_{02} , $\eta_{\text{э}2}$, а третье представляет собой импеданс воздушной пробки, умноженной на коэффициент трансформации потока в трубе с переменным сечением. Введение отношения D_{01} / D_{02} позволяет учесть уменьшение толщины экрана при рассверливании отверстий.

На рис. 12.4 б представлена частотная зависимость инерционного импеданса $Y_{\text{зп}}$ гипсовой плиты с переменным профилем отверстий с параметрами $l_3 = 0,9$ см, $D_{01} = 0,9$ см, $\eta_{31} = 0,12$, $D_{02} = 1,7$ см, $\eta_{32} = 0,22$, рассчитанная по формуле (12.7), а также функция Y_3 для обычной гипсовой плиты с перфорацией постоянного сечения. Из сравнения величин $Y_{\text{зп}}$ и Y_3 следует, что одностороннее рассверливание отверстий приводит к уменьшению инерционного импеданса перфорированного экрана в 1,6 раза, а следовательно, к увеличению ширины резонансной кривой поглощения во столько же раз.

12.3. Расчет импеданса и коэффициента звукопоглощения резонатора с двумя перфорированными экранами

Задача создания низкочастотного резонатора является не такой простой, как кажется на первый взгляд. При решении уравнения (12.3) приходится сталкиваться с очевидным противоречием, существующим между аналитическими видами функций $Y_3(f)$ и $Y_n(f)$, так как с уменьшением частоты первая из них стремится к нулю, а вторая - к минус бесконечности.

Из формулы (12.3) следует, что снижение резонансной частоты системы связано с увеличением глубины воздушной полости, размеры которой, как правило, конструктивно ограничены. С другой стороны повышение инерционного импеданса приводит к увеличению поперечных размеров ячейки и отверстия резонатора, что также не приемлемо для практики.

Как известно, понижение резонансной частоты при фиксированной глубине воздушной полости может быть достигнуто использованием не одного, а двух или нескольких экранов, установленных друг за другом с некоторым зазором l , см.

В этом случае инерционный импеданс системы экранов Y_3^c увеличивается по сравнению с Y_{3i} отдельного экрана. Степень увеличения общей инерционности двухслойной конструкции зависит от взаимного расположения осей отверстий соседних экранов, а также от соотношения между зазором и концевой поправкой отверстия.

Если экраны находятся друг от друга на таком расстоянии, где ближние поля их отверстий не испытывают взаимного влияния, то независимо от относительного расположения осей отверстий импеданс Y_3^c системы равен сумме значений Y_{3i} каждого экрана:

$$Y_3^c = \sum_{i=1}^n Y_{3i} = \sum_{i=1}^n k \frac{l_{3i} + 2\delta_i}{\eta_{3i}}. \quad (12.8)$$

Экспериментально установлено, что выражение (12.8) справедливо, если зазор между экранами удовлетворяет неравенству

$$0,6\delta_l < l < 1,5\delta_l.$$

Для двухслойной системы, с одинаковыми параметрами экранов формула (12.8) имеет вид:

$$Y_3^c = 2k \frac{(l_3 + 2\delta)}{\eta_3}.$$

Совсем другая картина получается тогда, когда зазор составляет менее половины концевой поправки первого экрана ($l < 0,5\delta_l$). В этом случае равенство (12.8) не выполняется и величина Y_3^c может быть либо меньше, либо больше суммы импедансов всех экранов системы.

Если оси отверстий двух соседних экранов совпадают, как показано на рис. 12.5, а, то Y_3^c вычисляют согласно равенству

$$Y_3^c = k \frac{(l_{31} + l + \delta_1)}{\eta_{31}} + k \frac{(l_{32} + \delta_2)}{\eta_{32}} + \frac{kl_{31}D_{01}}{D_{02}\eta_{31}}, \quad (12.9)$$

где индексы 1 и 2 характеризуют параметры первого и второго экранов.

Для двух одинаковых экранов равенство (12.9) имеет вид:

$$Y_3^c = k \frac{(2l_3 + l + 2\delta)}{\eta_3}.$$

Из сравнения формул (12.9) и (12.8) следует, что уменьшение зазора между экранами с соосным расположением отверстий приводит к потере общей инерционности систем, поскольку Y_3^c становится меньше

суммы импедансов экранов: $Y_3^c < \sum_{i=1}^n Y_{3i}$. Поэтому использование

соосного расположения отверстий экранов в многослойных резонансных поглотителях нецелесообразно.

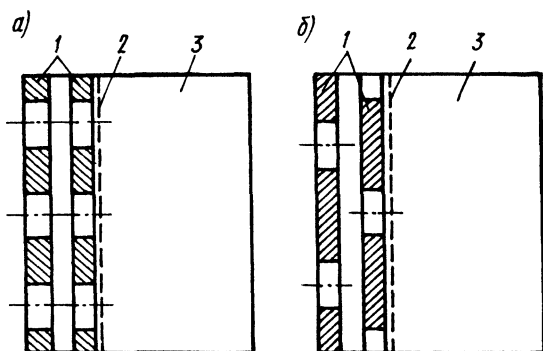


Рис. 12.5. Резонатор с двумя перфорированными экранами
а - при соосном расположении отверстий; *б* - при сдвиге осей отверстий относительно друг друга; 1- экраны; 2 - защитное покрытие; 3 - воздушный объем

Если оси отверстий экранов сдвинуты относительно друг друга, как показано на рис. 12.5 б, следует ожидать дополнительного возрастания инерционности системы, обусловленного искривлением потока в узком канале, образующемся между экранами.

В этом случае Y_3^c равен сумме импедансов Y_{3i} каждого экрана:

$$Y_{3i} = k \frac{(l_{3i} + \delta_i + \delta_{li})}{\eta_{3i}}, \quad (12.10)$$

где δ_{li} - концевая поправка, вид со стороны зазора, введенная для условного обозначения эффекта дополнительной инерционности.

На основе анализа экспериментальных данных разработана номограмма, представленная на рис.12.6, для определения отношения δ_{li}/δ_i до значению переменной ξ_i , которая может быть рассчитана для первого экрана с учетом параметров обоих экранов по формуле [3]:

$$\xi_1 = \frac{3 \cdot 10^3 k l \delta_1 \eta_{32}}{D_{02} (1 - \eta_{31})}, \quad (12.11)$$

где индексы 1 и 2 соответствуют номерам двух соседних экранов. При расчете ξ_2 для второго экрана в формуле (12.11) следует поменять местами индексы.

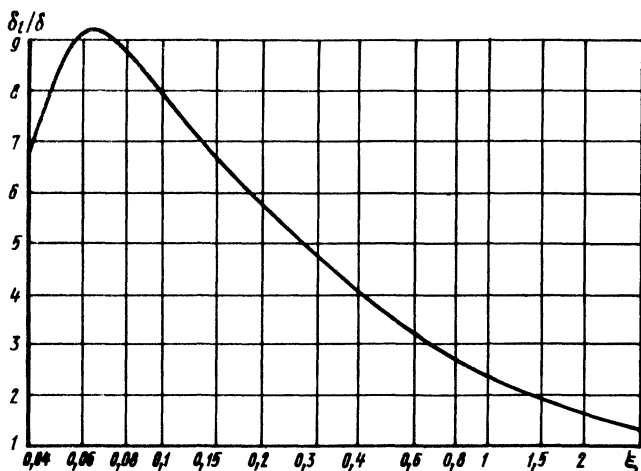


Рис. 12.6. Зависимость отношения δ_1/δ переменной ξ

При выполнении условия $\xi_1 \geq 0,08$ для расчета концевой поправки δ_2 допустимо пользоваться приближенным эмпирическим выражением

$$\delta_{11} = \sqrt{\frac{\delta_1 D_{02} (1 - \eta_{31})}{490 k l \eta_{32}}}. \quad (12.12)$$

Из формулы (12.12) следует, что численное значение δ_1 будет возрастать при увеличении концевой поправки первого экрана и диаметра отверстия второго экрана. Кроме того, оно будет тем больше, чем меньше зазор между экранами и коэффициент перфорации второго экрана. Поэтому для обеспечения высокой инерционности резонатора параметры обоих экранов, а также глубина воздушного зазора между ними должны удовлетворять требованиям: $D_0 \geq 2$ см; $\eta_3 \leq 0,1$; $l \leq 0,2\delta$.

На рис. 12.7 приведены частотные зависимости инерционного импеданса Y_3^c системы двух одинаковых экранов, выполненных из древесноволокнистых плит толщиной 0,5 см, с диаметром отверстий 3 см и коэффициентом перфорации 0,085, рассчитанные по формуле (12.10) с учетом выражения (12.11). Кривой 3 представлен импеданс, вычисленный при условии $\delta_1 = \delta$.

Из сравнения кривых следует, что уменьшение зазора до 0.1 см приводит к двукратному увеличению общего инерционного импеданса системы в частотном интервале 100 - 500 Гц.

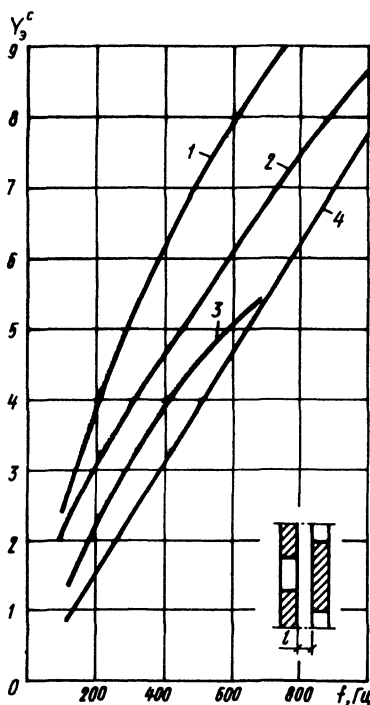


Рис. 12.7. Частотная зависимость инерционного импеданса двух одинаковых экранов, расположенных на различном расстоянии друг от друга 1 - при $l = 0,1$ см; 2 - $l = 0,2$ см; 3 - $l = 0,4$ см; 4 - при $l > 1$ см

При сокращении расстояния между экранами происходит также возрастание действительной составляющей импеданса двухслойной конструкции, может быть определено следующим образом:

$$R_p^c = \frac{3\mu D_{02}^2}{4\eta_{31} l^3 \rho_0 c_0} \left(1 + \frac{\pi l}{20} \sqrt{\frac{k\rho_0 c_0}{2\mu}} \right) \ln\left(\frac{1-\eta_{32}}{\eta_{32}}\right) \quad (12.13)$$

В табл. 12.4 и на рис. 12.8 приведены результаты расчета импеданса по формулам (12.4) и (12.10) а также коэффициента звукопоглощения по формуле (12.11) для двухслойной системы одинаковых экранов с параметрами, указанными выше. Зазор между экранами равен 0.1 см, глубина воздушной полости резонатора составляет 6 см.

Таблица 12.4. Расчёт импеданса и коэффициента звукопоглощения резонатора с двумя экранами

$f, \text{Гц}$	ξ	$\delta, \text{см}$	Y_3	Y_3^c	Y_n	R_p^c	Y_p^c	α_p^c
100	0,11	4,9	1,3	2,6	-9,1	1,4	-6,5	0,12
150	0,16	4,2	1,65	3,3	-6	1,54	-2,7	0,45
200	0,21	3,7	2,1	4,2	-4,5	1,64	-0,3	0,92
250	0,27	3,4	2,45	4,9	-3,65	1,76	1,25	0,76
300	0,32	3	2,7	5,4	-3	1,83	2,4	0,53
400	0,43	2,65	3,3	6,6	-2,1	2	4,5	0,27
500	0,54	2,35	3,8	7,6	-1,7	2,1	5,9	0,20

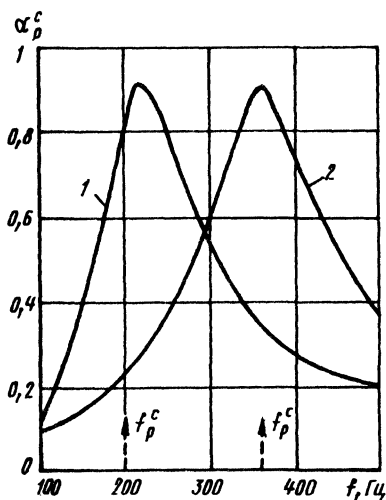


Рис. 12.8. Частотная зависимость коэффициента звукопоглощения резонатора с двумя экранами 1 - расположенными с зазором $l = 0,1 \text{ см}$, 2 - то же, $l > 1 \text{ см}$

Резонанс такой системы наблюдается на частоте 200 Гц, которая значительно ниже значения, получаемого при расчете частотной зависимости коэффициента звукопоглощения с учетом обычного выражения (12.8) для инерционного импеданса экрана (рис. 12.8, кривая 2).

Таким образом, расположение двух перфорированных экранов на достаточно близком расстоянии друг от друга с одновременным сдвигом осей отверстий (рис. 12.5 б) позволяет существенно снизить резонансную частоту конструкции без изменения ее размеров.

При проектировании таких резонансных поглотителей появляется необходимость заранее предсказать численное значение резонансной частоты.

Если выполняется требование $kL \leq 0,4$, то резонансная частота двухслойной системы с одинаковыми экранами может быть определена из уравнения (12.3) преобразованного с учетом выражений (12.10) и (12.11) к виду:

$$14x^4(l_3 + \delta) + 2x^3 \sqrt{\frac{\delta D_0(1 - \eta_3)}{10\eta_3}} = \frac{7\eta_3}{L},$$

где $x = \sqrt{\frac{2\pi f_p}{c_0}}$.

Для практических расчетов целесообразно использовать номограммы, представляющие собой два семейства кривых, пересекающих друг друга; первое из которых соответствует инерционному импедансу двухслойной системы экранов, а второе - упругому импедансу полости. Резонансную частоту определяют в точке пересечения кривых, рассчитанных, при заданных параметрах конструкции.

Номограмма, приведённая на рис. 12.9, построена в предположении $\eta_{31} = \eta_{32} = 0,06$, $l_{31} = l_{32} = 0,5$ см и $l = 0,15\delta$ при изменении диаметра отверстия от 2 до 9 см и глубины воздушной полости от 4 до 20 см.

С помощью номограммы может быть решена обратная задача об определении параметров экранов при заданном значении резонансной частоты, а также глубины воздушной полости конструкции. Так, значение $f_p = 100$ Гц при $L = 10$ см может быть достигнуто выбором двух экранов с параметрами $\eta = 0,06$, $l_3 = 0,5$ см, $D_0 = 4$ см при расположении экранов с зазором $l = 0,15\delta$ см.

12.4. Расчет импеданса и коэффициента звукопоглощения пленочной резонансной системы

Одним из вариантов резонатора является конструкция, выполненная из синтетической пленки, расположенной на некотором расстоянии от ограждения (рис. 12.10). Для обеспечения конструктивной жесткости пленку либо закрепляют по периметру ячеек решетки, либо прессуют в виде профилей квадратного или прямоугольного сечения, высота которых соответствует глубине воздушной полости резонансной системы.

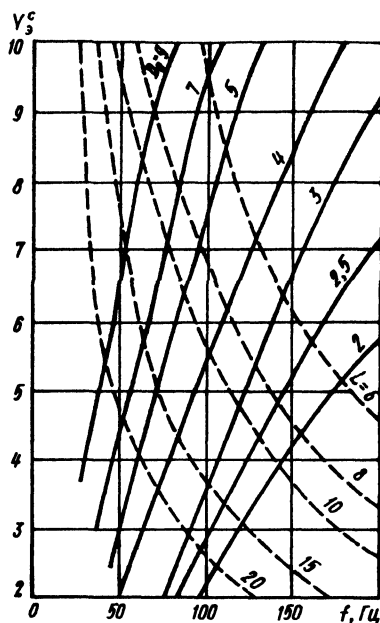


Рис. 12.9. Номограмма для определения инерционного импеданса системы двух одинаковых перфорированных экранов

Пленочные поглотители достаточно широко применяются за рубежом для снижения шума на предприятиях электронной, фармацевтической, пищевой промышленности, где предъявляются высокие требования к чистоте окружающего воздуха.

Такие конструкции обладают небольшим весом, высокой механической прочностью, легко очищаются от пыли, могут быть применены во влажных и агрессивных средах. К недостаткам таких поглотителей следует отнести их горючесть, что в известной степени может быть устранено при использовании защитных покрытий, наносимых тонким слоем на поверхность пленки.

Согласно формуле (12.1) импеданс пленочной резонансной системы выражается равенством

$$Z_p^k = R_p^k + jY_p^k = R_{пл}^k + jY_{пл}^k - j \operatorname{ctg} kL, \quad (12.14)$$

где $R_{\text{пл}}^k$ и $Y_{\text{пл}}^k$ — действительная и мнимая составляющие импеданса $Z_{\text{пл}}^k$ плёнки, закреплённой по краям ячейки с периметром P , см, который может быть вычислен по эмпирической формуле

$$Z_{\text{пл}}^k = R_{\text{пл}}^k + jY_{\text{пл}}^k = (R_{\text{пл}} + jY_{\text{пл}}) \left(1 + 2 \sqrt[6]{\frac{b}{z_0}} \right),$$

здесь $z_0 = P/l_r$; $R_{\text{пл}}$ и $Y_{\text{пл}}$ — действительная и мнимая составляющие импеданса $Z_{\text{пл}}^k$ плёнки, расположенной свободно (без закрепления), которые определяются по выражениям (11.8)-(11.9) с использованием физико-технических параметров, приведённых в табл. 11.3.

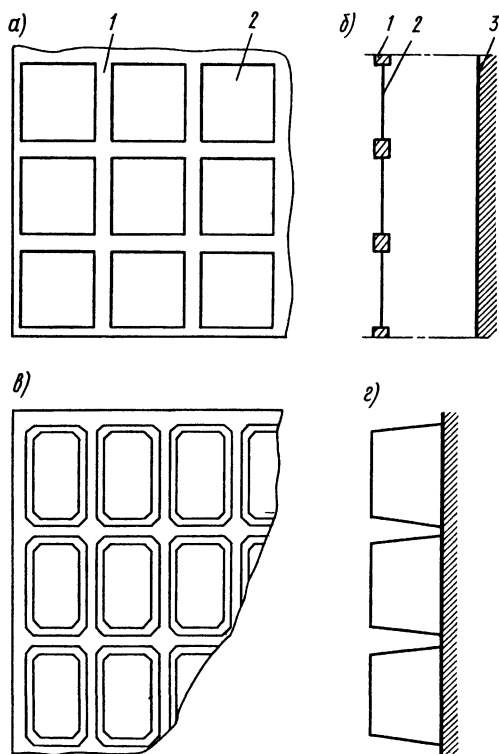


Рис. 12.10. Схемы пленочных конструкций

а - пленка, закреплённая по решетке; *б* - то же, вид сбоку, *в* - ячеистая конструкция; *г* - то же, вид сбоку; 1 - решетка; 2 - профиль

В табл. 12.5 и на рис. 12.11 представлены результаты расчёта импеданса и коэффициента звукопоглощения плёночной резонансной конструкции, выполненной из плёнки ПВХ с параметрами $m_{\text{пл}}=5.1 \cdot 10^{-2}$ г/см²; $l_{\text{пл}}=4 \cdot 10^{-2}$ см; $E=355$ Н/м², закреплённой по краям ячейки с периметром $P=30$ см, и воздушной полости глубиной 4 см. Резонансная частота системы равна 500 Гц, ширина полосы поглощения составляет 250 Гц. Таким образом, плёночные резонаторы являются системами с селективным поглощением звука.

Таблица 12.5 Значения импеданса и коэффициента звукопоглощения плёночной резонансной конструкции.

$f, \text{Гц}$	$R_{\text{пл}}$	Y_z	$R_{\text{пл}}^k$	$Y_{\text{пл}}^k$	$Y_{\text{п}}$	R_p^k	Y_p^k	α_p^k
250	0,84	0,62	1,9	1,4	-5,4	1,9	-4	0,31
500	0,31	1,24	0,7	2,8	-2,62	0,7	0,28	0,96
1000	0,46	2,3	1,04	5,2	-1,11	1,04	4,1	0,2
2000	0,76	3,8	1,7	8,6	-0,11	1,7	8,5	0,08

α_p

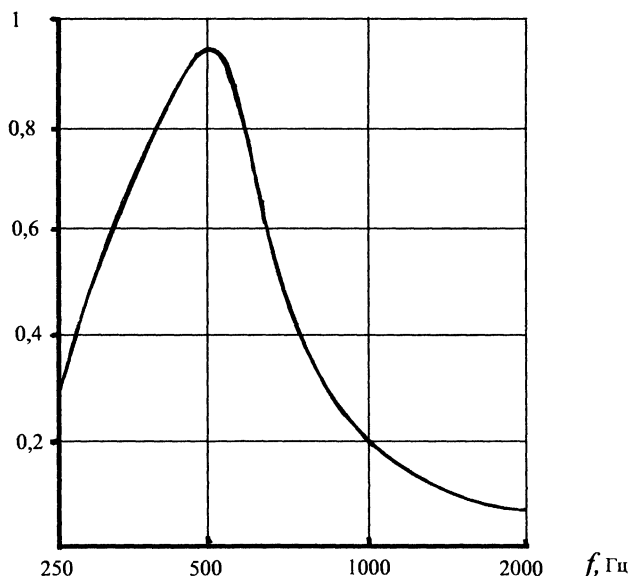


Рис. 12.11. Частотная зависимость коэффициента звукопоглощения α_p плёночной конструкции.

12.5. Расчет импеданса и коэффициента звукопоглощения резонансной конструкции, выполненной из стеклянных тканей

По аналогии с пленочными поглотителями, рассмотренными в п. 12.4, резонансные системы могут быть выполнены из стеклянных тканей, свободно расположенных в виде занавеса на некотором расстоянии от жесткого основания.

Такие конструкции рекомендуется применять в залах различного назначения, в классах музыкальных школ и на других объектах с высокими требованиями акустического комфорта. В частности, для создания переменного поглощения звука в широком частотном диапазоне целесообразно использовать конструкции, выполненные в виде больших рамок с закрепленными на них полотнищами ткани, которые могут быть установлены соответствующим образом вдоль стен или в углах помещения.

Согласно формуле (12.1) импеданс тканевой резонансной системы может быть записан в виде

$$Z_p = R_p + jY_p = R_{mk} + jY_{mk} - jctg(kL),$$

где R_{mk} , Y_{mk} - действительная и мнимая составляющие импеданса ткани Z_{mk} , которые могут быть рассчитаны по эмпирическим выражениям (11.6) – (11.7) с использованием физико-технических параметров ткани (табл. 11.2).

В табл. 12.6 и на рис. 12.12 приведены результаты расчёта импеданса и коэффициента звукопоглощения резонатора, выполненного их ткани ЭЗ-100 (табл. 11.2) и воздушной полости глубиной 4 см. Резонансная частота системы равна 1250 Гц, а ширина полосы поглощения составляет 1500 Гц.

Таблица 12.5 Значения импеданса и коэффициента звукопоглощения тканевой резонансной конструкции.

$f, \text{Гц}$	$R_{\text{тк}}$	$Y_{\text{тк}}$	$Y_{\text{п}}$	$R_{\text{р}}$	$Y_{\text{р}}$	$\alpha_{\text{р}}$
250	0,7	0,12	-5,4	0,7	-5,3	0,09
500	0,35	0,25	-2,62	0,35	-2,37	0,19
1000	0,32	0,46	-1,11	0,32	-0,65	0,6
1500	0,4	0,61	-0,51	0,4	0,1	0,8
2000	0,5	0,8	-0,11	0,5	0,7	0,73
3000	0,52	1	0,7	0,52	1,7	0,4
4000	0,63	1,2	4,1	0,63	5,3	0,08

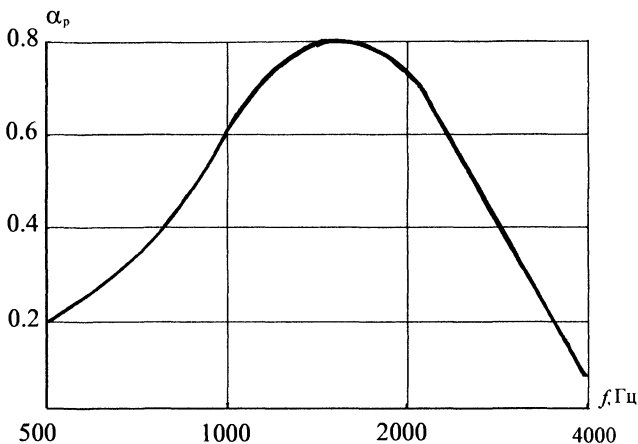


Рис. 12.12. Частотная зависимость коэффициента звукопоглощения α_p тканевой конструкции

Следует отметить, что акустическая эффективность таких конструкций намного превышает ту же величину для пленочных поглотителей при одинаковых значениях поверхностной плотности ткани и пленки. Поэтому тканевые системы являются промежуточным звеном между широкополосными акустическими облицовками и резонаторами с селективным поглощением звука.

12.6. Расчет импеданса и коэффициента звукопоглощения цепочки резонаторов

Резонансные поглотители, описание которых дано в п.п.12.2-12.5, являются в большей или меньшей степени селективными. Чтобы при помощи таких систем получить поглощение в широкой полосе частот, нередко используют цепочки резонаторов, соединенных параллельно или последовательно (рис.12.13).

При параллельном соединении двух резонаторов коэффициент звукопоглощения α_p^c всей конструкции рассчитывают согласно формуле

$$\alpha_p^c = \frac{\alpha_{p1}S_1 + \alpha_{p2}S_2}{S_1 + S_2}, \quad (12.15)$$

где α_{p1} и α_{p2} - коэффициенты звукопоглощения первого и второго резонаторов; S_1 и S_2 - площади, занимаемые ими, см^2 .

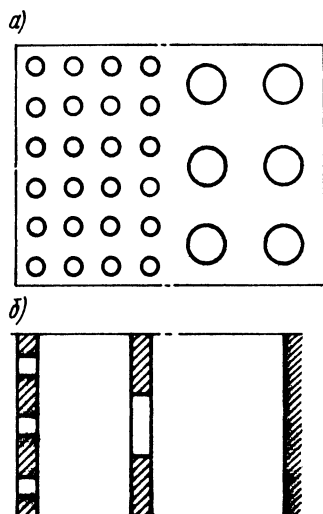


Рис. 12.13. Схемы цепочки резонаторов с параллельной (а) и последовательной связью (б)

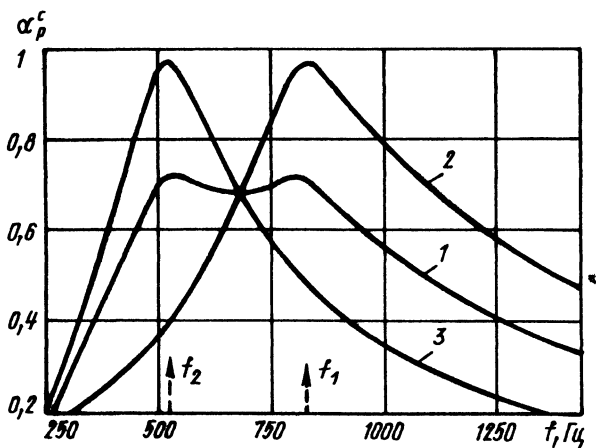


Рис. 12.14. Частотная зависимость коэффициента звукопоглощения двух резонаторов с параллельной связью. 1 - суммарная кривая; 2 - для первого резонатора; 3 - для второго резонатора

Общая частотная характеристика коэффициента звукопоглощения представляет собой огибающую частотных зависимостей α_{pi} каждого из резонаторов параллельной цепочки, снижающую при этом максимальные значения α_{p1}^{\max} и α_{p2}^{\max} во столько раз, во сколько площадь данного резонатора меньше площади всей системы $S_1 + S_2$. Параллельное соединение резонаторов приводит к некоторой потере акустической эффективности, но расширяет полосу поглощения.

Типичным примером параллельной цепочки резонаторов являются гипсовые литые плиты с двумя или тремя вариантами рисунков перфорации на поверхности плиты.

При последовательном соединении двух резонаторов общий коэффициент звукопоглощения рассчитывают по известной формуле

$$\alpha_p^c = \frac{4R_p^c}{(R_p^c + 1)^2 + Y_p^{c2}}, \quad (12.17)$$

где R_p^c и Y_p^c - действительная и мнимая составляющие импеданса Z_p^c , который может быть рассчитан по равенству

$$Z_p^c = R_p^c + jY_p^c = R_{\text{тк1}} + jY_{\text{тк1}} + jY_{\text{э1}} + \frac{ia + Z_{p2} \cdot b}{iaZ_{p2} + b}$$

здесь $R_{\text{тк1}}$, $Y_{\text{тк1}}$ - действительная и мнимая составляющие импеданса ткани первого резонатора; $Y_{\text{э1}}$ - импеданс перфорированного экрана первого резонатора; Z_{p2} - импеданс второго резонатора; $a = \sin kL_1$ и $b = \cos kL_2$, где L_1 - глубина воздушной полости первого резонатора.

В таблице 12.7 и на рис. 12.15 представлены результаты расчёта импеданса и коэффициента звукопоглощения двух последовательно соединённых одинаковых резонаторов с гипсокартонной плитой с использованием данных табл. 12.2. Из сравнения кривых, показанных на рис. 12.15 и 12.3 следует, что полоса поглощения двухслойной системы значительно шире полосы одиночного резонатора.

Таблица 12.7. Значения импеданса и коэффициента звукопоглощения двух резонаторов с последовательным соединением.

$f, \text{Гц}$	$R_{\text{тк1}}$	$Y_{\text{тк1}}$	$Y_{\text{эл}}$	$R_{\text{п2}}$	$Y_{\text{п2}}$	$R_{\text{п}}^c$	$Y_{\text{п}}^c$	$\alpha_{\text{п}}^c$
250	0,85	0,07	0,42	0,85	-3,9	1,1	-1,47	0,67
500	0,52	0,14	0,85	0,52	-1,06	0,92	0,59	0,92
1000	0,46	0,25	1,9	0,46	1,38	1,68	-0,2	0,93
2000	0,74	0,43	3,8	0,74	4,5	0,77	4,3	0,14

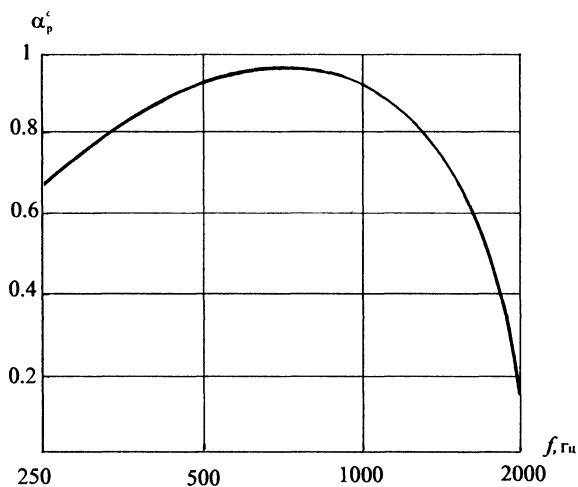


Рис. 12.15. Частотная зависимость коэффициента звукопоглощения двух резонаторов с последовательной соединением.

Глава 13. Звукопоглощающие системы из объемных элементов

13.1 Объемные элементы как разновидность звукопоглощающих конструкций

Современные принципы проектирования и строительства зданий во многих случаях не позволяют размещать на потолке и стенах помещений с источниками шума необходимое для ограничения уровня этого шума количество единиц звукопоглощения. Стремление же увеличить коэффициент использования производственных площадей часто приводит к чрезмерной концентрации оборудования с интенсивным шумовыделением в какой-либо части помещения, в то время как на остальной части площади помещения находятся источники шума, характеризующиеся меньшей звуковой мощностью. Добиться максимального снижения уровня звукового давления средствами звукопоглощения в этих случаях можно, размещая в пространстве над источниками шума, дополнительные звукопоглощающие устройства (в виде щитов, конусов, призм, шаров и тому подобных объемных тел из различных звукопоглощающих материалов, как с перфорированным покрытием, так и без него), получившие название объемных звукопоглощающих элементов.

Разумеется, применение их не ограничивается только указанной областью: во многих случаях объемные элементы используют и в качестве самостоятельных высокоэффективных звукопоглощающих средств.

Основной акустической характеристикой объёмного элемента является эквивалентная площадь поглощения A , м². Относя A к площади боковой поверхности элемента, получают некоторый средний коэффициент звукопоглощения α_y , называемый условным из-за того, что в отдельных октавных или третьоктавных полосах частот его значения превышают единицу ($\alpha_y > 1$). Возрастание коэффициента звукопоглощения связано с рассеянием звуковой волны на препятствии с конечным (и отличным от нуля) значением входного импеданса поверхности элемента.

Новая рассеянная волна, включающая явления дифракции на краях (так называемый краевой эффект), вызывает дополнительный поток энергии вглубь элемента, что, в свою очередь, приводит к большему по сравнению с рассмотренными ранее плоскими элементами поглощению энергии звуковых волн.

Эффект возрастания условного коэффициента звукопоглощения из-за явлений дифракции по-разному проявляется в различных интервалах частотного диапазона и во многом определяется соотношением

размеров элемента a и длины звуковой волны λ . В соответствии с этим диапазон работы объемного элемента распадается на три области. Две из них соответствуют предельным случаям дифракции (очень низких частот при $a/\lambda \ll 1$ и очень высоких при $a/\lambda \gg 1$), третья относится к промежуточному случаю, когда a и λ соизмеримы. Этот третий случай является наиболее интересным, так как позволяет осуществлять управление звукопоглощающими свойствами элемента как структурными, так и конструктивными параметрами. Эффективность объемных звукопоглощающих элементов такого типа зависит не только от акустических свойств поверхности конструкции самого элемента, определяемых в основном волновыми параметрами используемого пористо-волоконистого материала, но и от чисто внешних факторов, таких как геометрические размеры элемента, взаимное расстояние между отдельными элементами, их размещение по отношению к ограждающим конструкциям помещения и акустическим центрам шумящего оборудования.

Рассмотренные особенности, выделяющие объемные звукопоглощающие элементы в особый класс, тем не менее, тесно связаны с предшествующим им классом плоских звукопоглощающих элементов, поскольку для их изготовления обычно применяются те же самые исходные материалы, а акустические свойства поверхности описываются величинами Z , W и γ . Отличие же этого класса звукопоглотителей заключается прежде всего в методах расчета и последующего обоснованного выбора их конструктивных параметров, обеспечивающих заданное поглощение.

13.2. Сферический объемный элемент – простейшая форма объемного элемента

Объемные элементы различных форм представляют собой сложные звукопоглощающие системы, механизм работы которых еще недостаточно изучен, а поглощение трудно поддается теоретическому расчету. Относительно менее сложной из всех существующих форм элементов является сферическая, поскольку вопросы дифракции звука на таких препятствиях изучены достаточно полно [4].

Определение коэффициента звукопоглощения объемного элемента в виде сферы основывается на решении задачи о рассеянии плоской волны на сфере. Падающая плоская синусоидальная волна, порожденная бесконечно удаленным источником и распространяющаяся вдоль полярной оси r (рис. 13.1), может быть представлена бесконечной суммой сферических волн разных порядков n :

$$\psi = Be^{ikr \cos \theta + i\omega t} = Be^{i\omega t} \sum_{n=0}^{\infty} (2n+1)P_n(\cos \theta)j_n(kr), \quad (13.1)$$

где ψ - потенциал скоростей, связанный с давлением и радиальной скоростью в плоской волне соотношениями:

$$p = \frac{\partial}{\partial t} \psi = i\omega \rho \psi ; \quad (13.2)$$

$$v_r = -\frac{\partial \psi}{\partial r} = -k\psi ; \quad (13.3)$$

Здесь $P_n(\cos\theta)$ - полиномы Лежандра; $j_n(kr)$ - сферические функции Бесселя; $k=\omega/c_0$ - волновое число; ω - круговая частота; c_0 - скорость звука в воздухе;

V - некоторая постоянная, предполагаемая действительной, которую для упрощения можно положить равной единице.

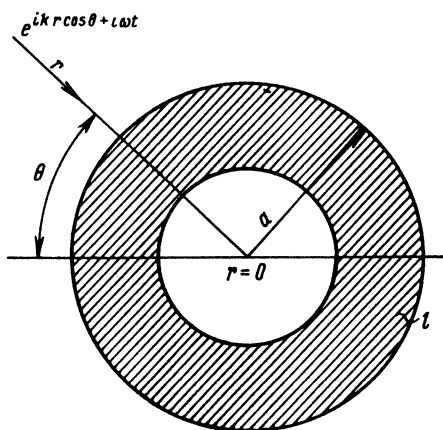


Рис. 13.1. К постановке задачи о дифракции плоской волны на сфере с импедансной поверхностью. a - радиус сферы; l - толщина звукопоглощающего слоя; θ - угол падения звуковой волны

Задаваемые на поверхности сферы радиуса $a=r$ граничные условия, определяющие однозначность решения вол нового уравнения, могут быть различными. Плоская волна сама по себе обычно не удовлетворяет граничным условиям на поверхности сферы, за исключением случая прозрачной для волны сферы. Поэтому возникает дополнительная, обусловленная присутствием сферы и называемая рассеянной волна, которая обеспечивает выполнение граничных условий при $r=a$.

Эта волна излучается от сферы и может быть представлена суммой расходящихся сферических волн.

Существуют два типа граничных условий-Дирихле и Неймана. Если сфера акустически мягкая (импеданс поверхности $Z = 0$), то согласно условиям Дирихле на поверхности сферы $\psi|_{r=a} = 0$. Для акустически жесткой сферы ($Z = \infty$) граничные условия записываются в виде $\frac{\partial \psi}{\partial n}|_{r=a} = 0$. Промежуточные случаи, когда значения функции ψ пропорциональны составляющей градиента ψ , будут иметь место, если поверхность сферы не абсолютно жесткая (или мягкая) и характеризуется конечным значением импеданса

$$Z = -\left(\frac{p}{v_r}\right)_{r=a} = \frac{i\omega\rho\psi}{\frac{\partial \psi}{\partial r}} \bigg|_{r=a} = R + iY. \quad (13.4)$$

Для условий Дирихле ($\psi|_{r=a} = 0$) решение задачи о рассеянии плоской волны на сфере записывается в виде:

$$\psi = \sum_{n=0}^{\infty} (2n+1)(-i)^n P_n(\cos\theta) e^{i\delta_n(ka)} [\cos\delta_n(ka) j_n(kr) + \sin\delta_n(ka) n_n(kr)] e^{i\omega t} \quad (13.5)$$

где n_n - сферическая функция Неймана; $\delta_n(ka)$ -фазовые углы сферической функции Бесселя.

Пусть сфера состоит из жесткого ядра, покрытого слоем звукопоглощающего материала толщиной l , причём импеданс материала независим от угла падения звуковой волны. При граничных условиях (13.4) колебания проникают внутрь сферы, и, если $R \neq 0$, энергия плоской волны частично поглощается сферой. Вне сферы потенциал скоростей, очевидно, должен быть комбинацией падающей и рассеянной волн, причем фазовый угол $\delta_n(ka)$ из-за наличия поглощения будет комплексным (обозначим его $\eta_n = \chi_n + i\chi_n$, а значение его определится граничными условиями (13.4). Тогда потенциал скоростей будет иметь вид:

$$\psi = \sum_{n=0}^{\infty} (2n+1)(-i)^n P_n(\cos\theta) e^{m_n} [\cos\eta_n j_n(kr) + \sin\eta_n n_n(kr)] e^{i\omega t} \quad (13.6)$$

Из граничный условий (13.4) с учетом зависимости (13.6) и используя представление функций j_m , n_m , j_m^1 и n_m^1 через амплитуды и фазовые углы [1] для m -го числа получаем:

$$\operatorname{tg} \eta_m = \frac{iZ_1 D_m^1 \sin \delta_m^1 + D_m \sin \delta_m}{iZ_1 D_m^1 \cos \delta_m^1 + D_m \cos \delta_m}, \quad (13.7)$$

где $Z_1 = Z/\rho_0 c_0$ - безразмерный акустический импеданс в долях $\rho_0 c_0$ волнового сопротивления воздуха; D_m , D_m^1 , δ_m , δ_m^1 амплитуды и фазовые углы функций Бесселя и их производных.

Потенциал скоростей представляет собой сумму падающей плоской и рассеянной волн:

$$\psi = e^{-ikr \cos \theta + i\omega t} + \psi_s e^{i\omega t}, \quad (13.8)$$

где

$$\psi_s = - \sum_{n=0}^{\infty} (2n+1)(-i)^{n+1} P_n(\cos \theta) e^{i\eta_n} \sin \eta_n n_n. \quad (13.9)$$

Известно, что интенсивность плоской волны пропорциональна квадрату амплитуды потенциала скоростей. Подобно этому, интенсивность рассеянной волны для больших расстояний r пропорциональна квадрату модуля функции ψ_s которая может быть представлена в виде

$\psi_s \approx \frac{f(\theta, \varphi) e^{-ikr}}{r}$. Функцию $f(\theta, \varphi)$ называют амплитудой рассеяния или фактором углового распределения. Квадрат модуля для этой функции $|f(\theta, \varphi)|^2$ представляет собой мощность, рассеянную внутри телесного угла $d\tau$ с направлениями θ , φ и отнесенную к единице интенсивности падающей волны.

В нашем случае, это отношение квадрата модуля $|\psi_s|^2$ к $\frac{\rho c k}{2}$, поэтому интенсивность рассеянной волны можно считать равной $|\psi_s|^2$. Множитель $|f(\theta, \varphi)|^2$ имеет размерность площади, его часто называют дифференциальным поперечным сечением $\sigma(\theta, \varphi)$. Полная рассеянная мощность получается интегрированием $\sigma(\theta, \varphi)$ по всему телесному углу и умножением на интенсивность падающей волны. Результат интегрирования называют полным поперечным сечением

рассеяния q_s . Физически – это воображаемая площадь с коэффициентом рассеяния равным единице, которая рассеивает такое же количество падающей мощности, что и реальная сфера. Заменяя в формуле (13.9) $e^{2i\eta_n}$ на R_n и переходя к пределу при $r \rightarrow \infty$ (большое расстояние от рассеивающей сферы), получаем:

$$\Psi_s = \frac{(-i)}{2kr} e^{-ikr} \sum_{n=0}^{\infty} (2n+1) P_n(\cos \theta) (1 - R_n) \quad (13.10)$$

Возводя в квадрат и проинтегрировав по всему телесному углу с учетом ортогональности полиномов Лежандра, получаем

$$q_s = \frac{4\pi a^2}{4(ka)^2} \sum_{n=0}^{\infty} (2n+1) (1 - R_n)^2 \quad (13.11)$$

Аналогичным образом получают формулы, описывающие и два других сечения, так как при наличии поглощения часть падающей на сферу мощности теряется внутри сферы, не создавая излучения. Это сечение, представляющее собой площадь, умножение которой на интенсивность падающей волны дает мощность, поглощаемую сферой, может быть записано в виде:

$$q_a = \frac{\pi a^2}{(ka)^2} \sum_{n=0}^{\infty} (2n+1) (1 - |R_n|^2) \quad (13.12)$$

Полное сечение q_t , характеризующее суммарное искажение поля, будет равно сумме эффективных сечений рассеяния q_s и поглощения q_a или

$$q_t = \frac{\pi a^2}{(ka)^2} \sum_{n=0}^{\infty} (2n+1) (2 - R_n - \overline{R_n}) \quad (13.13)$$

где $\overline{R_n}$ - величина, сопряжённая с R_n . При больших значениях ka сечение q_t представляет собой разность падающей на сферу и отраженной ею энергии (при единичной интенсивности падающей волны). В таком случае R_n является коэффициентом отражения сферической волны порядка n . Значение R_n может быть записано несколько иначе, например, для m -го члена

$$R_m = e^{2i\eta_m} = \frac{(1 + \operatorname{tg}\eta_m)}{(1 - \operatorname{tg}\eta_m)},$$

Подставив в это выражение значение $\operatorname{tg}\eta_m$ из выражения (13.7), получим:

$$R_m = e^{2i\delta_m} \frac{(1 - iZ_1 \frac{D_m^1}{D_m} \cos(\delta_m - \delta_m^1) - Z_1 \frac{D_m^1}{D_m} \sin(\delta_m - \delta_m^1))}{1 - iZ_1 \frac{D_m^1}{D_m} \cos(\delta_m - \delta_m^1) Z_1 \frac{D_m^1}{D_m} \sin(\delta_m - \delta_m^1)}. \quad (13.14)$$

Вводя вместо Z_1 его выражение через активную и реактивную составляющие импеданса, окончательно находим:

$$R_m = e^{2i\delta_m} \frac{1 + \frac{D_m^1}{D_m} (Y_1 \cos\beta_m - R_1 \sin\beta_m) - i \frac{D_m^1}{D_m} (R_1 \cos\beta_m + Y_1 \sin\beta_m)}{1 + \frac{D_m^1}{D_m} (Y_1 \cos\beta_m + R_1 \sin\beta_m) - i \frac{D_m^1}{D_m} (R_1 \cos\beta_m - Y_1 \sin\beta_m)}. \quad (13.15)$$

13.3. Коэффициент звукопоглощения объемного элемента и условия максимального поглощения

Ранее отмечалось, что q_a есть величина общего поглощения, вносимого сферой, размерность которой совпадает с размерностью площади. Условный коэффициент звукопоглощения α_y получается делением формулы (13.12) на площадь поверхности сферы $S = 4\pi a^2$. Подставляя в формулу (13.12) выражение для R_m и деля его на S , после упрощения получаем:

$$\alpha_y = \frac{1}{(ka)^2} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(2n+1)R_1 \sin\beta_n}{\frac{D_n}{D_n^1} + 2(Y_1 \cos\beta_n + R_1 \sin\beta_n) + \frac{D_n^1}{D_n} (Y_1^2 + R_1^2)}. \quad (13.16)$$

Каждая сферическая волна порядка m , входящая в состав плоской волны, может быть полностью поглощена при выполнении некоторых определенных условий, налагаемых на R_1 и Y_1 :

$$R_1 = \frac{1}{(ka)^2 \{ [j_m^1(ka)]^2 + [n_m^1(ka)]^2 \}};$$

$$Y_1 = \frac{j_m(ka)j_m^1(ka) + n_m(ka)n_m^1(ka)}{[j_m^1(ka)]^2 + [n_m^1(ka)]^2},$$

где j_m, j_m^1, n_m и n_m^1 - сферические функции Бесселя и их производные.

Поскольку в формулах присутствует волновое число k , указанные условия не могут полностью выполняться одновременно для всех частот и, таким образом, плоская звуковая волна не может быть полностью поглощена сферой.

На очень низких частотах ($ka \rightarrow 0$) сумма двух первых членов зависимости (13.16) $\alpha_y \approx \alpha_0 + \alpha_1$ стремится к нулю, т.е. в области частот, где присоединенная масса очень велика, практически не удастся получить сколько-нибудь значительных величин α (вклад остальных волн по рядков $n > 1$ очень мал). Более того, как показано Е. Скучиком [18], если размеры тела (сферы) значительно меньше длины волны даже при покрытии его звукопоглощающим материалом звуковое давление в отраженной волне будет равно или даже больше звукового давления в волне, отраженной от подобной абсолютно жесткой сферы независимо от свойств звукопоглощающего материала. Следовательно, при малых ka сумма $\alpha_0 + \alpha_1$ может быть записана следующим образом:

$$\alpha_0 + \alpha_1 \approx \frac{2R_1(ka)^2}{R_1^2 + Y_1^2} + \frac{3R_1(ka)^4}{4(R_1^2 + 1) + Y_1^2}. \quad (13.17)$$

В области значительных ka (очень высокие частоты или очень большие размеры сферы, зависимость (13.16) приобретает вид:

$$\alpha_0 + \alpha_1 \approx \frac{3R_1}{1 + R_1^2 + Y_1^2 + 2R_1} = \frac{3R_1}{(R_1 + 1)^2 + Y_1^2},$$

т.е. с точностью до постоянного множителя совпадает с известным выражением для вычисления α плоского звукопоглощающего слоя материала. Следовательно, на высоких частотах ($\lambda \ll a$) сферический объемный элемент эквивалентен плоскому слою и не дает практических выгод при его применении в качестве звукопоглощающего устройства.

Наиболее интересной оказывается область частот, в которой преобладают волны двух порядков ($ka \approx 1$). Из-за появления дополнительной инерционности объемного элемента при $n = 1$ полная компенсация ее упругим сопротивлением слоя может обеспечить условный коэффициент звукопоглощения α_y , превышающий единицу.

В условиях диффузного падения звука на поверхность сферы, т.е. при падении множества звуковых волн (плоских) на поверхность сферы под любыми всевозможными углами, средний диффузный коэффициент звукопоглощения может быть найден интегрированием по всем углам, например, по формуле Пэриса (11.1). Это интегрирование достаточно сложно и трудоемко, но для локально реагирующих звукопоглощающих материалов, когда импеданс независим от угла падения звука, такое интегрирование может быть проведено методом, предложенным Куком и Кржановским.

Сущность метода заключается в нахождении решения уравнения баланса звуковой энергии в помещении с диффузным полем:

$$\frac{d}{dt}(\epsilon V) = -q_a \epsilon \cdot c.$$

Левая часть этого уравнения представляет собой изменение энергии поля в помещении с объемом V в единицу времени; правая часть - полную энергию, поглощаемую сферой в единицу времени. Параметр ϵ представляет собой плотность энергии в помещении:

$$\epsilon = \epsilon_0 \exp\left(-\frac{q_a c}{T}\right),$$

где $T = \frac{4V}{cq_{a,g}}$ - продолжительность реверберации в диффузном поле;

$q_{a,g}$ - площадь сечения поглощения в диффузном поле.

После несложных вычислений можно получить:

$$q_{a,g} = 4q_a, \quad (13.18)$$

т.е. площадь сечения поглощения сферы в диффузном звуковом поле в 4 раза превосходит площадь сечения в поле плоской волны. Подставляя равенство (13.18) в выражение (13.16), получаем для диффузного коэффициента звукопоглощения.

$$\alpha_d = \frac{4}{(ka)^2} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(2n+1)R_1 \sin \beta_n}{\frac{D_n}{D_n^1} + 2(Y_1 \cos \beta_n + R_1 \sin \beta_n) + \frac{D_n^1}{D_n} (Y_1^2 + R_1^2)}. \quad (13.19)$$

Условия максимального поглощения действительны только для одиночного элемента, вблизи которого не находится какой-либо подобный ему элемент. Для снижения шума в помещении применяются не отдельные звукопоглощающие элементы, а их совокупности, называемые системами. Расчет такой системы чрезвычайно сложен, так как для этого необходимо решение дифракционной задачи рассеяния звука на решетке с импедансными граничными условиями, причем решение этой задачи осуществимо только для предельных случаев $ka \ll 1$ и $ka \gg 1$. Для практически интересного случая $ka \approx 1$ условия взаимодействия от дельных поглотителей в системе найдены экспериментально.

Полное эффективное сечение поглощения q_e , вычисляемое по формуле (13.13), определяет площадь, в пределах которой происходит заметное искажение звукового поля плоской волны. Принято считать это сечение зоной влияния отдельного объемного элемента. Если в системе элементы размещены так, что их зоны влияния взаимно не перекрываются, то каждый из объемных элементов может рассматриваться работающим независимо, а общая величина вносимого ими поглощения может быть легко определена умножением площади эффективного сечения одиночного звукопоглотителя на общее число звукопоглотителей, размещаемых, в данном объеме помещения.

Максимальных размеров зона влияния достигает на частотах, соответствующих максимальному поглощению, и, поскольку при этом доля рассеянной энергии невелика, в первом приближении необходимое для независимой работы расстояние между объемными элементами может быть найдено по известному q_a на частоте максимума поглощения

$$D \approx 2\sqrt{\frac{q_a}{\pi}}.$$

Ошибка при этом не будет превышать 20%.

В пределах практически важного диапазона изменений ka (0,5-1,5) расстояние между центрами отдельных элементов, при котором они работают независимо друг от друга, должно составлять в поле плоской волны не менее $(4-5)a$, а в диффузном поле - $(8-10)a$.

При размещении объемных элементов на более близких расстояниях друг от друга общая эффективность их заметно падает, так как взаимодействие их ведет к появлению добавочного взаимного импеданса, следствием чего является снижение звукопоглощения отдельного элемента и небольшое смещение частоты максимального поглощения.

Практически уменьшение эффективности отдельного элемента системы можно рассматривать в несколько ином плане, считая, что это снижение связано не с взаимным изменением импедансов, а с сокращением размеров той части звукового поля (зоны влияния) из которой рассматриваемый элемент должен "засасывать" необходимую ему долю звуковой энергии. При сближении объемных элементов их зоны взаимно перекрываются, а перераспределение энергии звукового поля и определяет снижение их эффективности. При изменении взаимного расстояния в 2 раза эффективность отдельного объемного элемента падает примерно на 30% (рис. 13.2).

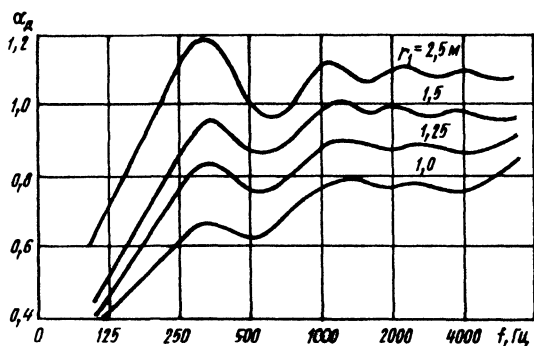


Рис. 13.2. Зависимость диффузного коэффициента звукопоглощения объемных кубических элементов от взаимного расстояния между их центрами r_1 .

13.4. Зависимость звукопоглощающих свойств объемных элементов от структурных и конструктивных параметров

Простейшая форма объемного поглотителя в виде сферы или шара оказывается практически мало применима из-за относительной сложности изготовления таких поглотителей. В то же время экспериментально доказано, что в пределах исследованного диапазона низких и средних частот ход зависимостей $q_a(f)$ для всех форм объемных элементов (параллелепипед, пирамида, куб и конус) следует одному и тому же закону, а значения q_a для элементов всех форм почти одинаковы при примерно равных их объемах. Различие же в площадях геометрических сечений, перпендикулярных направлению движения волны, вызывает различие в значениях коэффициентов звукопоглощения только в области высоких частот (рис. 13.3).

Математические трудности решения задач рассеяния звука такими телами даже при однородных граничных условиях не позволяют найти точное их решение. Поэтому предложены приближенные мето-

ды расчета коэффициентов звукопоглощения объемных элементов различных форм с точностью, достаточной для практического использования. Экспериментально установлено [4], что коэффициент поглощения объемного элемента отличной от сферы формы может быть приближенно оценен по формулам п.13.5 при условии, что радиус сферы должен быть заменен эквивалентным радиусом $a_{\text{экв}}$ равновеликого по объему геометрического тела ($V_c = V_{\text{геом. тела}}$). Для объемных элементов в форме куба или параллелепипеда с размерами граней, близкими друг другу, эквивалентный радиус может быть определен по формуле

$$a_{\text{экв}} = \sqrt[3]{V_c}. \quad (13.20)$$

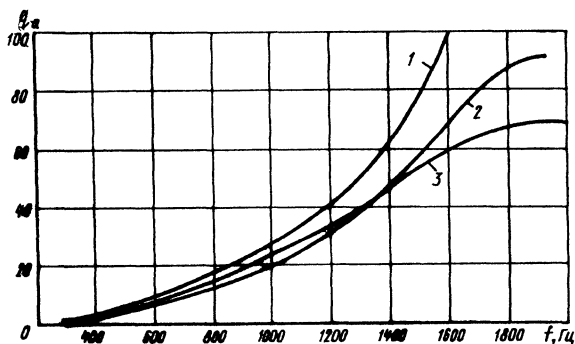


Рис. 13.3. Зависимость площади сечения поглощения элементов равного объема, но разной формы от частоты звука. 1 - пирамиды; 2 - шара; 3 - куба.

Для обеспечения высоких коэффициентов звукопоглощения в диапазоне изменения ka ($0,8 \leq ka \leq 1,2$) необходимо выполнить требования, налагаемые условиями полного поглощения на активную и реактивную составляющие импеданса поверхности Z_1 , для волн порядков $n = 0$ и $n = 1$. Эти условия можно записать следующим образом [4]:

$$\left. \begin{aligned} 0,4 \leq R_1 \leq 0,8 \\ -1 \leq Y_1 \leq -0,5 \end{aligned} \right\}; \quad (13.21)$$

Условие, налагаемое на действительную составляющую импеданса, очень жесткое и осуществление его возможно в некоторых специальных случаях (например, если отверстие перфорации закрыто одним-двумя слоями редкой ткани или сетки). Для большинства же при-

меняемых пористо-волокистых материалов R_1 , как правило, превышает единицу особенно в области низких частот. Поэтому для R_1 следует выбрать менее жесткие требования, отчетливо сознавая, что это связано с некоторым снижением коэффициента звукопоглощения:

$$1 \leq R_1 \leq 2. \quad (13.22)$$

Для выбора требуемого материала, удовлетворяющего указанным требованиям, можно воспользоваться расчетными формулами гл. 11.

При достаточно большой толщине слоя звукопоглощающего материала (а так чаще всего и бывает при полном заполнении объема элемента) импеданс поверхности Z_1 стремится к волновому сопротивлению среды и в пределах точности расчета допустимо принимать $Z_1 \approx W = W_a - iW_r$. Тогда условия (13.21) и (13.22) запишутся $1 \leq W_a \leq 2$ и $-1 \leq W_r \leq -0.5$.

Если вспомнить вид структурной характеристики Q_v волокнистого материала [см. формулу (10.19)], то можно убедиться, что свойства объемного звукопоглощающего элемента, как и рассмотренного ранее плоского элемента, определяются во многом структурными параметрами волокнистых материалов – плотностью ρ и диаметром волокна d_v , что также дает возможность изготавливать объемные элементы с заданными свойствами.

13.5. Управление частотной характеристикой звукопоглощения объемного элемента

Объемные звукопоглощающие элементы, как и плоские конструктивно выполняются в виде однослойных и многослойных. Первые состоят из слоя однородного звукопоглощающего материала, укрепленного на жестком каркасе, обеспечивающим, с одной стороны, требуемую геометрическую форму элемента, а с другой, некоторый воздушный объем за слоем поглотителя, позволяющий выполнять условия (13.21) и (13.22) в более широкой полосе частот. Наличие каркаса позволяет также разбивать воздушную полость элемента на отсеки с помощью внутренних перегородок и получить тем самым многорезонансную систему, что также расширяет частотную полосу эффективной работы элемента.

Многослойные объемные звукопоглощающие элементы состоят из каркаса, определяющего форму поглотителя, волокнистого заполнителя и защитного покрытия. Принципы расчета слоя пористо-волокистого звукопоглотителя с защитной оболочкой и перфорированным покрытием изложены в гл. 11 и могут быть полностью применимы и для случая объемного элемента при условии, что суммарный

импеданс поверхности последнего будет выбран в соответствии с требованиями (13.21) и (13.22).

Диффузные коэффициенты звукопоглощения объемных элементов, импеданс поверхности которых задан в соответствии с установленными здесь требованиями к структурным параметрам, могут быть определены по номограммам (рис.13.4) при $ka \geq 2$ и по табл. 13.1 для ka , удовлетворяющих условию $0,2 \leq ka \leq 2,2$.

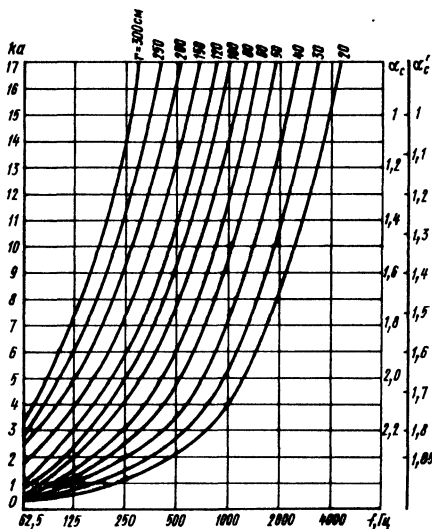


Рис. 13.4. Номограмма для определения диффузного коэффициента звукопоглощения объемного элемента
(α_c - сферической формы; α'_c - других форм)

Таблица 13.1 Диффузные коэффициенты звукопоглощения объёмных элементов.

Параметр	Коэффициенты звукопоглощения при ka											
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	
α_c звукопоглотителя сферической формы	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,6	2,5	2,5	2,4	2,3	2,3	
α'_c звукопоглотителя других форм	1,8	1,9	2,0	2,1	2,1	2,1	2,0	2,0	1,9	1,9	1,8	

Частотное положение максимума поглощения определяется размерами объемного элемента и импедансом его поверхности. Частота, при которой отмечается максимум поглощения, вычисляется по эмпирическому соотношению

$$f = b \frac{c_0}{4\sqrt[3]{V}}$$

где c_0 - скорость звука в воздухе; b - коэффициент пропорциональности, зависящий от структурных параметров материала объемного элемента.

Наличие коэффициента b позволяет в некоторых пределах смещать по частоте максимум частотной характеристики поглощения при изменении одной из составляющих импеданса, как показано, например, на рис. 13.5.

Пример 13.1. Поверхность звукопоглощающего элемента, выполненного в виде двойной сферы, перфорирована отверстиями, диаметр которых выбран так, чтобы выполнялось условие $Y_1 = -0,5$ при $ka=1,2$. Внутри сферы размещено жесткое сферическое ядро, поэтому реактанс поверхности внешней сферы определяется глубиной воздушного зазора между ними. Потери на внутреннее трение воздуха в отверстиях малы ($R_1 \approx 0,1$) и максимум $\alpha(f)$ достаточно высок: и остр (см. рис. 13.5. кривая 1). При введении в отверстия демфирующего материала значения R_1 возросло до 0,3 и максимум сместился примерно на 200 Гц в низкочастотную область, а его значение несколько уменьшилось (кривая 2). Дальнейшее увеличение R_1 до 0,6-0,7, что соответствующий условию максимального поглощения, еще более сместило частоту максимума поглощения влево по шкале частот, но одновременно вызвало значительное увеличение его значения (кривая 3).

Более значительная трансформация частотной характеристики звукопоглощения объемного элемента происходит при изменении его объема. Одновременно изменяется и частотное положение максимума поглощения. Для элементов одинаковой формы, но различного объема соотношение между частотами определяется формулой

$$f_1 = f_0 \sqrt{\frac{V_0}{V_1}},$$

где f_0 - частота максимума поглощения элемента большего объема V_0 .

При одновременном применении объемных звукопоглощающих элементов одинаковой формы, но разного объема можно обеспечить

равномерную характеристику поглощения в достаточно широкой по лосе частот, как показано на рис. 13.6 ($\alpha_0 > 1$ в полосе 500-2000 Гц).

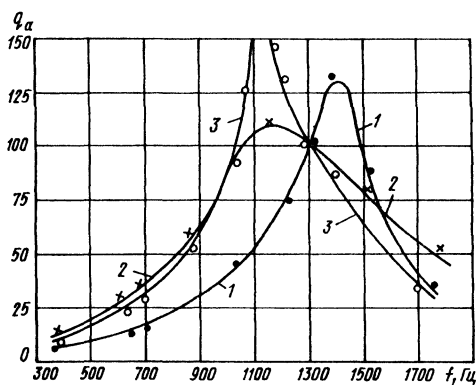


Рис. 13.5. Смещение частотной характеристики $q_a(f)$ поглощения при изменении активной составляющей импеданса поверхности. 1 - $R_1 = 0,1$; 2 - $R_1 = 0,3$; 3 - $R_1 = 0,7$

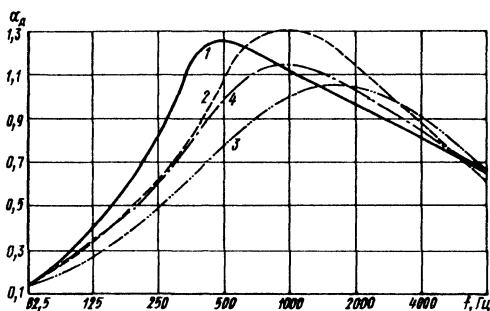


Рис. 13.6. Частотная характеристика системы элементов кубической формы со стороной a . 1 - при $a = 0,4$ м; 2 - при $a = 0,32$ м; 3 - при $a = 0,24$ м; 4 - усредненная характеристика системы

13.6. Объемные звукопоглощающие элементы для диапазона низких частот

В области низких частот для получения сколь-нибудь значительного звукопоглощения объемными элементами приходится отказаться от применения в конструкциях пористо-волокнистых материалов, так как для выполнения условий максимального поглощения толщина слоя материала должна быть сравнима с длиной звуковой волны на этих частотах. Поэтому практическое значение в области этих час-

тот приобретает использование для поверхности объемного элемента покрытий резонансного типа, в которых составляющие импеданса относительно легко подбираются близкими к требуемым при изменении параметров покрытия (диаметра и шага перфорации, толщины листа покрытия, глубины воздушной полости и т.д.),

Простейшей конструкцией резонансного покрытия может служить известный резонатор Гельмгольца. В горле этого резонатора размещен легкий фрикционный материал (воздушная пробка) обеспечивающий диссипативные потери. Собственная резонансная частота резонатора определяется из условия равенства упругого сопротивления воздушного объема инерционному сопротивлению массы колеблющейся воздушной пробки. Наличие двух видов реактансов с противоположными знаками, а также возможность управления их величинами изменением линейных размеров (глубина воздушного объема, шаг и коэффициент перфорации), делают возможным обеспечить и в области самых низких частот выполнение условий максимального поглощения звука объёмным элементом, импедансная поверхность которого выполнена из набора резонансных звукопоглотителей (перфорированное покрытие на основе от жесткой стенки). Параметр R_l может быть сколь угодно малым, а Y_l стремится к 0 при частоте резонанса f_0 .

Слоистый резонансный поглотитель представляет собой в общем случае перфорированное покрытие толщиной τ , отнесенное на некоторое расстояние L от жесткой стенки. При нормальном падении звука каждая ячейка такой конструкции может быть представлена в виде независимого резонатора с глубиной полости L , расположенного на конце полубесконечного волновода площадью поперечного сечения S с отверстием в центре площадью S_0 .

Для частоты f , удовлетворяющей условию $f < f_{01}$ где (f_{01} - первая критическая частота волновода), нормальный акустический импеданс Z может быть записан:

$$Z = \frac{r_{ss} S}{S_0} + \frac{2\pi}{\lambda} \frac{S}{K} - \operatorname{ctg} \frac{2\pi L}{\lambda}, \quad (13.23)$$

где r_{ss} - сопротивление продуванию фрикционного слоя, помещенного в отверстие резонатора в долях $\rho_0 c_0$ волнового сопротивления воздуха,

$K = \frac{S_0}{\tau + \tau_l + \tau_t}$ - проводимость отверстия; $\tau_t = \frac{M_l}{\rho_0 c_0}$ - внешняя концевая поправка;

$\tau_l = \frac{M_l}{\rho_0 c_0}$ - внутренняя концевая поправка (со стороны

резонансной полости); M_0 , M_1 -присоединенные массы, образующиеся с внешней и внутренней сторон отверстия S_0 .

Для круглого отверстия радиуса r_0 в перегородке, поставленной поперек волновода с радиусом R на некотором расстоянии L от жесткого основания концевая поправка δ_l , обусловленная присоединенной массой M_1 с внутренней стороны (в долях R), может быть определена:

$$\delta_l = \frac{M_1}{\rho_0 S_0 R} = \frac{\lambda}{2\pi R} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{F_n\left(\frac{r_0}{R}\right)}{\alpha_n} \operatorname{cth}(2\pi\alpha_n \frac{L}{\lambda}), \quad (13.24)$$

где $F_n = \frac{4I_1^2(b_n r)}{(b_n R)^2 I_0^2(b_n r_0)}$, I_0 , I_1 цилиндрические функции Бесселя нуле-

вого и первого порядков соответственно; b_n - волновое число поперечных волн волновода с жесткими стенками, определяемое из условия

$$I_1(b_n R) = 0; \quad \alpha_n = \sqrt{\left(\frac{f_{on}}{f}\right)^2 - 1} \quad \text{при } n > 0, \quad \lambda - \text{длина звуковой волны.}$$

Значение δ_l сложным образом зависит от безразмерных параметров r_0/R , R/λ и L/λ , т.е. от соотношения площадей отверстия резонатора и сечения волновода (полости) и линейных размеров резонатора по отношению к длине звуковой волны. При фиксированных r_0/R и R/λ (при заданных размерах резонатора и частоте) δ_l будет определяться отношением L/λ .

При изменении L/λ в широких пределах (от $L/\lambda \rightarrow 0$ до $L/\lambda \rightarrow \infty$) значение функции δ_l будет локализовано в области, ограниченной тремя асимптотами:

$$\delta_l^0 = \frac{\lambda}{(2\pi)^2 R} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{F_n\left(\frac{r_0}{R}\right)}{\alpha_n} \frac{\lambda}{L}; \quad (13.25)$$

$$\delta_l^\infty = \frac{\lambda}{2\pi R} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{F_n\left(\frac{r_0}{R}\right)}{\alpha_n}; \quad (13.26)$$

$$\delta_l^m = \delta_l^0 + \delta_l^\infty. \quad (13.27)$$

Асимптоты (13.25) и (13.26) ограничивают значение δ_l снизу, а асимптота (13.27) - сверху, как показано на рис. 13.7 для случая $r_0/R=0.3$ и $R/\lambda=0.1$.

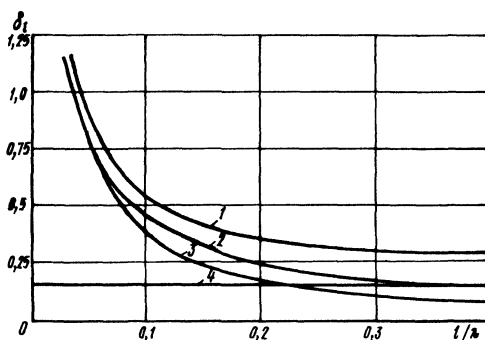


Рис. 13.7. Локализация концевой поправки δ_l
1 - функция $\delta_l^0 + \delta_l^\infty$; 2 - δ_l ; 3 - δ_l^0 ; 4 - δ_l^∞

В большинстве случаев внешняя концевая поправка $\delta_l = \tau_l/R$ равна с внешней стороны δ_l , а с внутренней δ_l^∞ . Тогда реактивная компонента импеданса резонансного покрытия может быть записана следующим образом:

$$Y = \frac{2\pi R}{\lambda \left(\frac{r_0}{R}\right)^2} (\delta_l + \delta_l^\infty + \frac{\tau}{R}) - \operatorname{ctg} \frac{2\pi L}{\lambda} = Y_n - \operatorname{ctg} \frac{2\pi L}{\lambda},$$

а условие резонанса $Y_n = \operatorname{ctg} \frac{2\pi L}{\lambda}$.

Возможность управления частотой резонанса возникает из-за огромного возрастания присоединенной массы отверстия при малых глубинах (по сравнению с длиной волны) резонансной полости, при котором сколь угодно большие значения упругости воздушного объема могут быть практически полностью скомпенсированы. Важную роль при этом играет параметр r_0/R , т.е. по существу, коэффициент перфорации, при определенных значениях которого глубина полости может быть небольшой, что открывает возможность создания резонансных звукопоглотителей небольшой толщины даже на самых низких частотах.

Уменьшение глубины резонансной полости, однако, требует увеличения линейных размеров ячейки резонатора, т.е. при заданном диаметре отверстия - существенного увеличения шага перфорации. Системы подобных резонаторов могут с успехом применяться в качестве низкочастотных звукопоглощающих плоских элементов. Для объемных же элементов применение подобных систем резонаторов в качестве импедансных покрытий поверхности вызывает определенные трудности технического характера, связанные с увеличением линейных размеров.

Однако неограниченное увеличение присоединенной массы, не обходимое для компенсации $\operatorname{ctg} \frac{2\pi L}{\lambda}$ в формуле (13.23), может быть достигнуто при введении в резонансную систему с одной степенью свободы дополнительных устройств. Таким устройством оказалось введение в полость резонатора дополнительного дифракционного экрана, устанавливаемого на некотором расстоянии от передней стенки резонатора (рис. 13.8). Систему резонатора с таким дифракционным экраном можно рассматривать как последовательное соединение двух резонаторов [4], первый из которых имеет глубину полости L_1 и отверстие $S_0 = \pi r_0^2$, а второй - глубину L_2 и отверстие в виде кольца площадью S_1 .

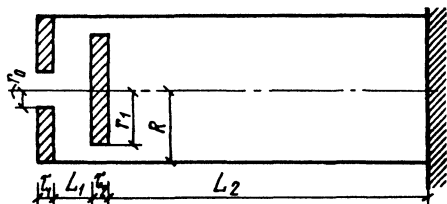


Рис. 13.8. Резонатор с дифракционным экраном (диском)

Дальнейшее развитие этого направления привело к необходимости устанавливать внутри полости несколько перфорированных экранов, размещаемых параллельно друг другу с некоторым воздушным зазором между ними. Инерционный импеданс такой многослойной системы перфорированных экранов увеличивается по сравнению с импедансом отдельного экрана. Степень увеличения зависит от числа экранов, расстояния между ними и взаимного расположения осей отверстий отдельных экранов. Методы расчета резонансных покрытий всех видов рассмотрены в гл. 12.

Резонансные покрытия, как правило, имеют достаточно узкую частотную полосу эффективной работы. В общем случае ширина полосы определяется линейными размерами резонатора и значением активной составляющей импеданса его поверхности. При дискретном характере спектра низких частот сужение полосы эффективной работы резонатора не играет существенной роли, так как возможна комбинация резонаторов разных размеров или отличающихся параметром L , чтобы перекрыть весь интересующий диапазон частот.

Увеличение ширины частотной полосы эффективной работы многослойного резонансного покрытия может быть достигнуто и установкой отдельных экранов на упругие опоры (пружины).

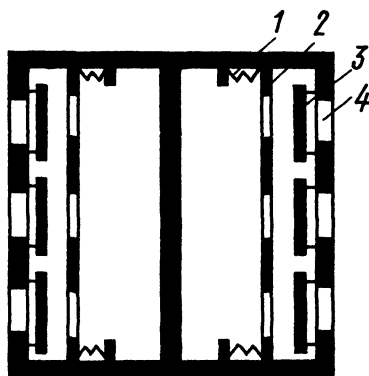


Рис. 13.9. Объемный низкочастотный элемент в форме куба.

1 — пружина, 2 - перфорированный экран;
3 - дифракционный диск, 4 - отверстие перфорации

Резонансные типы покрытий с дифракционными экранами могут быть использованы при изготовлении низкочастотных объемных элементов. Наиболее рациональными могут быть названы конструк-

ции, представленные на рис. 13.9 и 13.10, в виде куба или параллелепипеда, размеры которых могут варьироваться, но всегда должны быть меньше длин волн требующего заглушения диапазона частот. Поскольку эти конструкции имеют конечный импеданс только на боковых гранях, параллельных внутренней перегородке, то при расчетах их следует аппроксимировать равнообъемным элементом сферической формы, имеющим конечный импеданс лишь на некоторой части его поверхности S_n .

При определении количества единиц поглощения таким объемным элементом (эквивалентной площади поглощения) следует пользоваться соотношением $A_{\text{экв}} = S_n / S$, где $A = \alpha_\partial s$ - количество единиц поглощения объемного элемента сферической формы, вся поверхность которого характеризуется тем же конечным импедансом, а значение α_∂ вычисляется по формуле (13.19).

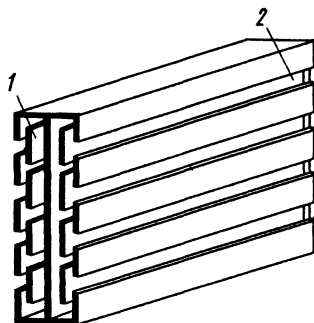


Рис. 13.10. Объемный элемент в форме кулисы. 1 - дифракционный экран; 2 - входное отверстие щелевой формы

Глава 14. Звукопоглощающие системы из элементов кулисного типа

14.1. Особенности конструктивного решения систем из элементов кулисного типа

Акустическая кулиса представляет собой объемный звукопоглощающий элемент, выполненный в виде прямоугольного параллелепипеда, одно из ребер которого много меньше двух других. В силу ряда специфических особенностей звукопоглощающие элементы кулисного типа можно рассматривать как акустические конструкции отдельного вида обладающие рядом преимуществ по сравнению с плоской облицовкой и другими типами объемных поглотителей звука.

В отличие от плоской облицовки акустические кулисы являются локальными звукопоглощающими конструкциями, которые могут легко перемещаться в пространстве помещения. Они размещаются, как правило, под потолком шумного помещения либо в виде параллельных рядов с разрывами или без разрывов, в шахматном порядке, в виде системы кессонов. В большинстве случаев порядок размещения кулис может быть достаточно произвольным.

Мобильность кулисных поглотителей и относительная простота их монтажа позволяют монтировать их в условиях действующего производства, а также изменять число поглотителей при изменении шумового режима в производственном помещении. При необходимости можно сосредотачивать большое число поглотителей на сравнительно малых площадях потолка, скажем, непосредственно над особо шумным оборудованием, обеспечивая, таким образом, на данном участке более высокое поглощение.

К несомненным достоинствам кулисных поглотителей следует отнести также то, что они лишь в незначительной степени нарушают условия искусственного и естественного освещения, а это является весьма существенным в условиях действующего производства. Главным преимуществом кулисных поглотителей по сравнению с другими видами объемных звукопоглощающих элементов различных геометрических форм (сфера, куб, конус) является относительная простота их изготовления. По существу, это единственный тип штучных поглотителей звука, которые могут изготавливаться серийно на технологических линиях с высокой степенью автоматизации.

Технология изготовления кулисных поглотителей принципиально не отличается от технологии производства плоской акустической облицовки, если не считать, что на последнем этапе производства звукопоглощающая плита заключается в чехол из материала, предотвращающего выкрошивание минераловатных волокон. Такой чехол либо изготавливается заранее, либо приклеивается или приваривается к

минераловатной плите. Различают два способа прикрепления защитной оболочки к минераловатной плите - с помощью клея с дальнейшей просушкой и с помощью тонкой полиэтиленовой пленки, которая расплавляется под воздействием высокой температуры и также обеспечивает надежный контакт. Для размещения кулисных элементов в помещении необходимо оснастить каждый поглотитель системой подвески. Способы прикрепления кулис к потолку могут быть различными определяются спецификой данного производства. Более подробные сведения о конструктивных решениях систем крепления можно найти в разделе III.

14.2. Основные характеристики, описывающие акустические свойства системы кулисных поглотителей

Для того чтобы дать определение основным характеристикам звукопоглощения кулисных поглотителей рассмотрим изображенную на рис. 14.1 систему кулисных элементов, состоящую из параллельных рядов поглотителей, размещенных на всей площади потолка. Этот случай можно обобщить и для других способов размещения.

Для математического описания процесса звукопоглощения такой системы необходимо решить дифракционную задачу о рассеянии звуковой волны на элементах прямоугольного поперечного сечения с комплексным показателем преломления. Используя при веденные на рис. 14.1. обозначения, будем считать, что в области пространства, где $z > h$, существуют падающая и рассеянная звуковые волны, в то время как при $z \leq h$ возбуждаются парциальные моды колебаний, распространяющиеся как между кулисами, так и в минераловатной плите. Математически это утверждение можно записать в виде:

$$P(x, y, z) = e^{-ik\beta_x x} \begin{cases} e^{-ik(\beta_y y - \beta_z z)} + \sum_{n=-\infty}^{\infty} a_n e^{-P_n(z-h)} e^{-ih_n y}, & z \geq h \\ \sum_{m=0}^{\infty} (b_m e^{q_m z} + c_m e^{-q_m z}) \chi_m(y, W, \gamma), & 0 < z < h, |y| < \frac{z}{2} \end{cases}, \quad (14.1)$$

где $P(x, y, z)$ - звуковое давление; $\beta_y = \sin \theta \sin \varphi$; $\beta_x = \sin \theta \cos \varphi$;

$$\beta_z = \cos \theta; P_n = \sqrt{h_n^2 - k^2(1 - \beta_x^2)}; h_n = k\beta_y + \frac{2\pi n}{L}; n = 0, \pm 1, \pm 2, \dots; a_n, b_m,$$

c_m - постоянные коэффициенты; χ_m - полная замкнутая система ортогональных функций, по которым в силу периодичности рассматриваемой системы можно разложить поле падающей звуковой волны; q_m - комплексное число, имеющее смысл постоянной распространения

парциальной моды колебаний внутри системы кулис. Коэффициенты a_n — есть не что иное как амплитуды каждой из отраженных от дифракционной решетки парциальных волн. Задача о рассеянии звуковой волны на системе кулисных поглотителей решится тогда, когда будут найдены в явном виде коэффициенты a_n , b_m , c_m и определены функции χ_m . Отметим, что гармоника с номером $n = 0$ называется основной волной и направление ее распространения при $z > h$ совпадает с направлением распространения зеркально отраженной волны. При этом, если выполняется условие

$$0 < D < \frac{\lambda}{\sqrt{1 - \beta_x^2 + \beta_y}}, \quad (14.2)$$

в спектре дифрагированного поля лишь основная волна будет распространяющейся плоской волной, а остальные гармоники затухают с удалением от плоскости решетки. Эту область принято называть одноволновой областью, поскольку лишь одна основная волна участвует в переносе энергии от решетки.

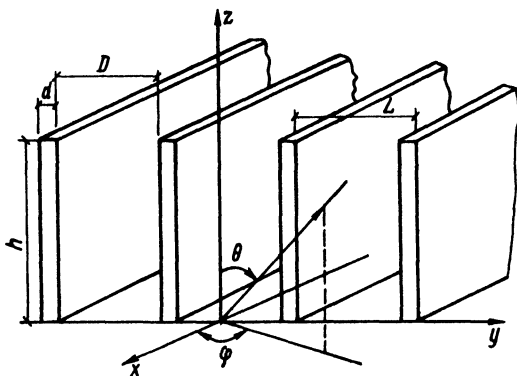


Рис. 14.1. Система кулисного типа.

Коэффициенты a_n , b_m , c_m и функции χ_m определяются из условий непрерывности звукового давления и звуковой скорости в плоскости $z=h$, а также из условия периодичности дифракционной решетки. Использование этих условий приводит к образованию бесконечной системы однородных алгебраических уравнений для a_n , b_m , c_m , которая может быть решена с любой степенью точности методом последовательных приближений.

Для упрощения задачи рассматриваются по отдельности области низких и высоких частот. В низкочастотной области, учитывая тот факт, что с ростом номера m коэффициенты b_m быстро убывают, можно ограничиться первым членом ряда. В области высоких частот задача в целом решается методом геометрической акустики.

Рассмотрим энергетический баланс процесса рассеяния звука на решетке. Плотность звуковой энергии E_n , которую приносит падающая волна в единицу времени на единицу площади плоскости $z=h$ (границу "кулиса- свободное пространство"), равна проекции на ось z вектора интенсивности I_{-z} :

$$E_n = I_{-z} = \frac{\operatorname{Re}(P_n^*, v_n)}{2} = \frac{\beta_z}{2\rho c}, \quad (14.3)$$

где P_n v_n - давление и скорость в падающей звуковой волне (*-знак сопряжения). Очевидно, что

$$v_n = \frac{-i}{\rho\omega} \frac{\partial P_n}{\partial z}. \quad (14.4)$$

Плотность звуковой энергии E_0 , уносимой каждой парциальной волной, определяется выражением

$$E_0 = \begin{cases} \frac{|a_n|^2}{2} \frac{\sqrt{k^2(1-\beta_x^2) - h_n^2}}{k\rho c}; h_n^2 < k^2(1-\beta_x^2), \\ 0; h_n^2 > k^2(1-\beta_x^2) \end{cases}, \quad (14.5)$$

из которого видно, что энергию уносят только распространяющиеся волны.

Естественно в качестве характеристики поглощения энергии на решетке ввести коэффициент звукопоглощения, определяемый формулой

$$\alpha = \frac{E_n - \sum E_0}{E_n} = 1 - \sum |a_n|^2 \frac{\sqrt{k^2(1-\beta_x^2) - (n + \kappa\beta_y)^2}}{\kappa\beta_z} \quad (14.6)$$

Определенный таким образом коэффициент звукопоглощения системы кулисных элементов является основным параметром, характеризующим систему в целом.

Другим важным параметром звукопоглощения системы кулис-

ных поглотителей является акустический импеданс, т.е. входное сопротивление для звуковой волны в плоскости $z=h$. В отличие от плоского звукопоглощающего слоя здесь рассматривается неоднородная периодическая поверхность. Однако можно показать, что в первом приближении справедливо выражение

$$\frac{1}{Z_k} = \frac{1}{Z_D} + \frac{1}{Z_d}, \quad (14.7)$$

где Z_k - импеданс системы в целом; Z_D - импеданс щели; Z_d - импеданс кулисы. Отсюда следует, что в плоскости $z=h$ можно пользоваться общепринятым определением импеданса.

Зная импеданс системы кулисных элементов и используя известную формулу сложения импедансов, нетрудно найти звукопоглощение кулисных поглотителей, расположенных на некотором расстоянии от жесткой стенки, или непосредственно на слое звукопоглощающего материала.

В акустических расчетах и при экспериментальных исследованиях звукопоглощения удобно использовать для характеристики звукопоглощения акустических кулис параметр ΔA - эквивалентную площадь поверхности звукопоглощения отдельного поглотителя. Этот параметр связан с коэффициентом звукопоглощения простым выражением

$$\alpha = \frac{\Delta A N}{S}, \quad (14.8)$$

где N - общее число поглотителей; S - площадь, на которой они расположены.

14.3. Определение исходных параметров, влияющих на звукопоглощение кулисных поглотителей

Можно выделить три основные группы исходных параметров, определяющих звукопоглощение системы кулисных элементов в целом. К первой группе необходимо отнести геометрические размеры поглотителя и решетки: толщину d , высоту h и ширину b кулисы, а также расстояние D между рядами кулис и шаг решетки L .

При проведении расчетов эти величины удобно свести к трем безразмерным параметрам: $\delta = h/D$, $\varkappa = D/\lambda$, $\mu = d/D$, которые полностью задают геометрию системы.

Вторая группа включает акустические характеристики звукопо-

глощающего материала, из которого изготовлены кулисы. Прежде всего это волновое сопротивление W и постоянная распространения γ . Обычно эти параметры определяются экспериментально в акустическом интерферометре. Методика определения волновых параметров хорошо известна, однако на практике бывает часто необходимо оценить W и γ не прибегая к измерениям. Для этих целей можно использовать эмпирические формулы:

$$\left. \begin{aligned} W &= W_a - jW_i; \gamma = \alpha + j\beta; \\ W_a &= 1 + Q_b; W_i = Q_b; \\ \alpha &= 2kQ_b; \beta = k(1 + Q_b) \end{aligned} \right\}, \quad (14.9)$$

где Q_b - структурная характеристика (см. гл. 10), зависящая в основном от плотности волокнистого материала.

На рис. 14.2 и 14.3 приведены частотные зависимости волновых параметров минераловатной плиты плотностью 145 кг/м^3 . Для изготовления кулисных элементов используют, как правило, минераловатный материал с плотностью $80 - 200 \text{ кг/м}^3$. В тех случаях когда поглотитель изготавливается не из минеральной ваты, а из других звукопоглощающих материалов, волновые параметры следует определять экспериментально в акустическом интерферометре.

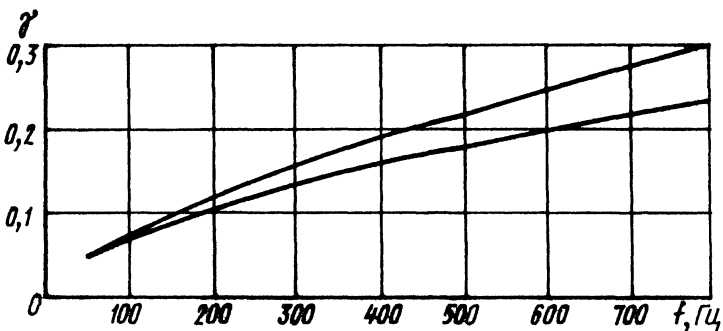


Рис. 14.2. Частотная зависимость постоянной распространения для минераловатных плит

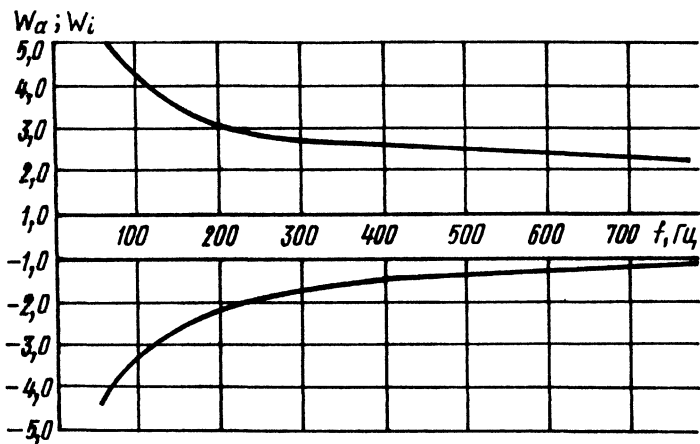


Рис. 14.3. Частотная зависимость волнового сопротивления для минераловатных плит

К третьей группе относятся характеристики облицовочных покрытий. В качестве защитного покрытия могут быть использованы различные виды тканей и синтетических пленок, удовлетворяющие требованиям пожарной безопасности и следующим условиям: $r \leq 0,5$ для ткани и $m \leq 100 \cdot 10^{-4}$ для пленки (где r - сопротивление продуванию ткани стационарным потоком воздуха, отнесенное к волновому сопротивлению воздуха; m - поверхностная плотность материала, г/см²).

При наличии каркаса элемент кулисного типа может быть изготовлен из более рыхлых волокнистых или пористых материалов. В этом случае, однако, необходимо предусмотреть, чтобы каркас существенно не ухудшал акустические характеристики звукопоглощающего материала.

14.4. Метод расчета основных акустических характеристик системы кулисных поглотителей

Основной акустической характеристикой системы кулисных поглотителей является коэффициент звукопоглощения, равный отношению поглощенной звуковой энергии к падающей. Для определения КЗП системы кулисных элементов необходимо предварительно рассчитать усредненный безразмерный импеданс системы $Z_k = R_k + jY_k$, равный отношению звукового давления к нормальной компоненте колебательной скорости на границе "кулиса - свободное пространство",

отнесенный к волновому сопротивлению воздуха W_0 , кг/см².

Коэффициент звукопоглощения может быть рассчитан по известному значению импеданса согласно выражению

$$\alpha_k = \frac{4R_k}{(1 + R_k)^2 + Y_k^2}. \quad (14.10)$$

Импеданс системы кулисных поглотителей зависит от частоты звука f , Гц, размеров поглотителя (h - ширина, b - длина, d - толщина), см, расстояния между рядами кулис D , см, и волновых параметров звукопоглощающего материала (волнового сопротивления W и постоянной распространения γ , см⁻¹). При расчетах используется безразмерная величина волнового сопротивления, равная отношению волнового сопротивления материала к волновому сопротивлению воздуха W_0 .

Для удобства при проведении расчетов на ЭВМ введены безразмерные параметры:

$$\delta = h/D; \quad \varkappa = D/\lambda; \quad \mu = d/D. \quad (14.11)$$

Усредненный импеданс системы кулисных элементов может быть определен по приближенной формуле

$$Z_k = -\frac{jk}{\beta_k + jk} \operatorname{cth}[(\beta_k + jk)h]. \quad (14.12)$$

Действительная R_k и мнимая Y_k части импеданса Z_k рассчитываются по известному значению коэффициента затухания β_k согласно выражениям:

$$R_k = \frac{k}{\beta_k^2 + k^2} \frac{k \operatorname{sh} 2\beta_k h + \beta_k \sin 2kh}{\operatorname{ch} 2\beta_k h - \cos 2kh}; \quad (14.13)$$

$$Y_k = \frac{k}{\beta_k^2 + k^2} \frac{\beta_k \operatorname{sh} 2\beta_k h - k \sin 2kh}{\operatorname{ch} 2\beta_k h - \cos 2kh}. \quad (14.14)$$

Коэффициент затухания β_k зависит от частоты звука, безразмерного параметра μ и условной акустической проводимости кулисы

$\sigma_k = \sigma_1 + j\sigma_2$, зависящей от волновых параметров звукопоглощающего материала. Численное значение проводимости σ_k определяется по формуле

$$\sigma_k = \frac{(\gamma^2 + k^2)}{\gamma W}. \quad (14.15)$$

На номограммах, приведенных на рис. 14.4(а-г) и 14.5, рассчитанная на ЭВМ частотная зависимость параметров σ_1 и σ_2 для минераловатных материалов различной плотности (1 - $\rho = 100 \text{ кг/м}^3$; 2 - $\rho = 120 \text{ кг/м}^3$; 3 - $\rho = 140 \text{ кг/м}^3$; 4 - $\rho = 160 \text{ кг/м}^3$; 5 - $\rho = 180 \text{ кг/м}^3$; 6 - $\rho = 200 \text{ кг/м}^3$; 7 - $\rho = 220 \text{ кг/м}^3$; 8 - $\rho = 240 \text{ кг/м}^3$).

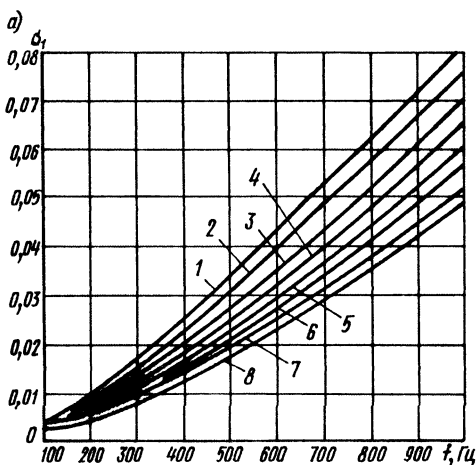


Рис. 14.4а. Частотная зависимость параметра σ_1 , рассчитанная для звукопоглощения материала различной плотности в диапазонах частот 100-1000 Гц

Для установления частотной зависимости коэффициента затухания β_k предварительно необходимо рассчитать характеристическую, частоту системы кулисных элементов, определяемую согласно выражению

$$f_0 = \frac{2 \cdot 10^4}{\sqrt{dD}}. \quad (14.16)$$

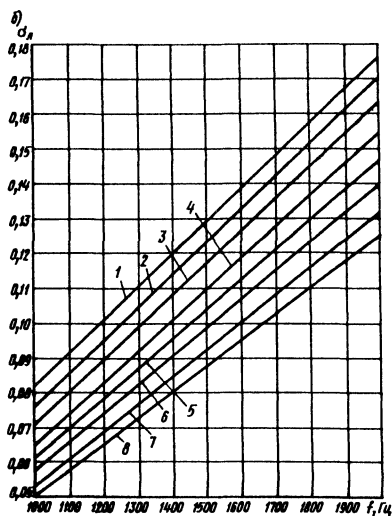


Рис. 14.4б. Частотная зависимость параметра σ_1 , рассчитанная для звукопоглощения материала различной плотности в диапазонах частот 1000-1900 Гц

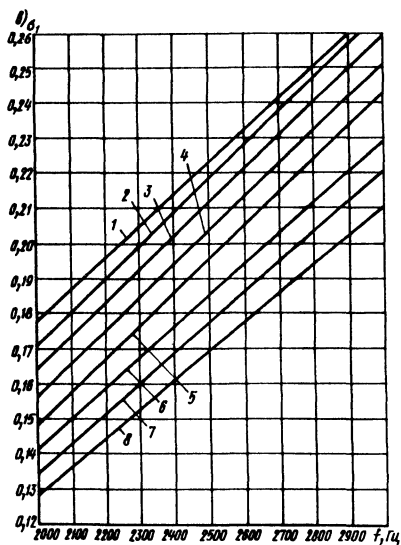


Рис. 14.4в. Частотная зависимость параметра σ_1 , рассчитанная для звукопоглощения материала различной плотности в диапазонах частот 2000-2900 Гц

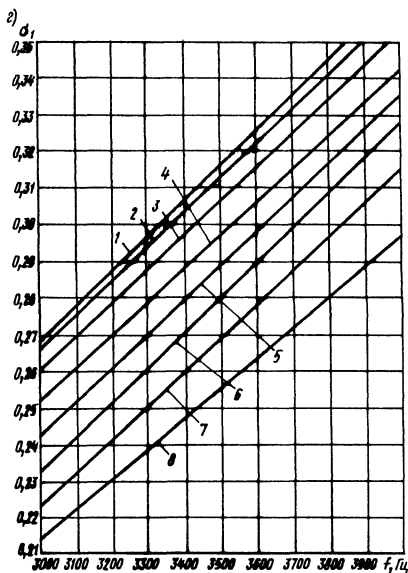


Рис. 14.4г. Частотная зависимость параметра σ_1 , рассчитанная для звукопоглощения материала различной плотности в диапазонах частот 3000-3900 Гц

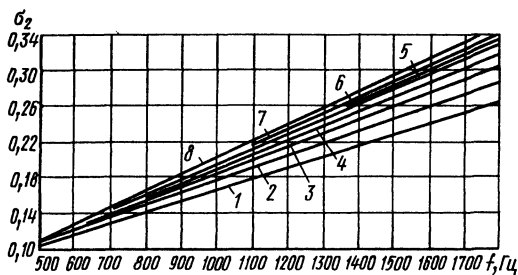


Рис. 14.5. Частотная зависимость параметра σ_2 , рассчитанная для звукопоглощающего материала различной плотности

В диапазоне частот, определяемом неравенством (область низких частот) коэффициент затухания рассчитывается по формуле

$$\beta_k = 3,7\mu\sigma_1 \left(1 - 1,9\mu \frac{\sigma_2}{k} \right). \quad (14.17)$$

В диапазоне частот, когда $\frac{f_0}{3} < f < f_0$ (область эффективного поглощения),

$$\beta_k = 3,7\mu\sigma_1. \quad (14.18)$$

В области высоких частот при $f > f_0$

$$\beta_k = 3,7\mu\sigma_1 G(f). \quad (14.19)$$

Частотная зависимость $G(f)$ для различных f_0 приведена на рис. 14.6.

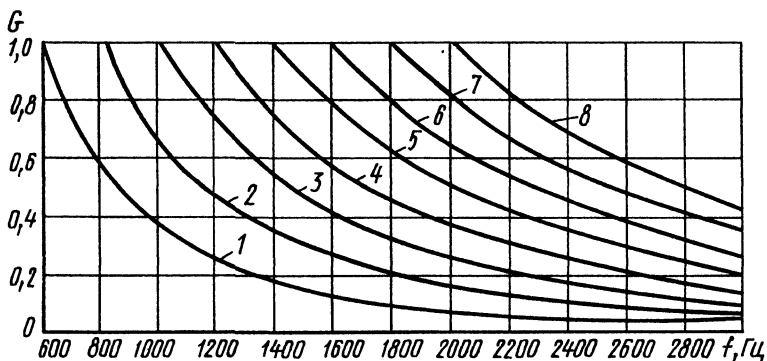


Рис. 14.6. Номограмма для определения функции $G(f)$ для характеристической частоты f_0 : 1 - 600 Гц; 2 - 800 Гц; 3 - 1000 Гц; 4 - 1200 Гц; 5 - 1400 Гц; 6 - 1600 Гц; 7 - 1800 Гц; 8 - 2000 Гц

Численные значения коэффициента звукопоглощения системы кулисных элементов рассчитываются согласно выражению 14.10 по известным значениям действительной и мнимой частей импеданса, определяемых по формулам 14.13 и 14.14.

На рис. 14.7 приведена номограмма, позволяющая непосредственно определять КЗП системы при различных $\beta_k h$ и kh .

В случае, когда $kh \geq 10$, КЗП не зависит от этого параметра, и может быть определен с помощью рис. 14.8.

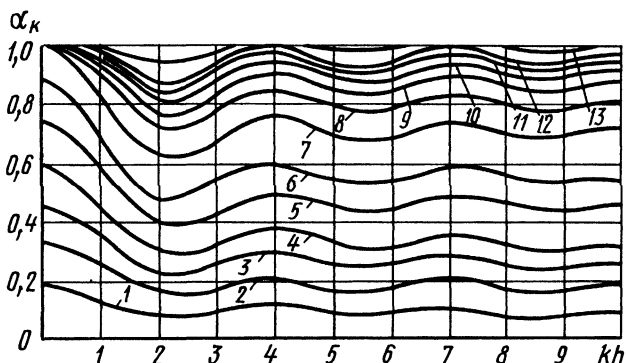


Рис. 14.7. Номограмма для определения КЗП системы акустических кулис при различных значениях параметра kh : 1 - 0,0025; 2 - 0,05; 3 - 0,075; 4 - 0,1; 5 - 0,15; 6 - 0,2; 7 - 0,3; 8 - 0,4; 9 - 0,5; 10 - 0,6; 11 - 0,7; 12 - 0,8; 13 - 1,0

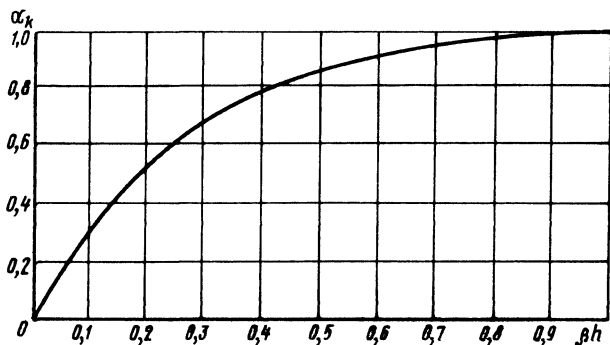


Рис. 14.8. Зависимость КЗП акустических кулис от параметра $\beta_k h$ при $kh \geq 10$

Таким образом, основные этапы расчета КЗП системы кулисных элементов суть следующие:

- в соответствии с геометрической структурой системы и размерами поглотителя определяются безразмерные параметры μ , δ , kh ;
- по формуле 14.16 определяется характеристическая частота системы f_0 , Гц;
- по номограммам, приведенным на рис. 14.4 находится постоянная σ_1 ;
- в области частот $f \leq f_0/3$ определяется частотная зависимость отношения σ_2/k (рис. 14.9);

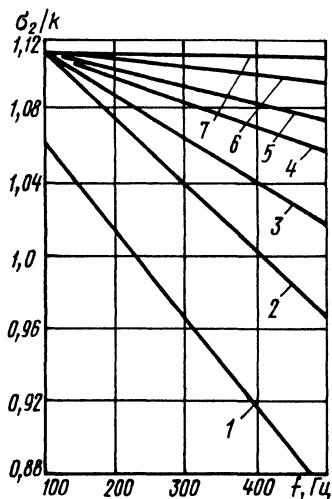


Рис. 14.9. Частотная зависимость отношения σ_2/k при различной плотности материала: 1 - 60 кг/м³; 2 - 80 кг/м³; 3 - 100 кг/м³; 4 - 120 кг/м³; 5 - 140 кг/м³; 6 - 160 кг/м³; 7-180 кг/м³ (и более)

– в диапазоне частот $f > f_0$ в соответствии с номограммой приведенной на рис. 14.6, определяются численные значения функции $G(f)$;

– по формулам 14.17 и 14.19 для соответствующих частотных диапазонов рассчитывается, коэффициент затухания β_k и параметр $\beta_k h$;

– по известным значениям параметров $\beta_k h$ и kh с помощью номограмм, приведенных на рис. 14.7 и 14.8, определяется непосредственно численное значение α_k элементов кулисного типа;

– поскольку на рис. 14.8 нанесены дискретные значения $\beta_k h$, промежуточные значения находятся методом линейной интерполяции по формуле

$$\alpha_2 = \alpha_1 + (\alpha_3 - \alpha_1) \frac{(\beta_k h)_2 - (\beta_k h)_1}{(\beta_k h)_3 - (\beta_k h)_1}, \quad (14.20)$$

где $(\beta_k h)_3$ и $(\beta_k h)_1$ - представленные на номограмме значения параметра $\beta_k h$; α_3 и α_1 соответствующие им значения КЗП; α_2 искомое численное значение КЗП, соответствующее численному значению параметра $(\beta_k h)_2$ при $(\beta_k h)_1 < (\beta_k h)_2 < (\beta_k h)_3$.

В случае когда система купольных элементов состоит из отдельных участков, обладающих различными коэффициентами поглощения, усредненный КЗП всей системы рассчитывается по формуле

$$\alpha_k = \frac{\sum_{i=1}^n \alpha_i S_i}{S_k}, \quad (14.21)$$

где S_i - площадь участка каждого отдельного фрагмента обладающего коэффициентом звукопоглощения α_i ; S_k - общая площадь системы элементов кулисного типа.

Здесь предполагается, что размеры каждого выделенного участка системы много больше длины звуковой волны.

При более сложной структуре системы кулисных поглотителей КЗП должен определяться экспериментально в реверберационной камере.

Пример 14.1. Требуется рассчитать в частотном диапазоне 125-2000 Гц КЗП системы акустических кулис, имеющей следующие исходные параметры: $h = 50$ см, $b = 1$ м, $d = 4$ см; кулисы размещены рядами, без разрывов в ряду, расстояние между рядами $D = 50$ см; кулисы изготовлены из минераловатной плиты плотностью $\rho = 100$ кг/м³ облицованной стеклотканью А-І.

Решение. Предварительно необходимо установить, пригодна ли стеклоткань А-І в качестве защитного покрытия для звукопоглощающих элементов. Для данной стеклоткани: $m = 69 \cdot 10^4$ г/см²; $l_0 = 0,1$ мм = 0,01 см; $N = 18$; $d_n = 0,4$ мм = 0,04 см, сопротивление продуванию, вычисленное по формулам главы 11, равно $r = 0,25$.

Поскольку $0,25 < 0,5$, стеклоткань марки А-І может быть использована для облицовки кулисных поглотителей. Дальнейшие расчеты сводим в таблицу 14 1.

Таблица 14.1 Коэффициенты звукопоглощения системы акустических кулис

Параметр	Численные значения параметров при частоте f , Гц				
	125	250	500	1000	2000
$\mu = d/D$			0,08		
$kh = 2\pi h/\lambda$	1,13	2,25	4,50	9,00	18,00
σ_1	0,005	0,014	0,035	0,082	0,177
f_0			1000		
$f_0/3$			330		
σ_2/k	1,1	1,06	-	-	-
$G(f)$	-	-	-	1	0,25
$1 - 1,87\mu\sigma_2/k$	0,84	0,84	-	-	-
$\beta_k h$	0,063	0,18	0,52	1,23	0,66
α_k	0,29	0,43	0,91	1,00	0,92

Для численного расчета КЗП на частотах 125, 250 и 500 Гц используем интерполяционную формулу (14.20):

$$\alpha_{kf=125} = 0,24 + (0,34 - 0,24) \frac{0,063 - 0,050}{0,075 - 0,050} = 0,29;$$

$$\alpha_{kf=250} = 0,38 + (0,47 - 0,38) \frac{0,18 - 0,15}{0,20 - 0,15} = 0,43;$$

$$\alpha_{kf=500} = 0,90 + (0,93 - 0,90) \frac{0,52 - 0,50}{0,60 - 0,50} = 0,91.$$

При некоторых значениях исходных параметров выражения для импеданса и КЗП системы кулисных элементов могут быть приведены к более простому виду. При этом точность приближенных формул остается в пределах 10%, так что их целесообразно использовать в практике инженерных расчетов взамен точных выражений.

Если выполняются условия

$$\beta_k h \leq 0,2; \quad (3\beta_k h)^2 \leq (kh)^2, \quad (14.22)$$

импеданс системы определяется согласно выражению

$$Z_k = \beta_k h \frac{g(kh)}{\sin^2(kh)} - j \operatorname{ctg}(kh), \quad (14.23)$$

где

$$g(kh) = 1 + \frac{\sin(2kh)}{(2kh)}; \quad (14.24)$$

кривая функции $g(kh)$ приведена на рис 14.10.

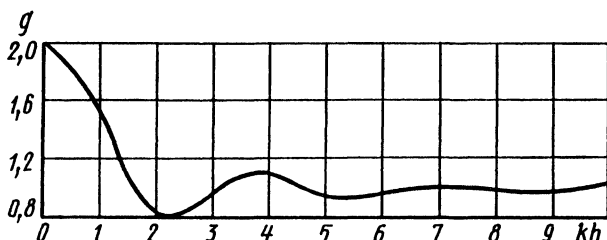


Рис. 14.10. К определению функции $g(kh)$

Формула (14.23) соответствует точным выражениям (14.13) и (14.14).

При выполнении условий (14.22) формула для расчета КЗП имеет вид:

$$\alpha_k = \frac{4\beta_k h g(kh)}{1 + 2\beta_k h g(kh)}. \quad (14.25)$$

В некоторых практически важных случаях эта формула может быть использована вместо номограммы, приведенной на рис. 14.9, в практике инженерных расчетов целесообразно использовать формулу (14.27).

Если дополнительно к условиям (14.22) выполняется неравенство $kh > 10$, то формулы (14.23) и (14.24) принимают вид:

$$Z_k = \beta_k h \frac{1}{\sin^2(kh)} - J \operatorname{ctg}(kh); \quad (14.26)$$

$$\alpha_k = \frac{4\beta_k h}{1 + 2\beta_k h}. \quad (14.27)$$

Вместо номограммы, приведенной на рис. 14.9, в практике инженерных расчетов целесообразно использовать формулу (14.27).

В тех случаях, когда выполняются условия (14.22) и $\beta_k h \leq 0,5$) КЗП системы кулисных элементов определяется по приближенной формуле $\alpha_k \approx 4\beta_k h$.

При сравнительно больших значениях параметра ($\beta_k h > 1,5$) импеданс и КЗП системы кулисных поглотителей могут быть рассчитаны по формулам:

$$Z_k = \frac{k(k + j\beta_k)}{\beta_k^2 + k^2}; \quad (14.28)$$

$$\alpha_k = 1 - \left(\frac{\beta_k}{2k} \right)^2. \quad (14.29)$$

В области высоких частот (приблизительно выше 3000 Гц), когда выполняются условия

$$kh \geq 20; \quad kD \geq 20, \quad (14.30)$$

КЗП системы рассчитывается по формуле

$$\alpha_k = \alpha_0 F(\sigma), \quad (14.31)$$

где

$$F(\sigma) = \frac{\sigma}{3} \left(2\sqrt{2} \operatorname{arctg} \frac{1}{\sigma\sqrt{2}} + \operatorname{arctg} \frac{1}{\sigma\sqrt{2}} \right); \quad (14.32)$$

α_0 - КЗП материала, измеренный в акустическом интерферометре.

Если выполняются условия (14.30) и $\sigma \leq 0,4$, то формула для вычисления КЗП приобретает особенно простой вид:

$$\alpha_k = 2\alpha_0 \sigma(1 - \sigma). \quad (14.33)$$

На рис. (14.11) показана зависимость $F(\sigma)$ личных зданий.

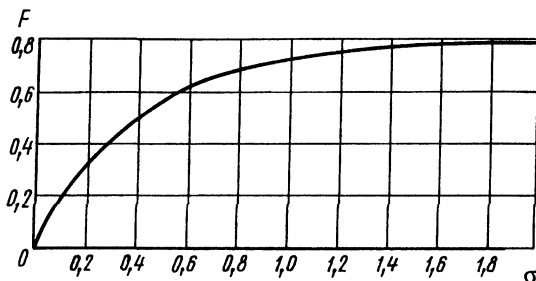


Рис. 14.11. К определению КЗП акустических кулис в области высоких частот

Численные значения коэффициента звукопоглощения α_0 могут быть определены либо экспериментально, либо расчетом по физико-техническим характеристикам.

В том случае когда между системой элементов кулисного типа и жестким основанием имеется воздушный промежуток глубиной H , см (H - расстояние между границей "кулиса-воздух" с тыльной стороны кулис и жесткой стенкой), на определенных частотах наблюдается возрастание КЗП вследствие резонансного поглощения звука.

Оптимальный зазор $H_{\text{опт}}$, при котором обеспечивается наибольшее поглощение, находится согласно выражениям

$$H_{\text{опт}} = \begin{cases} \frac{\lambda}{2} - \frac{h}{2} & \text{при } \frac{\lambda}{2} > h > 0 \\ \frac{3\lambda}{2} - \frac{h}{2} & \text{при } \frac{\lambda}{2} < h < 0 \end{cases} \quad (14.34)$$

Пример 14.2. Используя численные данные из примера 14.1, рассчитаем КЗП системы кулисных поглотителей по приведенным выше приближенным формулам.

Решение. Рассчитаем характеристическую частоту по формуле (14.16):
 $f_0 \approx 1000$ Гц.

Для частот 125 и 250 Гц $\beta_k h \leq 0,2$, таким образом, для расчета КЗП используем формулу (14.25). Соответствующие значения функции $g(kh)$ находим по номограмме рис. 14.10; они равны 1,35 и 0,82. Вычисляем КЗП:

$$\alpha_{kf=125} = \frac{4 \cdot 0,063 \cdot 1,35}{1 + 2 \cdot 0,063 \cdot 1,35} = 0,29,$$

точное значение $\alpha_{k_{f=125}} = 0,29$;

$$\alpha_{k_{f=250}} = \frac{4 \cdot 0,18 \cdot 0,82}{1 + 2 \cdot 0,18 \cdot 0,82} = 0,46,$$

точное значение $\alpha_{k_{f=250}} = 0,43$, ошибка 7%.

Для диапазона частот, когда $kh \geq 20$ и $kD \geq 20$ можно использовать для расчета КЗП формулу (14.31). Для данной системы кулис неравенства (14.30) выполняются, если $k \geq 0,4$ т.е. 2500 Гц. Рассчитаем КЗП системы на частотах 4000 и 8000 Гц. Так как $\sigma = 1$, то $F(\sigma) = 0,72$ поэтому КЗП равен 0,95 на частоте 4000 Гц и 0,80 на частоте 8000 Гц. Следовательно, $\alpha_{k_{f=4000}} = 0,72 \cdot 0,95 = 0,68$ и $\alpha_{k_{f=8000}} = 0,58$.

В области высоких частот [в том случае, когда выполняются неравенства (14.30)] эффективность системы кулисных элементов возрастает при увеличении расстояния между рядами кулис D (при этом σ уменьшается). Максимальная эффективность акустических кулис в данном частотном диапазоне по сравнению с плоской облицовкой при одинаковом расходе звукопоглощающего материала достигается при $\sigma = 0,3$. При $\sigma < 0,65$ звукопоглощение кулисных поглотителей выше звукопоглощения плоской облицовки.

Рассчитанные в соответствии с изложенной выше методикой численные значения КЗП системы кулисных поглотителей могут быть использованы при определении снижения уровней звукового давления на рабочих местах в цехах промышленных предприятий.

15.1. Общие сведения

Вибропоглощение заключается в преобразовании колебательной энергии в тепловую и происходит за счет потерь колебательной энергии, имеющих место как в обычных конструктивных материалах, так и в обычных вибропоглощающих материалах и конструкциях.

Основной эффект вибропоглощения - повышение коэффициента потерь исходной конструкции при нанесении на нее вибропоглощающего покрытия. Известно, что коэффициент потерь однородной металлической конструкции весьма мал и изменяется в пределах $10^{-3} - 10^{-2}$ (стальной, алюминиевый), уменьшаясь с частотой (коэффициенты потерь механизмов и машин колеблются в пределах $10^{-2} - 10^{-1}$).

Практическим способом повышения внутренних потерь энергии такой конструкции является нанесение на нее вибропоглощающего покрытия,

Средства вибропоглощения (вибродемпфирования) приводят к уменьшению колебаний и звука, излучаемого колеблющимися поверхностями, в окружающую среду и применяются для снижения шума, излучаемого тонкостенными конструкциями машин, ограждений кожухов, воздухопроводов и т.п., а также для снижения вибраций, распространяющихся по этим конструкциям. Обычно вибропоглощение применяется совместно с виброзвукоизоляцией, звукопоглощением и другими средствами шумопоглощения.

Наряду с нанесением вибропоглощающих покрытий на готовые поверхности машин, механизмов, судовых конструкций, а также транспортных средств и строительных конструкций отдельные элементы или механические устройства могут быть изготовлены из конструкционных вибропоглощающих материалов.

15.2. Типы вибропоглощающих покрытий и конструкций

Вибропоглощающие материалы представляют собой сложные полимерные структуры, при создании которых широко используются природные или синтезированные материалы с большими внутренними потерями. Отсюда следует, что вибропоглощающие материалы должны иметь максимальный коэффициент потерь в широком частотном и температурном диапазоне η и достаточно большой модуль упругости E [5, 6].

Существует множество различных классификаций вибропоглощающих покрытий. По виду деформации демпфирующего материала вибропоглощающие покрытия можно разделить (рис. 15.1) на

три вида:

1) покрытия, эффект которых обусловлен продольной деформацией материала;

2) покрытия, эффект которых обусловлен деформацией сдвига слоя вязкоупругого материала;

3) покрытия, эффект которых обусловлен поглощением энергии вследствие колебаний в направлении, перпендикулярном слою.

Вибропоглощающие покрытия первого типа называют жесткими, второго – армированными, третьего – мягкими.

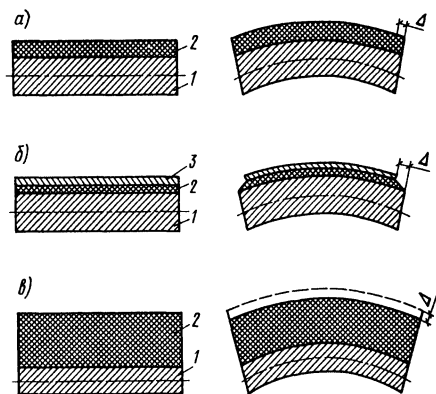


Рис. 15.1. Вибропоглощающие покрытия с одним демпфирующим слоем. *а* - жесткое; *б* - армированное; *в* - мягкое; 1 - демпфируемая пластина; 2 - демпфирующий слой; 3 - армирующий слой; Δ - деформация демпфирующего слоя

По конструктивным признакам вибропоглощающие покрытия могут быть разделены на однослойные (жесткие и мягкие) и двухслойные (жесткие и армированные).

По способу нанесения на демпфируемые поверхности вибропоглощающие материалы делятся на листовые и мастичные.

Рассмотрим более подробно эти типы вибропоглощающих покрытий.

Жесткие вибропоглощающие покрытия состоят из одной, двух или нескольких однородных пластин, приклеиваемых к демпфируемой поверхности. К ним относятся также покрытия мастичного типа, которые наносят на демпфируемую поверхность методом шпательирования или распыления. Жесткие покрытия могут быть однослойными и двухслойными. Однослойное покрытие состоит из жесткого или мягкого на изгиб материала с высокими механическими потерями, наносимого непосредственно на демпфируемую поверхность. В жестком же двух-

слоином покрытия вибропоглощающий слой наносится на демпфируемую поверхность через некий промежуточный слой, выполненный из достаточно жесткого материала с малой плотностью. Жесткие вибропоглощающие покрытия эффективны в области низких и средних частот; на высоких частотах их эффективность падает. В жестких покрытиях в качестве демпфирующего слоя рекомендуется применять материалы, у которых модуль потерь $E\eta \geq 2 \cdot 10^8$ Па (для облицовки стальных пластин) и $E\eta \geq 0,8 \cdot 10^8$ Па (для конструкций из легких сплавов). Преимуществами жесткого покрытия являются сравнительно малая частотная зависимость его вибропоглощающих свойств и относительная простота нанесения его на демпфируемую конструкцию. Существенным недостатком жесткого вибропоглощающего покрытия является то обстоятельство, что лишь при сравнительно большом весе покрытия (30-40% веса демпфируемой конструкции) достигается достаточно эффективное демпфирование. Следует, однако, отметить, что жесткое двухслойное покрытие позволяет получить высокую эффективность и при относительно малом весе покрытия (15-20% веса демпфируемой конструкции), но вследствие появления сдвиговой деформации в промежуточном слое эффективность этого покрытия с повышением частоты снижается. И тем не менее, несмотря на уменьшение коэффициента потерь в области высоких частот, двухслойные жесткие покрытия предпочтительнее однослойных, так как они при равном относительном весе имеют коэффициент потерь на средних частотах в 3-4 раза больше, чем коэффициент однослойных.

Армированные вибропоглощающие покрытия состоят из одной или нескольких мягких вибропоглощающих прослоек, расположенных между жесткими (например, из металлической фольги) армирующими слоями, выполненными из материала со значительным сопротивлением растяжению. Модуль упругости вибропоглощающих прослоек должен быть мал, именно это является причиной использования для них мягких полимерных материалов. Частотная характеристика эффективности армированных вибропоглощающих покрытий носит резонансный характер, что существенно ограничивает область их применения. Обычно зона высоких значений потерь пластины, облицованной армированным покрытием, ограничена тремя-четырьмя октавами. Эффективность армированных покрытий зависит от деформации сдвига промежуточного слоя, которая очень нежелательна в жестких вибропоглощающих покрытиях. Модуль упругости демпфирующего материала в армированных покрытиях составляет обычно $5 \cdot 10^6 - 2 \cdot 10^7$ Па, а коэффициент потерь $\eta = 0,3 - 0,8$.

Мягкие вибропоглощающие покрытия – это достаточно толстый вязкоупругий материал (например, резина), наклеиваемый на демпфируемые стальные конструкции. Частотная характеристика модуля по-

терь этого покрытия фактически одинакова как при продольных, так и при изгибных колебаниях, что является существенным преимуществом мягких покрытий перед жесткими и армированными. Мягкие материалы (резина, пластмасса) с динамическим модулем упругости порядка 10^7 Па [7] следует применять для вибропоглощения в частном диапазоне выше 1000 Гц. Недостатком мягких вибропоглощающих покрытий является малая их эффективность в области низких частот.

Комбинированные покрытия - сочетание вибропоглощающих покрытий различных типов. Оба слоя в двухслойном комбинированном покрытии состоят из материалов с относительно высокими коэффициентами потерь. Опыт проектирования подобных покрытий показывает, что для наружного слоя целесообразно использовать материалы, имеющие модуль упругости $E \geq 10^9$ при коэффициенте потерь $\eta \geq 0,2$; для промежуточного слоя $E = (0,2-0,8)10^8$ Па при $\eta \geq 0,2$. Ориентировочно коэффициент потерь комбинированного покрытия близок к сумме коэффициентов потерь конструкций с единичными вибропоглощающими слоями. Комбинированные покрытия эффективны в более широком диапазоне частот, чем покрытия какого-либо одного из типов, перечисленных выше (рис. 15.2).

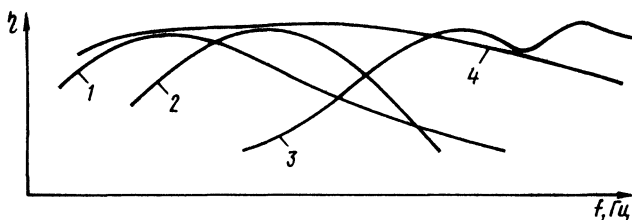


Рис. 15.2. Характерные частотные зависимости коэффициента потерь.
1 - жесткого; 2 - армированного; 3 - мягкого; 4 — комбинированного

Кроме указанных выше вибропоглощающих покрытий находят применение так называемые конструкционные материалы, к которым относятся металлы или сплавы с потерями, более значительными, чем у обычных металлов (например, свинец), стеклопластики и другие полимерные материалы, а также вибродемпфированные слоеные материалы, представляющие собой, например, два слоя металла, соединенных между собой слоем вибропоглощающего материала. С увеличением модуля упругости промежуточного слоя повышается частота максимума суммарного коэффициента потерь симметричного вибродемпфированного материала (с одинаковыми наружными стальными слоями). В вибродемпфированных слоёных материалах, как и в армированных покрытиях, целесообразно использовать мягкие (с малым модулем сдвига) материалы.

В табл. 15.1 приведены ориентировочные параметры (η , E) ряда отечественных вибропоглощающих материалов, а также температурные и частотные диапазоны наиболее эффективных отечественных вибропоглощающих покрытий [5-7].

15.3. Эффективность вибропоглощающих покрытий и вибродемпфирующих материалов

Мерой эффективности вибропоглощающих покрытий и конструкций является коэффициент потерь колебательной энергии конструкции, изготовленной из конструкционного материала или вибродемпфированной соответствующим покрытием. Область эффективности вибропоглощающих покрытий ограничивается температурным частотным диапазонами, в которых суммарный коэффициент потерь конструкции составляет не менее 0,05. Эффективность вибропоглощающих покрытий (уменьшение механических колебаний и излучаемого конструкцией шума) определяется изменением коэффициента потерь, массы и жесткости конструкции при нанесении на нее вибропоглощающего покрытия.

Эффективность вибропоглощения по снижению механических колебаний [5]

$$BП = 10 \lg \left(\frac{v_0^2}{v_{\text{сн}}^2} \right), \quad (15.1)$$

где v_0^2 и $v_{\text{сн}}^2$ - усредненные по времени и площади квадраты колебательных скоростей конструкции до и после нанесения вибропоглощающего покрытия.

Снижение шума ΔL дБ, обеспечиваемое вибропоглощающим покрытием в некотором диапазоне частот, может быть оценено по формуле

$$\Delta L = 10 \lg \left(\frac{\eta_2}{\eta_1} \right) \quad (15.2)$$

где η_1 , η_2 - коэффициенты потерь вибрирующей поверхности без вибропоглощающего покрытия и с покрытием.

Опыт применений правильно рассчитанных и спроектированных вибропоглощающих покрытий показал, что снижение механических колебаний составляет в области низких частот 8–10 дБ, в области высоких 15–30 дБ. Однако снижение уровней вибрации далеко не соответствует снижению шума. Например, при снижении уровней вибрации ограждающих поверхностей на 6–10 дБ снижение уровней шума не превышает 3–5 дБ.

Таблица 15.1. Характеристики виброгашающих материалов.

Материал	Плотность ρ , кг/м ³	Модуль упругости E , Н/м ²	Коэффициент потерь η	Способ крепления	Частотный диапазон эффективной работы, Гц	Рабочий диапазон температур, °С
Асбокартон (ГОСТ 2850-75)	$1 \cdot 10^3$	$5,8 \cdot 10^8$	0,065	Клеем 88 или К-50	До 1000	(-20) – (+450)
Герметик ВТУ МХИ ПУ 949-56	$1 \cdot 10^3$	$1 \cdot 10^8$	0,023	То же	До 1000	(-60) – (+110)
Фетр, пропитанный битумом	-	$2,5 \cdot 10^8$	1	«	До 1000	-
«Агат» листовой	-	$1 \cdot 10^8$	0,33	«	-	-
«Антивибрит»-2	-	$30 \cdot 10^8$	0,44	-	До 1000	(+20) – (+40)
«Антивибрит»-3	-	$36 \cdot 10^8$	0,23	-	До 1000	(-100) – (+60)
ВД-17-58	$1,9 \cdot 10^3$	$6 \cdot 10^8$	0,44	-	До 1000	-
ВД-17-59	$1,8 \cdot 10^3$	$8,2 \cdot 10^8$	0,30	-	До 1000	-
«Швим-18» с наполнителем из свинцового сурика	-	$6 \cdot 10^7$	0,39	-	До 1000	-
«Швим-19» с наполнителем из железного сурика	-	$8 \cdot 10^7$	0,54	-	До 1000	-
Резина марок: 1002	750	$1 \cdot 10^7$	0,6	Клеем 88	Св. 1000	(+20) – (+80)
10731	-	$8 \cdot 10^6$	0,33	то же	Св. 1000	(+20) – (+80)
922	700	$3 \cdot 10^6$	0,35	«	Св. 1000	(+20) – (+80)
615	530	$1,8 \cdot 10^6$	0,27	«	Св. 1000	(+20) – (+80)

Список литературы к Разделу 2

1. Скучик Е. Основы акустики. – Т. 2. – М.: Мир, 1976. – 544 с.
2. Рекомендации по расчету и проектированию звукопоглощающих облицовок. – М.: Стройиздат, 1984. – 28 с.
3. Пособие по расчету и проектированию многослойных звукопоглощающих систем (конструкций) (к СНиП II-12-77). – М. Стройиздат, 1987. – 32 с.
4. Снижение шума в зданиях и жилых районах: под ред. Г.Л. Осипова и Е.Я. Юдина. – М.: Стройиздат, 1987. – 540 с.
5. Справочник по защите от шума и вибрации жилых и общественных зданий: под ред. В.И. Заборова. – Киев: Будивельник, 1989. - 157 с.
6. Справочник по судовой акустике: под ред. И.И. Клюкина и И.И. Боголепова. – Л.: Судостроение, 1978. - 504 с.
7. Справочник по технической акустике: пер. с нем. под ред. М. Хекла и Х.А. Мюллера. – Л.: Судостроение, 1980. – 440с.

Раздел 3. СРЕДСТВА ЗАЩИТЫ ОТ ШУМА.

КЛАССИФИКАЦИЯ, ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ, АКУСТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Основными строительно-акустическими методами защиты от шума являются звукоизоляция, звукопоглощение и экранирование шума. В конкретных случаях эти методы могут быть реализованы различными средствами, которые определяются и обосновываются расчетом на стадии ТЭО и рабочих проектов. На основе расчета ожидаемого шума на рабочих местах и определения требуемого снижения шума рассчитываются и проектируются строительно-акустические средства защиты от шума. Для определения требуемого снижения шума и средства защиты от шума необходимо проводить акустический расчет, который включает:

- выявление источников шума и определение их шумовых характеристик;
- выбор расчётных точек в помещениях и на прилегающей территории;
- установление путей распространения шума от источника шума до расчетных точек и акустических характеристик элементов окружающей среды, влияющих на распространение шума (экранирующих и звукоизолирующих преград, каналов, отверстий и т.п.);
- оценку ожидаемых уровней шума в расчетных точках;
- определение допустимых уровней шума в расчетных точках;
- определение требуемого снижения уровней шума.

В акустическом расчете определяют уровни звукового давления L , дБ, в каждой из восьми октавных полос, со среднегеометрическими частотами 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц или уровни звука L_A , дБА. На основе полученных значений требуемого снижения шума производится выбор, расчет и проектирование строительно-акустических средств защиты от шума. Правильность их выбора подтверждается поверочными расчетами шума.

Глава 16. Определение требуемого снижения шума

16.1. Источники шума и их шумовые характеристики

Основным источником шума [9] внутри зданий различного назначения является технологическое и инженерное оборудование. Его шумовыми характеристиками являются уровни звуковой мощности L_p , дБ, в восьми октавных полосах частот 63-8000 Гц (октавные уровни звуковой мощности) или скорректированный уровень звуковой мощности $L_{pAэкв}$, дБА, а оборудования, создающего непостоянный шум, - эквивалентный скорректированный уровень звуковой мощности $L_{pAэкв}$,

дБА, и максимальный скорректированный уровень звуковой мощности $L_{РА\text{макс}}$, дБА, для наиболее шумного режима работы оборудования. Шумовые характеристики оборудования должны содержаться в технической документации или определяться экспериментальным путём [5,6]. Основными источниками внешнего шума являются транспортные потоки, промышленные и энергетические предприятия и их установки, вентиляционные и другие аэродинамические системы, зоны активного отдыха и др.

Шумовыми характеристиками источников внешнего промышленного шума являются [17]:

- для промышленных и энергетических предприятий с максимальным линейным размером в плане более 300 м, расположенных на территории селитебных зон, и для всех предприятий, расположенных на территории промышленных и коммунальных складских зон и имеющих общий участок границы с селитебной территорией, - эквивалентный уровень звука $L_{А\text{экв гр}}$, дБА, и максимальный уровень звука $L_{А\text{макс гр}}$, дБА, на границе с селитебной территорией;

- для промышленных и энергетических предприятий с максимальным линейным размером в плане не более 300 м, расположенных на территории селитебных зон и для отдельных установок таких предприятий, а также вентиляционных и других аэродинамических установок, создающих постоянный шум, -октавные уровни звуковой мощности L_P , дБ, или скорректированный уровень звуковой мощности $L_{РА}$, дБА, а создающих непостоянный шум, -эквивалентный скорректированный уровень звуковой мощности $L_{РА\text{экв}}$, дБА, и максимальный скорректированный уровень звуковой мощности $L_{РА\text{макс}}$.

Дополнительной шумовой характеристикой источников с линейным размером в плане менее 300 м является показатель направленности излучения G , дБ.

Источниками шума в системах вентиляции, кондиционирования воздуха и воздушного отопления являются вентиляторы, кондиционеры, отопительные агрегаты, воздухорегулирующие устройства (дроссели, шайбы, диафрагмы, клапаны, задвижки), воздухораспределительные устройства (решетки, плафоны, анемостаты), элементы воздухопроводов (повороты, участки с изменением поперечного сечения, разветвления), насосы, холодильные и воздушные компрессоры. Шум может передаваться из одного помещения в другое по вентиляционным каналам, через ограждения и перекрытия. Шумовые характеристики источников шума (вентиляторов, отопительных агрегатов, комнатных кондиционеров, дросселирующих, воздухорегулирующих и воздухораспределительных устройств) указываются в паспортах или каталогах на вентиляционное оборудование

Дополнительной характеристикой источников, шумовые характеристики которых выражены в дБА, является показатель спектра шума, дБ (см. далее § 16.3).

$$\Delta_{LA} = L_{P_{\text{лин экв}}} - L_{PA_{\text{экв}}}, \quad (16.1)$$

где $L_{P_{\text{лин экв}}}$ - общий уровень звуковой мощности для источников постоянного шума или эквивалентный общий уровень звуковой мощности для источников непостоянного шума, дБ.

При отсутствии шумовых характеристик источника их можно ориентировочно определить по результатам измерений октавных уровней звукового давления либо уровня звука на рабочем месте или на известном расстоянии от источника при его одиночной работе.

Причиной шума в зданиях являются внутренние (инженерное и санитарно-техническое оборудование, громкая музыка, танцы и т.п.) и внешние источники (транспорт, шум промышленных предприятий и т.п.)

Различают три вида шумов, с которыми приходится иметь дело при решении задач звукоизоляции:

воздушный - звуковые колебания, распространяющиеся в воздухе;

ударный - звуковые колебания, возникающие при механическом воздействии на пол или перекрытие;

структурный - звуковые колебания, распространяющиеся в материале конструкции.

Передача воздушного звука через ограждающие конструкции происходит:

непосредственно через поры и неплотности в сопряжениях различных ограждений;

через колебания, возникающие в перегородках, стеклах и т.п. под воздействием звуковых волн;

косвенным путем через обходные пути, т.е. наиболее слабые в звуковом отношении участки ограждений строительных конструкций.

Звукоизоляция ограждающих конструкций определяется обычно экспериментальным путем в специальных реверберационных камерах. Расчет звукоизоляции ограждающих конструкций ведется в треть-октавах диапазона звуковых частот от 100 до 3200 Гц.

16.2. Нормирование шума и звукоизоляции

Нормируемыми параметрами постоянного шума в расчетных точках являются уровни звукового давления L , дБ, в октавных полосах частот 63-8000 Гц (для ориентировочных расчетов допускается ис-

пользовать уровни звука L_A , дБА). Нормируемыми параметрами постоянного шума в расчетных точках являются эквивалентные уровни звука $L_{A_{\text{экв}}}$, дБА и максимальные уровни звука $L_{A_{\text{макс}}}$, дБА.

В акустических расчетах допускается определять только эквивалентные уровни звука, если $L_{PA_{\text{макс}}} - L_{PA_{\text{экв}}} < 15$ дБА, но необходимо определять максимальные и эквивалентные уровни, если $L_{PA_{\text{макс}}} - L_{PA_{\text{экв}}} \geq 15$ дБА,

Допустимые уровни звука на рабочих местах в производственных и вспомогательных зданиях, а также на площадках промышленных предприятий следует принимать по табл. 16.1 [16]: в помещениях жилых и общественных зданий, а также на территориях застройки по табл. 16.2 с поправками по табл. 16.3 [12].

Допустимые уровни шума от внешних источников в помещениях устанавливаются при условии обеспечения нормативной вентиляции помещений (для жилых помещений, палат, классов - при открытых форточках, фрамугах, узких створках окон).

Нормируемыми параметрами звукоизоляции внутренних ограждающих конструкций жилых и общественных зданий являются индексы изоляции воздушного шума ограждающими конструкциями и индексы приведенного уровня ударного шума под перекрытиями I_p , дБ.

Отличие в вопросах нормирования звукоизоляции существуют в г. Москве, где введены нормативные значения индексов звукоизоляции воздушного шума внутренними ограждающими конструкциями и индексов приведенного уровня ударного шума под перекрытиями для жилых и общественных зданий в зависимости от категории комфортности зданий. Категория здания устанавливается техническим заданием на проектирование [12].

Индекс изоляции воздушного шума конструкции R_w , (дБ) с известной (рассчитанной или измеренной) частотной характеристикой звукоизоляции определяют по формуле, путем сравнения частотной характеристики изоляции воздушного шума конструкцией с оценочной кривой.

Для вычисления индекса R_w , необходимо на кривую нанести частотную характеристику изоляции воздушного шума и определить среднее неблагоприятное отклонение нанесенной характеристики от оценочной. Неблагоприятными отклонениями считаются отклонения вниз от оценочной кривой. Среднее неблагоприятное отклонение принимается равным 1/16 суммы неблагоприятных отклонений, если среднее неблагоприятное отклонение близко, но не превышает 2 дБ, принимается равным $R=52$ дБ. Если среднее неблагоприятное отклонение превышает 2 дБ то оценочная кривая смещается вниз (на целое число децибел) так, чтобы среднее и максимальные отклонения от смещенной

Таблица 16.1. Допустимые уровни звукового давления, уровни звука, эквивалентные уровни звука на рабочих местах в производственных помещениях и на территории предприятий.

Помещения	Уровни звукового давления, L , дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Уровни звука L_A и эквивалентные уровни звука $L_{Aэкв}$, дБ
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Рабочие помещения конструкторских, проектных организаций и научно-исследовательских институтов, здравпункты производственных предприятий	71	61	54	49	45	42	40	38	50
Рабочие помещения управления и лабораторий производственных предприятий	79	70	63	58	55	52	50	49	60
Рабочие помещения диспетчерских служб, кабинеты наблюдения и дистанционного управления с речевой связью по телефону, помещения и участки точной сборки	83	74	68	63	60	57	55	54	65
Помещения лабораторий для проведения экспериментальных работ, помещения шумных агрегатов вычислительных машин, кабины наблюдения и управления без речевой связи по телефону, производственные помещения с работами, требующими повышенного внимания	91	83	77	73	70	68	66	64	75
Помещения с постоянными рабочими местами и рабочими зонами на производственных предприятиях и рабочие места на территории предприятий	95	87	82	78	75	73	71	69	80
Примечание. Для тонального и импульсного шума, а также для шума, создаваемого в помещениях установками кондиционирования воздуха, вентиляции и воздушного отопления, допустимые уровни должны быть уменьшены на 5 дБ (дБА).									

Таблица 16.2. Допустимые уровни звукового давления, уровни звука, эквивалентные и максимальные уровни звука в помещениях жилых и общественных зданий и на территориях застройки.

Помещения или территории	Время суток	Уровни звукового давления L , дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Уровни звука L_A и эквивалентные уровни звука - $L_{Aэкв}$, дБА	Максимальные уровни звука $L_{Aэкв макс}$, дБА
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
Палаты больниц и санаториев, операционные больницы	С 7 до 23ч	59	48	40	34	30	27	25	23	35	50
	С 23 до 7ч	51	39	31	24	20	17	14	13	25	40
Кабинеты врачей поликлиник, амбулаторий, диспансеров, больниц, санаториев		59	48	40	34	30	27	25	23	35	50
Классные помещения, учебные кабинеты, учительские комнаты, аудитории школ и других учебных заведений, конференц-залы, читальные залы библиотек		63	52	45	39	35	32	30	28	40	55
Жилые комнаты квартир, жилые помещения домов отдыха, пансионатов, домов-интернатов для престарелых и инвалидов, спальные помещения в детских дошкольных учреждениях и школах-интернатах	С 7 до 23ч	63	52	45	39	35	32	30	28	40	55
	С 23 до 7ч	55	44	35	29	25	22	20	18	30	45
Номера гостиниц и жилые комнаты общежития	С 7 до 23ч	67	57	49	44	40	37	35	33	45	60
	С 23 до 7ч	59	48	40	34	30	27	25	23	35	50

Помещения или территории	Время суток	Уровни звукового давления L , дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Уровни звука L_A и эквивалентные уровни звука - $L_{Aэкв}$, дБА	Максимальные уровни звука $L_{Aэкв макс}$, дБА
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
Залы кафе, ресторанов, столовых	—	75	66	59	54	50	47	45	43	55	70
Торговые залы магазинов, пассажирские залы аэропортов и вокзалов, приемные пункты предприятий бытового обслуживания		79	70	63	58	55	52	50	49	60	75
Территории, непосредственно прилегающие к зданиям больниц и санаториев	С 7 до 23ч	67	57	49	44	40	37	35	33	45	60
	С 23 до 7ч	59	48	40	34	30	27	25	23	35	50
Территории, непосредственно прилегающие к жилым домам, зданиям поликлиник, амбулаторий, диспансеров, домов отдыха, пансионатов, домов-интернатов для престарелых и инвалидов, детских дошкольных учреждений, школ и других учебных заведений, библиотек	С 7 до 23ч	75	66	59	54	50	47	45	43	55	70
	С 23 до 7ч	67	57	49	44	40	37	35	33	45	60
Территории, непосредственно прилегающие к зданиям гостиниц и общежития	С 7 до 23ч	79	70	63	58	55	52	50	49	60	75
	С 23 до 7ч	71	61	54	49	45	42	40	38	50	65

Продолжение таблицы 16.2.

Помещения или территории	Время суток	Уровни звукового давления L , дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Уровни звука L_A и эквивалентные уровни звука - $L_{Aэкв}$, дБА	Максимальные уровни звука $L_{Aэкв макс}$, дБА
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
Площадки отдыха на территории больниц и санаториев		59	48	40	34	30	27	25	23	35	50
Площадки отдыха на территории микрорайонов и групп жилых домов, домов отдыха, пансионатов, домов-интернатов для престарелых и инвалидов, площадки детских дошкольных учреждений, школ и других учебных заведений		67	57	49	44	40	37	35	33	45	60
Примечание. Для шума, создаваемого в помещениях и на территориях, прилегающих к зданиям, системами кондиционирования воздуха, воздушного отопления и вентиляции, допустимые уровни должны быть приняты на 5 дБ (дБА) ниже приведенных.											

Таблица. 16.3. Поправки к значениям, приведенным в табл. 16.2 допустимых уровней, учитывающие характер шума и месторасположение объекта

Влияющий фактор	Детализация фактора	Поправка, дБ (дБА)
Характер шума	Широкополосный,	0
	тональный, импульсный	- 5
Место расположения объекта	Курортный район, места отдыха, туризма, зеленая зона города,	- 5
	жилой район	0
Примечание. Поправки на месторасположение объекта следует учитывать только для внешних источников шума в жилых комнатах квартир, спальнях помещений домов отдыха и пансионатов, в спальнях помещениях детских дошкольных учреждений и школ-интернатов, в домах-интернатах для престарелых и инвалидов, в палатах больниц и спальнях комнатах санаториев, в жилых комнатах общежитии и номерах гостиниц, а также на территориях жилой застройки.		

оценочной кривой не превышало указанную величину. В этом случае за величину R_w принимается ордината смещенной оценочной кривой на частоте 500 Гц.

Если среднее неблагоприятное отклонение значительно меньше 2 дБ или неблагоприятные отклонения отсутствуют, нормативная кривая смещается вверх (на целое число децибел) так, чтобы среднее неблагоприятное отклонение от смещенной нормативной кривой приближалось, но не превышало 2 дБ, в этом случае за величину R_w также принимается ордината смещенной оценочной кривой на частоте 500 Гц.

Индекс приведенного уровня ударного шума под перекрытием L_{nw} (дБ), с известной частотной характеристикой звукоизоляции определяют путем сравнения частотной характеристики приведенного уровня ударного шума с оценочной кривой.

Индекс L_{nw} определяют аналогично R_w , за исключением того, что неблагоприятными отклонениями считаются отклонения вверх от оценочной кривой.

16.3. Расчет шума от промышленных источников на территории

А Общие принципы

Акустический расчет на территории в расчетных точках следует выполнять отдельно для каждого источника шума. Уровни ожидаемого шума в расчетной точке при одновременной работе всех источников определяют путем суммирования (по энергии) уровней шума L_i при работе отдельных источников. Суммирование осуществляется по формуле

$$L_{\text{сум}} = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i} \right) \quad (16.2)$$

где n - число складываемых величин.

Исходными данными для акустического расчета являются:
шумовые характеристики источников шума;
координаты расчетных точек.

Расчетные точки на территориях, непосредственно прилегающих к жилым домам, зданиям больниц и санаториев и к другим защищаемым от шума объектам, следует намечать на расстоянии 2 м. от ограждающих конструкций защищаемого от шума здания, ориентированных на источник шума, на уровне середины окон первого, среднего

и верхнего этажей. Если защищаемое от шума здание расположено на расстоянии свыше 100 м от источника шума, то допускается намечать расчетную точку только на уровне верхнего этажа

На площадках отдыха и подобных площадках расчетные точки следует намечать на ближайшей к источнику шума границе площадок на высоте 1,5 м от уровня их поверхности, а на территории предприятий - на рабочих местах и в зонах постоянного пребывания людей - на высоте 1,5 м от уровня поверхности.

Б Основная формула акустического расчета.

Октавные уровни звукового давления L , дБ, в расчетных точках на территориях следует определять по формуле

$$L = L_p + 10 \lg \Phi - 20 \lg r - 10 \lg \Omega - \frac{\beta_a r}{1000} + \Delta L_{\text{отр}} + \Delta L_c \quad (16.3)$$

где L_p – октавный уровень звуковой мощности источника шума, дБ; Φ – фактор направленности источника, который связан с показателем направленности $G = 10 \lg \Phi$ и определяется по паспортным данным или экспериментальным путём; r – расстояние, м, от акустического центра источника шума до расчетной точки (за акустический центр источника, расположенного на поверхности принимается проекция его геометрического центра на поверхность; Ω – пространственный угол в который излучается шум; β_a – коэффициент поглощения звука в воздухе, дБ/км, принимаемый по табл. 16.4; $\Delta L_{\text{отр}} = 3n$ – повышение уровня звукового давления, дБ, вследствие отражений звука от больших поверхностей (земля, стена, угол двух стен) расположенных вблизи расчетной точки; ΔL_c – дополнительное снижение уровня звукового давления элементами окружающей среды:

$$\Delta L_c = \Delta L_{\text{экр}} + \Delta L_{\text{пов}} + \beta_{\text{зел}} l \quad (16.4)$$

где $\Delta L_{\text{экр}}$ – снижение уровня звукового давления экранами, расположенными между источником шума и расчетной точкой, дБ; $\Delta L_{\text{пов}}$ – снижение уровня звукового давления из-за влияния поверхности земли с травяным или снежным покровом, дБ; $\beta_{\text{зел}}$ – коэффициент ослабления звука полосой лесонасаждений, дБ/м; l – ширина полосы, м.

Таблица 16.4 Характеристики для расчета поглощения звука в воздухе

Октавные полосы со среднегеометрическими частотами, Гц	Коэффициент поглощения звука в воздухе β_a дБ/км а	Постоянная затухания звуковой энергии в воздухе m , м ⁻¹
63	0	0
125	0,3	0
250	1,1	0
500	2,8	0
1000	5,2	0
2000	9,6	0,0022
4000	25	0,0058
8000	83	0,019

Снижение уровня звукового давления экраном (здание, стена, насыпь), расположенным между источником шума и расчетной точкой, $\Delta L_{\text{экp}1,2,3}$, дБ, на каждом пути, указанном на рис 16.1. следует определять по формуле

$$\Delta L_{\text{экp}i} = 20 \lg \left(\frac{\sqrt{0,037 f \delta_i}}{\text{th} \sqrt{0,037 f \delta_i}} \right) + 5 \quad (16.5.)$$

где f - среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц, и $\delta_i = a_i + b_i - d$ (здесь $a_i + b_i$ - длина кратчайшего от источника до расчетной точки пути, м, проходящего через i -ю кромку экрана; d - кратчайшее расстояние, м, между источником и расчетной точкой).

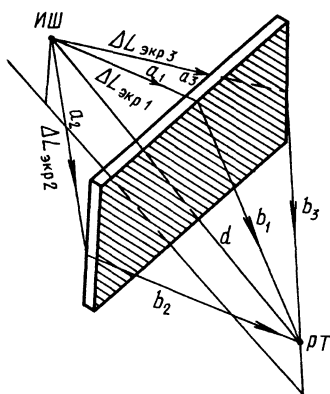


Рис. 16.1.

Результирующее снижение уровня звукового давления $\Delta L_{\text{экp}}$ следует рассчитывать по формуле

$$\Delta L_{\text{экp}} = -10 \lg \left(\sum_{i=1}^3 10^{-0,1 \Delta L_{\text{экp}i}} \right), \quad (16.6.)$$

складывая три отрицательных значения $\Delta L_{\text{экp}i}$ с последующим изменением знака суммы на положительный.

При расчете экранирования большого источника шума (например, экранирования шумного производственного корпуса другим зданием) может оказаться, что его представление в виде точечного по рис. 16.1 не обеспечивает достаточной точности расчетов. В этом случае рекомендуется разбить большой источник на несколько элементов, излучающих тот же суммарный шум, и произвести расчет для каждого элемента в отдельности, а полученные уровни шума в расчетной точке от каждого элемента сложить по энергетическому правилу (16.2).

Расчет по формуле (16.5) можно вести не только для тонких шумозащитных экранов, но и для зданий, насыпей, выемок.

В научной литературе разработаны более точные методы расчета для таких экранов конечной толщины [17], однако они еще не вошли в общую практику. Установлено, что расчет для "толстого" экрана (здания) по формуле (16.5) занижает его эффективность на 0-10 дБ в случае, когда толщина экрана в несколько раз превышает длину волны звука. Расчет по формуле (16.5) для клина (насыпи, выемки) наоборот завышает эффективность экранирования на 0 - 5 дБ,

Над поверхностью земли, поросшей травой (например, над полем с сельскохозяйственными растениями) или покрытой снегом, звук претерпевает дополнительное снижение уровня $\Delta L_{\text{пов}}$, дБ, которое ориентировочно вычисляют в следующем порядке. Определяют нижнюю f_n и верхнюю f_v границы интервала частот, Гц, в котором происходит снижение уровня, по формулам

$$f_n = \frac{2000}{\sqrt{r}}$$

и

$$f_v = \frac{20 r}{H_{\text{п.т}} + H_{\text{и.ш}}} \quad (16.7.)$$

При расчете $\Delta L_{\text{пов}}$ акустический центр источника принимается совпадающим с его геометрическим центром независимо от соотношения величин $H_{\text{и.ш}}$ и r_i (см. рис. 16.2.).

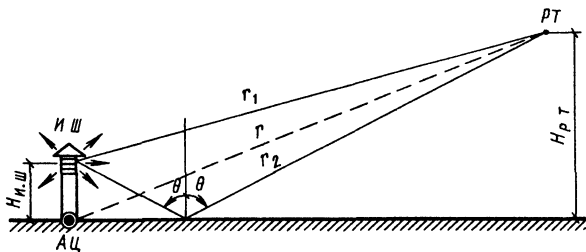


Рис. 16.2.

Далее следует ориентировочно определить снижение уровня $\Delta L_{\text{пов}}$ для октавных полос со среднегеометрическими частотами, падающими в интервал $f_v - f_n$, по формуле

$$\Delta L_{\text{пов}} = 20 \lg r - 10 \lg \left[\left(\frac{2100}{f} \right)^2 + \frac{f^2}{1000} (H_{\text{р.т}} H_{\text{иш}}) \right] \quad (16.8.)$$

При совместном ослаблении шума экраном и поверхностью с травяным или снежным покровом сумму $\Delta L_{\text{экр}} + \Delta L_{\text{пов}}$ в формуле (16.4) следует заменить на $\Delta L_{\text{экр+пов}}$. Эта величина вычисляется следующим образом. Для каждого участка a_i или b_i (см. Рис. 16.1.) определяют $\Delta L_{\text{пов}}$ по формулам (16.7) и (16.8). Затем ослабление $\Delta L_{\text{пов}}$ на пути $a_i + b_i$, равное $\Delta L_{\text{пов}a_i} + \Delta L_{\text{пов}b_i}$ складывают арифметически со снижением шума $\Delta L_{\text{экр}}$, определенным по формуле (16.5) или рис. 16.1. В заключение полученные ослабления уровней шума $\Delta L_{\text{экр}i} + \Delta L_{\text{пов}i}$ на каждом из трех путей суммируют энергетически по формуле (16.6).

Если при проектировании экрана не учитывалось уже имеющееся затухание $\Delta L_{\text{пов}i}$ то реальное снижение шума построенным экраном может оказаться на 4 - 5 дБ ниже ожидаемого, а в некоторых случаях шум может даже возрасти.

Формулы (16.7) и (16.8) упрощенно описывают ослабление звука при его распространении над поверхностью с травяным или снежным покровом, которое объясняется интерференцией прямых и отраженных от поверхности звуковых лучей [2]. Это ослабление рекомендуют учитывать при определении санитарно-защитных зон шумных промышленных предприятий и при наличии установок (нефте- и газоперерабатывающие комплексы, компрессорные станции и т.п.), отде-

ленных от селитебных территорий обширными участками ровной поверхности шириной не менее нескольких сот метров, поросшей травой или занятой сельхозугодьями. В этом случае дополнительное снижение шума в октавных полосах 125 - 500 Гц может составлять 5 - 15 дБ. При неровной поверхности (овраги и т.п.) отраженный луч ослабляется в складках рельефа, и снижение шума составляет всего 3 дБ. Необходимо также учитывать нестабильность ослабления шума для периодов, когда травяной покров отсутствует.

Наконец, последнее слагаемое в уравнении (16.4) определяет ослабление звука полосой лесонасаждений. Снижение шума при распространении сквозь плотную полосу лесонасаждений с деревьями высотой не менее 5 м и с заполнением подкroнового пространства кустарником оценивает коэффициентом ослабления звука полосами лесонасаждений $\beta_{\text{зел}}$, дБ/м, определенным по формуле

$$\beta_{\text{зел}} = 0,013\sqrt{f} \quad (16.9)$$

Снижение шума полосами лесонасаждений рассчитывается по формуле (16.4) для ширины полосы $l \leq 100$ м. Для более широких полос снижение шума принимается постоянным, соответствующим $l=100$ м.

В. Расчет в ближней зоне источника шума

Акустический расчет по формуле (16.3) не применим в ближней зоне источников шума на расстояниях r , удовлетворяющих неравенству $r \leq 2l_{\text{макс}}$ (где $l_{\text{макс}}$ - максимальный размер источника шума). Вблизи источника шума октавные уровни звукового давления L , дБ, следует определять по формуле

$$L = L_p - 10 \lg S, \quad (16.10)$$

где S - площадь, м^2 , воображаемой поверхности в виде параллелепипеда со скругленными углами и ребрами, проходящей через расчетную точку T и равноудаленной от поверхности огибающего источник параллелепипеда с размерами b_1, b_2, h , м (рис. 16.3.):

$$S = b_1 b_2 + 2(b_1 + b_2)h + \pi r_0^2 (b_1 + b_2 + 2h) + 2\pi r_0^2 \quad (16.11)$$

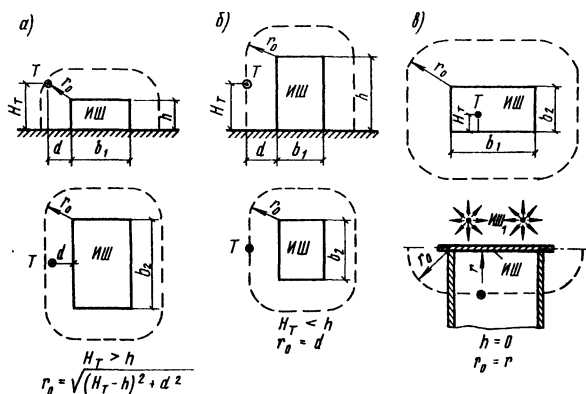


Рис. 16.3.

Расчет по формуле (16.10) следует производить для крупных источников с равномерным излучением шума с их поверхности. Если шум излучается с поверхности производственного здания несколькими сосредоточенными источниками (например, открытым проемом или выхлопными отверстиями вентиляционных установок), то следует рассчитать шум в ближней зоне здания от каждого такого источника в отдельности, а затем просуммировать результаты по правилу (16.2).

Г. Акустический расчет источников непостоянного шума

В тех случаях, когда шум излучается источниками непостоянного шума, для которых известны только шумовые характеристики, выраженные в дБА, акустический расчет производится в дБА,

Уровни звука L_A , дБА (а также эквивалентные уровни звука $L_{A_{\text{экв}}}$ и максимальные уровни звука $L_{A_{\text{макс}}}$) в расчетных точках на территории следует ориентировочно определять по формуле

$$L_A = L_{PA} + G - 20 \lg r - 10 \lg \Omega \quad (16.12)$$

Метод расчета по формуле (16.12) применим в тех же случаях, что и метод расчета по формуле (16.3). В ближней зоне источника шума уровни звука следует определять по формуле (16.10) с заменой L на L_A и L_P на L_{PA} .

Расчет по формуле (16.12) следует применять только для открытого пространства, когда между источником и расчетной точкой отсутствуют дополнительные элементы, ослабляющие шум. Расчет снижения шума такими элементами потребовал бы информации о

жения шума такими элементами потребовал бы информации о спектре шума, не содержащейся в L_{PA} .

Ориентировочный расчет по формуле (16.12) рекомендуется выполнять также при оценке санитарно-защитных зон промышленных предприятий на стадии разработки генерального плана города, когда еще не выбрано технологическое оборудование и его размещение на территории предприятия. На этой стадии обычно используют шумовые характеристики, дБА, предприятий, аналогичных проектируемым. При оценке санитарно-защитной зоны промышленного объекта с размерами в плане не более 300 м объект рекомендуется представлять точечным источником, расположенным в центре занимаемой им территории. Более протяженные предприятия следует представлять как серию нескольких точечных источников, расположенных в центрах одинаковых квадратов, на которые разбивается территория предприятия, прилегающая к жилой зоне. Сторона квадратов не должна превышать 300 м. Каждому точечному источнику приписывается звуковая мощность, отвечающая шуму, измеренному на соответствующем участке границы аналогично действующего предприятия.

На следующей стадии, при разработке рабочего проекта строительства предприятий, когда известно размещение технологического оборудования на территории предприятия и его шумовые характеристики, возможен уточненный расчет зоны шумового загрязнения. Акустический расчет должен быть выполнен по формуле (16.3) для всех единиц шумного технологического оборудования и шумных производственных зданий на территории. На этой стадии в проект вводятся архитектурно-планировочные мероприятия, позволяющие существенно уменьшить проникание шума в жилые районы, в помещения административных зданий и т.п. Это, например, максимальное удаление шумного оборудования и корпусов от территорий, защищаемых от шума; размещение административных и лабораторных помещений на стороне зданий, противоположной открыто установленному шумному оборудованию; экранирование источников шума складскими зданиями и др.

Акустический расчет по формуле (16.3) возможен также для источников непостоянного шума и источников, для которых в качестве шумовой характеристики задан скорректированный уровень звуковой мощности L_{PA} , если для них дополнительно известен показатель спектра Δ_{LA} [см, формулу (16.1)]. Зная два интегральных по спектру шума параметра L_{PA} , и Δ_{LA} , можно ориентировочно определить спектр шума источника, включающий восемь октавных уровней звуковой мощности L_P , дБ, по формуле

$$L_P = L_{PA} + K\Delta_{LA}, \quad (16.13)$$

где спектральные поправки $K\Delta_{LA}$ определяются по табл. 16.5.

Таблица 16.5. Поправки $K(\Delta_{LA})$ для пересчета из дБА в дБ.

Δ_{LA} , дБ	К (Δ_{LA}) при среднегеометрической частоте октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
-1	-26,3	-24,9	-21,9	-18,6	-12	-3	-7	-15,8
0	-18,7	-16,5	-13,8	-9,5	-6,5	-5,2	-7	-11,4
1	-14,2	-11,3	-8,4	-6	-4,4	-6,1	-9	-14,4
2	-9,4	-7,7	-6,1	-4,7	-4,1	-6,8	-10,6	-14,4
3	-6,7	-5,3	-4	-3,7	-4,1	-7,4	-11,6	-16,1
4	-4,1	-3,3	-2,6	-2,8	-4,3	-7,9	-12,4	-17,1
5	-3	-1,4	-0,9	-2,4	-4,7	-8,5	-13,7	-19
6	-1,2	0,2	0,2	-2	-4,8	-9,7	-14,8	-19,8
7	0,2	2,2	0,7	-2,1	-5,3	-9,9	-14,4	-18,5
8	1,2	3,8	1,7	-1,8	-5,6	-11,1	-17,0	-24,1
9	4,2	4,3	2,2	-2,0	-5,7	-11,1	-16,8	-22,8
10,5	7,1	5,5	1,8	-2,4	-6,4	-10,6	-14	-17,1
13	9,9	9	2,5	-3	-7,3	-11,6	-16,4	-20,7
16	14	11,1	2,3	-3,9	-9,3	-13,5	-18	-22,5

Далее следует выполнить акустический расчет в дБ по формуле (16.13), а результат может быть снова выражен дБА путем вычисления эквивалентных уровней звука в расчетных точках по формуле

$$\Delta L_{A_{\text{экв}}} = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^8 10^{0,1(L_{i,\text{экв}} - \Delta_{A_i})} \right), \quad (16.14)$$

где $L_{i,\text{экв}}$ - уровень звукового давления дБ, в i -й октавной полосе частот; Δ_{A_i} - стандартное значение коррекции A , зависящее от частоты.

Частота, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Δ_{A_i} , дБ	26,2	16,1	8,6	3,2	0	-1,2	-1	1,1

При обратном пересчете от дБ к дБА по формуле (16.4) среднеквадратическая погрешность $\pm(4 - 6)$ дБ, порожденная разложением в спектр по формуле (16.13) уменьшается. Погрешность результирующего уровня L_A , дБА, составляет ± 2 дБА.

Типичные значения показателей спектра Δ_{LA} для некоторых широко распространенных источников шума приведены в табл. 16.5, ко-

торой можно воспользоваться, например, при ориентировочном определении показателя спектра Δ_{LA} для конкретного источника путем отыскания ближайшего аналога. На рис. 16.4. представлены кривые частотной зависимости $K(\Delta_{LA})$ (см. табл. 16.5) для некоторых значений Δ_{LA} . Эти кривые показывают усредненные формы спектров шума с различными значениями Δ_{LA} .

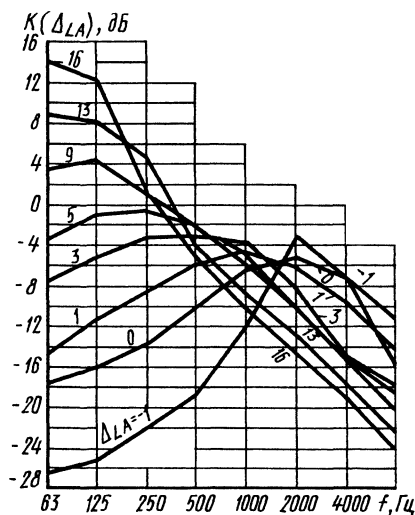


Рис. 16.4.

На практике показатель спектра источника шума Δ_{LA} можно измерить не только в соответствии с определением (16.1), но и по более простой формуле

$$\Delta_{LA} = L_{\text{лин}} S_{\text{макс}} - L_{AS_{\text{макс}}} , \quad (16.15)$$

где $L_{\text{лин}} S_{\text{макс}}$ - максимальное значение уровня звука непостоянного шума на частотной характеристике шумомера "Лин" и на временной характеристике "Медленно", дБ; $-L_{AS_{\text{макс}}}$ - то же на частотной характеристике шумомера A и на временной характеристике "Медленно", дБА.

Оба максимальных уровня измеряются на рабочем месте источника шума для одного и того же режима работы источника.

Таблица 16.6. Классификация акустических спектров шума по значениям показателя спектра Δ_{LA}

Характер спектра	Категория оборудования	Δ_{LA} , дБ
Высокочастотный с максимумом на частотах 2000 и 4000 Гц	Дисковые циркулярные и ленточные пилы; газотурбины; газовые горелки, сопла для истечения сжатого воздуха	-2-0
Высокочастотный с максимумом на частотах 1000 Гц или в полосе 1000–8000 Гц	Клепальные молотки; шлифовальные, волочильные, отрезные станки; швейные машины; эксгаустеры; конвертеры; центрифуги; обжиговые печи; осевые компрессоры; механические прессы с усилением до 400 кН	0-1
Широкополосный без ярко выраженных максимумов в полосе 500–1000 Гц	Ткацкие, фрезерные, токарные, сверлильные, строгальные станки; вычислительная техника; копировальные, изолировочные, сварочные машины; перфораторы; бетоноукладчики; сепараторы	1-2
Средне- и низкочастотный с максимумом в полосе 125–1000 Гц	Прессы с усилием более 400 кН; грохоты; молоты; буровые, сортопрокатные, прядильные и основовязальные станки; ковочные, формовочные, дробильные, закаточные машины; высокоскоростные осевые вентиляторы	2-3
Низко- и среднечастотный с максимумом в полосе 125-500 Гц	Раскройные, строгальные станки; станы трубного производства; слябинги; бумажные машины; сырьевые мельницы; ножницы машиностроительного и металлургического производства; турбоагрегаты; низкоскоростные осевые вентиляторы	3-4
Низко- и среднечастотный с резким спадом 6 дБ/октаву выше 1000 Гц	Прядильные, каркасно-набивные станки; полиграфическое оборудование; бегуны; стекловарочные печи и т.п.	4-5
То же, выше 500 Гц	Мартеновские печи; мельницы; месильные машины	5-8
То же, выше 250 Гц	Центробежные вентиляторы; вытяжные системы типа "циклон"; насосы; станки точечной сварки; сушильные барабаны	8-11
Низкочастотный, со спадом 5 дБ/октаву во всем нормируемом диапазоне	Автотранспорт; вибростолы и агрегаты; трансформаторы; поршневые компрессоры; авиационный шум; листопрокатные станы; газовые плавильные печи	11-15

Метод акустического расчета непостоянного шума, использующий переход от дБА к дБ, не только обеспечивает расчет шумозащитных мероприятий на территории, но и позволяет определить результирующий спектр шума перед фасадом зданий для выбора шумозащитных окон с требуемой частотной характеристикой звукоизоляции.

Д Пересчет уровней звукового давления в уровни звуковой мощности

Если шумовые характеристики источника шума на территории неизвестны, то их можно ориентировочно определить по результатам измерений шума вблизи источника.

Октавные уровни звуковой мощности L_P , дБ, источника, для которого известны уровни звукового давления L , дБ, на расстоянии r , м, от акустического центра источника, можно ориентировочно определить по формулам:

при $r > 2l_{\text{макс}}$

$$L_P = L + 20 \lg r + 10 \lg \Omega, \quad (16.6)$$

при $r \leq 2l_{\text{макс}}$

$$L_P = L + 10 \lg S, \quad (16.17)$$

где $l_{\text{макс}}$ - максимальный размер источника.

По формулам (16.16) и (16.17) также пересчитываются измеренные уровни звука L_A и $L_{\text{лин}}$ в уровни звуковой мощности L_{PA} и $L_{P\text{лин}}$.

16.4. Расчет шума в помещениях

А. Общие принципы

Акустический расчет в помещениях выполняется для каждого источника шума с последующим суммированием уровней для всех источников по формуле (16.2). Источниками шума в помещениях являются: расположенное в них технологическое оборудование, системы принудительной вентиляции и отопления, а также ограждающие конструкции, через которые шум проникает из других помещений или с прилегающей территории.

Расчетные точки в помещении выбирают на рабочих местах или в зонах постоянного пребывания людей на высоте 1,5 м от пола (1,2 м от пола - для сидящих людей, если это необходимо). В помещении с

одним источником шума или с несколькими однотипными источниками одна расчетная точка берется на рабочем месте в зоне прямого звука источника, а другая - на месте постоянного пребывания людей, не связанных непосредственно с работой оборудования, в зоне отраженного звука. В помещении с несколькими источниками шума, октавные уровни звуковой мощности которых отличаются на 15 дБ и более, расчетные точки берутся у источников с максимальными и минимальными уровнями. В помещении с групповым размещением однотипного оборудования расчетные точки берутся на рабочем месте в центре каждой группы. В помещении без собственных источников шума расчетную точку выбирают на рабочем месте или на расстоянии 1,5 м от стены, со стороны которой проникает шум, на высоте 1,5 м от пола помещения.

При акустических расчетах на стадии разработки проектов расчетные точки выбираются по планам и разрезам здания и по чертежам размещения технологического оборудования. Исходными данными для акустического расчета являются: планы размещения технологического и инженерного оборудования и принятых расчетных точек; разрезы по помещениям, сведения о характеристиках ограждающих конструкций; шумовые характеристики и геометрические размеры источников шума.

По акустическим свойствам все помещения в зависимости от соотношения их размеров (высоты H , ширины G , длины D) делятся на две группы:

соразмерные, у которых отношение наибольшего размера к наименьшему не более 5;

несоразмерные, у которых это отношение больше 5.

Если помещение не прямоугольное, то в расчете используют усредненные размеры H , G , D .

Средняя высота помещения (рис. 16.5 а-в), а также длина и ширина (рис. 16.5 г, д) определяются по принципу равных площадей в разрезе; небольшие осветительные фонари могут не учитываться; помещение (рис. 16.5 е) следует рассматривать как два смежных помещения, разделенных стеной со звукоизоляцией $R=0$.

Б. Акустические характеристики помещения

Характеристиками ограждающих конструкций помещения являются средние коэффициенты звукопоглощения ограждающих поверхностей помещения $\alpha_{\text{пом}}$ (табл. 16.7.).

Таблица 16.7. Средние коэффициенты звукопоглощения $\alpha_{0\text{пов}}$ ограждающих поверхностей помещений различных типов/

Поверхности помещений	Коэффициенты звукопоглощения $\alpha_{0\text{пов}}$ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Стены. Перекрытия. Пол помещений типа 1 — с небольшим количеством оборудования на единицу площади: машинные залы, генераторные, испытательные стенды, вентиляционные камеры, цехи производства ЖБК и т.п. Все ограждающие поверхности в помещениях предприятий пищевой промышленности, облицованные моющейся плиткой	0,08	0,08	0,08	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10
Пол помещений типа 2 — с большим количеством оборудования или жесткой мебели на единицу площади: механические и металлообрабатывающие цехи, локомотивные и вагоноремонтные депо, цехи предприятий черной и цветной металлургии, агрегатной сборки в авиационной и судостроительной промышленности, посты управления, лаборатории, конструкторские бюро, рабочие помещения, кабинеты, классные помещения в школах, аудитории учебных заведений, читальные залы, торговые залы магазинов и т.п.	0,15	0,2	0,25	0,25	0,3	0,3	0,35	0,35
Пол помещений типа 3 — с большим количеством оборудования и мягких материалов: цехи деревообрабатывающей, текстильной, швейной промышленности, лечебно-профилактические и жилые помещения и т.п.	0,2	0,25	0,3	0,3	0,4	0,4	0,45	0,45

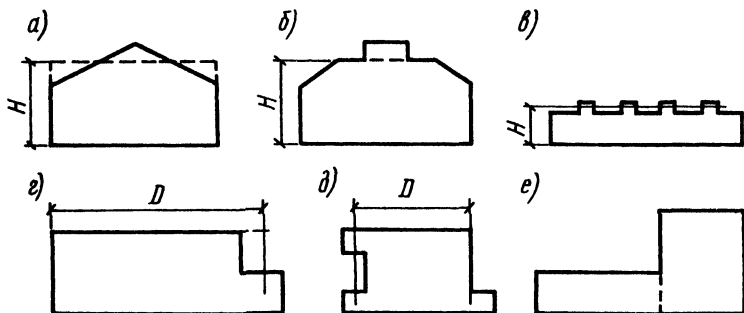


Рис. 16.5.

Акустическими характеристиками помещения являются:

Линейные размеры помещения;

средние коэффициенты звукопоглощения ограждающих поверхностей α_o в помещении в октавных полосах частот, определяемые в зависимости от типа помещения по формуле

$$\alpha_o = \frac{\alpha_{0\text{пов1}}(DG + 2HG + 2HD) + \alpha_{0\text{пов пол}}DG}{S_{\text{огр}}} \quad (16.18)$$

где $\alpha_{0\text{пов1}}$ - средние коэффициенты звукопоглощения стен и перекрытия (см, табл. 16.7, тип 1), $\alpha_{0\text{пов пол}}$ - средние коэффициенты звукопоглощения пола (см. табл. 16.7, типы 1-3), $S_{\text{огр}}$ - площадь ограждающих поверхностей помещения, м^2 :

$$S_{\text{огр}} = 2(DG + DH + GH), \quad (16.19)$$

средняя длина свободного пробега звуковых лучей в помещении между последовательными отражениями \bar{l} , м, вычисляемая по зависимости

$$\bar{l} = \frac{4V}{S_{\text{огр}}}, \quad (16.20)$$

где $V = BGH$ - объем помещения, м^3 ;

средние коэффициенты звукопоглощения в помещении α в октавных полосах частот, учитывающие поглощение звука в воздухе на высоких частотах и определяемые по формуле

$$\alpha = 1 - (1 - \alpha_0)e^{-ml} \text{ при } ml \geq 0,2; \quad (16.21)$$

$$\alpha = \alpha_0 + (1 - \alpha_0)m\bar{l} \text{ при } ml < 0,2,$$

где m - постоянная затухания звуковой энергии в воздухе, m^{-1} (см. табл. 16.4);

показатели звукопоглощения в помещении, рассчитываемые в октавных полосах частот по выражению

$$a = -\ln(1 - \alpha); \quad (16.22)$$

постоянная помещения B , m^2 , определяемая по формуле

$$B = \frac{\alpha S_{\text{орг}}}{(1 - \alpha)}. \quad (16.23)$$

*В. Формулы для акустического расчета в соразмерных и несо-
размерных помещениях*

Октавные уровни звукового давления L , дБ, в расчетных точках помещения от каждого источника шума следует определять по формулам:

в соразмерном помещении:

$$L = L_p + 10 \lg \left(\Pi + \frac{4}{B} \right), \quad (16.24)$$

где Π - вклад прямого звука: $\Pi = \frac{\Phi}{S}$ при $r \leq 2l_{\text{макс}}$ и $\Pi = \frac{\Phi}{\Omega r^2}$
при $r > 2l_{\text{макс}}$ в несо-размерном помещении:

$$L = L_p + 10 \lg \left[\Pi + \frac{(1 - \alpha)}{HG} \frac{(r + G)}{(r + H)} J(\alpha, \rho) \right], \quad (16.25)$$

где $J(\alpha, \rho)$ - функция, описывающая вклад отраженного звука и определяемая по формуле [17]

$$J(\alpha, \rho) = \frac{0.1}{\alpha + \rho^2 e^{0,68\rho}}, \quad (16.26)$$

где

$$\rho = \frac{ar}{l}. \quad (16.27)$$

Акустические расчеты для помещений с несколькими источниками шума целесообразно производить на компьютере.

В помещениях с несколькими источниками шума расчеты для каждого источника и суммирование уровней следует начинать с наиболее мощных источников. Расчеты и суммирование можно прекращать, когда уровни в расчетной точке практически перестают возрастать. В помещении с несколькими источниками шума, октавные уровни звуковой мощности L_p которых различаются не более чем на 6 дБ в каждой октавной полосе (такие источники далее именуются однотипными), при расчете шума на рабочем месте источника достаточно ограничиться учетом источников только 1-го и 2-го рядов, окружающих расчетную точку.

Усредненные октавные уровни звуковой мощности однотипных источников следует определять как среднее арифметическое четырех-восьми источников, выбранных для усреднения.

В помещении с несколькими группами различающегося по шумности оборудования октавные уровни звукового давления L определяют следующим образом: для расчетной точки в центре группы наиболее шумного однотипного оборудования можно ограничиться учетом источников 1-го и 2-го рядов, окружающих расчетную точку; для расчетной точки в центре более тихой группы следует учесть источники 1-го и 2-го рядов, окружающих расчетную точку, и источники более шумной группы, принимая каждую из таких групп за один большой источник с акустическим центром в средней точке и с суммарной [по формуле (16.2)] шумовой характеристикой.

Г. Расчет шума, проникающего через преграду

Октавные уровни звукового давления L в расчетных точках помещения, в которое шум проникает сквозь ограждающую конструкцию (проем), определяются следующим образом:

для соразмерных помещений - по формуле (16.24);

для несоразмерных помещений, если источником шума является короткая стена или ограждающая конструкция, составляющая небольшой участок длинной стены или перекрытия, - по формуле (16.25);

для несоразмерных помещений, если источником шума является перекрытие или длинная стена - ориентировочно по формуле (16.24) или, разбивая перекрытие и стену на участки, по формуле (16.25) для каждого участка.

При таких расчетах в качестве L_p берется октавный уровень звуковой мощности проникающего шума L_{pnp} , а вклад прямого звука Π заменяется на $1/S$. Если шум проникает в помещение из соседнего помещения или с прилегающей территории через ограждающую конструкцию (стена, перекрытие, окно) или через открытый проем, то октавные уровни звуковой мощности проникающего шума, дБ, следует определять по формуле

$$L_{pnp} = L + 10 \lg S_k - R - \delta_d, \quad (16.28)$$

где L - октавный уровень звукового давления, дБ, на расстоянии 2 м от центра ограждающей конструкции с той ее стороны, откуда проникает шум; S_k - площадь ограждающей конструкции, м²; R - изоляция воздушного шума ограждающей конструкцией, дБ; δ_d - поправка, дБ, принимаемая: δ_d равной 6 дБ при падении шума на ограждающую конструкцию из помещения; δ_d равной 5 дБ при падении шума на ограждающую конструкцию с прилегающей территории, δ_d равной 0 при падении шума с прилегающей территории на открытый проем (окно).

Д Вспомогательные расчеты

В тех случаях, когда шум излучается источниками непостоянного шума, для которых известны только шумовые характеристики в дБА, возможен акустический расчет в помещениях в дБА точно так же, как и на территории. Шумовые характеристики, выраженные в дБА, пересчитываются в дБ по формуле (16.13), далее выполняется акустический расчет в октавных уровнях, а результат снова пересчитывается в эквивалентные уровни звука в дБА по формуле (16.14).

Если шумовые характеристики источника шума в помещении неизвестны, то их можно ориентировочно определить по результатам измерений шума в точке на рабочем месте оператора, обслуживающего данную машину, или в других точках вблизи источника. Октавные уровни звуковой мощности L_p , дБ, источника шума в помещении, для

которого известны уровни звукового давления L , дБ, на рабочем месте оператора, могут быть ориентировочно определены по формуле

$$L_P = L + 10 \lg S - K_{\text{отр}}, \quad (16.29)$$

где $K_{\text{отр}}$ - поправка на влияние отраженного звука, определяемая по формуле

$$K_{\text{отр}} = 10 \lg \left(1 + 4 \frac{1 - \alpha}{\alpha} \frac{S}{S_0} \right), \quad (16.30)$$

здесь S_0 - площадь, принимаемая равной, в соразмерном помещении $S_0 = S_{\text{отр}}$ [см. формулу (16.19)]; в несоразмерном помещении $S_0 = 40H^2$.

По формулам (16.29) и (16.30) также пересчитываются уровни L_A , дБА, или $L_{\text{лин}}$, дБ, измеренные около источника, в уровни звуковой мощности L_{PA} , дБА, или $L_{P \text{ лин}}$, дБ.

Для технологического оборудования, работающего в прерывистом режиме, эквивалентные (октавные, дБ, или скорректированные, дБА) уровни звуковой мощности следует вычислять по зависимости:

$$L_{P_{\text{экв}}} = 10 \lg \frac{1}{T} (\tau_P 10^{0.1 L_P} + \tau_X 10^{0.1 L_{PX}}),$$

где T - продолжительность рабочей смены, мин; L_P и L_{PX} - уровни звуковой мощности машины в рабочем режиме и на холостом ходу; τ_P и τ_X - продолжительность рабочего режима и холостого хода, мин, определяемая по хронометражу технологических операций, причем $T = \tau_P + \tau_X + \tau_{\text{п}}$ (здесь $\tau_{\text{п}}$ - продолжительность вспомогательного режима, мин, когда машина выключена для переналадки, заправки и т.п.).

16.5. Требуемое снижение шума

Определять требуемое снижение шума $\Delta L_{\text{тр}}$ в октавных полосах частот, дБ, или в уровнях звука, дБА, следует для каждой расчетной точки.

При расчетах шума на стадии ТЭО в помещениях зданий и на площадках промышленных предприятий требуемое снижение шума можно определять в уровнях звука, дБА. Требуемое снижение шума в расчетных точках на стадии рабочего проекта или проекта предприятия, объектов жилищного и гражданского строительства определяют в дБ в октавных полосах нормируемого диапазона частот.

Требуемое снижение октавных уровней звукового давления или уровней звука следует вычислять по формуле

$$\Delta L_{\text{тр}} = L - L_{\text{доп}}, \quad (16.31)$$

при нескольких одновременно работающих источниках шума - по формуле

$$\Delta L_{\text{тр сум}} = L_{\text{сум}} - L_{\text{доп}}, \quad (16.32)$$

при нескольких одновременно работающих источниках шума, отличающихся по октавным уровням звуковой мощности не более чем на 10 дБ, - по формуле

$$\Delta L_{\text{три}} = L_i - L_{\text{доп}} + 10 \lg n,$$

где $\Delta L_{\text{три}}$ - требуемое снижение октавных уровней звукового давления или уровня звука i -го источника; L_i - октавные уровни звукового давления или уровень звука в расчетной точке от i -го источника; n - число источников, для которых $L_i > L_{\text{доп}} - 3$.

В случае, когда октавные уровни звукового давления или уровни звука в расчетной точке L_i от различных работающих в помещении источников шума различаются более чем на 10 дБ (дБА), источники разделяют на классы, сравнивая L_i с максимальным уровнем в расчетной точке $L_{\text{макс}}$ из этих i -х уровней. К классу I относят источники шума, октавные уровни звукового давления или уровни звука от которых в расчетной точке удовлетворяют неравенству $L_i \geq L_{\text{макс}} - 10$. К классу II относят источники шума, октавные уровни звукового давления или уровни звука от которых в расчетной точке удовлетворяют неравенству $L_{\text{макс}} - 20 < L_i < L_{\text{макс}} - 10$. К классу III относят источники шума, октавные уровни звукового давления или уровни звука от которых в расчетной точке удовлетворяют неравенству $L_{\text{макс}} - 30 \leq L_i < L_{\text{макс}} - 20$.

В разных полосах частот один и тот же источник шума может относиться к разным классам.

Требуемое снижение октавных уровней звукового давления или уровней звука для каждого источника следует определять:

для источника шума класса I по формуле

$$\Delta L_{\text{три}} = L_i - L_{\text{доп}} + 10 \lg n_I,$$

для источника шума класса II по зависимости

$$\Delta L_{\text{три}} = L_i - L_{\text{доп}} + 10 \lg n_{II} + S,$$

для источника шума класса III по выражению

$$\Delta L_{\text{три}} = L_i - L_{\text{доп}} + 10 \lg n_{III} + 10.$$

Требуемое снижение октавных уровней звукового давления в расчетной точке от систем вентиляции, кондиционирования и отопления следует определять по формуле

$$\Delta L_{тр} = L_{сум} - (L_{доп} - S)$$

где $L_{сум}$ - суммарный уровень звукового давления или уровень звука в расчетной точке, создаваемый системой вентиляции, кондиционирования, отопления и т.п.

В случае, когда имеются исходные данные только в виде измеренных октавных уровней звукового давления в расчетных точках при работе всех учитываемых в расчете источников шума, требуемое снижение шума вычисляют по зависимости

$$\Delta L_{тр} = L_{изм} - L_{доп},$$

где $L_{изм}$ - измеренные октавные уровни звукового давления, дБ, или уровни звука, дБА, в расчетной точке при работе всех источников шума.

На территории, а также в помещениях, где установлены источники с сильно различающимися (на 10 дБ и более) уровнями звуковой мощности, мероприятия по снижению шума следует начинать с наиболее шумных источников.

17.1. Улучшение изоляции воздушного шума стенами и перегородками

Основными причинами недостаточной звукоизоляции ограждающими конструкциями в эксплуатируемых зданиях являются: меньшая, чем требуется по расчету, масса ограждений, косвенная передача звука, появление трещин, акустических мостиков, старение и износ звукоизоляционных и рулонных материалов. Устранение данных недостатков возможно в основном при капитальном ремонте и реконструкции зданий [22].

Междукомнатные перегородки

При ремонте междукомнатных перегородок встречаются различные конструктивные решения и материалы. В домах старой постройки часто применялись деревянные перегородки.

Дощатые однослойные междукомнатные перегородки из щита толщиной 50 мм и мокрой штукатуркой с двух сторон, а также дощатые двух- или трехслойные перегородки со штукатуркой с двух сторон и общей толщиной около 130 мм имеют достаточную изоляцию воздушного шума при хорошем качестве строительных работ. Однако доски часто крепятся с большим интервалом. В результате щели закрываются лишь слоем штукатурки и звукоизоляция значительно ухудшается. В местах соединения потолка с перегородкой часто остается зазор на осадку и прогиб перекрытия. Этот зазор должен заделываться конопаткой, а штукатурка соединять с потолком выкружкой или карнизом с утолщением штукатурки. Со временем появляются трещины, приводящие к ухудшению изоляции воздушного шума.

При ремонте деревянных перегородок необходимо прежде всего увеличить их воздухопроницаемость прокладкой войлока и строительного картона между рядами досок.

В каркасно-засыпных конструкциях помимо уплотнения деревянных стенок следует довести засыпку до потолка и тщательно заделывать места стыкования перегородки с ограждающими конструкциями.

Таким образом, деревянные перегородки требуют хорошего качества строительных работ и имеют серьезные эксплуатационные недостатки. Поэтому при возможности их следует заменять на перегородки из крупноразмерных элементов, уменьшающих число мест сопряжения, а также использовать другие материалы, например, плиты

из гипса или гипсокартонных листов. Устраивая перегородки из гипсовых плит, следует, иметь ввиду, что низкая водостойкость обычного гипса может вызвать значительные деформации плит при повышении влажности воздуха и в швах могут образовываться волосяные трещины. При усадке перегородки из гипсовых плит у потолка появляются сквозные трещины. В табл.17.1 приведены конструкции перегородок с использованием деревянного каркаса и плит из различных материалов.

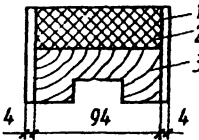
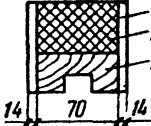
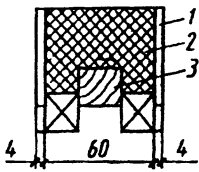
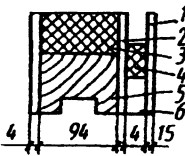
При выполнении перегородок из крупноразмерных элементов, например, из гипсобетонных панелей, места сопряжения перегородок друг с другом, со стенами и перекрытиями должны плотно заделываться. Если возможно, перегородки следует заводить в толщу стен, к которым они примыкают, с устройством в стенах борозд или штраб. Места примыкания проконопачиваются паклей, герметиком, или минеральным войлоком, смоченным гипсовым раствором, и заделываются раствором.

Если перегородки примыкают к стенам впритык, между торцом перегородки и стеной надо оставлять вертикальный зазор толщиной не менее 15 мм по всей высоте перегородки. Зазор затем проконопачивается паклей или минеральным войлоком, смоченным гипсовым раствором. Конопатка делается толщиной меньшей толщины перегородки с таким расчетом, чтобы с каждой стороны оставался зазор, незаполненный конопаткой на глубину 25 – 30 мм, снаружи он заделывается раствором.

Перегородки должны устанавливаться на несущие части перекрытия на слое раствора для того, чтобы звук не проникал в щели у основания перегородок. На рис. 17.1 показана схема установки панельной перегородки на ребристое перекрытие. При расположении перегородок поперек лаг или по ребрам перекрытия, когда в конструкции образуется подпольное пространство, для устранения передачи воздушного шума из одного помещения в другое необходимо устраивать под перегородкой по всей ее длине вертикальные диафрагмы из кирпича или бетона толщиной не менее толщины перегородки, тщательно заделанные раствором.

Повышение звукоизоляции междукомнатными перегородками с дверьми может быть достигнуто только в том случае, если будут приняты меры по уплотнению щелей в притворах и под дверью. Уплотняющие прокладки в притворах двери при одновременном устройстве порога с уплотняющей прокладкой увеличивают изоляцию воздушного шума на 5 – 7 дБ, а при устройстве фартука-волокуши до 5 дБ.

Таблица 17.1. Изоляция воздушного шума каркасными конструкциями перегородок

Конструкция	Материалы слоев	Поверхностная плотность, кг/м ²	Индекс изоляции воздушного шума, дБ
	1—твердые древесноволокнистые плиты 2 х 4 мм, 2 -минераловатные плиты, $\gamma=150 \text{ кг/м}^3$; 3—деревянный каркас	30	45
	1 — гипсокартонные листы, 2 — минеральная вата, $\gamma=150 \text{ кг/м}^3$, 3—деревянный каркас	33,7	49
	1 — асбестоцементные листы, 2 — минераловатные плиты, $\gamma=150 \text{ кг/м}^3$, 3 — деревянный каркас	42,5	49
	1 — гипсокартонные листы, 2 — твердые древесноволокнистые плиты 2 х 4 мм, 3—Минераловатные плиты, $\gamma=100 \text{ кг/м}^3$. 4—полосы упругого материала, 5—деревянный каркас, 6 — воздушный промежуток	43	49

Продолжение таблицы 17.1.

	<p>1 — гипсокартонные листы, 2 — минераловатные плиты, $\gamma=100$ кг/м³, $h_1=50$ мм, $h=130$ мм, 3 — воздушный промежуток 60 мм</p>	<p>52</p>	<p>58</p>
	<p>1— гипсокартонные листы 10 мм, 2—минераловатные плиты, $\gamma=150$ кг/м³, 3-деревянный каркас раздельный</p>	<p>45</p>	<p>54</p>
	<p>1— гипсокартонные листы 10 мм, 2—шлаковата, $\gamma=80$ кг/м³, 3 - воздушный промежуток, $h=40$ мм</p>	<p>49</p>	<p>54</p>

Междуквартирные стены

Основной конструкцией междуквартирных стен ранее являлась конструкция в 1/2 кирпича с мокрой штукатуркой с двух сторон. Даже при очень хорошем качестве строительных работ такая конструкция стены не отвечает современным требованиям изоляции воздушного шума. Повысить звукоизоляцию возможно или за счет увеличения поверхностной плотности стены до 400 кг/м^2 , или устройством дополнительной стенки на отnose (рис. 17.1).

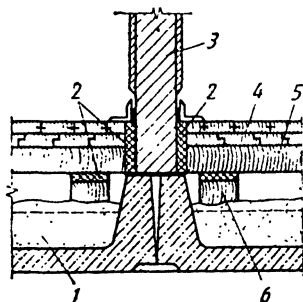


Рис. 17.1. Схема установки перегородок на ребристое перекрытие.

1 - засыпка; 2 - упругие прокладки; 3 - перегородка; 4 - паркет;
5 - лага; 6 - деревянный брусок

При капитальном ремонте или реконструкции кирпичных зданий в стенах иногда устраивают временный проём (для связи между секциями в многоэтажном доме). Заделывать проем необходимо с полным заполнением швов раствором. Только в этом случае изоляция воздушного шума стеной не ухудшится. Небольшие проемы неправильной формы заделывать кирпичом нецелесообразно, так как возможны неплотности в кладке. Лучше по обе стороны проема устроить временную опалубку и заполнить проем бетоном или раствором. В табл. 17.2 приведены значения изоляции воздушного шума междуквартирными однослойными стенами, выполненными из мелкогазобетонных элементов.

При наличии воздушного промежутка изоляция воздушного шума выше даже при меньшей поверхностной плотности (табл. 17.3). Как видно из табл. 17.2, 17.3, все ранее применяемые конструкции стен имеют изоляцию воздушного шума ниже, чем требуется по действующим нормам ($R_w=50 \text{ дБ}$). Увеличение изоляции достигается доведением поверхностной плотности до 400 кг/м^2 в однослойных конструкциях или устройством дополнительной стенки на отnose (рис. 17.2.). Последняя рекомендация может быть как для однослойных, так и для раздельных конструкций стен.

Для междуквартирных стен еще большее значение приобретает качество строительных работ. На рис. 17.3 показана установка однослойных и раздельных стен при различной конструкции несущих плит междуэтажных перекрытий.

Таблица 17.2. Изоляция воздушного шума междуквартирными однослойными стенами

Наименование	Поверхностная плотность, кг/м^2	Индекс изоляции воздушного шума, дБ
Шлакобетонные пустотелые камни толщиной 180 мм с гипсокартонными листами по 20 мм	290	49
Керамические камни толщиной 190 мм с гипсокартонными листами по 20 мм	302	50
Крупные шлакобетонные блоки толщиной 200 мм с гипсокартонными листами по 20 мм	315	50
Керамические камни толщиной 250 мм с гипсокартонными листами по 20 мм	380	51
Обыкновенный или силикатный кирпич толщиной 250 мм с гипсокартонными листами по 20 мм	505	55

Таблица 17.3. Изоляция воздушного шума раздельными конструкциями стен

Наименование	Толщина одной стенки, мм	Толщина воздушного промежутка, мм	Поверхностная плотность, м^2	Индекс изоляции воздушного шума, дБ
Керамические камни ($\gamma=700 \text{ кг/м}^3$) с гипсокартонными листами	90	60	151	50
Гипсошлакобетонные плиты ($\gamma=1200 \text{ кг/м}^3$) затиркой	80	60	202	50
Гипсошлакобетонная панель ($\gamma=1300 \text{ кг/м}^3$)	80	50	208	50
Пустотелые гипсовые плиты ($\gamma=1000 \text{ кг/м}^3$) с беспесчаной накрывкой	100	60	210	50
Шлакобетонные щелевые камни ($\gamma=1300 \text{ кг/м}^3$) с беспесчаной накрывкой	90	60	244	52

Для плотного заполнения бетоном или раствором полости стыка в вертикальных торцах сборных элементов внутренних несущих стен рекомендуется предусматривать пазы, образующие после монтажа колодец. Размеры поперечного сечения вертикального колодца должны обеспечивать плотное заполнение его бетоном или раствором сверху на всю высоту этажа. Конфигурацию торцов элементов, прочность бетона или раствора необходимо принимать такими, чтобы в случае возникновения трещина в стыке имела ломаное очертание. При другой конфигурации монтажные колодцы рекомендуется заполнять безусадочным бетоном или раствором.

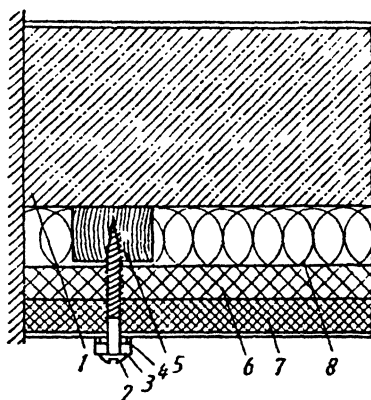


Рис. 17.2. Повышение изоляции воздушного шума при устройстве дополнительной стенки на относе: 1 - стена или перекрытие; 2 - шуруп; 3 - накладка; 4 - прокладка; 5 - каркас из деревянных брусков 40x40 мм с шагом 500...600 мм; 6 - древесноволокнистые плиты; 7 - древесностружечные плиты или гипсокартонные листы; 8 - звукопоглощающий материал

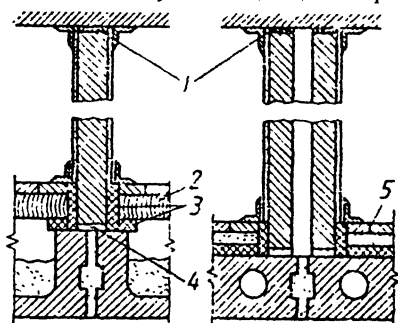


Рис. 17.3. Схемы установки однослойных и раздельных конструкций стен: 1 - конопатка; 2 - лага; 3 - упругие прокладки; 4 - раствор, 5 - стяжка

Окна

Для повышения звукоизоляции окна возможно: увеличение толщины стекол, воздушного промежутка между стеклами (рис.17.4а), применение тройного остекления со смещением третьего стекла к одному из стекол (рис 17.4б); укладка в притворах окон уплотнительных прокладок из пористой резины или поролона (рис.17.4 а). Детальное рассмотрение улучшения звукоизоляции конструкции окон рассмотрено в главе 23.

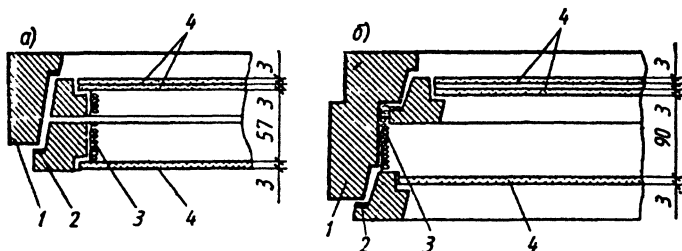


Рис. 17.4. Повышение звукоизоляции окнами: а - увеличение толщины стекол и использование звукопоглотителя; б - применение тройного остекления; 1 – деревянная коробка; 2 - упругие прокладки из поролона или губчатой резины; 3 - звукопоглощающий слой; 4 – стекла

17.2. Улучшение звукоизоляции междуэтажными перекрытиями

Устройство полов является одним из важнейших вопросов при решении междуэтажных перекрытий не только с точки зрения обеспечения необходимой звукоизоляции, гигиенических требований (теплоусвоение, выделение вредных веществ, удобство содержания и пр.), но и с экономической. Стоимость полов близка к стоимости несущих конструкций перекрытий, а затраты труда на устройство полов могут превысить в 2 – 4 раза затраты на устройство несущей конструкции перекрытия. Рассмотрим некоторые характерные конструкции междуэтажных перекрытий, встречавшиеся в практике строительства примерно 30 – 50 лет назад, капитальный ремонт которых должен осуществляться в современных условиях (рис. 17.5).

Междуэтажные перекрытия по железобетонным лотковым плитам (рис 17.5а) не отвечают современным требованиям изоляции как воздушного, так и ударного шумов. Индексы R_w и L_{nw} , ниже нормативных примерно на 8 дБ. Низкая изоляция воздушного шума объясняется недостаточной массой конструкции, а также жестким креплением подвесного потолка. Причиной недостаточной изоляции ударного шума являются отсутствие упругого слоя между полом и несущей конструкцией перекрытия и жесткие крепления подвесного потолка.

Улучшение звукоизоляции возможно при выполнении следующих мероприятий:

- устройство под лагами упругих прокладок,
- засыпка песком пространства между лагами для увеличения поверхностной плотности (толщина слоя песка должна быть меньше толщины воздушного промежутка),
- устройство подвесного потолка в соответствии с рис. 17.2 (сам потолок может быть выполнен, например, из плит сухой гипсовой штукатурки).

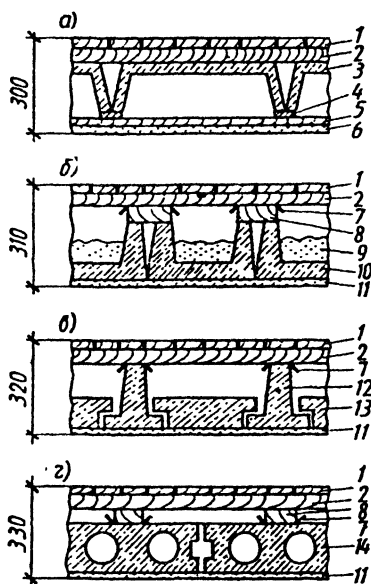


Рис. 17.5. Конструкции междуэтажных перекрытий: а - по железобетонным лотковым плитам; б - по железобетонным ребристым плитам; в - по железобетонным балкам с накатом; г - по железобетонному пустотному настилу, 1 - дощатый пол 37 мм; 2 - лаги; 3 - лотковая плита; 4 - деревянная рейка 25 мм; 5 - деревянная рейка; 6 - гипсокартонные листы 10 мм; 7 - два слоя толя; 8 - деревянный брусок; 9 - засыпка шлаком 80 мм; 10 - ребристая плита; 11 - затирка раствором 10 мм; 12 - тавровые балки; 13 - накат; 14 - настил с круглыми пустотами

Несколько лучшую изоляцию воздушного шума имеет конструкция, приведенная на рис 17.5б. При поверхностной плотности междуэтажного перекрытия около 250 кг/м^2 индекс изоляции воздушного шума примерно на 3 – 4 дБ ниже нормативного. Индекс изоляции ударного шума примерно такой же, как и у предыдущей конструкции,

поскольку отсутствует разделение упругим слоем пола и несущей части перекрытия. Для улучшения изоляции воздушного шума необходимо увеличить поверхностную плотность до 300 кг/м^2 за счет засыпки песком пространства между ребрами. Повышение изоляции ударного шума достигается постановкой упругих прокладок вместо деревянных брусков.

Упругие прокладки следует приклеивать мастикой, а не прибивать, так как гвозди, создавая жесткие мостики, могут ухудшить звукоизоляцию. Большое значение имеет и качество строительных работ. Так, например, применение расширяющегося цемента, увеличивающего воздухопроницаемость, значительно ухудшает звукоизоляцию.

Перекрытия по железобетонным тавровым балкам со шлакобетонным накатом (рис. 17.5, в) имеют несколько худшую изоляцию воздушного шума из-за меньшей массы и большей воздухопроницаемости (увеличение числа стыков, трещин). Повышение изоляции воздушного и ударного шумов достигается повышением поверхностной плотности до 300 кг/м^2 (засыпка шлаком по накату) и устройством упругих прокладок под лагами.

Аналогичное конструктивное решение имеют и различные междуэтажные перекрытия по деревянным балкам. Перекрытия, состоящие из деревянных балок высотой около 200 мм, щитового наката или наката из горбылей по черепным брускам, засыпки из песка толщиной 50 мм по глиняной смазке, толю или картону, лежащему на накате, и пола по лагам при поверхностной плотности около 300 кг/м^2 , имеют индекс изоляции воздушного шума, приближающийся к нормативному: $R_w = 50 \text{ дБ}$.

Нормативная изоляция ударного шума обеспечивается постановкой под лагами упругих прокладок. Перекрытия по железобетонному пустотному настилу позволяют применять различные конструкции пола (по лагам, сплошному упругому основанию или засыпке).

Если выполнен пол по лагам и отсутствуют упругие прокладки (рис. 17.5, г), то нормативная изоляция ударного шума не обеспечивается. Улучшение изоляции воздушного шума достигается засыпкой песка в пространство между лагами или в пустоты железобетонного настила. Такое перекрытие ответит современным нормативным требованиям звукоизоляции.

Пол может быть выполнен по сплошному упругому основанию. По настилу укладывают звукоизоляционные материалы или делают засыпку из песка или шлака, затем по гидроизоляционному слою из толя или рубероида выполняют цементную стяжку толщиной 40 мм и паркетный пол. Если необходимо устройство рулонного пола, то поверх стяжки возможно уложить два слоя оргалита, а затем уже рулон-

ный пол. Аналогично устраивают полы при использовании в качестве несущего элемента сплошных железобетонных панелей толщиной 140 мм и более, а также керамзито-бетонных панелей. При использовании более жестких звукоизоляционных материалов полы на стяжке можно укладывать по лентам или отдельным прокладкам. Ширина лент обычно 100 – 200 мм, расстояние между ними 400 – 600 мм. Конструктивные решения узлов сопряжения пола со стенами приведены на рис. 17.6. В местах примыкания полов к стенам и перегородкам необходимо оставлять зазор 10 – 15 мм, заполняемый затем специальными прокладками.

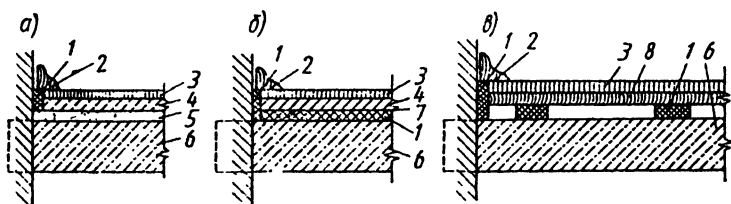


Рис. 17.6. Схемы примыкания полов к стенам и перегородкам: *а* - пол по засыпке; *б* - пол по сплошному упругому основанию; *в* - пол по лагам; 1 - упругая прокладка; 2 - плинтус; 3 - пол; 4 - стяжка; 5 - засыпка; 6 - несущая часть перекрытия; 7 - строительный картон; 8 - лага

Плинтусы следует крепить только к чистому полу или только к стенам, чтобы звуковая энергия не передавалась в соседние помещения косвенными путями.

При устройстве пола по сплошному упругому основанию необходимо упругий материал довести только до края стяжки, а не до стены, иначе упругий материал может быть разрушен за счет больших напряжений под гранью стяжки.

При производстве строительных работ, связанных с междуэтажными перекрытиями, необходимо соблюдать ряд технических условий. Так, при изготовлении несущей части перекрытия из сборных элементов необходимо тщательно заделывать швы в местах сопряжении сборных элементов с ограждающими конструкциями зданий. При укладке наката, например, из шлакоблоков, поверхности наката, примыкающие к балкам, и верхние поверхности необходимо тщательно заделывать раствором, не оставляя щелей и пустот. Перед заделкой все швы предварительно очищают от строительного мусора. Настил перекрытий следует, как правило, заводить в толщу стен и заделывать раствором. Грани плит при примыкании впритык должны

иметь профильное очертание. Зазор проконопачивают паклей (или минеральным войлоком), смоченной в гипсовом растворе. Толщина конопатки делается на 20-25 мм меньше толщины плиты, чтобы этот зазор можно было заделать раствором. Если плиты опираются на ригели, то между плитами оставляют зазор не менее 20 мм, заполняемый затем на всю толщину плит раствором или бетоном.

Пропуск инженерных сетей через междуэтажные перекрытия необходимо осуществлять через гильзу, в которой все зазоры заполнены упругим, материалом (рис 17.7)

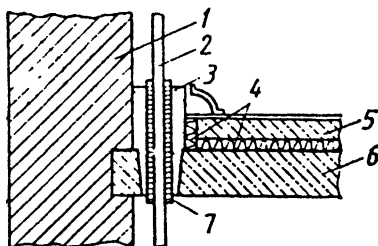


Рис.17.7. Схема пропуска стояка отопления через междуэтажное перекрытие:
1 - стена; 2 - стояк отопления; 3 – безусадочный раствор; 4 - упругий материал;
5 -стяжка; 6 – несущая часть перекрытия; 7 – патрубок

Глава 18. Конструктивные решения звукопоглощающих облицовок

18.1. Область применения

Звукопоглощающие конструкции применяются для устройства акустической облицовки поверхностей ограждающих конструкций. Отражение звуковых волн от поверхностей помещения, а также и от находящихся в нем предметов обычно увеличивает интенсивность звука на 5 – 15 дБ по сравнению с уровнями, создаваемыми тем же источником, излучающим звук в свободное пространство, и часто изменяет тембр и качество звучания. Обычные строительные материалы, такие как стекло, бетон, штукатурка и т.п., в общем случае имеют ничтожно малые коэффициенты звукопоглощения (чаще всего 0,01 – 0,05), т.е. практически полностью отражают падающие звуковые волны. Поэтому для снижения энергии отраженной части звукового поля требуются специальные материалы или конструкции, обладающие значительно более высокими коэффициентами звукопоглощения и получившие название звукопоглощающих (см. раздел II).

Наиболее распространенным способом использования средств звукопоглощения для снижения шума в помещении следует назвать облицовку части внутренних поверхностей ограждающих конструкций помещения звукопоглощающим материалом или специальной звукопоглощающей конструкцией. Звукопоглощающие облицовки, как правило, размещают на потолке и верхних частях стен помещения, поскольку другие поверхности помещения (и, в частности, пол) выполняют прямые технологические функции. В современном промышленном и гражданском строительстве начиная с 50-х годов стали применять новый вид ограждающих конструкций – подвесные потолки, необходимость в которых возникла в связи с внедрением в промышленность технологических процессов, требующих кондиционирования и обеспыливания воздуха. Подвесные потолки выполняют множество различных функций, в том числе и функцию звукопоглощения, т.е. предназначены и для размещения средств звукопоглощения.

До последнего времени функции звукопоглощения достаточно хорошо выполнялись традиционными звукопоглощающими конструкциями, выполненными в виде плоских слоев общей толщиной не более 100 мм. Однако возросшие требования к уровню освещенности рабочих мест и насыщенность в связи с этим подвесного потолка светильниками и коммуникациями вентиляции и воздухооборудования привели к заметному сокращению площади звукопоглощающей облицовки, размещаемой в пределах подвесного потолка, и, следовательно, к столь же заметному снижению эффекта воздействия этой облицовки на уровень отраженного звука. В этих условиях повышение суммарного зву-

копоглощения могло быть решено только за счет повышения эффективности самой облицовки и отдельных ее элементов. Так появились новые виды облицовки – объемные звукопоглощающие элементы и системы звукопоглощающих элементов кулисного типа.

Разнообразие средств звукопоглощения и способов их применения для снижения шума часто затрудняет обоснованный выбор необходимых материалов и изделий для конкретного помещения, что в итоге сказывается на величине достигаемого эффекта. Акустический эффект снижения шума в помещении зависит от многих факторов, главными из которых являются акустические характеристики звукопоглощающих конструкций и акустические характеристики самого помещения. Взаимное влияние и взаимодействие этих параметров столь велики, что даже их незначительное расхождение и несоответствие друг другу приводят к резкому снижению эффекта.

Акустические характеристики звукопоглощающих конструкций являются наиболее подвижными и гибкими и могут изменяться с помощью ряда приемов в нужном направлении для достижения полного соответствия параметрам помещения. Область изменения акустических параметров звукопоглощающих конструкций, т.е. по существу пределы изменения звукопоглощающих свойств конструкции, задаются в свою очередь параметрами помещения.

Звукопоглощающие конструкции (акустическая облицовка поверхностей ограждающих конструкций) следует применять для снижения уровня звукового давления на рабочих местах и местах постоянного пребывания людей в производственных и общественных зданиях.

Наибольшего эффекта снижения уровней звукового давления следует ожидать в точках, где звуковое поле полностью определяется плотностью энергии отраженных звуковых волн (отраженное поле). В зданиях, где преобладает прямой звук, т. е., вблизи источников шума (на рабочих местах), эффект снижения уровней звукового давления определяют расчетом.

Как обязательное мероприятие по снижению шума в помещении акустическая облицовка поверхностей ограждающих конструкций должна применяться:

- в цехах текстильной и трикотажной промышленности;
- в цехах искусственного волокна;
- в кузнечно–прессовых, проволочно–волочильных, железобетонных и других шумных цехах;
- в помещениях общественных зданий (кабинеты, офисы);
- в помещениях вычислительных центров;

- в коридорах и холлах школ, больниц, гостиниц пансионатов и т.п.;
- в помещениях и залах аэровокзалов и железнодорожных вокзалов;
- в спортивных и плавательных бассейнах;
- в звукоизолирующих кабинах и боксах.

Звукопоглощающие конструкции применяют во всех случаях, когда требуемое снижение уровня звукового давления ΔL_{mp} в расчетных точках превышает 1 дБ не менее чем в трех октавных полосах или превышает 5 дБ хотя бы в одной из октавных полос.

18.2. Акустические характеристики помещения

Воздушный объем помещения представляет собой колебательную систему с распределенными параметрами, обладающую спектром собственных частот. После прекращения деятельности источника звука система совершает только собственные затухающие колебания, ослабление которых зависит от скорости рассеяния энергии. Классические формулы связывали скорость затухания собственных частот только с поглощающими свойствами поверхностей помещения и не учитывали влияния формы помещения (степени соразмерности), характеризующей соотношением его линейных размеров. Скорость спада энергии после выключения источника определяет время реверберации помещения - при однородном и изотропном (диффузном) поле энергия спадает по экспоненциальному закону.

Однако на практике в больших помещениях нередко наблюдается отклонение от этих закономерностей, заключающееся в неэкспоненциальности затухания, неоднородности поля (зависимости плотности энергии от выбора точки ее измерения в помещении), что уже не может быть описано классическими формулами.

В соответствии с современными представлениями в зависимости от формы и соотношения размеров (высоты H , ширины G , длины D) помещения могут быть разбиты на две группы. Все акустические характеристики помещения рассчитываются по формулам гл.17. В случае применения для акустической облицовки звукопоглощающих конструкций средний коэффициент звукопоглощения $\bar{\alpha}_i$ рассчитывается по формуле

$$\bar{\alpha}_i = \frac{[\alpha(S_{огр} - S_{обл}) + \Delta A]}{S_{огр}} \quad (18.1.)$$

где $S_{обл}$ – площадь, занятая звукопоглощающей облицовкой, ΔA – дополнительное звукопоглощение, внесенное устройством звукопоглощающей облицовки.

Постоянную площади помещения B_i в этом случае определяют формулой

$$B_i = \frac{[\alpha(S_{оzp} - S_{обл}) + \Delta A]}{1 - \bar{\alpha}_i} \quad (18.2.)$$

18.3. Акустические характеристики звукопоглощающих конструкций и влияние пыли на эффект звукопоглощения

Среди многочисленных акустических характеристик звукопоглощающих материалов и изделий одно из главных мест принадлежит коэффициенту звукопоглощения, характеризующему эффект взаимодействия всех внутренних факторов пористого материала и показывающему степень воздействия материала или конструкции на звуковое поле. Влияние, оказываемое звукопоглощающим материалом, зависит от частоты звука, и поэтому чаще всего определяют коэффициент звукопоглощения как функцию частоты, т.е. представляют его в виде частотной характеристики звукопоглощения.

Наиболее просто (и пожалуй, более точно и надежно) определяется нормальный коэффициент звукопоглощения, поддающийся непосредственному измерению с помощью современной аппаратуры. Требующиеся для его определения образцы материалов относительно невелики, что делает этот метод незаменимым для контроля качества изделий. Тем не менее, метод имеет ограничения, заключающиеся, прежде всего, в невозможности определения коэффициентов звукопоглощения объемных и кулисных звукопоглощающих элементов и в отсутствии однозначной связи с наиболее интересными для практики значениями диффузного коэффициента звукопоглощения.

В основу второго метода положено явление изменения общего поглощения в помещении при внесении в него любого материала или предмета и соответствующее ему изменение времени реверберации. К числу главных недостатков этого метода могут быть отнесены необходимость иметь специально оборудованное помещение для измерений (реверберационную камеру), большая площадь испытуемого образца и сравнительно большой разброс значений коэффициентов звукопоглощения при испытаниях одного и того же образца материала в различных камерах.

Величина, определяемая измерениями в реверберационной камере, представляет собой частотное распределение реверберационного коэффициента звукопоглощения $\alpha_{обл}(f)$ или такое же распределение

эквивалентной площади звукопоглощения ΔA_3 . Первая характеристика относится к наиболее распространенной группе звукопоглощающих конструкций - плоским облицовкам, состоящим из слоя жестких однородных пористых материалов конечной толщины либо из слоя волокнистых материалов в защитных оболочках из ткани или пленки и с перфорированным покрытием из жестких листов (см. гл. 11). Вторая - к группе конструкций, собираемых из объемных или кулисного типа элементов (см. гл. 13 и 14), причем ΔA_3 приходится на один элемент,

Суммарное внесенное поглощение, входящее в формулу (18.1), вычисляется по соотношению:

$$\Delta A = \alpha_{obl} S_{obl} + \Delta A_3 n_3 \quad (18.3)$$

где n_3 - количество объемных или кулисного типа элементов.

В условиях реальных производственных помещений эффективность звукопоглощающих облицовок зависит и от ряда некоторых, на первый взгляд, второстепенных, факторов, одним из которых является степень запыленности воздуха. Особенно сильному запылению подвержены глушители шума вентиляционных систем, установленные в цехах предприятий с технологическими процессами, сопровождающимися большим выделением пыли (металлообрабатывающие, деревообрабатывающие, мукомольные предприятия, шахты метрополитена и т.д.).

В зависимости от вида и фракционного состава пылевые покрытия приводят к снижению коэффициента звукопоглощения акустической конструкции в диапазоне средних и высоких частот.

Экспериментальное определение влияния степени запыленности на изменение показателей звукопоглощающих свойств конструкции часто бывает затруднено. Поэтому при возникновении необходимости приближенно оценить изменение коэффициентов звукопоглощения конструкции, эксплуатирующейся в условиях повышенной запыленности воздуха, можно воспользоваться расчетом.

По аналогии с защитными покрытиями, используемыми в конструкциях, акустические свойства слоя пыли толщиной l_n , см, при наклонном падении плоской звуковой волны под углом Θ могут быть описаны импедансом $Z_n = [R_n + jY_n] \cos \Theta$. Действительную R_n и мнимую Y_n составляющие импеданса, зависящие от физико-технических параметров пыли, к которым следует отнести поверхностную плотность m_n , г/см², действующий диаметр частиц пыли D_n , см, а также плотность ρ_n , г/см³, определяют согласно эмпирически полученным выражениям:

$$R_{\Pi} = \frac{200(1-n)^2 \mu l_{\Pi}}{n^2 D_{\Pi}^2 \rho_0 c_0} \quad (18.4)$$

$$Y_{\Pi} = \frac{k m_{\Pi}}{\rho_0} \frac{R_{\Pi} \sqrt{R_{\Pi}}}{1 + R_{\Pi}^2} - (k l_{\Pi})^2 10^4 \frac{R_{\Pi} \sqrt{R_{\Pi}}}{1 + R_{\Pi} \sqrt{R_{\Pi}}} \quad (18.5)$$

где $\mu = 1,81 \cdot 10^{-5}$ Па·с – динамическая вязкость воздуха; ρ_0 плотность воздуха, г/см³; c_0 – скорость звука в воздухе, см/с; $k = \frac{2\pi f}{c_0}$ – волновое число, см⁻¹; n – пористость пылевого слоя толщиной l_{Π} , см, определяемая по формуле $n = 1 - \frac{\rho_{\Pi}}{\rho_M}$ (здесь $\rho_{\Pi} = \frac{m_{\Pi}}{l_{\Pi}}$ – плотность пыли, г/см³).

Параметр n является безразмерным сопротивлением продуванию пылевого покрытия, выраженного в долях волнового сопротивления воздуха.

В табл. 18.1 приведены физико-технические параметры некоторых видов производственной пыли, а также удельное сопротивление продуванию R_{Π}/l_{Π} , численные значения которого рассчитаны в соответствии с равенством (18.4).

Таблица 18.1. Физико-технические параметры пылевых покрытий.

Пыль	$D_{\Pi} \cdot 10^{-4}$, см	ρ , г/см ³	ρ , г/см ³	R_{Π}/l_{Π} , см ⁻¹
Чугунная	40	2,7	7,8	15
Минеральная	25	0,65	2,6	16,5
Древесная	650	0,13	0,35	0,075

Из формул (18.4) и (18.5) следует, что импеданс пыли увеличивается с уменьшением диаметра частицы, а также пористости. Для чугунной пыли достаточно очень тонкого слоя толщиной 0,1 см, чтобы получить достаточно высокое значение $R_{\Pi} = 1,5$, а для слоя древесной пыли толщиной 2 см R_{Π} принимает весьма небольшое значение, равное 0,15.

Импеданс $Z_{n,cl}^{\Theta}$ слоя волокнистого или пористого материала с запыленной поверхностью вычисляется по формуле:

$$Z_{\Pi,cl}^{\Theta} = Z_{cl}^{\Theta} + Z_{\Pi}^{\Theta}$$

где Z_{cl}^{Θ} – импеданс слоя материала без запыления, рассчитанный согласно выражению (11.4).

Коэффициент звукопоглощения облицовки с пылевым покрытием рассчитывается по формуле (11.2).

Если звукопоглощающий материал используют в сочетании с тканью и перфорированным экраном, то импеданс $Z_{\Pi K}$ конструкции в условиях запыления может быть определен согласно выражению

$$Z_{\Pi K}^{\Theta} = Z_{cn}^{\Theta} + Z_{\Pi}^{\Theta} + \varepsilon_{\Pi K} \cos \Theta (k_1 R_{TK} + j Y_{TK} k_2) + j Y_s \cos \Theta \quad (18.6)$$

Коэффициенты k_1 и k_2 вычисляются по формулам:

$$k_1 = \sqrt[4]{Y_{\Pi} + 1} \sqrt{10 R_{\Pi} + 1} \text{ и } k_2 = \sqrt[4]{Y_{\Pi} + 1} \sqrt{14 R_{\Pi} + 1}$$

R_{TK} и Y_{TK} – по формулам (11.6) – (11.7); Y_s – согласно выражению (11.11); коэффициент $\varepsilon_{\Pi K}$ – по формуле (11.8).

Из формулы (18.6) следует, что запыление поверхности облицовки может привести к значительному увеличению импеданса ткани и к снижению коэффициента звукопоглощения. Влиянием пыли можно пренебречь только в том случае, если толщина пылевого покрытия удовлетворяет требованию

$$l_{\Pi} \leq \frac{225 D_{\Pi}^2 n^2}{(1-n)^2 \cos \theta}$$

18.4. Расчет снижения шума звукопоглощающими конструкциями

Принято считать, что звукопоглощающие конструкции, применяемые для облицовки потолков и стен шумных помещений, способны обеспечить снижение уровней звукового давления от 3 до 8 дБ. Причем достигаемое снижение уровня зависит от многих факторов, главными из которых являются уже рассмотренные акустические характеристики самого помещения и применяемых звукопоглощающих конструкций. Кроме того, определенная зависимость снижения уровня отмечается при размещении облицовки в помещениях, принадлежащих по классификации к разным группам.

Оценку возможностей снижения шума в помещении с помощью звукопоглощающих конструкций целесообразно начать с расчета максимально возможного снижения в расчетных точках. Такой расчет сразу показывает, можно ли снизить шум на величину ΔL_{Tp} на защищаемом от шума рабочем месте только за счет средств звукопоглощения, и избавляет проектировщика от попыток, перебирая все звукопоглощающие конструкции, достичь невозможного снижения.

Максимально возможное снижение уровней звукового давления в октавных полосах частот в данной расчетной точке помещения при применении звукопоглощающих конструкций определяется формулой

$$\Delta L_{\text{макс}} = L_{\alpha} - \bar{L}_{\bar{\alpha}_1=1} \quad (18.7)$$

где L_{α} и $\bar{L}_{\bar{\alpha}_1=1}$ – уровни звукового давления в расчетной точке в помещении до и после применения звукопоглощающих конструкций.

Индекс $\bar{\alpha}_1 = 1$ означает, что звукопоглощающие конструкции выбраны настолько идеально и в таком количестве, что все октавные коэффициенты звукопоглощения в помещении равны единице. В этом случае, по определению, весь звук, падающий на ограждающие конструкции, поглощается, и поле отраженного звука в помещении отсутствует. Таким образом, при расчете уровней звукового давления $\bar{L}_{\bar{\alpha}_1=1}$ по формулам, (17.24) и (17.25) в последних двух формулах следует оставить только вклады прямого звука. В результате в зоне отраженного звука $\Delta L_{\text{макс}}$ может достигать очень больших значений, в то время как на рабочих местах обычно $\Delta L_{\text{макс}}$ составляет 1 – 8 дБ.

Численное значение акустического отношения определяется в значительной мере изначальным средним коэффициентом звукопоглощения помещения и конечным, получаемым после размещения в помещении звукопоглощающих конструкций. Чем сильнее различаются эти значения, тем сильнее выражен эффект снижения.

Реально достигаемое с помощью звукопоглощающих конструкций снижение уровня звукового давления в расчетной точке помещения в октавных полосах частот определяется по формуле

$$\Delta L = L_{\alpha} - \bar{L}_{\bar{\alpha}_1} \quad (18.8)$$

где уровни L_{α} и $\bar{L}_{\bar{\alpha}_1}$ имеют тот же смысл, что в формуле (18.7), но $\bar{\alpha}_1$ принимает конкретные значения, рассчитанные по формуле (18.1) для данного варианта применения звукопоглощающих конструкций.

Для достижения максимального экономически оправданного снижения уровня звукового давления звукопоглощающими конструкциями средний коэффициент звукопоглощения акустически облицованного помещения должен быть не выше 0,8. Требуемую площадь акустической облицовки помещения при этом определяют по формуле

$$S_{\text{обл}} = \frac{(0,8 - \alpha) S_{\text{опр}}}{(\alpha_{\text{обл}} - \alpha)} \quad (18.9)$$

Если в результате расчета площадь акустической облицовки $S_{\text{обл}}$, из плоских элементов окажется больше площади, на которой их

можно разместить в данном помещении, то облицовку следует выполнять с применением более эффективных объемных элементов либо в сочетании с элементами кулисного типа. Число объемных элементов следует определять для каждой октавной полосы частот по формуле

$$n_3 = \frac{(0,8 - \alpha)S_{\text{опр}}}{\Delta A_3} \quad (18.10)$$

18.5. Размещение звукопоглощающих конструкций

Звукопоглощающая облицовка помещений может быть выполнена из плоских, объемных и кулисных звукопоглощающих элементов независимо от типа помещения.

В соразмерных помещениях звукопоглощающие конструкции размещают на потолке и верхних частях стен.

В несоразмерных помещениях (плоских и длинных) размещение звукопоглощающих конструкций проводится на основании предварительных расчетов в зависимости от степени несоразмерности, определяемой граничной частотой.

$$f_{\text{гр}} = 8 \cdot 10^2 \frac{DG}{H^2(D+G)}$$

Если $f \leq f_{\text{гр}}$ звукопоглощающие конструкции следует размещать только на потолке помещения; если $f > f_{\text{гр}}$ - на потолке и на двух или трех смежных стенах (или на значительной части стен).

При акустической облицовке стен рекомендуется размещать звукопоглощающие конструкции отдельными участками (полосами). Ширина участков (полос) с облицовкой и без нее должна быть одинаковой.

В октавных полосах с частотами ниже 250 Гц эффективность акустической облицовки может быть существенно увеличена при размещении звукопоглощающих конструкций преимущественно в углах помещения.

Подробный анализ технических решений звукопоглощающих облицовок, отличающихся большим разнообразием конструктивных решений, используемых материалов, типоразмеров и др., показал перспективность их применения для снижения шума в цехах предприятий текстильной промышленности, машиностроительных точных и особо точных производств, в цехах предприятий химических волокон и во многих зданиях общественного назначения. Несмотря на большое разнообразие существующих и проектируемых подвесных потолков, к настоящему времени отчетливо сформировались три основные группы, отличаю-

щиеся специфическими признаками.

Подвесные потолки из плоских элементов являются пока самой распространенной конструкцией, что объясняется, в первую очередь, исторически сложившимися традициями и некоторой боязнью проектантов применять новые, еще не утвердившие себя полностью формы конструктивных решений. Однако современные тенденции многофункциональности подвесных потолков (особенно в текстильной и химической промышленности) существенно сократили площади цехов, пригодные для размещения средств звукопоглощения. Едва ли не 50% площади потолка современного цеха заняты вентиляционным и светотехническим оборудованием, так что оставшаяся "свободной" часть площади оказывается недостаточной для обеспечения требуемого эффекта звукопоглощения. Отсюда и необходимость всемерно развивать поверхности звукопоглощения либо за счет дополнительных средств, либо путем применения новых форм звукопоглощающей облицовки – звукопоглотителей из объемных элементов или элементов кулисного типа.

Во всех решениях подвесных потолков из плоских звукопоглотителей можно выделить три основных вида конструктивных элементов:

- несущие элементы, образующие каркас потолка;
- изделия, обеспечивающие заполнение каркаса и образующие плоскость потолка;
- подвесные элементы для крепления потолка к конструкциям здания.

Каркас (рис. 18.1) потолка имеет анкера, закладываемые в швы между плитами перекрытий или в специально пробитые отверстия. К анкерам привариваются несущие элементы каркаса, предназначенные для крепления регулируемых подвесок потолка и светильников. Регулируемые подвески могут размещаться вдоль несущих элементов и изменять свою длину, что обеспечивает размещение скрепленных с ними направляющих строго в соответствии с размерами изделий (панели, плиты, рамки и т.п.) и дают возможность регулировать положение потолка по высоте.

Подвесные элементы состоят из прутков арматуры периодического профиля закрепляемых в муфтах, позволяющих перемещать подвески вдоль несущих элементов каркаса и регулировать их длину.

Отечественной промышленностью выпускается довольно широкий ассортимент изделий для заполнения каркаса звукопоглощающего подвесного потолка. К числу выпускаемых относятся изделия из минеральных гранул и волокон, из стеклянных волокон, гипса, асбестоцементные перфорированные листы, плиты из ячеистого бетона, алюминиевые перфорированные кассеты, реечные элементы и другие материалы и изделия (см. п. 9.1).

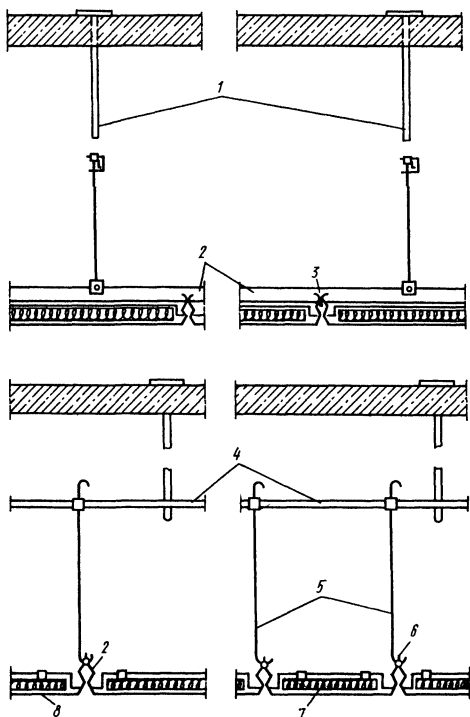


Рис. 18.1. Подвесной потолок из плоских звукопоглощающих элементов: 1 - анкерная подвеска; 2 - направляющие; 3 - сжим; 4 - несущий элемент каркаса; 5 - стержни подвесок; 6 - серьга; 7 - звукопоглотитель; 8 - покрытие

А. Объемные звукопоглощающие элементы

Одной из первых промышленных конструкций, выполненных из объемных элементов, были элементы, клиновидной формы. Используя общие принципы согласования сопротивлений воздушной среды с сопротивлением звукопоглощающей среды путем придания конструкции элемента определенной формы, были разработаны звукопоглощающие элементы, получившие название раум-балок. Балка длиной до 3 м и шириной 30 см имеет треугольное сечение, общая высота которого составляет 25 см, и состоит из деревянного каркаса, обтянутого технической бязью и перфорированной поливинилхлоридной пленкой толщиной около 4 мм. Объем элемента заполняется синтетическим материалом.

Верхняя часть балки закрывается древесноволокнистой плитой толщиной около 3 мм и листом оцинкованной стали (0,5 мм), что вместе с каркасом элемента обеспечивает восприятие полезной нагрузки до 750 Н/м^2 и дает возможность устраивать из этих балок так называемые проходные потолки, применяющиеся достаточно широко в зданиях текстильной и машиностроительной промышленности.

В отечественном варианте звукопоглощающей конструкции из объемных элементов предусматривается изготовление панели, состоящей из двух треугольных призм, обращенных вершинами вниз. Каркас из тонких стальных уголков и прутков из арматурной стали обтягивается несгораемой акустически прозрачной тканью. Можно использовать и обычную стеклоткань, но в этом случае роль декоративного и защитного покрытия должна выполнять сетка из просечно-вытяжных листов. На внутренних гранях, образованных прутковым каркасом и стеклотканью, располагается звукопоглотитель из плит штапельного стекловолокна толщиной 40 мм, которые изгибаются по форме элемента и крепятся к каркасу. Торцы элементов закрываются алюминиевыми диафрагмами. Вместо стекловолокна может быть использована и вата из ультратонкого стеклянного или базальтового волокна.

В дальнейших вариантах конструкций из объемных элементов был исключен внутренний каркас и для изготовления элементов использованы самонесущие повышенной прочности минераловатные плиты в декоративной оболочке из стеклоткани, стеклохолста или пленки.

Бескаркасный вариант объемных элементов, имея несомненные технические и технологические преимущества перед рассмотренными ранее вариантами объемных элементов, являет собой легкий компромисс физико-технических и акустических требований. Действительно, в гл. 2 были установлены требования к структурной характеристике пористоволокнистых материалов, пригодных для использования в конструкциях объемных элементов.

Расчёты определили, что условия, обеспечивающие эффективную работу элемента, удовлетворяются, только начиная с частоты около 6000 Гц, т.е. во всем практически важном диапазоне частот структурная характеристика, а, следовательно, и активная и реактивная составляющие импеданса будут далеки от оптимальных. Таким образом, только на очень высоких частотах можно ожидать высоких условных коэффици-

ентов звукопоглощения при неизбежном их уменьшении во всей остальной области частот.

Указанное снижение коэффициентов звукопоглощения конечно не является желательным, но значение коэффициента все еще продолжает оставаться достаточно высоким, а процесс изготовления и монтажа объемных элементов этой конструкции существенно упрощается. При этом столь же существенно уменьшается и масса одного объемного элемента за счет снижения расхода металла, что позволяет изготавливать панели не из двух, а из четырех или даже из пяти объемных элементов и перекрывать значительно большие площади потолка (до 3 – 4 м²). Схема объемного элемента и конструктивное решение панели из объемных элементов показаны на рис. 18.2–18.4.

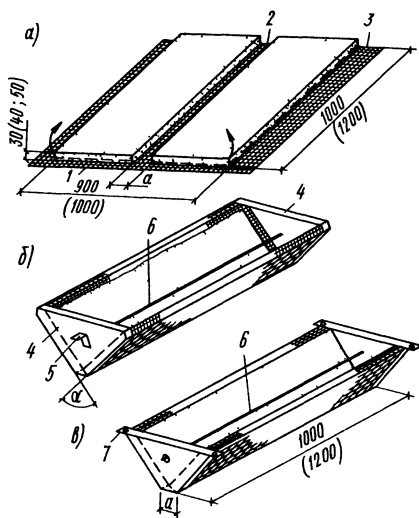


Рис. 18.2. Одиночный объемный звукопоглотитель с жесткими диафрагмами: *а* - заготовка минераловатной плиты для образования объемного или кулисного звукопоглотителя; *б* - объемный звукопоглотитель с кронштейнами для крепления; *в* - то же, с консолями для крепления; 1 - звукопрозрачная эластичная облицовка (стеклоткань, пленка), 2 - продольный паз; 3 - выпуск облицовки; 4 - жесткие диафрагмы (металл, трудносгораемая пластмасса); 5 - кронштейн для крепления звукопоглотителя; 6 - стяжные стержни для крепления диафрагмы на торцах звукопоглотителя; 7 - консоль для крепления звукопоглотителя.

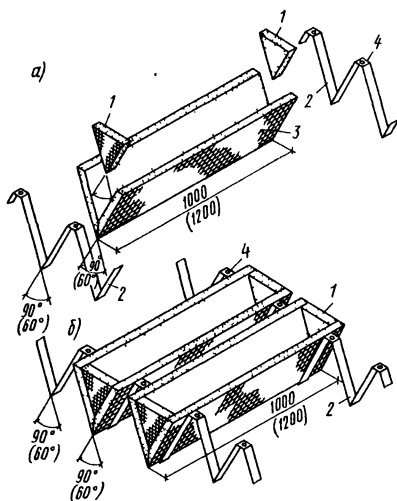


Рис. 18.3. Объемный звукопоглотитель с мягкими диафрагмами: *а* - до сборки; *б* - в собранном виде; 1 - диафрагмы из минераловатной плиты; 2 - хомуты-подвески для нескольких звукопоглотителей; 3 - звукопрозрачная эластичная облицовка (стеклоткань, пленка); 4 - места крепления хомутов-подвесок.

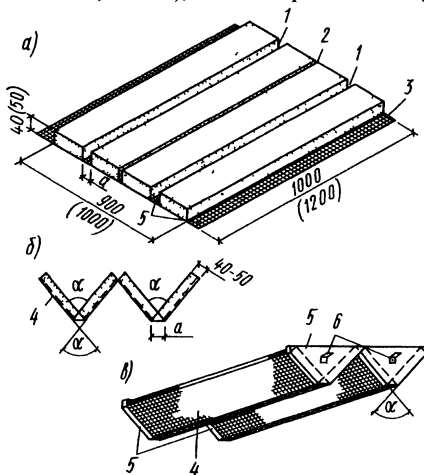


Рис. 18.4. Двойной объемный звукопоглотитель с жесткими диафрагмами: *а* - заготовка минераловатной плиты; *б* - поперечный разрез заготовки перед установкой диафрагм; *в* - звукопоглотитель в собранном виде; 1 - продольные пазы; 2 - прорез; 3 - выпуск облицовки; 4 - звукопрозрачная эластичная облицовка (стеклоткань, пленка); 5 - жесткая диафрагма двойная (металл, трудносгораемая пластмасса); 6 - кронштейны для крепления звукопоглотителя

По конструктивным решениям элементы кулисного типа также можно объединить в две основные группы – каркасные и бескаркасные элементы. Как и у объемных элементов, каркас элемента кулисного типа выполняется сварным из тонких металлических уголков или арматурных прутков: высота каркаса (высота элемента) обычно не превышает 1 м и в большинстве случаев составляет 0,3 – 0,6 м. Длина практически может быть неограниченной, но такая кулиса-балка достаточно тяжела и трудно управляема при монтаже. Толщина же во всех случаях не превышает 100 мм. Каркас обтягивается защитной пленкой или декоративной тканью, а боковые стороны каркаса обшиваются перфорированным металлом или пластиком. Внутренняя полость элемента заполняется рыхлыми пористоволокнистыми материалами, чаще всего легкими плотностью не более 24 кг/м².

Такие конструкции следует применять в цехах с относительно тяжелыми эксплуатационными условиями (запыленность, наличие капельной жидкости и масел в воздухе, высокая влажность и температура воздуха, чтобы иметь возможность периодически чистить поверхности поглотителя обычными средствами, имеющимися в цехах).

Если условия промышленного предприятия позволяют применять и другие виды звукопоглощающей отделки, лучше всего в этом случае использовать элементы кулисного типа, изготовленные по бескаркасной схеме. Как правило, основу элемента составляет полужесткая тонковолокнистая плита, обтянутая светлой тканью, стеклохолстом или стеклорогожей. Плита вставлена в обойму с перфорированными боковыми стенками и системой крюков для подвески и крепления элемента в системе. В других вариантах исполнения обойма может быть сплошной, так как занимаемая ею площадь относительно невелика, а сами торцевые грани не оказывают существенного влияния на звукопоглощающие свойства элемента системы.

В промышленных помещениях механических, машиностроительных, сборочных, ткацких и других цехов предпочтительнее применение изделий однотонной светлой окраски с оболочкой из тонкой пленки, позволяющей достаточно легко удалять пыль и другие возможные твердые частицы с поверхности поглотителя (последнее особенно важно в условиях ткацких и прядильных цехов хлопчатобумажных комбинатов, где степень загрязнения ограждающих конструкций перемешивающимися в воздухе очесами сырья велика). В административных общественных зданиях для обеспечения акустического комфорта можно применять системы кулисных элементов с оболочками из цветных стеклотканей. Современные образцы элементов кулисного типа показаны на рис. 18.5–18.7. Отдельные элементы легко монтируются на потолках современных зданий, образуя системы элементов кулисного типа.

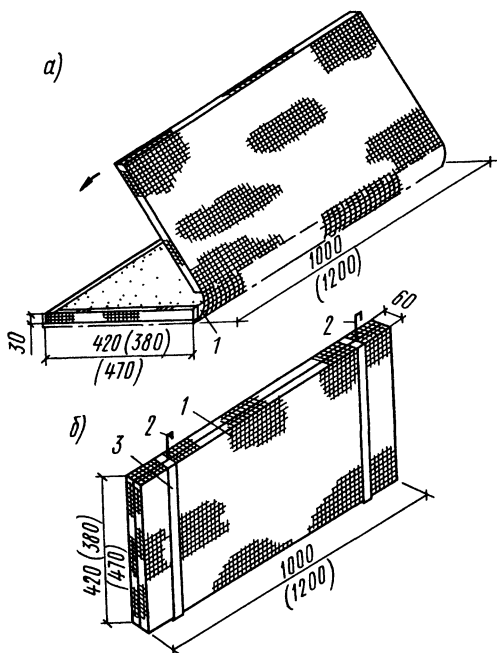


Рис. 18.5. Кулисный составной звукопоглотитель: *а* - заготовка из минераловатной плиты, *б* - общий вид кулисы; 1 - звукопрозрачная эластичная облицовка (стеклоткань, пленка); 2 - крюки-подвески; 3 - хомут (алюминиевая лента 30×0,3).

Подобная система оправдывает себя при монтаже звукопоглощающей облицовки на относительно небольших производственных площадях. Для применения системы элементов кулисного типа на площадях в десятки квадратных метров необходимы более совершенные решения.

В качестве примера можно привести опытный образец комплексной панели подвесного потолка с элементами кулисного типа. Опытный образец конструкции проходного звукопоглощающего потолка состоит из стального каркаса и верхней облицовки, выполненной по одному из трех вариантов: из трудносгораемых древесностружечных плит на органофосфатном связующем, из асбестоцементных панелей, получаемых методом экструзии, и из профилированных стальных настилов.

Размеры выбраны такими, чтобы унифицированная панель могла быть применена в зданиях с сетками колонн 6×18, 6×24, 12×18 и 12×24 м при железобетонных фермах, а также в зданиях с сетками ко-

лонн 6×30, 6×36, 12×30 и 12×36 м, перекрываемых стальными фермами. Общая площадь панели, содержащей один или два светильника и воздухораспределяющее устройство, составляет около 12 м³ (1,996×5,58 м) при массе около 410 кг.

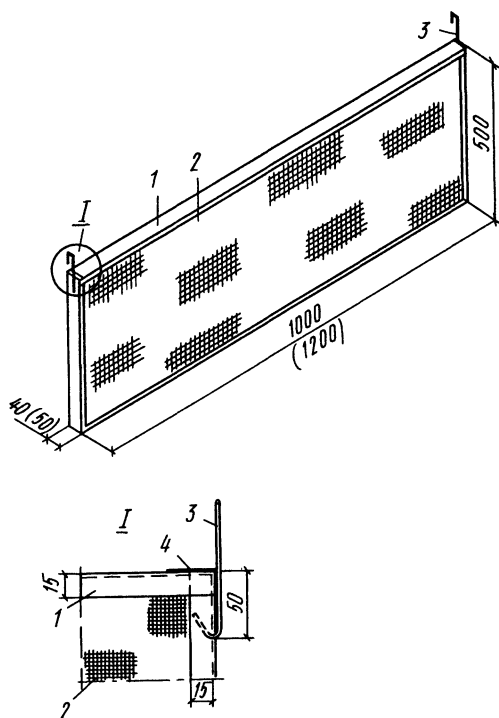


Рис. 18.6. Кулисный звукопоглотитель с обрамлением: 1 — металлическая обрамляющая рамка, сталь 6 = 0,5 мм; 2 — звукопрозрачная эластичная облицовка (стеклоткань, пленка); 3 — крюк-подвеска; 4 — выступы рамки, соединяемые кернованием и отгибаемые на 90°.

В нижней плоскости панели предусмотрены гнезда для крепления звукопоглощающих плоских элементов и поглотителей кулисного типа. Схема размещения звукопоглощающих изделий принята такой, чтобы обеспечивались высокие коэффициенты звукопоглощения в широкой области частот и с максимумом в диапазоне частот 1000 — 4000 Гц. Каркас и звукопоглощающие элементы предполагается изготавливать на разных заводах, поэтому сборка панели (установка звукопоглощающих элементов) предусмотрена непосредственно на месте перед началом монтажа или перед подъемом панели.

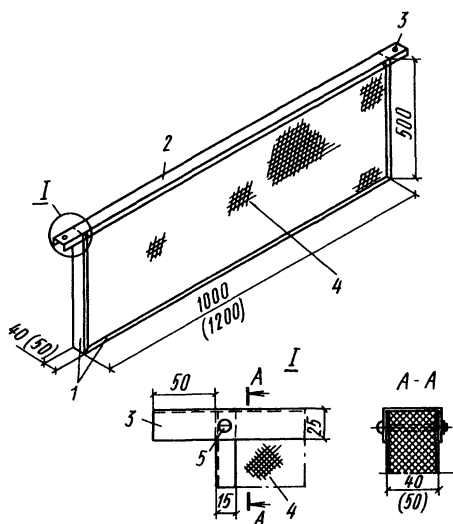


Рис. 18.7. Кулисный звукопоглотитель с обрамлением и консолями для крепления: 1 – металлическая обрамляющая рамка, сталь 6 – 0,5 мм; 2 – крышка рамки, сталь 6 – 0,5 мм; 3 – консоль крышки рамки; 4 – звукопрозрачная эластичная облицовка (стеклоткань, пленка); 5 – винт М 3×60 с гайкой

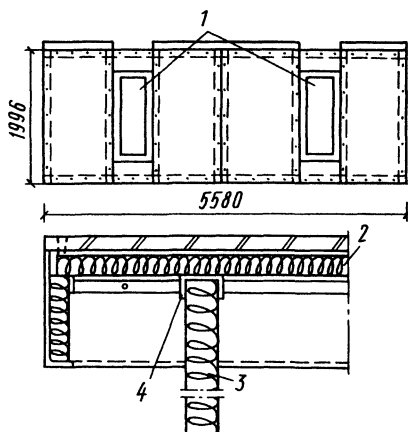


Рис. 18.8. Панель подвесного потолка со звукопоглощающей облицовкой из элементов кулисного типа: а – каркас панели; б – элемент крепления звукопоглотителя; 1 – светильники; 2 – минераловатная плита; 3 – кулиса; 4 – обойма крепления кулисы

Общий вид панели со звукопоглощающими элементами показан на рис 18.8. Крепление элементов кулисного типа производится, как и в предыдущем случае с помощью обоим – держателей.

Универсальность конструкции панели определяется не только выбранными размерами, подходящими к любой сетке колонн, но и возможностью устанавливать (в зависимости от необходимости) звукопоглощающие элементы различных видов.

Кроме описанных выше звукопоглощающих элементов кулисного типа из этих же минераловатных дублированных плит могут быть изготовлены и размещены в нижней части панели плоские самонесущие звукопоглощающие элементы или объемные элементы высотой около 215 мм. Свободные участки нижней части панели занимают плоскими элементами, что увеличивает общее звукопоглощение, вносимое звукопоглощающим подвесным потолком.

18.6. Акустические характеристики наиболее распространенных звукопоглощающих материалов и изделий

Отечественной промышленностью выпускается весьма ограниченное количество звукопоглощающих изделий, как по объему, так и по ассортименту. Тем не менее, ряд материалов и изделий может быть с успехом использован в строительной практике. В табл. 18.2 приведены характеристики наиболее известных из них.

Таблица 18.2. Характеристики звукопоглощения акустических материалов, изделий и конструкций.

Изделия и конструкции	Средняя плотность звукопоглощающего материала, кг/м ³	Толщина звукопоглощающего материала, мм	Воздушный промежуток, мм	Реверберационный коэффициент звукопоглощения в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Класс по ГОСТ – 23499-79
				63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Плиты Акмигран, Акминит, минераловатные на композиционном связующем, размер 300х300х20 мм	400 450	20	0	(0,08)	0,12	0,22	0,8	0,88	0,77	0,75	0,66	CB-12
			50			0,25	0,75	0,8	0,73	0,68	0,62	
Плиты ПЗГЛ, гипсовые перфорированные с заполнением из минеральной ваты, размер 810х 810мм	80	20	0	(0,03)	0,09	0,26	0,54	0,94	0,87	0,4	0,3	CB-22 HCB-312
			50			0,49	0,91	0,88	0,69	0,37	0,29	
Плиты Силапор из ячеистых бетонов, размер 600х 600х20 мм	350	45	0	(0,1)	0,25	0,45	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95	HCB-321
Маты из супертонкого стекловолокна (ТУ 21-01-224-75), оболочка из стеклоткани ЭЗ-100	15	50	0	(0,1)	0,4	0,85	0,98	1	0,98	0,97	0,9	HCB-211

Продолжение таблицы 18.2.

Изделия и конструкции	Средняя плотность звукопоглощающего материала, кг/м ³	Толщина звукопоглощающего материала, мм	Воздушный промежуток, мм	Ревверберационный коэффициент звукопоглощения в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Класс по ГОСТ – 23499-79
				63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Маты минераловатные прошивные оболочка из стеклоткани ЭЗ-100 с покрытием:												
из перфорированной гипсовой плиты	100	100	0	(0,03)	0,42	0,81	0,82	0,69	0,58	0,59	0,58	НСВ-222
из асбестоцементных перфорированных плит	100	100	0	(0,08)	0,16	0,4	0,88	0,78	0,5	0,5	(0,4)	НСВ-312
из просечно-вытяжного листа	100	100	0	(0,11)	0,35	0,75	1	0,95	0,9	0,92	0,85	НСВ-211
Холсты из супертонкого стеклянного волокна, оболочка из стеклоткани ЭЗ-100 с покрытием:												
из просечно-вытяжного листа	15	50	0	0,08	0,25	0,7	0,95	1	1	1	0,95	НСВ-311
из перфорированных гипсовых плит	10	100	0	0,17	0,32	0,76	1	0,95	0,9	0,88	0,8	НСВ-311

Продолжение таблицы 18.2.

Изделия и конструкции	Средняя плотность звукопоглощающего материала, кг/м ³	Толщина звукопоглощающего материала, мм	Воздушный промежуток, мм	Реверберационный коэффициент звукопоглощения в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Класс по ГОСТ – 23499-79
				63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
из перфорированных алюминиевых панелей с перфорацией, %												
14						0,49	0,86		0,83	0,58	0,28	НСВ-312
17	15	50	0	0,07	0,2	0,48	0,84	0,98	0,88	0,71	0,42	НСВ-312
27						0,47	0,83		0,91	0,82	0,53	
Ультра тонкое штапельное базальтовое волокно оболочка из стеклоглани ЭЗ-100 покрытие из перфорированных алюминиевых панелей с перфорацией, %												
14						0,52	0,83	0,91	0,88	0,64	0,31	НСВ-312
17	20	50	0	0,06	0,2	0,51	0,82	0,9	0,91	0,76	0,47	НСВ-312
27						0,5	0,82	0,9	0,92	0,85	0,64	НСВ-311

Изделия и конструкции	Средняя плотность звукопоглощающего материала, кг/м ³	Толщина звукопоглощающего материала, мм	Воздушный промежуток, мм	Ревверберационный коэффициент звукопоглощения в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Класс по ГОСТ – 23499-79
				63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Маты из супертонкого базальтового волокна оболочка из стеклоткани ЭЗ-100, покрытие из перфорированных алюминиевых панелей с перфорацией 27%	25	40	0	0,12	0,23	0,9	1	1	0,97	0,97	0,92	НСВ-211
То же, но вместо стеклоткани пленка толщиной 5 мкм	25	40	0	0,08	0,34	0,74	1	1	0,94	0,87	0,76	НСВ-211
То же, но с покрытием из просечно-вытяжного листа с перфорацией 90%	20	50	0 50	0,05	0,27 0,39	0,87 1	1	1	0,94 0,75	0,82 0,7	0,81 0,7	НСВ-211 НСВ-212
Маты из супертонкого базальтового волокна, оболочка из стеклоткани ЭЗ-100 перфорированная гипсовая плита ППГЗ	20	50	0	0,09	0,07	1	1	0,72	0,6	0,45	0,39	НСВ-212

Примечание. В скобках приведены ориентировочные значения.

Глава 19. Глушители шума вентиляционных систем компрессорных станций и газотурбинных установок

19.1. Проектирование глушителей систем вентиляции

В системах вентиляции и кондиционирования воздуха целесообразно применять только абсорбционные глушители (со звукопоглощающим материалом), поскольку вентиляторы имеют широкополосный спектр шума. Рекомендуется применять трубчатые, цилиндрические, пластинчатые и камерные глушители (рис. 19.1), а также облицованные изнутри звукопоглощающими материалами повороты [3].

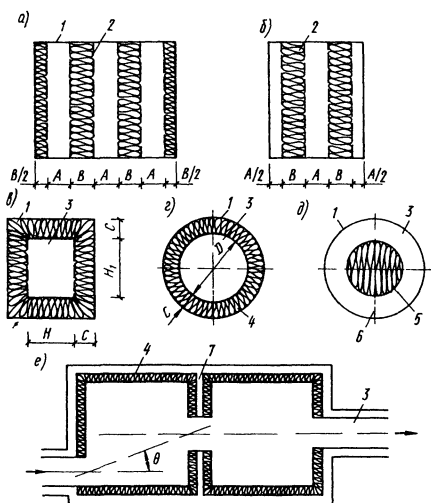


Рис. 19.1. Глушители: *а* - пластинчатый с крайними пластинами; *б* - пластинчатый без крайних пластин; *в* - трубчатый прямоугольного сечения; *г* - трубчатый круглого сечения; *д* - цилиндрический; *е* - камерный, 1 - кожух глушителя; 2 - звукопоглощающая пластина; 3 - каналы для воздуха; 4 - звукопоглощающая облицовка; 5 - звукопоглощающий цилиндр; 6 - планка установочная; 7 - внутренняя перегородка; *A* - расстояние между пластинами; *B* - толщина пластин; *H*, *H*₁ - размеры воздуховода; *C* - толщина облицовки воздуховода; *D* - диаметр воздуховоды

Конструкции глушителей следует подбирать в зависимости от размеров воздуховодов, допускаемой скорости воздушного потока, требуемого снижения октавных уровней звукового давления и располагаемого места для установки глушителя. Шумоглушители необходимо устанавливать как на стороне нагнетания, так и на стороне всасывания.

В общем случае трубчатые глушители следует применять при размерах воздуховодов до 500×500 мм ($D = 500$ мм). При больших размерах воздуховодов целесообразно устанавливать пластинчатые или камерные глушители.

Цилиндрические глушители шума устанавливаются в воздуховодах самостоятельно (собственно цилиндрические глушители) или внутри трубчатых глушителей круглого сечения (комбинированные глушители). Цилиндрические глушители могут устанавливаться в воздуховодах по геометрической оси (симметричные глушители) или со смещением относительно продольной оси (асимметричные глушители). Возможность применения разных по диаметру цилиндрических глушителей в одном и том же воздуховоде, а также расположения их по оси или эксцентрично позволяет подбирать глушитель с частотной характеристикой, наиболее близкой к характеристике требуемого снижения шума.

Пластинчатые глушители следует проектировать из звукопоглощающих пластин, устанавливаемых параллельно направлению потока на некотором расстоянии одна от другой в общем кожухе. Толщину пластин следует принимать по табл. 19.1.

Таблица 19.1. Выбор толщины пластин

Средняя частота октавной полосы, Гц	Толщина пластин, мм	
	средних	крайних
63	800	400
125	400	200
250	200	100
≥500	100	50

Эффективность пластинчатого глушителя не зависит от числа пластин и каналов для воздуха, от высоты пластин и от схемы компоновки глушителя (см. рис. 19.1, а, б). Для снижения стоимости предпочтение следует отдавать глушителям без крайних пластин.

Необходимую длину трубчатых, цилиндрических и пластинчатых глушителей можно определять (подбирать) в зависимости от частотной характеристики требуемого снижения уровня звукового давления. В большинстве случаев длина глушителей не должна превышать 2 м. Длина глушителя более 3 м нецелесообразна из-за неизбежных косвенных путей распространения шума; в этих случаях глушитель следует делить на два участка. Длина воздуховода между участками глушителя должна составлять 800–1000 мм. Во избежание распространения звука по металлическому воздуховоду желательно между этими участками устанавливать гибкую вставку длиной 100–150 мм.

Снижение уровней звуковой мощности в поворотах, облицованных изнутри звукопоглощающим материалом, следует определять по данным табл. 19.2.

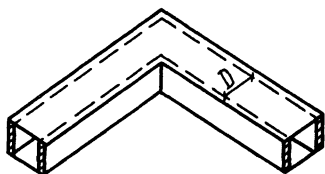


Таблица 19.2. Снижение шума в облицованных поворотах

Место облицовки и ширина поворота <i>D</i> , мм	Снижение уровней звуковой мощности, дБ, при средне- геометрических частотах октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
До поворота при <i>D</i> :								
125	0	0	0	1	5	8	6	8
250	0	0	1	5	8	6	8	11
500	0	1	5	8	6	8	11	11
1000	1	5	8	6	8	11	11	11
После поворота при <i>D</i> :								
125	0	0	0	1	6	11	10	10
250	0	0	1	6	11	10	10	10
500	0	1	6	11	10	10	10	10
1000	1	6	11	10	10	10	10	10
2000	6	11	10	10	10	10	10	10
До и после поворота при <i>D</i> :								
125	0	0	0	1	6	12	14	16
250	0	0	1	6	12	14	16	18
500	0	1	6	12	14	16	18	20
1000	1	6	12	14	16	18	18	18
Примечание. Данные справедливы, если длина облицованного участка составляет не менее 2 <i>D</i> , а толщина облицовки равна 10% ширины <i>D</i> (см. эскиз). Для облицовок меньшей толщины длину облицованного участка следует пропорционально увеличивать.								

Необходимое свободное сечение глушителя, m^2 , находится из соотношения

$$F_{св} = \frac{Q}{v_{доп}}, \quad (19.1)$$

где Q — объемный расход воздуха через глушитель, $\text{м}^3/\text{с}$; $v_{\text{доп}}$ — допустимая скорость воздуха в глушителе, м/с , зависящая от располагаемых потерь давления, конструкции защитного покрытия звукопоглотителя и уровня звуковой мощности собственного шумообразования в глушителе при движении бесшумного потока воздуха.

Воздушный поток, проходя через глушитель, генерирует так называемый собственный шум глушителя. Уровень звуковой мощности собственного шума зависит от конструкции глушителя, его размеров и скорости набегающего потока. Если снижение уровней звуковой мощности в глушителе велико (например, при длине 3 м), то уровень звуковой мощности вентилятора за глушителем может оказаться сопоставимым с уровнем звуковой мощности шумообразования в самом глушителе.

Таблица 19.3. Уровни звуковой мощности шума, генерируемого в глушителях ($\varphi_{\text{св}}=0,5$).

Форма пластин	Толщина пластин, мм	Скорость потока в глушителе, м/с	Уровни звуковой мощности L_p , дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Без обтекателей	100	10	44	44	47,5	48,5	46	39	29	24,5
		15	53	54	54	58	58	55	48,5	39,5
		20	58	59,5	59	61	63	61	56	48
	200	10	47	48	48,5	50,5	47,5	41	32	23,5
		15	55	56,5	55,5	57,5	57,5	54,5	46	38,5
		20	61	62,5	61,5	62	62,5	62	57,5	50
С цилиндрическими обтекателями на входе	100	10	44	45	48	48	44,5	37	25	22
		15	52	53	53,5	56,5	56	53	44,5	32,4
		20	57	58	58,5	61	62	60,5	54,5	44
	200	10	44	45,5	48,5	48	45	38,5	28,5	21,5
		15	53	54	55,5	57,5	56,5	54	46	35,5
		20	58,5	60	60,5	61	61	59,5	52,5	44,5
С цилиндрическими обтекателями на входе и выходе	100	10	43	44	45	46	44	36,5	23	21
		15	50	51	52,5	56,5	57,5	54	43	30,5
		20	56	57	58,5	61	62	60	53,5	43
	200	10	44	45,5	45	44,5	40	33	24,5	19
		15	52	53	52,5	54,5	53	49,5	41	30,5
		20	57	58	57,5	59	59,5	57	51	41,5
Примечания: 1. Звуковая мощность собственного шума глушителя практически не зависит от его длины, а определяется конструкцией глушителя. 2. Периметр звукопоглощающих конструкций поперечного сечения глушителей при толщине пластин 200 мм составлял 2 м, при толщине 100 мм - 4м.										

Чем дальше от помещения устанавливается глушитель, тем большую скорость воздуха можно принять при определении требуемой площади его поперечного сечения. В общем случае допустимую скорость воздуха в глушителе следует выбирать в зависимости от предполагаемых потерь давления и допустимого уровня звуковой мощности шумообразования в самом глушителе. При этом $L_{P_{доп}}$ определяют по формуле

$$L_{P_{доп}} = L_{P_{вх}} - \Delta L_{TP} - 5, \quad (19.2)$$

где $L_{P_{вх}}$ - октавный уровень звуковой мощности на входе в глушитель, дБ; ΔL_{TP} - требуемое снижение октавного уровня звуковой мощности, дБ.

Данные о собственном шумообразовании в глушителях с пластинами толщиной 100 и 200 мм при излучении шума в воздуховод сведены в табл. 19.3.

Значения уровней звуковой мощности, приведенные в табл. 19.3, получены экспериментально для площади сечения глушителя $0,5 \times 0,8 = 0,4 \text{ м}^2$. Для других площадей сечений на всех частотах следует вводить поправку $\Delta L_F = 10 \lg (F/0,4)$, дБ (где F - площадь поперечного сечения устанавливаемого глушителя, м^2) (табл. 19.4).

Таблица 19.4. Поправка ΔL_F , дБ

Площадь поперечного сечения	ΔL_F	Площадь поперечного сечения	ΔL_F
0,25	-2	1,8	6,6
0,4	0	2,4	8
0,8	3	3	9
1,2	5	4	10

Допустимый уровень звука в помещении, дБА	30	40	50	55	80
Допустимая скорость воздуха, м/с	4	6	8	10	15

Шумообразование в трубчатых и цилиндрических глушителях следует определять по данным для пластинчатых глушителей с обтекателями на входе с эквивалентным периметром звукопоглощающих поверхностей поперечного сечения.

Для центральных глушителей допустимая скорость может быть вдвое больше (но не более 15 м/с).

В некоторых случаях допускается производить расчет требуе-

мого снижения шума для самого дальнего ответвления воздухопроводов и подбирать соответствующий центральный глушитель, а на ближайших ответвлениях воздухопроводов к тихим помещениям устанавливать вспомогательные глушители меньшего поперечного сечения. Вспомогательные глушители, кроме того, предупреждают передачу шума из помещения в помещение по воздуховодам.

Рекомендуемые звукопоглощающие материалы для приточных и вытяжных систем приведены в табл. 19.5.

Для защиты звукопоглощающего материала глушителей от выдувания потоком воздуха при скоростях до 15 м/с без ухудшения звукопоглощения в приточных системах наиболее предпочтительно применять защитное покрытие, состоящее из перфорированного стального или алюминиевого листа толщиной 0,5–1 мм (диаметр отверстий 5–6 мм, шаг 10–12 мм) и стеклоткани марок ЭЗ-100, Э2-100, Э2-80 или другой стеклоткани с эквивалентным сопротивлением продуванию. Эти же стеклоткани рекомендуется применять для вытяжных систем.

Таблица 19.5. Звукопоглощающие материалы, рекомендуемые для заполнения шумоглушителей

Материал	Плотность заполнителя, кг/м ³	Рекомендации по применению
Маты (холсты) из супертонкого стекловолокна (СТВ) марки III	15-20	Для приточных и вытяжных систем
Холсты из ультрасупертонкого базальтового волокна БСТВ	15-20	
Плиты полужесткие из стекловолокна марки ЦФД	30-40	Для вытяжных систем, за исключением низкочастотных шумоглушителей
Плиты полужесткие из минеральной ваты марки ПП-80	80	
Плиты мягкие из минеральной ваты марок ПМ-40 и АМ-50	40-50	Для низкочастотных шумоглушителей (пластины толщиной 800мм) вытяжных систем
Примечания: 1. Для влажного воздуха предпочтительно применять холсты из БСТВ. 2. Плиты марок ЦФД, ПП и ПМ для приточных систем применять нельзя		

Гидравлическое сопротивление глушителя, Па, рассчитывается по формуле

$$\Delta H = \frac{(\xi + \frac{\lambda l}{D_g}) \rho v^2}{2}, \quad (19.3)$$

где ξ – суммарный коэффициент местного сопротивления для пластинчатых глушителей принимается по табл. 19.6. для трубчатых $\xi=0$; l – длина глушителя, м; ρ – плотность воздуха, кгс·с²/м⁴; v – скорость воздуха в свободном сечении глушителя, м/с; λ – коэффициент трения; D_g – гидравлический диаметр, м, для пластинчатого глушителя D_g всего шумоглушителя тот же, что и D_g для одного из составляющих его одинаковых параллельных каналов.

Таблица 19.6. Коэффициенты местного сопротивления

Фактор свободной площади $F_{св}/F_z$	Значения ξ для пластин	
	с обтекателями на входе	без обтекателей
0,25	0,72	0,95
0,3	0,64	0,85
0,4	0,49	0,65
0,5	0,38	0,5
0,6	0,27	0,35

Примечание: $F_{св}$ и F_z — соответственно свободная площадь глушителя и площадь кожуха, в котором установлен пластинчатый глушитель.

D_g	0.1	0,2	0,4	0,6	1	1,5
λ	0.06	0,05	0,04	0,03	0,025	0,025

Камерные глушители (расширительные камеры), облицованные звукопоглощающим материалом, могут применяться для снижения аэродинамического шума как в качестве самостоятельных устройств, так и в дополнение к глушителям других типов. Камерные глушители особенно экономичны в тех случаях, когда они проектируются с использованием камер, устанавливаемых на стороне нагнетания для равномерного воздухораспределения, а на стороне воздухозабора для размещения фильтров, калориферов и т.п.

Коэффициенты трения принимаются в зависимости от гидравлического диаметра глушителя.

Снижение уровней звуковой мощности в камерных глушителях вычисляется по выражению:

$$\Delta L_p = 10 \lg \left[\frac{1}{F_{\text{вых}} \left(\frac{\cos \theta}{2\pi d^2} + \frac{1-\alpha}{\alpha S} \right)} \right] \quad (19.4)$$

где α -реверберационный коэффициент звукопоглощения облицовки внутренних поверхностей камеры, принимаемый по табл. 19.7; S - площадь поверхностей стенок камеры, м^2 ; $F_{\text{вых}}$ - площадь выходного (по ходу звука) отверстия камеры, м^2 ; d - расстояние между геометрическими центрами входного и выходного отверстий, м ; θ - угол, который составляет направление оси d с осью входного отверстия, град.

Для повышения эффективности глушителя в первую очередь необходимо увеличивать поперечные размеры камеры, а не ее длину.

Таблица 19.7. Реверберационные коэффициенты звукопоглощения

Звукопоглощающие материалы и конструкции	Значения α при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Плиты Силакор ($\rho=350 \text{ кг/м}^3$; размер $400 \times 400 \times 45 \text{ мм}$):								
без отнosa	0,1	0,25	0,4	0,55	0,65	0,8	1	0,95
с относом на 100 мм	0,12	0,45	0,5	0,45	0,6	0,75	1	0,9
Маты из супертонкого стекловолокна ($\rho = 15 \text{ кг/м}^3$) с защитным покрытием из стеклоткани и перфорированного листа толщиной, мм:								
100	0,2	0,47	1	1	1	1	1	0,9
50	0,05	0,12	0,5	1	1	0,95	0,9	0,8
Примечания: 1. Металлические листы должны иметь площадь перфорации не менее 20% общей площади листа. 2. Плитам Силакор защитное покрытие не требуется.								

При смещении отверстий к центрам стенок (соосное расположение) снижение шума в средне- и высокочастотном диапазонах уменьшается на 10-15 дБ по сравнению с угловым расположением. Это уменьшение происходит за счет прямой передачи звука ($\theta = 0$). В низкочастотной области камеры с соосными отверстиями эффективнее угловых. Частичное взаимное смещение отверстий нецелесообразно, так как снижение шума в таком глушителе по сравнению с угловым расположением отверстий резко уменьшается практически во всем диапазоне частот, а суммарный коэффициент гидравлического сопротивления камеры ξ уменьшается незначительно.

Размещение отверстий на смежных стенках камеры приводит к увеличению ΔL_p на 4-5 дБ по сравнению с угловым расположением отверстий той же камеры.

Для достижения значительного снижения шума следует приме-

нять глушители, состоящие из двух камер, соединенных последовательно. При этом снижения уровней звуковой мощности отдельных камер суммируют почастотно,

Центральный глушитель необходимо размещать как можно ближе к вентилятору, чтобы ограничить до минимума шум, проникающий сквозь стенки воздуховодов в помещения, через которые они проходят.

Помещение вентиляционной камеры рекомендуется отделять от помещения для глушителей стеной с поверхностной плотностью конструкции не менее 100 кг/м^2 . Если такой возможности нет, наружный кожух глушителя и воздуховод после него, находящийся в пределах вентиляционной камеры (или проходящий по шумному помещению), следует дополнительно изолировать снаружи с таким расчетом, чтобы звукоизолирующая способность стенок отвечала требуемой по расчету. Требуемую звукоизолирующую способность рассчитывают по формуле:

$$R_{TP} = L_{III} + 10 \lg S_{КАН} - L_{Рокт} + \Delta L_{Рсстн} - 4, \quad (19.5)$$

где L_{III} - октавный уровень звукового давления в помещении для вентиляционного оборудования, дБ; $S_{КАН}$ - площадь поверхности глушителя и воздуховода в пределах помещения для вентиляционного оборудования, м^2 ; $L_{Рокт}$ - октавный уровень звуковой мощности, излучаемой вентилятором в воздуховод, дБ; $\Delta L_{Рсстн}$ - суммарное снижение октавного уровня звуковой мощности на участке воздуховода (включая глушитель) от вентилятора до выхода из помещения для вентиляционного оборудования, дБ.

Для уменьшения значения требуемой изоляции от воздушного шума стенок глушителя и воздуховодов можно применять звукопоглощающую облицовку внутренних поверхностей ограждающих конструкций помещения для вентиляционного оборудования.

При проектировании вытяжных установок для агрессивных сред (со щелочами, кислотами и др.) материалы для заполнения глушителей, облицовок воздуховодов и камер и защитных оболочек выбирают для каждого случая отдельно с учетом свойств среды.

19.2. Типовые глушители

Типовые конструкции трубчатых, цилиндрических и пластинчатых глушителей разработаны и приведены в типовом альбоме [20,21]. Состав серии:

Выпуск 0. Технические характеристики и рекомендации по при-

применению

Выпуск 1–1. Трубчатые глушители. Рабочие чертежи

Выпуск 1–2. Пластинчатые глушители. Рабочие чертежи

Выпуск 1–3. Цилиндрические глушители. Рабочие чертежи

Конструкции глушителей рассчитаны на изготовление их силами монтажных организаций и на заводской серийный выпуск.

Трубчатые глушители круглого сечения имеют размеры внутренних и наружных коробов, унифицированные с размерами нормализованных воздухопроводов. Это позволяет изготавливать наружные короба глушителей из деталей нормализованных воздухопроводов, в том числе и спирально-навивных. Глушители круглого сечения диаметрами 315, 400 и 500 мм выполняются с увеличенной толщиной звукопоглощающего слоя, равной примерно 130–150 мм. Это существенно повышает эффективность глушителей в диапазоне низких и средних частот, что ведет к сокращению их длины и соответственно материалоемкости примерно на 20–30%. В проект включен круглый глушитель диаметром 125 мм, широко применяемый в качестве концевой, а также в системах с небольшим расходом воздуха.

Сечения внутренних и наружных коробов прямоугольных глушителей выбираются также из нормализованного ряда воздухопроводов, при этом толщина звукопоглощающего слоя принимается равной 100 мм.

Трубчатые глушители предусмотрены двух размеров по длине – 980 и 480 мм (расчетные длины соответственно составляют 1000 и 500 мм). Это позволяет подбирать глушители с меньшим запасом по длине, что также ведет к существенному сокращению материалоемкости глушителей. Основной длиной является 1000 мм.

Конструкция трубчатых глушителей круглого сечения разработана в двух вариантах:

- первый вариант – из оцинкованной стали, собираемые на бандажном соединении;

- второй вариант – сварные из углеродистой стали обыкновенного качества с последующей окраской металлических поверхностей.

Прямоугольные трубчатые глушители также разработаны в двух вариантах:

- первый вариант – из оцинкованной стали на фальцевом соединении;

- второй вариант – сварные.

В качестве основного варианта рекомендуются конструкции трубчатых глушителей на фальцевом (для прямоугольных) и на бандажном (для круглых) соединениях, так как они более промышленны в изготовлении. При этом наружный кожух круглых глушителей наи-

более целесообразно изготавливать из элементов спирально-навивных воздухопроводов.

Все трубчатые глушители имеют фланцы с нормализованными присоединительными размерами для соединения их между собой и с воздухопроводами. По согласованию с заводом-изготовителем глушители могут поставляться с патрубком для бесфланцевого соединения по конструкции, принятой на данном заводе.

В проекте разработаны *пластинчатые* глушители с толщиной пластин 200 мм и расстоянием между ними 200 мм, так как они наиболее часто применяются в вентиляционных системах, а также пластины толщиной 100 и 400 мм.

Разработанные глушители представляют собой сборные секции, состоящие из металлического кожуха длиной 1000 или 1500 мм с размещенными внутри него пластинами, зафиксированными с помощью направляющих. Такие секции могут, по согласованию с заводом - изготовителем, собираться на заводе и в собранном виде доставляться на место монтажа. Из этих секций набирается глушитель нужной длины.

Глушители с толщиной пластин 100, 400 и 800 мм должны разрабатываться в индивидуальных проектах.

Для низкочастотных глушителей, где требуется установка пластин толщиной 800 мм, следует применять две пластины по 400 мм, соединяемые планками с помощью самонарезающих винтов. По высоте они должны соединяться также пластинками. По длине пластины не соединяются.

Устанавливаемые для уменьшения гидравлического сопротивления обтекатели крепят к пластинам ушками, по две-три пары на каждую пластину. Нижние и верхние ушки должны устанавливаться на расстоянии примерно 50 мм от края пластины. Ушки и обтекатели крепятся самонарезающими винтами.

Максимальный размер поперечного сечения пластинчатого глушителя в металлическом кожухе, разработанный в упомянутом проекте, составляет 1600×2000 мм. При сечениях до 1600×2000 мм возможна установка пластин как в металлическом кожухе, так и в строительных конструкциях. При больших размерах поперечного сечения глушителя рекомендуется проектировать в строительных конструкциях. Для установки пластин в них также должны предусматриваться направляющие. При наличии места в строительных конструкциях между пластинами по длине рекомендуется предусматривать зазоры 50–100 мм, благодаря чему несколько повышается эффективность глушителя.

Дополнительное крепление пластин к металлическому кожуху или строительным конструкциям не требуется.

Для эффективной работы пластинчатых глушителей монтажные

зазоры между верхом пластин и кожухом необходимо тщательно уплотнять на глубину не менее 50 мм. В качестве уплотнителя можно использовать асбестовый шнур, пароизолявый жгут или просмоленную паклю.

Необходимая длина трубчатых и пластинчатых глушителей определяется в зависимости от требуемого снижения уровней звуковой мощности (уровней шума) в октавных полосах по табл. 19.8-19.10.

Для обследования и очистки пластин рекомендуется до и после глушителя предусматривать двери или люки. Во избежание проникновения шума двери и люки должны иметь герметичное уплотнение по всему периметру полотна и дополнительную звукоизоляцию.

Таблица 19.8. Акустическая эффективность трубчатых глушителей круглого сечения

Внутренний диаметр глушителя, мм	Длина глушителя, м	Снижение уровней звуковой мощности, дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
125	0,5	5	7	11	20	19	16	12	11
	1	9	12	20	36	34	27	19	17
	1,5	11	17	25	44	42	37	25	22
	2	13	22	30	50	50	47	32	27
200	0,5	4	6	9	17	17	12	9	8
	1	6	9	16	30	28	20	15	14
	1,5	8	13	21	40	40	26	19	18
	2	9	17	27	50	49	32	24	21
250	0,5	3	5	8	17	16	9	7	6
	1	4	8	14	30	28	15	12	11
	1,5	6	11	19	40	39	20	17	16
	2	7	15	25	50	49	25	20	17
315	0,5	3	5	9	17	12	8	^	5
	1	4	8	15	28	20	13	11	10
	1,5	6	11	20	40	29	18	14	13
	2	7	15	27	50	35	20	16	15
400	0,5	2	4	9	12	10	7	6	5
	1	3	7	15	20	16	11	9	8
	1,5	3,5	9	19	28	21	14	11	10
	2	4	10	26	35	24	16	12	11
500	0,5	1	3	8	11	8	6	5	4
	1	2	5	13	17	12	10	8	7
	1,5	2,5	7	18	25	16	13	10	8
	2	3	9	24	32	19	15	11	10

Цилиндрический глушитель состоит из корпуса, выполненного из тонколистовой перфорированной стали, и крышек. Внутренний объем глушителя заполнен звукопоглощающим материалом.

Монтажная длина цилиндрических глушителей принята равной 0,5 и 1 м, что позволяет собирать глушитель необходимой длины, кратной 0,5 м.

Для цилиндрических глушителей с фактором свободной площади 80% длина комплекта глушителей должна составлять не менее 1 м.

Комбинированные глушители имеют высокую акустическую эффективность во всем диапазоне частот, поэтому выполняются только длиной 1 м и только с симметричным расположением цилиндрического глушителя.

Таблица 19.9. Акустическая эффективность трубчатых глушителей прямоугольного сечения

Внутреннее сечение глушителя, мм	Длина глушителя, м	Снижение уровней звуковой мощности, дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
200×100	0,5	2	7	10	18	20	16	10	8
	1	3	11	18	32	35	29	18	13
	1,5	4	13	22	37	39	34	25	19
	2	5	15	25	43	46	40	30	23
300×200	0,5	1	5	8	17	15	9	7	6
	1	1,5	7	14	28	26	16	11	9
	1,5	1,5	9	19	35	34	21	13	12
	2	2,5	10	23	42	40	25	15	14
400×200	0,5	1	4	6	14	12	8	6	4
	1	1,5	6	11	25	22	13	10	7
	1,5	1,5	8	14	35	29	18	11	9
	2	2,5	9	18	42	40	22	14	12
400×300	0,5	0,5	3	5	13	11	7	4	3
	1	1	4,5	8	21	19	12	6	5
	1,5	1,5	6	11	29	25	14	9	8
	2	2	7	15	35	30	16	11	10
400×400	0,5	0,5	2	4	12	8	5	4	3
	1	1	3	7	20	15	9	6	5
	1,5	1,5	5	10	27	21	12	8	7
	2	1,5	6	14	33	27	15	10	9

Монтаж цилиндрических глушителей в воздуховодах и трубчатых глушителях производится с помощью установочной планки, имеющей продольные пазы, что позволяет размещать глушители как симметрично, так и асимметрично. Планки устанавливаются в возду-

ховодах или в трубчатых глушителях. К планкам болтами крепятся цилиндрические глушители и обтекатели.

Акустическая эффективность цилиндрических и комбинированных глушителей приведена в табл. 19.11 и 19.12.

Таблица 19.10. Акустическая эффективность пластинчатых глушителей

Толщина пластин, мм	Расстояние между пластинами, мм	Длина глушителя, м	Фактор свободной площади, %	Снижение уровней звуковой мощности, дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
				63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
100	100	0,75	50	0,5	2	5	13	17	12	10	8
		1		1	3	7	20	25	18	16	11
		1,5		1	4	9	27	34	24	21	13
		2		1,5	5	12	35	42	30	25	14
		2,5		1,5	6	14	40	48	35	29	15
		3		2	7	16	45	52	40	32	16
200	200	0,75	50	1	2	10	15	12	10	7	6
		1		1,5	3	12	18	15	12	9	8
		1,5		2	5	18	25	20	15	12	11
		2		3	7	22	32	25	18	14	13
		2,5		4	10	26	39	29	21	16	14
		3		5	12	30	45	33	24	17	15
400	400	0,75	50	2	4	10	10	7	7	6	5
		1		2,5	6	12	12	9	8	7	6
		1,5		3,5	10	17	16	13	10	8	7
		2		4	13	21	20	15	12	10	9
		2,5		5	16	25	24	17	14	11	10
		3		5	18	28	27	19	15	12	11
400	250	0,75	38	2,5	8	13	12	9	8	7	5
		1		3	10	15	14	13	11	9	7
		1,5		4	12	22	21	18	13	12	9
		2		5	15	27	26	21	15	14	11
		2,5		6	18	32	30	24	17	15	12
		3		7	21	37	34	27	19	16	13
800	500	0,75	38	6	8	9	8	7	7	6	5
		1		8	10	11	10	9	8	7	6
		1,5		11	12	15	14	12	10	9	8
		2		13	15	18	17	15	12	10	9
		2,5		15	18	20	19	17	14	11	10
		3		17	20	22	21	19	15	12	11

Таблица 19.11. Акустическая эффективность цилиндрических глушителей (симметричных)

Диаметр глушителя, мм	Диаметр воздуховода, мм	Длина ком- плекта, м	Фактор сво- бодной площади, %	Снижение уровней звуковой мощности, дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
				63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
140	250	0,5		0	2	3	8	10	10	8	7
		1	70	1	3	5	12	18	19	13	11
		1,5		2	4	6	15	22	22	15	13
		2		3	5	8	18	25	26	17	16
180		0,5		0	2	4	16	18	17	11	10
		1		1	4	8	24	27	26	19	17
		1,5	50	2	6	11	29	31	32	26	21
		2		3	7	15	34	36	37	33	25
	315	0,5		0	0	1	7	10	8	7	5
		1	70	1	1	2	13	17	15	9	8
		1,5		1	2	4	18	25	22	11	10
		2		2	3	6	25	33	30	14	11
225	315	0,5		0	1	4	8	12	14	9	7
		1	50	1	2	7	12	18	19	10	9
		1,5		1	3	9	16	22	22	12	11
		2		2	4	11	19	24	24	15	13
	400	0,5		0	1	2	6	9	6	4	3
		1	70	1	2	3	10	14	10	6	5
		1,5		1	3	4	13	19	14	8	6
		2		2	4	6	18	25	19	10	8
	500	1		0	0	0	7	6	3	2	2
		1,5	80	0	0	1	10	8	4	2	2
		2		0	1	3	13	11	5	3	3

Диаметр глушителя, мм	Диаметр воздуховода, мм	Длина ком- плекта, м	Фактор сво- бодной пло- щади, %	Снижение уровней звуковой мощности, дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
				63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
280	400	0,5	50	1	3	5	11	13	12	8	7
		1		1	5	8	21	24	20	14	12
		1.5		2	6	12	27	31	26	17	14
		2		3	8	15	33	38	32	20	16
	500	0,5	70	0	1	2	5	9	4	3	2
		1		1	2	4	9	12	6	5	4
		1,5		1	3	5	12	16	8	6	5
		2		2	4	7	16	21	11	8	6
	710	1	85	0	0	3	5	5	4	3	2
		1,5		0	0	4	6	6	5	4	2
		2		0	1	5	8	8	7	5	3
355	500	0.5	50	1	3	7	9	13	10	6	5
		1		2	5	11	15	22	16	9	8
		1,5		3	7	14	23	29	21	12	10
		2		4	9	18	30	36	27	15	12
	630	0,5	70	0	1	3	5	7	4	3	2
		1		1	2	5	7	10	6	5	4
		1,5		1	3	7	11	14	8	6	5
		2		2	4	9	14	17	10	8	6
	710	0,5	75	0	1	2	3	4	3	2	1
		1		0	1	5	6	7	4	3	2
		1,5		1	2	7	8	9	5	4	2
		2		2	3	10	11	12	6	4	3

Продолжение таблицы 19.11

Диаметр глушителя, мм	Диаметр воздуховода, мм	Длина ком- плекта, м	Фактор сво- бодной пло- щади, %	Снижение уровней звуковой мощности, дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
				63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
500	710	0,5	50	3	4	5	9	8	5	3	2
		1		4	7	9	15	13	8	5	4
		1,5		5	10	12	21	18	11	7	5
		2		7	13	17	27	24	14	9	7
560	710	0,5	40	3	4	8	15	14	9	6	5
		1		6	9	13	24	22	15	10	9
		1,5		8	13	18	33	30	21	14	12
		2		11	17	24	42	38	27	18	16

Таблица 19.12. Акустическая эффективность комбинированных глушителей

Диаметр цилиндрического глушителя, мм	Диаметр трубчатого глушителя, мм	Фактор свободной площади, %	Снижение уровней звуковой мощности, дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
140	250	70	5	9	18	34	36	25	20	16
180	250	50	5	12	22	42	44	40	31	28
	315	70	5	9	17	34	37	28	19	17
225	315	50	5	10	22	34	38	31	21	19
	400	70	3	8	17	25	27	19	14	13
280	500	70	3	8	15	26	24	16	12	12
355	500	50	4	10	24	32	34	26	17	15

19.3. Специальные глушители для шахтных осевых вентиляторов, компрессорных станций и газотурбинных установок

Для шахтных вентиляционных установок, компрессоров, газотурбинных установок, использующих атмосферный воздух, существенным и часто наиболее интенсивным является шум, излучаемый ими в атмосферу через устройства забора и выброса воздуха и отработанных газов. Наиболее эффективным средством борьбы с этими шумами является установка глушителей шума в газовоздушные тракты, по которым транспортируются шумные потоки.



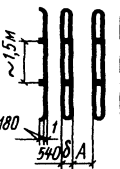
Глушители шума должны, с одной стороны, преграждать путь шуму, с другой, не препятствовать перемещению рабочей среды по газовоздушному тракту. Последнее требование во многом определяет выбор конструкций глушителей. Кроме того, к глушителям в зависимости от условий их установки и эксплуатации предъявляются специфические требования, ограничивающие их размеры, форму, массу, стоимость, использование тех или иных конструкционных и поглощающих звук материалов.

При устройстве глушителей шума в установках шахтной вентиляции применяют звукопоглощающие бетонные блоки [3], из которых можно выполнить глушитель практически любой конструкции, что немаловажно, если учесть сложную конфигурацию вентиляционных каналов и их большую высоту. Блоки в глушителях укладываются на обычном цементном растворе. Для уменьшения гидравлического сопротивления торцы пластин глушителей закругляются. Необходимая длина глушителя, м,

$$l_{ГЛ} = \frac{\Delta L_{ГР}}{\Delta L_{уд}}, \quad (19.6)$$

где $\Delta L_{гр}$ - требуемое снижение шума, дБ; $\Delta L_{уд}$ - снижение шума в пластинчатых глушителях из бетонных блоков, дБ/м, принимаемое по табл. 19.13.

Таблица 19.13. Схемы глушителей и акустическая эффективность.

Продольное сечение глушителя, м ²	Размеры, мм		$\Delta L_{уд}$, дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
	A	δ	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
	200	180	1,2	2,2	4	8	9	8	5	4
	400		0,6	1,2	2	4	4,5	4,5	3	2,5
	600		0,4	0,7	1,4	2,5	3,3	3,3	2,4	1,7
	800		0,3	0,6	1,1	1,9	2,5	2,4	1,8	1,2
	400	360	1,1	2,3	4,5	6	5,6	5	4	3
	600		0,8	1,5	3,3	4,2	4,3	4	3,1	2,3
	800		0,6	1,1	2,4	2,85	3	2,9	2,4	1,7
	1000		0,5	0,9	2	2,4	2,5	2,5	2	1,4
	1200		0,4	0,8	1,6	1,9	2	1,9	1,6	1,2
	400	540	1,6	3,3	4,5	6	5,5	5	4	3
	600		0,95	2	3,6	4,5	4,4	4	3,1	2
	800		0,75	1,5	2,5	2,9	3	2,7	2,2	1,5
	1000		0,6	1,2	2,1	2,4	2,5	2,3	1,8	1,2
	1200		0,5	1	1,8	2	2	1,8	1,5	1

Конструкция глушителя выбирается в зависимости от спектра требуемого снижения шума, конфигурации и размеров вентиляционной установки.

Для снижения шума вентиляторов местного проветривания применяются комбинированные глушители: цилиндрические абсорбционного типа и трубчатые (рис. 19.2).

Для удобства монтажа и размещения в стесненных условиях горных выработок корпус глушителя выполняется цилиндрическим с диаметром, превышающим поперечные размеры вентилятора. Для снижения сопротивления диаметры перфорированной обечайки и звукопоглощающих цилиндров принимаются равными соответственно диаметрам присоединительного патрубка вентилятора и втулки рабочего колеса. Звукопоглощающий цилиндр имеет на входе обтекатель. Линейные размеры L и l элементов глушителя имеют следующие значения: $L = 1,5D$ и $l = 2L/3$.

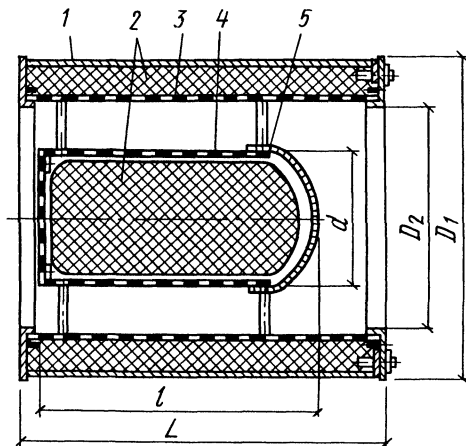


Рис. 19.2. Цилиндрический глушитель шума абсорбционного типа комбинированный с трубчатым глушителем: 1 - корпус глушителя; 2 - звукопоглощающий материал (стекловолокнистые материалы в чехлах из стеклоткани, БСТВ и др.); 3 - обечайки; 4 - звукопоглощающая вставка; 5 -обтекатель

Снижение шума комбинированных глушителей зависит от диаметра звукопоглощающего цилиндра. Эффективность глушителя возрастает с увеличением диаметра цилиндра при неизменной обечайке (табл. 19.14) или при уменьшении зазора между обечайкой и стенкой цилиндра.

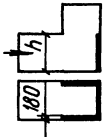
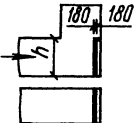
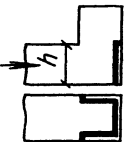
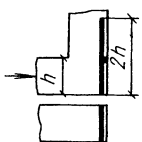
Таблица 19.14. Снижение шума ΔL_p комбинированными глушителями в зависимости от диаметра звукопоглощающего цилиндра

Диаметр звукопоглощающей вставки d , мм	ΔL_p , дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
210	-2	2	2	9	10	6	2	2
280	-2	1	5	9	12	9	2	2
350	-4	2	7	15	15	11	6	3
400	-4	6	10	16	20	15	7	3

На стороне всасывания крупных шахтных вентиляторов необходимо для выполнения в них звукопоглощающих облицовок использовать прежде всего повороты. В этом случае облицовки практически не создают дополнительного гидравлического сопротивления и в то же время являются эффективным средством борьбы с шумом.

Шумопоглощение, обеспечиваемое установкой звукопоглощающей облицовки, зависит от ее конструкции. Облицовка с воздушным промежутком увеличивает снижение шума на низких частотах, а размещение ее за поворотом примерно на двойную высоту канала увеличивает заглушение во всем диапазоне частот. Схему применяемых облицовок и значения снижения шума приведены в табл. 19.15.

Таблица 19.15. Схемы звукопоглощающих облицовок и их акустическая эффективность

Схема облицовки	Размер h , м	ΔL_p , дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
	4	1	1,5	2	3	3,5	3,5	3,5	3,5
	2	—	1,5	2,5	3	3	3	3	3
	4	1,5	2,5	3	3	3	3	3	3
	2	1	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
	4-8	2,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
	2	3	5	5	5	5	5	5	5
	4-8	4	5	5	5	5	5	5	5
	1	1,5	3	5	7	7	7	7	7
	2	3	6	7	7	7	7	7	7

Компрессорные станции промышленных предприятий в процессе эксплуатации создают значительный шум в машинных залах от работы компрессоров и на окружающей их территории от всасывающих и стравливающих воздухопроводов. Эти шумы имеют различное происхождение, поэтому при разработке мероприятий по шумоглушению компрессорных станций следует отдельно рассматривать акустические условия в машинном зале, компрессорной и вне ее на прилегающей территории.

Для уменьшения аэродинамического шума от всасывающих и стравливающих воздухопроводов необходима установка эффективных глушителей шума. Компрессорные станции производительностью 40 – 150 м³/мин, как правило, оборудуются поршневыми компрессорами, а производительностью 250 – 500 м³/мин – турбокомпрессорами. Шум всасывания и стравливания распространяется не только на прилегающую к станции территорию промышленного предприятия, но и на территорию жилой застройки.

Для снижения шума всасывания применяются комбинированные и камерно-пластинчатые глушители, сочетающие в себе элементы камерного, активного (абсорбционного) и реактивного глушителей. Стравливание происходит сравнительно редко, но интенсивность шума в области высоких частот при этом обычно значительно выше, чем при всасывании. Для снижения шума стравливания целесообразно применять пластинчатые и бутово-камерные глушители.

Акустическая эффективность глушителей компрессорных станций дана в табл. 19.16. Конструкции глушителей шума всасывания компрессоров производительностью 80 и 250 м³/мин представлены на рис. 19.3 и 19.4. Характерные размеры этих глушителей представлены в табл. 19.17.

Как показано на рис. 19.3, воздух проходит через воздухозаборную трубу в расширительную камеру, где происходит выравнивание пульсаций воздуха. За расширительной камерой следует камера реактивного глушителя с низкочастотным звукопоглотителем, выполненным из металлических кассет толщиной 100 мм, закрытых со стороны камеры дюралюминиевыми листами толщиной 0.6 мм, за которыми по их периметру располагается валик из стекловолокна, демпфирующий колебания.

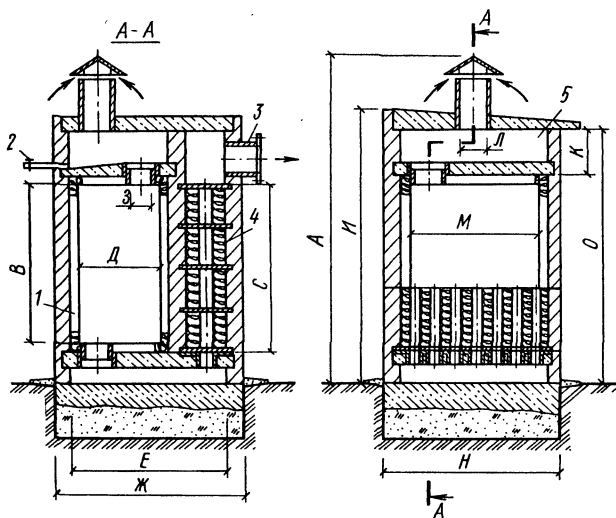


Рис. 19.3. Комбинированный шумоглушитель всасывания поршневых компрессоров производительностью 80 м³/мин: 1 - реактивный глушитель; 2 - труба для стока конденсата; 3 - патрубок; 4 - глушитель активного типа; 5 - расширительная камера

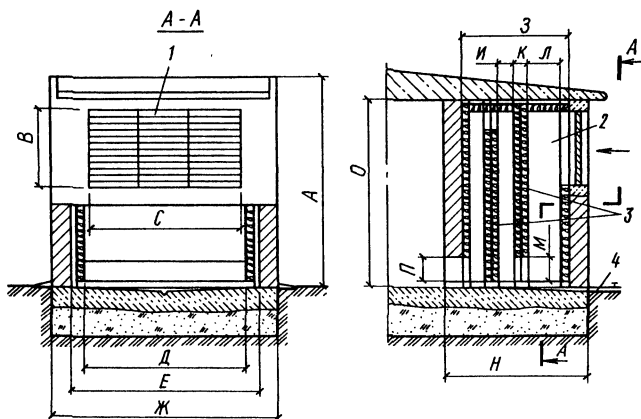


Рис. 19.4. Камерно-пластинчатый глушитель шума всасывания трубокомпрессоров производительностью 250 м³/мин: 1 - жалюзийная решетка; 2 - расширительная камера; 3 - звукопоглощающие кассеты; 4 - труба стока конденсата

Таблица 19.16. Акустическая эффективность глушителей компрессорных станций

Тип шумоглушителя	Эффективность глушителя, дБ, при средне-геометрических частотах октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Комбинированные шумоглушители всасывания поршневых компрессоров производительностью 40, 80 и 150 м ³ /мин	61	60	52	44	33	32	30	27
Камерно-пластинчатые шумоглушители всасывания турбокомпрессоров производительностью 250 и 500 м ³ /мин	5	14	16	25	25	37	43	41
Пластинчатые шумоглушители стравливания поршневых компрессоров производительностью 40, 80 и 150 м ³ /мин	5	11	19	28	36	35	26	20
Бутово-камерные шумоглушители стравливания турбокомпрессоров производительностью 250 и 500 м ³ /мин	15	25	40	45	50	55	60	65

Далее по воздушному каналу расположен активный глушитель, представляющий собой девять вертикально расположенных трубок диаметром 200 мм, через которые проходит воздух. Трубы выполнены из проволоки диаметром 8 мм и обернуты сеткой и стеклотканью. Пространство между стенками камеры и трубами заполняется супертонким стекловолокном. После активного глушителя воздух попадает в камеру, к которой через патрубок, вмонтированный в наружную стенку, подсоединяется трубопровод, идущий от компрессоров.

Глушитель шума всасывания воздуха для более мощных компрессоров внутри разделен звукопоглощающими пластинами, образующими расширительную камеру и два последовательных канала (рис. 19.4). Пластины представляют собой металлические рамы, заполненные звукопоглощающим материалом, который предохраняется от выдувания защитным слоем из стеклоткани марки Э2-100 или Э3-100 и стальной оцинкованной сеткой.

Глушители шума всасывания выполнены из кирпича и желе-

зобетона. Стены выполнены в один кирпич (250 мм), а перекрытия - железобетонные толщиной, эквивалентной по звукоизоляции толщине кирпичной стены.

На рис. 19.5 показана конструкция глушителя шума стравливания компрессоров производительностью до $150 \text{ м}^3/\text{мин}$. Это глушитель пластинчатого типа с тремя каналами (для малых компрессоров достаточно двух каналов). Корпус глушителя выполнен из металлического листа, покрытого снаружи вибродемпфирующей мастикой. Внутренняя поверхность каналов облицована звукопоглощающим материалом с защитным слоем из стеклотканей и стальной оцинкованной сетки. Трубы стравливания сжатого воздуха от отдельных компрессоров объединяются в одну трубу-коллектор, которая через конфузор соединяется с глушителем.

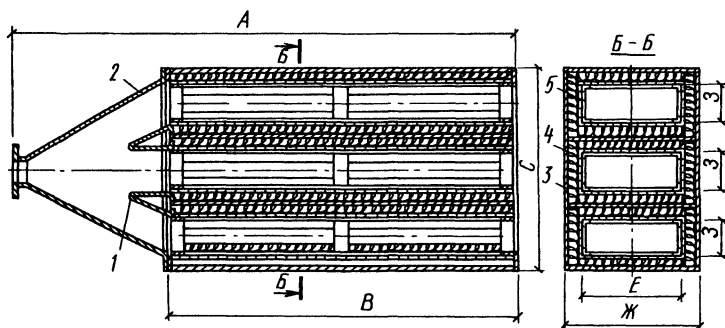


Рис. 19.5. Пластинчатый шумоглушитель стравливания поршневых компрессоров производительностью $80 \text{ м}^3/\text{мин}$: 1 - рассекаТЕЛЬ; 2 - конфузор; 3 - металлический каркас; 4 - звукопоглощающий материал; 5 - сетчатый каркас

Для компрессоров производительностью 250 и $500 \text{ м}^3/\text{мин}$ глушитель шума стравливания воздуха конструктивно представляет собой камеру, выполненную из кирпича и железобетона (рис. 19.6). Внутри камеры на швеллерах укладывается слой булыжника, поверх которого насыпается слой щебня. Характерные размеры шумоглушителей стравливания приведены в табл. 19.18.

Интенсивный аэродинамический шум возникает в системе всасывания воздуха и выхлопа газов, в вентиляторе системы охлаж-

дения, в корпусе турбомашин и в генераторе, сбросных устройствах (линиях продувки, предохранительной линии, линии антипомпажных клапанов компрессоров ГТУ).

Для ограничения распространения такого шума по потоку транспортируемой среды и выхода его в окружающую атмосферу применяются шумоглушители. Они занимают важное место в общей системе мероприятий по шумоглушению, так как через заборные или сбросные устройства шум из рабочих полостей распространяется непосредственно в атмосферу, создавая наибольшие уровни звукового давления (по сравнению с другими источниками шума).

Кроме того, необходимо ограничивать распространение шума по транспортируемой среде для предупреждения чрезмерного проникания его через стенки трубопроводов наружу путем установки глушителя, например, на участке за редукционным клапаном.

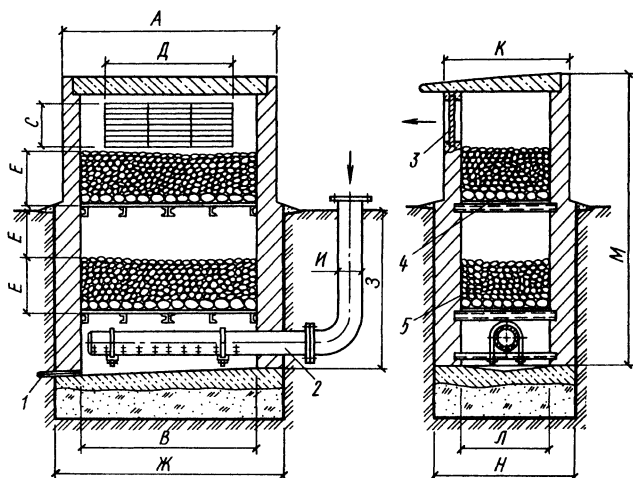


Рис. 19.6. Бутово-камерный шумоглушитель стравливания трубокомпрессоров: 1 - труба для стока конденсата; 2 - перфорированная труба; 3 - жалюзийная решетка, 4 - решетка для бута; 5 - бут (щебень)

Таблица 19.17. Характерные размеры шумоглушителей всасывания поршневых турбокомпрессоров

Тип шумоглушителя	Размеры шумоглушителей, мм													
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	K	L	M	N	O
Комбинированные шумоглушители всасывания поршневых компрессоров производительностью, м ³ /мин:														
40	4000	1700	2000	1000	1850	2350	300	3200	450	300	1700	2200	2900	—
80	4800	2400	2500	1500	2400	2900	425	4000	500	425	2000	2700	3700	—
150	5600	3100	3200	4100	3100	3600	580	4800	550	580	2800	3300	4500	-
Камерно-пластинчатые шумоглушители всасывающих турбокомпрессоров производительностью, м ³ /мин:														
250	2700	1000	2000	2200	2500	3000	1600	200	200	400	300	1900	300	—
500	3100	1200	3220	3520	3820	4380	1600	250	200	500	250	2100	2800	300

Таблица 19.18. Характерные размеры шумоглушителей срамливания поршневых и турбокомпрессоров

Тип шумоглушителя	Размеры шумоглушителей, мм											
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	K	L	M
Пластинчатые шумоглушители срамливания поршневых компрессоров производительностью, м ³ /мин:												
40	1510	1000	400	76	500	600	100	—	—	—	—	—
80	1900	1310	750	106	500	600	150	—	—	—	—	—
150	2200	1500	780	145	800	900	160	—	—	—	—	—
Бутово-камерные шумоглушители срамливания турбокомпрессоров производительностью, м ³ /мин:												
250	3000	2500	600	1800	750	3260	2250	325	1500	1000	400	1760
500	3500	3000	800	2400	1000	3760	2450	426	2000	1500	5450	2260

Глушители шума на всасывании газовых турбин работают при прохождении через них атмосферного воздуха. Вместе с тем на всасывании газовых турбин шум имеет высокие уровни и высокочастотный характер. К глушителям шума на выбросе ГТУ предъявляются менее жесткие требования по акустической эффективности, но они должны выдерживать воздействие высокотемпературного потока с наличием в нем некоторых химически активных веществ.

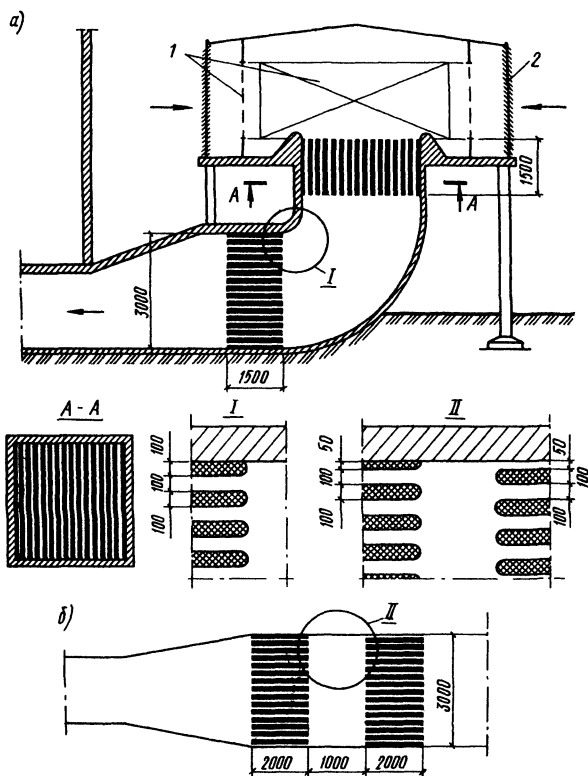


Рис. 19.7. Расположение глушителей в воздухозаборном тракте ГТУ: *а* - в канале с поворотом; *б* - в прямом участке канала; 1 - фильтры; 2 - жалюзи

В качестве примера шумоглушения на всасывании мощной пиковой ГТУ-100 можно привести конструкцию шумоглушителя, установленного на Краснодарской ТЭЦ. Воздухозаборная камера выполнена в виде железобетонной многогранной башни, воздух в которую

проходит через боковые проемы с жалюзи (рис. 19.7.а). Вдоль боковых стен установлены воздушные фильтры. К люку в центре башни подведен всасывающий канал прямоугольного сечения. Глушитель выполнен в виде двух ступеней длиной 1500 мм. Каркасы пластин деревянные. В качестве ЗПМ для заполнения пластин глушителя применены маты из СТВ плотностью $\rho = 20 \text{ кг/м}^3$. Защитный слой состоит из перфорированных стальных листов толщиной 1 мм с диаметром отверстий 5 мм и шагом 10 мм, а также из стеклоткани Э2-80. Эффективность каждой ступени (по перепаду уровней звукового давления) составляет около 30 дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 1000 и 2000 Гц (лопаточная частота ГТУ равна здесь 1350 Гц).

Примерно такую же эффективность обеспечивает глушитель, размещенный в прямом участке воздушного канала ПГУ-200 на Невинномысской ГРЭС (рис. 19.7,б).

На выхлопе уровень шума газовой установки существенно ниже и носит широкополосный характер без выраженных дискретных составляющих. Отработанные газы транспортируются по газоходам в дымовую трубу, высота которой, как правило, более 120 м. Поэтому требуемое снижение шума выхлопа ГТУ не превышает 15–20 дБА. Указанное снижение шума обеспечит двухступенчатый или одноступенчатый глушитель, набранный из типовых элементов (рис. 19.8).

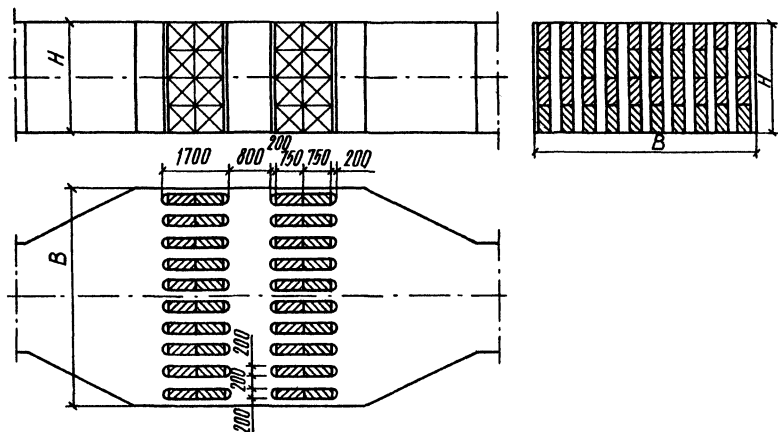


Рис. 19.8. Расположение пластинчатых глушителей в горизонтальном уширении газохода

Подобные глушители хорошо зарекомендовали себя при эксплуатации в газовых трактах ТЭЦ Москвы (рис. 19.9 и 19.10) в агрессивной и высокотемпературной среде в течение более 10 лет. Они эф-

фективно снижают шум осевых дымососов. В качестве звукопоглощающего материала использовано базальтовое супертонкое стекловолокно. Защитный слой традиционный: перфорированный стальной лист и стеклоткань.

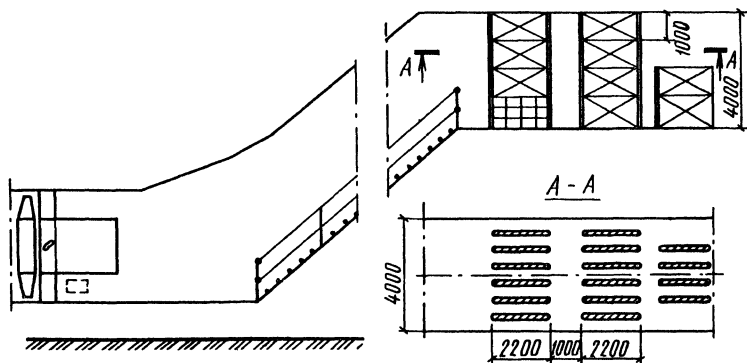


Рис. 19.9. Расположение глушителей в газоходе блока № 4 ТЭЦ-25 Мосэнерго

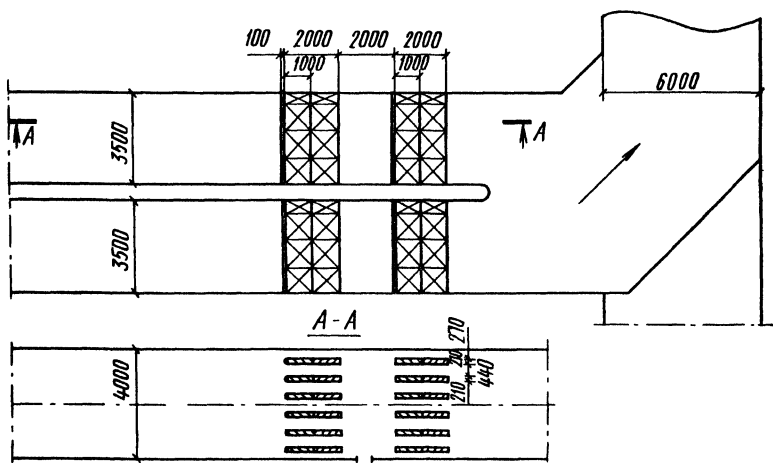


Рис. 19.10. Расположение глушителя в газоходах блока № 5 ТЭЦ-23 Мосэнерго

20.1. Назначение звукоизолирующих кабин

Звукоизолирующие кабины являются эффективным средством защиты от шума персонала, работающего в наиболее тяжёлых шумных условиях производственных цехов. Одновременно они могут служить и для защиты от других вредных факторов: от пыли, от высоких температур и т.д. Рекомендуется устройство звукоизолирующих кабин для установки в них пультов дистанционного управления технологическим оборудованием; размещения контрольных приборов, требующих постоянного наблюдения; размещения рабочих мест начальников, мастеров, дежурных цехов, смен и участков в зонах повышенного шума и других вредных факторов; размещения пультов связи по телефону или с другими переговорными устройствами в зонах повышенного шума; устройства мест отдыха рабочих, находящихся в течение смены в условиях повышенного шума; проведения аудиометрических измерений при проверке слуха.

Звукоизолирующие кабины удобны тем, что они могут иметь любой необходимый размер и их можно устанавливать на любом месте производственного помещения. Варьируя конструкции ограждений кабины можно добиться необходимого снижения шума, соответствующего требованиям санитарных норм для данных рабочих мест при относительно небольшой затрате материалов и средств.

Общие требования к звукоизолирующим кабинам изложены в стандарте [7], а методы измерения звукоизоляции кабин с линейными размерами, не превышающими 6 м - в стандарте [8].

20.2. Классификация кабин

По архитектурно-планировочным решениям кабины должны отвечать требованиям технологического процесса, для которого они предназначены, обеспечивать необходимый обзор технологического оборудования и удобство размещения в них пультов управления контрольно-измерительных приборов и рабочих мест операторов.

Кабины могут быть установлены на полу цеха или выше - на приподнятых площадках и на антресолях для увеличения площади обзора в цехе. Чаще всего кабины бывают квадратными или прямоугольными в плане, с вертикальным или наклонным боковым остеклением. В необходимых случаях одна из стенок кабины (с остеклением) может быть полукруглой или в виде эркера. Но более простые формы кабины предпочтительнее, так как это упрощает узлы стыковки отдельных элементов, уменьшает количество возможных щелей в них и, следовательно, улучшает звукоизоляцию кабины.

По конструктивным особенностям кабины могут быть каркасными и бескаркасными:

- из сборных элементов, заранее изготовленных на заводе (панели стальные, алюминиевые, пластиковые щитовые и т.п.);
- из обычных строительных конструкций (железобетон, кирпич и пр.);
- из специальных строительных конструкций повышенной звукоизоляции (двойные стены из кирпича или бетона, со сложным остеклением, двойными дверями).

В соответствии с обеспечиваемой изоляцией от воздушного шума кабины могут подразделяться на четыре класса:

1-й класс – кабины, обеспечивающие повышенную звукоизоляцию: от 25 дБ в октавной полосе 63 Гц до 45 дБ в октавной полосе 8000 Гц и выше; для таких кабин применяют тяжелые строительные конструкции;

2-й класс – кабины, обеспечивающие звукоизоляцию от 15 – 24 до 35 – 44 дБ в октавных полосах от 63 до 8000 Гц; для кабин этого класса возможно применение обычных строительных конструкций или сборных конструкций повышенной звукоизоляции;

3-й класс – кабины, обеспечивающие звукоизоляцию от 5 – 14 до 25 – 34 дБ в октавных полосах 63 – 8000 Гц; такие кабины, как правило, собираются из готовых элементов или панелей;

4-й класс – кабины, обеспечивающие низкую звукоизоляцию: от 4 до 24 дБ в октавных полосах 63 – 8000 Гц (такие кабины чаще всего можно встретить в действующих цехах) и могут быть выполнены из облегченных сборных конструкций, таких как пластик, ДСП, фанера и т.п. в сочетании с минераловатными плитами и защитным покрытием внутренних поверхностей кабины.

Обследования цехов металлургической промышленности показывают, что необходимы кабины 2-го и 3-го класса; для турбинных и котельных залов ТЭЦ и ТЭС необходимы кабины со звукоизоляцией не ниже 2-го класса; для цехов испытания моторов и двигателей, компрессорных и тому подобных шумных производств необходимы кабины 1-го и 2-го класса по звукоизоляции.

20.3. Методы расчета требуемой звукоизоляции кабин

Расчет требуемой изоляции воздушного шума элементами ограждения кабины (стенами, перекрытием, окнами, дверями) проводят для каждой из восьми октавных полос по формуле

$$R_{\text{тр}i} = L_{\text{ш}} - 10 \lg B_{\text{к}} + 10 \lg S_i - L_{\text{доп}} + 10 \lg m \quad (20.1)$$

или по аналогичной формуле

$$R_{\text{тр}i} = L_{P\text{сум}} - 10 \lg B_{\text{ш}} - 10 \lg B_{\text{к}} + 10 \lg S_i - L_{\text{доп}} + 10 \lg m + 6 \quad (20.2)$$

где $L_{\text{ш}}$ – октавный уровень звукового давления, дБ, в помещении с источниками шума на предполагаемом месте установки кабины, измеренный в действующем цехе или рассчитанный по формулам; $L_{P\text{сум}}$ – суммарный октавный уровень звуковой мощности, дБ, источников шума, установленных в помещении; $B_{\text{к}}$ – постоянная помещения кабины; $B_{\text{ш}}$ – постоянная помещения с источниками шума; S_i – площадь i -го ограждающего элемента кабины, м^2 (стены глухие, верхнее перекрытие, окна, дверь), $i = 1, 2 \dots m$; $L_{\text{доп}}$ – допустимый по санитарным нормам октавный уровень звукового давления на рабочем месте в кабине, дБ; m – число различных по изоляции ограждающих элементов кабины.

Изоляция воздушного шума элементами ограждения с большей площадью S_i должна быть выше, чем изоляция элементами меньшей площади (например, окнами или дверью). Подбирать ограждения следует так, чтобы их звукоизоляция была не ниже требуемой для данного элемента. Необходимые и достаточные по звукоизоляции конструкции стен, перекрытия, окон и двери кабины подбирают по справочным данным [1, 2, 19], либо рассчитывают по формулам раздела I.

После выбора ограждающих конструкций всех элементов кабины следует произвести поверочный расчет ожидаемого снижения шума, обеспечиваемого кабиной, $\Delta L_{\text{каб}}$, дБ, в октавных полосах по формуле

$$\Delta L_{\text{каб}} = \bar{R}_{\text{ср}} + 10 \lg B_{\text{к}} - 10 \lg \sum_{i=1}^m S_i, \quad (20.3)$$

где

$$\bar{R}_{\text{ср}} = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^m S_i}{\sum_{i=1}^m S_i \cdot 10^{-0,1 R_i}}, \quad (20.4)$$

S_i и R_i – соответственно площадь, м^2 , и величина изоляции воздушного шума, дБ.

20.4. Общие требования к звукоизолирующим кабинам

В кабинах должны быть обеспечены уровни звукового давления, устанавливаемые стандартом [9].

Высота кабины должна быть не менее 2,5 м, а объем – не менее 15 м³ на одно рабочее место.

Размеры и расположение окон в кабине должны обеспечивать хороший обзор оборудования и управление технологическим процессом. Необходимо обеспечить возможность безопасной периодической очистки стекол окон кабины.

Для вентиляции и поддержания необходимой температуры в кабине, если она устанавливается в горячем цехе, следует оборудовать кабину кондиционером или соединить ее с общецеховой системой вентиляции и отопления.

Шум от системы вентиляции, отопления или кондиционирования воздуха в кабине должен быть по крайней мере на 5 дБ ниже требований стандарта [9] для рабочего места в кабине. Для обеспечения этого требования необходимо рассчитать и установить соответствующие глушители шума со стороны притока и вытяжки воздуха в кабине.

Освещение и цветовая отделка внутренних поверхностей кабины должны соответствовать санитарным нормам.

Кабины обеспечиваются переговорными устройствами или телефонами, если это необходимо по технологическим требованиям.

Кабина должна быть виброизолирована от перекрытия или площадки, на которой она установлена, и не иметь жестких связей с другими ограждающими или конструктивными элементами цеха. Уровни вибрации в рабочей зоне оператора должны соответствовать установленным нормам.

Через кабину, под кабиной или на ней нельзя прокладывать кабели высокого напряжения и другие технологические коммуникации, по которым передаются агрессивные или вредные вещества, горячая и холодная вода, газ и т.п.

20.5. Рекомендации по проектированию звукоизолирующих кабин

Для снижения реверберации и повышения эффективности звукоизолирующей кабины внутренние поверхности кабин (потолок, стены, дверь, простенки между окнами) следует облицовывать звукопоглощающими материалами с коэффициентом звукопоглощения на частотах от 125 Гц не менее 0,5. Наиболее удобными для этого являются звукопоглощающие плиты из гранулированной минеральной ваты на композиционном связующем типа “Акмигран” на отnose от стены 15–20 см или слоистые конструкции, состоящие из минераловатных и стекловолоконистых плит толщиной 50 мм и

плотностью не более 80 кг/м^3 , обернутых в стеклоткань или в пленку толщиной 0,05 мм для предотвращения высыпания волокон материала. С внешней стороны минераловатные плиты закрываются перфорированным экраном толщиной 0,8–1 мм из металла или просечно-вытяжной сетки с процентом перфорации не менее 12–15% и отверстиями 2–4 мм в диаметре. Если необходима окраска перфорированных экранов, то ее следует проводить краскопультом до установки в конструкцию, чтобы краска не покрывала отверстия и ткань за ними.

Кабины 1-го класса должны иметь стены из обычных строительных конструкций не тоньше чем в 0,5 кирпича, оштукатуренных с двух сторон, перекрытие - из железобетонных плит толщиной не менее 100 мм с поверхностной плотностью 250 кг/м^2 и более. Двери в кабинах этого класса должны иметь повышенную звукоизоляцию. При одинарной двери полотно делают из двух стальных листов 5 и 3 мм, между которыми плотно зажимают жесткие минераловатные плиты толщиной 80 мм. Двери по контуру имеют прокладки из мягкой резины, герметично закрывающие все зазоры и щели. Двери оснащаются одним или двумя (по высоте) клиновыми затворами, обеспечивающими плотное примыкание двери к коробке.

Окна в кабинах 1-го класса в зависимости от общей площади остекления должны иметь двойное или тройное остекление из силикатного стекла разной толщины (например, 4 и 7 мм с воздушным промежутком 200 – 400 мм или два стекла по 4 мм и одно 3 мм с воздушным промежутком 16 и 200 мм) или из оргстекла толщиной 20 – 30 мм. Стекла оснащаются по контуру фасонными резиновыми прокладками, герметизирующими все щели и неплотности. При открывающихся окнах необходимо иметь пружинные затворы, обеспечивающие герметичность при закрытых окнах.

Для снижения шума в кабинах 1-го класса, передающегося через перекрытие, на котором установлены стены кабины, необходимо делать плавающий пол. Основой этого пола служат жесткие минераловатные плиты толщиной не менее 50 мм, которые располагают по всей площади кабины, сверху на них укладывают плиты ДСП, щиты из досок и т.п., а затем - линолеум. Плиты и щиты не должны касаться стен кабины, щели между ними заполняют минеральной ватой и закрывают нащельниками или плинтусами, которые прибивают только к плитам или щитам пола.

Кабины 2-го и 3-го класса, наиболее необходимые в промышленности, могут иметь каркасную сборно-разборную конструкцию.

Каркас кабин 2-го класса выполняется из металлического проката или алюминиевых профилей. К каркасу нижнего основания крепят каркасы боковых стен. На собранную коробку укладывают каркас верхнего перекрытия кабины. Боковые каркасы, верхнее перекрытие и нижнее основание образуют пространственную конструкцию, к которой снаружи крепят панели ограждения (в том числе с окнами и с дверями) и верхнего перекрытия, а изнутри – панели нижнего перекрытия, пол и звукопоглощающую облицовку.

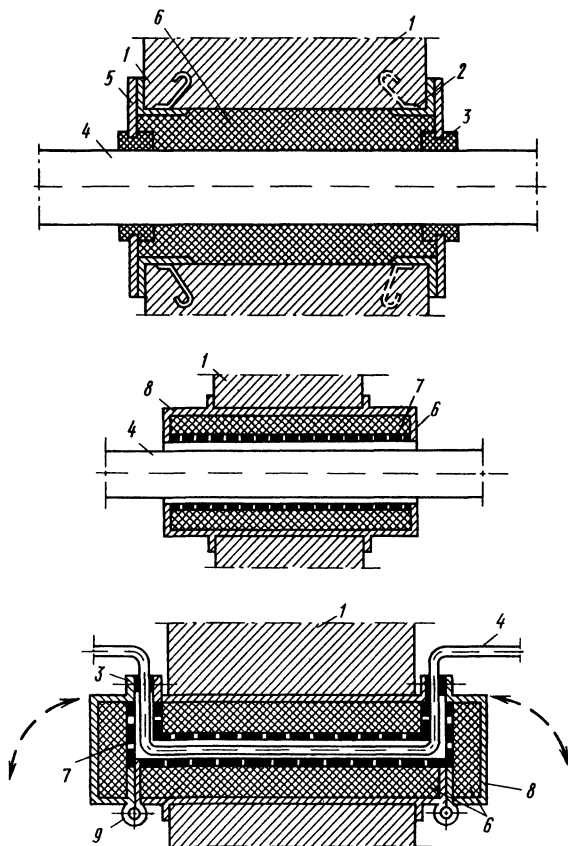


Рис. 20.1. Звукоизоляция мест прохода коммуникаций через ограждения:
 1 – стены или перекрытия; 2 - обрамление проема (уголки); 3 - резиновые прокладки; 4 – коммуникации; 5 - фланцы (на винтах); 6 - звукопоглощающий материал; 7 - перфорированный металл; 8 - глушитель шума, образующий канал; 9 - петли откладываемых крышек

Звукоизоляция кабин из сборных элементов зависит от конструкции навесных панелей ограждения, их веса, но более всего - от наличия (или отсутствия) щелей в местах сопряжения панелей друг с другом и с каркасом кабины. Поэтому при проектировании кабин следует предусматривать минимальное количество швов между панелями ограждения, их герметизацию резиновыми или другими упругими прокладками.

Нижнее основание кабины следует устанавливать на специальные амортизаторы, рассчитанные на кабину с установленным в ней оборудованием и обслуживающим персоналом. Нижнее перекрытие также должно обеспечивать герметичность швов по периметру кабины, иначе эффективность кабины будет значительно ниже рассчитанной, особенно в области высоких частот.

Панели ограждения, как правило, выполняются с оконными и дверными проемами, панелями освещения, панелями-глушителями шума системы вентиляции кабины и имеют слоистую конструкцию. С внешней стороны это может быть стальной или алюминиевый лист толщиной 1,5 – 3 мм, внутри слой звукопоглощающего материала толщиной 50 – 80 мм, стеклоткань или пленка, с внутренней стороны кабины - перфорированный стальной или алюминиевый лист с перфорацией не менее 15% (диаметр отверстий 3 – 5 мм). При такой конструкции специальной звукопоглощающей облицовки внутри кабины не требуется.

Ограждением кабин 3-го класса могут быть также слоистые панели из древесноволокнистых плит, толщиной 19 мм, облицованные с двух сторон алюминиевыми листами толщиной 2 мм. В этом случае внутри следует выполнять дополнительно звукопоглощающую облицовку потолка и стен кабины, как это делается в кабинах 1-го класса.

Часто эффективность кабин снижается из-за наличия щелей в месте установки кондиционера, а также в местах прохождения через стенки электропроводов, кабелей связи и других необходимых коммуникаций. Эти узлы должны быть тщательно звукоизолированы. Примеры решений звукоизолированных вводов технологических коммуникаций в стены кабины приведены на рис. 20.1.

20.6. Факторы, влияющие на фактическую звукоизоляцию кабин

В нашей стране нет специализированной организации, выпускающей унифицированные конструкции для сборных кабин наблюдения и осуществляющей их сборку в цехах, на месте установки кабин. Это существенно влияет на качество исполнения и сборки звукоизолирующих кабин и понижает их эффективность. Основные дефекты обследованных кабин следующие:

- плохие притворы дверей, несоответствие по звукоизоляции конструкций дверей, окон, стен;
- наличие щелей по периметру нижнего перекрытия кабины, а также между панелями и каркасом;
- значительные щели в месте примыкания верхнего перекрытия к стенам;
- недостаточная толщина стекол, плохое выполнение остекления без герметизации стекол по контуру;
- отсутствие глушителей шума в системе вентиляции кабины, что приводит к повышенному шуму в кабине, проникающему по воздуховодам от вентилятора или от шумного оборудования в помещении, через которое проходит воздуховод до кабины (например, через бокс испытания двигателей и т.п.);
- отсутствие звукопоглощающей облицовки внутри кабины;
- плохая вентиляция и освещение в кабине;
- неудобное расположение рабочих мест в кабине, плохой обзор технологического оборудования;
- вибрация пола и стенок кабины, приводящая к увеличению шума в кабине.

Особые требования необходимо предъявлять к качеству изготовления каркаса и ограждающих панелей, соблюдению необходимых допусков, чтобы избежать брака при сборке кабины на месте установки.

Прежде всего, необходимо тщательно соблюдать технологию сборки кабин, проводить работы по герметизации стыков и последующую проверку выполненных работ, так как наличие щелей сводит на нет все другие мероприятия по повышению звукоизоляции кабин, например такие, как увеличение толщины и массы ограждающих элементов кабины.

При проектировании кабин необходимо учитывать, что для получения требуемой по расчету звукоизоляции от воздушного шума кабины следует выбирать ограждающие элементы со звукоизолирующей способностью выше, чем $R_{тр}$, на 5–8 дБ. Если при изготовлении ограждающих элементов кабины, ее дверей и оконного заполнения будут выдержаны необходимые допуски, а также будет проведена качественная сборка кабины, тогда можно ожидать, что звукоизоляция кабины в целом будет соответствовать $R_{тр}$.

21.1. Классификация кожухов

Под звукоизолирующим кожухом понимается оболочка произвольной формы, выполненная из отдельных ограждающих конструкций или цельковая, имеющая при необходимости вентиляционные и технологические отверстия, смотровые окна, люки и двери, полностью охватывающая весь источник шума или какую-либо его часть с целью снижения уровней воздушного шума, воздействующего на производственный персонал. Величиной звукоизоляции кожуха R_K , дБ, является снижение уровней звуковой мощности, полученное в связи с установкой кожуха:

$$R_K = L_{P_1} - L_{P_2},$$

где L_{P_1}, L_{P_2} - октавный уровень звуковой мощности, излучаемой источником шума соответственно до установки и после установки кожуха, дБ.

Измерения звукоизоляции кожухов следует выполнять по стандарту [4].

На основе отечественной практики, когда звукоизолирующие кожухи изготавливаются мелкосерийно или поштучно для собственных нужд в ряде отраслей, а также зарубежного опыта, где налажено и крупносерийное производство звукоизолирующих кожухов и их элементов, можно выделить три класса кожухов по изоляции от воздушного шума (табл. 21.1). Класс кожуха определяется сравнением фактического значения изоляции воздушного шума, измеренного по стандарту [4], со значениями, установленными в табл. 21.1, и принимается по значению изоляции от воздушного шума, относящемуся к наиболее низкому классу.

Звукоизолирующие кожухи разделяются на типы:

- по конструктивному решению – неразборные (каркасные или бескаркасные), разборные (каркасные или бескаркасные);
- по способу обеспечения допустимого теплового режима - без вентиляции, с естественной вентиляцией, с принудительной вентиляцией;
- по способу установки на несущие конструкции – с жесткой установкой (непосредственным опиранием на несущую конструкцию), с установкой на виброизолирующие прокладки, с установкой на виброизоляторы и уплотнением зазора между основанием кожуха и опорной поверхностью.

Таблица 21.1. Классификация кожухов по назначению звукоизоляции

Класс кожуха	Звукоизоляция R_k , дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1-й	10-25	19-35	25-40	30-45	34-49	37-52	39-54	40-54	40-54
2-й	0-6	1-10	5-13	8-17	10-20	18-30	20-32	20-32	20-32
3-й	0	0	0-3	2-7	4-8	5-8	5-9	5-9	5-9

21.2. Общие технические требования к кожухам и конструктивные решения их основных элементов

Звукоизолирующие кожухи предназначены для создания благоприятных условий труда, повышения его производительности. Высокая звукоизоляция и успешное применение кожухов на производстве возможны лишь при учете ряда эксплуатационных требований. Зарубежный опыт показывает, что в идеале кожух должен быть принадлежностью машины, выполняя несколько технических функций, что снижает экономические затраты на борьбу с шумом.

Основными требованиями, предъявляемыми к звукоизолирующим кожухам, являются:

- сохранение благоприятных условий работы оператора, обеспечение нормальных условий и безаварийного режима работы изолированной машины;
- обеспечение требуемой акустической эффективности (звукоизоляции).

Идеальным конструктивным решением кожуха является такое, при котором обеспечивается его полная герметичность и отсутствие физического контакта с источником шума. Реальные конструкции кожухов весьма далеки от идеала, так как по условиям их эксплуатации герметичность замкнутого пространства нарушается из-за необходимости подводки внутрь кожуха трубопроводов, устройства каналов для прохода воздуха и отвода избыточного тепла, наличия смотровых окон и открывающихся дверей. Кроме того, использование обязательных стыковых соединений, неизбежно сопровождаемых щелевыми отверстиями и неплотностями, также ведет к усложнению конструктивных решений и ограничению реальной звукоизоляции значениями, характерными для данного класса кожухов. Основные пути проникания шума в защищаемое помещение показаны на рис. 21.1.

Выбор общего конструктивного решения и отдельных узлов кожуха определяется рядом факторов: наличием свободного места сверху или сбоку от машины, необходимостью доступа к отдельным узлам или к машине в целом, возможностью снижения шума путем звукоизоляции отдельных узлов, возможностью использования модульных (унифицированных) элементов и т.п. [17].

Конструкция кожуха должна обеспечивать возможность визуального наблюдения оператора за работой машины и показаниями контрольных приборов, для чего требуется устройство достаточно больших смотровых окон с соответствующей звукоизоляцией и, при необходимости, системы искусственного освещения внутри кожуха. Если до установки кожуха оператор контролировал рабочий процесс и техническое состояние машины по слуху, то после его установки он может пользоваться технологическими или специально сделанными в

удобных местах небольшими отверстиями. Если указанный путь невозможен, то потребуются либо использование звукоусилительной системы с микрофонами, расположенными вблизи контролируемых узлов, и с громкоговорителем на рабочем месте, либо применение альтернативных систем контроля с соответствующими датчиками. Оператор должен иметь возможность регулирования рабочего процесса, для чего желательно устройство системы дистанционного управления и контроля или хотя бы дистанционной аварийной остановки.

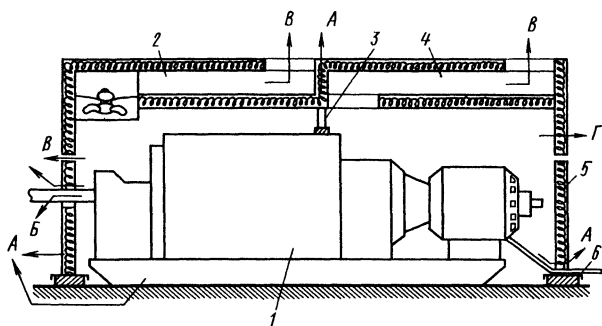


Рис. 21.1. Пути передачи звуковых колебаний: А - через фундамент и места соприкосновения кожуха с машиной; В - через незакрытые части машины; В - через вентиляционные и технологические отверстия и неплотности стыков ограждений; Г - через ограждения кожуха; 1 - изолируемая машина; 2 - приточное вентиляционное отверстие с вентилятором и глушителем; 3 - виброакустический мостик; 4 - вытяжное вентиляционное отверстие с глушителем; 5 - ограждение кожуха; 6 - виброизолирующая прокладка

Применение кожуха может привести к нежелательному повышению температуры изолируемой машины. Если естественная вентиляция через технологические отверстия не может предотвратить повышение температуры под кожухом, необходимо обеспечить сохранение нормального температурного режима с помощью вентиляционных отверстий и, при необходимости, системы принудительной вентиляции. Материалы, из которых изготавливается кожух, должны быть устойчивы к действию выделяющихся при работе машины газов, пыли, конденсата, а также к внешним климатическим воздействиям. Жидкость и пыль могут засорить поверхность звукопоглотителя и намного ухудшить его эффективность. Там, где могут быть водяные брызги, следует использовать водонепроницаемые пленки. В пищевых и фармацевтических производствах на материалы конструкции кожуха накладываются дополнительные ограничения. Кожух должен изготавливаться из несгораемых или трудносгораемых материалов и удовлетво-

ряд требований пожарной взрывобезопасности и электробезопасности.

Требуемая акустическая эффективность кожуха обеспечивается в первую очередь его ограждениями, а также другими элементами конструкции, по которым распространяется шум и звуковая вибрация (см. рис. 21.1). Поэтому для эффективного функционирования кожуха необходимо также предусматривать звуковиброизоляцию коммуникаций, устройство глушителей шума технологических и вентиляционных отверстий, виброизоляцию кожуха.

Следует подчеркнуть, что кожух должен полностью охватывать источник шума (всю машину или отдельный узел) и устанавливаться с зазором по отношению к источнику. Воздушный зазор должен быть не менее 100 мм. Так называемые фрагментарные или частично закрытые звукоизолирующие кожухи, закрывающие часть производящей шум машины или имеющие открытые проемы площадью более 10% площади поверхности кожуха, скорее являются сложными экранами или выгородками и должны рассчитываться по соответствующим формулам. В качестве примера такой конструкции на рис. 21.2 изображен кожух пильного диска циркулярной пилы. Проектировать частично закрытый кожух следует таким образом, чтобы стенка закрывала путь распространения звука по линии «машина – зона органов слуха оператора»; кроме того, стенки кожуха нужно покрывать звукопоглощающим материалом.

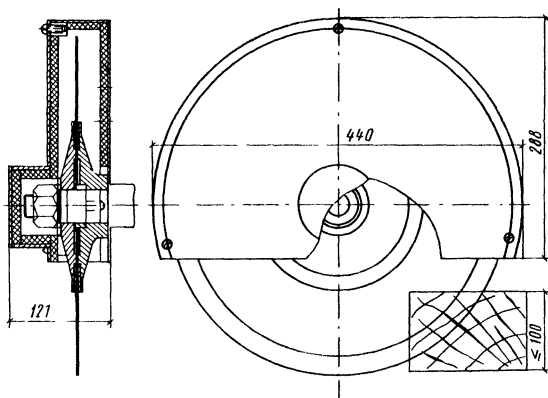


Рис. 21.2. Кожух пильного диска циркулярной пилы

Конструктивная прочность звукоизолирующих кожухов обеспечивается применением жестких рамных каркасов и оснований. В некоторых случаях, например при небольших размерах источников шума,

отдельные ограждения могут соединяться сваркой, при этом конструкция может быть как без каркаса, так и с облегченным каркасом.

Ограждения кожухов 3-го класса должны иметь поверхностную плотность не менее 4 кг/м^2 и их следует изготавливать из плотной тяжелой ткани или толстой синтетической пленки, внутренняя сторона которой покрыта слоем звукопоглощающего материала и стеклотканью. Тканевый слой и звукопоглощающее и защитное покрытия следует простегивать для образования гибкого трехслойного полотна толщиной 30–50 мм. Ограждения кожухов 3-го класса следует закреплять на каркасе с помощью системы петель и крючков (рис. 21.3).

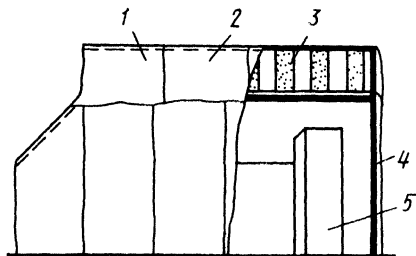


Рис. 21.3. Звукоизолирующий кожух из тканых материалов:

- 1 - звукоизолирующая ткань; 2 - система петель и крючков; 3 - пластинчатый глушитель, обеспечивающий естественную вентиляцию;
4 - каркас; 5 - изолируемая машина

Стенки ограждений кожухов 2-го класса следует выполнять из листовых конструкционных материалов (стали, алюминия, пластика и т.п.) с поверхностной плотностью до 15 кг/м^2 . На стенки ограждений рекомендуется наносить с внутренней или наружной стороны вибропоглощающее покрытие, оптимальная толщина которого составляет две–три толщины стенки ограждения. Внутренняя поверхность стенки ограждения должна быть облицована слоем звукопоглощающего материала (толщиной до 50 мм). Для защиты от пыли и выдувания звукопоглощающий материал следует покрывать защитной пленкой или стеклотканью, а для предохранения от механических повреждений — перфорированной металлической панелью (толщиной до 1 мм) или металлической сеткой. Коэффициент перфорации должен быть не менее 25%. Применение вибропоглощающего покрытия не требуется, если стенки ограждения выполнены из вибропоглощающих сэндвич-материалов.

Ограждения кожухов 1-го класса следует выполнять двустенными или тяжелыми одностенными (поверхностная плотность более 30 кг/м^2). Стенки двустенного ограждения должны соединяться между собой только упругими звукоизолирующими связями. Расстояние ме-

жду стенками должно быть не менее 60 мм. Пространство между стенками заполняется звукопоглощающим материалом толщиной от 1/2 до 2/3 расстояния между ними. Вибропоглощающие материалы наносятся на обе стороны ограждения. Звукопоглощающие материалы на внутренней поверхности ограждений следует применять как и для кожухов 2-го класса.

При необходимости высокой звукоизоляции необходимо принимать блочную (неразборную) конструкцию кожуха, имеющую минимальное число швов и стыков. Воздушный зазор между ограждениями кожуха и машиной должен обеспечивать возможность проведения мелкого ремонта и технического обслуживания. Для проведения крупного ремонта кожух следует убирать с помощью подъемных механизмов.

Для обеспечения легкого доступа к отдельным узлам машины применяются сборные кожухи с дверцами, люками и быстросъемными панелями. Прочность такой конструкции обеспечивается применением жесткого основания и рамного каркаса.

Стыки конструкций кожухов, выполненных из сборных элементов, должны быть герметизированы эластичными прокладками (рис. 21.4). Двери, люки, съемные панели должны иметь уплотняющие прокладки по контуру примыкания и запирающие затворы. Площадь негерметизированных щелей и стыков, открытых проемов не должна превышать 3,1 и 0,1% площади поверхности кожухов соответственно 3-го, 2-го и 1-го класса. В качестве прокладок для стыков ограждений рекомендуется применять прокладки из резины, пенорезины, эластичного пенополиуретана и асбестового картона.

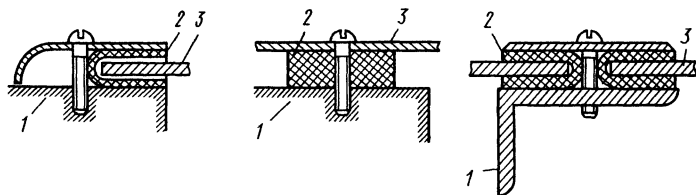


Рис. 21.4. Стыковые соединения: 1 - элемент каркаса; 2 - упругая прокладка; 3 - стенка ограждения

К звуко- и виброизоляции коммуникаций (трубопроводов, электропроводов), а также приводов (валов) должны предъявляться такие же требования по эффективности, как и к изоляции ограждений кожуха. Для трубопроводов в качестве виброизоляторов применяются резинометаллические рукава, шланги и патрубки, металлические сильфонные компенсаторы. Трубопроводы под кожухом должны быть задемп-

фированы и снабжены виброизолирующими подвесками. Нагрузка на узлы прохода трубопроводов через кожух не допускается; места прохода трубопроводов через ограждения должны изолироваться (рис. 21.5). Для виброизоляции валов следует применять резинометаллические подшипники. Примеры устройства отверстий в ограждениях кожуха для прохода валов показаны на рис. 21.6. Электрические коммуникации по возможности следует объединять в пучки и снабжать разъемами.

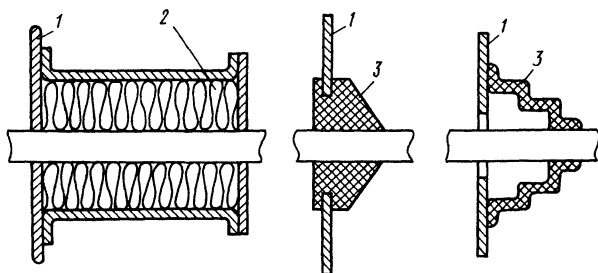


Рис. 21.5. Уплотнения мест для пропуска трубопроводов: 1 - стенка ограждения кожуха; 2 - волокнистый материал; 3 - уплотнители из резины

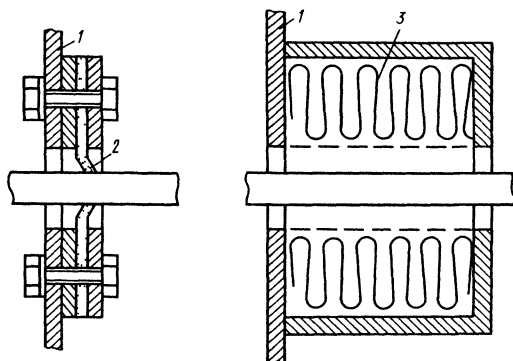


Рис. 21.6. Устройство отверстий для пропуска вращающихся валов: 1 - стенка ограждения кожуха; 2 - прокладка из мягкого металла или эластичного материала (кожи); 3 - звукоизолирующий материал

Технологические отверстия должны быть оборудованы уплотнениями. Для пропуска мелких предметов и диспергированной среды

следует применять загрузочные и приемные ковши с уплотнениями. Для пропуска отдельных предметов следует устанавливать самоуплотняющиеся двери или туннели со звукопоглощающей облицовкой. В простейших случаях могут быть использованы акустические занавески из тканых материалов со звукопоглощающей облицовкой или из листовой резины, разрезанной на полосы.

Вентиляционные отверстия кожуха следует снабжать глушителями, эффективность которых должна быть не меньше звукоизоляции ограждений кожуха. Площадь технологических и вентиляционных отверстий должна быть минимальной. Клапаны сброса сжатого воздуха пневмосистемы машины, если таковые имеются, также должны быть оборудованы глушителями.

При источниках шума, создающих вибрацию, передающуюся на кожух, необходимо предусматривать виброизоляцию источников шума и кожуха. Для кожухов 2-го класса желательна виброизоляция машины; для кожухов 1-го класса требуется двойная виброизоляция. В качестве средств виброизоляции рекомендуется использовать резиновые виброковрики КВ-1 и КВ-2, амортизаторы АКСС-М, амортизаторы АП и АЧ, а также виброопоры ОВ.

При проектировании кожуха должны быть учтены требования эргономики и технической эстетики.

21.3. Акустический расчет звукоизолирующих кожухов

Эффективность применения кожуха в каждом конкретном случае зависит от многих факторов и, в первую очередь, от правильного акустического расчета, который обычно выполняется для восьми октавных полос нормируемого диапазона от 63 до 8000 Гц и включает следующие этапы:

- определение шумовой характеристики, т.е. уровней звуковой мощности, излучаемых машиной;
- выбор расчетных точек;
- определение допустимых в соответствии с санитарными нормами уровней звукового давления в расчетных точках;
- определение требуемого снижения уровней звукового давления;
- определение требуемой звукоизоляции стенок кожуха и других элементов ограждений;
- проверочный расчет звукоизоляции после выбора прототипа и подробной конструктивной проработки кожуха.

Конструкция считается удовлетворяющей нормативным требованиям по шуму, если требуемая звукоизоляция не превышает расчетных значений. В противном случае следует доработать конструкцию. Таким образом, процесс проектирования осуществляется методом по-

следовательных приближений: вычисляется звукоизоляция первоначальной конструкции, выполняются необходимые конструктивные улучшения, вновь выполняется расчет и т.д.

Кожухи 3-го класса применяют, как правило, без акустического расчета, расчет двустенных конструкций достаточно сложен и приводится в специальной литературе [1]. Рассмотрим более подробно каждый из этапов акустического расчета применительно к одностенным кожухам 1-го и 2-го класса.

Для проведения акустического расчета звукоизолирующего кожуха на первом этапе требуется определить шумовые характеристики изолируемой машины: уровень звуковой мощности L_p или уровень звукового давления в расчетной точке. Уровень звуковой мощности может быть установлен по паспорту на данную машину или по каталогу шумовых характеристик, а уровень звукового давления - измерен непосредственно в помещении, где установлена машина.

Расчетная точка выбирается, как правило, на рабочем месте той машины, которая закрывается кожухом. Если около изолируемой машины не требуется присутствия постоянного обслуживающего персонала, а в помещении имеются тихие рабочие места, расчетная точка, выбирается именно на малошумном рабочем месте, ближайшем к изолируемой машине.

Допустимые уровни звукового давления в расчетных точках должны удовлетворять требованиям СНиП [18], ГОСТ [9] и другим действующий нормативным документам.

Расчет звукоизоляции кожухом, изготовленным из плоских прямоугольных ограждающих конструкций, следует выполнять в двух поддиапазонах [15]. Поддиапазон I, включающий инфразвуковую и низкочастотную области частотного диапазона, ограничен сверху частотой $f_{нг} = 160/l_{\max}$ поддиапазон II, включающий средне- и высокочастотную области частотного диапазона, ограничен снизу частотой

$f_{вн} = 340/l_{\max}$ и сверху частотой $f_{вв} = 0,05c_n/h_k$, где $c_n = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}}$ - ско-

рость распространения продольных волн в пластине, м/с; h_k - толщина стенки ограждения кожуха, м; ρ - плотность материала стенки; ν - коэффициент Пуассона стенки ограждения; E - модуль упругости материала стенки. Если частота $f_{вв}$ выходит за пределы нормируемого диапазона, то следует принимать $f_{вв} = 8000$ Гц.

В поддиапазоне I звукоизоляция кожуха характеризуется резкими провалами, вызванными резонансом негерметичного кожуха и резонансами стенок ограждающих элементов. Значения резонансных частот определяются размерами отверстий и стенок (длиной и шириной), толщиной стенок и характеристиками материала, из которого они

изготовлены, а также объемом заключенного под кожухом воздуха. Если в спектре низкочастотного шума имеются дискретные тона, то для снижения материалоемкости кожуха следует стремиться в процессе его проектирования разнести резонансные частоты и частоты дискретных тонов. Если дискретные тона отсутствуют, то для оптимизации конструкции резонансные частоты следует смещать в области, где требуемая звукоизоляция минимальна. Для обеспечения необходимой частотной избирательности расчет в I поддиапазоне следует выполнять в третьоктавных полосах частот. По его результатам оценивается правильность выбора всех размеров ограждающих конструкций и отверстий.

В поддиапазоне II звукоизоляция определяется значениями поверхностной массы и критической частоты стенок ограждающих конструкций. Поэтому основными конструктивными параметрами, влияющими на эффективность кожуха в этой частотной области, является толщина стенок и физические характеристики материала, из которого они сделаны. На основании расчета звукоизоляции, выполненного в октавных полосах частот, проверяется правильность выбора толщины стенок ограждающих элементов и использованного материала.

Требуемую звукоизоляцию кожуха, дБ, в поддиапазоне I определяют в третьоктавных полосах частот по формуле

$$R_{\text{тр к}} = L_i - L_{\text{доп}} + 10 \lg m + \Delta + 5$$

где L_i – измеренный третьоктавный уровень звукового давления, создаваемый машиной в расчетной точке, дБ; $L_{\text{доп}}$ – допустимый уровень звукового давления в той октавной полосе, в которую входит данная третьоктавная полоса, дБ; m – число входящих в данную октаву третьоктавных полос, в которых уровни звукового давления L_i превышают $L_{\text{доп}} - 4$ (при $m = 0$ член $10 \lg m$ не учитывают); Δ – поправка, зависящая от разности допустимых уровней звукового давления $L_{\text{доп}}$ и октавных уровней L_0 , создаваемых в расчетной точке другими источниками шума кроме рассматриваемого:

$L_{\text{доп}} - L_0$, дБ	0	1	2	3	4-5	6-7	≥ 10
Δ , дБ	10	7	4	3	2	1	0

Требуемая звукоизоляция ограждающих конструкций кожуха в поддиапазоне I принимается равной требуемой звукоизоляции кожуха:

$$R_{\text{тр0}} = R_{\text{тр к}}$$

Требуемую звукоизоляцию кожуха в поддиапазоне II на стадии проектирования следует определять в октавных полосах частот по формуле

$$R_{\text{тр к}} = L_P - L_{\text{доп}} + 10 \lg \left(\frac{1}{S_p} + \frac{4}{B_n} \right) + \Delta + 1,96 \sigma_{\text{макс}},$$

где S_p - площадь поверхности или части поверхности сферической формы, м^2 , проходящей через расчетную точку на расстоянии r , м, от центра источника ($S_p = 4\pi r^2$ – при расположении машины на колонне помещения; $S_p = 2\pi r^2$ – на поверхности стены, перекрытия, пола; $S_p = \pi r^2$ в двугранном углу, образованном ограждающими конструкциями; $S_p = \pi r^2/2$ – в трехгранном углу, образованном ограждающими конструкциями); B_n – постоянная помещения, м^2 , где установлена машина [определяется по формуле (17.23)]; $\sigma_{\text{макс}}$ - максимальное среднее квадратическое отклонение, принимаемое по [4] (для частот 31,5 и 63 Гц $\sigma_{\text{макс}}$ принимается равным его значению на частоте 125 Гц).

Требуемую звукоизоляцию кожухов в поддиапазоне II для работающих машин на действующих объектах определяют на основании результатов измерений по формуле:

$$R_{\text{тр к}} = L_{\text{ш}} - L_{\text{доп}} + \Delta + 5,$$

где $L_{\text{ш}}$ - среднее значение уровня звукового давления в октавных полосах частот в расчетной точке, создаваемого одиночно работающей машиной, дБ.

Требуемую звукоизоляцию ограждающих конструкций кожуха в поддиапазоне II следует определять по разности

$$R_{\text{тр0}} = R_{\text{тр к}} - \Delta R, \quad (21.1)$$

где ΔR – поправка, учитывающая конструкцию кожуха, дБ:

$\Delta R = 10 \lg \alpha$ для кожухов со звукопоглощающей облицовкой;

$\Delta R = 10 \lg \left(\frac{S_{\text{ист}}}{S_k} \right)$ для необлицованных кожухов [здесь $S_{\text{ист}}$ – площадь во-

ображаемой поверхности правильной формы (полусфера, параллелепипед), вполтную окружающей машину, м^2]; S_k - площадь поверхности кожуха, м^2 .

Расчет требуемой звукоизоляции ограждений цилиндрических и полуцилиндрических кожухов выполняется по формуле (21.1).

А Расчет звукоизоляции кожухов с плоскими ограждениями в поддиапазоне I

Перед началом расчета ограждающие конструкции кожуха разделяют на группы (с одинаковыми размерами и из одного материала). Звукоизоляция ограждающей конструкции герметичного кожуха следует определять по частотной характеристике звукоизоляции (рис. 21.7).

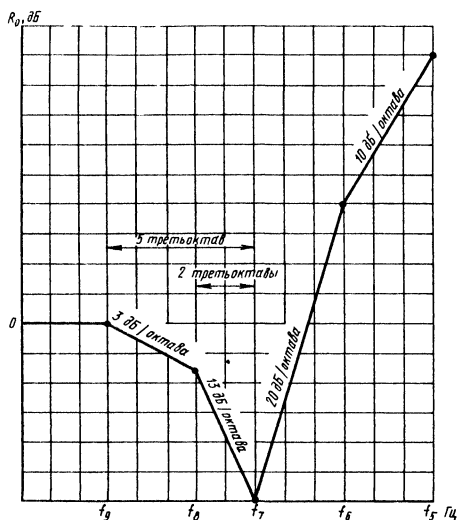


Рис. 21.7. Частотная характеристика звукоизоляции ограждающей конструкции герметичного кожуха в поддиапазоне I

Звукоизоляция ограждающей конструкции негерметичного кожуха на частотах f_{p_2} и ниже принимается постоянной.

Резонансная частота ограждающей конструкции кожуха $f_{R,2}$, Гц, вычисляется по формуле

$$f_{R,2} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{A_{1,2} \pm \sqrt{A_{1,2}^2 - D}}{2m_3 W}}, \quad (21.2)$$

(знаки плюс и минус соответствуют индексам 1 и 2). Параметры $A_{1,2}$ и D определяются выражениями:

$$A_{1,2} = 97,4W \left(\frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} \right)^2 + 1,18 \cdot 10^5 km_3 + 9,35 \cdot 10^4 S_{1,2},$$

$$D = 4,58 \cdot 10^7 km_3 WB_3 \left(\frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} \right)^2,$$

а объем воздуха, m^3 , под кожухом $W = V_k - V_m$ (где V_k – свободный объем кожуха, определяемый внутренними размерами, m^3 ; V_m – объем, занимаемый машиной, m^3).

Эффективная жесткость при изгибе стенки ограждения с нанесенным слоем вибропоглощающего материала, Па·м⁴, определяется по формуле

$$B_3 = B(1 + 5\alpha_2^3\beta_2 + 4\alpha_2\beta_2),$$

где $B = \frac{Eh_k^3}{12(1-\nu^2)}$ – жесткость при изгибе стенки без вибропоглощающего материала; $\alpha_2 = h_n/h_k$ – отношение толщин слоя вибропоглощающего покрытия и стенки; $\beta_2 = E_n/E$ – отношение модулей упругости материалов покрытия и стенки.

Эффективная поверхностная плотность ограждающей конструкции находится по выражению

$$m_3 = \rho h_k + g\rho_{обл}h_{обл} + \rho_n h_n,$$

где $\rho, \rho_{обл}, \rho_n$ – плотности материала стенки, звукопоглощающего материала облицовки и вибропоглощающего покрытия, кг/м³; g – коэффициент, учитывающий способ крепления звукопоглощающей облицовки к стенкам ($g = 1$, если облицовка наклеивается на стенку; $g = 0,2$, если облицовка установлена вплотную к стенке ограждения и прижата к ней защитной сеткой или перфорированным листом; $g = 0$ в остальных случаях); $h_{обл}$ – толщина звукопоглощающей облицовки, м.

Суммарная проводимость отверстий и щелей кожуха, вычисляется по формуле

$$K = \sum_{i=1}^P K_i$$

где P – число отверстий и щелей в кожухе; K_i – проводимость i -го отверстия, м.

Для круглого отверстия $K = d$ (где d – диаметр); для эллиптического отверстия (щели):

$$K = 2\sqrt{\frac{S_{отв}}{\pi}} \left(1 + \frac{e^4}{64} + \frac{e^6}{64} \right),$$

где $e = \sqrt{a_{отв}^2 - \frac{b_{отв}^2}{a_{отв}^2}} / a_{отв}$ – эксцентриситет эллиптического отверстия

(здесь $a_{отв}, b_{отв}$ – длина и ширина эллиптического отверстия, м).

Площадь ограждающих конструкций данной группы составляет $S_1 - r a b$ (где r – число ограждений в группе); площадь поверхности кожуха $S_2 = S_k$.

Рассчитанные значения частот $f_{R,2}, 2f_R, f_{нв}$ следует округ-

лять до значений среднегеометрических частот третьоктавных полос, в которые они попадают.

Звукоизоляция ограждающей конструкции R_0 , дБ, на частоте $2f_p$ определяется по выражению

$$R_0 = 10 \lg \left(1 - \frac{f^2 W}{2370 \frac{S_k}{m_3} + 2980} \right)^2,$$

где $f = 2f_R$.

После этого строится частотная характеристика звукоизоляции ограждающей конструкций: отмечается точкой значение звукоизоляции R_0 на частоте $2f_R$, а затем проводятся прямые с указанным наклоном (см. рис. 21.7, 21.8). Если $f_{нв} < 2f_R$, то часть кривой выше частоты $f_{нв}$ строят условно, пунктиром.

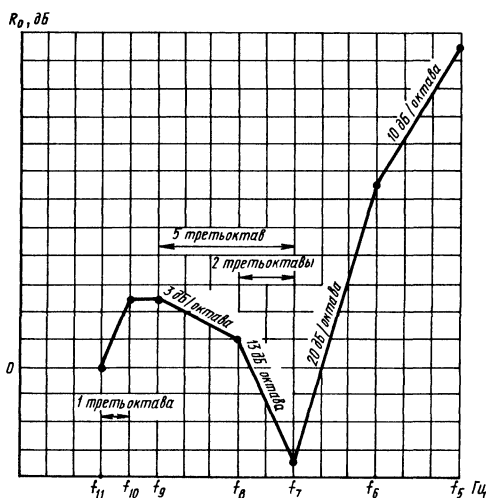


Рис. 21.8. Частотная характеристика звукоизоляции ограждающей конструкции негерметичного кожуха в поддиапазоне I

Звукоизоляция герметичного и негерметичного кожуха, выполненного из унифицированных ограждающих конструкций, находится по формуле $R_k = R_0$. Звукоизоляцию герметичного и негерметичного кожуха, выполненного из различных ограждающих конструкций, следует рассчитывать по зависимости

$$R_k = 10 \lg \frac{S_k}{\sum_{i=1}^n S_{0_i} 10^{-0,1 R_{0_i}}},$$

где S_{0_i} - площадь ограждающей конструкции, м^2 .

Б Расчет звукоизоляции кожухов с плоскими ограждениями и цилиндрической формы в поддиапазоне II

Звукоизоляция ограждающей конструкции кожуха, дБ, вычисляется по формуле

$$R_0 = R_c + \Delta R_1 + \Delta R_2 + \Delta R_3, \quad (21.3)$$

где R_c - звукоизоляция стенки ограждающей конструкции, выполненной из плоской прямоугольной пластины, дБ, ΔR_1 - поправка, учитывающая влияние ребер жесткости (стыковых соединений) пластин; ΔR_2 - поправка, учитывающая увеличение звукоизоляции при применении вибропоглощающего покрытия; ΔR_3 - поправка, учитывающая увеличение звукоизоляции за счет звукопоглощающего покрытия.

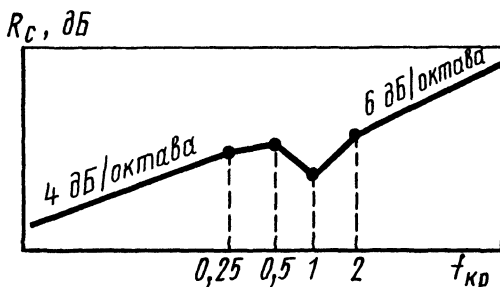


Рис. 21.9. Частотная характеристика звукоизоляции стенки ограждающей конструкции в поддиапазоне II

Звукоизоляцию стенки ограждающей конструкции или стекла для окна с одинарным остеклением R_0 , дБ, следует определять по частотной характеристике звукоизоляции (рис. 21.9). Для построения частотной характеристики звукоизоляции стенки нужно найти критическую частоту, Гц, по рис. 21.10 или по выражению

$$f_{кр} = \frac{6,4 \cdot 10^4}{c_n h_k}. \quad (21.4)$$

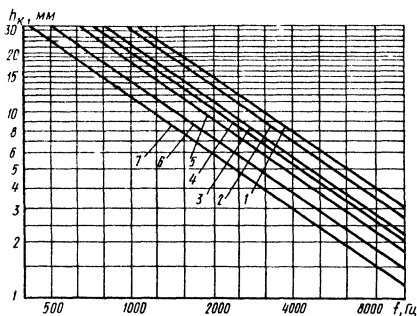


Рис. 21.10. Номограмма для расчета критической частоты стенки ограждения: 1 - органическое стекло; 2 - стеклотекстолит; 3 - фанера; 4 - слоистый пластик; 5 - стеклопластик; 6 - силикатное стекло; 7 - сталь, алюминиевые сплавы

Значения частот $f_{\text{вн}}$, $0,25f_{\text{кр}}$, $0,5f_{\text{кр}}$, $f_{\text{кр}}$, $2f_{\text{кр}}$, $f_{\text{вв}}$ округляются до значений среднегеометрических частот третьоктавных полос, в которые они попадают. Для каждой из точек $0,25f_{\text{кр}}$, $0,5f_{\text{кр}}$, $f_{\text{кр}}$, $2f_{\text{кр}}$ по табл. 21.2 выбираются значения ординат R_0 и строится частотная характеристика зависимости $R_c(f)$ соединением точек прямыми линиями с разными наклонами, как показано на рис. 21.9. Далее из точки $0,25f_{\text{кр}}$ проводится линия с наклоном 4 дБ/октава до пересечения с частотой $f_{\text{вн}}$; из точки $2f_{\text{кр}}$ - линия с наклоном 6 дБ/октава в сторону высоких частот до частоты $f_{\text{вв}}$.

Звукоизоляция стенки ограждения кожуха зависит от размеров составляющих ее пластин, что в формуле (21.3) отражено введением дополнительной знакопеременной поправки ΔR_1 , принимающей значения для наиболее распространенных конструкций кожухов от +5 до -8 дБ (ориентировочно значения ΔR_1 могут быть определены по рис. 21.11).

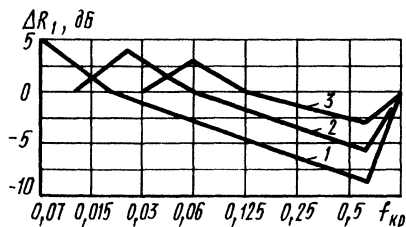


Рис. 21.11. Влияние ребер жесткости (стыковых соединений) пластин стенок ограждения кожуха на его звукоизоляцию: 1 - расстояние между ребрами 300 мм; 2 - то же, 500 мм; 3 - то же, 700 мм

Поправка ΔR_2 , дБ, для жестких вибропоглощающих покрытий определяется следующим образом. На частотах $f > 0,5f_{кр}$ значение ΔR_2 находится в зависимости от отношения эффективного значения коэффициента потерь стенки ограждающего элемента с покрытием η , к значению коэффициента потерь стенки без покрытия η по рис. 21.12.

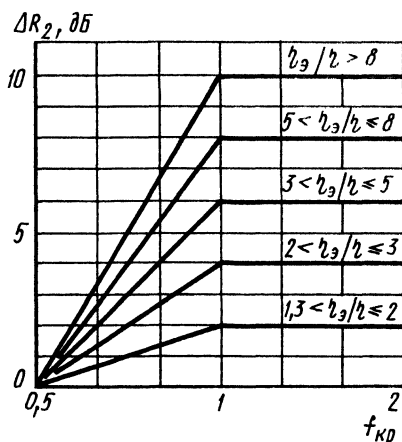


Рис. 21.12. Влияние вибродемпфирования на звукоизоляцию стенки ограждающей конструкции

Параметр η_3 для покрытий оптимальной толщины определяется по формуле

$$\eta_3 = \eta_n \frac{62}{1 + 62\beta_2},$$

где η_n - коэффициент потерь материала покрытия; $\beta_2 = E_n/E$ - отношение модулей упругости материалов покрытия и стенки. На частотах $f < 0,5f_{кр}$ значение ΔR_2 находится по формуле

$$\Delta R_2 = 10 \lg \frac{1 + A(\eta)}{1 + A(\eta_3)},$$

где

$$A(\eta) = \frac{\mu}{2\eta} \left[\pi - \arctg \frac{\eta\mu}{1 - \left(1 - \frac{\eta^2}{2}\mu\right)} \right],$$

$$A(\eta_3) = \frac{\mu}{2\eta_3} \left[\pi - \arctg \frac{\eta_3 \mu}{1 - \left(1 - \frac{\eta_3^2}{2} \mu \right)} \right].$$

здесь μ - отношение первой резонансной частоты стенки f_0 к средне-геометрической частоте $\mu = f_0/f$; $f_0 = 0,45c_{\text{п}}h_{\text{п}} \left(\frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} \right)$ (где a, b - длина и ширина стенки, м).

Коэффициент потерь необлицованной стенки ограждающего элемента, определяемый конструкционными потерями, можно принять для сборных конструкций кожухов $\eta \approx 0,01$, для остальных $\eta \approx 0,001$.

Для большинства кожухов резонансные частоты стенок не попадают в высокочастотный диапазон ($f_0 < f_{\text{вн}}$), в этих случаях расчет ΔR_2 для частот $f < 0,5f_{\text{кр}}$ следует выполнять по упрощенной формуле:

$$\Delta R_2 = 10 \lg \frac{\eta_3(2\eta + \mu\pi)}{\eta(2\eta_3 + \mu\pi)}$$

Поправка ΔR_3 , дБ, вычисляется по формулам: $\Delta R_3 = 8,71 \lg \beta h_{\text{обл}}$ при $\beta h_{\text{обл}} > 1$ и $\Delta R_3 = 0$ при $\beta h_{\text{обл}} < 1$ (где β - коэффициент затухания звуковой волны на единицу длины, м^{-1} ; $h_{\text{обл}}$ - толщина звукопоглощающей облицовки, м).

Звукоизоляция герметичного кожуха, выполненного из ограждающих конструкций одного типа, рассчитывается по выражению

$$R_{\text{к}} = R_0 + \Delta R$$

Звукоизоляция герметичного кожуха, выполненного из различных ограждающих конструкций, вычисляется по формуле

$$R_{\text{к}} = 10 \lg \frac{S_{\text{к}}}{\sum_{i=1}^n S_{0_i} \cdot 10^{-0,1R_{0_i}}} + \Delta R. \quad (21.5)$$

Звукоизоляцию негерметичного кожуха следует определять по формуле (21.5), включив в число ограждающих элементов и имеющие отверстия. Для отверстий вместо R_0 следует использовать эффективность глушителя $R_{\text{гл}}$, а вместо S_0 - площадь отверстия глушителя $S_{\text{отв}}$, м^2 . Если глушитель отсутствует, принимают $R_0 = 0$.

Между частотами $f_{\text{нв}}$ и $f_{\text{вн}}$ имеется минимум звукоизоляции, вызванный объемным резонансом кожуха. Ориентировочные значения

звукоизоляции в этой области можно получить проведя через крайние точки построенных частотных зависимостей прямые с наклоном 20 дБ/октава.

Расчет звукоизоляции кожухов цилиндрической формы выполняется аналогично расчету звукоизоляции кожухов с плоскими ограждениями в поддиапазоне II. При этом звукоизоляцию стенки кожуха R_c , имеющего цилиндрическую форму, следует определять по частотной характеристике звукоизоляции (рис. 21.13), вычисляя координаты характерных точек по формулам:

$$f_B = 1,6 \cdot 10^6 D; R_B = 74 - 20 \lg \frac{D}{h_k}; f = \frac{1,2 \cdot 10^4}{h_k}; R_c = 31. \quad (21.6)$$

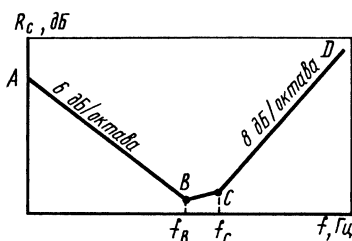


Рис. 21.13. Частотная характеристика изоляции воздушного шума цилиндрической оболочкой

Если кожух имеет форму полуцилиндра, то в формулах (21.6) при расчетах вместо D следует принимать значение $1,5D$.

21.4. Методы повышения звукоизоляции кожухов с плоскими ограждающими конструкциями

Если требуемая звукоизоляция кожуха или какой-либо его ограждающей конструкции превышает рассчитанные значения, в проект должны быть внесены изменения. В первую очередь следует изменить конструкцию и увеличить звукоизоляцию тех элементов ограждения, звукоизоляция которых минимальна.

Частотная характеристика звукоизоляции кожуха в поддиапазоне I характеризуется резонансными минимумами. Для повышения звукоизоляции в отдельных полосах поддиапазона достаточно изменить (повысить или понизить) резонансную частоту ограждающей конструкции f_R .

При необходимости изменить положение резонансного минимума на частотной оси следует определить параметр конструкции, в

наибольшей степени влияющей на f_R . Для этого следует вычислить значение собственной частоты стенки ограждающей конструкции по формуле:

$$f_0 = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{B_3}{m_3} \left(\frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} \right)},$$

а затем сравнить его с f_R . Здесь: B_3 — эффективная жесткость при изгибе стенки ограждения с нанесенным слоем вибропоглощающего материала, Па·м⁴; m_3 — эффективная поверхностная плотность ограждающей конструкции; a и b — размеры стенки.

Для кожухов с относительно небольшим объемом воздуха f_R превышает f_0 более чем на одну третьоктавную полосу и определяющим параметром является объем воздуха. Если f_R и f_0 различаются на одну третьоктавную полосу, то f_R определяется параметрами стенки ограждающей конструкции и объемом заключенного под кожухом воздуха. Если f_R и f_0 попадают в одну третьоктавную полосу, то влияние объема воздуха незначительно, а положение резонансного минимума определяется параметрами стенки ограждения.

Следует стремиться к тому, чтобы резонансная частота ограждающей конструкции f_R попадала в частотную полосу с минимальной требуемой звукоизоляцией или выходила за пределы поддиапазона I.

Для повышения резонансной частоты f_R необходимо увеличивать жесткость при изгибе стенки B_3 , либо уменьшать объем воздуха под кожухом W или размеры стенки. Для понижения резонансной частоты f_R следует увеличивать размеры стенки a и b или поверхностную массу m_3 , либо уменьшать жесткость при изгибе стенки B_3 , или увеличивать объем воздуха W .

Жесткость при изгибе ограждающей конструкции B_3 определяется по формуле (21.2) толщиной стенки, а также характеристиками материала стенки и вибропоглощающего покрытия.

Если в процессе проектирования поддерживается постоянная толщина стенки ограждающей конструкции h_k , то для повышения жесткости при изгибе следует использовать материалы с большим модулем упругости E (табл. 21.2) и, наоборот, для понижения жесткости при изгибе следует использовать материалы с меньшим модулем упругости.

При необходимости обеспечения заданной поверхностной плотности m_3 для повышения жесткости при изгибе стенки B_3 используют материалы с максимальным отношением γ (табл. 21.2) и, наоборот, для понижения жесткости при изгибе — материалы с меньшим отношением γ .

Таблица 21.2. Параметры материалов ограждений козухов

Материал	Модуль упругости E , Па	Коэффициент Пуассона, ν	Плотность ρ , кг/м ³	$\gamma = \frac{E}{\rho^3(1-\nu^2)}$	$\frac{\gamma}{\gamma_{\text{стали}}}$
Сталь	$2,1 \cdot 10^{11}$	0,29	$7,8 \cdot 10^3$	0,48	1
Стекло органическое	$3,1 \cdot 10^9$	0,34	$1,2 \cdot 10^2$	2,03	4,2
Стеклотекстолит ФСМ=1	$5 \cdot 10^9$	0,3	$1,3 \cdot 10^3$	2,5	5,2
Алюминиево-магниевые сплавы	$7,2 \cdot 10^{10}$	0,3	$12,8 \cdot 10^3$	3,6	7,5
Стекло силикаты	$6,7 \cdot 10^{10}$	0,2 – 0,3	$2,5 \cdot 10^3$	4,29	8,9
Стеклопластик	$2,1 \cdot 10^{10}$	0,1	$1,7 \cdot 10^3$	4,32	9
Трудногораемый слоистый пластик	$1,35 \cdot 10^{10}$	0,3	$1,4 \cdot 10^3$	5,41	11,2
Фанера	$3,4 \cdot 10^9$	0,67	$0,8 \cdot 10^3$	12,05	25

Изменять поверхностную плотность и жесткость при изгибе стенки ограждающей конструкции можно путем нанесения вибропоглощающей облицовки, что также приводит к повышению звукоизоляции на резонансной частоте. Следует унифицировать и использовать ограждающие конструкции одного типоразмера. В этом случае частотная характеристика звукоизоляции герметичного кожуха в поддиапазоне I будет иметь только один минимум, общая звукоизоляция кожуха в этом поддиапазоне будет максимальна

Для повышения звукоизоляции ограждающих конструкций необлицованных кожухов в поддиапазоне II следует применять звуко- и вибропоглощающие облицовки. При необходимости дальнейшего повышения звукоизоляции нужно увеличивать толщину стенки элемента ограждения. Не следует применять стенки с поверхностной массой, значительно превышающей 30 кг/м^2 , так как конструкция получается тяжелой. В таких случаях целесообразно использовать двустенные ограждения. Ограждающие элементы обычных одностенных кожухов, имеющие пониженную звукоизоляцию, например окна, также могут быть выполнены двойными (рис. 21.14). Звукоизоляция окон с двойным остеклением приведена в табл. 21.3.

Повышение звукоизоляции может быть достигнуто за счет увеличения свободного объема под кожухом или уменьшения площади отверстий в ограждающих конструкциях кожуха.

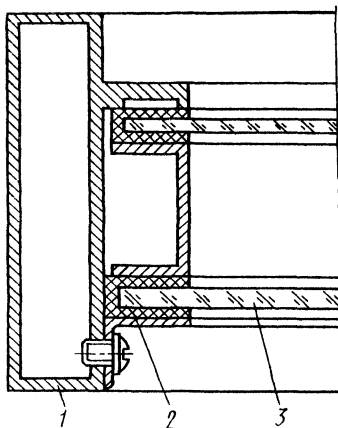


Рис. 21.14. Окно с двойным остеклением:
1 - каркас, 2 - резиновые уплотнители, 3 - стекло

Таблица 21.3. Звукоизоляция окон с двойным остеклением

Материал	Толщина стекол, мм	Воздушный промежуток, мм	Звукоизоляция, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Силикатное стекло	3+3	20	22	25	26	34	42	45	42	36
		40	25	28	29	37	45	48	45	39
		60	27	30	31	39	47	50	47	41
	4+4	20	24	26	28	36	44	47	40	39
		40	27	29	31	39	47	50	43	42
		60	29	31	33	41	49	52	45	44
	7+7	20	27	30	32	41	47	31	51	50
		40	30	33	35	44	50	44	54	53
		60	32	35	37	46	52	46	56	65
Органическое стекло	4+4	20	11	16	26	32	41	48	54	47
		40	14	19	29	35	44	51	57	50
		60	16	21	31	37	46	53	59	52

21.5. Кожухи из унифицированных элементов

В настоящее время в промышленно развитых странах широко выпускаются стандартные взаимозаменяемые панели (модули), которые можно комбинировать различным образом и создавать из них ограждения различных размеров и форм. Модульные панели могут быть использованы как акустические экраны, звукоизолирующие кожухи и даже большие ограждения, устойчивые к метеорологическим, воздействиям. Хотя еще используются [11] деревянные, стеклянные и цементные панели с асбестом, наиболее распространенным материалом для звукоизолирующих ограждений является сталь со звукопоглощающей облицовкой и защитным покрытием, т.е. стандартная, описанная ранее конструкция. При этом решающее значение приобретает конструктивное решение каркаса и модулей с технологическими отверстиями, определяющими степень удовлетворения основных требований к звукоизолирующим кожухам.

Звукоизолирующий кожух из унифицированных сборных элементов представляет собой конструкцию в виде параллелепипеда, объем которой можно изменять увеличивая или уменьшая размеры каркаса на требуемое число ячеек. Конструкция совмещает преимущества блочного кожуха, не требующего точной подгонки к форме изолируемой машины и охватывающего последнюю с зазором, позволяющим проводить обслуживание машины внутри кожуха, с преимуществами сборной конструкции, легко монтируемой и демонтируемой. Подобные конструкции кожухов используются для защиты от шума автоматических или полуавтоматических дистанционно управляемых прессов.

Унифицированные звукоизолирующие элементы имеют размеры 500×500×50 мм. Каркас кожуха состоит из основания, сваренного из швеллеров, и перегородок, выполненных из прессованных профилей из алюминиевых сплавов. Разработаны две конструкции ограждающих элементов: со звукопоглотителем из супертонкого волокна и из металлокерамики. Кожух имеет дверцу площадью в два элемента, окна, звукоизолирующие элементы с вентиляционными отверстиями и глушителями, коммуникационными проемами, отверстиями для валов. Общий вид кожуха и его элементов представлены на рис. 21.15 и 21.16. Звукоизоляция различных конструктивных вариантов кожуха с ограждающими элементами, имеющими стальную стенку толщиной 2 мм, по измерениям в заглушенной камере, представлена в табл. 21.4.

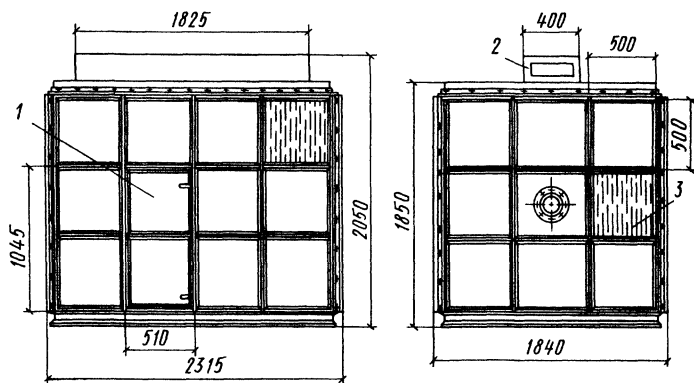


Рис. 21.15. Звукоизолирующий кожух из унифицированных элементов:
1 - дверка; 2 - глушитель вентиляционного отверстия; 3 - окно

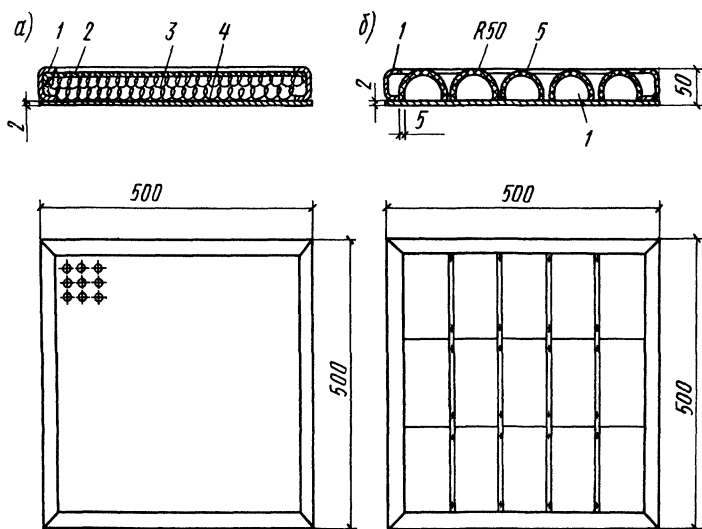


Рис. 21.16. Элементы ограждения кожуха: *а* - элемент с волокнистым звукопоглощающим материалом; *б* - элемент с металлокерамическим звукопоглотителем; 1 - обечайка; 2 - перфорированная панель; 3 - звукопоглощающий мат; 4 - металлическая пластина; 5 - металлокерамическая пластина

Таблица 21.4. Звукоизоляция кожухов

Конструкция		Звукоизоляция, дБ, в октавных полосах среднегеометрических частот, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Кожух из унифицированных элементов:	со звукопоглотителем из стекло-волокна	8	12	21	29	31	31	30	33
	то же, с окном	9	11	21	28	31	30	30	33
	с вентиляционным отверстием	8	11	20	27	30	30	30	33
	с металлокерамическим звукопоглотителем	10	10	15	11	24	26	26	29
Кожух:	КЗИ=1	3	5	6	10	16	18	15	17
	КЗИ=23	2	4	5	13	15	17	14	15
	КЗИ=3Л	3	4	5	12	16	17	14	15
	КЗИ=3П	3	5	7	12	14	18	18	17
Кожух для вентиляционных агрегатов:	В=ЦП7=40=5	-	6	10	12	14	16	12	12
	ВВД и ЦВ=18	2	9	11	13	15	15	15	15
Кожух СЗК=1 для компрессора:	К-500	4	8	4	5	9	10	12	16
	К-250	6	10	7	6	10	12	12	16
Раздвижной кожух для компрессора:	К-250	10	5	10	4	9	13	14	24
	К-500	8	8	12	9	17	20	21	22
Кожух:	для галтовочного барабана	-	-	-	4	8	12	14	14
	для труборезного станка	6	3	6	4	5	5	6	6
	для галтовочной установки Н252	-	6	8	10	16	28	30	30

21.6. Кожухи для воздуховодных машин и вентиляционных агрегатов

Воздуховодные машины и вентиляционные агрегаты являются распространенными источниками шума с известными шумовыми характеристиками, что позволяет проектировать кожухи для машин конкретных типов.

Звукоизолирующий кожух КЗИ-1 (см. табл. 21.4) предназначен для снижения шума одноступенчатых воздуховодок ТВ-250-1.12 и ТВ-150-1.12. Кожух неразборный. Часть кожуха, закрывающая муфту и электродвигатель, имеет форму полуцилиндра, а часть, закрывающая собственно воздуховодку - срезанного полуцилиндра (рис. 21.17). Конструктивно кожух представляет собой сварной каркас из уголков, который обшивается с внешней стороны листовой сталью толщиной 1,5 мм. С внутренней стороны к каркасу крепятся перфорированные листы толщиной 1 мм. Пространство между листами закладывается звукопоглощающим материалом. В кожухе имеются проемы для прохода воздуховодов, люк для доступа к муфте, дверь. Для снижения температуры в пространстве под кожухом и охлаждения электродвигателя предусматривается принудительная вентиляция с помощью вентиляторов типа 06-300, N 4.

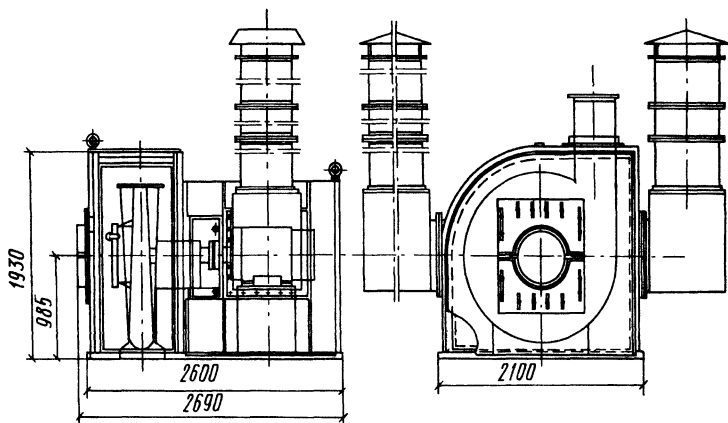


Рис. 21.17. Кожух КЗИ-1 для воздуховодки.

Для снижения шума воздуховодки ТВ-175-1,6 предназначен звукоизолирующий кожух КЗИ-2Э (см. табл. 21.4). В отличие от предыдущего кожуха он представляет собой разборную металло-

конструкцию, имеющую форму прямоугольного параллелепипеда. Особенностью конструкции является то, что часть воздуха из канала всасывания воздуходувки с целью вентиляции пропускается через внутреннее пространство кожуха.

Для снижения шума многоступенчатых воздуходувок ТВ-80-1, ТР 200-1.25 (левого вращения) и ТВ-175-1,6, ТВ-200-1,4 (правого вращения) служат звукоизолирующие кожухи соответственно КЗИ-3Л и КЗИ-3П (см. табл. 21.4). Кожухи этого типа отвечают современным требованиям технической эстетики и могут быть рекомендованы для широкого применения.

Звукоизолирующие кожухи, предназначенные для снижения шума вентиляторных агрегатов В-ЦП7-40-5, В-ЦП7-40-6, В-ЦП6-45-8, В-ЦП7-40-8 (см. табл. 21.4), представляют собой простую конструкцию (рис. 21.18) в форме параллелепипеда из сборных металлических щитов со звукопоглощающей облицовкой изнутри.

Аналогичную конструкцию имеют кожухи для вентиляторных агрегатов высокого давления типа ВВД (№ 5, 8, 9, 11) и ЦВ-18 (№ 8, 9) (см. табл. 21.4).

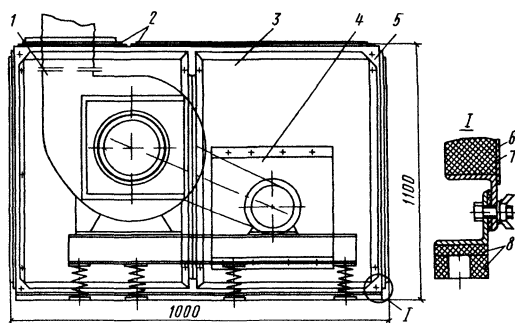


Рис. 21.18. Кожух для вентиляционного агрегата В-ЦП7-40-5:

- 1 - агрегат вентиляторный; 2 - крышка; 3 - ограждение; 4 - глушитель экранный; 5 - каркас; 6 - лист металлический; 7 - материал звукопоглощающий; 8 - прокладка виброизолирующая

21.7. Кожухи для стационарных компрессоров

Широкое применение сжатого воздуха в различных производственных процессах делает стационарные компрессоры достаточно распространёнными интенсивными источниками шума в промышленности, бороться с которыми наиболее эффективно можно путём применения звукоизолирующих кожухов. Звукоизолирующий кожух СКЗ-1

(см. табл. 21.4) предназначен для снижения шума в машинных залах турбокомпрессоров К-500 и К 250 (рис. 21.19). Кожух съемный, закрывает турбину, муфту, редуктор и часть электродвигателя. Стенки ограждений выполнены из стали толщиной 1,5 мм, в качестве звукопоглощающего материала использовано супертонкое стекловолокно. Для наблюдения за контрольными приборами компрессора имеются четыре оконных проёма с двойным остеклением. В торцевых сторонах кожуха расположены двери. Для снижения температуры под кожухом снизу нагнетается вентилятором воздух, который выводится по лабиринтам, выполненным в верхней части кожуха.

Раздвижной звукоизолирующий кожух для компрессора К-250, закрывающий муфту, редуктор и турбину компрессора, представлен на рисунке (21.20). Кожух состоит из четырёх узлов: подвижной секции, основания, задней стенки и двери. Задняя стенка неподвижно крепится к основанию. В верхней части подвижной секции находится пластинчатый глушитель шума, через который осуществляется естественная вентиляция внутреннего пространства. Для удобства подхода к компрессору подвижная секция откатывается по основанию на роликах. Аналогичная конструкция кожуха, включающая подвижную и неподвижную секции, разработана для компрессора К-500. Звукоизоляция этих кожухов приведена в табл. 21.4.

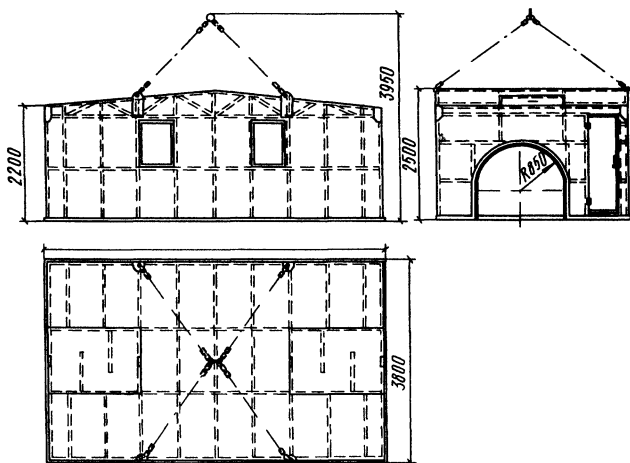


Рис. 2.19. Кожух СЗК-1.

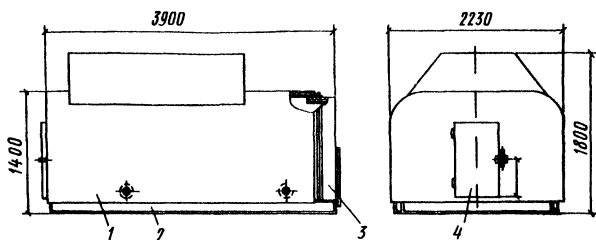


Рис. 21.20. Раздвижной звукоизолирующий кожух для компрессора К-250 1 - подвижная секция, 2 - основание, 3 - задняя стенка, 4 - дверь

Более совершенная конструкция кожуха для компрессора К405-121-1 выполнена в форме полуцилиндра из трех подвижных секций, телескопически вкатывающихся друг в друга, обеспечивая доступ к любому узлу компрессора. Эффективность этого кожуха составляет 12-14 дБА.

21.8. Кожух для металлообрабатывающего оборудования

При обработке металла, во многих случаях достаточно шумного процесса, требуется присутствие оператора, что затрудняет применение звукоизолирующих кожухов. В качестве наиболее успешных случаев применения кожухов при этих процессах можно привести следующие:

Конструкция кожуха для галтовочного барабана (см. табл. 21.4), включающая каркас, щиты-ограждения со звукопоглощающей облицовкой, крышку, снабженную пневмокомпрессором и электрической блокировкой, показана на рис. 21.21.

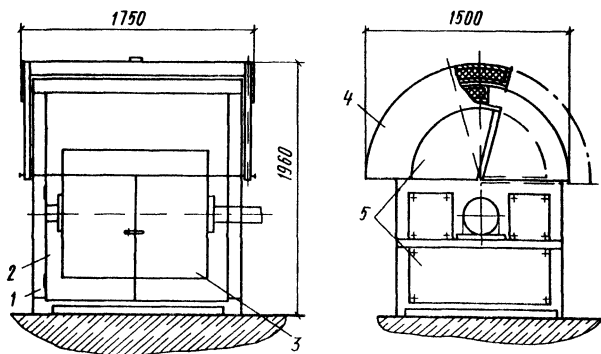


Рис. 21.21 Кожух звукоизолирующий для галтовочного барабана 1 - каркас, 2 - дверь, 3 - барабан, 4 - крышка, 5 - ограждение

Звукоизолирующий кожух для кривошипного пресса К-232А (рис 21 22) имеет ограждения из стали толщиной 1,5 мм, облицованные матами из звукопоглощающего материала толщиной 40 мм. Кожух закрывает весь пресс целиком, верхняя его часть выполнена в виде откидного колпака, что облегчает доступ к прессу при наладке и обслуживании. Для защиты рабочего от воздействия прямого звука служит откидной прозрачный щиток, отражающий высокочастотный звук. Акустическая эффективность кожуха составляет 13 – 20 дБА, причем одинаково уменьшаются как собственный шум пресса, так и шум штамповки и сдува готовых деталей сжатым воздухом.

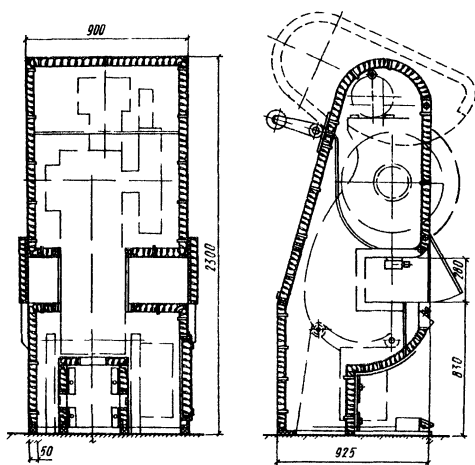


Рис. 21.22. Кожух звукоизолирующий для кривошипного пресса К-232А

21.9. Кожух для металлургического оборудования

В качестве основных источников шума в металлургическом производстве можно назвать бурильные машины, грохоты, выбивные решетки, сталеплавильные печи, прокатные станы, дисковые пилы, холодновысадочные автоматы и др. Применение кожухов кроме изоляции от шума во многих случаях позволяет решить и другие проблемы, например, резко снизить запыленность воздуха. С этой целью звукоизолирующий кожух для выбивной решетки модели 423 (рис, 21 23) снабжен системой аспирации. Его акустическая эффективность составляет 10 – 12 дБА.

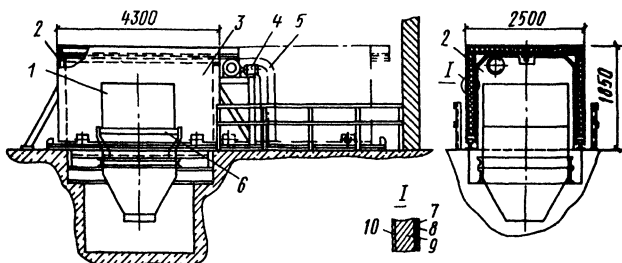


Рис. 21.23. Кожух звукоизолирующий накатной для выбивной решетки модели 423: 1 - опока; 2 - щит; 3 - укрытие подвижное; 4 - электропривод; 5 - система аспирации; 6 - выбивная решетка; 7 - сетка; 8 - картон асбестовый; 9 - материал звукопоглощения; 10 - лист металлический.

По эксплуатационным требованиям конструкции большинства используемых кожухов относятся ко 2-му классу. При этом основной сложностью при проектировании является обеспечение требуемой герметичности кожуха. По-видимому, именно этим обстоятельством объясняется относительно низкая эффективность эксплуатируемых на производстве кожухов, соответствующая конструкциям 3-го класса, как, например, у кожуха для трубрезного станка (рис. 21.24). Эффективность этого кожуха приведена в табл. 21.4.

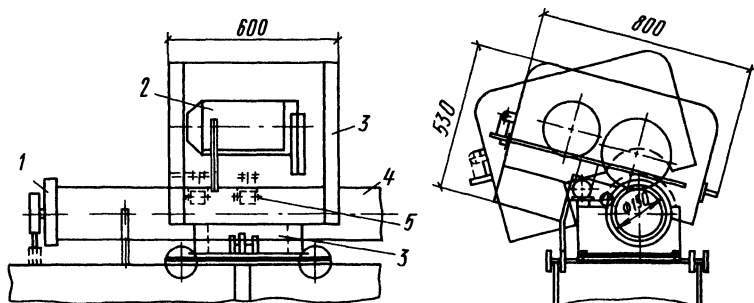


Рис. 21.24. Кожух звукоизолирующий для трубрезного станка: 1 - экран; 2 - станок отрезной; 3 - кожух; 4 - заготовка; 5 - ролики прижимные

21.10. Кожухи для предприятий других отраслей промышленности

В качестве примера наиболее эффективного применения звукоизолирующего кожуха в нерудной промышленности следует привести кожух для мельницы Ш-1, 6×1,6. Кожух состоит из стального каркаса—

оболочки толщиной 2 мм, с внутренней стороны которого укреплена объемная металлическая сетка со слоем асбестоцементного раствора толщиной 10 мм и звукопоглощающего покрытия толщиной 100 мм из стекловолокна (рис. 21.25). Звукоизолирующий кожух устанавливается на цилиндрическую часть барабана мельницы и имеет съемные крышки. Звукоизоляция кожуха составляет 6–24 дБ в диапазоне частот 63 – 8000 Гц.

Конструкция звукопоглощающего кожуха для рейсмусового станка показана на рис. 21.26. Его акустическая эффективность составляет 6 дБА.

Звукоизолирующий кожух 2-го класса для галтовочной установки Н252, применяемой при производстве очковых оправ, изображен на рис. 21.27.(табл. 21.4).

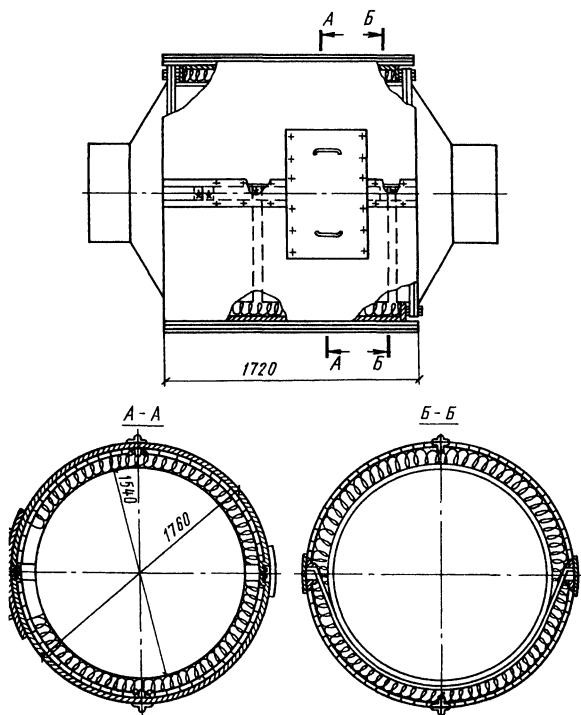


Рис. 21.25. Звукоизолирующий кожух мельницы.

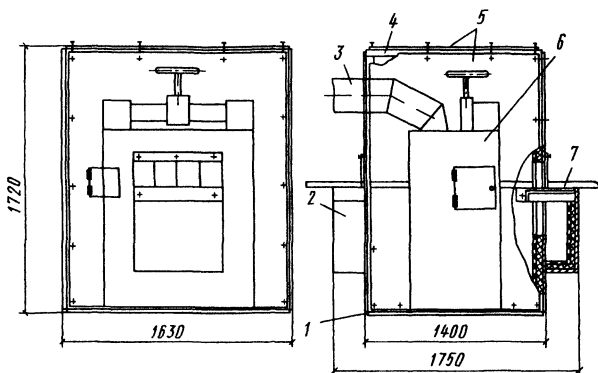


Рис. 21.26. Звукоизолирующий кожух для рейсмусового станка: 1 — прокладка виброизолирующая; 2 - экран; 3 - воздуховод; 4 - каркас; 5 - ограждение; 6 - рейсмусовый станок; 7 - заготовка

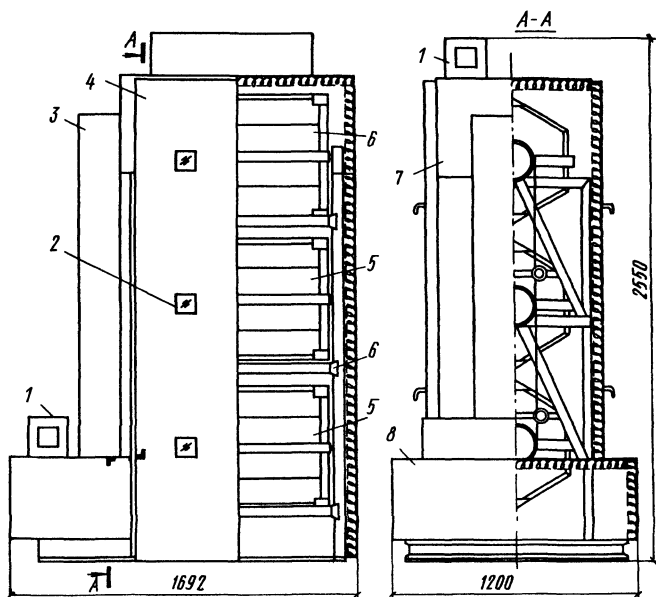


Рис. 21.27. Звукоизолирующий кожух для галтовочной установки H252: 1 - глушитель вентиляционного отверстия; 2 - окно; 3 - кожух клиноременного привода; 4 - дверь; 5 - галтовочные барабаны; 6 - каркас установки; 7 - ограждение; 8 - кожух мотора и редуктора.

Глава 22. Акустические экраны и выгородки

22.1. Область применения и принципы проектирования

Одним из средств защиты от шума в помещениях являются акустические экраны и выгородки. Акустический экран (выгородка) представляет собой преграду конечных размеров, которая устанавливается между источником шума и частью помещения, защищаемой от шума. По своей форме акустические экраны бывают плоскими (линейными в плане) или более сложной конфигурации: Г-, П- и 0-образными в плане. П- и 0-образные экраны обычно называют выгородками.

Как показано на рис. 22.1, акустические экраны и выгородки устанавливают между группой шумного оборудования и малозумными участками помещения, между несколькими соседними машинами и рабочими местами, вокруг мощного источника шума для локализации зашумленной области, вокруг рабочего места в шумном помещении (частично открытая кабина) и т.п.

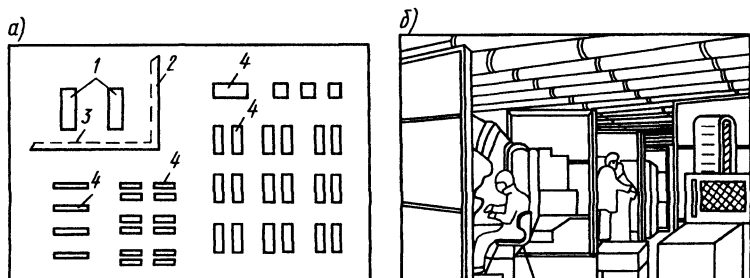


Рис. 22.1. Акустические экраны, разделяющие соседние рабочие места

В первую очередь акустические экраны выполняют функцию защиты от прямого звука источника. Кроме того, если поверхность экрана облицована звукопоглощающим материалом, экран влияет на поле отраженного звука в помещении.

Ослабление прямого звука экраном с размерами, превышающими длины звуковой волны, основано на том, что за экраном образуется область «звуковой тени», в которую попадает только часть звуковых волн, огибающих края экрана в соответствии с законами дифракции.

Кроме дифрагированного звука в область тени попадает звук, отраженный от ограждающих поверхностей помещения. В помещениях без акустической обработки уровни отраженного звука превосходят уровни прямого звука всюду, кроме ближайшей окрестности источника — зоны прямого звука. Поэтому применение акустических экранов в помещениях без звукопоглощающих конструкций, как правило, неэффективно.

Снижение шума экраном в помещениях без звукопоглощающих конструкций обычно не превышает 2–3 дБ. Эффективность совместного применения экранов и средств звукопоглощения может достигать 8–10 дБ, причем результат весьма существенно зависит от способа размещения экрана и звукопоглотителей в помещении. Например, экранный глушитель способен снизить уровень излучаемой мощности на 5–10 дБ, в то время как размещение того же количества звукопоглотителей на стене помещения вдали от излучающего шум отверстия не даст практически никакого снижения.

Объяснение этого факта состоит в том, что звукопоглотитель воздействует на звуковое поле в помещении двумя путями. Во-первых, изменяется средний коэффициент звукопоглощения в помещении; во-вторых, если поглотитель помещен в поле прямого звука источника шума, то он изменяет это поле и уменьшает излучаемую в помещение звуковую мощность.

Для повышения эффективности акустических экранов их облицовывают с обеих сторон звукопоглощающим материалом. Если используется односторонняя звукопоглощающая облицовка, то она размещается на стороне, обращенной к источнику шума.

При проектировании акустического экрана необходимо обеспечить не только достаточное звукопоглощение, но и довольно высокую звукоизоляцию, для того чтобы шум попадал в область акустической тени за экраном, только огибая его края, но не проходя сквозь экран. Поэтому экраны обычно изготавливают из стальных или алюминиевых листов толщиной 2 мм, гипсовой сухой штукатурки толщиной 6–12 мм и подобных материалов. При необходимости применяют также гибкие шумозащитные шторы и фартуки из брезента, синтетических пленок, резины с не очень высокой звукоизоляцией.

Размеры акустического экрана следует выбирать исходя из конкретных условий его применения и требуемой эффективности. Ожидаемая эффективность снижения шума экраном устанавливается акустическим расчетом.

Общие рекомендации по первоначальному выбору размеров экрана и способу его размещения заключаются в следующем. Линейные размеры экрана нужно выбирать так, чтобы границы проекции источника шума на экран вдоль оси, соединяющей геометрический центр источника шума с защищаемой от шума точкой, отстояли от краев экрана не менее чем на длину волны нижней частоты, на которой зафиксировано превышение шума над санитарными нормами.

При расположении между источником и защищаемой от шума точкой экран должен быть приближен к источнику или к защищаемой точке и удален от серединной точки между ними. Такой сдвиг экрана увеличивает его акустическую эффективность.

Проектирование акустического экрана включает в себя этапы:

- идентификацию источников шума (или шумной зоны), подлежащих акустическому экранированию, и защищаемой от шума области;
- определение наиболее вероятного местоположения экрана (выгородки), его конфигурации, размеров и конструкции;
- выбор варианта обработки помещения звукопоглощающими конструкциями;
- расчет ожидаемой акустической эффективности экрана;
- сравнение полученной акустической эффективности с требуемым снижением шума;
- изменение местоположения, конфигурации, конструкции и размеров экрана (выгородки), варианта акустической обработки помещения (если это необходимо);
- повторный акустический расчет до тех пор, пока не будет найден оптимальный вариант.

22.2. Расчет акустической эффективности экранов в помещениях

Акустической эффективностью экрана в помещении $\Delta L_{\text{экp пом}}$, дБ, называют разность уровней звукового давления в расчетной точке до и после установки экрана между источником шума и расчетной точкой и определяется следующим образом. С начала вычисляется снижение уровней звукового давления прямого звука экраном по формулам (17.5) и (17.6) как для открытого пространства $\Delta L_{\text{экp пом}}$, дБ с учетом двух особенностей.

Во-первых, расчет снижения уровня прямого звука выгородкой производится подобно расчету для экранов: изменения касаются только звуковых лучей, огибающих выгородку сбоку. Если звуковой луч, идущий от источника шума в расчетную точку через боковые стороны Г- или П-образной выгородки (рис. 22.2), должен на своем пути повернуть дважды (дважды огибать ребро выгородки, как на путях b_{21} , b_{31} , b_{32}), то эффективность экранирования этого луча оказывается значительной и, как правило, выше, чем при однократном повороте. Рекомендуется рассчитывать ослабление такого луча ориентировочно по формуле (17.5), в которой в качестве длины пути b_i берется длина ломаной линии, состоящей из двух прямолинейных отрезков b_i' и b_i'' (см. рис. 22.2).

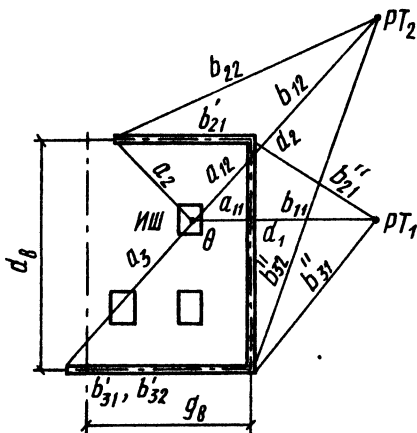


Рис. 22.2. Расчетная схема экранирования шума П-образной выгородкой

Во-вторых, при расчетах экранирования прямого звука $\Delta L_{\text{экр пр}}$ в помещениях за акустический центр источника звука следует принимать его геометрический центр, а не его проекцию на плоскость пола. Расчет для крупных источников шума следует производить разбивая их на более мелкие элементы.

После расчета прямого звука в области за экраном производится расчет полной акустической эффективности экрана в помещении. Экранирование рассчитывается по различным формулам для соразмерных и несоизмерных помещений.

В соразмерном помещении расчет акустической эффективности экрана выполняется по формуле

$$\Delta L_{\text{экр сор}} = 10 \lg \frac{1 + 8\pi r^2 / B}{10^{-0,1\Delta L_{\text{экр пр}}} + 8\pi r^2 U_{\text{экр и ш}} \cdot U_{\text{экр р т}} / B_1}, \quad (22.1)$$

где B и B_1 - постоянные помещения до и после установки экрана; $\Delta L_{\text{экр пр}}$ - снижение уровня прямого звука экраном или выгородкой; $U_{\text{экр и ш}}$ - коэффициент, учитывающий уменьшение звуковой мощности, излучаемой источником в помещении, при установке вблизи него экрана или выгородки, облицованных звукопоглотителем; $U_{\text{экр р т}}$ - коэффициент, учитывающий ослабление поля отраженного звука в расчетной точке при установке вблизи неё экрана или выгородки, облицованных звукопоглотителем.

Постоянная помещения B_1 вычисляется по формуле (18.2) и учитывается увеличение суммарного звукопоглощения за счет установки в помещении звукопоглощающих конструкций и вследствие собственного поглощения экрана, облицованного звукопоглотителем.

Коэффициенты $U_{\text{экp и ш}}$ и $U_{\text{экp pт}}$ принимаются отличными от единицы только для экранов и выгородок, имеющих звукопоглощающую облицовку соответственно со стороны источника шума или со стороны расчетной точки, причем коэффициент звукопоглощения этой облицовки удовлетворяет неравенству $\alpha \geq 0,4$ в данной октавной полосе частот.

Если источник шума находится вблизи облицованного поглотителем плоского экрана или выгородки (рис. 22.3), то коэффициент $U_{\text{экp и ш}}$ определяется по формуле

$$U_{\text{экp и ш}} = 1 - \theta / 360, \quad (22.2)$$

где θ - угол, град, видимости экрана или выгородки в плане из акустического центра источника шума.

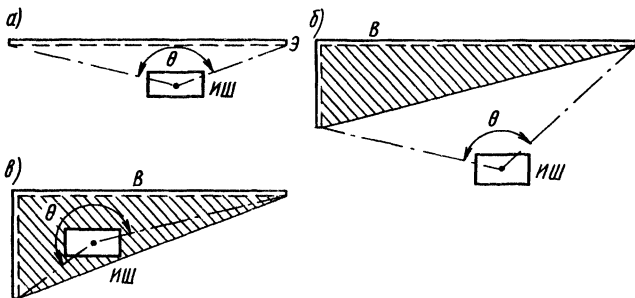


Рис. 22.3. К определению углов видимости экрана θ для источника шума: *а* - вблизи плоского экрана; *б* - вблизи Г-образной выгородки, *в* - внутри Г-образной выгородки (на заштрихованной территории)

Аналогично, если расчетная точка находится вблизи облицованного поглотителем экрана (выгородки), то $U_{\text{экp pт}}$ определяется по формуле (22.2), в которой θ - угол видимости экрана (выгородки) в плане из расчетной точки.

Простая формула (22.2) несколько завышает влияние облицовки, не учитывая конечную высоту экрана. Однако эта ошибка невелика, так как коэффициент $U_{\text{экp}}$ [см. формулу (22.2)] может принимать значения только в интервале от 1 до $1/2$.

Если источник шума находится внутри облицованной звукопоглотителем П- или О-образной выгородки (см. рис. 22.2) или внутри Г-образной выгородки (см. рис. 22.3), то коэффициент $U_{\text{экp}}$ следует вычислять по формуле

$$U_{\text{экp}} = 1 - \frac{1}{\sqrt{1 + d_{\text{в}} g_{\text{в}} / \pi h_{\text{в}}^2}} \cdot \frac{\theta}{360}, \quad (22.3)$$

где $d_{\text{в}}$ и $g_{\text{в}}$ – размеры выгородки в плане, м; $h_{\text{в}}$ – высота выгородки, м.

Если расчетная точка находится внутри облицованной О- или П-образной выгородки (открытой кабины), то коэффициент $U_{\text{экp.п.т}}$ вычисляется по формуле:

$$U_{\text{экp.п.т}} = S_0 / (S_0 + S_{\text{с}}) \quad (22.4)$$

где S_0 – площадь открытой части выгородки, м²; $S_{\text{с}}$ – площадь стенок ограждающей конструкции выгородки, м².

В несоразмерном помещении расчет акустической эффективности экрана выполняется по формуле

$$L_{\text{экp.несор}} = 10 \lg \frac{1 + 2\pi r^2 F_{\text{отp}}}{10^{-0,1\Delta L_{\text{экp.пp}}} + 2\pi r^2 U_{\text{экp.и.ш}} U_{\text{экp.п.т}} F_{1\text{отp}}}, \quad (22.5)$$

где $F_{\text{отp}}$ и $F_{1\text{отp}}$ – вклады отраженного звука в несоразмерном помещении, до и после установки экрана и дополнительных звукопоглощающих конструкций, определяемые по формуле

$$F_{\text{отp}} = \frac{1 - \alpha}{HG} \cdot \frac{r + G}{r + H} J(\alpha, \rho). \quad (22.6)$$

Чтобы дополнительно увеличить эффективность экранирования в помещении, в дополнение к звукопоглощающей облицовке внутренней стороны экранов (выгородок) рекомендуется подвешивать над шумным (или защищаемым от шума) участком объемные звукопоглотители на уровне верхнего края экранов (см. гл. 14). Наиболее удобны ряды кулисных звукопоглотителей с таким шагом, что высота кулис в 2–5 раз превышает ширину промежутков между рядами. Подобный потолок обеспечивает естественную вентиляцию шумного участка и действует как глушитель на про-

ходящий через него шум. Для таких конструкций выгородок величина $U_{\text{экp}}$ в формулах (22.1) и (22.5) должна быть умножена на коэффициент $10^{-0,1\Delta L_{0,3}}$, где $\Delta L_{0,3}$ - звукоизоляция потолка из объемных звукопоглотителей (для потолка из кулисных поглотителей $\Delta L_{0,3}$, может быть рассчитана как для пластинчатого глушителя). Конструкции выгородок с локальной системой объемных звукопоглотителей могут обеспечить достаточное снижение шума в помещении без обработки ограждающих поверхностей помещения звукопоглощающими конструкциями. Этот способ дает значительную экономию материалов и трудозатрат в больших производственных помещениях.

Если в помещении имеется n источников шума, то акустическая эффективность экрана определяется по формуле

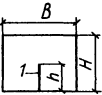









$$\Delta L_{\text{экp},n} = 10 \lg \sum_{k=1}^n 10^{0,1L_k} - 10 \lg \sum_{k=1}^n 10^{0,1(L_k - \Delta L_{\text{экp},k})}, \quad (22.7)$$

где L_k - уровень звукового давления в расчетной точке от k -го источника шума до установки экрана; $\Delta L_{\text{экp},k}$ - акустическая эффективность экрана в расчетной точке для k -го источника, определяемая по формулам (22.1) или (22.5).

Приведенные выше формулы применимы тогда, когда площадь акустического экрана составляет незначительную часть площади поперечного сечения помещения, в плоскости которого установлен экран. Табл. 22.1 дает представление об акустической эффективности больших экранов, представляющих собой перегородку неполной высоты в помещении, и о влиянии различных способов размещения звукопоглощающей облицовки в помещении с экраном. В частности, из сравнения схем 1, 6 и 9 видно, насколько эффективно размещение даже небольшого количества звукопоглощающей облицовки непосредственно над перегородкой неполной высоты. Схемы 10 и 11 иллюстрируют отрицательную роль щелей между экраном и полом. В экспериментах, описанных в табл. 22.1, коэффициент звукопоглощения облицовки составляет 0,9, а необлицованных поверхностей 0,05; источник шума был расположен слева от экрана.

Ориентировочный расчет акустической эффективности перегородок, площадь которых составляет 50% и более площади поперечного сечения помещения, следует производить как для двух смежных помещений с открытым проемом между ними.

Таблица 22.1. Эффективность установки больших экранов в помещении

Номер схемы	Схема экрана и об- лицовки	b/B	среднее снижение уров- ней звукового давления $\Delta L_{\text{экp}}$, дБ при b/B	
			0,8	0,6
1.		-	3	2
2.		-	8	6
3.		-	19	16
4.		-	16	14
5.		0,8	16	14
6.		0,4	13	11
7.		0,2	10	8
8.		0,12	9	8
9.		0,4	9	7
10.		-	-	8
11.		-	-	11

В заключение заметим, что акустическая эффективность экрана в условиях открытого пространства $\Delta L_{\text{экp пр}}$ рассчитана в предположении, что звукоизоляция экрана (выгородки) R , дБ, превосходит $\Delta L_{\text{экp пр}}$ на 10 дБ и более в тех октавных полосах частот, в которых требуется снизить шум в защищаемой области. Если это условие не выполняется и звукоизоляция экрана невелика (например, для экранов из брезента и т.п. гибких материалов), то акустическую эффективность экрана с поправкой на его акустическую звукоизоляцию R следует определять по выражению:

$$\Delta L'_{\text{экp}} = -10 \lg(10^{-0,1\Delta L_{\text{экp пр}}} + 10^{-0,1R})$$

и использовать в дальнейших расчетах по формулам (22.1) и (22.5) вместо $\Delta L_{\text{экp пр}}$.

22.3. Конструкции акустических экранов и выгородок

Как отмечено выше, акустический экран состоит из несущей и звукоизолирующей частей, дополнительного звукопоглощающего и защитного слоев.

В зависимости от требуемой звукоизоляции и условий эксплуатации звукоизолирующую часть изготавливают из сплошных твердых материалов - тонкого листового металла (толщиной 1–2 мм); пиломатериалов (древесностружечных плит, фанеры); стекла, листов асбестоцемента и др.

В качестве звукопоглощающей облицовки применяют звукопоглотители резонансного типа или пористые материалы: пенополиуретан, микропористую резину, минеральное, органическое или стеклянное волокно. Звукопоглощающий слой располагают с одной или с двух сторон экрана.

Внешний (защитный) слой экрана изготавливается в виде перфорированных листов (кровельная оцинкованная сталь, плиты ДВП, фанера, слоистые пластики), металлических сеток в сочетании с акустически прозрачными материалами (стеклоткани, техническая бязь, миткаль, полиамидная или полиэтиленовая пленка).

Несущую часть экрана изготавливают обычно из металлического профиля стандартных размеров и устанавливают по периметру экрана. Это придает экрану необходимую жесткость и позволяет легко крепить его к несущей части конструкции. Для улучшения звукоизоляции экранов следует избегать щелей в их конструкциях, узлах примыкания, а также на границе экрана с полом.

По конструктивному исполнению различают экраны следующих видов: переносные, стационарные, передвижные, многосегментные, секционные (сборно-разборные), шарнирно-раздвижные, шторные и сложной конфигурации (Г-, П-образной и другой формы).

Переносный акустический экран из модульных конструкций (конструкция рис. 22.4). Настоящая конструкция экрана предназначена для изоляции от шума индивидуальных рабочих мест в механических цехах. Элемент экрана представляет собой каркас из труб прямоугольного сечения с облицовкой из стального листа толщиной 0,8 мм и звукопоглощающей облицовкой (мат из базальтового супертонкого волокна в оболочке из стеклоткани).

Отдельные элементы экранов имеют свои типоразмеры зависящие от допустимых размеров по помещению и источнику шума. Они легко стыкуются друг с другом за счет введения выступающих болтов, находящихся на торцевой стороне одного элемента, в фигурные вырезы на боковой или торцевой стороне другого элемента.

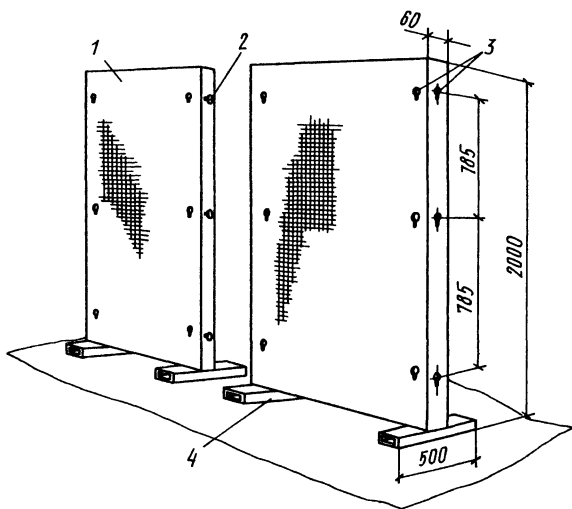


Рис. 22.4. Плоский акустический экран из модульных конструкций:
1 - элемент секции; 2 - элемент болтового соединения; 3 - отверстие под болтовое соединение; 4 - стройка экрана

Для улучшения звукоизолирующих характеристик экранов в местах сопряжении отдельных секций предусматриваются резиновые прокладки.

Сборный стационарный акустический экран из щитов и элементов (рис 22.5 и 22.6). Имеется несколько конструкций таких экранов, две из которых описаны ниже. Первая конструкция (см. рис. 22.5)

состоит из отдельных щитов, которые ступенчато соединены между собой с помощью петель и резиновых пластин, уплотняющих зазор.

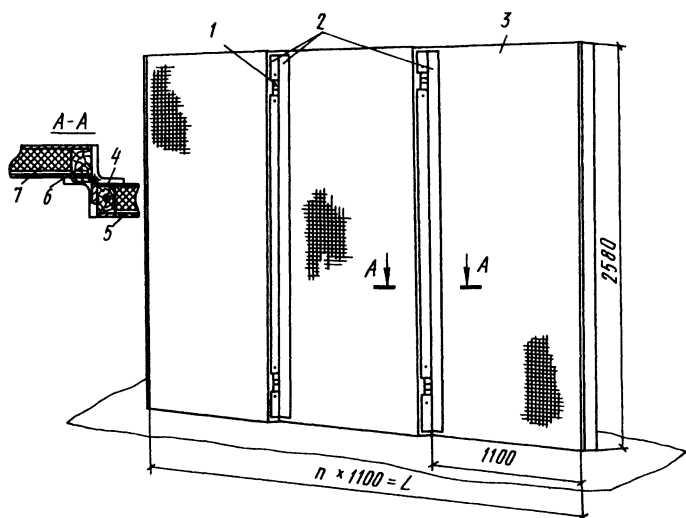


Рис. 22.5. Сборный стационарный акустический экран из секций: 1 - петля; 2 - пластина резиновая; 3 - секция (щит); 4 - лист металлический (толщиной 1,5-2 мм); 5 - лист перфорированный металлический; 6 - деревянный каркас; 7 - материал звукопоглощающий

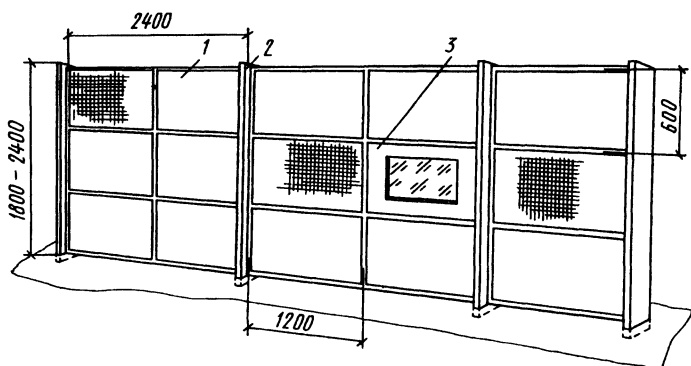


Рис. 22.6. Сборный стационарный акустический экран из щитов: 1 - щит с перфорированным металлическим листом; 2 - стойка экрана; 3 - щит с окном

Вторая конструкция экрана (см. рис. 22.6) подобного типа представляет собой набор щитов и стоек, полной заводской готовности. Щит толщиной 50 или 100 мм представляет собой конструкцию каркаса, изготовленного из алюминиевой трубы $100 \times 25 \times 3$, облицовочных алюминиевых панелей (которые крепятся к каркасу с помощью винтов), наполнителя – плит теплоизоляционных минераловатных на синтетическом связующем толщиной 50 мм, упакованных в мешок из плёнки, алюминиевого перфорированного листа толщиной 0,6 – 0,8 мм (который фиксирует наполнитель) 4 и крепится винтами к каркасу с помощью алюминиевых уголков $15 \times 15 \times 2$ мм. Стойки, на которые устанавливаются щиты, изготовлены из стальной трубы $120 \times 80 \times 4$ мм или $140 \times 100 \times 5$ мм. Высота стоек может быть выбрана в зависимости от высоты экрана от 1800 до 4200 мм с шагом 600 мм. В зависимости от условий эксплуатации стойки могут крепиться фундаментными болтами или привариваться к закладным элементам в полу.

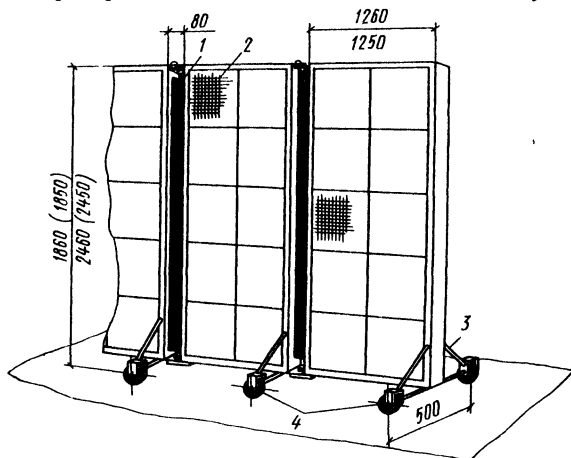


Рис. 22.7. Передвижной акустический экран:

1 - гибкая резиновая вставка; 2 - щит с перфорированным металлическим листом; 3 - опора колес; 4 — колеса

Передвижной акустический экран состоит из отдельных упруго сочлененных между собой секций, установленных на подвижные опоры с двумя колесами каждая. Конструкция экрана позволяет легко перемещать его с места на место, а также изменять общую конфигурацию в зависимости от взаимного расположения источников шума и защищаемых объектов (например, в агрегатно-сборочном цехе при переходе от одной технологической операции к другой).

Передвижные экраны для большей устойчивости и маневренности собираются из щитов размерами по ширине не более 1200 мм и высоте не более 2400 мм. Щиты соединяются между собой резиновой пластиной средней твердости толщиной 14 мм через алюминиевые уголки 25×25×3 мм и металлическими пластинами, соединенными шарнирно. В передвижных экранах предусмотрена двусторонняя облицовка экрана звукопоглощающим материалом. Подвижные опоры крепятся к раме панелей болтами.

Многосегментный межколонный акустический экран (рис. 22.8). В отличие от экранов других конструкций элементы настоящего экрана соединены между собой внахлест жесткими болтовыми соединениями. Крепление элементов к колоннам осуществляется не жестко через пристреливаемое к ним дюбель- гвоздями промежуточные стальные уголки.

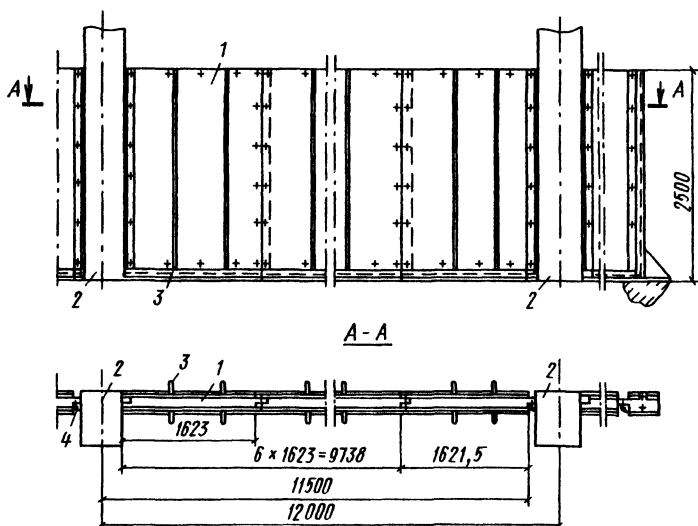


Рис. 22.8. Многосегментный межколонный акустический экран: 1 - секции или щиты акустических экранов; 2 - колонны каркаса; 3 - конструкции опор экрана; 4 - крепления элементов экрана к колоннам (уголки, пристреливаемые дюбелями)

Сборно-разборный стационарный экран (рис. 22.9). Этот экран состоит из упруго сочлененных между собой секций, закрепленных в жесткой раме, установленной на опоры, укрепленные на полу. Он может быть также изготовлен из большого элемента звукопоглощающего материала, закрытого стандартными перфорированными алюмине-

выми панелями размером 500×500 мм. Конструкция экрана запроектирована так, чтобы он не перекрывал нижнюю часть ($h < 1$ м) станка или оборудования. Экран рассчитан на установку в цехе, когда необходимо оградить или выгородить рабочую зону с верстаками или рабочими столами. Экран устанавливается вплотную к верстакам.

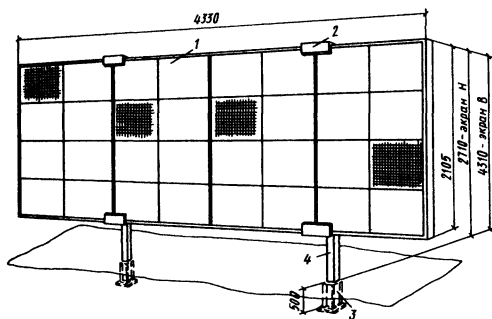


Рис. 22.9. Сборно-разборный стационарный экран: 1 - элемент секции; 2 - устройство для крепления элементов секций; 3 - стакан под стойкой, предусмотренной в конструкции пола; 4 - стойка экрана

Шторные экраны и экраны, изготовленные из мягких материалов. Данные экраны находят применение в производственных помещениях с высокой плотностью оборудования, обладающего высокочастотным спектром излучения (например, крутильные и прядильные цехи текстильной промышленности), на производственных участках пищевой промышленности, а также для временной выгородки отдельных производственных зон с высокочастотными источниками шума типа ручных точильных, шлифовальных, клепальных и других машин. Некоторые виды таких экранов приведены ниже.

Передвижной акустический экран (рис. 22.10) изготавливается в виде мягкого звукопоглощающего и звукоизолирующего мата, подвешенного к горизонтальной перекладине, укрепленной на вертикальных металлических стойках. Мат состоит из слоя брезента (ПВХ или искусственной кожи) и простеганного вместе с ним стекловолокна толщиной 50 мм, закрытого стеклотканью и перфорированной оболочкой (рис. 22.11).

Полотно мата закрепляется в металлических рамах, которые могут принимать различные размеры и формы. Для присоединения мата к раме в ней предусмотрены крепежные крючки, которые располагаются равномерно по всему периметру рамы. Стандартные размеры выпускаемых матов составляют по ширине 150–165 см при высоте 180 см. В качестве звукоизолирующего слоя в конструкции используют

плотную армированную поливинилхлоридную пленку толщиной 1,2 мм, а звукопоглощающий слой изготавливают из легкой негорючей минеральной ваты толщиной от 20 до 30 мм.

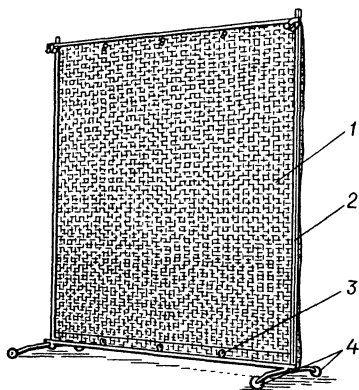


Рис. 22.10. Передвижной акустический экран «мягкой» конструкции
1 - мягкий слоистый мат; 2 - стальная рама из труб; 3 - крепление мата к раме;
4 - ножки экрана

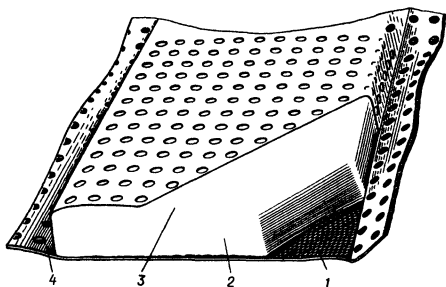


Рис. 21.11. Принципиальная схема звукоизолирующего мата для «мягкого» экрана: 1 и 4 – армированный лист из поливинилхлоридной пленки 1 – 1,5 мм;
2 – звукопоглощающий материал толщиной 20 мм; 3 – слой стеклоткани.

Конструкции шторных экранов изготавливаются из прессованного стекловолокна, покрытого огнестойкой трехмиллиметровой пленкой из белого винила или армированной поливинилхлоридной пленкой. Элементы шторных экранов изготавливаются шириной 1,2-1,6 м, толщиной 3–20 мм, высотой по требованию заказчика. Конструкции экранов могут быть плоскими или складыва-

вающимися. На поверхность пленки наносится вспененный звукопоглощающий материал. Шторы-экраны подвешиваются на карнизы или на передвижные одно— или двухколесные системы вблизи источников шума. Карнизы и передвижные системы обычно крепятся к потолку или к элементам каркасов технологических линий и оборудования.

Заслуживают внимания конструкции шторных экранов, собранные из отдельных длинных лент. Ленты изготавливаются из толстых или армированных листов поливинилхлорида, либо из других подобных материалов. Ширина ленты составляет 200-400 мм при толщине 2 мм. Каждая лента частично, на 50–200 мм, покрывает предыдущую или две соседних, что позволяет легко проходить «сквозь» экран человеку или транспортным средствам, но не дает возможности проникать звуку. Высота таких экранов может достигать 10 м.

Акустические выгородки

Разновидностью акустических экранов являются выгородки, отделяющие одну часть помещения от другой или изолирующие определенную зону (шумную или тихую) внутри помещения. Хорошими вариантами выгородки являются конструкции (рис. 22.12), полностью перегораживающие помещения от стены до стены или выделяющие определенную зону между колоннами внутри помещения.

Звукоизолирующие выгородки обычно собираются из отдельных секций и предназначены для изоляции зон, где выполняются шумные технологические операции и где требуется наличие больших технологических проемов (например, для снятия и установки на оправки крупногабаритных деталей).

Собираются эти выгородки из отдельных одинаковой конструкции секций, но различных по форме и размерам. Крайние секции имеют Г-образное сечение, средние - Т-образное и состоят из сварного каркаса, изготовленного из уголков, обшитых с внешней стороны стальным листом толщиной 1,5 мм. В каркас укладывается деревянная решетчатая рама, внутри которой находится минераловатная плита толщиной не менее 50 мм, обшитая стеклотканью. Внутренняя поверхность секции покрывается перфорированным стальным листом. Длинная часть Т-образной линии, разделяющая два рабочих места, имеет двустороннюю звукопоглощающую облицовку из минераловатных плит, обернутых в стеклоткань и покрытых металлическим перфорированным листом.

Секции крепятся к полу цеха костылями, между собой - с помощью петель, а щели в зонах стыков закрываются резиновыми полосами.

Акустический экран типа выгородка с объемными поглотителями (рис. 22.12). Такой экран предназначен для изоляции шумного участка, находящегося в цехе. Его конструкция представляет собой замкнутый экран прямоугольной формы высотой 2600 мм, полностью охватывающий изолируемую зону, над которой в определенном порядке размещены штучные звукопоглотители.

Экран выполнен из каркаса (металлического или деревянного), обшитого с двух сторон звукопоглощающими плитами типа Акмигран или ПА/О. Сверху на стенки экрана свободно укладываются металлические (деревянные) балки, к которым подвешиваются объемные звукопоглотители. Балки с поглотителями могут быть раздвинуты или вообще сняты для обеспечения возможности монтажа или демонтажа с помощью подъемного оборудования.

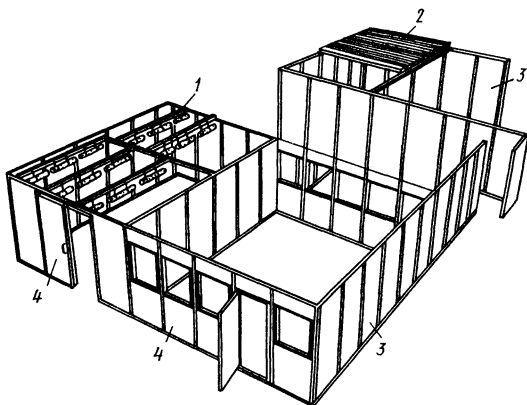


Рис. 22.12. Акустический экран типа выгородка с объемными поглотителями: 1 - объемные поглотители; 2 - звукопоглощающий потолок; 3 - элементы секций экранов; 4 - элементы секций экранов с окнами и дверями

Глава 23. Шумозащитные окна

Звукоизоляция наружного ограждения практически полностью определяется звукоизолирующей способностью окон или других светопрозрачных элементов, которая на порядок ниже звукоизолирующей способности глухой части наружных стен.

23.1. Нормирование и оценка звукоизоляции окон

Шумозащитные свойства окон оцениваются звукоизоляцией $R_{\text{Атран}}$, характеризующей изоляцию шума потока городского автомобильного транспорта данным окном, выраженную в дБА. Величина $R_{\text{Атран}}$ удобна для практического использования, так как выражается в тех же единицах, в которых принято измерять и рассчитывать городские шумы. Величина $R_{\text{Атран}}$ определяется на основе «эталонного» спектра шума потока автотранспорта с уровнем 75 дБА [13,14]:

$$R_{\text{Атран}} = 75 - 10 \lg \sum_{i=1}^{16} 10^{0,1(L_i - R_i)}, \quad (23.1)$$

где R_i - изоляция воздушного шума данной конструкцией окна в i -й третьоктавной полосе частот, дБ; L_i - скорректированный по шкале А уровень звукового давления «эталонного» спектра в той же i -й третьоктавной полосе.

\overline{f} , Гц	100	125	160	200	250	315	400	500
L_i , дБ	55	55	57	59	60	61	62	63

\overline{f} , Гц	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150
L_i , дБ	64	66	67	66	65	64	62	60

В том случае, когда известны значения изоляции воздушного шума конструкцией окна только в октавных полосах частот, величина $R_{\text{Атран}}$ определяется по аналогичной методике с использованием скорректированных уровней звукового давления «эталонного» спектра в октавных полосах частот.

В технической литературе встречается характеристика звукоизоляции окон, выраженная индексом изоляции R_w в дБ.

Величины $R_{\text{Атран}}$ и R_w связаны зависимостью:

$$R_{\text{Атран}} \approx 0,75 R_w + 3,7, \text{ дБА}$$

$\overline{f}, \text{Гц}$	125	250	500	1000	2000	4000
$L_p, \text{дБ}$	61	65	68	71	69	63

Требования к звукоизоляции наружных ограждений (окон) зданий устанавливаются исходя из ожидаемого уровня звука в дБА у фасада, обращенного в сторону источника шума, и допустимого уровня звука в помещении в соответствии с санитарными нормами.

Снижение внешнего шума конструкцией окна (или другого светопрозрачного элемента наружного ограждения) составляет:

$$\Delta L_A = R_{A_{\text{тран}}} - 10 \lg \frac{S_0}{A}, \text{ дБА},$$

где S_0 - площадь окна (всех окон в данном помещении, обращенных в сторону источника шума), м^2 ; A - эквивалентная площадь поглощения в помещении (средняя в диапазоне 125-1000 Гц), м^2 .

Для помещений жилых, административных и других зданий, в которых

$$\frac{S_0}{A} \approx 0,3,$$

$$\Delta L_A = R_{A_{\text{тран}}} + 5, \text{ дБА}.$$

Шум у фасада, создаваемый потоком автотранспорта, оценивается эквивалентным уровнем звука $\Delta L_{A_{\text{экв тер } 2}}$. Этот уровень может быть получен путем измерений (в период наибольшей интенсивности движения), рассчитан на основании шумовой характеристики транспортного потока, определяемой по карте шума улично-дорожной сети, или исходя из характеристик движения и состава транспортного потока.

Учитывая, что наибольшие уровни транспортного шума, как правило, наблюдаются на уровне 3-5 этажей, расчет ожидаемых уровней следует проводить в расчетной точке в 2-х метрах от фасада на высоте 12 м от поверхности земли.

Поскольку обычно интенсивность потока автотранспорта и его состав в ночное время не известны, расчет допускается проводить исходя из характеристик потока в дневное время (усредненных за 4-х часовой период наибольшей интенсивности). При наличии трамваев в потоке средств транспорта эквивалентный уровень звука у фасада следует определять отдельно для автотранспорта и для трамваев с последующим суммированием по энергии. В этом случае необходимо также определять максимальный уровень звука у фасада ($L_{A_{\text{макс тер } 2}}$) при проходе трамвая в ночное время. Требуемая звукоизоляция наружного ограждения должна назначаться такой, чтобы допустимые значения проникающего шума обеспечивались как в дневное, так и в ночное время.

Шум железнодорожных поездов следует оценивать отдельно

для дня и ночи как по эквивалентному, так и по максимальному уровню звука. Требуемая звукоизоляция должна определяться по наиболее жесткому из четырех условий.

Пример определения величины звукоизоляции окна $R_{A_{\text{тран}}}$ в дБА

Дано: Окно деревянное со спаренными переплетами 02С 15-15, толщина стекол 3 мм, воздушный промежуток 57 мм, с одной уплотняющей прокладкой в притворе. Частотная характеристика изоляции воздушного шума окном R приведена в таблице 23.1

Требуется: Определить звукоизоляцию окна $R_{A_{\text{тран}}}$ в дБА.

Решение: Решение проводим в табличной форме

Таблица 23.1.

Частота, f , Гц	100	125	160	200	250	320	400	500
Скорректированный уровень звукового давления L_1 , дБ	55	55	57	59	60	61	62	63
Изоляция воздушного шума окном R , дБ	16	17	17	19	22	25	27	27
$L_1 - R$, дБ	39	38	40	40	38	36	35	36

f , Гц	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200
L_1 , дБ	64	66	67	66	65	64	62	60
R , дБ	28	29	31	32	33	33	32	32
$L_1 - R$, дБ	36	37	36	34	32	31	30	28

Суммируем уровни проникающего шума:

$$\begin{aligned}
 R_{A_{\text{тран}}} &= 75 - 10 \lg \sum_{i=1}^{16} 10^{0,1(L_i - R_i)} = 75 - 10 \lg (10^{3,9} + 2 \cdot 10^{3,8} + \\
 &2 \cdot 10^4 + 10^{3,7} + 4 \cdot 10^{3,6} + 10^{3,5} + 10^{3,4} + 10^{3,2} + 10^{3,1} + 10^3 + 10^{2,8}) = \\
 &75 - 10 \lg 716415 = 75 - 48,55 = 26,45 \approx 26.
 \end{aligned}$$

23.2. Метод расчета ожидаемых уровней транспортного шума

Исходным параметром для расчета эквивалентного уровня звука, создаваемого у фасада здания потоком средств автомобильного транспорта (включая автобусы и троллейбусы), является шумовая характеристика потока $L_{A_{\text{экв}}}$ в дБА, определяемая по ГОСТу 20444-85 на расстоянии 7,5 м от оси ближней полосы движения транспорта.

$$L_{A_{\text{экв}}} = 10 \lg Q + 13,3 \lg V + 4 \lg(1 + \rho) + \Delta L_{A_1} + \Delta L_{A_2} + 15, \text{дБА}, \quad (23.5)$$

где Q - интенсивность движения, ед./ч; V - средняя скорость потока, км/ч; ρ - доля средств грузового и общественного транспорта в потоке, %, (к грузовым относятся автомобили грузоподъемностью 1,5 т и более); ΔL_{A_1} - поправка, учитывающая вид покрытия проезжей части улицы или дороги, дБА, (при асфальтобетонном покрытии $\Delta L_{A_1} = 0$, при цементобетонном покрытии $\Delta L_{A_1} = +3$ дБА); ΔL_{A_2} - поправка, учитывающая продольный уклон улицы или дороги, дБА, определяемая по табл. 23.2.

Для дневного времени расчет следует проводить, исходя из средней часовой интенсивности движения Q в течение 4-часового периода наибольшей интенсивности движения транспорта.

Ожидаемый эквивалентный уровень звука $L_{A_{\text{экв тер}2}}$, создаваемый потоком средств автомобильного транспорта в расчетной точке у наружного ограждения здания, определяется по формуле

$$L_{A_{\text{экв тер}2}} = L_{A_{\text{экв}}} - \Delta L_{A_3} + \Delta L_{A_4}, \text{дБА}, \quad (23.6)$$

где ΔL_{A_3} - снижение уровня шума в зависимости от расстояния от оси ближайшей полосы движения транспорта до расчетной точки, дБА, определяемое по рис. 23.1; ΔL_{A_4} - поправка, учитывающая влияние отраженного звука, дБА, определяемая по табл. 23.3 в зависимости от отношения $h_{\text{пр}}/B$, где $h_{\text{пр}}$ - высота расчетной точки над поверхностью территории, в общем случае высота расчетной точки принимается $h_{\text{пр}} = 12$ м; B - ширина улицы (между фасадами зданий), м.

При размещении бульваров и пешеходных аллей между полосами проезжей части разных направлений движения шумовую характеристику потоков средств автомобильного транспорта $L_{A_{\text{экв}}}$ и эквивалентный уровень звука у фасада здания $L_{A_{\text{экв тер}2}}$ следует определять раздельно для каждого направления движения. Полученные при этом эквивалентные уровни звука у фасада здания должны быть просуммированы по энергии (ф-ла 23.7):

$$L_{A_{\text{экв тер}2}} = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^n 10^{0,1 L_{A_{\text{экв тер}2i}}} \right), \quad \text{дБА} \quad (23.7)$$

где $L_{A_{\text{экв тер}2i}}$ - эквивалентный уровень звука у фасада здания от i -го источника, дБА.



Рис. 23.1. Снижение уровня звука с увеличением расстояния
 1 – улица две полосы движения; 2 – улица четыре полосы движения;
 3 – улица шесть полос движения; 4 – улица восемь полос движения;
 5 – трамвай ($L_{\text{экв}}$); 6 – трамвай ($L_{\text{макс}}$)

Таблица 23.2. Поправка ΔL_{A_2} , учитывающая продольный уклон улицы или дороги

Продольный уклон улицы или дороги, %	ΔL_{A_2} , дБА				
	Доля средств грузового и общественного транспорта в потоке, %				
	0	5	20	40	100
2	0,5	1	1	1,5	1,5
4	1	1,5	2,5	2,5	3
6	1	2,5	3,5	4	5
8	1,5	3,5	4,5	5,5	6,5
10	2	4,5	6	7	8

Таблица 23.3. Поправка ΔL_{A_4} , учитывающая влияние отраженного звука

Тип застройки	Односторонняя	Двусторонняя				
		отношение $h_{\text{пл}}/B$				
		0,05	0,25	0,4	0,55	0,7
ΔL_{A_4} , дБА	1,5	1,5	2,0	2,5	3	3,5

Ожидаемые эквивалентный и максимальный уровни звука, создаваемые трамваями у фасада здания, определяют по формуле (23.6), подставляя в нее: $L_{A_{\text{экв}}}$ – эквивалентный уровень звука потока трамваев на расстоянии 7,5 м от оси ближнего пути, дБА, определяемый по формуле:

$$L_{A_{\text{экв}}} = 10 \lg N + \Delta L_{A_5} + 51, \text{ дБА} \quad (23.8)$$

в зависимости от средней часовой интенсивности движения трамваев, N , в течение 4-часового периода с наибольшей интенсивностью движения для дневного времени или от интенсивности движения в наиболее шумный часовой период ночного времени; ΔL_{A_5} - поправка, учитывающая влияние основания пути, дБА, определяемая по табл. 23.4; $\Delta L_{A_{\text{макс}}}$ - максимальный уровень звука, на расстоянии 7,5 м от оси пути, дБА, определяемый по табл. 23.4.

Таблица 23.4. Поправка ΔL_{A_5} , учитывающая влияние основания пути. Максимальные уровни звука трамвая $L_{A_{\text{макс}}}$ на расстоянии 7.5 м от оси пути

Основание пути	ΔL_{A_5} , дБА	Расчетный максимальный уровень звука, дБА
Шпально-песчаное	0	82
Шпально-щебеночное	+4	86
То же на монолитной бетонной плите	+1	83
Монолитно-бетонное	+10	92

Ожидаемые эквивалентный и максимальный уровни звука, создаваемые железнодорожными поездами у фасада здания, определяются по формуле (23.6), где $L_{A_{\text{экв}}}$ и $L_{A_{\text{макс}}}$ являются соответственно эквивалентным и максимальным уровнями звука потока железнодорожных поездов на расстоянии 25 м от оси ближнего пути, дБА. Эквивалентный уровень звука $L_{A_{\text{экв}}}$ определяется по формулам (23.9-23.11) отдельно для пригородных электропоездов, пассажирских и грузовых поездов:

пригородные электропоезда

$$L_{A_{\text{экв}}} = 10 \lg N + 26 \lg V + \Delta L_{A_6} + 9, \text{ дБА} \quad (23.9)$$

пассажирские поезда

$$L_{A_{\text{экв}}} = 10 \lg N + 13 \lg V + \Delta L_{A_6} + 34, \text{ дБА} \quad (23.10)$$

грузовые поезда

$$L_{A_{\text{экв}}} = 10 \lg N + 13 \lg V + \Delta L_{A_6} + 41, \text{ дБА} \quad (23.11)$$

где N - средняя часовая интенсивность движения в течение 4-часового периода с наибольшей интенсивностью движения для дневного периода времени или интенсивность движения в наиболее шумный часовой период ночного времени, ед/ч; V - средняя расчетная скорость движения поездов, км/ч; ΔL_{A_6} - поправка, учитывающая тип железнодорожного пути, дБА:

- для пути с открытыми стыками на железобетонных шпалах $\Delta L_{A_6} = +2$ дБА;

- для пути с открытыми стыками на деревянных шпалах и бесстыкового пути на железобетонных шпалах $\Delta L_{A_6} = 0$;

- для бесстыкового пути на деревянных шпалах $\Delta L_{A_6} = -2$ дБА.

Максимальный уровень звука определяется по формулам (23.12-23.14):

для пригородных электропоездов

$$L_{A_{\text{макс}}} = 36 \lg V + \Delta L_{A_6} + 16, \text{ дБА} \quad (23.12)$$

для пассажирских поездов

$$L_{A_{\text{макс}}} = 23 \lg V + \Delta L_{A_6} + 37, \text{ дБА} \quad (23.13)$$

для грузовых поездов

$$L_{A_{\text{макс}}} = 23 \lg V + \Delta L_{A_6} + 40, \text{ дБА} \quad (23.14)$$

Примечание: В формулах (23.9-23.11) расчетная длина поездов $l_{\text{расч}}$ принята: для пассажирских - 500 м, грузовых - 1200 м, пригородных поездов - 200 м. Если реальные длины поездов значительно отличаются от расчетных, к значениям $L_{A_{\text{экв}}}$ следует прибавлять поправку

$$\Delta L_{A_7} = 10 \lg \frac{l_{\text{ср}}}{l_{\text{расч}}}, \text{ где } l_{\text{ср}} - \text{средняя фактическая длина поездов (по}$$

отдельным видам).

При движении на рассматриваемом участке железной дороги различных видов поездов шумовую характеристику потока поездов (эквивалентный уровень звука на расстоянии 25 м от оси ближайшего главного пути) $L_{A_{\text{экв}}}$, следует определять путем суммирования по энергии эквивалентных уровней звука, рассчитанных при движении отдельных видов поездов по ф-ле (23.7), заменяя $L_{A_{\text{экв тер 2i}}}$ на $L_{A_{\text{экв i}}}$.

Снижение уровня шума железнодорожных поездов с расстоянием ΔL_{A_3} принимается по рис.23.2.

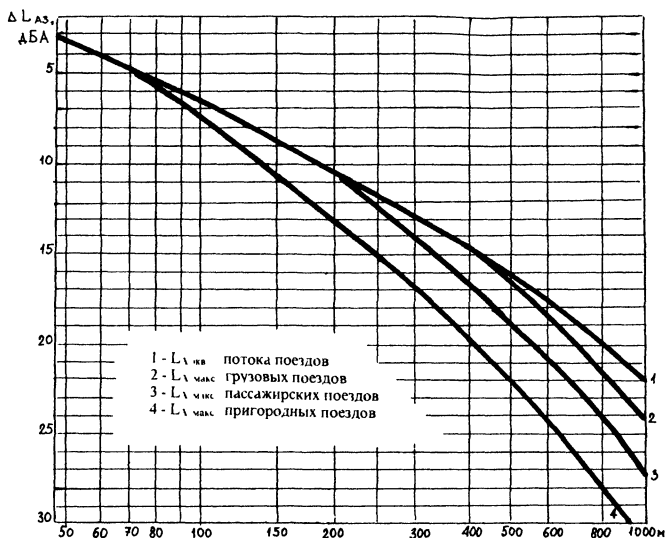


Рис. 23.2. Снижение уровней железнодорожного шума

Ожидаемые уровни транспортного шума у торцов прямоугольного в плане здания, расположенного параллельно транспортной магистрали, принимаются на 3 дБА ниже, чем уровни шума у обращенного к магистрали фасада. Если здание имеет боковые объемы, обращенные в сторону внутриквартальной территории, расчетные уровни транспортного шума у фасада, перпендикулярного магистрали, определяются по формуле (23.6) с введением дополнительной поправки (-3 дБА).

Расчетный спектр транспортного шума у наружного отражения здания определяется по рассчитанному ожидаемому уровню звука в дБА с помощью относительных спектров (табл.23.5, значения октавных уровней звукового давления в таблице приведены относительно уровня в дБА).

Таблица 23.5. Относительные спектры шума различных видов транспорта (поправки к значению L_A)

Источник шума	Октавные полосы частот, Гц					
	125	250	500	1000	2000	4000
Автомобильный транспорт	+2	-1	-4	-4	-7	-13
Трамвай	-2	+3	-3	-6	-8	-13
Пассажирские и грузовые поезда (на электрической тяге)	+1	+1	-1	-6	-10	-18
Пригородные электропоезда	-4	-2	0	-5	-11	-19

23.3. Выбор конструкций наружных ограждений шумозащитных зданий

Для обеспечения требуемой звукоизоляции наружного ограждения необходимо в первую очередь выбрать конструкцию окон (или других светопрозрачных ограждений) с необходимыми звукоизолирующими качествами.

При выборе конструктивного решения окон следует учитывать требования к воздухообмену проектируемого здания.

Обычные конструкции окон с естественной вентиляцией через открытые форточки или узкие створки обеспечивают нормальный шумовой режим в помещении, если уровни внешнего шума в 2-х метрах от наружного ограждения не превышают допустимых уровней, установленных санитарными нормами. В противном случае возникает необходимость применения специальных шумозащитных окон с вентиляционными элементами, которые обеспечивают снижение внешнего шума до нормы и одновременно нормативное поступление воздуха в помещение.

В помещениях общественных зданий, в которых предусматривается устройство систем принудительной вентиляции (приточной и вытяжной) или кондиционирование, конструкции окон следует выбирать из условий обеспечения требуемой звукоизоляции при закрытых окнах.

Характеристики звукоизоляции стандартных окон (в закрытом положении), глухих металлических остекленных витражей, шумозащитных вентиляционных окон (в режиме вентиляции и в закрытом положении), а также характеристики некоторых специальных конструкций окон с повышенной звукоизоляцией (в закрытом положении) приведены в таблице 23.6.

Для проверки правильности выбранного конструктивного решения наружных ограждений общественных зданий или в случае сложной шумовой ситуации следует провести расчет спектра проникающего в помещение транспортного шума и сравнить его с допустимым. Если помещения здания однотипны по объему, площади окон, отделке и уровню нормативных требований к шумовому режиму, расчет можно проводить для одного помещения. Если помещения различаются по объему, но при этом отношение площади окон к эквивалентной площади звукопоглощения (S_o/A) в этих помещениях меняется незначительно (в пределах $\pm 15\%$), расчет также можно проводить для одного помещения. В противном случае помещения здания следует разбить на группы, объединяя в каждую группу помещения с близкими значениями отношения S_o/A , и провести расчет для одного помещения из каждой группы.

Таблица 23.6. Звукоизоляция окон и глухих остекленных витражей.

№№ пп	Конструкция окна	Формула остекления (толщина стекол и воздушных промежутков в мм)	Количество уплотняющих прокладок в прикреплении	$R_{\text{Атран}}$, дБА
Окна				
1.	Одинарное со стеклопакетом ОСП	3+12+3	1	25
2.	То же	4+16+4	2	27
3.	Спаренное ОС	3+57+3	1	26
4.	То же	4+56+4	2	28
5.	Раздельное ОР	3+92+3	1	28
6.	То же	3+92+3	2	30
7.	То же	4+91+4	2	31
8.	То же	3+90+6	2	32
9.	Раздельное со стеклопакетом и стеклом ОЗРСЦ	3+16+3+57+3	3	32
10.	То же	4+14+4+57+4	3	33
11.	Раздельно-спаренное ОЗРС	3+54+3+46+3	3	33
12.	То же	4+54+4+46+4	3	35
13.	Дерево-алюминиевый оконный блок спаренный	5+70+5	2	31
Металлические витражи с глухим остеклением				
14.	Одинарный со стеклопакетом	4+16+4	-	28
15.	То же	4+30+4	-	29
16.	То же	8+25+8	-	33
17.	Двойной	4+100+4	-	33
18.	То же	4+200+4	-	35
19.	То же	8+100+8	-	37
20.	То же	8+200+8	-	39
21.	То же	8+400+8	-	41
22.	То же	8+650+8	-	43
Окна повышенной звукоизоляции				
23.	Окно раздельное 2 РШ (МНИИТЭП)	5+129+5	2	36
24.	Окно раздельное со стеклопакетом и стеклом (МНИИТЭП)	6+8+4+117+6	2	41

25.	Окно алюминиевое со стеклопакетом и стеклом	4+20+4+150+4	2	39
Шумозащитные вентиляционные окна				
1	2	3	4	5
26.	Раздельное окно с клапаном-глушителем (КГ) 300 мм (МНИИ-ТЭП)	4+90+4	2	<u>31</u> 22
27.	ОШВ, окно с тройным остеклением (КТБ МОСМ, НИИСФ)	3+22+3+92+3	2	<u>33</u> 23
28.	Окно спаренное с вертикальным каналом (НИИСФ)	3+57+3	1	<u>26</u> 24
29.	Окно раздельное ОШВМ (КТБ МОСМ, НИИСФ)	3+117+3	2	<u>31</u> 24
30.	Окно раздельное с КГ 600 мм (МНИИТЭП)	4+90+4	2	<u>31</u> 26
31.	Окно раздельное с вертикальным каналом (НИИСФ)	4+90+4	2	<u>31</u> 28

Примечания:

1. При расположении фасада перпендикулярно улице или железнодорожному пути значения $R_{\text{Атран}}$ следует увеличивать на 3 дБА.

2. Для шумозащитных вентиляционных окон значения звукоизоляции $R_{\text{Атран}}$ даны в закрытом положении (числитель) и в режиме вентиляции (знаменатель).

Расчет уровней проникающего в помещение транспортного шума производится по формуле

$$L_{\text{в}} = L_{\text{н}} - R + 10 \lg \frac{S_0}{A}, \quad (23.15)$$

где $L_{\text{в}}$ - уровень звукового давления в помещении в октавной полосе частот, дБ; $L_{\text{н}}$ - уровень звукового давления в той же октавной полосе частот в 2-х метрах от наружного ограждения, дБ; R - изоляция воз-

душного шума конструкцией окна в соответствующей октавной полосе частот, дБ; S_o - общая площадь окон в помещении, через которые проникает шум, m^2 ; A - эквивалентная площадь звукопоглощения в помещении, m^2 .

Для получения спектра шума в 2-х метрах от наружного ограждения необходимо, рассчитав $L_{A_{экв\ тер 2}}$ для автомобильного или рельсового транспорта, вычислить расчетный спектр шума по относительным спектрам шума различных видов транспорта, приведенным в табл.23.5. После получения октавных уровней проникающего в помещение шума необходимо сравнить их с допустимыми уровнями шума.

В шумозащитных жилых и общественных зданиях необходимо предусматривать вентиляционные системы, которые должны обеспечивать требуемый воздухообмен в помещениях при закрытых окнах.

Для жилых зданий оптимальной является схема общеобменной вентиляции с естественным притоком воздуха через специальные вентиляционные элементы шумозащитных окон. Удаление воздуха при этом должно осуществляться вытяжной вентиляцией из ванных комнат и санузлов. Для улучшения вентиляции в летнее время возможно применение вытяжных вентиляционных систем с механическим побуждением.

Расчет естественной вентиляции должен проводиться для верхних этажей здания при расчетной температуре наружного воздуха $+5^{\circ}C$ и отсутствии ветра.

Для предотвращения проникновения в помещение шума и вибраций, возникающих при работе системы в режиме механического побуждения, необходимо предусмотреть соответствующую виброизоляцию вентиляторов, звукоизоляцию ограждений венткамер и перекрытий между венткамерами и жилыми помещениями, а также глушение шума, распространяющегося по вентсистеме.

В общественных зданиях наряду с вышеуказанной схемой возможно применение общеобменной вентиляции с механическим побуждением при использовании автономных вентиляционных устройств, устанавливаемых непосредственно в помещениях у наружной стены. Подобное устройство должно включать в себя вентилятор, канал для прохода воздуха и глушитель шума. Пример такого устройства - клапан-глушитель КГ-14, разработанный МНИИТЭП (а.с. 1146388), его конструкция предусматривает возможность отключения вентилятора и работы устройства с естественным побуждением. Для удаления воздуха из помещений должна использоваться вытяжная вентсистема с механическим побуждением.

Вместо автономных вентиляционных устройств возможно применение централизованной приточной вентсистемы с механическим побуждением.

Из факторов, влияющих на звукоизоляционные свойства окон с двойным остеклением, решающими являются толщина стекол и воздушного промежутка между ними. В спаренных и отдельных окнах увеличение толщины одного из стекол с 3 до 6 мм позволяет получить звукоизоляцию $R_{\text{Атран}}$ на 3 дБА выше. Увеличение вдвое толщины обоих стекол повышает звукоизоляцию примерно на 5 дБА.

Увеличение воздушного промежутка способствует повышению звукоизоляции на несколько дБА (при наличии уплотняющих прокладок). Однако следует учитывать, что возможность повышения звукоизоляции окон за счет увеличения воздушного промежутка лимитируется толщиной наружных стен здания.

Важное значение имеет обеспечение герметичности притворов окон. Например, если обычное спаренное окно с одной прокладкой имеет звукоизоляцию $R_{\text{Атран}} = 26$ дБА, то без прокладки она снижается до 21 дБА. Для эффективной работы уплотняющих прокладок необходимо обеспечить надлежащее их обжатие, что достигается использованием натяжных запирающих приборов. Наиболее широко применяемые прокладки из пенополиуретана достаточно эффективны, однако имеют относительно небольшой срок службы. Значительно долговечнее прокладки из пористой резины или резиновые прокладки лепесткового типа.

При применении окон с тройным остеклением следует учитывать специфику работы этих конструкций. При установке среднего стекла в середине воздушного промежутка звукоизоляция окна не только не повышается, но даже несколько ухудшается в наиболее важной для защиты от транспортного шума низкочастотной области. При смещении среднего стекла в сторону одного из крайних стекол звукоизоляция тройного остекления возрастает, приближаясь к звукоизоляции двойного остекления с той же суммарной толщиной стекол. Оптимальными являются конструкции, в которых среднее стекло приближено к одному из крайних, например окно с отдельными переплетами, остекленное стеклом и стеклопакетом, это позволяет удачно сочетать теплофизические и акустические параметры окна.

Устройство звукопоглощающих облицовок по периметру межстекольного пространства, рекомендуемое часто в литературе для повышения звукоизоляции окон, на самом деле малоэффективно. Звукопоглощение по периметру дает заметную прибавку на высоких частотах, где-то выше 1000 Гц, поэтому оно заметно влияет на индекс изоляции R_w . Изоляция же транспортного шума $R_{\text{Атран}}$ в основном определяется частотами ниже 1000 Гц, в связи с этим и влияние звукопоглощения не превышает 1 дБА. Это, разумеется, не оправдывает усложнение конструкции окна.

Примеры расчета ожидаемых уровней транспортного шума и выбора конструкции шумозащитных окон

Пример 1.

Дано: Жилое 16-и этажное здание располагается параллельно магистрали на расстоянии 30 м от края проезжей части улицы, имеющей 6 полос движения. Продольный уклон проезжей части 0%, покрытие - асфальтобетон. Интенсивность движения (средняя за 4 часа наиболее шумного дневного периода) 1800 транспортных единиц в час, доля грузового и общественного транспорта $\rho = 40\%$, средняя скорость транспортного потока $V = 40$ км/ч. Ширина улицы (между фасадами зданий) 84 м.

Требуется: Определить ожидаемые уровни шума у фасада здания и выбрать конструкцию шумозащитного окна

Решение:

1. Определяем $L_{A_{\text{эkv}}}$ по формуле (23.5):

$$L_{A_{\text{эkv}}} = 10 \lg 1800 + 13,3 \lg 40 + 4 \lg (1 + 40) + 0 + 0 + 15 = \\ 32,55 + 21,30 + 6,45 + 0 + 0 + 15 = 75,3, \text{ дБА}$$

Покрытие проезжей части улицы - асфальтобетон, $\Delta L_{A_1} = 0$. Уклон проезжей части 0%, $\Delta L_{A_2} = 0$.

Таким образом, шумовая характеристика транспортного потока (эквивалентный уровень звука на расстоянии 7,5 м от оси первой полосы движения) $L_{A_{\text{эkv}}} = 75,3$, дБА

2. Определяем ожидаемый уровень звука у фасада здания. Снижение уровня звука с расстоянием по рис. 23.1 составляет $\Delta L_{A_3} = 4,5$ дБА Поправка на отраженный звук для расчетной точки при $h_{pm} = 12$ м (на уровне 4 этажа) $h_{pt}/B = 0,14$; $\Delta L_{A_4} = 1,5$ дБА. Таким образом, расчетный эквивалентный уровень звука у фасада

$$L_{A_{\text{эkv тер}2}} = 75,3 - 4,5 + 1,5 = 72,3 \approx 72, \text{ дБА}$$

3. Допустимый уровень проникающего транспортного шума в жилых помещениях жилого здания в дневное время 40 дБА Требуемое снижение шума для жилого дома $\Delta L_A^{\text{тp}} = 32$ дБА, следовательно, требуемая звукоизоляция окна по формуле (23.4) $R^{\text{тp}}_{A_{\text{тран}}} = 32 - 5 = 27$ дБА. Этим требованиям удовлетворяет конструкция № 31 по табл. 23.6 с отдельными переплетами и вертикальным вентиляционным каналом, $R_{A_{\text{тран}}} = 28$ дБА.

4. Ожидаемый уровень звука у торца здания $L_{A_{\text{эkv тер}3}} = 72 - 3 =$

69 дБА. Требуемое снижение шума - $\Delta L_A^{\text{тр}} = 29$ дБА, требуемая звукоизоляция окон, с учетом дополнительной поправки - 3 дБА, составляет $R_{A_{\text{тран}}}^{\text{тр}} = 29 - 3 = 26$ дБА. Этим условиям удовлетворяет окно с раздельными переплетами с клапаном-глушителем конструкции МНИИТЭП (№ 26 табл. 23.6, $R_{A_{\text{тран}}} = 22$ дБА) или окно конструкции КТБ «Мосоргстройматериалы» и НИИСФ № 27, ($R_{A_{\text{тран}}} = 23$ дБА).

Пример 2.

Дано: Жилой дом расположен в 100 м от оси ближайшего железнодорожного пути, застройка односторонняя. Интенсивность движения железнодорожных составов в дневное время суток - 10 пригородных электропоездов в час, 4 пассажирских поезда и 2 товарных состава; в ночное время суток - 4 пригородных электропоезда и 4 пассажирских поезда в час. Средняя длина составов: электропоезда 200 м, пассажирского поезда 500 м, товарного состава - 1200 м. Средняя скорость движения грузовых составов - 50 км/ч, пассажирских - 60 км/ч, пригородных - 55 км/ч. Рельсы уложены по железобетонным шпалам, открытых стыков рельсов на данном участке пути нет.

Требуется: Определить ожидаемые уровни шума у фасада здания и выбрать конструкцию шумозащитного окна.

Решение:

1. Определяем шумовые характеристики потока железнодорожных поездов отдельно для каждого вида поездов по формулам (23.9-23.11):
пригородные электропоезда днем

$$L_{A_{\text{экв}}} = 10 \lg 10 + 26 \lg 55 + 0 + 9 = 10 + 45,2 + 0 + 9 = 64,2, \text{дБА}$$

ночью

$$L_{A_{\text{экв}}} = 10 \lg 4 + 26 \lg 55 + 0 + 9 = 6 + 45,2 + 0 + 9 = 60,2, \text{дБА}$$

пассажирские поезда (днем и ночью)

$$L_{A_{\text{экв}}} = 10 \lg 4 + 13 \lg 60 + 0 + 34 = 6 + 23,1 + 0 + 34 = 63,1, \text{дБА}$$

грузовые поезда днем

$$L_{A_{\text{экв}}} = 10 \lg 2 + 13 \lg 50 + 0 + 41 = 3 + 22,1 + 0 + 41 = 66,1, \text{дБА}$$

Определяем шумовую характеристику всего потока поездов энергетическим суммированием эквивалентных уровней звука отдельных составляющих потока по формуле (23.7):

днем

$$L_{A_{\text{экв}}} = 10 \lg (10^{6,42} + 10^{6,31} + 10^{6,61}) =$$

$$10 \lg (2630268 + 2041738 + 4073803) = 10 \lg 8745809 = 69,4, \text{дБА}$$

ночью

$$L_{A_{\text{экв}}} = 10 \lg(10^{6,02} + 10^{6,31}) = 10 \lg(1047128 + 2041738) = 10 \lg 3088866 = 64,9, \text{ дБА}$$

2. Определяем ожидаемое значение эквивалентного уровня звука у фасада здания. Снижение эквивалентного уровня звука по рис. 23.2 составляет $\Delta L_{A_3} = 6,5$ дБА; застройка односторонняя, т.е. $\Delta L_{A_4} = 1,5$ дБА.

Таким образом,
днем

$$L_{A_{\text{экв тер 2}}} = 69,4 - 6,5 + 1,5 = 64,4 \approx 64, \text{ дБА}$$

ночью

$$L_{A_{\text{экв тер 2}}} = 64,9 - 6,5 + 1,5 = 59,9 \approx 60, \text{ дБА}$$

3. Определяем максимальные уровни звука на расстоянии 25 м от оси ближайшего пути по формулам (23.12-23.14): пригородные электропоезда $L_{A_{\text{макс}}} = 36 \lg 55 + 0 + 16 = 36 \cdot 1,74 + 0 + 16 = 78,6$ дБА; пассажирские поезда $L_{A_{\text{макс}}} = 23 \lg 60 + 0 + 37 = 40,9 + 0 + 37 = 77,9$ дБА; грузовые поезда $L_{A_{\text{макс}}} = 23 \lg 50 + 0 + 40 = 39,1 + 0 + 40 = 79,1$ дБА. Определяем ожидаемые значения максимальных уровней звука у фасада здания с помощью рис. 23.2. При проходе пригородных электропоездов $L_{A_{\text{макс тер 2}}} = 78,6 - 7,5 + 1,5 = 72,6 \approx 73$ дБА; при проходе пассажирских и грузовых поездов соответственно ≈ 73 и ≈ 74 дБА. Таким образом, определяющим является максимальный уровень шума от грузовых поездов днем и пассажирских поездов ночью.

4. Определяем требуемое снижение шума. В помещениях жилых зданий допустимые значения внешнего транспортного шума составляют по эквивалентным уровням 40 дБА днем и 30 дБА ночью. Следовательно, требуемое снижение шума днем $\Delta L_A^{\text{TP}} = 64 - 40 = 24$ дБА, ночью $\Delta L_A^{\text{TP}} = 60 - 30 = 30$ дБА.

Допустимые значения максимальных уровней шума составляют 55 дБА днем и 45 дБА ночью. Требуемое снижение $\Delta L_A^{\text{TP}} = 74 - 55 = 19$ дБА днем и $\Delta L_A^{\text{TP}} = 73 - 45 = 28$ дБА ночью. Требуемую звукоизоляцию окон назначаем по наибольшему требуемому снижению исходя из обеспечения нормативных значений эквивалентных уровней шума в ночное время $R^{\text{TP}}_{A_{\text{тран}}} = 30 - 5 = 25$ дБА.

Этим требованиям соответствуют конструкции шумозащитных окон №№ 30 и 31 табл. 23.6.

Список литературы к Разделу 3

1. Боголепов И.И. Промышленная звукоизоляция. – Л.: Судостроение, 1986. – 368 с.
2. Борьба с шумом на производстве / под. Ред. Е.Я. Юдина. – М.: Машиностроение, 1985. – 400 с.
3. Борьба с шумом шахтных вентиляторных установок. М.: Недра, 1985. – 190 с.
4. ГОСТ 23628-79. Шум. Методы измерения звукоизоляции кожухов. – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 15 с.
5. ГОСТ 12.1.028-80. ССБТ. Шум. Определение шумовых характеристик источников шума. Ориентировочный метод. М. Изд-во стандартов, 1980. – 12 с.
6. ГОСТ 12.2.028-84*. Вентиляторы общего назначения. Методы определения шумовых характеристик. – М. Изд-во стандартов, 1984. – 12 с.
7. ГОСТ 12.2.098-84. ССБТ. Кабины звукоизолирующие. Общие требования. – М. Изд-во стандартов, 1984. – 7 с.
8. ГОСТ 27296-87. Кабины звукоизолирующие. Методы измерения звукоизоляции. – М. Изд-во стандартов, 1987. – 14 с.
9. ГОСТ 12.1.003-83. ССБТ. Шум. Общие требования безопасности. – М. Изд-во стандартов, 1989. – 10 с.
10. ГОСТ 28100-89. Защита от шума в строительстве. Глушители шума. Методы определения акустических характеристик. – М. Изд-во стандартов, 1989. – 2 с.
11. Контроль шума в промышленности. / под. Ред. Дж. Вебба. – Л.: Судостроение, 1981. – 312 с.
12. Московские городские нормы МГСН 2.04-97. Допустимые уровни шума, вибрации и требования к звукоизоляции в жилых и общественных зданиях. – М., 1997. – 37 с.
13. Пособие к МГСН 2.04-97. Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий. Разработано НИИСФ, МНИИТЭП. – М.: «НИАЦ», 1998. – 56 с.
14. Рекомендации по измерению и оценке внешнего шума промышленных предприятий / НИИСФ. М.: Стройиздат, 1989. – 9 с.
15. Рекомендации по расчету и проектированию звукоизолирующих ограждений машинного оборудования / НИИСФ. М.: Стройиздат. – 56 с.
16. Санитарные нормы СН 2.2.4/2.1.8562-96. Шум на рабочих местах в помещениях жилых, общественных зданий на территории жилой застройки / Минздрав РФ. – М.: 1977. – 20 с.
17. Снижение шума в зданиях и жилых районах / под. ред. Г.Л. Осипова и Е.Я. Юдина. – М.: Стройиздат, 1987. – 540 с.
18. СНиП II-12-77. Защита от шума / Госстрой СССР. М.: Стройиздат, 1978. – 49 с.
19. Справочник по защите от шума и вибраций жилых и общественных зданий. / Под. ред. В.И. Заборова. – Киев: Будивельник, 1989. – 160 с.
20. Справочник проектировщика. Защита от шума. – М.: Стройиздат, 1974. – 134 с.
21. Типовой альбом // Глушители шума вентиляционных установок. Разработан: НИИСФ и др. – 1982. – 17с. – (сер. 5.904-17).
22. Ковригин С.Д., Крышев С.И. Архитектурно-строительная акустика: Учеб. пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1986. – 256 с.

Учебное издание

Л.Г. Осипов, В.Н. Бобылев, Л.А. Борисов,
Н.Н. Воронина, Л.В. Едукова, В.А. Градов,
В.П. Гусев, А.А. Климухин, А.И. Никольский,
М.А. Пороженко, Е.Н. Тишков, М.С. Седов,
И.Л. Шубин

ЗВУКОИЗОЛЯЦИЯ И ЗВУКОПОГЛОЩЕНИЕ
Учебное пособие

Зав. редакцией *Т. Минеджян*
Технический редактор *Т. Тимошина*

ООО «Издательство Астрель»
143900, Московская обл.,
г. Балашиха, пр. Ленина, 81

ООО «Издательство АСТ»
667000, Республика Тыва, г. Кызыл, ул. Кочетова, 28

ОАО «Санкт-Петербургская типография № 6».
191144, Санкт-Петербург, ул. Мойсеенко, 10.
Телефон отдела маркетинга 271-35-42.