V Всероссийская научно-практическая конференция
с международным участием

«Защита от повышенного шума и вибрации»

СБОРНИК ДОКЛАДОВ

18 - 20 марта 2015 г.
Санкт-Петербург

УДК 534;534.13; 625.7/8:628.517.2
ББК30; ББК94

Защита от повышенного шума и вибрации: доклады V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием (Россия, Санкт-Петербург, 18-20 марта 2015 г.) / под ред. Н.И. Иванова — Санкт-Петербург : Изд-во «Айсинг», 2015; - 701 с.

В конференции приняло участие более 200 человек из более чем 20 городов Российской Федерации. В конференции также участвовали гости из Германии, Украины. На 3-х пленарных и 6-ти секционных заседаниях участники заслушали 14 пленарных и 44 секционных доклада по актуальным проблемам, связанным с обеспечение безопасности населения от повышенного шума и вибрации. Материалы сборника трудов конференции будут полезны ученым, инженерам, аспирантам, студентам, занимающимся проблемами борьбы с шумом. Организаторы конференции: Правительство Санкт-Петербурга, Комитет по науке и высшей школе; Управление федеральной службы по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека по Санкт-Петербургу; Открытое акционерное общество «Российские железные дороги» (ОАО «РЖД»); Открытое акционерное общество «Скоростные магистрали»; Союз строителей железных дорог; Балтийский государственный технический университет «Военмех» имени Д.Ф. Устинова. Санкт-Петербург; Научно-исследовательский институт строительной физики Российской Академии архитектурно-строительных наук, г. Москва; фирма «Интеграл», Санкт-Петербург; Общество с ограниченной ответственностью «Институт акустических конструкций», Санкт-Петербург; Закрытое акционерное общество «Институт «Трансэкопроект», Санкт-Петербург.

ISBN 978-5-91753-100-7 © БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, «Айсинг», 2015

Содержание

Предисловие..... 10

Концепция снижения шума в РФ

Иванов Н.И..... 12

Оценка шумового загрязнения жилой застройки москвы от внешних источников

Кирюшина Н.К., Степанов В.Н..... 25

Современные проблемы производственного шума

Зинкин В.Н..... 34

Снижение шума от объектов большой и малой энергетики

Тупов В.Б..... 55

Активная и гибридная компенсация низкочастотного звука и вибрации: классификация и многофункциональное использование

Васильев А.В..... 65

Нормирование и критерии оценки железнодорожного шума на территории жилой застройки

Цукерников И.Е., Шубин И.Л., Куклин Д.А., Невенчанная Т.О. 90

Карты шума оперативные для железнодорожного транспорта. Общие требования и методы построения

Буторина М.В..... 104

Шум в городах: Неизбежность или точка роста?

Захарова П.В., Савинова Е.В., Арсанов А.С..... 113

Экологический аспект проектирования кольцевых пересечений в одном уровне

Поспелов П.И., Щит Б.А. 117

Снижение шума подвижного состава железнодорожного транспорта в источнике образования и на пути распространения

Иванов Н.И., Куклин Д.А., Матвеев П.В., Олейников А.Ю. 125

Влияние шума гидравлики на формирование акустического поля в кабине экскаватора

Гришина С.Ю., Курцев Г.М. 146

Методика расчёта современных колоколов и их роль для православных Храмов России..... 151

Невзоров Н.И. , Лялинов А.Н. 151

Опытный образец глушителя шума выхлопа шлифовальной машины

Риман О.Д., Иголкин А.А., Родионов Л.В. 160

Результаты теоретических исследований пространственной вибрации колесной машины при стохастическом возбуждении от профиля пути

Подрубалов М.В., Подрубалов В.К., Никитенко А.Н. 170

Снижение вибрации, передаваемой от источников по магистральным трубопроводам

Берестовицкий Э.Г. 185

Снижение шума и вибрации овощерезательных машин

Заплетников И.Н., Пильненко А.К., Гордиенко А.В., Севаторова И.С. . 192

Снижение шума от крупных городских центральных тепловых пунктов в условиях реконструкции

Сейфельмлюкова Г.А., Чугунков Д.В., Суслов А.В. 199

Комплексное исследование звукоизоляции акустически однородных конструкций на примере газобетонной стены

Щелоков Ю.А. 207

Основные тенденции конструирования и расчета характеристик цельнометаллических виброизоляторов с тросовыми упругодемпфирующими элементами пространственного нагружения

Пономарев Ю.К. 214

Новые технологии идентификации стационарных источников шума путем визуализации звукового поля методом сканирования

Панов С.Н. 219

Устройство для снижения вибрации и шума в трубопроводных системах энергетических установок. Разработка и исследование

Мурановский В. П., Чернов Н.С. 225

Акустические характеристики трехкамерного глушителя шума

Аграфонова А.А., Комкин А.И., Миронов М.А. 230

Меры по снижению шума выбросов пара на тепловых электрических станциях

Чугунков Д.В., Сейфельмлюкова Г.А. 238

Динамическая оценка риска для здоровья населения крупного промышленного города в результате шумового воздействия

Кошурников Д.Н. 246

Применение акустической раковины в многофункциональном зале
Пименов Е.В., Мусин И.Г. 256
О возможностях использования данных комплексной оценки загрязнения атмосферного воздуха для разработки шумовых карт городов
Волкодаева М.В., Лёвкин А.В., Демина К.В., Соловьев А.В. 261
Эффективные мероприятия по снижению шума от тэц и котельной
Семин С.А., Тупов В.Б. 266
Анализ акустического шума на улицах города Мурома
Калиниченко М.В., Кириллов И.Н., Булкин В.В. 274
Анализ возможности применения звукоотражающих экранов на основе резонаторов Гельмгольца
Калиниченко М.В., Кириллов И.Н., Булкин В.В. 278
Анализ распространения шума вентиляторов газотурбинных двигателей с применением системы Actran
Жарков А.В. 281
Определение возможности и эффективности применения рукавного амортизатора растяжения типа РАР в качестве виброизолятора
Онуфриенко А.В., Аникин Е.С., Горбатюк А.А. 283
К вопросу расчета звукоизоляции раздельных массивных стеновых конструкций
Кривцов С.И., Рамазанов Т.А., Латыпов В.М. 294
Проектирование пневматической системы виброизоляции грохота инерционного
Аникин Е.С., Звонов А.О. 300
Испытания оригинальной пневматической системы виброизоляции грохота инерционного
Климентьев Е.В., Аникин Е.С. 306
Основные источники шумовой нагрузки мегаполисов на примере г.Нижнего Новгорода и проблемы нормирования и оценки коммунальных шумов
Спиридонов П.Ю. 311
Акустически вязкие поверхности в городской среде
Колмаков А.В. 319
Система вибрационной защиты с управляемыми элементами

Корчагин А.Б., Аверьянов Г.С., Бельков В.Н.,..... 326

Комбинация энергетического метода и МКЭ при виброакустических расчётах

Грушецкий И.В., Смольников А.В..... 332

Полимерный низкочастотный виброизолятор с квазинулевой жесткостью

Валеев А.Р. 341

Расчет звукоизоляции акустически однородных ограждающих конструкций

Щелоков Ю.А. 349

Транспортный шум и вибрация как факторы риска для здоровья водителей и кондукторов городского пассажирского транспорта

Климова М.Г..... 355

Определение исходных данных для выполнения проектно-конструкторских решений по защите населения от шумового загрязнения

Горбунова О.А., Павлов Г.И. 365

Пути повышения разборчивости речи в крупных соборных мечетях

Ланэ М.Ю., Локшин Г.А. 372

Особенности оценки и нормализации шума и вибрации при строительстве и эксплуатации санкт-петербургского метрополитена

Гендлер С.Г., Введенский Р.В., Могильный М.В., Рыжова Л.В. 378

Способы снижения транспортного шума. Мониторинг шума транспортных потоков и способы защиты от него

Полякова Т.Ю., Ильясов О.Р. 390

Вибропоглощающие пленочные материалы типа ВПС-2,5 и многослойные композиты на их основе

Сятковский А.И., Скуратова Т.Б. 393

Шум от оборудования автомоек

Калашникова Н.К., Веретина И.А., Лазаренко Н.В., Гончаренко И.А... 397

Необходимость разработки типовых зон санитарного разрыва для объектов железнодорожной инфраструктуры

Курепин Д.Е. 404

Идентификация путей распространения шума и вибрации от лифтового оборудования и разработка рекомендаций по снижению шума в жилых квартирах

Пименов И.К., Кузнецова А.Д., Дышкин П.Н. 409

Воздействие на окружающую среду от низкочастотного шума и инфразвука от трамваев на примере г. Ижевска

Гагарин С.А., Рожихин Н.С. 419

Разработка 3D-виброизолятора

Гурова Е.Г. 424

Опыт снижения шума в квартире от работы оборудования теплоснабжения

Кирпичников В.Ю., Дроздова Л.Ф., Ляпунов Д.В. 427

Использование вычислительного эксперимента для оценки звукопоглощения шумопоглощающих конструкций

Шаклеин А.А. 435

Разработка измерительного стенда по исследованию средств индивидуальной защиты слуха

Тюрин А.П., Шаклеин А.А. 441

Автоматизация расчета шума в помещениях с помощью программы АРМ «Акустика» 3D

Иванов А.В., Кузьмицкий А.М., Никифоров А.В. 448

Некоторые медико-правовые аспекты акустического загрязнения окружающей среды.

Попов В.Л., Попова Н.П. 454

Малый шумозащитный экран

Шашурин А.Е. 458

Различные типы фундаментов, применяемые при установке акустических экранов

Шашурин А.Е., Бужинский К.В., Корнилов В.А. 461

Методы управления процессами преобразования энергии

Будрин С. В., Рыков С.А, Щеголев Д.В 467

Регистрация инфразвука, вызванного отколом айсбергов

Виноградов Ю.А., Баранов С.В., Петров С.И. 491

Экспериментальное исследование вибрационного воздействия обусловленного движением трамваев

Марков С.Б. 498

Территория улично-дорожной сети города как источник загрязнения воздушной среды

Германова Т.В., Керножитская А.Ф. 516

Разработка резин для подвесок амортизирующих судовых трубопроводов
Акопян Л.А., Бурьян Ю.А., Фалёса В.Ю. 524

Исследование напряжено-деформированного состояния оптического стола и его системы виброзащиты
Смирнов В.А., Цукерников И.Е. 530

Нормирование шума как поиск компромиса
Комкин А.И., Готлиб Я.Г., Алимов Н.П. 536

Проблема акустического загрязнения в зоне трубопроводных транспортных систем. Пути решения
А.В.Пинчук, В.А. Пинчук, И.В. Тараканов 544

Методические подходы к оценке эффективности экстрааурального средства защиты
Шешегов П.М. 551

Автоматизированная поддержка эргономической экспертизы средств коллективной защиты от авиационного шума
Харитонов В.В., Жданько И.М., Рыженков С.П.,Солдатов С.К., Абашеев В.Ю. 565

Оценка звукоизоляции ограждающих конструкций
Буторина М.В. 570

Шумозащитные экраны с надстройкой на свободном ребре
Шашурин А.Е., Тюрина Н.В., Корнилов В.А. 580

Оптимизация условий труда на металлургическом производстве по шумовому фактору
Парахин Д.В., Тюрин А.П. 584

Исследования виброакустических параметров глушителя дизель-генератора магистрального грузового тепловоза
Петров С.К., Олейников А.Ю., Лубянченко А.А.. 591

Оптимизация конструкции глушителя дизель-генератора магистрального грузового тепловоза
Петров С.К., Олейников А.Ю., Лубянченко А.А., Толоконников И.С., Яковчук М.С. 605

Максимальный уровень широкополосной случайной вибрации на собственных полосах спектра механических систем
Овчинников И.Н. 626

Повышение качества поверхности рельса для снижения шума качения

Матвеев П.В., Олейников А.Ю., Кудаев А.В., Куклин Д.А. 638

Разработка оригинальной виброзащитной конструкции нательного ношения на основе исследований акустических свойств материалов

Лошаченко Е.С., Куренова С.В., Стрельникова Е.Е. 645

Решение задачи синхронизации измерения шумовых характеристик и регистрируемых параметров движения самолета для построения контуров авиационного шума в аэродромных условиях

Картышев М.О. 654

Оценка эффективности акустических экранов при защите от шума железнодорожного транспорта

Елунина А.Д., Ли-Ко-Шин Ю.А. 656

Шумовое воздействие подвижного состава и инфраструктуры ОАО «РЖД» на окружающую среду, население и пути его снижения

Свиридов А.Г. 664

Общераспространенные единицы оценки уровней авиационного шума

Светлов В.В. 670

Нормирование шума высокоскоростного транспорта в мире

Бойко Ю.С. 677

Актуальные проблемы проектирования транспортных акустических экранов

Тюрина Н.В. 685

Фрактальный метод исследования влияния шума на людей в шахте

Цаплев В. М., Зверевич В. В..... 694

Предисловие

Проблема защиты от шума – важная проблема, решению которой уделяется внимание во всем мире. ЮНЕСКО сформулировала эту проблему так: “Шум – бедствие современного мира и нежелательный продукт его технической цивилизации”.

Между первой Всероссийской конференцией (2006 г.) и нынешней пятой прошло почти 10 лет. За это время в области борьбы с шумом появилось много нового и интересного. Почти во всех субъектах Российской Федерации были приняты Законы о тишине в ночное время, спроектированы и построены сотни километров акустических экранов, создавались карты шума городов, а в ОАО «Российские железные дороги»разработан комплекс взаимосвязанных документов в области шумозащиты.

Настоящая конференция проходит в очень непростое для нашей страны время. Несмотря на это, в конференции принимает участие почти 200 человек. Участниками конференции представлены свежие 70 докладов, которые будут заслушаны на трех пленарных и шести секционных заседаниях. Будет проведено несколько обучающих семинаров.

Надеюсь, что материалы сборника докладов конференции будут полезны ее участникам.

Н.И. Иванов

Пленарные доклады

КОНЦЕПЦИЯ СНИЖЕНИЯ ШУМА В РФ

Иванов Н.И.
БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

Аннотация: Показаны масштабы и последствия акустического загрязнения. Проанализированы основные источники шума (автомобильный, железнодорожный и авиационный транспорт) и способы его снижения в источнике и на пути распространения. Дан анализ отечественной правовой документации, показаны пути ее усовершенствования в части защиты населения от повышенного шума. Показана необходимость разработки и принятия в РФ закона о шуме, изложены основные положения закона

Ключевые слова: Шум в городах, источники шума, транспорт, нормы шума, снижение шума, правовая документация, закон о шуме.

1. Введение

«…Любой шум теперь почти всегда вселяет тревогу, пугает. Грозный, устрашающий рев реактивных самолетов в небе над головой; тревожный грохот вагонов метро …; гул нескончаемого потока городского транспорта, сотрясающий твой дом... Даже привычные звуки домашнего обихода, по сути безобидные, настораживают… …Опасный мир, поистине опасный»

(А. Кристи «Вилла «Белый конь»)

Проблема защиты населения от повышенного шума это прежде все проблемы сохранения здоровья.

Органы слуха. Шум, в первую очередь, влияет на органы слуха (специфические изменения). По данным ВОЗ 16% населения Земли (~ 1 млрд.) имеют серьезные нарушения слуха.

Сердечно-сосудистая система. Шум приводит к сердечно-сосудистым заболеваниям (гипертония, инфаркт). Для людей, проживающих на шумных улицах (65-75 дБА1) по данным ВОЗ риск сердечно-сосудистых заболеваний увеличивается на 20%.

В опубликованном недавно докладе Европейского парламента «Стратегия борьбы с шумом» приведены такие цифры; Ежегодно в ЕС:

- 50 тыс. человек преждевременно умирают от сердечных приступов, вызванных уличным шумом;
- 200 тыс. человек страдает от сердечно-сосудистых заболеваний, связанных с уличным шумом.

Посмотрим на масштабы вредного акустического воздействия. По данным упомянутого доклада, в результате анализа карт шума городов населением свыше 100 тыс. человек (такая работа проведена в ЕС в последнее десятилетие согласно Директиве парламента 49/2002 ЕС) в среднем 60 % населения городов находится под воздействием

повышенного шума (свыше 55 дБА днем, 50 дБА ночью). Оценка по основным источникам шумового воздействия в ЕС и РФ (экспертная оценка) приведены в табл. 1.

Таблица 1

Воздействие шума на население в ЕС и РФ

Источник шума	Число, млн. человек	
	ЕС	РФ
Автомобильный транспорт	210	60-70
Железнодорожный транспорт	35	8-10
Авиационный транспорт	–	2-3

К сожалению, цифры в правой колонке официально не подтверждены, т.к. согласно официальным данным число людей, подвергающихся сверхнормативному шумовому воздействию в РФ составляет всего 35 млн. человек.

2. Источники шумового загрязнения: оценка, борьба с шумом

Основные источники. По массовости воздействия и интенсивности можно говорить о пяти-шести основных источниках акустического загрязнения в городах (табл. 2).

Таблица 2

Источники акустического загрязнения

Источник шума	Максимальные превышения УЗ, дБА	% населения
Автомобильный транспорт	20-25	70
Железнодорожный транспорт	15-20	10
Авиационный транспорт	10-15	2-3
Строительство (коммунальные операции)	20-35	1-2
Промышленные предприятия: (ТЭЦ, котельные подстанции и др.)	5-10	3-5
Трамваи	15-20	2-3

Автомобильный транспорт. Шум автотранспорта превалирующий: по данным ЕС в Содружестве около 210 млн. человек подвергаются действию автодорожного шума; для РФ эта цифра составляет приблизительно 60-70 млн. человек. В Государственном Докладе “О состоянии и об охране окружающей среды Российской Федерации в 2011 году” эта проблема описана так:

“Возросло шумовое загрязнение. Значительная часть населения Российской Федерации проживает в зонах шумового дискомфорта. Особенно это сильно проявляется на федеральных дорогах, проходящих через населенные пункты (11,2 % от общей протяженности федеральных и 11,7% региональных автомобильных дорог).

Уровень шума превышает допустимые значения даже днем на 25 дБА, а ночью он возрастает еще больше в связи с увеличением скорости потока и передвижении в основном тяжелого транспорта.

Доля шумозащитных экранов от протяженности населенных пунктов составляет: по федеральным дорогам 1,3 % , по региональным дорогам 0, 07%, что крайне мало".

Чтобы понять каким уровням звука подвергается население, воспользуемся классификацией приведенной в табл. 3. Как видно, УЗ составляет от 55 до 80 дБА, в ночное время УЗ снижается от 5 до 10 дБА.

Таблица 3

Классификация автомобильных дорог и улиц по шуму

Класс шумности	**Наименование класса шумности**	**Эквивалентный УЗ, дБА (на расстоянии 7,5 м)**	**Скорость движения км/ч**	**Категория автомобильных дорог и городских магистралей**
I	Малошумные	Свыше 55 до 60	До 40	Проезды, парковые дороги
I I	Повышенной шумности	Свыше 60 до 65	До 50	Улицы и дороги местного значения, магистральные улицы районного значения
I I I	Шумные	Свыше 65 до 70	До 60-70	Магистральные улицы транспортно-пешеходные
IV	Очень шумные	Свыше 70 до 75	До 80-90	Магистральные улицы непрерывного и регулярного движения
V	Сверхшумные	Свыше 75 до 80	До 100-110	Магистральные дороги
V I	Непереносимо шумные	Свыше 80	120	Скоростные дороги

Примечание. Шумозащищенные автомобильные дороги относятся к нулевому классу шумности.

Как снизить шум автотранспортных потоков? В первую очередь, снижение шума должно обеспечиваться в источнике, а затем уже снижается шум на пути его распространения до защищаемой от шума застройки.

Для автомобилей в 70-х годах XX в. были установлены технические нормы шума. Нормы внешнего шума автомобилей ужесточались, а значити

их внешний шум снижался, начиная с 1970-х годов и до середины 90-ых. Внешний шум автомобилей снизился за эти годы на 10-15 дБА. Но почти 20 последних лет этот процесс замедлился (последняя директива ЕС 92 относится к началу 90-х гг. XX века). Ожидается, что только с 2020 года должны быть установлены ужесточения на 3 дБА для легковых автомобилей и 4 дБА для грузовых и фургонов. Это означает, что пока на эти улучшения снижения шума в источнике можно не ориентироваться.

Что касается других средств снижения шума в источнике, то отметим “мягкий” или пористый асфальт, уменьшающий уровни звука от шин, возникающие при движении. В Германии несколько лет назад была принята программа “Тихое движение”, согласно которой предпринимались меры по укладке “малошумного” асфальта. Это очень неплохое решение, но надо помнить, что реальное снижение шума не превышает 3 дБА, поэтому эту меру можно считать паллиативом. Заметим, что здесь существует очень яркая закономерность: разрыв между допустимыми нормами (около 70 дБА для легковых автомобилей) и обеспечением требований ВОЗ на шум в жилой застройке (50 дБА в ночное время) составляет 20 дБА. Приблизительно на это превышение надо ориентироваться, рассматривая проблему снижения шума от автомобильного транспорта. Ни “мягкий” асфальт (3 дБА), ни новые нормы в 2020г. (3-4 дБА) такое снижение не обеспечат.

При проектировании новых автомобильных дорог контролирующие органы требуют соблюдать принятые в нашей стране нормы для жилой застройки, которые касаются абсолютно любых источников шума (автомобильных и железных дорог, промышленных предприятий и пр.), эти нормы приведены в табл. 4.

Таблица 4

Нормы шума в РФ

Место измерения шума	***Нормы шума***			
	Эквивалентные УЗ, дБА		***Максимальные УЗ, дБА***	
	День	***Ночь***	***День***	***Ночь***
Территории	55	45	70	60
Жилые комнаты	40	30	55	45

Заметим, что отечественные нормы даже строже рекомендуемых ВОЗ (45 дБА в ночное время, в последнее время ВОЗ рекомендует 50 дБА), нормы не дифференцированы по источникам шума, вопреки общепринятой в ЕС практике.

В современном арсенале проектировщиков строителей две основные конструкции шумозащиты:

- акустические экраны (АЭ),
- звукоизолирующее остекление.

Основная шумозащита вновь строящихся автомобильных дорог осуществляется акустическими экранами. Выполненные исследования показали что большинство этих сооружений обладают небольшой эффективностью (табл. 5).

Таблица 5

Сравнительная средняя акустическая эффективность АЭ

Место установки АЭ или страна	**Акустическая эффективность, дБА**
Московская кольцевая дорога (МКАД)	3-9
КАД, СПб	6-11
Италия (а/д)	12-15

Имеются обоснованные претензии к звукоизолирующему остеклению. Требуются серьезные научные проработки в области шумозащиты, а, главное, их усвоение в практике проектных и строительных организаций.

Перспективным направлением шумозащиты, широко используемым в практике, например в ЕС: автомобильные дороги в выемках, тоннелях или на эстакадах (в последнем случае эффективность установленных АЭ заметно возрастает).

Шум железнодорожного транспорта.По данным Департамента экономики и науки Европарламента в ЕС действию железнодорожного шума подвергается примерно35 млн. человек. Можно предполагать, что в нашей стране подвергаются сверхнормативному шуму от 8 до 10 млн. человек. Это очень приближенная оценка, но данных для ее уточнение (такие оценки дают карты шума) у нас пока нет. Чтобы понять каким уровням звука подвергается население, воспользуемся данными о шуме поездов, приведенными в табл. 6.

Таблица 6

Характеристики шума поездов

Тип поезда	**Скорость, км/ч**	**Уровни звука, дБА**
Высокоскоростные “Сапсан”	100-220	68-86
Электропоезда	40-120	76-90
Пассажирские	40-130	78-88
Грузовые	30-90	78-88

Акустическое воздействие на население зависит от интенсивности и состава движения. Эквивалентные уровни звука, например, на главном ходу Октябрьской железной дороги составляют 65-70 дБА (превышения для дневного времени составляет от 10 до 15 дБА), ночью превышения в отдельных случаях могут быть больше.

Сегодня механизм образования шума поездов – основного источника шума железнодорожного транспорта - изучен хорошо, поэтому специалисты отчетливо представляют себе, как снизить шум в источнике

шумообразования (например, акустическое шлифование рельсов, вибродемпфирующие накладки на рельс, вибродемпфирующие колеса).

Отметим, что эти меры в отдельности дают эффект 2-3 дБА (В ЕС большие надежды на новые тормозные колодки, но их эффект преувеличен). Цифры 2-3 дБА очень похожие на пример с автомобилями, но набор средств здесь несколько больше, что позволяет оптимистично отнестись к реализации на практике методов шумоглушения в источнике. Разрыв между нормами шума (55 дБА) и эквивалентными УЗ движущихся железнодорожных потоков составляет не менее 15 дБА, что меньше, чем для автотранспорта.

Арсенал шумозащиты на пути распространения: акустические экраны (АЭ), земляные валы насыпи, выемки; при этом для действующих линий АЭ являются наиболее приемлемым распространенным средством защиты от шума. До недавнего времени проблемы с АЭ была очень похожа на а/д, но ОАО “Российские железные дороги” предприняли усилия по ее решению. Был разработан и предпринят пакет стандартов:

- ГОСТ Р 54931-2012 «Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Технические требования»;
- ГОСТ Р 54932-2012 «Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Методы контроля технических требований»;
- ГОСТ Р 54933-2012 «Методы расчета уровней шума, излучаемого железнодорожным транспортом»;
- СТО РЖД «Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Правила приемки, ввода в эксплуатацию и обслуживания в процессе жизненного цикла»;
- ГОСТ Р «Шум. Карты шума оперативные для железнодорожного транспорта. Общие требования и методы построения».

К производителям АЭ, организациями выполняющими монтаж предъявляются строгие требования по качеству и акустической эффективности. Это дало хорошие результаты: АЭ спроектированные, изготовленные и установленные в соответствии с разработанными требованиями показали высокую эффективность. В соответствии с действующей новой документацией сейчас проводятся испытания АЭ после их установки. В табл. 7 даны сравнительные характеристики акустической эффективности условно “старых” (I) и “новых” (II) установленных на Октябрьской ж/д.

Таблица 7

Акустическая эффективность АЭ

№№	**Место установки (станция)**	**Материал**	**Высота, м**	**Длина, м**	**Акустическая эффективность, дБА**
I	Чудово	Бетон	3,5	800	11
	Чудово	Металл	3,0	400	8

	Малая Вишера	Металл	3,0	700	7
II	Приозерск	Металл	5,5	700	15-16
	Дибуны	Металл	5,0	300	14
	Сосново	Металл	6,0	500	13-15

В силу специфики воздействия шума железнодорожного транспорта (шум имеет прерывистый характер, а значит его воздействие менее вредно) для ж.д. транспорта особенно актуально и своевременно установить нормы с учетом этого явления, как это принято, например, в Германии, Франции, Бельгии и др. странах. Связь между беспокоящим действием шума для ж.д. транспорта и др. источников и уровнем звука от источников показана на рис.1 В табл. 8 приведены примеры норм шума в странах ЕС. Как видно, разница с рекомендуемыми ВОЗ (и принятыми у нас в стране) составляет от 4 до 7 дБА.

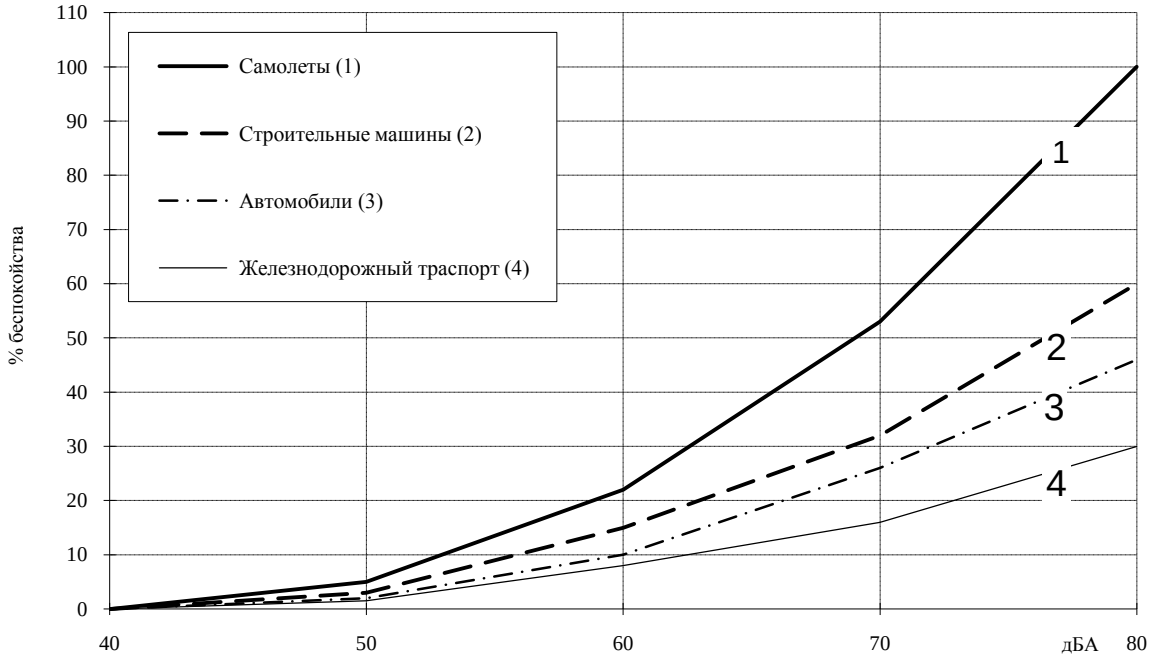


Рис. 1. Связь между беспокоящим действием шума (%)и уровнем звука, дБА

Таблица 8

Нормы шума для железнодорожного транспорта в странах ЕС

Страны	**Швейцария**	**Германия**	**Нидерланды**	**Италия**	**Австрия**
Бонус	5	5	7	7	5
Норма ($L_{Аэкв}$)* –день –ночь	55 до 60 45 до 50	59 49	57 47	65 55	60 50

Норма ($L_{Амах}$)**					
–день	63 до 68	67	60	–	68
–ночь	53 до 58	57	50	–	58

* $L_{Аэкв}$ – норма эквивалентного уровня звука, дБА

** $L_{Амах}$ – норма максимального уровня звука, дБА

Обратим внимание на то обстоятельство, что, в отличие от автотранспорта и авиационного транспорта, на железнодорожном транспорте практически отсутствуют технические нормы шума подвижного состава. Введение таких норм позволит потребовать от производителей заниматься проблемой снижения шума и контролировать темпы этого снижения. На железнодорожном транспорте впервые в отечественной практике разработан ГОСТ Р «Шум. Карты шума оперативные для железнодорожного транспорта. Общие требования и методы построения». Трудно переоценить практическую важность этого как для защиты интересов ОАО «РЖД» от исков недобросовестных застройщиков, так и для населения.

Авиационный шум. По очень приблизительным оценкам в нашей стране сверхнормативному воздействию шума подвергаются 2-3 млн. человек.

Какая величина этих воздействий? По данным карты шума Санкт-Петербурга максимальные УЗ в местах пролета самолетов составляют в основном от 80 до 85 дБА на расстоянии до 1 км, а превышение СН могут достигать 10-15 дБА. Проблемы негативного воздействия авиационного шума на население возникла с появлением первых пассажирских самолетов. Но в нашей стране эта проблемы непрерывно обостряется в течение последних 20 лет. И причины этого, наверное, всем известны. Это можно рассматривать на примере а/п Внуково. Газета “Известия” 19 февраля 2013 г. пишет:

“За последние 20 лет сложилась повсеместная практика хаотичной и бесконтрольной застройки территории вблизи аэродрома Внуково без учета основных требований к строительству по экологии. В результате тысячи людей приобрели жилье на приаэродромной территории и проживают в заведомо вредных условиях, связанных с воздействием авиационного шума. В данной проблеме виноваты прежде всего муниципальные власти, которые в начале 1990-х годов грубо нарушали и продолжают нарушать Российское Законодательство”.

Основными проблемами существующей нормативной документации является разрозненность и устаревание методик измерений и контроля, расчетов, нормирования и снижения авиационного шума (АШ).

Разногласия в нормативной документации начинают встречаться в самых основных ее пунктах, например, при выборе значений предельно

допустимых уровней шума вблизи аэропортов. Так значения приведенные в СН 2.2.4/2.1.8.562-96, которые являются основным документом устанавливающим ПДУ по фактору акустического воздействия, уровни шума на территории непосредственно прилегающей к жилым домам совершенно не совпадают с ПДУ, приведенными в ГОСТ 22283-88. В табл. 9 приводятся данные из этих документов.

Таблица 9

Разногласия в нормативной документации

Время суток	Эквивалентный уровень звука $L_{Аэкв}$, дБА	Максимальный уровень звука при единичном воздействии L_{Amax},дБА
Предельно допустимые значения уровней шума для территории прилегающей к жилой застройке согласно ГОСТ 22283-88		
День (с 7.00 до 23.00 ч) Ночь (с 23.00 до 7.00 *ч)*	65 55	85 75
Предельно допустимые значения уровней шума для территории прилегающей к жилой застройке согласно СН 2.2.4/2.1.8.562-96		
День (с 7.00 до 23.00 ч)	55	70
Ночь (с 23.00 до 7.00 ч)	45	60

Сравнение показывает, что в соответствии с СН 2.2.4/2.1.8.562-96 предельно допустимые эквивалентные уровни звука установлены на 10 дБА ниже допустимых значений ГОСТ 22283-88, а максимальные уровни звука – на 15 дБА. Следует отметить, что указанные значения санитарных норм распространяются на любую селитебную территорию, в то время как значения государственного стандарта применимы только к территории жилой застройки вблизи существующих и проектируемых аэродромов и аэропортов. Возникает справедливый вопрос: какой из стандартов можно применять при нормировании АШ и какие дома можно считать находящимися "вблизи существующих и проектируемых аэродромов и аэропортов"?

Следующая проблема – это устаревшие методики расчета шума от воздушных судов.

3. Анализ действующего законодательства Российской Федерации в области шума.

Масштабы акустического загрязнения окружающей среды и тенденции его роста в Российской Федерации вызывают тревогу и требуют принятия безотлагательных мер.

В то же время в законодательстве Российской Федерации практически отсутствует правовое регулирование отношений в области обеспечения экологической безопасности и создания акустического комфорта проживания в условиях интенсивного роста акустических воздействий. И

только отдельные законодательные акты затрагивают некоторые вопросы защиты человека от вредного шумового воздействия, в основном в области регулирования трудовых отношений в рамках решения задач, ограничивающихся областью действия того или иного закона. Обеспечение экологической безопасности в местах проживания граждан при постоянном бытовом акустическом воздействии, в том числе, в вечернее и ночное время, часто в условиях повышенной акустической нагрузки, способной вызвать заболевание или отклонения в состоянии здоровья человека, приводящей к снижению комфортности проживания, действующим законодательством не регулируется.

В то же время в соответствии с Федеральным законом от 10 января 2002 года № 7-ФЗ ***«Об охране окружающей среды»*** акустическое загрязнение окружающей среды является одним из видов негативного воздействия на окружающую среду. Этим же законом установлены понятия нормативов допустимого воздействия на окружающую среду, а также обязанность органов государственной власти различных уровней принимать меры по предупреждению и устранению негативного воздействия окружающую среду.

В Федеральном законе от 4 мая 1999 г. № 96-ФЗ ***«Об охране атмосферного воздуха»*** содержится определение вредного физического воздействия на атмосферный воздух, к которому относится, в том числе, вредное акустическое воздействие, а также устанавливаются предельно допустимые нормативы вредного физического воздействия на атмосферный воздух.

Федеральный закон от 30 марта 1999 года № 52-ФЗ «***О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения»*** регулирует отношения в области реализации предусмотренных Конституцией РФ прав граждан на охрану здоровья и благоприятную окружающую среду. В нем установлены санитарные ограничения к показателям факторов, негативно воздействующих на человека и правовые нормы по их обеспечению.

Вместе с тем положения указанных федеральных законов, устанавливающие наиболее общие требования, носят ограниченный и зачастую односторонний характер применительно к акустическим факторам (шум, инфразвук, вибрация).

Какими нормативными документами обеспечивается защита населения от повышенного шума?

Санитарные нормы СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки»:предельно-допустимые уровни шума в помещениях жилых зданий составляют эквивалентные и максимальные днем 40 дБА и 55 дБА ночью 30 дБА и 45 дБА соответственно, а для территории жилой застройки днем 55 дБА и 70 дБА, ночью 45 дБА и 60 дБА.

Основной недостаток этих норм – они не привязаны к источникам шумового воздействия, для железнодорожного и авиационного транспорта необходимо ввести поправки к приведенным цифрам +10 дБА.

Санитарные правила и нормы СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 «Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов». В целях безопасности населения вокруг объектов и производств, являющихся источниками воздействия на среду обитания и здоровье человека, устанавливаются специальные территории с особым режимом использования – ***санитарно-защитная зона (СЗЗ)***. В СЗЗ не допускается размещать жилую застройку (п. 5.1).

Для автомагистралей, линий железнодорожного транспорта, а также вдоль стандартных маршрутов полета воздушных судов устанавливаются ***санитарные разрывы***. Для источников шума, которые вызывают более 90 % акустического загрязнения, режим санитарного разрыва не установлен. Не определен субъект, который должен разрабатывать санитарный разрыв, а также не установлена процедура их разработки и согласования.

Информация о санитарных разрывах не отражается в публичных кадастровых картах, в результате чего органы местного самоуправления не обладают информацией о наличии зон с особыми условиями использования территорий и выдают разрешение на строительство на данной территории.

Логично режим территории санитарно-защитной зоны распространить на санитарный разрыв, а его разработку осуществлять процедурой картирования территорий.

Градостроительный Кодекс Российской Федерации. В соответствии с ч.5 ст. 30 на карте градостроительного зонирования, являющейся неотъемлемым элементом правил землепользования и застройки, в обязательном порядке отображаются границы зон с особыми условиями использования территорий. Необходимо режим санитарного разрыва отобразить в этом документе. Таким образом при разработке правил землепользования и застройки органы местного самоуправления должны учитывать все зоны и ограничения в них.

Свод правил СП 42.13330.2011 «Градостроительство. Планировка и застройка городских и сельских поселений. Актуализированная редакция СНиП 2.07.01-89*» содержит некоторые, на наш взгляд, устаревшие положения. Например «Термины и определения»: зоны (территории) исторической застройки, включают всю застройку, появившуюся до развития крупнопанельного домостроения и перехода к застройке жилыми районами и микрорайонами, т.е. до середины 50-х гг. XX века. Появление карт шума может привести к конфликтным ситуациям,

поэтому для их предотвращения определение должно быть отнесено к концу XX века.

4. Закон о шуме

Внесением перечисленных поправок всю проблему не решить. Кардинальное решение – разработать и принять Закон о шуме. В нем должны быть отображены следующие положения:

1. ***Учет и контроль.*** Налаженного учета шумового загрязнения у нас в стране нет. Механизм контроля известен – разработка карт шума городов, автомобильных и железных дорог, аэропортов. Необходим орган, в обязанности которого вменяется эта работа (например, Комитеты по охране окружающей среды). Контроль может быть вменен в обязанности полиции, но необходимо провести соответствующее техническое оснащение.
2. ***Внесение механизма платы за акустическое загрязнение.*** В нашей стране существует практика штрафов за нарушение тишины в ночное время. Необходимо ввести более широкое толкование платы.
3. ***Нормирование шума.*** Ввести принцип санитарно-гигиенических норм в зависимости от источников шума. Целесообразно ввести техническое нормирование для основных источников шума (подвижной состав железнодорожного транспорта, трамваи и пр.)
4. ***Карты шума.*** Это обязательный механизм для осуществления учета шума, который должен дополняться планами действия и обязанностью не превышать зафиксированные уровни.
5. ***Права и обязанности государства и граждан.***

В заключение отметим, что Межгосударственная Ассамблея государств участников СНГ разработала и приняла МПА СНГ от 29.11.2013 г. №39-5 Модельный закон «О защите населения и окружающей среды от шумовых, ультразвуковых, инфразвуковых и вибрационных воздействий различных генерирующих источников»

Выводы и рекомендации

1. Основные источники шума, оказывающие наиболее неблагоприятное воздействие на население – автомобильный, железнодорожный, воздушный транспорт и строительство.
2. Проанализированы возможные пути снижения шума; показано, что снижение шума в источнике – долгий и дорогой процесс; по-прежнему основные меры шумоглушения – использование преград на пути распространения шума.
3. Проанализированы основные нормативные документы и даны предложения по их доработке в части шумозащиты.
4. Сделан вывод о необходимости разработки Федерального закона о шуме, даны основные положения закона.

Литература

1. Federal Act on the Protection of the Environment of 7 October 1983 (status as August 2010)/ The Federal assembly of the Swiss Confederation
2. Directive 2002/49/EC of European Parliament and of the Council of 25 June 2002
3. Towards a Comprehensive Noise Strategy, Policy Departament Economic and Scientific Policy. Environment, Public, Health and Food Safety, 2012, 82 p.
4. Постановление Правительства Москвы “О Концепции снижения уровней шума и вибрации в г. Москве”, 16 октября 2007 г. № 896-ПП.
5. Государственный Доклад “О состоянии и об охране окружающей среды Российской Федерации в 2011 году”.
6. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки».
7. ОДМ 218.2.013-2011. Отраслевой дорожный методический документ УДК 625.7/8:628.517.2. Методические рекомендации по защите от транспортногошума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам
8. ГОСТ Р 54931-2012 «Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Технические требования»;
9. ГОСТ Р 54932-2012 «Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Методы контроля технических требований»;
10. ГОСТ Р 54933-2012 «Методы расчета уровней шума, излучаемого железнодорожным транспортом»;
11. СТО РЖД «Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Правила приемки, ввода в эксплуатацию и обслуживания в процессе жизненного цикла».

Оценка шумового загрязнения жилой застройки Москвы от внешних источников

Кирюшина Н.К.[1], *Степанов В.Н.*[2]
1-ГУП "НИ и ПИ Генплана Москвы"
2-АО "Мосинжпроект"
litera2000@yandex.ru

Аннотация: В статье описывается способ обнаружения зданий, подверженным сверхнормативным уровням шума. Этот метод был разработан для учета всех жилых домов, требующих специальных мер направленных на снижение шумового загрязнения.

Ключевые слова: Автотранспортный шум, акустическая модель, сверхнормативные уровни шума, источник шума.

Для понимания масштаба проблемы шумового загрязнения в Москве, определения стратегии снижения шума в городе и объема затрат необходимых для снижения уровней шума до нормативных значений, оценке эффективности мероприятий по шумозащите необходимым условием является наличие информации об акустическом состоянии окружающей среды. Существует твердое понимание, что снижение шума на территории и в помещениях жилой и общественной застройки требует значительных затрат, эти затраты в условиях сложившейся застройки могут быть целевыми и должны выделятся поэтапно на решение проблемы из городского бюджета. Также они могут являться фактором, приводящим к удорожанию строительства новых объектов, являющихся источником шума с одной стороны, а с другой, увеличивать стоимость строительства в связи с необходимостью повышения звукоизоляции ограждающих конструкций при размещении новых жилых и общественных зданий вдоль существующих источников шума. В настоящее время снижение уровня шумового загрязнения Москвы остается актуальным, несмотря на многолетние усилия руководства города и специалистов различных отраслей, занимающихся решением указанной проблемы. Наблюдается даже увеличение масштаба этой проблемы, несмотря на снижение шумовых характеристик подвижного состава городского транспорта, технологического и вентиляционного оборудования объектов производственного, топливно-энергетического и коммунального назначения. Это связано, прежде всего, с дальнейшим ростом числа автомобилей и, как следствие, увеличения плотности улично-дорожной сети с интенсивностью движения более 500 автомобилей в час. Таким

образом, источниками шума, по отношению к прилегающей застройке, стали являться прежде «тихие» городские улицы. Кроме того, увеличилась плотность жилой застройки вдоль улиц и проездов.

За последние 10-15 лет в городе в соответствие с действующим градостроительным, природоохранным и санитарно-гигиеническим законодательством при новом строительстве или реконструкции транспортных магистралей, а также новой жилой застройки, мероприятия, необходимые на обеспечение нормативных уровней звука в жилых помещениях квартир, предусматриваются и реализуется за счет средств, направленных на строительство упомянутых объектов.

Вместе с тем остается значительная часть жителей, для которых вопрос обеспечения комфортных акустических условий остается нерешенным. Это та часть сложившейся застройки, которая не охвачена на рассматриваемый срок проектами нового строительства и реконструкции либо самой застройки, либо прилегающих магистралей. Для нее должны разрабатываться целевые программы по защите от шума, которые в частности могут быть интегрированы с программами капитального ремонта зданий. В любом случае вопрос финансирования этих программ требует дополнительного рассмотрения и обоснования. Прежде всего, должен быть установлен перечень жилых домов, расположенных в зоне превышения нормативных уровней звука. Для решения указанной задачи был разработан метод определения превышения нормативных уровней шума на территории жилой застройки и расчета уровней звука в помещениях жилых домов, расположенных в зоне санитарного разрыва транспортных магистралей. В условиях крупного города задача такого уровня может быть реализована только при применении компьютерного моделирования.

Разработка специализированного программного обеспечения обусловлена в первую очередь масштабностью проблемы, так как акустическая задача решается в целом для крупного мегаполиса площадью 1081 км. Использование стандартных программных средств, разработанных для решения локальных задач, которые позволяют оценить изменение акустического состояния при строительстве новых участков магистралей или при реконструкции уже существующих, а также при проектировании новых жилых микрорайонов, для решения сформулированных требований общегородского уровня оказалось не эффективно из-за особенностей построения счетных алгоритмов.

Основной проблемой, которую предстояло решить при создании расчетной модели, являлся большой объем информации, связанной с описанием городской застройки. Для хранения нужной информации была создана база данных, в которую занесены сведения по улично-дорожной сети города и застройки. Вся информация о геометрии городской среды

формируется и хранится в векторном виде. Для графического отображения геометрии модели и результатов расчетов использовалась среда MapInfo. Фрагмент сеточной разбивки улично-дорожной сети приведен на рис.1.

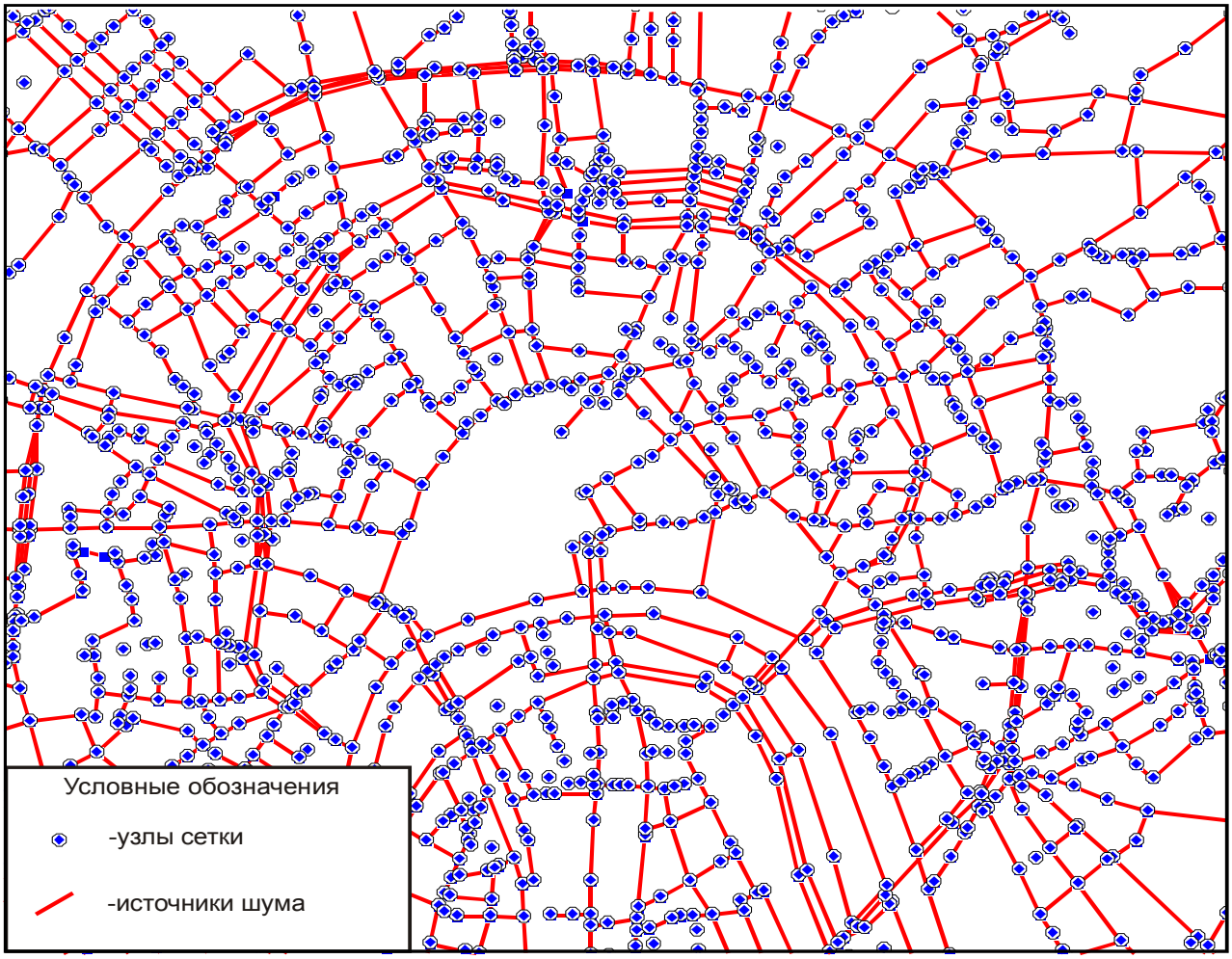


Рис. 1. Сеточная разбивка центральной части города Москвы (фрагмент)

Акустическая модель помимо названной базы данных о застройке и транспортных магистралях включает в себя блок информации, включающей результаты расчетов шума на фасадах жилых многоэтажных зданий, а также расчетные и вспомогательные программные модули.

В качестве источников данных при формировании базы использовалась электронная карта Москвы масштаба 1:10000, результаты моделирования транспортных потоков и данные из других источников.

База данных создана в среде Microsoft Access и представляет набор таблиц и программных модулей, необходимых для импорта-экспорта информации в графическую оболочку MapInfo и созданию отчетных материалов.

В таблицы базы занесена информация по 203155 зданиям, включая координаты фасадов, адрес, этажность, тип здания (жилое/не жилое) и его

расположение относительно административного деления города. Кроме того, в базу внесена информация по существующей улично-дорожной сети, которая представлена 11776 записями с названиями улиц и их плановыми координатами.

Для оценки интенсивностей шума от улично-дорожной сети города использовались результаты моделирования транспортных потоков, выполненные институтом Генерального плана города Москвы с использованием программного комплекса ЕММЕ.

Топология транспортной модели представлена нерегулярной косоугольной сеткой, узлы которой расположены на пересечении улично-дорожной сети города, а грани проходят вдоль городских улиц. Узлам сетки присвоены уникальные номера, а грани заданы путем установки связи между двумя узлами. Положение узлов определяется сменой направления движения транспорта (перекрестки) и плановой конфигурацией городских улиц.

Геометрия сетки транспортной модели и результаты модельных расчетов, в виде интенсивностей движения автомобильного транспорта в приведенных единицах и времени прохождения транспорта между узлами были импортированы в созданную базу данных для дальнейших расчетов.

При выполнении расчетов были учтены линии железнодорожного транспорта и линии трамвая, для которых шумовые характеристики были приняты в соответствии с ранее выполненной работой ГУП НИиПИ Генплана Москвы - Генеральный план города Москвы на 2010-2025 гг. (обосновывающие материалы, Закон города Москвы от 05.05.2010г).

Большой объем обрабатываемой информации привел к необходимости проведению корпускуляции решаемой задачи, а именно разделение общей задачи на ряд мелких, промежуточных или локальных, последовательное решение которых должно было привести к получению уровней шума на фасадах многоэтажных жилых зданий, т.е. к решению поставленной проблеме.

К таким промежуточным задачам, решаемым на подготовительном этапе создания акустической модели, относятся:

1. конвертация транспортной модели ЭММИ и результатов расчетов на ней в созданную базу данных;
2. определение положения граней транспортной модели относительно городской дорожной сети (адресная привязка граней модели к названиям улиц);
3. расчеты по определению транспортной нагрузки в натуральных единицах, скоростей для каждой грани транспортной модели;

– определение интенсивности шума и зоны дискомфорта от каждого участка расчетной сети;

– определение положения домов относительно

административных границ города.

Заполненная база данных сведениями о геометрии городской среды и источниках транспортного шума позволяет построитель акустическую модель, и провести расчеты по определению уровней шума по фасадам многоэтажных жилых зданий.

Решение поставленной задачи так же осуществлялась путем последовательного решения нескольких локальных задач, в число которых входят:

1 - вычисление координат расчетных точек расположенных вдоль фасадов жилых многоэтажных зданий;

2 - выполнение расчетов уровня шума по фасадам зданий;

3 - формирование протоколов с результатами расчетов.

Решение локальных задач по построению модели и собственно акустические расчеты по определению уровней шума осуществляется с использования программных модулей среды MSAccess и внешних, по отношению к базе, программных модулей, написанные в среде MS VisualStudio 2008.

Строение акустической модели представляется в виде блок-схемы представленной на рисунке 2.

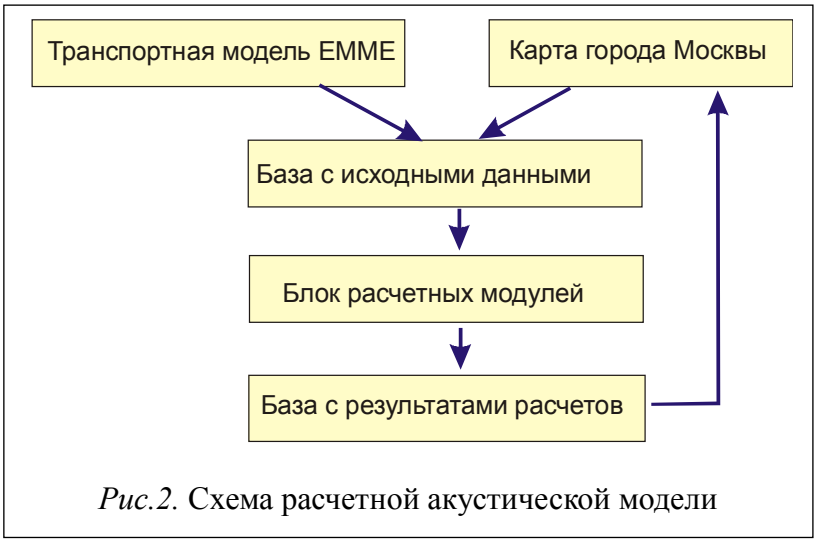


Рис.2. Схема расчетной акустической модели

Применение базы данных для хранения информации о геометрии среды, источников шума позволило задействовать аппаратные средства поиска и формирования выборок с данными при построении алгоритмов решения поставленной задачи за разумное время счета с использованием офисных персональных компьютеров.

Расчетная часть решения поставленной задачи включает в себя следующие действия, выполняемые программными модулями:

– Расчет зоны влияния для источников шума и определение жилых многоэтажных зданий, попадающих в зону влияния.

– Формирование расчетных точек по фасадам жилых зданий;

– Формирование локальных акустических задач для каждого здания и выполнения акустических расчетов.

Особенности построения алгоритмов при решении каждой из перечисленных выше задач рассмотрены далее.

Расчет зоны влияния от источников шума. Для каждого из источников, исходя из его шумовой характеристики, вычисляется величина радиуса влияния по следующим зависимостям:

$$R_v = 7.5 \cdot 10^{\frac{(Li-50)}{15}} \quad (1)$$

где L_i-акустическая характеристика источника.дБА.

В качестве уровня шума от источника, который может оказать значимое влияние на его формирование в пределах фасадов жилых домов в модели принято значение в 45 дБА. Указанное значение определилось следующими соображениями: При достижении уровня шума на фасадах зданий в 55 дБА (уровень после которого согласно СНиП 23-03-2003 «Защита от шума» [1].необходимо проводить замену окон) вклад источника составит 0,4 дБА, что уже не существенно.

Площадь, в пределах которой возможны значимые превышения уровня шума над нормативами определяется через пару координат вершин прямоугольника

$$X_1 = X_{min} - R_v$$
$$Y_1 = Y_{min} - R_v$$
$$X_2 = X_{max} + R_v$$
$$Y_2 = Y_{max} + R_v$$

где:

Xmin,Ymin,Xmax,Ymax – пространственные координаты линейного источника шума.

Вычислив координаты зоны влияния источника шума в виде прямоугольника, система формирует запрос к базе на поиск жилых многоэтажных домов, расположенных внутри зоны. При обнаружении указанных домов, их идентификационные номера (ID), а также идентификационные номера источников шума заносятся в специальную таблицу связей домов-источников, которая в дальнейшем будет являться основой для формирования счетных задач.

Формирование расчетных точек по фасадам зданий. Для каждого жилого многоэтажного дома, расположенного в пределах зон влияния от источников шума, формируется массив расчетных точек. Список домов, расположенных в зонах влияния программа получает из таблицы связей домов-источников, формирование которой было выполнено на предыдущем шаге. Расчетные точки располагаются на расстоянии 2 м от фасада с шагом в 15 м. Координаты расчетных точек, их ID и привязка к дому, вокруг которого они формировались, сохраняется в базовой таблице расчетных точек.

Собственно, расчеты шума по фасадам многоэтажных жилых зданий осуществляется на локальных акустических задачах. Построение локальной задачи осуществляется последовательно для каждого дома, который располагается в зоне влияния от источников шума. Информация о таких домах извлекается из сформированной ранее таблица связей дома-источники. Используя данные из этой таблицы, к базе данных формируется ряд запросов по получению следующих данных:

-массива расчетных точек, расположенных вдоль фасада расчетного дома;

-массива с координатами и акустическими характеристиками источников шума, в зоне влияния которых расположен расчетный дом;

-массива с геометрией городского пространства, окружающей расчетный дом.

Запрос для выборки массива с геометрией городского пространства формируется через координаты вершин прямоугольника описанного вокруг источников шума и расчетных точек вдоль фасада дома.

Расчет уровня шума первоначально осуществляется при высоте расчетной точки равной высоте здания. При отсутствии участков прямой видимости источников шума на данной высоте, полагается, что уровень шума в данной точке равен фону и из дальнейших расчетов данная точка исключается.

При наличии участков прямой видимости для данной точки выполняется расчет уровня шума с изменением высоты расчетной точки с шагом в 3 м (средняя высота этажа). При этом фиксируется уровень шума на отметке в 4 м в соответствии с СНиП 23-03-2003 [1] для дальнейшего анализа. При превышении уровня шума на отметки в 4 метров санитарных норм (55 дБА) результаты расчетов, включая вклады от каждого из источника, записываются в базу данных.

Полученные результаты расчета представляются в виде табличных данных с разбивкой по величине превышения уровня шума, административной принадлежности дома.при необходимости выводится графика с расчетными точками и уровнями шума на высоте 4 метров.

В предлагаемой модели реализуются закономерности распространения шума в жилой застройке в соответствии с [2]. При этом, принимая во внимание масштаб решения задачи 1:10000 возможно потребуется дополнительное уточнения полученных расчетных показателей с помощью более детальных расчетов.

В результате использования описанной модели в электронном виде получена карта схема шумового загрязнения жилой застройки города. На карте показаны жилые дома с точками, расположенными на фасадах домов для которых, рассчитаны уровни звука для первого и последнего этажей. Фрагмент карты шумового загрязнения приведен на рис.3

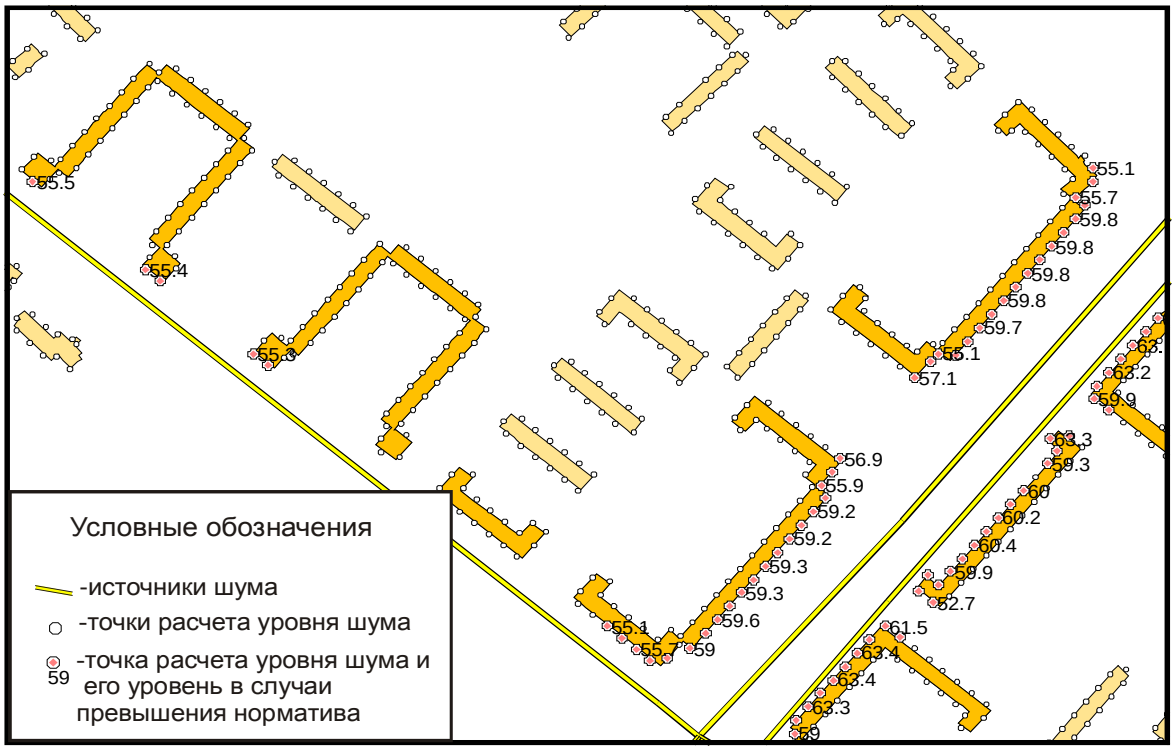


Рис 3. Фрагмент карты шумового загрязнения города Москвы

В табличном виде представлен адресный перечень жилых домов по муниципальным округам города Москвы с величинами превышения нормативных уровней звука на уровне первого и последнего этажей. Всего в перечень включено 12515 домов.

Диаграмма распределения домов по величинам превышения нормативных уровней звука в целом по городу показана на рис. 4.

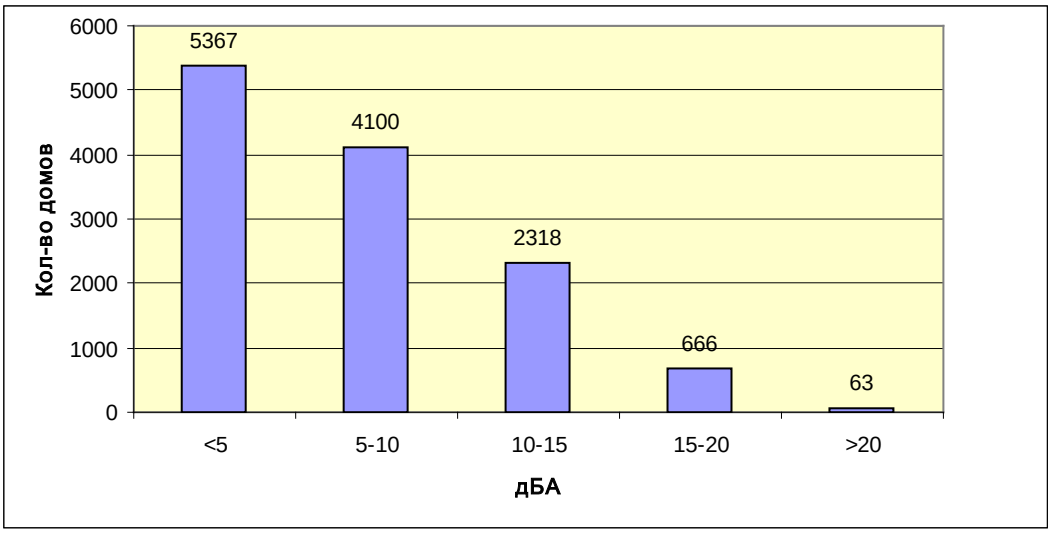


Рис. 4. Диаграмма распределения числа домов в зависимости от превышения уровней звука над нормативным значением в целом по Москве

В составе работы по составлению адресного перечня был выполнен анализ разброса показателей, получаемых при сопоставлении результатов

расчета, полученных с помощью, упомянутого комплекса и результатов натурных измерений уровней звука. Измерения были выполнены в сентябре-ноябре 2011 года сотрудниками Исследовательской лаборатории ГУП «НИиПИ Генплана Москвы» и сотрудниками Аккредитованной испытательной лаборатории ГУП «Мосэкомониторинг». Сравнение было выполнено для 137 точек, расположенных на территории жилой застройки, прилегающей к транспортным магистралям. Измерения проводились в полном соответствии с ГОСТ 23337-78 [3]. Сравнение было выполнено для 137 точек, расположенных на территории жилой застройки, прилегающей к транспортным магистралям.

Расчет доверительного интервала производился исходя из доверительной вероятности 0,95. В этом случае отклонение от среднего, образующее доверительный интервал, составило 2,077. С учетом же среднего значения, составившего - 0,1, доверительный интервал отклонений находится в пределах от -2,1077 до 1,977 дБА. Т.е. на интересующем отрезке значений отклонения характеризуются приблизительно 2 дБА как в сторону увеличения, так и уменьшения, что представляется допустимым и приемлемым для использования программы при принятом масштабе.

Последующее использование результатов работы позволило сделать вывод о необходимости постоянного обновления карты шумового загрязнения, в связи с изменениями в протяженности улично-дорожной сети города, интенсивности движения и структуры транспортных потоков на территории города.

Список литературы

1. Свод правил. Защита от шума. Актуализированная редакция СНиПа 23-03-2003. СП 51.13330.2011. - М.:, 2012г.
2. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО9613-2:1996) «Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета.- М. Госстандарт, 2006.
3. ГОСТ 23337-85. Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий. - М.: Госстандарт, 1985.

Современные проблемы производственного шума

Зинкин В.Н.
Научно-исследовательский испытательный центр Центрального научно-исследовательского института ВВС Минобороны России, г. Москва

Аннотация: определена зависимость профессиональных заболеваний, связанных с воздейтсвием шума и инфразвука. Определены особенности производственного шума и его источники, особенности гигиенического их нормирования. Представлены средства защиты, произведен сравнительный анализ и определена их эффективность .

Ключевые слова: Шум, инфразвук, нормирование, заболевания, средства защиты.

Актуальность работы

Шум занимает ведущее место среди неблагоприятных факторов производственной среды, а его действие приводит к снижению работоспособности, увеличению общей и профессиональной заболеваемости. Широкая распространенность шума в промышленности и на транспорте, увеличение экономических потерь за счет роста заболеваемости лиц «шумовых» профессий, недостаточная эффективность средств защиты от шума и мероприятий по профилактике шумовой патологии, расширение негативного влияния шума на окружающую среду и население обусловливают необходимость продолжение исследований по профилактике шумовой патологии [1–3].

Происходящие в последние годы изменения в хозяйственном комплексе страны, нестабильность производства и финансирования, отсутствие экономической заинтересованности у работодателей в сокращении профессиональных заболеваний (ПЗ) и производственного травматизма, укреплении здоровья работников способствовали сохранению неудовлетворительного состояния условий труда в РФ. На протяжении двух последних десятилетий наблюдается рост доли работников, занятых во вредных и опасных условиях труда во всех видах экономической деятельности. При добыче полезных ископаемых она составляет 42,5 %, в производстве и распределении электроэнергии 32,9 %, в обрабатывающих производствах 29,6 %, на транспорте 34,0 %. Численность работников, занятых во вредных и опасных условиях труда, не отвечающих санитарно-гигиеническим нормам, составила 32,8 % от общей числа работающих в промышленности [4].

Воздействию производственного шума с уровнем, превышающим предельно допустимый, в Российской Федерации подвергаются свыше 3,5

млн. человек. Доля рабочих мест, не соответствующих гигиеническим нормативам по шуму, в России составляет 17,2 %.

Неудовлетворительные условия труда при воздействии вредных производственных факторов на работающих являются основной причиной формирования у них ПЗ. Производственный шум и инфразвук (ИЗ) входят в перечень вредных факторов, длительное действие которых приводит к развитию ПЗ и производственно обусловленных заболеваний (ПОЗ) и может стать причиной снижения профессиональных качеств работающих вплоть до потери работы и инвалидизации. В структуре ПЗ доминирует нейросенсорная тугоухость (НСТ) в группе профессиональных заболеваний, обусловленных воздействием физических факторов трудового процесса, на долю которой приходится 59,25 % [4, 5].

Несмотря на проводимые мероприятия по борьбе с шумом, это не приводит к снижению заболеваемости, поэтому уровень экономических потерь от шума продолжает оставаться на высоком уровне. Такая ситуация требует постоянного контроля за профилактикой вредного действия шума и ее совершенствованием.

Особенности современного производственного шума

Производственный шум, создаваемый при эксплуатации техники и транспортных средств, представляет собой акустические колебания в широком частотном спектре от инфразвукового до ультразвукового диапазонов.

В настоящее время удельный вес промышленных предприятий, не отвечающих санитарно-эпидемиологическим требованиям по уровню шума составляет 31,3 %. Наиболее неблагоприятная обстановка по шуму имеет место в горно-добывающей промышленности, тяжёлом машиностроении, чёрной металлургии, деревообрабатывающей, строительной, химической и полиграфической промышленности, сельском хозяйстве, на транспорте [4].

Удельный вес рабочих мест промышленных предприятий, не отвечающих санитарно-гигиеническим требованиям по шуму составляет 24,63 %. На предприятиях, занятых добычей металлических руд, каменного угля, бурого угля и торфа, отмечалось превышение предельно допустимого уровня (ПДУ) шума и вибрации от 51,3 до 55,5 %; в металлургическом производстве – соответственно 61,4 и 46,8 %. Уровни звука, генерируемые производственным оборудованием, достигают 92–95 дБА и более, а шум от специализированных транспортных средств, применяемых в данных отраслях, достигает 87 дБА (при норме 80 дБА).

Главными причинами превышения уровней шума на рабочих местах являются несовершенство технологических процессов, конструктивные недостатки технологического оборудования, их физический износ и

невыполнение плановых ремонтов, недостаточная ответственность работодателей и руководителей производств за состояние условий и охраны труда.

Прослеживается четкая тенденция увеличения вклада низкочастотных и инфразвуковых составляющих в спектре производственного шума. Результаты акустических измерений показывают, что если уровни воздушного шума составляют около 90–100 дБА, то можно ожидать присутствие ИЗс УЗД 100–107 дБ [6–8]. Данные о техногенных источниках высокоинтенсивного низкочастотного шума и ИЗ представлены в таблице 1.

К наиболее неблагоприятным акустическим параметрам относят высокий уровень звука (выше 100 дБА) и его колебание во времени (непостоянный и импульсный шум), длительное и непрерывное действие в течение рабочей смены, большой стаж работы с шумом, преобладание в спектре высоких частот (2000–6000 Гц) и наличие инфразвука (ИЗ). Показано, что сочетание ряда перечисленных параметров сопровождается синергизмом, суммированием и потенцированием [9–11].

Таблица 1

Источники низкочастотных и инфразвуковых колебаний на промышленных объектах

Наименование	Уровни звукового давления, дБ	Максимум энергетического спектра, Гц
Автотранспорт	93–120	4–31,5
Железнодорожный транспорт	92–127	8–50
Грузовые речные и морские суда	110–130	8–45
Суда на подводных крыльях и воздушной подушке	100–130	6–10
Турбореактивные самолеты	105–135	16–125
Поршневые самолеты	95–110	50–250
Вертолеты	100–120	8–45
Металлургическая промышленность	95–108	8–31,5
Газовая и нефтяная промышленность	92–123	8–63
Авиационная промышленность	90–132	10–150
Горнодобывающая и строительная промышленность	98–123	10–45

Экологические аспекты воздействия производственного шума на окружающую природную среду все чаще становятся пристальным объектом исследований. Этому способствуют расширение сети автомагистралей, увеличение грузовых и пассажирских перевозок авиационным транспортом, высокие скорости полетов самолетов (звуковой удар), близкое расположение аэропортов и военных объектов к населенным пунктам, расширение сети газо- и нефтепроводов, наличие в спектре шумов перечисленных источников шума высоких уровней звука, низких частот и ИЗ. Все чаще производственный шум становится причиной социального напряжения населения, проживающего вблизи промышленных объектов. Влияние шумового загрязнения на фауну при многих экологически опасных видах производственной деятельности, изучено недостаточно. Во многом именно этим объясняется отсутствие федеральных экологических нормативов и стандартов допустимого акустического загрязнения окружающей среды [12–14].

На основании вышеизложенного к современным особенностям производственного шума можно отнести:

– широкая распространенность шума на промышленных объектах;

– достаточно высокий удельный вес промышленных предприятий, не отвечающих санитарно-эпидемиологическим требованиям по уровню шума;

– увеличение в спектре шумов доли низкочастотных и инфразвуковых частот;

– сочетанное воздействие неблагоприятных акустических параметров;

– сочетание высокоинтенсивного шума и ИЗ;

– акустическое загрязнение окружающей среды.

Особенности гигиенического нормирования производственного шума и инфразвука

При оценке условий труда производственного шума и ИЗ необходимо руководствоваться требованиями санитарными нормами «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки» (СН 2.2.4/2.1.8.562–96) и «Инфразвук на рабочих местах, в жилых и общественных помещениях и на территории жилой застройки» (СН 2.2.4/2.1.8.583–96). На рисунке 1 представлены предельно допустимые уровни ИЗ и звука в октавных полосах.

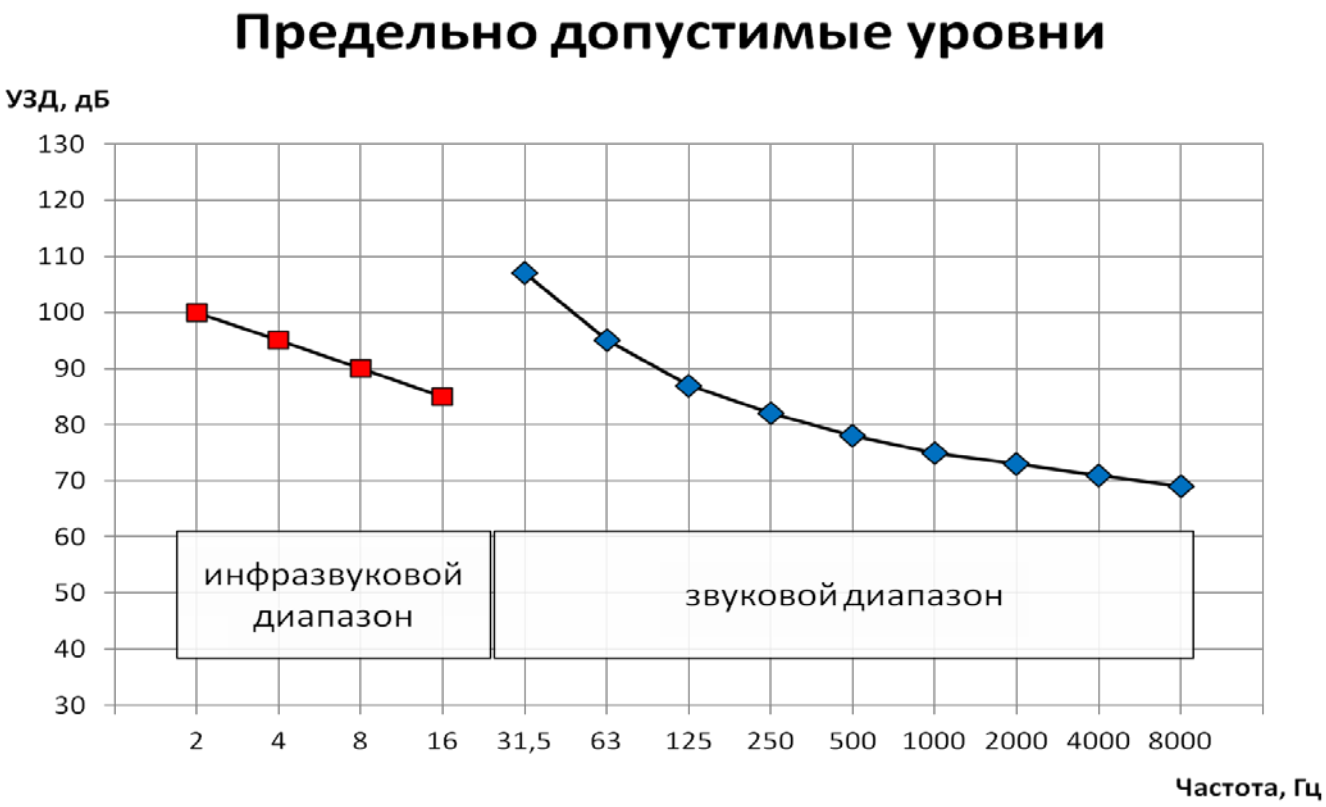


Рис. 1 Предельно допустимы уровни акустических колебаний инфразвукового и звукового диапазонов

В основу нормирования акустических колебаний звукового диапазона положены такие уровни шума, действие которых не приведет к потере слуха в процессе работы (до 40 лет стажа). При определении нормативных параметров ИЗ руководствовались тем, что он обладает более широким общебиологическим действием на человека и оказывает вредное действие не только на орган слуха, но и на многие органы и системы.

На рисунке 1 обращает на себя внимание существенный разрыв в нормативных величинах в октавных полосах со среднегеометрической частотой 31,5 Гц и 16 Гц, который составляет 22 дБ.

К звуковому диапазону частот относят акустические колебания от 20 Гц до 20 кГц, которые воспринимаются человеческим ухом как тональные сигналы. По преимуществу преобладания акустической энергии в той или иной части спектра шум делится на низкочастотный (до 250 Гц), среднечастотный (от 500 до 1000 Гц) и высокочастотный (от 2000 до 8000 Гц).

Среди акустических параметров ведущее место занимает длина волны (частота), так как преимущественно от нее зависит слуховое восприятие акустического сигнала. Чувствительность уха падает с понижением частоты звука. Для сближения результатов объективных измерений к

субъективному восприятию используют стандартные значения коррекции ΔL_A(таблица2).

Таблица 2

Стандартное значение коррекции ΔL_A[15]

Частота, Гц	**16**	**31,5**	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**
Коррекция, дБ	80	42	26,3	16,1	8,6	3,2	0	- 1,2	- 1,0	1,1

Из таблицы 2 следует, что в области низких частот (<250 Гц) величина ΔL_A достигает значимых величин (от 8,6 дБ до 42 дБ), тем самым показывая снижение значимости слухового анализатора в формировании ответной реакции организма человека при действии низкочастотного шума (НЧШ). В области ИЗна частоте 16 Гц величина ΔL_Aдостигает 80 дБ, что позволяет говорить об определенном биологическом сходстве в реакции органа слуха на частотах 16 и 31,5 Гц.

В таблице 3 приведены данные соотношения длины акустической волны (λ) с антропометрическими параметрами.

Таблица 3

Отношение длины акустической волны в инфразвуковом и низкочастотном диапазонах с различными параметрами тела человека

Исследуемый параметр	**ИЗ (2–20 Гц)**	**НЧШ (31,5–250 Гц)**
Длина акустической волны (340 м)	170–17	11–1,4
Отношение длина волны / рост человека (1, 8 м)	100–10	6–1
Отношение длина волны / туловище человека (0,8–1,0 м)	212–21	14–2
Отношение длина волны / голова человека (0,3 м)	700–70	40–5

Из таблицы 3 следует, что рост человека и туловище человека (грудная клетка и брюшная полость) соизмеримы с λ от 250 Гц и ниже, а голова человека – от 1000 Гц и ниже. Соизмеримость длины падающей λ с препятствием на пути ее распространения позволяет огибать препятствие без изменения параметров волны, то есть происходит дифракции, которая создает возможность одновременно воздействовать на голову и тело человека. Как видно, большая длина λ и соизмеримость ее с антропометрическими показателями человека обеспечивает сходство между инфразвуковым и низкочастотным звуковым диапазонами при действии их на человека, что позволяет прогнозировать близкий характер

общих ответных реакций, формирование которых объясняется механическим взаимодействием тела человека и λ.

Широкое распространение в работах, посвященных действию ИЗ получила резонансная теория, в основу которой было положено совпадение резонансных частот тела человека с частотой падающей λ [16]. Надо учитывать, что приводятся резонансные частоты для организма в целом и для отдельных органов, полученные для общей вибрации. Однако в случае низкочастотных акустических колебаний система оказывается более жесткой, чем при действии общей вибрации, и основной резонанс системы "грудная клетка/брюшная полость" отмечается в частотном диапазоне 40–60 Гц вместо 4–8 Гц как при вибрации. В табл.4 приведены основные резонансные частоты для человека, из которой следует, что они находятся в частотном диапазоне ИЗ и НЧШ.

Таблица 4

Основные резонансные частоты тела человека [16]

Органы и части тела человека	**Резонансная частота, Гц**
Все тело	3–6; 4–8; 5–12
Внутренние органы	10–100
Грудная клетка/брюшная полость	40–60
Голова	8–27
Грудная клетка	2–12; 5–8; 4–8
Брюшная полость	2–14; 3–4
Глазные яблоки	12–27

Дифракционная способность ИЗ и НЧШ приводит к тому, что человек подвергается равномерному избыточному переменному давлению с частотой падающей λ происходит формирование упругих волн в различных структурах тела. При невысоких УЗД (до 100 дБ) только ухо человека способно воспринимать действие λ за счет деформации (смещения) барабанной перепонки. При УЗД свыше 100 дБ колебательная скорость частиц достигает величин 0,01 м/с, что приводит к возбуждению механорецепторов и проприорецепторов. Возбуждение этих рецепторов формируют у человека чувство вибрации тела, головы и внутренних органов. Поэтому при воздействии на человека акустических полей высоких уровней часто используется термин «воздушная вибрация». При УЗД свыше 140 дБ можно прогнозировать развитие болевых ощущений, в первую очередь, в области барабанных перепонок и внутренних органах. Представленные данные показывают, что ИЗ и НЧШ способны оказывать близкое биологическое действие на человека в виде «воздушной вибрации».

В тканях звуковые упругие возмущения распространяются главным образомпосредством сдвиговых волн. Невысокая скорость распространения в тканях упругих волн при низкой частоте их следования ведет к появлению волн, соизмеримых с размерами клеток или клеточных органелл. Величина деформационных сдвигов при распространении λ зависит не только УЗД, но и находится в обратной зависимости от частоты. При НЧШ и высоких УЗД она достигает нескольких миллиметров, а при ИЗ – нескольких сантиметров. Это может вызывать синхронизированные конформационные колебания макромолекул, а значит приводить к изменению размеров и формы клеточных органелл. Кроме того, деформационные сдвиги в биологических структурах приводят к нарушению и на структурном в виде тканевых повреждений. Появление последних усугубляется тем, что тело человека состоит из тканей, имеющих большую разницу в механических свойствах, поэтому на границе раздела тканей с высокой разницей плотности будут возникать повышенные механические напряжения вплоть до структурных повреждений органов и сосудов (табл. 5).

Таблица 5

Величина скорости звука и удельной плотности биологических тканей человека [17]

Биологическая ткань	**Скорость звука, м/с**	**Удельная плотность, кг/м^3**
Кость	3300	1920
Кровь	1590	1048–1066
Кожа	1610	1093–1121
Вода	1500	1000
Легкие	70	260

Из этого следует, что ИЗ и НЧШ имеют определенное биологическое подобие, так как распространяясь по телу человека способны вызывать конформационные и деформационные изменения в тканях и органах.

Итак, ИЗ и НЧШ обладают определенным биологическим сходством, что необходимо учитывать при гигиеническом нормировании. С нашей точки зрения, существующие предельно допустимые уровни звукового давления для октавных полос со среднегеометрической частотой 31,5; 63 и 125 Гц завышены, так как в их основы положено только вредное действие на орган слуха без учета прямого действия на организм человека.

В соответствии с «Руководством по гигиенической оценке факторов рабочей среды и трудового процесса. Критерии и классификация условий труда» (Руководство Р 2.2.2006–05) оценка условий труда с учетом комбинированного действия факторов проводится на основании

результатов измерения отдельных факторов. В случае сочетанного действия трех и более факторов, относящихся к классу 3.1, а также двух и более факторов классов 3.2, 3.3, 3.4 общая оценка условий труда оценивается на одну ступень выше. В представленных выше данных показано, что в настоящее время производственный шум и ИЗ нередко сочетаются на рабочих местах. Данные научных исследований показывают, что эти вредные факторы имеют определенное биологическое действие на организм человека, схожие критические органы и системы (см. таблицу 6)[9–11].

Таблица 6

Критические органы и системы при действии шума и инфразвука на организм человека

Шум	**Инфразвук**
Орган слуха	Орган слуха
Центральная нервная система	Центральная нервная система
Сердечно-сосудистая система	Сердечно-сосудистая система
	Вегетативная нервная система
	Вестибулярный анализатор
	Органы дыхания

Исходя из этого, целесообразно в вышеуказанное руководство внести дополнение «в случае сочетанного действия ИЗ и шума, относящихся к классу 3.1 – 3.4, общая оценка условий труда оценивается на одну ступень выше».

Клинические аспекты шумовой патологии

Длительная работа во вредных условиях труда оказывает неблагоприятное действие на организм работников и приводит к увеличению уровня общей заболеваемости с временной утратой трудоспособности, формированию профессиональных (ПЗ) и производственно обусловленных заболеваний (ПОЗ). Это подтверждается статистическими исследованиями. Заболевания, связанные с воздействием физических факторов в зависимости от классов условий труда распределились следующим образом: класс 1 – оптимальный – не зарегистрировано; класс 2 – допустимый – 1,1 %; класс 3.1 – вредный – 17,2 %; 3.2 – вредный – 46,2 %; 3.3 – вредный – 24,7 %; 3.4 – вредный – 7,0 %; класс 4 – опасный – 3,7 %[18].

Шум, являясь общебиологическим раздражителем, воздействует на все органы и системы организма. При воздействии шума развиваются определенные физиологические изменения, которые зависят от конкретных условий: уровня и характера шума, продолжительности его воздействия,

индивидуальных свойств человека и многих других факторов, которые не всегда можно учесть. При определенных условиях действие шума приводит к развитию патогенетических состояний. Эффекты, вызываемые влиянием шума, принято подразделять на две большие группы: специфические (ауральные) проявления, наступающие в органе слуха, и неспецифические (экстраауральные), возникающие в других органах и системах.

*Заболеваемость, обусловленная производственным шумом.*В соответствии с приказом Минздравсоцразвития РФ от 27.04.2012 г. № 417н к ПЗ, обусловленным воздействием производственного шума, относят шумовые эффекты внутреннего уха и НСТ двусторонняя.

Профессиональной НСТ принадлежит лидирующее место в структуре ПЗ работников различных профессий РФ и показатели имеют тенденцию к нарастанию: от 12,5 % в 2003 г. до 28 % в 2011 г. Еще выше удельной вес ее среди ПЗ, вызванных физическими факторами (шум, вибрация, ионизирующие излучения и пр.): в 2008 г. 49 %, в 2009 г. 52,25 %, в 2010 г. 56,41 %, в 2011 г. 58,98 %, в 2013 г. 59,25 % [4].

Принято считать, что действие производственного шума, параметры которого превышают ПДУ на протяжении нескольких лет, приводит к постепенному развитию профессиональной НСТ. Длительность развития заболевания органа слуха до появления клинических симптомов составляет не менее 5 лет. Вероятность развития нарушения слуха зависит от уровня шума и длительности стажа работы с шумом. Высокочастотный шум носит более повреждающий характер, чем низкочастотный, и тугоухость прогрессирует быстрее, если шум носит импульсный, неравномерный и неритмичный характер. Потенцируют негативное действие шума вибрация и высокая степень психоэмоционального напряжения. Для диагностики нарушения слуха ведущее место занимает клиническая аудиометрия, которая позволяет выявить негативные шумовые эффекты еще на доклиническом этапе.Наиболее типичными жалобами при воздействии производственного шума являются головная боль, шум в голове и в ушах, раздражительность, нарушение сна. Постепенно работники начинают предъявлять жалобы на снижение остроты слуха. К особенностям клинических проявлений НСТ относятся: медленное и прогрессирующее течение процесса, двустороннее симметричное снижение тонального слуха по воздушной и костной проводимости, преимущественное повышение порогов слуха в области высоких частот[5].

К неспецифическим эффектам хронического воздействия шума относятся изменения в центральной нервной, вегетативной нервной и сердечно-сосудистой системах, снижение общей резистентности организма и др. В настоящее время такого рода заболевания, доминирующие у работающих с вредными факторами, относят к ПОЗ [1, 19, 20].

Среди соматических эффектов шума ведущая роль принадлежит влиянию шума на тонус сосудов, что приводит к колебаниям артериального давления с последующим развитием нейроциркуляторной дистонии и гипертонической болезни. Нарушение тонуса сосудов микоциркуляторного русла проявляется спастическим и спастико-атоническим состоянием мелких сосудов в различных органах и тканях. Расстройство баланса процессов торможения – возбуждения в центральной нервной системе на фоне гипоксии за счет нарушения микроциркуляции приводит к развитию астеновегетативных нарушений.

Вестибулярные эффекты акустического шума большой интенсивности обусловлены тесной связью слухового и вестибулярного органов. В результате этого шум более 140 дБ вызывает дезориентацию, головокружение, тошноту и нарушение равновесия.

К психологическим эффектам шума относятся раздражение, испуг, снижение работоспособности и хронический стресс. При длительном (хроническом) воздействии шума, превышающего ПДУ, высок риск развития психосоматической патологии.

Таким образом, действие производственного шума сопровождается одновременным развитием нескольких симптомокомлексов в виде нейросенсорной тугоухости, артериальной гипертензии, астеновегетативных нарушений. Основной причиной их генеза является шум, что позволяет говорить о едином этиопатогенезе данного патологического состояния, которое можно охарактеризовать как самостоятельное заболевание – шумовая болезнь.

Концепция шумовой болезни впервые была выдвинута отечественными учеными в 70-х годах XX века, но по ряду причин не нашла своего юридического решения. С нашей точки зрения, необходимо вернуться к рассмотрению этого вопроса. Это обусловлено тем, что НСТ определяет в основном социально-экономический неблагоприятные последствия для работающих. Эктрааурaльная патология нервной и сердечно-сосудистой системы, особенно с увеличением возраста, приводит к серьезным клиническим осложнениям вплоть до выраженного ущерба здоровья, инвалидизации и угрозы жизни.

Заболеваемость, обусловленная производственным инфразвуком. В соответствии с приказом Минздравсоцразвития РФ от 27.04.2012 г. № 417н к ПЗ, связанных с действием ИЗ, входят НСТ двусторонняя, вестибулярный синдром и выраженные расстройства вегетативной (автономной) нервной системы.

Считается, что акустические колебания инфразвукового диапазона человек не способен воспринимать (слышать) звук как тональный сигнал. В тоже время установлено, что ИЗ вызывает у людей ощущение мягкой пульсации и давления в среднем ухе, щекотания и массажа барабанной

перепонки. Действие ИЗ при УЗД свыше 150 дБ сопровождалось появлением у испытуемых болевых ощущений в области наружного и среднего уха. Боль следует рассматривать в качестве критерия предела механической выносливости анатомических структур уха.

Исследования лиц, длительно подвергавшихся в условиях производства влиянию ИЗ при УЗД от 100 до 130 дБ, показали наличие у некоторых из них анатомических изменений барабанной перепонки,появление постоянного смещения порога слышимости. Низкочастотный шум вызывает ухудшение слуха преимущественно в диапазоне низких и средних частот. Клиническая картина профессиональной НСТ инфразвукового генеза до конца не изучена и требует проведения дальнейших исследований.

Вестибулярный синдром (или вестибулярный симптомокомплекс) – представляет сочетание неврологических, соматических и вегетативных расстройств, наступающих при поражении различных отделов вестибулярного анализатора. Наиболее характерное его проявление – головокружение, обычно в виде ощущения вращения окружающих предметов или собственного тела. Этому часто сопутствуют тошнота, рвота, нарушение координации движений, спонтанный нистагм. Начальные симптомы вестибулярного синдрома проявляются ухудшением субъективное состояние человека. Прогрессирование болезни приводит к двигательным нарушениям, что создает серьезные трудности выполнения профессиональной деятельности, требующей быстрых и точных движений и перемещений тела в пространстве и работы на высоте, поэтому в ряде случаев необходимо будет принимать решение о прекращении работы.

Расстройства вегетативной нервной системы характеризуется наличием разнообразных жалоб, что указывает на формирование нарушений в ЦНС. Появлениена следующих этапах эмоциональных нарушений (снижение настроения, раздражительность и др.) и вовлечение в процесс вегетативной нервной системы (повышенная потливость, акроцианоз, лабильность частоты сердечных сокращений и артериального давления и др.) указывает на наличие одного из синдромов в виде астенического,астеновегетативного, астенодепрессивного, неврастенического и вегетососудистого. Расстройства вегетативной нервной системы могут предшествовать патологии органа слуха. Этап вегетативных нарушений может продолжаться в течение нескольких лет с последующим формированием таких нозологических форм как гипертоническая болезнь и/или дисциркуляторная энцефалопатия.

К ПОЗ при действии ИЗ можно отнести болезни органов дыхания (хронический бронхит и эмфизема легких), глаз и кожи, что обусловлено прямым воздействием инфразвуковых колебаний на органы и ткани человека[8,14, 19–21].

Таким образом, действие производственного ИЗ приводит к развитию несколькихсимптомокомлексов. Это позволило научным коллективам Санкт-Петербурга в конце ХХобосновать предложения объединить комплекс патологических изменений в организме человека при воздействии ИЗ в виде самостоятельного заболевания – инфразвуковая болезнь [8, 14, 21]. Некоторые авторы на основании полученных собственных данных о неблагоприятном действии высокоинтенсивного ИЗ и низкочастотного шума предложили использовать термин «виброакустическая болезнь»[22–24].

*Заболеваемость, обусловленная сочетанным действием шума и ИЗ.*Несомненно, что на рабочих местах в реальных ситуациях (на предприятиях, в транспорте, на селитебной территории), работающие не подвергаются воздействию «чистого» ИЗ. Как правило, для акустической обстановки на производстве характерно наличие широкополосных акустических колебаний с инфразвуковой составляющей.Сочетанное действие шума и ИЗ вызывает у работающих заболевания, характерные как для шума, так для ИЗ, а слуховой анализатор, сердечно-сосудистую и нервную систему следует рассматривать в качестве критических систем и органов. Такое действие, как правило, характеризуется синергетическим эффектом в отношении слухового анализатора и других органов [9–11].

Длительная экспозиция шума и ИЗ приводит к нарушению костного и воздушного звукопроведения в одинаковой степени по всему диапазону частот. Первые клинические признаки нарушения слуха по данным тональной пороговой аудиометрии появляются через два года экспозиции шума и ИЗ [25–28]. Вероятность развития профессиональной НСТ при сочетанном действии шума и ИЗ выше, чем при изолированном действии широкополосного шума, при стаже работы свыше 15 лет. При продолжительности работы 5–10 лет она практически соответствует оценкам стандарта ISO 1999:1990 [9–11, 29].

Клиническая картина экстраауральных эффектов сочетанного действия шума и ИЗ характеризуется многообразием симптомокомплексов в виде смешанной вестибулопатии, функциональных нарушений вегетативной и центральной нервной системы, заболеваний органов дыхания и сердечно-сосудистой системы, то есть развитием заболеваний, характерных как для действия шума, так и для ИЗ.

Таким образом, клиническим проявлением сочетанного действия шума и ИЗ является шумо-инфразвуковая патология.

*Правильность оформления документации.*Для установления причинно-следственной связи ПЗ с условиями труда важное место занимает правильность оформления документации, в которой должен быть проведен анализ профессионального маршрута по данным копии трудовой книжки, санитарно-гигиенической характеристики условий труда с

указанием спектральной характеристики и эквивалентных уровней производственного шума и ИЗ, амбулаторной карты с указанием перенесенных заболеваний и результатов исследования врачей специалистов при профилактических медицинских осмотров.

Средства защиты от высокоинтенсивного производственного шума

В соответствии с требованиями по технике безопасности на рабочих местах, где не удается добиться снижения шума до ПДУ техническими средствами или это невозможно по технико-эксплуатационным соображениям, следует применять средства индивидуальной защиты (СИЗ), основное предназначение которых перекрыть пути проникновения акустических колебаний в организм.

Несмотря на такие жесткие требования количество работающих, страдающих от его неблагоприятного воздействия, не уменьшается. Основными причинами этого является недостаточная эффективность СИЗ от шума, отсутствие СИЗ от высокоинтенсивного шума и инфразвука, слабый административный контроль за использованием СИЗ на рабочих местах. Ситуация усугубляется еще и тем, что эффективность большинства СИЗ в рабочих условиях в два раз и более ниже указанной изготовителем[30].

Выбор СИЗ от шума следует производить применительно к характеру спектра и к уровню шума на рабочих местах.

В таблице 7 приведены рекомендации по использованию СИЗ в зависимости от уровня звука и спектра шума.

Таблица 7

Рекомендуемые СИЗ от шума, в спектре которого преобладают средние и высокие частоты

Частотный диапазон, Гц	**Уровень звука**	**Средства индивидуальной защиты**	
		Тип	**Эффективность, дБ**
100 – 8000 Гц	до 100 дБА	Вкладыши	20 – 30
		Наушники	20 – 40
	100 - 110 дБА	Наушники совместно с вкладышами	30 – 50
	110 – 125 дБА	Шлем	20 – 50
	свыше 125 дБА	Шлем совместно с жилетом	20 – 50

В настоящее время на промышленных объектах наиболее широко используются наушники, что связано с их достаточной эффективностью

при уровнях шума до 110 дБА и хорошими эксплуатационными эргономическими свойствами. Для усиления их акустической эффективности, особенно при смещении акустического спектра в область низких частот используются вкладыши.

При уровнях свыше 110 дБА необходима защита не только воздушного пути передачи звука в орган слуха, но костного пути. Поэтому здесь целесообразно использовать противошумный шлем, который обеспечивает перекрытие обоих путей передачи звука в улитку органа слуха.При уровнях шума свыше 125 дБА необходима защита не только органа слуха, но и грудной клетки, и брюшной полости, чтобы обеспечить защиту последних от прямого действия звуковых волн. Для этого рекомендуется дополнительно использовать противошумные жилеты[31].

Для оценки акустической эффективности (заглушающей способности) противошумов (наушники, вкладыши) используется упрощенный метод измерения с помощью микрофонов, расположенных в устройстве для испытаний и снаружи [ГОСТ Р 12.4.213–99], и субъективный метод измерения поглощения шума по результатам пороговой аудиометрии, проводимой в специальном помещении [ГОСТ Р12.4.211–99]. Существующие методы позволяют оценить эффективность СИЗ от шума в диапазоне частот 63–8000 Гц.

С целью повышения надежности акустической эффективности СИЗ от шума предлагается, кроме вышеуказанных методов, в качестве обязательного этапа проводить их испытания в натурных условиях с использованием медицинских критериев, поскольку только при непосредственном участии конечного потребителя можно прямым способом установить степень защиты человека от неблагоприятного влияния шума. Учитывая особенности симптомокомплекса, характерного для шумовой патологии (нейросенсорная тугоухость, артериальная гипертензия, вегето-сосудистые нарушения), при проведении испытания эффективности СИЗ от шума необходимо использовать методы, позволяющие дать адекватную оценку изменений состояния органа слуха, сердечно–сосудистой системы, центральной нервной систем и уровня работоспособности. Кроме того, в процессе натурных испытаний можно оценивать эргономические и эксплуатационные характеристики противошумов. Использование комплексного подхода, который включает технические и медицинские способыпозволит установить реальные величины защитных свойств СИЗ от шума [1, 32–35].Кроме того, в процессе натурных испытаний можно оценивать эргономические и эксплуатационные характеристики противошумов.

Серьезные трудности возникают для защиты персонала от производственного шума, в спектре которого преобладают акустические колебания ниже 100 Гц. Воздействие на человека акустических колебаний

при высоких уровнях и наличие в спектре низких и инфразвуковых частот приводит к формированию экстраауральных эффектов в виде ощущения вибрации тела, головы, внутренних органов грудной и брюшной полости. Это связано с прямым действием акустических колебаний на механорецепторы и проприорецепторы, резонансом внутренних органов и полостей, распространением упругих волн по тканям. Этот феномен получил название «воздушная вибрация». Принято считать, что при уровнях звука свыше 125 дБА и общим уровне звукового давления ИЗ свыше 100 дБ Лин рекомендуется защищать не только органа слуха и головы, но и грудную клетку, и брюшную полость. Для этого рекомендовано использовать комплекс специальных средства защиты, в который должны входить противошумные шлемы и противошумный жилет, обладающие акустической эффективностью в области низких частот и ИЗ. Это новый класс технических СИЗ, предназначенный для защиты человека от аурального и экстрааурального действия высокоинтенсивного шума и ИЗ [8, 12, 31].

В таблице 8 даны рекомендации по использовании СИЗ для низкочастотного акустического диапазона.

В отличие от противошумов, стандартизированной методики исследования акустической эффективности противошумного шлема и жилета нет. Как правило, для этого используют измерение уровня звука с помощью микрофона, размещенного в подшлемном пространстве, с использованием манекена головы [36]. С нашей точки зрения, использование микрофона в подобных условиях носит спорный характер, поскольку в формировании звукового поля в замкнутом пространстве с ограниченным объемом имеется много неучтенных факторов и это не соответствует требованиям при измерении микрофоном, предъявляемым ГОСТ 31296.2–2006.

Таблица 8

Рекомендуемые СИЗ от шума, в спектре которого преобладают низкие частоты и инфразвук

Частотный диапазон, Гц	**Уровень звука**	**Средства индивидуальной защиты**	
		Тип	Эффективность, дБ
от 100 Гц и ниже	100 – 110 дБЛин	Шлем	5 – 15
	свыше 110 дБЛин	Шлем совместно с жилетом	5 – 15

В последние годы были проведены комплексные научные исследования по созданию экстраауральных СИЗ от высокоинтенсивного

шума и шума, в спектре которого преобладают низкие частоты и ИЗ. Это позволили разработать требования к лабораторной базе, создать экспериментальные установки для акустического моделирования [37, 38], обосновать методику, позволяющую давать комплексную оценку эффективности таких СИЗ в инфразвуковом-звуковом диапазонах частот [36], и метод оценки эффективности защиты костно-тканевого пути проведения звуковых колебаний [39]. Созданные экспериментальные образцы противошумного шлема и жилета прошли натурные и лабораторные испытания, нашли поддержку со стороны заинтересованных специалистов [31]. Несмотря на определенные достижения, необходимо продолжить научно-практическую работу в данном направлении.

Таким образом, работа по созданию экстрааурaльных средств защиты от высокоинтенсивного шума, низкочастотного шума и ИЗ является важной современной проблемой по защите от вредного действия производственного шума.

Важная роль в обеспечении защиты от производственного шума принадлежит организационно-техническим мероприятиям по оптимизации условий профессиональной деятельности (применение коллективных средств защиты от шума, снижение продолжительности пребывания в зоне шума, чередование периодов работы и отдыха и др.). В «пассивный период» акустической нагрузки важно создать комфортные акустические условия и можно проводить реабилитационные мероприятия.

Правильное организация комплекса лечебно-профилактических мероприятий, включающих предварительные и периодические медицинские осмотры, обследование и лечение в специализированных медицинских учреждениях, и внедрение методических рекомендации по экспертной оценке позволит существенно снизить риск развития шумовой и инфразвуковой патологии [40, 41].

Заключение

Шум и ИЗ относятся к вредным производственным факторам, которые широко распространенны на промышленных объектах и транспорте. Несмотря на проводимые мероприятия по борьбе с шумом, удельный вес промышленных предприятий, не отвечающих санитарно-эпидемиологическим требованиям по уровню шума, с каждым годом увеличивается. Производственный шум имеет ряд особенностей, которые оказывают влияние на заболеваемость и профилактику неблагоприятных последствий.

Длительная работа во вредных условиях труда, обусловленных наличием шума и ИЗ, приводит к формированию ряда профессиональных и профессионально обусловленных заболеваний. Одновременное действие интенсивного шума и инфразвука приводит к усугублению патологии.

Профилактика неблагоприятного действия производственного шума и ИЗ должна быть комплексной и проводиться с учетом оценки условий труда на рабочих местах. Она должна включать средства защиты от шума (коллективные и индивидуальные), организационно-технические и лечебно-профилактические мероприятия.

В РФ создана государственная система за оценкой условий труда при наличии вредных и опасных производственных факторов, которая требует дальнейшего развития и совершенствования. Важное место в ней отводится федеральному закону «О специальной оценке условий труда» № 426-ФЗ от 28.12.2013 г., действие которого направленно на унификацию системы оценки условий труда, основанной на учете рисков здоровью.

Список литературы

1. Измеров Н.Ф., Суворов Г.А., Прокопенко Л.В. Человек и шум. – М.: ГЭОТАР-МЕД, 2001. – 384 с.

2. Жданько И.М., Зинкин В.Н., Солдатов С.К., богомолов А.В., Шешегов П.М. Фундаментальные и прикладные аспекты профилактики неблагоприятного действия авиационного шума // Авиакосмическая и экологическая медицина. – 2014. – Т. 48, № 4. – С. 5-16.

3. Зинкин В.Н. Актуальные вопросы обеспечения работоспособности и сохранения здоровья инженерно-технического состава авиатранспортных предприятий // Актуальные проблемы транспортной медицины. – 2014. – Т.1, № 2 (36). – С.28-45.

4. О состоянии санитарно-эпидемиологического благополучия населения в Российской Федерации в 2013 году: государственный доклад. – М.: Федеральная служба по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия, 2014. – 191 с.

5. Панкова В.Б. Новые регламенты диагностики профессиональной тугоухости // Вестникоториноларингологии. – 2014. – № 2. – С.44-88.

6. Карпова Н.И., Малышев Э.Н. Низкочастотные акустические колебания на производстве. – М.: Медицина, 1981. – 192 с.

7. Измеров Н.Ф., Суворов Г.А., Куралесин Н.А. и др. Инфразвук как фактор риска здоровью человека (гигиенические, медико-биологические и патогенетические механизмы). – Воронеж, 1998. – 275 с.

8. Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М., Орихан М.М. Инфразвук как вредный производственный фактор // Безопасность жизнедеятельности. – 2013. – №9. – С.2-9.

9. Свидовый В.И., Зинкин В.Н., Солдатов С.К. и др. Особенности условий труда и заболеваемости инженерно-технического состава авиации // Профилактическая и клиническая медицина. – 2006. – №2. – С.46-48.

10. Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М., Драган С.П. и др. Особенности сочетанного действия шума и инфразвука на организм // Безопасность жизнедеятельности. – 2011. – №9. – С.2-10.

11. Зинкин В.Н., Богомолов А.В., Драган С.П., Ахметзянов И.М. Кумулятивные медико-биологические эффекты сочетанного действия шума и инфразвука // Экология и промышленность России. – 2012. – № 3. – С.6-49.

12. Зинкин В.Н., Богомолов А.В., Ахметзянов И.М., Шешегов П.М. Экологические аспекты безопасности жизнедеятельности населения, подвергающегося действию авиационного шума // Теоретическая и прикладная экология. – 2011. – № 3. – С.97-101.

13. Зинкин В.Н., Богомолов А.В., Кукушкин Ю.А. и др. Медико-социальные аспекты экологической безопасности населения, подвергающегося кумулятивному действию авиационного шума // Экология промышленного производства. – 2011. – № 2. – С.9-14.

14. Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М. Экологические, производственные и медицинские аспекты инфразвука // Защита от повышенного шума и вибрации / Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. – Санкт-Петербург, 2013. – С. 177-198.

15. Борьба с шумом на производстве: Справочник / Под общ. ред. Е.Я.Юдина. – М.: Машиностроение. – 1985. – 400 с.

16. Gierke U. Effects of infrasound of man // Colloq. inter. CNRS. - Paris, 1974. - P.415-435.

17. Березовский В.А., Колотилов Н.Н. Биофизические характеристики тканей человека. – Киев: Наукова думка. – 1990. – 224 с.

18. О состоянии профессиональной заболеваемости в Российской Федерации в 2011 году//Информационный сборник статистических и аналитических материалов / ВБУЗ ФЦГиЭ Роспотребнадзора. – М., 2012. – 48 с.

19. Солдатов С.К., Бухтияров И.В., Зинкин В.Н. и др. Профессионально обусловленная заболеваемость авиационных специалистов // Медицина труда и промышленная экология. – 2010. – № 9. – С.35-40.

20. Свидовый В.И., Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М., Палишкина Е.Е., Газизова И.Р. Оценка риска развития производственно обусловленных и профессиональных заболеваний у авиационных специалистов // Профилактическая и клиническая медицина. – 2008. – № 1. – С.49-51.

21. Зинкин В.Н., Свидовый В.И., АхметзяновИ.М.Неблагоприятное влияние низкочастотных акустических колебаний на органы дыхания // Профилактическая и клиническая медицина. – 2011. – № 3. – С.280-284.

22. Castelo Branco N.A.A., Alves-Pereira M. Vibroacoustic disease – current concepts // 11-th International Congress on Sound and Vibration. – СПб., 2004. – P. 1775—1782.17.

23. Branco N.Clinical stages of vibroacoustic disease for health professional continuous research // Mat. 12th int. sym. – Lisbon, 2005. – P. 145-151.

24. Alves-Pereira M., Castelo Branco N.A. Vibroacoustic disease: biological effects of infrasound and low-frequency noise explained by mechanotransduction cellular signaling // Prog. Biophys. Mol. Biol. –2007. – Vol. 3(1-3). – P.256-279.

25. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Шешегов П.М. Особенности патологического действия авиационного шума на орган слуха инженерно-технического состава авиации // Вестник оториноларингологии. – 2007. – №6. – С.25-29.

26. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Шешегов П.М. Особенности патологического действия авиационного шума на орган слуха инженерно-технического состава авиации // Российская оториноларингологии. – 2007. – № 6. – С.69-74.

27. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Шешегов П.М. Действие авиационного шума на орган слуха специалистов Военно-воздушных сил // Военно-медицинский журнал. – 2009. – № 3. – С.54-58.

28. Ушаков И.Б., Ромасюк С.И., Шешегов П.М и др. Действие авиационного шума на орган слуха специалистов инженерно-технического состава ВВС // Военно-медицинский журнал. – 2006. – № 7 – С.59-62.

29. АхметзяновИ.М., ЗинкинВ.Н., ПетреевИ.В., Драган С.П. Гигиеническая оценка сочетанного действия шума и инфразвука на организм военнослужащих // Военно-медицинский журнал. – 2011. – № 11. – С.44-50.

30. Денисов Э.и., Морозова Т.В., Аденинская Е.Е., Курьеров Н.Н. Проблема реальной эффективности индивидуальной защиты и привносимый риск для здоровья работников (обзор литературы) // Медицина труда и промышленная экология. – 2013. - № 4. – С.18-25.

31. Солдатов С.К., Богомолов А.В., Зинкин В.Н. и др. Средства и методы защиты от авиационного шума: состояние и перспективы развития // Авиакосмическая и экологическая медицина. – 2012. – Т.45, № 5. – С.3-11.

32. Зинкин В.Н., Кукушкин Ю.А., Богомолов А.В., Солдатов С.К., Алексеенко М.С. Исследование эффективности средств индивидуальной и коллективной защиты от шума на основе оценки потенциальной ненадежности профессиональной деятельности авиационных специалистов // Безопасность жизнедеятельности. – 2010. – № 11. – С.2-6.

33. Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М., Солдатов С.К., Богомолов А.В. Медико-биологическая оценка эффективности средств индивидуальной зашиты от шума // Медицина труда и промышленная экология. – 2011. – №4. – С.31-36.

34. Зинкин В.Н., Кукушкин Ю.А., Богомолов А.В., Солдатов С.К., Шешегов П.М. Анализ эффективности средств защиты от шума во взаимосвязи с профессиональной надежностью специалистов «шумовых» профессий // Медико-биологические и социально-психологические проблемы безопасности в чрезвычайных ситуациях. – 2011. – №3. – С.70-76.

35. Свидовый В.И., Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М. Методы оценки эффективности средств индивидуальной зашиты от шума и предложения по их совершенствованию // Профилактическая и клиническая медицина. – 2012. – №1. – С.91-97.

36. Драган С.П., Зинкин В.Н., Богомолов А.В., Солдатов С.К., Дроздов С.В. Акустическая эффективность средств защиты от шума // Медицинская техника. – 2013. – № 3. – С.34-36.

37. Зинкин В.Н., Богомолов А.В., Еремин Г.И., Драган С.П. Технология исследования акустической эффективности средств защиты от низкочастотного шума и инфразвука // Мир измерений. – 2011. – № 10. – С.40-45.

38. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Ахметзянов И.М. и др. Методология экспериментальных исследований акустической эффективности средств индивидуальной защиты от шума в области низких частот // Информационно-измерительные и управляющие системы. – 2011. – № 9. – С.62-69.

39. Зинкин В.Н., Шешегов П.М. Технология исследования звукопоглощающей способности материалов на основе тональной аудиометрию // Медицинская техника. – 2014. – № 4. – С.43-47.

40. Зинкин В.Н., Шешегов П.М. Проблемы экспертизы воздействия высокоинтенсивного шума на специалистов Военно-воздушных сил // Военно-медицинский журнал. –2012. –№ 1. –С.51-54.

41. Зинкин В.Н., Шешегов П.М. Методические аспекты врачебной экспертизы воздействия высокоинтенсивного шума на авиационных специалистов // Проблемы безопасности полетов. – 2013. – № 9. – С.30-37.

Снижение шума от объектов большой и малой энергетики

Тупов В.Б.
ФГБОУ ВПО «НИУ «МЭИ», Москва
Tupovvb@mpei.ru

Аннотация: Дан краткий обзор работ по снижению шума от энергетических объектов, прежде всего ТЭЦ и котельных, которые находятся рядом с селитебной территорией. Рассмотрены особенности снижения шума энергетического оборудования, используемого как в большой, так и в малой энергетике. Рассмотрены оригинальные разработки НИУ «МЭИ» по снижению шума от энергетического оборудования. Приводятся примеры снижения шума от наиболее интенсивных источников шума, а именно от паровых выбросов. Даны результаты испытаний глушителей паровых глушителей.

Ключевые слова: ТЭЦ, котельная, борьба с шумом,паровойглушитель, снижение шума**.**

Энергетические объекты являются одними из интенсивных источников шума, снижение негативного воздействия от которых на окружающую среду обязывают законы «Об охране атмосферного воздуха» и «Об охране окружающей природной среды», а санитарные нормы СН 2.2.4/2.1.8.562-96 устанавливают допустимые уровни шума на рабочих местах и территории жилой застройки (селитебной территории). Эксплуатация энергетических объектов связана с повышенным излучением шума, который является источником превышения санитарных норм, как для территории предприятий, так и окружающего района [1]. Особенно это характерно для ТЭЦ и котельных, которые находятся непосредственной близости с селитебной территорией. Опасность шумового воздействия от энергетических объектов обуславливают круглосуточный цикл работы энергетического оборудования, наличие тональные составляющие в спектре излучения некоторого энергетического оборудования [2].

Использование парогазовых установок (ПГУ) и газотурбинных установок (ГТУ), а также оборудования более высоких технических параметров связано с увеличением уровней звукового давления в окружающем районе.

Превышение допустимых норм от постоянно работающего энергетического оборудования может достигать для территорий жилых зон 20-30 дБ, а от временных источников — 35-45 дБ [3, 4]. Поэтому проблема снижения шумового воздействия от энергетических объектов является

актуальной. Вопросы снижения шума, кроме энергетических объектов, занимают важное место во многих производствах: металлургической, химической, строительной и других.

НОЦ «Снижение шума энергетического оборудования» Национального исследовательского университета МЭИ опирается на более тридцатилетний опыт успешной работы в проведении комплексных работ по снижению шума от энергетического оборудования: аварийных сбросов пара в атмосферу; газовых турбин; парогазовых установок; тягодутьевых машин; ГРП; РОУ; градирен; трансформаторов; насосов и компрессоров. Наиболее интересными работами, выполненнымиза последние два-три года, являются исследования по:

1. определению геометрических размеров многоступенчатых глушителей на основе нахождения минимума дисконтированных затрат;
2. математическому 3D моделированию, прежде всего, для обеспечения минимального аэродинамического сопротивления глушителей;
3. учету влияния климатических факторов (температуры, влажности) на значение требуемого снижения уровня шума;
4. визуализации и увеличение точности акустических расчетов, позволяющих наиболее полно учесть влияние на распространения шума от энергетического оборудования зданий и сооружений, рельефа местности и других факторов с помощью современных пакетов программ для акустических расчетов;
5. разработке новых высокоэффективных глушителей.

Результаты научных исследований были опубликованы в [6-11] и доложены на конференции [14].

В настоящей работе основное внимание уделяется практическим мероприятиям по снижению шума от объектов большой и малой энергетики, которые ранее нигде не докладывались и публиковались. Это прежде всего мероприятия, которые по рекомендациям НОЦ «Снижение шума энергетического оборудования» НИУ МЭИ были установлены и испытаны в 2013-2014 г., а именно:

1. Паровые глушители на Казанской ТЭЦ-2 на котлах №№7-12 в 2014 г.;
2. Паровые глушители на ТЭЦ-8 на котлах №№10,14 филиал ОАО Мосэнерго в 2014 г.,
3. Глушитель на паровом выбросе БРОУ котла-утилизатора ТЭЦ-9 ОАО Мосэнерго в 2014 г.;
4. Глушители газовых трактов трех котлов ТЭЦ-9 ОАО Мосэнерго в 2013 г;

5. Глушители воздухозаборов водогрейного котла ПТВМ-100 ТЭЦ-9 ОАО Мосэнерго в 2013 г.
6. Глушители воздухозаборов трех котлов ТЭЦ-16 ОАО Мосэнерго в 2014 г.;
7. Экран для градирен на ТЭЦ-16 ОАО Мосэнерго в 2014 г;
8. Специальные глушители для снижения шума от оконных проемов турбинного цеха ТЭЦ-16 ОАО Мосэнерго в 2014 г.

Кроме этого комплекс работ в 2014-2015 гг. г. проводился по снижению шума от трех котельных в г. Мценске, а в 2013 г.─ по большому количеству источников шума на ТЭЦ-23 ОАО Мосэнерго. Результаты по этим двум комплексным работам будут рассмотрены отдельно.

Результаты работ по снижению шума газовых трактов трех котлов ТЭЦ-9 филиала ОАО Мосэнерго были опубликованы в [13-14].

Рассмотрим ниже результаты измерений по первым трем работам, которые посвящены различным случаям выброса пара.

Для снижения шума выброса пара от ГПК и продувки котлов БКЗ ст.№№7-12 Казанской ТЭЦ-2 в НИУ МЭИ разработан многоступенчатый комбинированный глушитель шума. Фотография испытаний глушителя шума приведена на Рис. 1. Глушитель содержит многоступенчатый корпус, состоящий из двух ступеней шумоглушения и камеры расширения. Первая ступень шумоглушения предназначена для плавного снижения скорости и давления сбрасываемого пара. Для плавного расширения потока пара в первой ступени глушителя применена спирально свернутая сетка. Для снижения скорости пара до расчётной величины на выходе второй ступени расположена камера расширения. Снижение шума до требуемой величины осуществляется в третьей ступени шумоглушения, состоящей из трёх концентрических кассет и облицовки внутренней поверхности корпуса глушителя звукопоглощающим материалом (ЗПМ). В таблице 1 и на Рис. 2 приведены результаты испытаний глушителя при срабатывании ГПК и продувки пароперегревателя котла ст. №11 на расстоянии 15 м от него. Видно, что уровни звукового давления при сбросе пара через глушитель от ГПК меньше значений предельного спектра в 110 дБА. При сбросе пара через глушитель при продувке котла уровень звука составил 92,1 дБА на расстоянии 15 м от него.

Для снижения шума выброса пара при пусках ПГУ через БРОУ 140/13 ТЭЦ-9 филиал ОАО «Мосэнерго» авторами была разработана конструкция глушителя шума, позволяющая обеспечить заданный уровень звука 80 дБА на расстоянии 15 м от шумоглушителя. Глушитель представляет собой диссипативный глушитель, установленный в цилиндрическом корпусе. Общий вид глушителя сброса пара от БРОУ ПГУ ТЭЦ-9 филиала ОАО «Мосэнерго» приведен на Рис.3. В момент измерений характеристики сбросного пара были следующие: расход пара через глушитель 41,6 т/ч,

давление пара перед клапаном 110 кгс/м^2, температура пара перед клапаном 507 ^{0}С. Из таблицы 2 видно, что уровень звука при сбросе пара не превысил 78,1 дБА.

Но наиболее интересным решением является снижение шума от ТЭЦ-8 филиал ОАО Мосэнерго. Для снижения шума выброса пара через выхлопные трубопроводы от ГПК котла ТГМ-96А ст.№10,14 ТЭЦ-8 филиала ОАО «Мосэнерго» в НИУ «МЭИ» был разработан многоступенчатый комбинированный глушитель шума. Глушитель защищен патентом на полезный образец [15]. Испытания по определению акустической эффективности глушителей проводились 22 января 2015 г. На Рис. 4 показан общий вид системы шумоглушения сброса пара котла ТГМ-96А ТЭЦ-8 филиала ОАО «Мосэнерго». Всего на каждый котел здесь установлены по две системы шумоглушения, каждая из которых состоит из двух глушителей шума. Глушитель содержит многоступенчатый корпус, состоящий из двух ступеней шумоглушения и камеры расширения. Первая ступень шумоглушения предназначена для плавного снижения скорости и давления сбрасываемого пара. Для плавного расширения потока пара в первой ступени глушителя применена спирально свернутая сетка, а также предусмотрены два этапа расширения пара. Для снижения скорости пара до расчётной величины на выходе второй ступени расположена камера расширения. Снижение шума до требуемой величины осуществляется в третьей ступени шумоглушения, состоящей из центрального элемента в виде кулисы с обтекателем и облицовки внутренней поверхности корпуса глушителя звукопоглощающим материалом (ЗПМ). Внутри ступеней шумоглушения расположен негигроскопичный звукопоглощающий материал, который удерживается от выдувания с помощью стеклоткани и перфорированных цилиндрических металлических обечаек. На выходе второй ступени шумоглушения расположена крыша для предотвращения попадания атмосферных осадков во внутренние полости глушителя. Общая масса глушителя составляет 950 кг. Системы шумоглушения состоят из двух глушителей шума выброса пара, установленных на коллекторах, объединяющих попарно выхлопные трубопроводы (Рис.4). Из таблицы 3 видно, что уровни звукового давления во всех октавных полосах и уровень шума по шкале «А» не превышают предельно-допустимый уровень звука в 110 дБА для прерывистого шума при сбросе пара через глушитель, а акустическая эффективность паровых глушителей составляет 12,1-34,1 дБ для среднегеометрических частот от 31 до 8000 Гц.

На Рис. 6 дано сравнение требуемой и фактической эффективности глушителей шума выброса пара для выхлопных трубопроводов после ГПК котла ст.№ 10 ТЭЦ-8 филиала ОАО «Мосэнерго» из которой видно, что фактическая эффективность глушителя выше требуемой для всех среднегеометрических частотах.

Комплексное снижение уровня шума от энергетического оборудования, включающее использование оптимальных технических решений для снижения шума интенсивных источников шума с учетом, как технических характеристик, так и природных данных позволяет получать требуемое снижение с минимальными затратами. Для снижения шума энергетического оборудования рекомендуются глушители НИУ «МЭИ», которые прошли практическое опробование и учитывают требования и специфику работы на объектах энергетики. В настоящее время всего эксплуатируются более 370 глушителей.

Работа выполнена при финансовой поддержки Минобрнауки России (в рамках проектной части государственного задания в сфере научной деятельности №13.685.2014/К).

Рис.1 Глушитель шума выброса пара для выхлопных трубопроводов котла ст.№11 Казанской ТЭЦ-

Таблица 1

Результаты испытаний глушителя при срабатывании ГПК и продувки пароперегревателя котла ст.№11 на расстоянии 15 м (25 декабря 2014 г.)

Наименование	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Уровень звука, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Предельный спектр для 110 дБА	125	119	114	110	107	105	103	102	100	110
Акустический фон	70,3	66,9	63,7	68,3	69,7	72,0	75,1	77,3	74,3	81,9
Выброс пара в атмосферу (ГПК)	88,0	97,6	103,2	104,0	104,7	102,7	100,8	97,7	92,4	109,3
превышение	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Выброс пара в атмосферу (продувка)	79,7	77,0	79,8	83,3	79,6	79,0	87,4	86,5	83,6	92,1
превышение	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

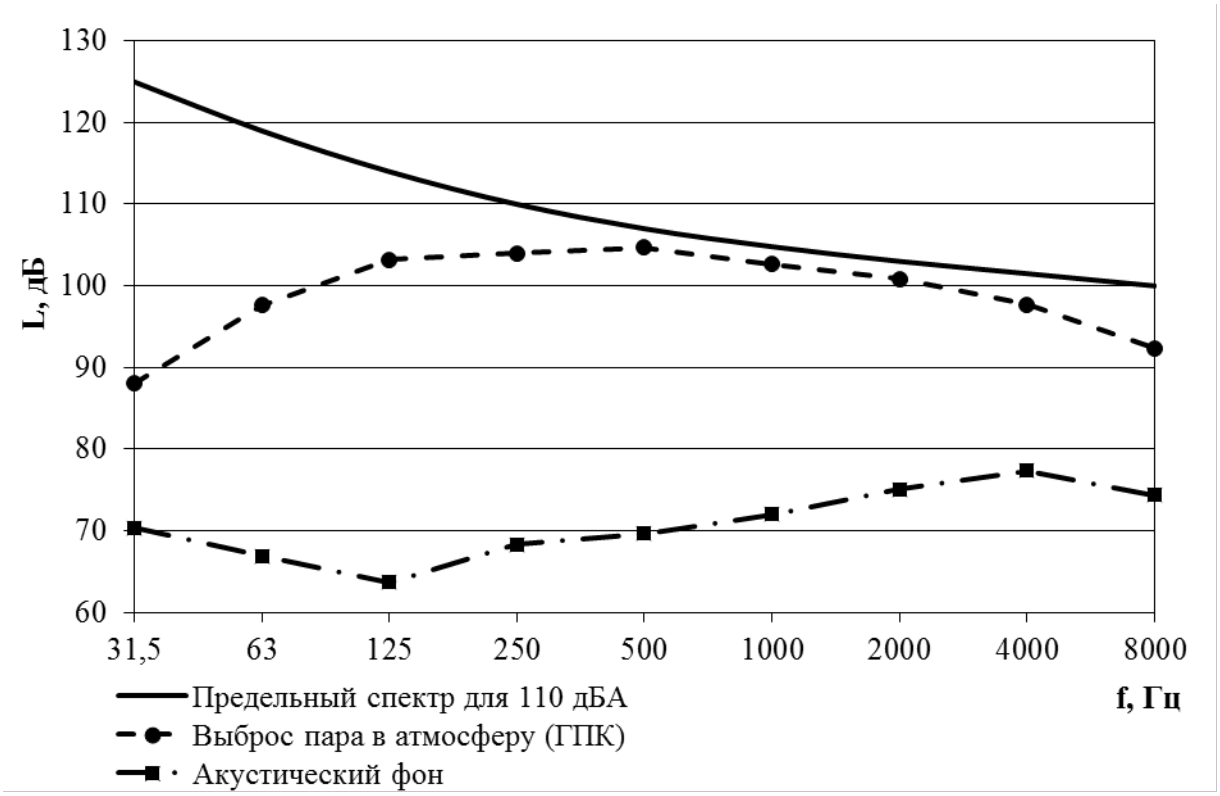


Рис. 2 Результаты испытаний глушителя при срабатывании ГПК и продувки пароперегревателя котла ст.№11 на расстоянии 15 м

Рис. 3 Общий вид глушителя сброса пара от БРОУ ТЭЦ-9 филиала ОАО «Мосэнерго»

Таблица 2

Результаты уровней звукового давления после установки глушителя на БРОУ ТЭЦ-9 ОАО Мосэнерго на расстоянии 15 м (15 июля 2014 г.)

Наименование	**Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**									**Уровень звука, дБА**
	31,5	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	
фон	70,9	66,5	67,0	61,8	56,6	54,5	71,4	66,1	61,2	74,0
Допустимые нормы для рабочих зон	107,0	95,0	87,0	82,0	78,0	75,0	73,0	71,0	69,0	80,0
Сброс пара через глушитель	85,9	89,2	87,0	79,2	72,4	67,6	68,4	67,2	59,9	78,1

Рис.4 Общий вид системы шумоглушения сброса пара котла ТГМ-96А ТЭЦ-8 филиала ОАО «Мосэнерго»

Таблица 3

Акустическая эффективность глушителя шума сброса пара котла ТГМ-96А ТЭЦ-8 филиала ОАО «Мосэнерго» в 15 м от места сброса пара

Наименование	**Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**									**Уровень звука, дБА**
	31,5	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	
Предельно допустимый уровень для прерывистого звука	125	119	114	110	107	105	103	101,5	100	110
без глушителя шума	101,2	104,5	111,9	118,1	124,0	129,5	130,4	128,6	123,9	135,5
превышение	-	-	-	*8,1*	*17,0*	*24,5*	*27,4*	*27,1*	*23,9*	*25,5*
с глушителем шума	84,9	94,3	91,0	93,8	94,3	95,9	98,7	99,4	98,7	105,1
превышение	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Акустическая эффективность	16,3	10,2	20,9	24,3	29,7	33,6	31,7	29,2	25,2	30,5

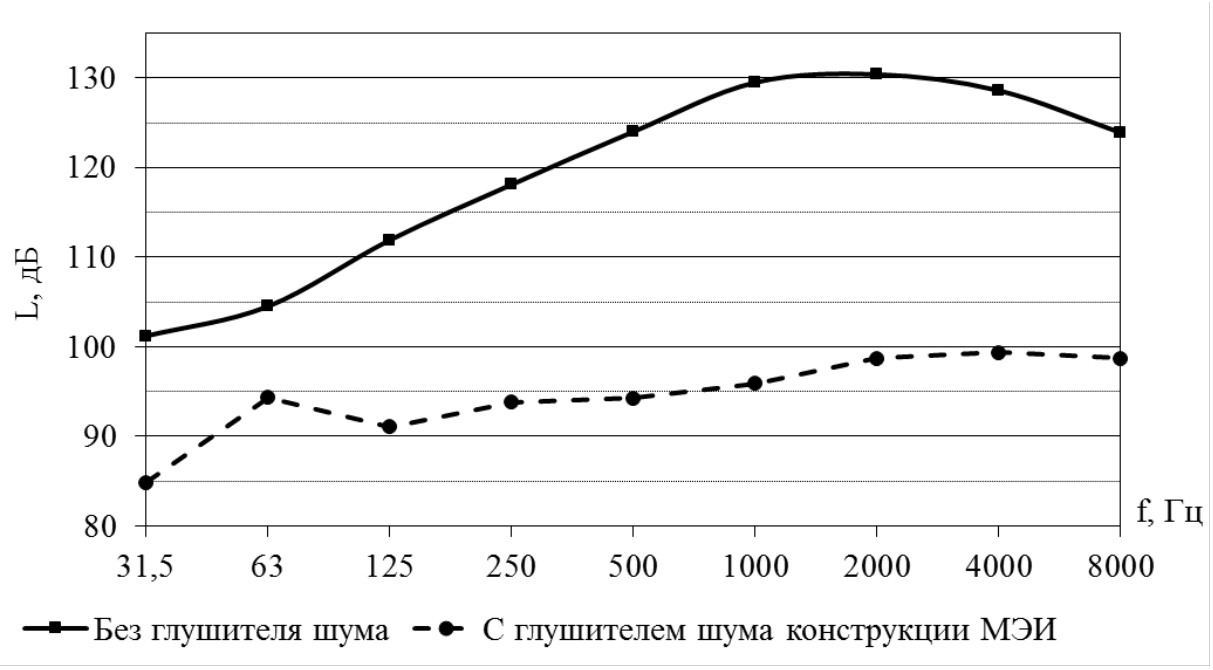


Рис. 5. Уровни звукового давления в 15 м от выброса пара на ТЭЦ-8 ОАО Мосэнерго

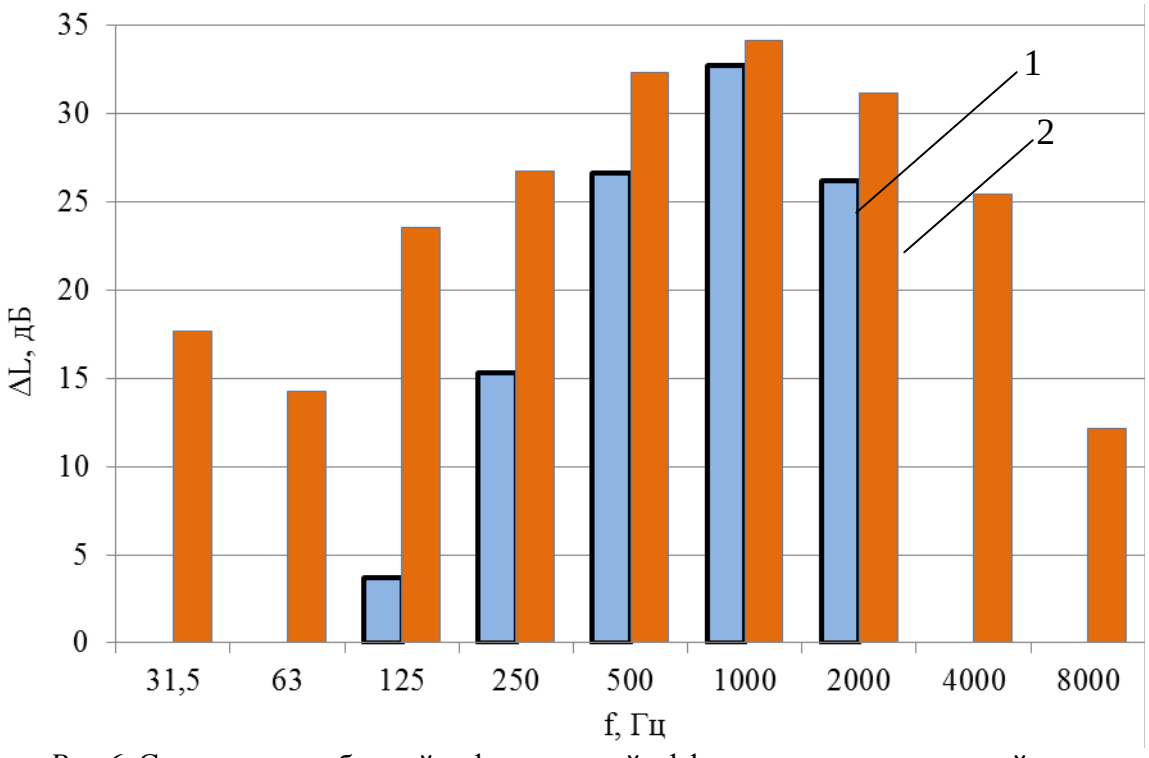


Рис.6. Сравнение требуемой и фактической эффективности глушителей шума выброса пара для выхлопных трубопроводов после ГПК котла ст.№ 10 ТЭЦ-8 филиала ОАО «Мосэнерго»: *1* – требуемое снижение; *2* – акустическая эффективность глушителя.

Список литературы

1. *Тупов В.Б.* Факторы физического воздействия ТЭС на окружающую среду. М.: Издательский дом МЭИ, 2012. -284 с.
2. *Тупов В.Б.* Снижение шума от энергетического оборудования М.: Изд-во МЭИ, 2005,-232 с.
3. *Тупов В.Б.* Эффективные решения по снижению шума в энергетике // Сб. тр. III Всерос. науч.-практ. конф. “Защита населения от повышенного шумового воздействия”. Санкт-Петербург, 22–24 марта 2011 г.
4. *Tupov V.* The development of complex silencers for large power stations // 41th Intern. Congress on Noise Control Engineering. N.Y., USA, August 19–22, 2012.
5. *Тупов В.Б.* Комплексное снижение шума от энергетического оборудования // IV Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «Защита населения от повышенного шума и вибрации», 26-28 марта 2013 г. Санкт-Петербург, с.233-246
6. *Тупов В.Б.* Метод обоснования технических решений для многоступенчатых пластинчатых глушителей энергетических газовоздухопроводов // Теплоэнергетика. 2013. № 8. С. 53–56.
7. *Тупов В.Б., Тараторин А.А.* Влияние климатических факторов и поверхности земли на требуемое снижение уровня шума от энергетического оборудования //Теплоэнергетика.2013. №7. С.37-42.
8. *Медведев В.Т., Тупов В.Б., Тараторин А.А., Тупов Б.В*. Визуализация шумового загрязнения от ТЭС // Электрические станции. №3. 2014. С. 29-32
9. *Тупов В.Б.* Комплекс мероприятий по снижению шума от ТЭС // Электрические станции. 2013. № 3. С. 26–31.
10. *Тупов В.Б., Тараторин А.А.* Особенности излучении шума недорасширенной паровой струи// Сборник трудов IV Международного экологического конгресса «Экология и безопасность жизнедеятельности промышленно-транспортных комплексов», 18-22 сентября 2013 г., г.Тольятти.С.259-264
11. *Зройчиков Н.А., Прохоров В.Б., Тупов В.Б., Архипов А.М., Фоменко М.В*. Возможные пути снижения воздействия объектов теплоэнергетики на окружающую среду // Теплоэнергетика №2, 2015. С.69-76 DOI: 10.1134/S0040363615020125
12. *Тупов Б.В., Медведев В.Т*. Определение длин многоступенчатых глушителей с разной толщиной пластин //Теплоэнергетика. №3, 2014 г. С.66-69
13. *Тупов Б.В., Медведев В.Т.* Многоступенчатые глушители шума газовых трактов с улучшенными технико-экономическими характеристиками //Электрические станции. №8, 2014 г.С.31-32
14. *Тупов В.Б.* Проблемы снижения шума энергетического оборудования //Материалы международной акустической конференции, посвященной 100-летию со дня рождения Е.Я. Юдина, 30 октября 2014 г. / под ред. А.И. Комкина. - Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. С.268-277
15. *Тупов В.Б., Тараторин А.А* Патент на полезную модель №143480. Глушитель шума выброса пара.

Активная и гибридная компенсация низкочастотного звука и вибрации: классификация и многофункциональное использование

Васильев А.В.
Самарский государственный технический университет
avassil62@mail.ru

Аннотация: Рассматривается предлагаемая автором систематизация классификационных признаков и типов классификации систем активной компенсации низкочастотного шума и вибрации. Систематизируются такие классификационные признаки, как периодичность заглушаемого сигнала, сферу действия активной компенсации, направленность приемников и излучателей, тип заглушаемого и компенсирующего сигналов, конструктивное исполнение, тип формирования компенсирующего сигнала, тип используемого компенсирующего источника, тип входного и выходного сигналов, многомерность эффекта компенсации, тип пространства, область применения, сочетание с пассивными методами и др.

Ключевые слова: низкочастотный звук, вибрация, активная компенсация, колассификация

1. ВВЕДЕНИЕ

Традиционные средства снижения шума (звукоизоляция, звукопоглощение) не дают практически никакого эффекта снижения в области низких частот. Использование существующих низкочастотных глушителей зачастую невозможно ввиду необходимых больших габаритов. Снижение габаритов может быть достигнуто путем использования устройств активной и гибридной (активно-пассивной) компенсации [13-18]. Таким образом, крайне актуальным является проведение исследований по разработке теоретических принципов и технических решений по активной и гибридной компенсации низкочастотного звука.

Принцип активной компенсации шума и вибрации, заключающийся в интерференции колебаний источника и компенсирующего источника в противофазе с использованием дополнительной энергии для формирования компенсирующего звукового излучения известен давно. Первые патенты по идее активной компенсации шума путём интерференции с антифазной звуковой волной были получены Хенри Коанда [6, 7], причем заявка на самый ранний из них была подана 21 октября 1930 г., а сам патент выдан 29 декабря 1931 г. Коанда в своих заявках утверждал, что беспокоящий шум может быть заглушен путём интерференции со звуковой волной в

противофазе и предложил две реализации (одна чисто пассивная и одна электронная). Однако предложенные Х. Коанда устройства были акустически некорректны и не годились даже для демонстрационных экспериментов. Поэтому общепризнанным родоначальником метода активной компенсации считается Поль Луэг, подавший заявку на патент 27 января 1933 года (дата приоритета) и получивший патент 9 июня 1936 года, см. [10]. П. Луэг выдвинул основную идею активной компенсации как суперпозицию с фазоинвертированной копией и описал её для одно- и трёхмерных звуковых полей, а также предложил экспериментальные установки по активному подавлению шума. Предложения Луэга были более реалистичны и акустически корректны, но всё ещё далеки от использования на практике.

Первая техническая реализация системы активной компенсации шума появилась в 1953 г. и приведена в работах Олсона и Мэя. Реализованное противозвуковое устройство ("электронный звуковой абсорбер") состоит из микрофона, соединенного с динамиком через электронный контроллер так, что он создает вблизи микрофона акустическое давление, равное и противоположное падающей волне. Х.Ф. Олсон разработал и лабораторные установки, демонстрирующие впервые практическую осуществимость активного шумоглушения. Достигался эффект уменьшения звукового давления вблизи микрофона в области низких частот на 10-25 дБ в 2-3х октавной полосе.

Авторами последующих ранних патентов были французские ученые М. Брют де Ремур и М. Джессель (патент по компенсации звуковых волн, излученных от задаваемого распределения источника путём использования ряда источников Гюйгенса (монополи плюс диполи), распределённых вдоль закрытой оболочки, окружающей первичные источники, сейчас известный как так называемая JMC теория (по Джесселю, Мажану и Каневету).

Бурное развитие техники в 60-70-е гг., сделавшее возможной реализацию оптимальных по быстродействию и качеству алгоритмов управления, обусловило значительный прогресс в технической реализации метода управляемого активного гашения. Как следствие, после этих первых патентов наблюдался целый всплеск в области разработки устройств активной компенсации и их последующего патентования. Однако все эти патенты всё ещё не используются коммерчески.

Практическое использование активной компенсации шума (и частично активной компенсации вибрации) стало возможным только с появлением в 80-х гг. современной цифровой электроники, в частности, адаптивной цифровой обработки сигналов. Были получены патенты по устройствам и улучшенному алгоритму активной компенсации шума в каналах. Коммерческие разработки предлагаются в США компаниями

NelsonIndustries, DigisonixDivision, в Японии компанией Hitachi, а также рядом других компаний. Как отмечает M. Jessel [8], количество публикуемых работ по данной проблеме (в среднем за 10 лет) было: 3 работы в год в 50-е, 15 работ в год в 60-е, 60 в год в 70-е и 120 в год в 1980-1985 гг. В настоящее время публикуется свыше двухсот работ в год, а монографии, посвященные исследованию данного вопроса, содержат до 1700 ссылок. Появился ряд новых областей использования активной компенсации. В связи с этим возникает необходимость разработки и систематизации принципов классификации активной компенсации. Необходимо также рассмотреть возможности многофункционального использования систем активной и гибридной компенсации звука.

2. СИСТЕМАТИЗАЦИЯ КЛАССИФИКАЦИОННЫХ ПРИЗНАКОВ И ТИПОВ АКТИВНОЙ КОМПЕНСАЦИИ ЗВУКА И ВИБРАЦИИ

Предлагаемая автором систематизация классификационных признаков и типов классификации систем активной компенсации низкочастотного звука и вибрации приведена в табл. 1.

Таблица 1

Классификационные признаки и типы систем активной компенсации низкочастотного звука и вибрации

№ п/п	**Классификационный признак**	**Типы классификации**	**Примеры**
1.	Периодичность заглушаемого сигнала	Периодические и непериодические	Шум всасывания или выпуска поршневых машин
2.	По сфере действия	- В каналах (трубопроводах, газоводах) - Активная компенсация для плоских поверхностей - Активная компенсация внутри замкнутого объема - Активная компенсация в открытом пространстве	трубопровод компрессора, вентиляционный канал Компенсация НЧ шума, проходящего через окна зданий и сооружений Компенсация НЧ шума и вибрации внутри салона транспортного средства Компенсация НЧ шума на открытых территориях лечебных и образовательных учреждений, мест отдыха Электродинамические антишумовые наушники

		- Индивидуальная защита от шума и вибрации	
3.	По принципу направленности приемников и излучателей	Вектор или скаляр	Решение классических задач
4.	По типу первоначального (нежелательного) сигнала	Периодический шум Непериодический шум Периодические вибрации Непериодические вибрации Широкополосный шум Узкополосный (тональный) шум Широкополосная вибрация Узкополосная (тональная) вибрация	Шум систем газообмена ДВС Шум транспортных потоков Вибрации, вызванные пульсациями давления в трубопроводе поршневого компрессора; вибрации, передающиеся от ДВС в салон автомобиля Вибрации при работе с отбойным молотком Шум в производственном помещении Шум вентиляторов, дисковой пилы и др. Вибрация корпуса ДВС Вибрация, создаваемая отдельными элементами и системами ДВС
5.	По типу компенсирующего сигнала	Монопольный источник (или их совокупность) Дипольный источник Трипольный источник … Комбинации источников	Однонаправленный громкоговоритель в изолирующей кассете Диполь Свинбенка Триполь Джесселя-Мажана-Каневета Подавление шума и вибрации в

		различных типов	открытом пространстве
6.	По конструктивному исполнению	Адаптивные замкнутые (обратносвязанные) Адаптивные разомкнутые (без обратной связи) Комбинированные (обратносвязанные-без обратной связи) Регенеративные Неадаптивные	Компенсация широкополосного шума Активная виброизоляция Компенсация периодического шума и вибрации с известным опорным сигналом (снижение шума и вибрации ДВС) Компенсация вибрации трубопроводов силовых установок Автономная самоэнергоприводная поршневая установка Компенсация постоянного периодического шума
7.	По типу формирования компенсирующего сигнала	Аналоговые Цифровые	Подавление тональной гармоники периодического шума Все контроллеры для компенсации без обратной связи
8.	По типу компенсирующего источника	Традиционные источники Альтернативные источники	Громкоговоритель Осциллирующий клапан
9.	По входному и выходному сигналам	Одиночный вход и выход (SISO-системы) Многократный вход и выход (MIMO-системы)	Подавление тонального шума Широкополосное подавление
10.	По многомерности эффекта компенсации	Одномерные Плоские Трехмерные	Активная компенсация шума систем газообмена Активная компенсация вибрации на плоской поверхности Активная компенсация шума в помещении
11.	По типу расположения и	Конфигурация расположения	Совмещенные или разделенные приемники и излучатели

	соединений датчиков первичного звука и вибрации и датчиков в контрольных точках системы активной компенсации	приемников и излучателей Схема электрических соединений приемников и излучателей Тип управления сигналами Различные количественные соотношения электромеханических преобразователей и датчиков	Монопольные (дипольные и др.) излучатели, связанные электрически с монопольными (дипольными и др.) приемниками Ручное или с помощью электронных преобразователей Произвольное число приемников (микрофонов, виброприемников) и датчиков (измерителей, вибраторов, громкоговорителей)
12.	По типу пространства, где происходит компенсация звука	Компенсация в закрытом пространстве Компенсация в открытом пространстве	Активная компенсация шума и вибрации в помещении, в салоне автомобиля и др. Активная компенсация шума и вибрации в окружающей среде
13.	По области применения (промышленного, бытового)	Снижение шума и вибрации в пассажирском салоне транспортного средства: - самолеты; - вертолеты; - автомобили; - водный транспорт; - военная техника и др. Снижение шума и вибрации, излучаемого энергетической установкой в окружающую среду Снижение шума и вибрации в производственном помещении - от компрессоров;	Шум и вибрация в пассажирском салоне автомобиля Шум выхлопа автомобильного ДВС Шум и вибрация поршневого компрессора Вибрация маловесного ограждения Шум трансформатора

		- от вентиляторов и пр. Снижение шума и вибрации ограждений Снижение шума и вибрации электрических машин Снижение вибрации различных колебательных систем Снижение шума и вибрации в зданиях и сооружениях Индивидуальная защита от шума и вибрации	Активная виброподвеска автомобиля Снижение шума внутри помещения Электронные наушники для водителей и пассажиров
13.	По сочетанию с пассивными методами	Полностью активные Гибридные (пассивно-активные)	Компенсация шума выпуска автомобильного ДВС на основной частоте работы двигателя Снижение структурного шума ДВС

По периодичности заглушаемого сигнала возможно деление систем активной компенсации на две категории: подавление периодических (или импульсных) шумов и непериодических. Заметим, что большинство низкочастотных шумов и вибраций энергетических установок (например, шум систем всасывания или выпуска автомобильных ДВС) являются периодическими.

По сфере действия можно выделить системы активной компенсации шума и вибрации в каналах (трубах), пространственные системы активной компенсации и индивидуальную электронную защиту от шума и вибрации.

Некоторые авторы делят системы активной компенсации шума и вибрации **по принципу направленности приемников и излучателей** (вектор или скаляр).

Возможна также классификация **по типу компенсирующего сигнала**: монопольный источник (или их совокупность), диполь, и т.д., либо по комбинации источников различных типов.

Например, M. Jessel и S. Yamada [9] выделяют следующие типы компенсирующих источников для активного поглощения звука в трубе:

1. Монопольный источник.

На рис. 1 показан сильносвязанный монопольный источник. Здесь возможна обратная связь между микрофоном и громкоговорителем, для избежания которой можно использовать поглощающие материалы в трубе между микрофоном и громкоговорителем и фильтр.

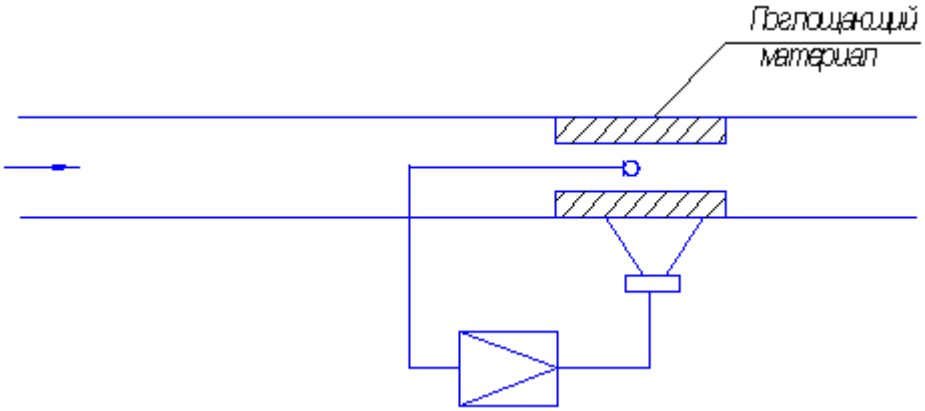


Рис. 1. Сильносвязанный монопольный источник

2. Диполь Свинбенкса.

Свинбенкс предложил систему из двух громкоговорителей с использованием замедления для получения однонаправленного источника. Такая система имеет определенные частотные характеристики и может использовать трансформаторы и уравнители (см. рис. 2).

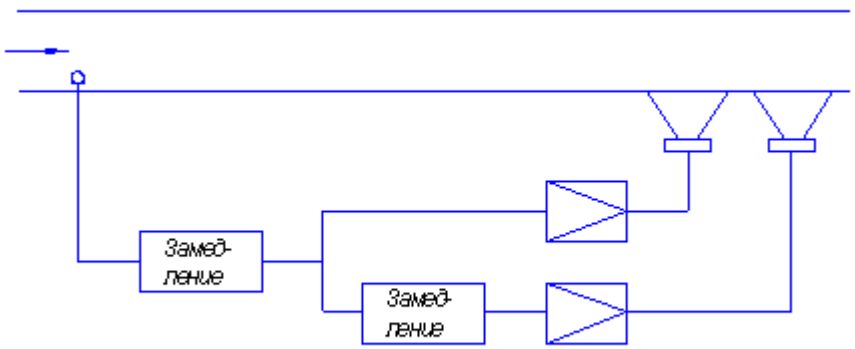


Рис. 2. Диполь Свинбенкса

3. Триполь Джесселя-Мажана-Каневета.

Как показано на рис. 3, в данной системе для создания однонаправленного источника используются три громкоговорителя. Однонаправленый источник такого типа применяется для избежания генерирования обратной связи между микрофонами и громкоговорителями. Для образования однонаправленного источника также могут использоваться три микрофона. Модифицированный триполь, содержащий интегрирующее звено, позволяет корректировать частотные

характеристики источников. Интегрирующее звено делает характеристики еще более ровными.

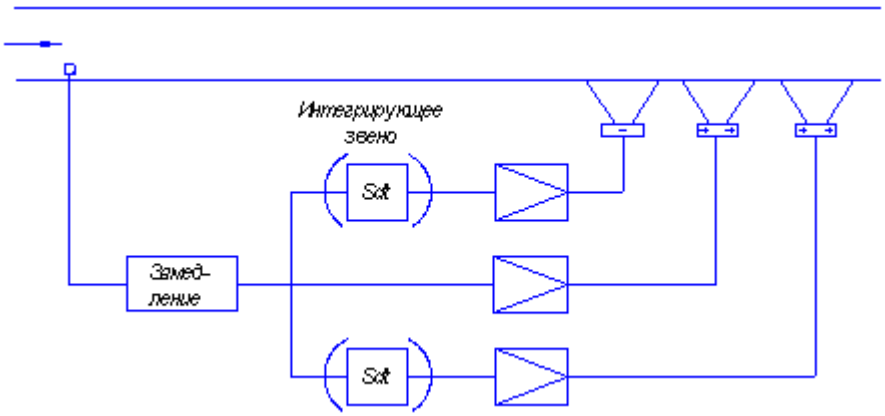


Рис. 3. Триполь Джесселя-Мажана-Каневета

По конструктивному исполнению представляется достаточно удобной и полной классификация систем активной компенсации шума и вибрации на адаптивные, неадаптивные и регенеративные. Все современные системы являются адаптивными, но не все из них – регенеративными.

Адаптивные системы можно подразделить на адаптивные замкнутые (обратносвязанные) системы, адаптивные разомкнутые (без обратной связи) и комбинированные (обратносвязанные - без обратной связи).

Все обратносвязанные системы являются адаптивным замкнутыми. В типичной адаптивной замкнутой системе измеряется некоторое выходное количество (например, уровень звука выходного сигнала) и сравнивается с величиной, которую необходимо достичь, при этом результирующая погрешность используется для корректировки выходного сигнала системы.

Адаптивные замкнутые системы, реализующие принцип Гюйгенса-Малюжинца, содержат приемники и излучатели монопольного и дипольного типов, обладающие свойством однонаправленного приема или излучения. Техническая реализация таких систем предполагает:

а). непрерывное распределение приемников и излучателей, т.е. бесконечное их число.

б). связь каждого приемника и излучателя со всеми другими приемниками и излучателями.

в). полное отсутствие обратной связи между приемниками и излучателями.

Обратносвязанные системы активной компенсации отличаются от систем без обратной связи методом получения заглушающего сигнала. Если системы компенсации без обратной связи основаны на предсказании поступающего нежелательного звука или вибрации для генерирования

надлежащего компенсирующего сигнала, то обратносвязанные используются для компенсации результирующих эффектов нежелательного воздействия уже после того, как оно прошло. Поэтому обратносвязанные системы наиболее подходят для компенсации шума и вибрации при переходных характеристиках систем, в то время как системы без обратной связи лучше использовать для компенсации при установившем состоянии заглушаемого звука или вибрации. В структурах и акустических пространствах обратносвязанные контроллеры эффективно дополняют модальное демпфирование. При использовании в газоводной системе энергетической установки (рис. 4) обратносвязанный контроллер также отражает поступающие волны путём импеданса стенки канала на громкоговорителе. Таким образом, в отличие от систем без обратной связи, для которых физическая система и контроллер могут быть оптимизированы отдельно, обратносвязанные системы должны быть разработаны путём рассмотрения физической системы и контроллера как единого целого.

Из рис. 4, можно увидеть, что компенсирующий сигнал создается путём фильтрования сигнала погрешности (а не путём фильтрования опорного сигнала как в контроллере системы без обратной связи). В системах активной компенсации шума и вибрации характеристики систем обратносвязанной компенсации выбираются так, чтобы с учетом измерений на датчике погрешности возвратить систему в её невозмущённое состояние как можно быстрее.

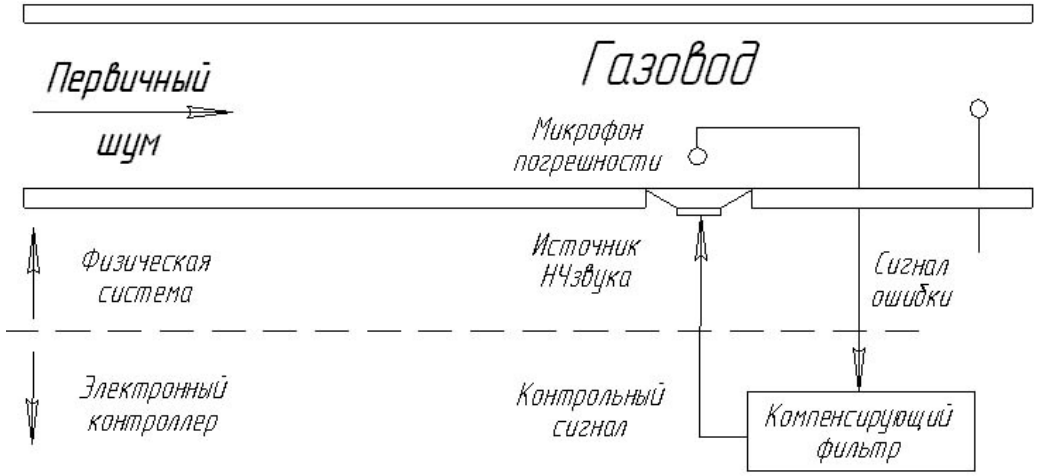


Рис. 4. Обратносвязанная система активной компенсации плоской звуковой волны в канале

Если нужно снизить широкополосный случайный шум, то необходимо получить опорный сигнал, находящийся в определённой связи со всеми компонентами первичного сигнала. Для случая снижения шума в канале это может быть сделано путем замены тахометра микрофоном в канале, как показано на рис. 4.

Широкое применение получили разновидности адаптивных замкнутых систем, работающие не в распространяющихся по определенным направлениям волнах, а в установившихся полях по минимизации потенциальной энергии в некоторых областях помещений. Теоретически эти системы снижают потенциальную энергию путем минимизации суммы квадратов давлений p (x, ω) в конечном числе точек. Разлагая комплексную амплитуду давления в ряд по функциям

$$E_p = \frac{1}{4\rho c_0^2} \cdot \int_V |P(x,\omega)|^2 \cdot dV$$

$$P(x,\omega) = \sum_{n=0}^{N} \Psi_n(x) \cdot a_n(\omega)$$

$$E_p = \frac{V}{4\rho_0 c_0^2} \cdot \sum_{n=1}^{N} |a_n(\omega)|^2$$

и записывая E_p в виде , можно получить выражение минимальной потенциальной энергии в матричном виде как решение задачи оптимального управления. Теоретическая основа таких систем довольно громоздка и предполагает матричную реализацию алгоритма минимизации некоторого функционала (в данном случае потенциальной энергии).

Значительный вклад в разработку адаптивных замкнутых систем внесли из российских ученых: Г.Д. Малюжинец, В.В. Тютекин, М.П. Завадская, А.А. Мазанников и др., из зарубежных: G. Warnaka, M. Jessel, G. Mangiante, G. Canevet, J. Tichy, A. Roure, C. Ross, P. Nelson и др.

К адаптивным замкнутым системам можно отнести и системы активной виброизоляции, разработку и исследование которых осуществляли М.Д. Генкин, В.Г. Елезов, Р.В. Яблонский, T. Rockwell, M. Prasad, I. Ballo, N. Tanaka, R. Smith, и др. В системах такого типа могут устанавливаться датчики силы и вибрации в опоры или параллельно опорам работающих механизмов, и путем управления вибраторами уменьшается сила, передаваемая на опоры механизмов. При высокой статической жесткости опор можно достигнуть их высокой динамической податливости, и наоборот, т.е. происходит активная компенсация динамических реакций в опорах механизмов.

В области структурной вибрации использование обратносвязанной компенсации было популярным ввиду способности сглаживать структурные вибрации без необходимости предварительного измерения опорного сигнала.

В общем случае выход системы компенсации не оказывает влияния на контрольный вход, и такая система называется адаптивной разомкнутой. Блоковая диаграмма типичной разомкнутой системы компенсации показана на рис. 5. Здесь желаемый выходной сигнал (опорный вход)

подается на контроллер для формирования контрольного (заглушающего) входа в динамическую систему (в энергетическую установку).

Адаптивные разомкнутые системы стали развиваться как системы снижения шума и вибрации, как правило, от одного источника, в узких полосах частот. Разомкнутость в таких системах понимается как разомкнутость по управляющему параметру и замкнутость по специальному сигналу управления. Например, на управляемые возбудители (вибраторы или громкоговорители) подается гармонический сигнал с датчика оборотов, а фаза и амплитуда этого сигнала регулируются через микропроцессор приемниками (вибродатчиками или микрофонами). Из ученых, занимавшихся данной проблемой, следует отметить Б.Д. Тартаковского, А.И. Вялышева, Г.С. Любашевского, В.В. Малахова, G. Chaplin, T. Kosaka, S. Yamada, W. Hong, K. Eghtesadi, H. Leventhall, и др.

Как правило, адаптивными разомкнутыми системами являются системы компенсации без обратной связи.

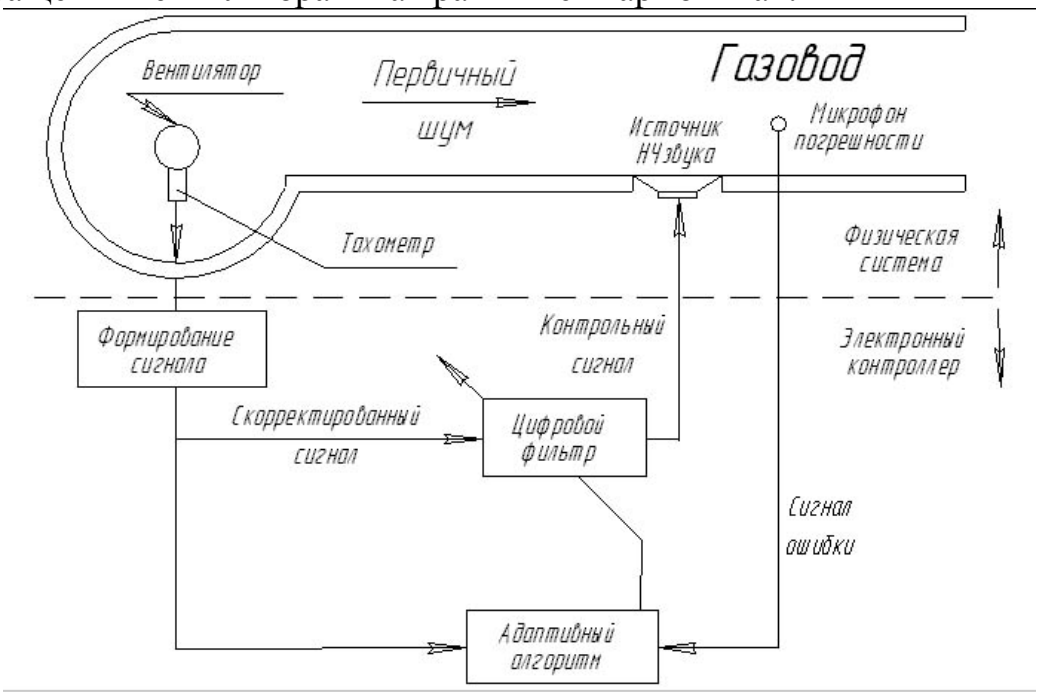
Рис. 5. Адаптивная разомкнутая система компенсации

Для стационарных или медленно изменяющихся периодических нежелательных звуковых или вибрационных воздействий эта ограниченность во времени для выработки необходимого компенсирующего сигнала не проявляется, так как сигнал за некоторый период будет в высокой степени схож с сигналом предыдущего периода. Поэтому с достаточной степенью приближения можно получить опорный сигнал для периодического нежелательного воздействия в целом.

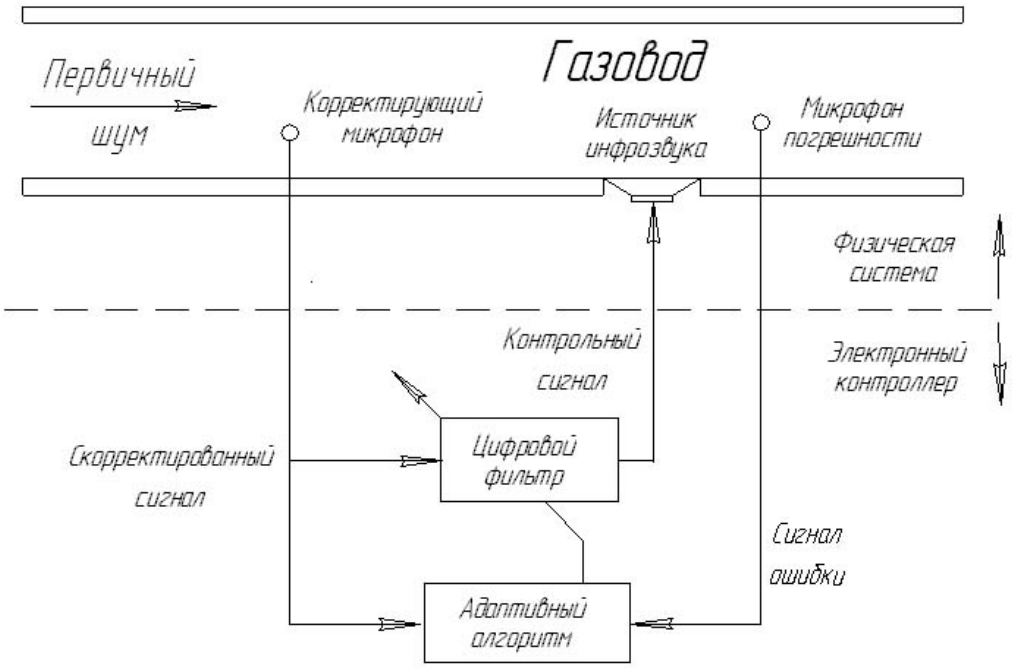
Более сложной является задача снижения случайного или непериодического нежелательного воздействия. Однако если оно распространяется в ограниченном пространстве, как, например, канал, то получение достаточного для эффективной компенсации опорного сигнала возможно. В этом случае измерение впереди по направлению распространения может использоваться для предсказания нежелательного воздействия в некотором месторасположении сзади распространения в более позднее время.

Отметим следующие важные особенности систем переднесвязанной компенсации: опорный сигнал подается от микрофона, установленного в канале; сигнал будет подвергаться загрязнению (искажению) от распространяющегося вперед по направлению распространения нежелательного воздействия; воздействие должно учитываться при дизайне системы. Система активной компенсации, предложенная в патенте П. Луэга [2], была без обратной связи, так как производила компенсирующий сигнал в противофазе к заглушаемому первоначальному сигналу в зоне компенсации. Однако при использовании такой стратегии компенсации отсутствует возможность отслеживания изменений в системе, и после определенного периода времени эффект компенсации может быть значительно снижен.

Цифровая система компенсации без обратной связи, изображённая на рис. 6 а, особенно эффективна для компенсации тональных составляющих низкочастотного шума в канале, генерируемого вентилятором (в этом случае тональные частоты могут быть равными основной частоте и ее гармоникам). В этом устройстве выходной сигнал тахометра синхронизирован с вращающимся валом вентилятора, генерирующего периодический первичный шум. Электронный блок преобразует сигнал тахометра в комбинацию синусоид, что позволяет сформировать компенсирующий сигнал для снижения шума на основной частоте вращения вентилятора и на кратных ей гармониках.



а)



б)

Рис. 6. Активная компенсация плоской звуковой волны в каналах с использованием систем без обратной связи:
а). система с сигналом тахометра для опорного ввода контроллера;
б). система с сигналом микрофона для опорного ввода контроллера.

Для того чтобы генерировать подходящий сигнал для подавления нежелательного источника, опорный сигнал (см. рис. 6 а) передаётся через цифровой фильтр для генерирования результирующего компенсирующего сигнала, который подается на источник активного излучения звука, излучающий звук в канал. Современная практика предполагает использование адаптивного алгоритма (рис. 6 а и б) для регулирования характеристик адаптивного фильтра с целью минимизации результирующего нежелательного воздействия в области до распространения потока, масштаб воздействия при этом является величиной квадратичного сигнала, определённого с помощью микрофона погрешности. В этом случае весовые характеристики фильтра изменяются во временных рамках согласно степени цифрового отбора проб, и достигаются намного лучшие результаты.

К сожалению, во многих случаях невозможно достичь получения надлежащего опорного сигнала, как, например, в тех случаях, когда резонансную характеристику импульсивно возбуждаемой структуры. В таких случаях системы обратносвязанной компенсации являются единственной альтернативой.

В ряде случаев возникает необходимость использования **комбинированных** (обратносвязанных - без обратной связи) систем компенсации. Примером такой ситуации может служить космический летательный аппарат, где возникает установившийся нежелательный

сигнал от разбалансировки вращающегося оборудования на борту летательного аппарата (например, руля контроля положения летательного аппарата, насосов и пр.). Если эти нежелательные сигналы лежат близко от обратносвязанной системы направленной компенсации, то они могут негативно влиять на точность формирования активного сигнала. С другой стороны, поскольку скорость вращения колеса может быть использована как опорный сигнал, то можно применить контроллер систем без обратной связи для подавления эффекта дисбаланса. Это приводит к идее объединения компенсации обратносвязанной и без обратной связи (так называемой гибридной компенсации).

Для **регенеративных** систем работа активного компенсатора может быть обеспечена без внешнего источника энергии. Например, регенеративная система может состоять из генератора, контроллера, накопительного устройства и устройства распределения энергии. Устройства распределения энергии направляют энергию в накопитель, где имеется дополнительная энергия, либо направляют накопленную энергию в генератор. Регенеративная система возможна только тогда, когда имеющаяся в системе дополнительная энергия больше, чем энергия, необходимая для системы активного контроля. Использование регенеративных систем активной компенсации представляется весьма привлекательным, так как работа активного компенсатора может быть обеспечена без внешнего источника энергии. Таким образом, эти системы могут являться полностью автономными и самоэнергоприводными.

Неадаптивные системы, т.е. системы, настроенные и работающие по заранее определенным постоянным параметрам, в основном интенсивно исследовались в ранние годы развития активной компенсации. Неадаптивные контроллеры характеризуются фиксированными цифровыми фильтрами, параметры которых определяются путем использования анализа акустической системы или путем использования метода проб и погрешностей таким образом, чтобы сигнал на микрофоне погрешности сводился к минимуму. Конструктивная схема неадаптивной системы компенсации без обратной связи показана на рис. 7. К сожалению, акустическая или вибрационная система, для которой следует достичь снижения, редко остается точно такой же в течение долгого времени (так как даже небольшие изменения температуры или скорости потока значительно изменяют скорость звука), что приводит к большим фазовым погрешностям между желаемым и фактическим заглушающими сигналами. Предпринимались попытки преодолеть эту проблему путём получения необходимых весовых характеристик фильтра на основе повторения, базируясь на измерении среднеквадратичной скорости сигнала на микрофоне погрешности. Однако в современной практике случаев использования неадаптивных систем активной компенсации не отмечается.

Рис. 7. Неадаптивная система компенсации без обратной связи

Следует отметить, что можно предложить и некоторые другие подходы к классификации в соответствии с типом конструкции систем активной компенсации шума и вибрации. Например, системы активной компенсации могут быть разделены в зависимости от набора взаимодействующих индивидуальных компонентов. При таком подходе можно выделить три основных категории систем активной компенсации: акустическая, структурная и структурно-акустическая. Каждая из этих систем при работе с некоторой формой возбуждения нежелательного звукового или вибрационного сигнала будет создавать компенсирующий сигнал с определенными характеристиками. Возбуждения нежелательного и компенсирующего сигналов классифицируются как входные источники нежелательного воздействия (или первичные источники) и компенсирующие входы. Примером акустической системы является газовод энергетической установки, примером структурной системы – стержень, где входное нежелательное воздействие создает вибрации. Примером структурно-акустической системы является пассажирский салон самолета, где входное нежелательное воздействие создает внешнее акустическое поле и вибрации фюзеляжа, генерирующие нежелательное акустическое воздействие в салоне.

По типу формирования компенсирующего сигнала системы активной компенсации делятся на аналоговые и цифровые. Аналоговые системы использовались в основном в ранние годы исследования систем активной компенсации (до 1980-х гг.). Однако и в настоящее время аналоговые системы можно эффективно использовать для подавления тональной гармоники периодического шума [11, 12]. Аналоговые электрические устройства содержат усилители и фазовращатели, которые в ряде случаев могут регулироваться «вручную» по результатам измерений механических колебаний и звукового поля. При увеличении числа каналов

ручное управление становится затруднительным и используется автоматическое управление, где в качестве опорных берутся сигналы, поступающие от приемников системы. Такие автоматизированные замкнутые системы могут следить за первичным звуковым полем или механическими колебаниями, изменяя электрические сигналы, подаваемые на излучатели в соответствии с изменившимися показаниями контрольных точек. Цифровые системы отличаются высоким эффектом компенсации, возможностью формирования компенсирующего сигнала, максимально учитывающего характеристики первичного (заглушаемого) виброакустического воздействия, более высоким быстродействием настройки системы и ее последующей перенастройки в режиме слежения за первичным полем, возможностью изменения самого алгоритма управления системой и др. К цифровым относятся все контроллеры . Вместе с тем, стоимость цифровых контроллеров пока остается достаточно высокой.

По типу источника активной компенсации можно выделить традиционные источники (электродинамические громкоговорители) и альтернативные (осциллирующие клапана и заслонки и др.). Наиболее часто используемый источник активного компенсирующего излучения – это громкоговоритель. Однако существенным недостатком громкоговорителя при его практическом использовании является уязвимость к воздействию факторов внешней среды, например, высокой температуры, влажности, давления и др. Средний срок работы громкоговорителей в промышленных условиях – три года. В настоящее время разработаны конструкции громкоговорителей, устойчивых к воздействию высокой температуры, но они относительно дорогие. Другим недостатком при использовании громкоговорителей является тот факт, что они недостаточно эффективны для компенсации низкочастотного шума, если не имеют больших размеров. В связи с этим возникла необходимость разработки альтернативных источников, способных генерировать высокий уровень звукового давления в низкочастотном диапазоне звука и имеющих повышенную устойчивость к воздействию внешних факторов. Одним из таких источников является рупор. Другой пример – осциллирующий клапан или заслонка.

Классификация систем активной компенсации может учитывать **тип входного и выходного сигналов**. По этому признакуразличают системы с одиночным входом и одиночным выходом (SISO-системы) и системы многократного входа - многократного выхода (MIMO-системы). SISO-системы (рис. 8) работают эффективно только до первой моды критической частоты. MIMO-системы (рис. 9) позволяют осуществлять многомодовую компенсацию, но требуют гораздо более сложных конструкций контроллеров.

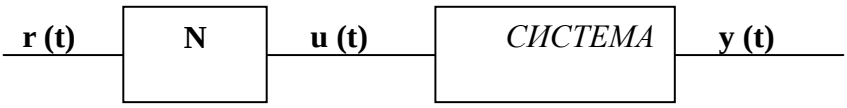


Рис. 8. Система с одиночным входом и одиночным выходом

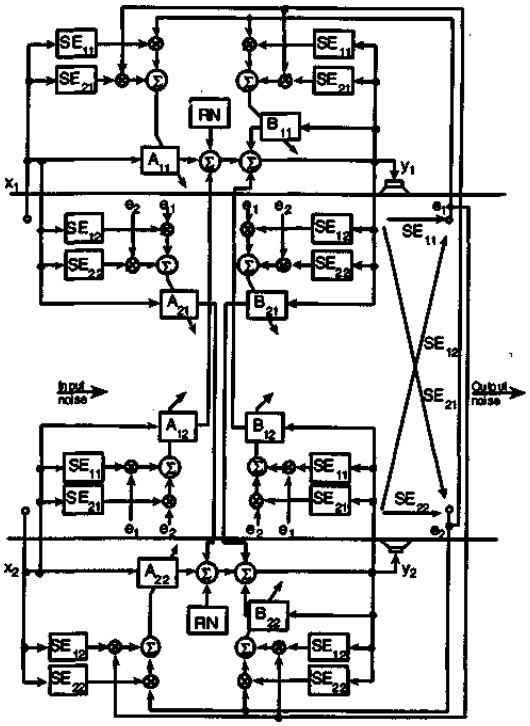


Рис. 9. Система многократного входа - многократного выхода (MIMO-система) без обратной связи [5]

По многомерности эффекта компенсации системы активной компенсации можно разделить на одномерные (например, активная компенсация шума в каналах), плоские (например, активная компенсация вибрации на плоской поверхности) и трехмерные (например, активная компенсация шума в помещении).

По типу расположения и соединений датчиков нежелательного звука и вибрации и датчиков в контрольных точках системы активной компенсации можно различать по конфигурации расположения приемников и излучателей, по схеме электрических соединений, а также по типу управления сигналами. В одноканальной системе (приемник - усилитель - излучатель) при компенсации стационарного поля управление (регулировка амплитуды и фазы) может быть ручным. В многоканальной системе управление производится с помощью аналоговых электронных преобразователей или с использованием микропроцессоров.

Структура многоканальной системы компенсации механических колебаний произвольной структуры или звукового поля с произвольным числом приемников (микрофонов, виброприемников) и датчиков (измерителей, вибраторов, громкоговорителей) характеризуется совокупностью передаточных функций, представляющих собой отношение величины колебательного параметра структуры в одной из ее точек $x_{пj}$, где расположен один из приемников, к соответствующему значению того же параметра в месте возбуждения колебаний структуры датчиками компенсирующей системы $x_{дi}$.

При компенсации звуковых полей применяют приемники и излучатели с характеристиками направленности, ориентируя их в противоположные стороны, чтобы избежать попадания звуковых волн, излученных громкоговорителями на микрофоны системы. В этих же целях располагают микрофоны и громкоговорители по разные стороны изолирующих преград, в том числе устанавливая между ними экраны. При компенсации вибрации структуры ослабляют сигнал вибратора в точке расположения виброприемника с помощью искусственного увеличения потерь на пути между вибратором и виброприемником методом вибропоглощения и размещения между ними виброизолирующего устройства.

Система компенсации может состоять из одинаковых звеньев и электромеханических преобразователей и располагаться симметрично относительно направления распространения волн. Такую систему реализовать наиболее просто, однако она может быть использована для весьма ограниченного числа случаев.

Особенностьюсистемы с разделенными преобразователямиявляется разделение преобразователей на две группы, связанные с приемниками и датчиками.

По типу пространства, где происходит активная компенсация, можно выделить заглушение в закрытом (активная компенсация шума и вибрации в помещении, в салоне автомобиля и др.) и открытом пространстве (активная компенсация шума и вибрации в окружающей среде). Как уже было отмечено, наиболее сложным случаем является активная компенсация в открытом пространстве.

По области применения систем активной компенсации можно выделить достаточно большое число случаев:

- снижение шума и вибрации в пассажирском салоне транспортного средства, оснащенного энергетической установкой (автомобиля, самолета, вертолета и пр.);
- снижение шума и вибрации, излучаемых энергетической установкой в окружающую среду;
- снижение шума и вибрации в производственном помещении от различных энергетических установок;

- снижение шума и вибрации электрических машин;
- снижение вибрации различных колебательных систем, образуемых энергетическими установками;
- снижение шума и вибрации в зданиях и сооружениях;
- индивидуальная защита от шума и вибрации и др.

Наконец, **по сочетанию с пассивными методами** можно выделить полностью активные и гибридные (пассивно-активные) системы компенсации звука и вибрации.

3. РАЗРАБОТКА ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ПРИНЦИПОВ МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНОЙ АКТИВНОЙ И ГИБРИДНОЙ КОМПЕНСАЦИИ НИЗКОЧАСТОТНОГО ЗВУКА СИСТЕМ ГАЗООБМЕНА ДВС.

Последние достижения в развитии микроэлектроники позволяют открыть новые возможности использования принципа активной компенсации звука.

Например, автором разработаны теоретические принципы проектирования систем активной компенсации, которые при минимальной перенастройке могут выполнять функции активных глушителей низкочастотного звука, создаваемого системами газообмена ДВС (причем, как шума впуска, так и шума выпуска ДВС) либо устройств активного и гибридного акустического наддува.

Установленный во впускном газоводе автомобиля активный излучатель звука в зависимости от применяемой схемы управления может работать в двух режимах:

1. Режим снижения шума впуска;
2. Режим нагнетателя.

Разработан алгоритм управления многофункциональной системой активной компенсации низкочастотного шума впуска ДВС и активного акустического наддува. Общая схема многофункциональной системы активной компенсации представлена на рисунке 10.

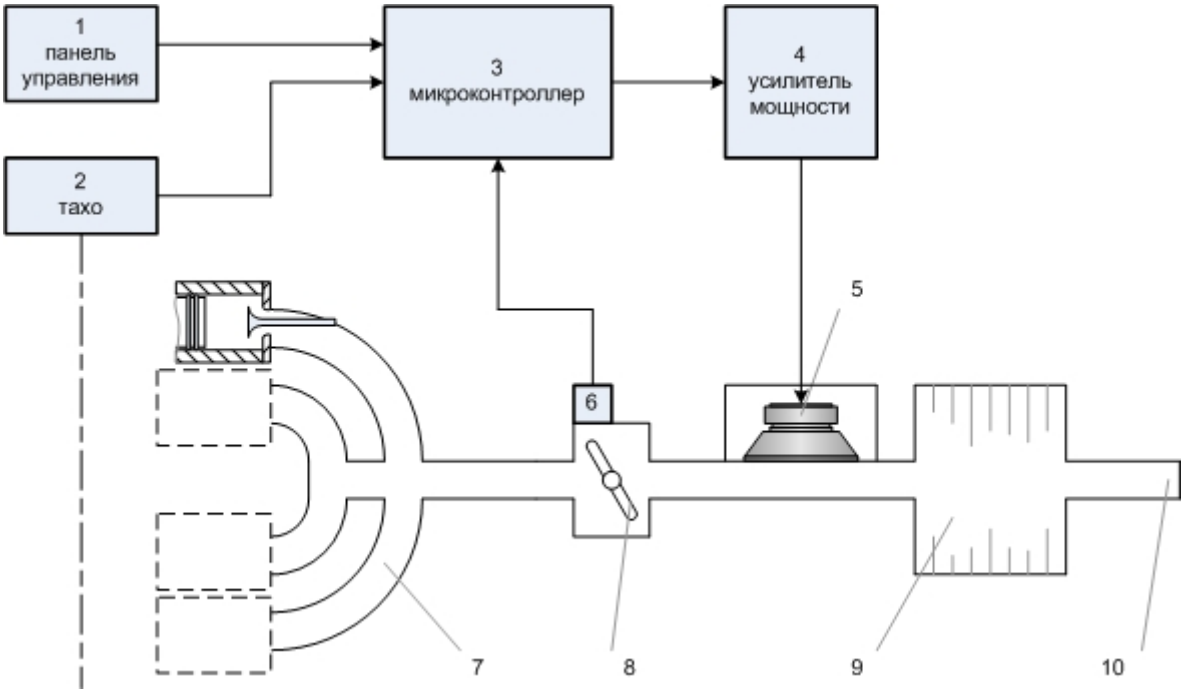


Рис 10. Общая схема многофункциональной системы активной компенсации

С панели управления 1, установленной в салоне автомобиля, задаётся режим работы системы: «снижение шума», «наддув», «отключена». Датчик оборотов коленчатого вала 2 и датчик угла поворота дроссельной заслонки 6 опрашиваются микроконтроллером 3. На основании этих данных, произведённой калибровки системы и заданного режима микроконтроллер (блок управления) формирует управляющий сигнал для звукоизлучателя 5, установленного за воздушным фильтром 9 и подключенного через усилитель мощности 4. Производимые звукоизлучателем колебания складываются с колебаниями воздушного потока в газоводе, в результате чего достигается эффект их ослабления или усиления в зависимости от режима. В режиме «снижение шума» сигнал формируется исходя из условия минимизации амплитуды колебаний вблизи впускного патрубка 10, в режиме «наддув» - максимизации давления у впускного клапана в период его открытия во впускном коллекторе 7. В качестве звукоизлучателя может быть использована коммерчески доступная динамическая головка с подходящими параметрами.

Основной вклад в шум ДВС вносят тон основной частоты работы двигателя и его высшие гармоники. Поэтому будем строить алгоритм управления на формировании набора противофазных гармоник.

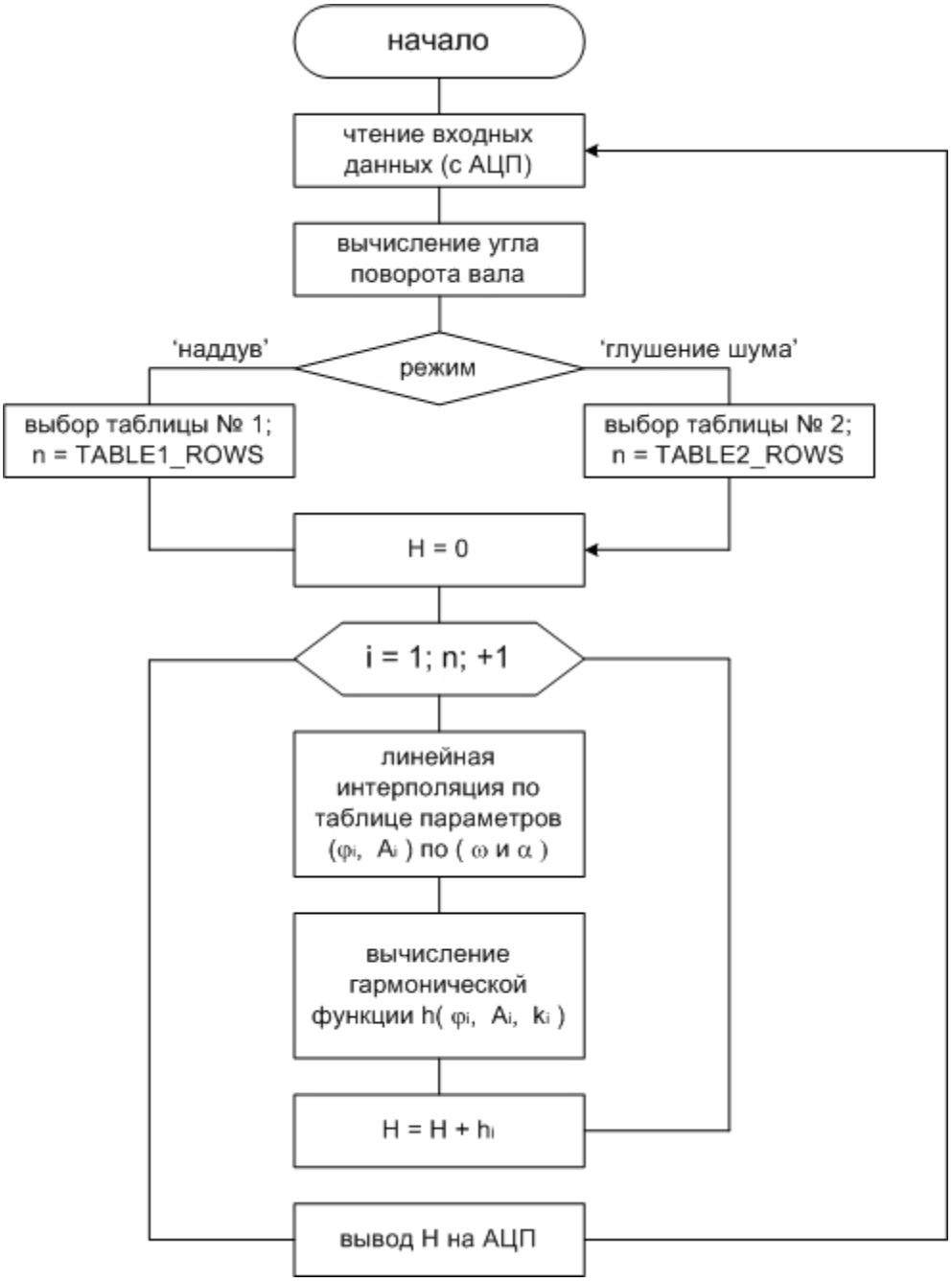


Рис 11. Общий алгоритм формирования сигнала

В общем виде предлагаемый алгоритм формирования управляющего сигнала для звукоизлучателя представлен на рисунке 11. На первом этапе производится чтение с АЦП микроконтроллера величины сигналов, приходящих от датчика частоты оборотов и датчика угла поворота заслонки. По времени возникновения строба полного оборота вала и внутреннему таймеру микроконтроллера вычисляется угол поворота вала.
В зависимости от режима выбирается одна из двух рабочих таблиц. Таблицы (рис. 12) представляют собой многомерный массив данных, определяющий по входным условиям (частота работы двигателя и угол

открытия дроссельной заслонки (α) параметры излучаемых гармоник: амплитуду и фазу. При этом для уменьшения размеров таблиц и повышения точности вычислений промежуточные значения рассчитываются методом линейной интерполяции.

По полученным параметрам (A, φ) и углу поворота вала вычисляется значение гармонической функции для каждой кратной частоты (k - порядок гармоники). Общая их сумма выводится на АЦП.

Рис 12. Табличное задание передаточной функции

Параметрические таблицы (рис. 6) заполняются в результате предварительной калибровки, проводимой с использованием микрофонов, установленных в интересующих целевых точках (срез впускного патрубка), а также расчетным методом (использование метода электроакустических аналогий).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложенная автором систематизация классификационных признаков и типов классификации систем активной компенсации звука и вибрации позволяет выбирать системы активной компенсации в зависимости от типа конструктивного исполнения, типа формирования компенсирующего сигнала, типа источника компенсации, многомерности компенсации и пр., что позволяет повысить эффективность активной компенсации низкочастотного звука и вибрации.

Разработанные автором принципы многофункциональной активной и гибридной компенсации низкочастотного звука энергетических машин и установок включают активную и гибридную компенсацию низкочастотного звука систем газообмена ДВС и акустического наддува; алгоритм управления многофункциональной системой активной компенсации низкочастотного шума впуска ДВС и активного акустического наддува;

алгоритм управления многофункциональной системой активной компенсации низкочастотного шума впуска ДВС и активного акустического наддува; многофункциональные компенсирующие сигналы и комбинированные системы активной и гибридной компенсации звука.

С использованием вышеописанных результатов возможно дальнейшее усовершенствование активной и гибридной компенсации звука и вибрации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Борьба с шумом на производстве. Справочник под ред. Е.Я. Юдина. Глава 13 (автор Б.Д. Тартаковский) - М.: Машиностроение, 1985. - 399 с.
2. А.И. Вялышев, А.М. Гаврилов, Г.С. Любашевский, Ю.С. Чони. Синтез системы компенсации вибрационного и звуковых полей - Акустический журнал, 1977, т.23, вып. 2, с.474-475.
3. А.В. Ломакин, Г.С. Любашевский, А.Н. Орлов, Б.Д. Тартаковский. Устройство для компенсации звукового поля. А.С. СССР N 1067527, МКИ G 10 K 11/00, 1984.
4. Р.Н. Старобинский, А.В. Васильев, В.Н. Гордеев, В.В. Васильев. Система активного подавления шума впуска двигателя внутреннего сгорания. Патент РФ N 2096651 C1, 1997.
5. C.D. Bremigan, L.J. Eriksson, R.J. Eppli, E.S. Stroup. Future of Active Sound and Vibration Control in Vehicles. Proc. of " ACTIVE 95" International Symposium, Newport Beach, CA, USA, 1995 July 06-08,pp. 791-802.
6.Coanda, H. (France): Procédé de protection contre les bruits. French Patent No. 722 274. Filed: Oct. 21, 1930. Patented: Dec. 29, 1931.
7. Coanda, H. (France): Procédé et dispositif de protection contre les bruits. French Patent No. 762 121. Filed: Dec. 31, 1932. Patented: Jan. 18, 1934.
8. Jessel M. Active noise and vibration control: current tends, permanent aims and future possibilities. "Arch. Acoustics", 1983; 10, N4, 345-356.
9. Jessel M., Yamada S. Active noise control. "Journal Acoust. Soc. Japan (E.)", 8, 4(1987) pp.151-154.
10. Lueg, P: Verfahren zur Dämpfung von Schallschwingungen. German Patent No. 655508. Filed: Jan. 27, 1933. Patented: Dec. 30, 1937. Related: Process of Silencing Sound Oscillations. US Patent No. 2,043,416. Filed: March 8, 1934. Patented: June 9, 1936. Priority (Germany): Jan. 27, 1933.
11. A.V. Vassiliev Compact Active Noise Control Units for Automobile Intake Low-Frequency Noise: Proc. of ACTIVE 97 Symposium, pp.587-594, Budapest, Hungary, 1997.
12. A.V. Vassiliev, R.N. Starobinsky, N.P. Bakharev. Low-Frequency Automobile Intake Noise Reduction Using Active Noise Control Systems. Proc. of 15th International Congress on Acoustics, Trondheim, Norway, 1995 June 26-30, Volume 2, pp. 327-330.
13. Васильев А.В. Акустическое моделирование и комплексное снижение шума автомобильных двигателей внутреннего сгорания: Монография – Самара: Издательство Самарского научного центра РАН, 2004. – 296 с.

14. Васильев А.В. Снижение низкочастотного шума и вибрации в газоводах энергетических установок с использованием метода активной компенсации: Монография - Санкт-Петербург, издательство Санкт-Петербургского политехнического университета, 2004. – 294 с.
15. Hansen C. H., Snyder S. D.. Active Control of Noise and Vibration. 1997, Cambridge University Press UK. P:1267.
16. Scheuren, J.: Aktive Beeinflussung der Ausbreitung von Biegewellen. Dissertation, TUBerlin, 1990.
17. Васильев А.В. О принципах классификации систем активной компенсации низкочастотного шума и вибрации. «Известия Самарского научного центра РАН», г. Самара, Октябрь – Декабрь 2006 г. т.8, №4 (18), с. 1156-1170.
18. Elliott S. Active Control of Noise and Vibration - State of the Art and Future Prospects. - NAM'94, Aarhus, Denmark, 1994 - pp.13-24.

Нормирование и критерии оценки железнодорожного шума на территории жилой застройки

Цукерников И.Е.[1], *Шубин И.Л.*[1], *Куклин Д.А.*[2], *Невенчанная Т.О.*[3]
1-НИИСФ РААСН
2-БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова
3-МГУП им. Ивана Федорова
3342488@mail.ru

Аннотация. Проведен сопоставительный анализ нормирования железнодорожного шума в России и Европе. Рассмотрены критерии оценки шума железнодорожного транспорта на основе оценочных показателей в соответствии с введенными в последние годы в России стандартами и с учетом менее вредного характера воздействия железнодорожного шума по сравнению с шумом других видов транспорта. Выполнена прогнозная оценка применения этих критериев к российским железным дорогам. Показано, что такой подход приводит к существенному (более чем на 5-10 дБ*A*) уменьшению эквивалентного показателя шума для потоков поездов по сравнению с эквивалентными уровнями звука *A*, создаваемыми на том же расстоянии отдельными поездами. Для максимального показателя шума получено существенно меньшее влияние, что связано с установленными российскими стандартами методами определения максимальных значений шумовых характеристик поездов и их потоков и принятой моделью описания излучения максимальных уровней шума. Даны рекомендации по совершенствованию нормирования и методов оценки шума железнодорожного транспорта.

Ключевые слова: Шум, железнодорожный транспорт, нормирование, оценка, показатель шума.

Железнодорожный транспорт создает в окружающей среде круглосуточное шумовое воздействие. Многочисленными исследованиями в России и за рубежом установлено значительное превышение уровней железнодорожного шума в жилье и на селитебной территории [1-4]. Так, например, по данным ГБПУ «Мосэкомониторинг» превышение шума от железнодорожного транспорта в Москве составляет 10-20 дБ*A* [5].

В настоящее время в Российской Федерации основополагающим нормативным документом, устанавливающим значения предельно допустимых и допустимых уровней шума на территории и в помещениях зданий, являются санитарные нормы СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Нормирование уровней шума проводится в зависимости от установленной этими нормами классификации шумов по спектральному составу и временным характеристикам. Так как шум железнодорожного транспорта имеет

непостоянный характер, нормируемыми параметрами для него являются эквивалентные $L_{Аэкв}$ и максимальные $L_{Амакс}$ уровни звука *A*. Нормирование шума во многих странах Европейского союза (ЕС) осуществляют с помощью законодательных актов. Такие законы существуют в Германии, Франции, Италии, Дании, Югославии, Венгрии, Словакии, Нидерландах, Испании.

Контроль уровней шума на селитебных территориях в России проводится в соответствии с методическими указаниями МУК 4.3.2194-07. В этом документе указано, что для измерений следует выбирать периоды времени, когда возможно ожидать наибольших уровней шума, т.е. оценке подлежит наиболее шумное воздействие. Вместе с тем требования к оценке шума на селитебной территории устанавливают в России два стандарта: межгосударственный стандарт ГОСТ 31296-1-2005 и национальный стандарт ГОСТ Р 53187-2008. Указанные стандарты согласованы с положениями европейской директивы по окружающему шуму 2002/49/EC (Environmental Noise Directive - END) [6], поэтому устанавливаемые ими требования к оценке шума соответствуют требованиям, применяемым в странах ЕС. Оцениваемыми параметрами (показателями шума) являются оценочные уровни звука*A*, определяемые по эквивалентному и максимальному уровням звука *A* отдельно для дневного времени – L^{d}_{RAeq}, L^{d}_{RAmax}, вечера – L^{e}_{RAeq}, L^{e}_{RAmax} и ночи – L^{n}_{RAeq}, L^{n}_{RAmax}, а также комбинированные суточные оценочные уровни звука *A* в периоде «день-вечер-ночь» - L^{den}_{RAeq}, L^{den}_{RAmax}. Для тонального шума и шума с превалированием низких частот оценивают эквивалентные уровни звукового давления в соответствующих октавных полосах частот за аналогичные периоды времени. При этом сравнению с нормативными значениями подлежат усредненные за год по указанным временным периодам значения показателей шума.

В настоящей работе выполнено сравнение правил нормирования железнодорожного шума в России и странах ЕС и сделан прогноз применения европейских критериев оценки шума применительно к шуму, создаваемому транспортом, эксплуатируемым на российских железных дорогах. По результатам прогноза предложены рекомендации.

Особенности нормирования железнодорожного шума в РФ и Европе

Допустимые уровни шума на территории, непосредственно прилегающей к жилым зданиям, установленные в РФ и в некоторых странах ЕС, приведены в табл. 1.

Таблица 1

Нормы шума в РФ и странах ЕС

Норми-руемые параметры	Время суток	Допустимые уровни звука *A*, дБ*A*, встранах						
		Россия	Швейцария	Германия	Нидерланды	Франция (проект)	Италия	Австрия
$L^{доп}_{Азкв}$, дБ*A*	день ночь	55 45	55 до 60 45 до 50	59 49	57 47	60 55	65 55	60 50
$L^{доп}_{Амакс}$, дБ*A*	день ночь	70 60	63 до 68 53 до 58	67 57	60 50	60 55	– –	68 58

Из данных таблицы следует, что для максимального уровня российские нормы сопоставимы с большинством приведенных норм стран ЕС (превышая их на 2-3 дБ*A*). Для эквивалентного уровня российские нормы являются наиболее жесткими (менее норм стран ЕС на 4-10 дБ*A*).

Вместе с тем, специальными социологическими исследованиями, выполненными в течение 20 лет в Европе и Америке [7] и позднее в Японии [8], установлен менее вредный характер воздействия железнодорожного шума по сравнению с другими видами транспорта. В результате в странах ЕС к существующим нормам шума введен бонус для железнодорожного транспорта [9-11]: плюс 5 дБ*A* в Швейцарии, Германии, Франции, Австрии и плюс 7 дБ*A* в Нидерландах и Италии. В России также санитарными нормами допускается повышать на 10 дБ*A* допустимые уровни шума автомобильного и железнодорожного транспорта, создаваемого на территории, прилегающей к первому эшелону шумозащитных типов жилых зданий, обращенных в сторону железных дорог или магистральных улиц общегородского и районного значения. С учетом указанного повышения допустимых уровней российские нормы эквивалентных уровней шума от железных дорог оказываются сопоставимыми (за исключением Италии), а для максимального уровня заметно (на 8-15 дБ*A*) превышающими нормы стран ЕС.

Критерии оценки шума железнодорожного транспорта

Требования к оценке шума, соответствующие положениям ГОСТ 31296-1-2005 и END, применительно к железнодорожному транспорту, эксплуатируемому на российских железных дорогах, установлены в двух российских стандартах: ГОСТ Р 53187-2008 и ГОСТ Р 54933-2012. Поскольку в санитарных нормах не выделено вечернее время, для определения оценочных параметров используют два временных периода суток (день, ночь)и принимают в качестве комбинированного суточного показателя шума оценочный уровень звука *A* на периоде «день-ночь» L^{dn}_{RA}. Кроме того, так как железнодорожный транспорт не является источником импульсного шума и в соответствии с относительными спектрами шума,

приведенными в ГОСТ Р 54933-2012, не имеет характер тонального шума или шума с превалированием низких частот, оценивать эквивалентные уровни звукового давления в полосах частот не требуется.

В результате оцениваемыми параметрами шума на селитебной территории являются эквивалентные и максимальные уровни звукаA L_A^k на опорных периодах оценки (день, ночь, день-ночь: $k = d, n,dn$), определенные по средним значениям показателей шума $\bar{L}_{RA}^k$ на недельном и долгосрочных временных интервалах (квартал, полгода, год). Для сравнения с допустимыми уровнями используют усредненные за год значения на каждом опором периоде оценки.

Оцениваемые параметры определяют с учетом суммарной стандартной неопределенности u_tрезультата измерений и/илирасчета по формуле:

$$L_A^k = \bar{L}_{RA}^k + \text{к}u_t, \; k = d, n,dn, \tag{1}$$

где к – коэффициент охвата, устанавливаемый в зависимости от принятого значения доверительной вероятности p.

Значение суммарной стандартной неопределенности определяется как корень квадратный из суммы квадратов стандартной неопределенности метода расчета показателя шума u_{CP} и стандартной неопределенности метода определения шумовых характеристик u_{NED}. В ГОСТ Р 54933-2012 принято p = 0,95 и к = 2. Вместе с тем, поскольку значение L_A^k определяют с целью сравнения с допустимым значением, следует использовать односторонний интервал охвата и для p = 0,95 принимать к = 1,65.

Средние значения показателей дневного и ночного шума $\bar{L}_{RA}^d$, $\bar{L}_{RA}^n$ на недельном временном интервале вычисляют посредством энергетического усреднения соответствующих показателей шума, определенных по дням недели:

$$\bar{L}_{RA}^k = 10\lg\left(\frac{1}{N}\sum_{m=1}^{N} 10^{L_{RAm}^k/10}\right), \; k = d, n, \tag{2}$$

где N = 7 (пять рабочих и два выходных дня).

Средние значения показателей шума на долгосрочных интервалах (квартал, полгода, год) вычисляют по формуле (2) подставляя в нее вместо L_{RAm}^k для кварталасредние значения показателей шума, определенные на выборочных недельных интервалах, и принимая в качестве N порядок

используемой в расчетах выборки; для полугода и года используют средние значения показателей шума, определенные на предыдущем долгосрочном интервале и принимают $N = 2$ и $N = 4$ соответственно.

Комбинированный суточный показатель шума $\overline{L}_{RA}^{dn}$ на каждом интервале усреднения вычисляют по средним значениям $\overline{L}_{RA}^{d}$ и $\overline{L}_{RA}^{n}$, полученным для этих интервалов, по формуле:

$$\overline{L}_{RA}^{dn} = 10\lg\left[\frac{16}{24}\cdot 10^{\overline{L}_{RA}^{d}/10} + \frac{8}{24}\cdot 10^{\left(\overline{L}_{RA}^{n}+10\right)/10}\right]. \quad (3)$$

Показатели шума на дневном и ночном периодах оценки L_{RA}^{k} ($k = d, n$) в конкретный день недели определяют либо посредством измерений, либо расчетным путем по значениям шумовых характеристик поездов или их потоков. Измерения следует выполнять в соответствии с требованиями ГОСТ 31296.2-2006 (п.п. 6.3.1, 8.4.2) и ГОСТ Р 53187-2008 (п. 8.2.3), обработку результатов измерений – по ГОСТ Р 53187 (п.п. 8.2.4 – 8.2.8). Расчет – по ГОСТ Р 54933-2012 (п.п. 8.4.1, 8.4.3).

Определение эквивалентных показателей шума по значениям шумовых характеристик. Эквивалентные показатели шума L_{RAeq}^{d}, L_{RAeq}^{n} на территории в точках, удаленных на расстояние *r* от оси ближнего магистрального железнодорожного пути, на дневном и ночном периодах оценки вычисляют по формуле

$$L_{RAeq}^{k}(r) = L_{Aeq25}^{k} - A_{див} - A_{атм} - A_{грунт} - A_{экр} - A_{\alpha} - A_{жз} - A_{зн} + A_{отр}, k = d, n, \quad (4)$$

где L_{Aeq25}^{k} – шумовая характеристикадля потока поездов, определяемая на расстоянии 25 м от оси ближнего магистрального железнодорожного пути на высоте 1,5 м от поверхности земли по ГОСТ Р 54933-2012 (подраздел 6.1) для *k*-го периода оценки,дБ*A*; $A_{див}$ – снижение из-за геометрической дивергенции (пространственного расхождения энергии при излучении в свободное пространство), дБ*A*; $A_{атм}$ – снижение из-за поглощения звука атмосферой, дБ*A*; $A_{грунт}$ – снижение вследствие поглощения звука поверхностью грунта, дБ*A*; $A_{экр}$ – снижение из-за экранирования, дБ*A*; A_{α} – снижение из-за ограничения угла видимости, дБ*A*; $A_{жз}$ – снижение в жилой застройке, дБ*A*; $A_{зн}$ – снижение в зеленых насаждениях, дБ*A*; $A_{отр}$ – коррекция на отражение звука от зданий, вблизи которых расположена расчетная точка, дБ*A*.

Значения шумовых характеристик рассчитывают с учетом характера пути и движения поезда с переменной скоростью в соответствии с ГОСТ 54933-2012 (раздел 7). Значения величин, учитывающих особенности распространения звука от железнодорожного пути до расчетной точки, рассчитывают в соответствии с п. 8.4.3 этого стандарта. При этом формула для $A_{див}$ должна иметь уточненный вид:

$$A_{див} = 10\lg\left[arctg\left(\frac{\bar{l}}{25}\right)\right] - 10\lg\left[arctg\left(\frac{\bar{l}}{r}\right) - \frac{r}{2\bar{l}}\ln\left(1+\left(\frac{\bar{l}}{r}\right)^2\right)\right] - 10\lg\left(\frac{25}{r}\right), \quad (5)$$

где $\bar{l}$ – средняя длина поездов различных категорий, проходящих по рассматриваемому участку пути, м.

Расчет можно выполнять также по шумовым характеристикам отдельных поездов $L^{k,i}_{Aeq25,jl}$ i-ой категории, проходящих в течение l-го часа периода оценки k, определяемых по ГОСТ Р 54933-2012. Такой расчет будет точнее, так как в формуле (5) можно оперировать длиной каждого из прошедших поездов, не используя усредненное значение для длин поездов различных категорий. Алгоритм расчета оцениваемых показателей шума L^{d}_{RA}, L^{n}_{RA} для потока поездов, прошедших мимо расчетной точки за соответствующий период оценки, аналогичен описанному в ГОСТ 54933-2012 для расчета шумовой характеристикипотока поездов и включает три этапа. Сначала по значениям $L^{k,i}_{RAeq,jl}$, рассчитанным по формуле (4), посредством энергетического суммирования необходимо рассчитать часовые эквивалентные уровни звука $AL^{k,i}_{Aeq1h,l}$, создаваемые поездами отдельных категорий, проходящими мимо расчетной точки за каждый l-йчас k-го периода оценки с учетом времени прохождения каждого поезда. Затем посредством энергетического суммирования следует рассчитать часовой эквивалентный уровень звука $AL^{k}_{Aeq1h,l}$, создаваемый потоками поездов всех категорий, прошедших мимо расчетной точки в течение l-го часа k-го периода оценки. И наконец, рассчитать эквивалентный показатель шума L^{k}_{RAeq} за время оценки T_k для k-го периода оценки по формуле:

$$L^{k}_{RAeq}(r) = 10\lg\frac{T_0}{T_k}\sum_{l=1}^{n_k} 10^{0,1L^{k}_{Aeq,1h,l}(r)}, \quad k = d, n, \quad (6)$$

где T_0=1 ч, и время оценки T_k принимают равным 16 ч (n_k=16) для дня и 8 ч (n_k=8) для ночи.

Определение эквивалентных показателей шума по результатам измерений. В соответствии с ГОСТ 31296.2-2006 и ГОСТ Р 53187-2008 измеряют уровень звукового воздействия *A* (величина, соответствующая уровню дозы шума на заданном временном интервале). Время измерения для каждого поезда определяется из условия снижения уровня звука *A* по меньшей мере на 10 дБ*A* относительно максимального уровня. Измерения выполняют для пяти или более поездов каждой категории: пассажирский поезд с локомотивной тягой,грузовой поезд, электропоезд, высокоскоростной поезд, - соответствующих четырем категориям (i = 1, 2, 3, 4) эксплуатируемых на железных дорогах Российской Федерации поездов.

По результатам измерений вычисляют средний оценочный уровень звукового воздействияA $\overline{L}_{RAEj}$ для поездов каждой категории по формуле:

$$\overline{L}_{REAi} = 10\lg\left(\frac{1}{n_i}\sum_{j=1}^{n_i} 10^{L_{EAji}/10}\right), \quad (7)$$

где L_{EAji} – уровень звукового воздействия *A*, измеренный при проходе *j*-го поезда *i*-й категории, дБ*A*; n_i – число проходов поездов *i*-й категории, для которых выполнены измерения, $n_i \geq 5$.

По значениям $\overline{L}_{REAj}$ и графикам движения поездов вычисляют эквивалентные показатели шума L^d_{RAeq}, L^n_{RAeq} для дней недели по формуле:

$$L^k_{RAeq} = 10\lg\left[\frac{T_0}{T_k}\sum_{j=1}^{N} 10^{0,1\left(\overline{L}_{REAj}+10\lg m^k_j\right)}\right], k = d, n, \quad (8)$$

где T_k– время оценки, равное 57600 с для дня ($k=d$), и 28800с для ночи ($k=n$); T_0 = 1 с; m^k_j –число поездов *i*-й категории, проходящих за время оценки.

Прогнозная оценка получаемых результатов. Оценку проведем,используя приведенный в ГОСТ Р 54933-2012 (приложение А) пример расчета шумовых характеристик потока поездов, проходящих в дневное время по участку Октябрьской железной дороги. За 16 ч по

рассматриваемому участку дороги проходит 52 поезда различных категорий: 20 пассажирских поездов, движущихся со скоростью 50-108 км/ч, шесть грузовых поездов, движущихся со скоростью 46-72 км/ч, 21 электропоезд - со скоростью 50-87 км/ч и пять высокоскоростных поездов - со скоростью 150-210 км/ч. Вычисленная в приложении стандарта шумовая характеристика потока поездов за дневной период оценкръи L^{d}_{Aeq25} = 65,5 дБ*А*. Это значение меньше шумовых характеристик отдельных поездов на 13,2-21 дБА. Примем полученное значение шумовой характеристики потока поездов в качестве типичного среднего для годового интервала. Для стандартной неопределенности метода расчета показателя шума примем рекомендованное ГОСТ 54933-2012 значение u_{CP} = 3 дБ*А*, а для стандартной неопределенности метода определения шумовых характеристик u_{NED} оценочное значение стандартного отклонения массива значений $L^{d}_{Aeq25,j}$, равное 2,05 дБ*А*. Это дает значение суммарной неопределенности u_t = 3,63 дБ*А* и значение произведения кu_t = 1,65×3,63 ≈ 6 дБ*А*.В результате из формул (1) и (4) [при учете только члена $A_{див}$, определяемого формулой (5)] получаем для верхней границы интервала охвата значений показателя шума на расстоянии *r*от оси ближнего железнодорожного пути оценочную зависимость $L^{k}_{A}(r) = 65{,}5 - A_{див} + 6$. Принимая $L^{k}_{A}(r) = L^{d,доп}_{Aeq}$ = 65 дБ*А*, находим, что допустимое значение показателя шума достигается для рассматриваемого участка железной дороги на расстоянии 75 м от оси ближнего пути на территории, прилегающей к шумозащищенным жилым домам. Следует отметить, что эквивалентные уровни звука *А* шума, создаваемого на этом расстоянии отдельными поездами, будут больше допустимого уровня на 6,5-15 дБ*А*.

Определение максимальных показателей шума по шумовым характеристикам. Расчет значений максимальных показателей шума L^{k}_{RAmax}, создаваемых потоком поездов в расчетной точке, расположенной на расстоянии *r* от оси ближнего магистрального железнодорожного пути, на ночном и дневном периодах оценки в соответствии с ГОСТ 54933-2012 выполняют по формуле:

$$L^{k}_{RA\max}(r) = L^{k}_{A\max 25} - A_{див} - A_{атм} - A_{экр} - A_{зн},\ k = d, n, \qquad (9)$$

где L^{k}_{Amax25} - шумовая характеристика потока поездов, проходящих в течение*k*-го периода оценки, определяемая на расстоянии 25 м от оси

ближнего магистрального железнодорожного пути на высоте 1,5 м от поверхности земли по ГОСТ Р 54933-2012 (подраздел 6.2), дБA;$A_{див}$, $A_{атм}$, $A_{экр}$ и $A_{зн}$ – те же величины, что входят в формулу (4).

При использовании в качестве исходных данных шумовых характеристик $L^{k,i}_{A\max 25\,j}$ отдельных поездов максимальные показатели шума $L^{d}_{RA\max}$ и $L^{n}_{RA\max}$ за период оценки в течение суток принимают (как и для шумовых характеристик потоков поездов) равными наибольшим из рассчитанных максимальных уровней звукаA, для поездов, проходящих мимо рассматриваемой точки за соответствующий период оценки:

$$L^{k}_{RA\max} = \max_{i,j}\left\{L^{k,i}_{RA\max\,j}\right\},\ k = d,n \qquad (10)$$

.

Комбинированный суточный показатель шума $L^{dn}_{RA\max}$ принимают равным наибольшему из значений показателей шума $L^{d}_{RA\max}$ и $L^{n}_{RA\max}$, определенных в течение суток.

Максимальные уровни показателей шума $L^{d}_{RA\max}$, $L^{n}_{RA\max}$ и $L^{dn}_{RA\max}$ на недельном и долгосрочных опорных интервалах (три месяца, полгода, год) вычисляют по оценочным максимальным уровням звука A с помощью формулы (2).

Определение максимальных показателей шума по результатам измерений. В соответствии с ГОСТ Р 53187-2008 по результатам измерений максимальных уровней звукаA $L^{k}_{A\max ji}$ в точке оценки шума на рассматриваемой территории в k-м периоде оценки (день, ночь) при проходе j-го поезда i-й категории вычисляют средние оценочные уровни звука A $\bar{L}^{k,i}_{RA\max}$ для поездов каждой категории за период оценки T_k (k = d, n)по формуле

$$\bar{L}^{k,i}_{RA\max} = 10\lg\left(\frac{1}{n_i^k}\sum_{j=1}^{n_i^k} 10^{L^{k,i}_{A\max\,j}/10}\right),\ k = d,\ n, \qquad (11)$$

где n_i^k – число прошедших поездов i-го типа в k-м интервале оценки: $n_i^k \geq 5$.

Максимальные показатели шума $L^{d}_{RA\max}$ и $L^{n}_{RA\max}$ потока поездов за период оценки в течение суток, как и в случае расчета по шумовым характеристикам, принимают равными наибольшим из рассчитанных

средних оценочных уровней звука*A* для категорий поездов, проходящих мимо рассматриваемой точки за соответствующий период оценки:

$$L^{k}_{RA\max} = \max_{i}\left\{\overline{L}^{k,i}_{RA\max}\right\},\ k = d,n \qquad (12)$$

.

Прогнозная оценка получаемых результатов. Применим описанные подходы к рассмотренному в приложении Б ГОСТ Р 54933-2012 примеру расчета шумовых характеристик поездов, проходящих в дневное время по участку Октябрьской железной дороги в виде максимальных уровней звука *A*. Состав и характеристики движения поездов соответствуют описанным в рассмотренном выше примере расчета эквивалентных шумовых характеристик. Шумовая характеристика потока поездов $L^{d}_{A\max 25}$, полученная в примере равна 91,6 дБ*A*. Принимая это значение в качестве типичного среднего для годового интервала и подставляя его в выражение (9) (с учетом только члена $A_{див}$, определяемого формулой (19) ГОСТ Р 54933-2012) и в выражение (1) с учетом u_t = 3,8 (u_{CP} = 3 дБ*A*, u_{NED} = 2,34 дБ*A* - для массива значений $L^{d}_{A\max 25,j}$) и коэффициента охвата к = 1,65,получаем, что допустимое значение показателя шума ($L^{d,\text{доп}}_{A\max}$ = 80 дБ*A*) достигается на расстоянии 384 м от оси ближнего пути на территории, прилегающей к шумозащищенным жилым домам. Это значение в 5,1 раза больше значения, полученного при оценке эквивалентного показателя шума.

Применяя к данным этого примера подход, соответствующий ГОСТ Р 53187, отличающийся использованием средних значений уровней $\overline{L}^{d,i}_{A\max 25}$ для категорий поездов, определяемых по формуле (11), и определением шумовой характеристики потока поездов $L^{d}_{A\max 25}$ как наибольшее из рассчитанных средних уровней для категорий поездов по формуле (12), получаем $L^{d}_{A\max 25}$=88,6 дБ*A*, соответствующее потоку пассажирских поездов (для грузовых поездов $\overline{L}^{d,2}_{A\max 25}$ = 88,4 дБ*A*, для электропоездов $\overline{L}^{d,3}_{A\max 25}$ = 88 дБ*A*, для высокоскоростных поездов $\overline{L}^{d,4}_{A\max 25}$ = 83,5 дБ*A*). В этом случае оценочное значение стандартного отклонения массива значений $L^{d}_{A\max 25,j}$ двадцати пассажирских поездов u_{NED} = 0,38 дБ*A* и расстояние, на котором достигается допустимое значение максимального показателя шума равно 226 м, что почти в 1,7 раза меньше значения,

полученного при использовании подхода из ГОСТ Р 54933-2012. Вместе с тем и в данном случае полученное значение расстояния более чем в три раза превышает соответствующее расстояние для эквивалентного показателя шума. Таким образом, применение установленных ГОСТ Р 53187 и ГОСТ Р 54933-2012 приближенных к европейским критериев оценки железнодорожного шума приводит к более жестким требованиям к максимальному показателю шума по сравнению с эквивалентным показателем.

В этой связи следует сделать два замечания.

Во-первых, так как максимальные уровни шума не накапливаются, а имеют сиюминутное значение, в качестве более адекватной практике модели источника звука, создающего максимальные уровни шума поезда, следует принимать точечный источник, расположенный в месте возникновения сигнала. Для такого источника $A_{див}$= 20 lg (*r*/25) и применительно к рассмотренному выше примеру для расстояния, на котором достигается допустимое значение $L_{A\max}^{d,\text{доп}}$ = 80 дБ*A* в случае подхода, установленного ГОСТ Р 53187, дает значение *r* = 119 м, приближенное к соответствующему значению, полученному для эквивалентного показателя шума.

Кроме того, необходимо отметить, что выражения для расчета шумовых характеристик поездов первых трех категорий в виде максимальных уровней звука *A*, приведенные в ГОСТ Р 54333-2012 (формулы (8) – (11) стандарта), получены по результатам натурных исследований, выполненных НИИСФ РААСН в первой половине 90-х и начале 2000-х годов на участках Октябрьской железной дороги в пределах от Ленинградского вокзала (г. Москва) до станции Алабушево [12]. На рис. 1 – 3 приведены результаты измерений (показаны точками) и распределения максимальных и эквивалентных уровней звука *A* для поездов рассматриваемых категорий, соответствующие формулам ГОСТ 54933-2012 (сплошные кривые), формулам из Пособия к МГСН 2.04-97 [13] (штриховая кривая) и формулам из свода правил СП 23-104-2004 (штрих-пунктирная кривая). Последние два документа использовали более ранние результаты измерений. Соответствующая информация о построении данных рисунков опубликована в статье [14].

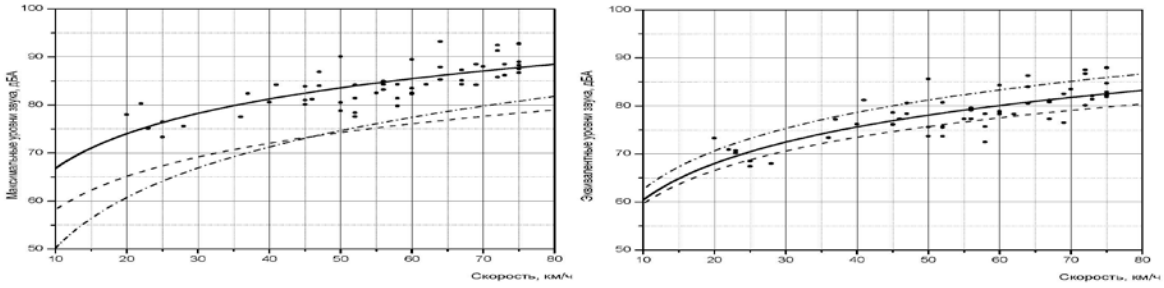


Рис. 1. Распределения максимальных и эквивалентных уровней звука для пассажирских поездов с локомотивной тягой

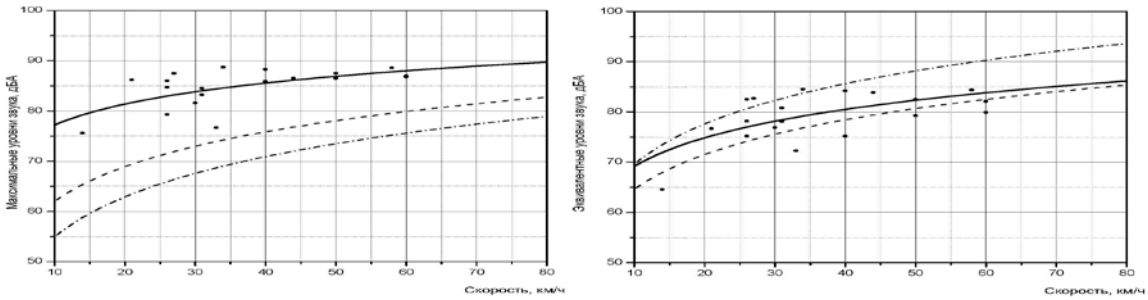


Рис. 2. Распределения максимальных и эквивалентных уровней звука для грузовых поездов

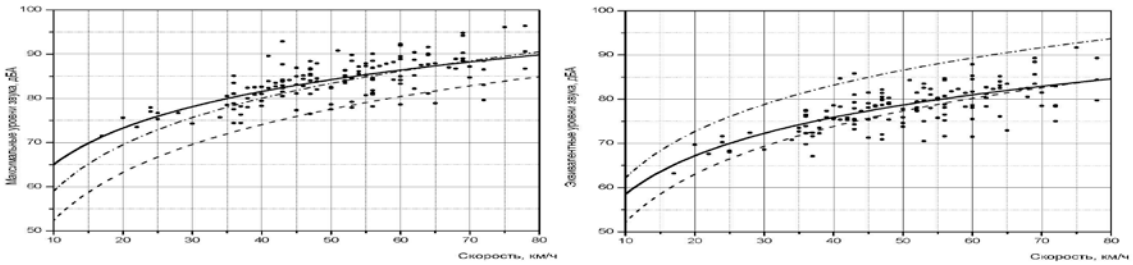


Рис. 3. Распределения максимальных и эквивалентных уровней звука для электропоездов

Результаты измерений и распределения максимальных уровней звука *А* для пассажирских и грузовых поездов, получаемые из формул стандарта существенно (на 5-13 дБ*А* и 8-9 дБ*А* для пассажирских поездов и на 11-22 дБ*А* и 8-15 дБ*А* для грузовых поездов) превышают значения, получаемые из формул СП 23-104-2004 и Пособия к МГСН 2.04-97, что может расцениваться как увеличение максимальных уровней железнодорожного шума от современных поездов. Вместе с тем следует отметить, что максимальные уровни звука *А,* рассчитанные из более ранних документов, оказались ниже соответствующих эквивалентных уровней звука *А* на 5-13дБ*А* для пассажирских поездов, на 15 дБ*А* для грузовых поездов и на 3 дБ*А* для электропоездов при использовании формул из СП 23-104-2004 и на 1 дБ*А* для пассажирских поездов, 2,6 дБ*А* для грузовых поездов при использовании формул из Пособия к МГСН 2.04-97. Это является нонсенсом и свидетельствует о неправильном моделировании шума поездов в этих документах (для СП 23-104-2004 это показано в работе [12]).

В связи с отмеченным полезно провести измерения шумовых характеристик и на других дорогах и при необходимости уточнить формулы ГОСТ 54933-2012.

По результатам выполненного анализа можно сделать следующие выводы и предложить рекомендации:

1. Критерии нормирования железнодорожного шума в России и в Европе основаны на общих принципах. Вместе с тем, необходимо на законодательном уровне закрепить требование выполнения обязательной шумозащищенности ограждающих конструкций жилых домов, расположенных на территории, прилегающей к железной дороге, заключающееся в первую очередь в установке вместо обычного оконного остекления звукоизоляционных стеклопакетов с воздушными клапанами для проветривания. В соответствии с действующим российским санитарным законодательством это позволит приблизить норму шума для железнодорожного транспорта по эквивалентному уровню к европейским нормам.
2. Критерии оценки шума железнодорожного транспорта следует приблизить к европейским критериям, установленным директивой Евросоюза по окружающему шуму 2002/49/ЕС. Для этого необходимо на территории, прилегающей к железной дороге, принять в качестве нормируемых параметров оценочные эквивалентные и максимальные показатели шума и перейти от оценки уровней шума в наиболее шумные интервалы времени в течение суток к оценке среднегодовых значений показателей шума, определенных на дневном, ночном периодах оценки и периоде оценки «день-ночь» с построением оперативных шумовых карт. Соответствующая нормативно-техническая база в настоящее время в России имеется.
3. Применение указанных критериев оценки к показателю шума в виде эквивалентного уровня звука *А* приводит к существенному (более чем на 5-10 дБ*А*) уменьшению оцениваемого параметра по сравнению с эквивалентными уровнями звука *А*, создаваемыми на том же расстоянии отдельными поездами. Для максимальных показателей шума установленный в ГОСТ Р 54933-2012 метод оценки приводит к более жестким требованиям. В связи с этим необходимо при моделировании максимальных уровней шума поездов перейти от модели линейного источника конечной длины к модели точечного источника звука. Кроме того, полезно провести широкие экспериментальные исследования шумовых характеристик поездов и их потоков на различных железных дорогах России и при необходимости уточнить расчетные формулы.

Список литературы

1 - Иванов Н. И., Куклин Д. А. Проблема шума железнодорожного транспорта и пути ее решения // III Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита населения от повышенного шумового воздействия» 22-24 марта 2011 г., СПб, Сб. докладов, 2011. С. 108-123.

2 - Lutzenberger S., Gutmann C., Reichart U. State of the art of the noise

emission of railway cars // Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design, 2015, 126. PP. 21-29.

3 - *Lercher P., Widmann U., Thudium J.* Hypotension and environmental noise: A replication study // International Journal of Environmental Research and Public Health, 11 (9), 2014. PP. 8661-8688.

4 - *Grubliauskas R., Strukcinskiene B., Raistenskis J., Strukcinskaite V., Buckus R., Janusevicius T., Pereira P.A.S.* Effects of urban rail noise level in a residential area // Journal of Vibroengineering, 16 (2), 2014. PP. 987-996.

5 - Шум. Шумовое загрязнение // Мосэкомониторинг, 2001: URL: http://www.mosecom.ru/noise (дата обращения: 19.02.2015).

6 - *Miedema H.M.E., Vos H.* Exposure-response relationships for transportation noise // J. Acoust. Soc. Am., 104 (6), 1998. PP. 3432-3445.

7 - *Yano T., Sato T., Morihara T.* Dose-response relationships for road traffic, railway and aircraft noises in Kyushu and Hokkaido, Japan // 36th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, INTERNOISE 2007, Proceedings. 2007, 7. PP. 4115-4123.

8 - *Schreckenberg D.* Exposure-response relationship for railway noise annoyance in the middle rhine valley // 42nd International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, INTERNOISE 2013, Proceedings. 2013, 6. PP. 4716-4725.

9 - *Lercher P., Kühner D., Lin H., Fiebig A.* Psychoacoustic assessment of railway noise in sensitive areas and times: Is a rail bonus still appropriate? // 42nd International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, INTERNOISE 2013, Proceedings. 2013, 7, PP. 5407-5414.

10 - *Bukovnik M.* Psychoacoustics for railway noise - A "new" approach? // 42nd International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, INTERNOISE 2013, Proceedings. 2013, 7, PP. 5512-5515.

11 - Directive 2002/49/EC of the european parliament and of the council of 25 June 2002 relating to the assessment and management of environmental noise // Official Journal of the European Communities, 2002, L 189. PP. 12-25.

12 - *Цукерников И.Е., Хасс Р.* Расчет шумовых характеристик подвижного состава железнодорожного транспорта // Научно-технический журнал Вестник МГСУ, 2011, №3, т.1. С. 87-92.

13 - Пособие к МГСН 2.04-97. Проектирование защиты от транспортного шума и вибраций жилых и общественных зданий. ГУП НИАЦ, 1999. – 41 с.

14 - *Цукерников И.Е., Хасс Р., Аистов В.А.* Соотношения для инженерных расчетов шумовых характеристик железнодорожного транспорта // Безопасность жизнедеятельности, 2013, №10. С. 2-5.

Карты шума оперативные для железнодорожного транспорта. Общие требования и методы построения

Буторина М.В.
ЗАО «Институт «Трансэкопроект»
mbutorina@transecoproject.ru

Аннотация: В статье приведено описание нового стандарта, посвященного разработке карт шума железнодорожного транспорта. Приводится описание процесса разработки карты шума, а также расчетных методик, используемых для картирования шума на территории, прилегающей к железнодорожным магистралям.

Ключевые слова: Шум железнодорожного транспорта, оперативная карта шума, ГОСТ.

ВВЕДЕНИЕ

Особенность деятельности железных дорог заключена в возникновении повышенного уровня шума на территории, прилегающей к объектам железнодорожного транспорта, что приводит к нарушению шумового комфорта и влечет жалобы со стороны населения. Визуализация результатов оценки уровней шума железных дорог в виде карт шума позволяет наглядно представить информацию о распространении шума от железнодорожного транспорта в окружающей среде и комфортности проживания на территориях, прилегающих к объектам железнодорожного транспорта, а также разработать план мероприятий по снижению уровней шума в жилой застройке.

В Европе законодательная база для составления карт шума представлена Директивой Европейского парламента 2002/49/ЕС по шуму в окружающей среде. Согласно данной Директиве предусматривается разработка карт шума городов, автомобильных и железных дорог, а также разработка планов действий для нагруженных железнодорожных направлений, проходящих вблизи территорий жилой застройки.

БГТУ «Военмех» совместно с НИИ строительной физики ведутся работы по разработке ГОСТ Р «Карты шума оперативные для железнодорожного транспорта. Общие требования и методы построения». Основной целью данного стандарта, гармонизированного с Директивой ЕС 2002/49/ЕС, является разработка унифицированного метода составления оперативных карт внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом, с учетом современного национального и мирового опыта.

Новый стандарт будет также способствовать:

- содействию международной гармонизации методов оценки шума от железнодорожного транспорта в окружающей среде;
- унификации методов построения карт шума, излучаемого железнодорожным транспортом с учетом современного национального и мирового опыта;
- снижению расходов на мероприятия по борьбе с шумом;
- обеспечению компетентных органов нормативными документами, устанавливающими требования к картам шума, создаваемого на территории, прилегающей к железной дороге;
- обеспечению населения, проживающего на территории, прилегающей к железной дороге, информацией о воздействующем шуме;
- улучшению здоровья населения, проживающего вблизи железных дорог.

Оперативные карты шума для железнодорожного транспорта необходимо разрабатывать:

- при проектировании, строительстве и реконструкции всех объектов и линий железнодорожного транспорта;
- для действующих объектов и линий железнодорожного транспорта в случае наличия обращений населения на превышение допустимого и/или предельно допустимого уровня шума;
- для участков железных дорог со средней интенсивностью движения более 30 тыс. поездов в год.

В соответствии с новым стандартом оперативные карты шума должны входить в состав проектной документации при строительстве и реконструкции железных дорог.

1. Сбор исходных данных для оперативных карт шума

В зависимости от целей планирования применяют оперативные карты шума различных масштабов. Оперативные карты шума мелкого масштаба применяют при принятии решений о выборе места размещения новых объектов и линий железнодорожного транспорта, являющихся источником шума, и объектов, требующих защиты от шума. Оперативные карты шума крупного масштаба применяют для оценки акустической ситуации вблизи строящихся и реконструируемых железных дорог при разработке проектной и рабочей документации.

Оперативные карты шума служат для:

- оценки воздействия внешнего шума объектов железнодорожного транспорта на окружающую среду;
- мониторинга уровней шума железнодорожного транспорта на прилегающей территории и наглядного представления результатов мониторинга;
- разработки планов мероприятий в области снижения уровней шума железнодорожного транспорта;
- снижения экологических рисков.

Процесс разработки оперативной карты шума разделяют на следующие этапы:

- сбор данных об источниках шума;
- составление модели местности (здания, рельеф, стационарные и транспортные источники шума и т.п.);
- расчет уровней шума от потоков железнодорожного транспорта, стационарных источников, входящих в инфраструктуру железных дорог и прочих источников шума;
- построение оперативной карты шума;
- анализ результатов расчета и разработка рекомендаций по снижению уровней шума.

Основой для построения карты шума служит цифровая модель местности, разрабатываемая на основании графической подосновы территории, прилегающей к объектам железнодорожного транспорта, на которой должна быть отражена следующая информация:

- отметки высот и контуры высот;
- функциональное назначение территории;
- функциональное назначение и высоты зданий;
- перспективные территории жилой застройки;
- плановое положение железнодорожной магистрали, продольные профили магистрали;
- области затухания (значения показателя грунта, наличие и параметры отражающих и экранирующих звук препятствий, лесных массивов, промышленных участков и т.п.).

На планировочной подоснове следует выделять все территории, уровни шума на которых нормируются согласно СН 2.2.4/2.1.8.562-96.

Графическую подоснову разрабатывают на основании официального издания карты местности либо аэрофотосъемки территории, прилегающей к объектам железнодорожного транспорта. Для приблизительной оценки

допустимо использовать данные, полученные из доступных источников, например, сети Internet.

2. Расчет уровней шума на территории

Разработку оперативных карт шума на территории, прилегающей к объектам железнодорожного транспорта, производят на основе данных об уровнях шума, полученных расчетным путем либо по результатам натурных измерений на базе единых методов контроля шума, установленных ГОСТ 31296.2.

Для расчета шума потока железнодорожного транспорта и распространения шума от него используют ГОСТ Р 54933-2012. «Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом». Уровни шума, создаваемые стационарными источниками, такими как сигналы, громкоговорящая парковая связь, инфраструктурные объекты железнодорожного транспорта, оценивают в соответствии с ГОСТ 31295.2-2005 «Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета».

При разработке оперативной карты шума производят два вида расчета:

- расчет уровней шума по сетке с определенным шагом без привязки к фасадам зданий;
- расчет уровней шума в 2 м от фасадов зданий.

Оперативные карты шума территории, прилегающей к объектам железнодорожного транспорта, разрабатывают по средним за год значениям показателей шума: дневных и ночных эквивалентных и максимальных, а при необходимости оценки среднесуточных значений по их предельным величинам, определяемым по ГОСТ Р 53187.При разработке оперативной карты шума в расчет принимают усредненные за год оценочные эквивалентные и максимальные уровни шума, определенные на дневном, ночном и суточном периоде времени для различных категорий поездов, проходящих по картируемому участку железной дороги за соответствующее время оценки, в соответствии с ГОСТ Р 54933.

При моделировании распространения звука в застройке используют трехмерную модель зданий и рельефа. При этом высоту этажа жилого здания (кроме первого) следует принимать равной 3 м, высоту первого этажа здания - 4 м над уровнем поверхности грунта, высоту верхнего этажа - на 1 м ниже конька крыши. Для малоэтажной застройки, если высота жилого здания неизвестна, допустимо принимать ее равной 8 м.

При наличии нескольких железнодорожных путей вблизи жилой застройки, интенсивность движения поездов должна быть распределена между различными путями на основании имеющейся информации. При

отсутствии подобной информации, весь поток поездов распределяют равномерно по всем путям.

При проведении расчетов высоту акустического центра источника принимают равной высоте головки рельса.

Результаты расчетов накладывают на электронную топографическую основу карты территории, прилегающей к объектам железнодорожного транспорта.

Расчеты показателей шума для составления оперативных шумовых карт городских территорий целесообразно проводить при помощи автоматизированных программ расчета. Предпочтение следует отдавать программам, наиболее полно учитывающим географические особенности территории, позволяющим учесть максимально возможное число влияющих факторов и аттестованным на соответствие требованиям к качеству программных продуктов по ГОСТ Р (проект) «Акустика. Программное обеспечение для расчетов уровня шума на местности. Требования к качеству и критерии тестирования».

3. Представление результатов расчета в виде карт шума

Оперативные карты шума территории, прилегающей к объектам железнодорожного транспорта, могут быть представлены в виде:

- графических карт;
- табличных данных;
- цифровых данных в электронном виде.

Информация, представляемая на оперативных картах шума, может включать следующую информацию:

- превышения допустимых уровней шума на территории, прилегающей к объектам железнодорожного транспорта;
- прогноз изменения состояния окружающей среды по фактору шума;
- поэтажное распределение уровней шума вдоль фасадов домов;
- распределение населения, подверженного повышенным уровням шума;
- распределение территорий по площади с различными уровнями шума;
- количество жилых домов, больниц и санаториев, домов отдыха, пансионатов, домов-интернатов для престарелых и инвалидов, площадках детских дошкольных учреждений, школ и других учебных заведений, а также иных комплексов, нормируемых по фактору шума, расположенных на территориях с повышенными уровнями шума.

Для разработки оперативных карт шума в виде графической карты на планировочную подоснову территории с нанесенными на нее железнодорожными магистралями, жилыми и прочими объектами, наносят контуры равных значений показателя шума, построенные с шагом в 5 дБ (А), т.е. в соответствии с шагом нормирования уровней шума для территорий различного назначения согласно СН 2.2.4/2.1.8.562-96, в диапазоне от 35 до 75 дБ (А).

Границы зон с различными уровнями шума обозначают их верхними и нижними пределами, а сами зоны выделяют различными цветами в зависимости от уровня шума.

На оперативной карте шума следует выделять линию, соответствующую ПДУ, установленному для территории жилой застройки, в дневное время оценки и для суточного показателя шума 55 дБ (А) и в ночное время оценки 45 дБ (А).

Карты шума разрабатывают для территории, прилегающей к объектам железнодорожного транспорта, на расстоянии от железной дороги, достаточном для обеспечения предельно допустимых уровней шума.При расчете контуров уровней шума и выделении зон, подверженных влиянию различных уровней шума, следует производить расчет по сетке с шагом, не превышающим 10 м в жилой застройке. За пределами застроенных территорий шаг расчета может быть увеличен, но не более, чем до 30 м.В городской застройке при наличии узких улиц (шириной менее 20 м) шаг расчета следует снижать до 2 м.

При составлении оперативной карты шума в целях мониторинга состояния окружающей среды эквивалентные и максимальные уровни шума рассчитывают для высоты 4 м в соответствии с ГОСТ Р 53187.В целях оценки зоны санитарного разрыва железнодорожной магистрали карту шума строят для расчетных точек, расположенных на площадках отдыха микрорайонов и групп жилых домов, на площадках детских дошкольных учреждений, на участках школ и больниц, на высоте 1,5 м от поверхности земли в соответствии с ГОСТ 23337.

Пример оперативной карты шума для селитебной территории, представлен на рис. 1.

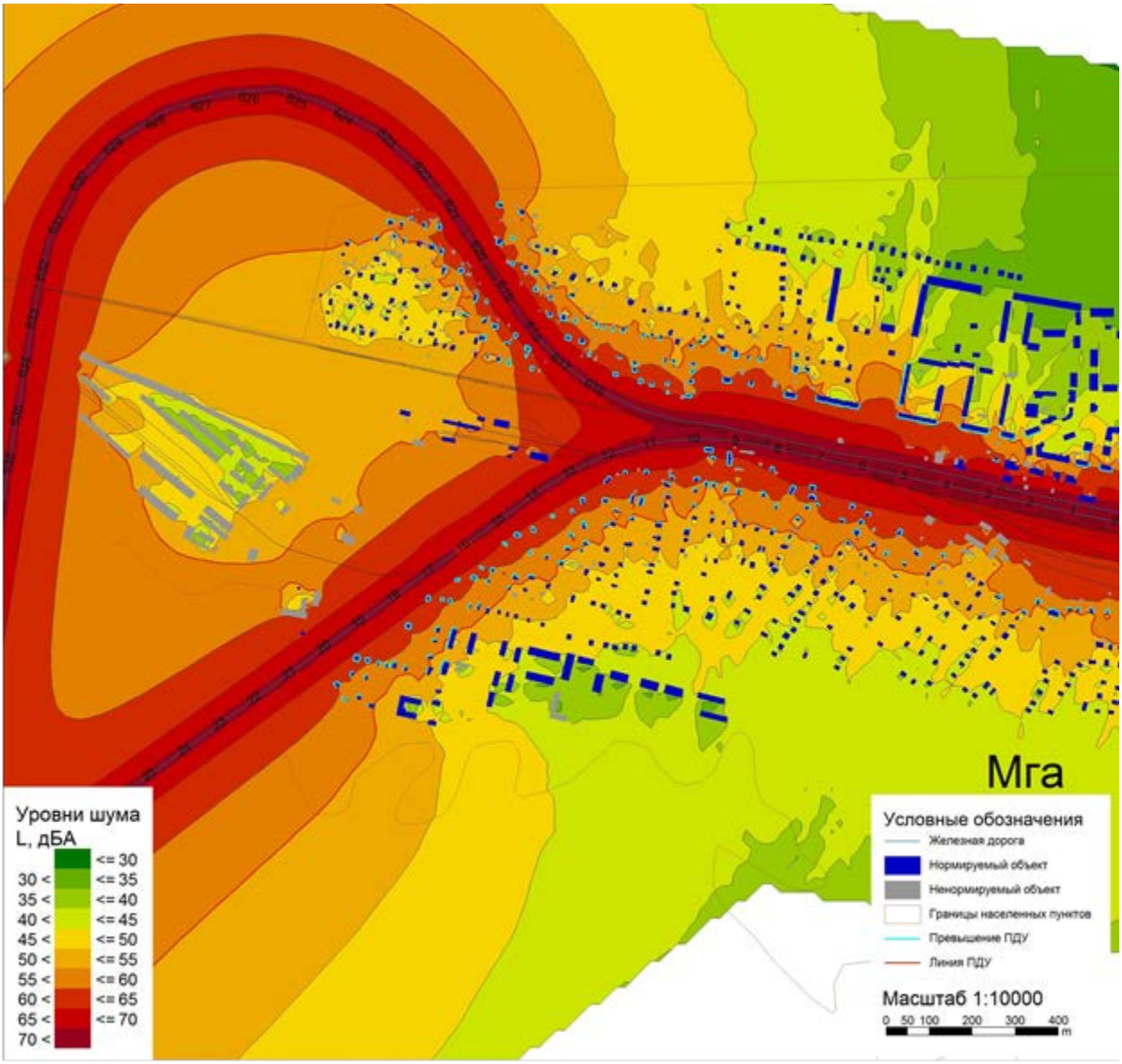


Рис.1. Пример оперативной карты шума

Для разработки карты шума превышений допустимых уровней(ДУ) на карту наносят контуры превышения с шагом 5 дБ (А), и выделяют зоны акустического дискомфорта с нанесением в их пределах данных по числу людей или жилых зданий, подверженных воздействию шума. На данную карту наносят информацию о площадях территорий, подверженных превышениям шума выше 55, 65, 75 дБ (А).

При оценке количества населения, подверженного повышенным уровням шума, на карте шума выделяют фасады жилых зданий, суточные уровни шума в 2 м от которых составляют: от 55 до 59 дБ (А), от 60 до 64 дБ (А), от 65 до 69 дБ (А), от 70 до 74 дБ (А), более 75 дБ (А).

Отдельно специальными символами выделяют информацию о наличии шумозащитного остекления зданий и тихих фасадов зданий.

Пример карты превышений допустимых уровней представлен на рис. 2.

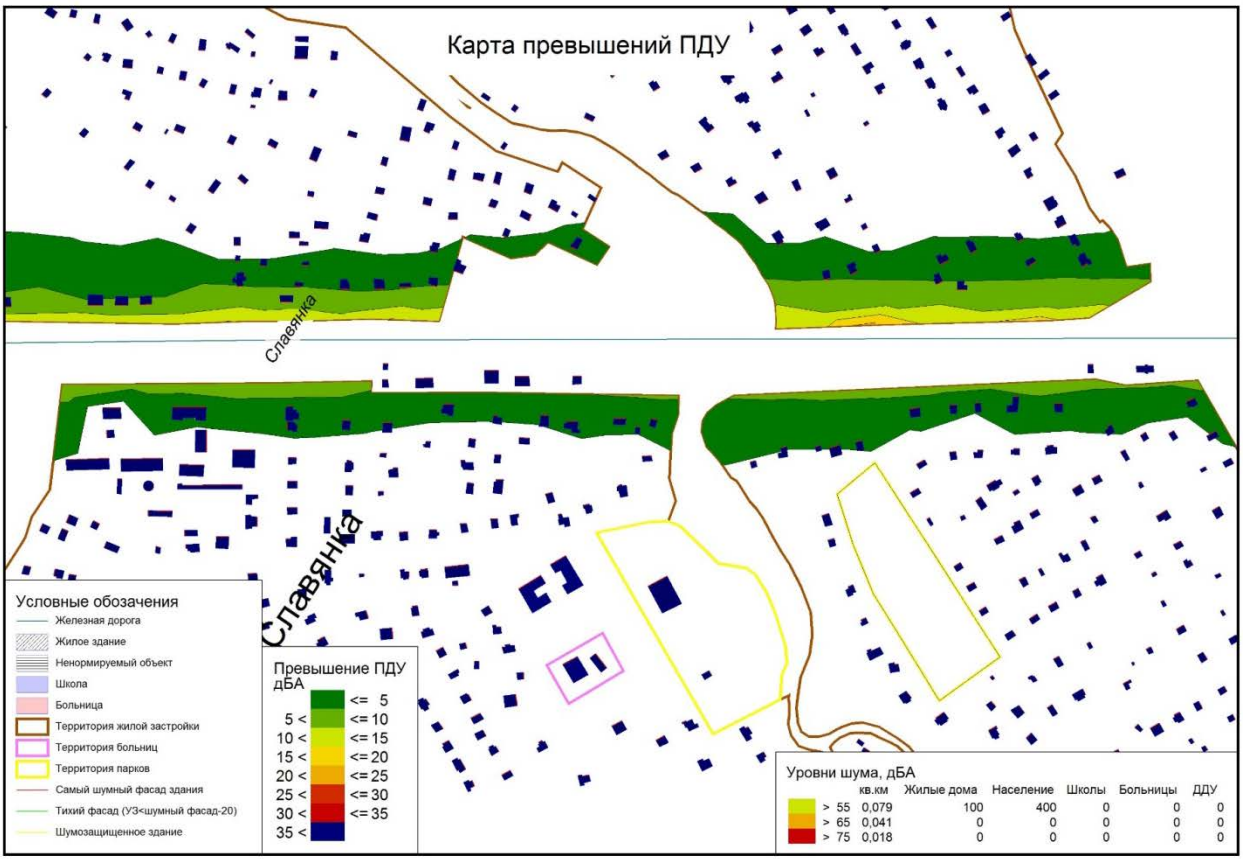


Рис. 2. Карта превышений ДУ

Калибровку карт шума производят при помощи измерений уровней шума на территории городской застройки, производимых в соответствии с ГОСТ 31296.2.Допустимым считают отклонение результата расчета от измеренной величины на 2 дБ (А) для расстояний до 300 м от источника шума до точки измерений; 3 дБ (А) для расстояний свыше 300 м. При оценке отклонения следует учитывать неопределенность результатов измерений в соответствии с ГОСТ 31296.2. Если отклонение результатов расчета от результатов измерений превышает указанные величины, расчетную модель уточняют с учетом погрешности расчетов.

Разработку оперативных карт шума территории, прилегающей к объектам железнодорожного транспорта, как правило, производят с интервалом не более пяти лет. В случае изменения акустической обстановки на территории прилегающей к объектам железнодорожного транспорта, вызванного, например, применением шумозащитных мероприятий, изменением технологического процесса перевозок и т.п., также необходимо производить повторную разработку оперативных карт шума.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Железнодорожный транспорт является одним из основных источников шума в жилой застройке. Процесс построения карты шума подробно описан во вновь разрабатываемом ГОСТ Р «Карты шума оперативные для железнодорожного транспорта. Общие требования и методы построения», гармонизированном с Директивой Европейского парламента 2002/49/ЕС по шуму в окружающей среде. Процесс разработки оперативной карты шума включает в себя сбор исходных данных, достаточных для расчета, непосредственно сам расчет уровней шума на прилегающей территории и представление результатов в виде графических карт шума.Для расчета шума железнодорожного транспорта необходимо использовать российские расчетные методы, приведенные в ГОСТ Р 54933-2012. После разработки карты шума необходимо провести ее калибровку и при необходимости внести изменения в расчетную модель. Карты шума необходимо разрабатывать для участков железных дорог со средней интенсивностью движения более 30 тыс. поездов в год и обновлять каждые пять лет.

Список литературы

1. ГОСТ Р 54933-2012. Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом. М.: Стандартинформ, 2013. - 24 с.
2. Директива 2002/49/ЕС Европейского Парламента и Совета от 25 июня 2002 г. относительно оценки и контроля шума окружающей среды (Directive 2002/49/EC of the European Parliament and the Council of 25 June 2002 relating to the assessment and management of environmental noise).
3. Руководство по рекомендованным способам составления оперативных шумовых карт и получению соответствующих данных о воздействии шума. Памятная записка. Рабочая Группа Европейской Комиссии «Оценка Воздействий Шума» (WG-AEN). Окончательныйпроект, вариант 2, 13.01.2006 (Good Practice Guide for Strategic Noise Mapping and the Production of Associated Data on Noise Exposure. Position paper. European Commission Working Group Assessment of Exposure to Noise (WG-AEN). Final Draft, Version 2, 13.01.2006).
4. Буторина М.В. Оперативные карты шума для железнодорожного транспорта: назначение, общие требования и примеры применения. Защита от повышенного шума и вибрации Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Под редакцией Н.И. Иванова. Санкт-Петербург, 2013. С. 163-176.

Шум в городах: Неизбежность или точка роста?

Захарова П.В., Савинова Е.В., Арсанов А.С.
Государственное природоохранное бюджетное учреждение «Мосэкомониторинг», г. Москва
mosecom-info@eco.mos.ru

Аннотация: Доклад посвящен проблеме шумового загрязнения на территории города Москвы как одного из приоритетных направлений в области охраны окружающей среды. По экспертным оценкам около 70% городских территорий находятся в зоне акустического дискомфорта. В докладе определены основные источники шума, формирующие акустическую ситуацию в Москве, и проанализирована структура жалоб населения города на повышенный уровень шума. Приведены основные решения Правительства Москвы, направленные на снижение уровней шума, и сформированы приоритетные направления деятельности органов государственной власти по борьбе и защите населения от сверхнормативного шума. Доклад основывается на опыте авторов в области экологического мониторинга шумового воздействия и разработки предложений по снижению повышенного уровня шума в городе Москве.

Ключевые слова: Экология, шумовое воздействие, источники шума, город Москва, снижение уровня шума, экологическая политика в области шума.

Повышенный уровень шума остается одним из приоритетных экологических проблем города Москвы. По экспертным оценкам, до 70% территории города Москвы подвержены сверхнормативному шуму от различных источников, 37% населения города проживают в зонах с уровнями шума выше 55 дБА, обусловленные автомобильным и железнодорожным транспортом. Нормативные уровни шума достигаются в глубине жилых массивов и лесопарковых зон на удалении либо вне прямой видимости автотрасс [1].

По результатам исследований Всемирной Организации Здравоохранения шумовое загрязнение окружающей среды оказывает негативное воздействие на здоровье и благополучие населения и является причиной нарушения сна, бессонницы, стресса, повышения риска заболевания сердечно-сосудистой системы и социально-психологических последствий [2].

Основными источниками шума на городских территориях являются: автотранспортные потоки улично-дорожной сети города; железнодорожный транспорт; наземные линии метро; авиатранспорт аэропортов Московского авиаузла; промышленные предприятия; коммунально-складские объекты; объекты электро- и теплоэнергетики;

строительные площадки; инженерное оборудование зданий, сооружений, жилых домов и др.

Акустическая обстановка на территории города формируется в основном за счет шумового воздействия автотранспорта. Именно этот источник шума является определяющим (вносит наибольший вклад в суммарные уровни шума) на большей части городской территории.

Для снижения негативного воздействия автотранспорта применяются строительно-акустические и градостроительные методы, в частности, установка шумозащитных экранов вдоль строящихся автомобильных дорог, остекленение жилых домов, находящихся в зоне шумового дискомфорта, повышение ответственности за эксплуатацию транспортных средств с неисправной системой глушения шума.

Кроме того, в 2014 году для поиска комплексного решения проблемы шумового воздействия от транспортных потоков Правительством Москвы сформирован открытый международный конкурс по теме: «Снижение шумового воздействия от автотранспорта на территории города Москвы» в рамках международной программы городских инноваций LivingLabsGlobalAward.

Участниками конкурса стали 24 компании из 14 стран мира, реализующие различные технические решения по снижению шума на территориях, прилегающих к автотрассам (различные шумозащитные экраны и дорожное ограждение, дренирующее дорожное покрытие, активная система шумоподавления, шуморассеивающие решетки, интеллектуальные системы мониторинга).

По результатам работы членов жюри конкурса по оценке поступивших предложений с учетом практического и масштабного внедрение технологий снижения шума, принято решения не присуждать первое место на конкурсе. Однако в связи с тем, что ряд предложенных технологий могут иметь потенциал для ограниченного применения на локальных территориях города, принято решение продолжить работу по борьбе с шумовым воздействием от автотранспорта на территории города Москвы за рамками программы LLGA. В настоящее время в городе Москве ведутся работы по тестирование шумопоглощающего ограждения компании NAG (Дания), принявшей участие в международном открытом конкурсе Правительства Москвы.

Однако основное недовольство жителей города связано с локальными источниками шума. Так в 2014 году в адрес Департамента природопользования и охраны окружающей среды города Москвы поступило порядка 2700 обращений граждан по вопросу повышенного уровня шума, в структуре которых 80% связаны с производством строительных работ в ночное время, 6% - дорожно-ремонтных работ, 4% – шумом автотранспорта, 3% - шум от предприятий (в том числе от ТЭЦ),

1% - железнодорожный транспорт, 1% - погрузочно-разгрузочные работы, 5% - шум от других источников (вентиляционное оборудование, громкая музыка, авиашум, уборочная техника, генераторные установки и др.) [3].

В связи с этим одним из приоритетных направлений политики Правительства Москвы в области шумового воздействия является защита населения от шума в ночное время. В этих целях Законом г. Москвы от 12.07.2002 № 42 «О соблюдении покоя граждан и тишины в ночное время в городе Москве» утвержден перечень защищаемых территорий и перечень запрещенных к производству работ, нарушающих тишину и покой граждан в ночное время. При производстве строительных и дорожно-ремонтных работ в ночное время действует ряд требований и ограничений, соблюдение которых обеспечивает исключение повышенного уровня шума в ночное время суток [4].

В Кодексе об административных правонарушениях города Москвы вынесены отдельными административными составами ответственность за нарушение тишины и покоя граждан в ночное время, нарушение правил производства работ в ночное время и нарушение условий производства разгрузочно-погрузочных работ на торговых объектах в ночное время [5].

В целях контроля за соблюдением этих требований государственным природоохранным бюджетным учреждением «Мосэкомониторинг» регулярно проводится мониторинг шумового воздействия на городской территории.

Для защиты населения и окружающей среды от сверхнормативного шумового воздействия необходимо совершенствование нормативно-правовой базы в области шумового воздействия, использование современных архитектурно-планировочных решений, усиление контроля за соблюдением требований по снижению шумового воздействия, внедрение инновационных технологических решений, реализация мероприятий по сокращению зон повышенного шумового дискомфорта при реализации проектов развития улично-дорожной сети.

Список литературы

1. Доклад о состоянии окружающей среды в городе Москве в 2013 году // Правительством Москвы, Департамент природопользования и охраны окружающей среды города Москвы; [под общ. ред. А.О. Кульбачевского]. - М.: «ЛАРК ЛТД», 2014, 222 с.: ил. – ISBN 978-5-902293-13-2.

2. Европейское руководство по контролю ночного шума // Всемирная организация здравоохранения – Европейское региональное бюро, 2014, ISBN 978-92-890-5012-8.

3. Данные ГПБУ «Мосэкомониторинг», подготовленные в рамках

доклада о состоянии окружающей среды города Москвы в 2014 году.

4. Постановление Правительства Москвы от 07.12.2004 г. № 857-ПП «Об утверждении правил подготовки и производства земляных работ, обустройства и содержания строительных площадок в городе Москве».

5. Закон города Москвы от 21.11.2007 г. № 45 «Кодекс об административных правонарушениях».

Экологический аспект проектирования кольцевых пересечений в одном уровне

Поспелов П.И., Щит Б.А.
Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)

Аннотация: В докладе приводятся данные, свидетельствующие о снижении транспортного шума и выбросов вредных веществ, которые были использованы при разработке на кафедре Изысканий и проектирования дорог МАДИ проекта ОДМ «Методические рекомендации по проектированию кольцевых пересечений при строительстве и реконструкции автомобильных дорог».

Ключевые слова: Кольцевые пересечения, снижение транспортного шума, выбросы вредных веществ.

Наблюдающиеся в последнее время темпы автомобилизации в Российской Федерации, повышают актуальность решения проблем, связанных с обеспечением экологической безопасности населения, проживающего на территориях, расположенных в непосредственной близости от автомобильных дорог. Особое место занимают загрязнение атмосферного воздуха и почв выбросами вредных веществ, поступающих в атмосферу с отработавшими газами автомобилей и защита от транспортного шума.

Особенно это проявляется в зонах влияния пересечений, где происходит изменение скоростей, вплоть до полной остановки.

Зарубежная практика проектирования автомобильных дорог указывает на широкое применение кольцевых пересечений в качестве основного типа пересечений в одном уровне. Указанное обстоятельство обусловлено тем, что кольцевые пересечения обладают *более высоким уровнем обеспечения безопасности движения*, возможностью *пропуска высокоинтенсивного движения*.Кольцевые пересечения могут нормально функционировать при суммарной суточной интенсивности движения до 70 – 80 тыс.авт./сутки, обеспечивая высокий уровень безопасности движения. Существенным преимуществам кольцевых пересечений является *меньшее воздействие движения* автомобилей на *окружающую среду*.

Снижение выбросов вредных веществ

На автомобильных дорогах расчеты выбросов выполняются для следующих вредных веществ, поступающих в атмосферу с отработавшими газами автомобилей: оксид углерода (CO), оксиды азота NOx (в пересчете на диоксид азота); углеводороды (CH), сажа, диоксид серы (SO2)[1]. При

оценке выбросов в зоне пересечений следует учитывать скорость проезда пересечения, торможение, холостой ход и разгон.

В зоне пересечений выбросы указанных вредных веществ в значительной степени определяет расход топлива, который, в свою очередь связан со скоростью движения, и продолжительностью задержек. В зоне всех пересечений в одном уровне происходит снижение скоростей движения, что повышает токсичность выхлопных газов, поступающих в атмосферу (рис. 1), однако за счет снижения задержек общий выброс вредных веществ в зоне кольцевых пересечениях существенно ниже.

Рис .1. Зависимость относительного изменения количества вредных веществ от скорости движения [1]

Установлено [2], что при реконструкции пересечений в одном уровне при замене регулируемых пересечений на кольцевые, наблюдается сокращение выбросов окиси углерода на 38 – 45 %, углекислого газа на 55 – 61 %, окислов азота на 44 – 51 %, углеводородов на 62 – 88 %, оксидов азота на 30%, при сокращении расхода топлива на 30 %.

Примерно о таком же снижении токсичных выбросов сообщается в исследованиях, проведенных в штате Канзас (США) [3]: выброс окись углерода (CO) сократился на 21 – 42 %, углекислого газа (CO2) – на 16 – 59 %, оксидов азота (NOx) - на 20 -48 %, углеводородов (HC) – на 18 – 65 %.

В комплексном исследовании, выполненном в 2007 г. в США с использованием программного продукта SIDRA [4], заключавшемся в детальном сопоставлении режимов движения и токсичности выбросов при светофорном регулировании и кольцевой организации движении на пересечении установлено, что устройство кольцевых пересечений существенно снижет отрицательное воздействие автомобильного транспорта на окружающую среду. Результаты этого исследования представлены в таблицах 1, 2, и 3 и на рисунке 2.

Таблица 1

Расход топлива при светофорном регулировании и кольцевой организации движении

Примыкающее направление	Расход топлива, л/час			
	Пересечение со светофорным регулированием	Кольцевое пересечение	Снижение	
			л/час	%
Ю	0,215	0,16	-0,055	25,6
В	0,389	0,236	-0,153	39,3
С	0,174	0,16	-0,013	7,5
З	0,198	0,165	-0,033	16,7
∑	0,976	0,721	-0,254	26,1

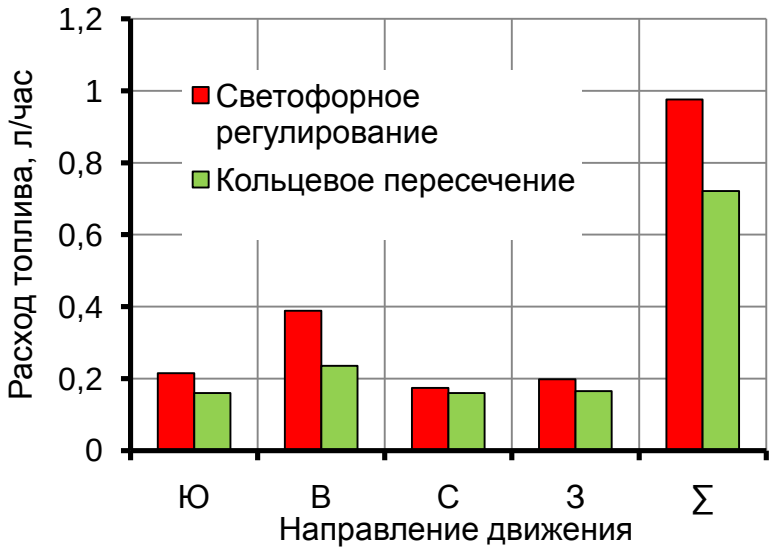


Рис. 2. Расход топлива по примыкающим направлениям [4]

Таблица 2

Задержки движения при светофорном регулировании и кольцевой организации движении

Параметр	Пересечение со светофорным регулированием	Кольцевое пересечение
Средние задержки на 1 автомобиль, сек	37,9	10,7
Суммарные задержки, авт.час/час	38,28	6,85

На кольцевых пересечениях, по сравнению с пересечениями со светофорным регулированием, при сокращении задержек в 5,6 раза, общий расход топлива сократился на 26,1%(табл. 1, рис. 2). При этом выбросы углекислого газа сократились на 21,3%, оксидов азота на 16,4% и окиси углерода – на 19,0% (табл. 3).

Таблица 3

Сравнение токсичности выбросов при светофорном регулировании и кольцевой организации движении [4]

Вид токсичного вещества	Примыкающее направление	Объем выброса, кг/час		Снижение объема выбросов	
		Пересечение со светофорным регулированием	Кольцевое пересечение	кг/час	%
Углекислый газ CO_2	Юг	126,9	100,3	-26,6	21,0
	Восток	218,6	147,8	-70,8	32,9
	Север	106,9	99,3	-7,6	7,1
	Запад	119,4	102,6	-16,8	14,1
	∑	571,8	450	-121,8	21,3
Оксидыазота NO_x	Юг	0,292	0,247	-0,045	15,4
	Восток	0,501	0,361	-0,14	27,9
	Север	0,249	0,245	-0,004	1,6
	Запад	0,279	0,251	-0,028	10,0
	∑	1,321	1,104	-0,217	16,4
Окись углерода CO	Юг	9,86	8,09	-1,77	18,0
	Восток	17,66	11,85	-5,81	32,9
	Север	8,14	8,13	-0,01	0,1
	Запад	9,31	8,34	-0,97	10,4
	∑	44,97	36,41	-8,56	19,0

Снижение транспортного шума

Источниками шума при движении автомобилей являются: работа двигателя, работа трансмиссии и взаимодействие колеса с покрытием. Общепринята не линейная связь между скоростью движения и уровнем звука (рис. 3). На малых скоростях движения уровень звука определяет работа двигателя и трансмиссии, с увеличением скорости основным источником становится шум от взаимодействия колеса с покрытием. Для скоростей характерных при движении в зоне пересечений в одном уровне, не превышающих 30 - 50 км/час, решающую роль играет работа двигателей автомобилей и трансмиссии. Особенно это относится к грузовым автомобилям, шум от работы двигателей которых на 7-9 дБ*А* превышает шум легковых автомобилей (рис. 4).

Уровень звука на пересечениях также связан с режимом движения автомобилей (рис. 5). При равномерном движении наблюдаются наименьшие уровни звука. При замедлении и, особенно, при разгоне автомобилей на пониженных передачах уровни звука существенно выше (рис. 6).

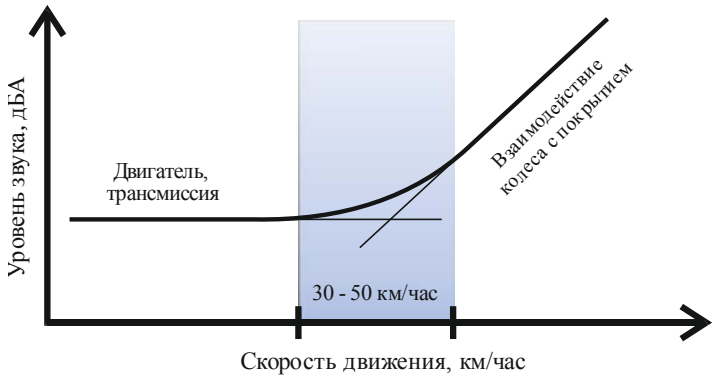


Рис. 3. Зависимость уровня звука от скорости движения автомобиля *[5]*

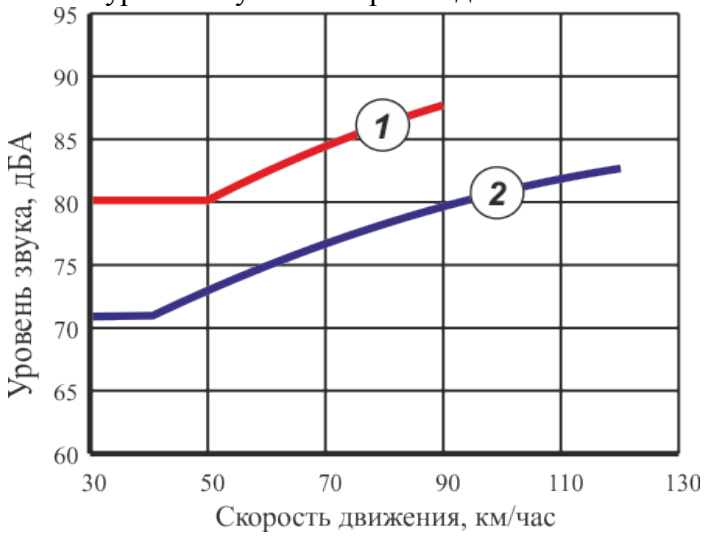


Рис. 4. Зависимость изменения уровня звука на расстоянии 10 м от оси полосы движения от скорости движения: 1 – грузовые автомобили, 2 - легковые автомобили [7]

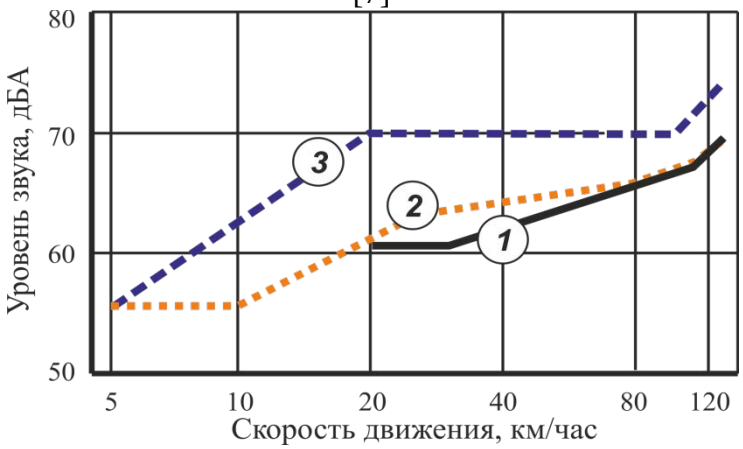


Рис. 5. Зависимость изменения уровня звука от скорости движения тяжелых грузовых автомобилей: 1 - движение с равномерной скоростью, 2 – торможение, 3 - разгон [5]

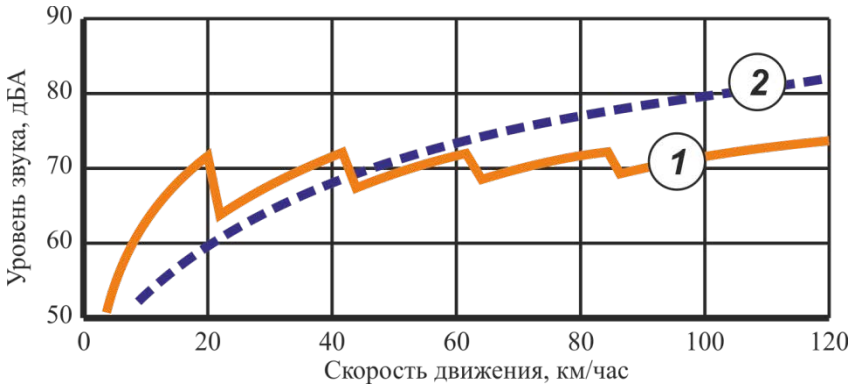


Рис. 6. Зависимость составляющих уровня звука легкового автомобиля от скорости движения: 1 - работающий двигатель и трансмиссия, 2 - взаимодействие колес с покрытием [6]

Многочисленные зарубежные экспериментальные исследования, заключавшиеся в сопоставлении уровней звука на пересечениях в одном уровне «до» и «после» организации кольцевого движения свидетельствуют о существенном снижении уровней на кольцевых пересечениях.

На рис. 7 представлено изменение скорости и уровня звука «до» и «после» строительства кольцевого пересечения: до строительства кольцевого пересечения эквивалентный уровень звука составлял 65,0 дБА, после – 62,8 дБА, величина снижение составила 2,2 дБА.

Исследования [7] показывают существенноеуменьшение шума, до 1,5 -2,0 дБА, на подходах к кольцевому пересечению (табл. 4).

Обобщенные результаты, проведенных в ряде европейских стран экспериментальных измерений, при перепланировке пересечения в одном уровне на кольцевое пересечение представлены в табл. 5.

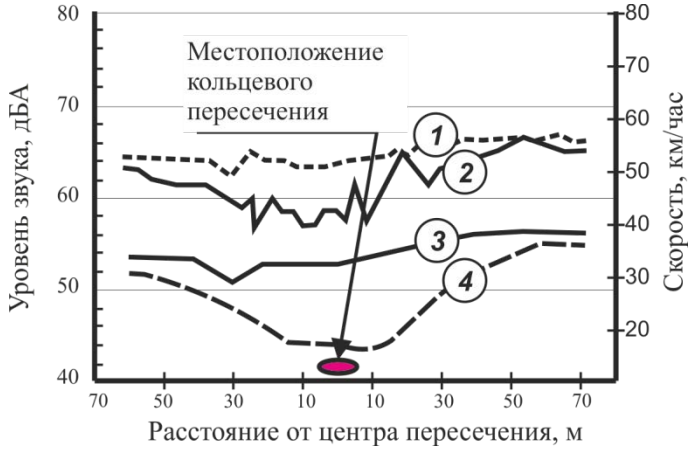


Рис. 7. Зависимости скорости и эквивалентного уровня звука до и после строительства кольцевого пересечения [7]: 1 – уровень звука до строительства, 2 - уровень звука после строительства, 3 – скорость движения до строительства, 4 – скорость движения после строительства

Таблица 4

Снижение уровня звука после строительства кольцевого пересечения [7]

Расстояние от кольцевого пересечения, м	10	20	50	100
Снижение уровня звука после устройства кольцевого пересечения, дБА	1,8-1,9	1,0-1,6	0,1-2,5	0,6

Таблица 5

Эффективность устройства кольцевых пересечений [7]

Планировочное мероприятие	Эффективность планировочного мероприятия	Примечание
Перепланировка нерегулируемого пересечения в одном уровне на кольцевое пересечение, при скоростях движения на пересекающихся дорогах до 50 км/час	Снижение уровня звука до 2 дБА, на расстоянии до 100 м от центра пересечения	Норвегия, 2001 г.
Перепланировка нерегулируемого пересечения в одном уровне в населенном пункте на кольцевое пересечение	Снижение уровня звука до 2 дБА,	Швеция, 2002 г.
Перепланировка нерегулируемого пересечения в одном уровне на загородном участке автомобильной дороги грузового движения на мини-кольцевое пересечение	Снижение уровня звука на 3 -5 дБА	Великобритания, 2000 г.
Перепланировка регулируемого пересечения в одном уровне на кольцевое пересечение	Снижение уровня звука на 2 дБА в дневной период времени и на 3 дБА в ночной период времени	Швейцария, 2003 г.
Перепланировка регулируемого пересечения в одном уровне на кольцевое пересечение	Снижение уровня звука на 2-4 дБА в дневной период времени и на 2-3 дБА в ночной период времени	Франция, 2000 г.
Перепланировка регулируемого пересечения в одном уровне на кольцевое пересечение	Снижение уровня звука на 1-3 дБА	Франция, 1999 г.

Представленные выше материалы свидетельствуют о меньшем негативном воздействии на окружающую среду кольцевых пересечений, по сравнению с другими типами пересечений в одном уровне. Это касается объема выбросов вредных веществ, поступающих в атмосферу и уровней шума в зоне влияния пересечений.

Экологичность кольцевых пересечений была учтена в проекте ОДМ «Методические рекомендации по проектированию кольцевых пересечений при строительстве и реконструкции автомобильных дорог», разработанном на кафедре изысканий и проектирования дорог МАДИ [8, 9, 10].

Список использованных источников

1. Методика определения выбросов автотранспорта для проведения сводных расчетов загрязнения атмосферы городов. Государственный комитет российской федерации по охране окружающей среды. Утверждена приказом Госкомэкологии России № 66 от 16 февраля 1999 года [Электронный ресурс] // Режим доступа http://snip.g-ost.ru/45343.html. Загл. с экрана 18.01.2014
2. Modern Roundabouts and the Environment [Electronic resource] // Road Commission of Washtenaw County. http://ourfiles.ifolder.ru/20495395. Viewed on 12.02.2014
3. Kansas Impact of Modern Roundabouts on Vehicular Emissions [Electronic resource] // Mandavilli S., Russell E.R., Rys M.J. http://www.ctre.iastate.edu/pubs/midcon2003/MandavilliRoundabouts.pdf. Viewed on 10.02.2014
4. Quantitatively Determining the Emissions Reduction Benefits of the Replacement of a Signalized Intersection by a Roundabout Emissions [Electronic resource] // Hesch M., Academy of Holy Names. 2007 https://www.dot.ny.gov/main/roundabouts/.../Emissions_Reduction.pdf Viewed on 10.02.2014
5. Measurement of highway related noise [Text] // Lee Cynthia.S.Y, Gregg G. Fleming G.G. FHWA-PD-96-046.1969. p.213.
6. Traffic noise reduction in Europe. Health effects, social costs and technical and policy options to reduce road and rail traffic noise [Electronic resource] // Report Delft, August 2007 Authors: L.C. (Eelco) den Boer A. (Arno) Schroten. P. 70. http://www.ce.nl. Viewed on 10.02.2014
7. Traffic Management and Noise Reducing Pavements - Recommendations on Additional Noise Reducing Measures [Text] // SILVIA PROJECT DELIVERABLE. SILVIA-DTF-DRI-008-11-WP5-020205. Ministry of Transport – Denmark, 2005, p.90/
8. Поспелов П.И. Методическое обеспечение проектирования кольцевых пересечений [Текст] / Поспелов П.И., Шевяков А.П., Щит Б.А. // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). - 2013.- № 1. С. 101-111.
9. Поспелов П.И., Щит Б.А.Повышение транспортно-эксплуатационных качеств пересечений в одном уровне [Текст] // Промышленное и гражданское строительство - 2013. - № 7. - С. 81-84.
10. Поспелов П.И. Методическое обеспечение автоматизированного проектирования кольцевых пересечений [Текст] / П.И. Поспелов, Б.А. Щит, М.А. Овчинников, А.А. Вершков, М.Н. Зобнин, А.В. Жуков, П.А. Елугачёв, М.А. Катасонов, Г.В. Величко, Л.И. Сикорская // САПР и ГИС автомобильных дорог. — 2014. — № 2(3). — С. 46–56.

Снижение шума подвижного составажелезнодорожного транспортав источнике образованияи на пути распространения

Иванов Н.И.[1], *Куклин Д.А.*,[1] *Матвеев П.В.*[1], *Олейников А.Ю.* [1]

1-Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф.Устинова

Аннотация: Показаны масштабы акустического загрязнения от подвижного состава железнодорожного транспорта и воздействие шума на население. Рассмотрены и проанализированы источники шума железнодорожного транспорта, даны характеристики шума поездов. Проанализированы процессы образования и распространения внешнего шума излучаемого железнодорожным транспортом. Подробно описаны методы и средства снижения шума в источнике и на пути распространения звука.

Ключевые слова: Железнодорожный транспорт, шум, норма шума, источники шума, вклад источников, снижение шума, накладки на шейку рельса, шлифование рельсов, малые акустические экраны.

Введение

Железнодорожный транспорт является одним из самых энергоэффективных видов транспорта. Однако наряду со многими неоспоримыми достоинствами железнодорожный транспорт часто становится причиной жалоб населения на повышенный шум.

Железнодорожное сообщение заметно увеличивает акустическое загрязнение ОС. По данным комиссии ЕС по железнодорожному транспорту примерно 10% населения ЕС подвержено вредному воздействию шума от железнодорожного транспорта, которое является угрозой здоровью, а также является причиной беспокойства и дискомфорта.

1. Источники шума железнодорожного транспорта

Воздействие шума железнодорожного транспорта на окружающуюсреду и пассажиров чрезвычайно многообразно. По интенсивностиэтот шум занимает промежуточное положение между авиационными автомобильным, но по числу источников шума различного происхождения ему нет равных.

Можно выделить три основных объекта, на которые воздействуетшум от железнодорожного транспорта:

1) селитебная зона;

2) пассажиры и обслуживающий персонал на станциях;

3) пассажиры и обслуживающий персонал поездов.

На примагистральных территориях и в селитебной зоне основнымиисточниками шума в окружающей среде являются (таблица1):

– шум локомотива;

– звуковые сигналы;

– аэродинамические взаимодействия подвижного состава с окружающей средой (при скорости более 200 км/ч);

– взаимодействие пути и подвижного состава при движении (излучение шума системой колесо-рельс) – или шум качения;

– вентиляционные системы (это характерно для метрополитена);

– структурный шум, возникающий от передачи вибрации в системеколесо-рельс в близко расположенные здания;

– машины и механизмы для производства работ по текущему содержанию и ремонту путей (путевые машины и механизмы);

– вспомогательное оборудование;

– производственные предприятия железнодорожного транспорта(сортировочные и грузовые станции, локомотивные и вагонныедепо);

– тяговые подстанции;

– железнодорожные мосты (при движении по ним подвижного состава).

Таблица 1

Источники шума железнодорожного транспорта [4]

Источник шума	**Расстояние, м**	**УЗ, дБА**
Движение поезда по мосту со скоростью 60–80 км/ч	25	80-90
Движение подвижного состава при скоростях 150…200 км/ч	25	85-95
Электровозы	25	75-80
Тепловозы	25	80-95
Путевые машины вибрационного действия, щебнеочистительные машины	25	80-95
Соударение вагонов	30	95-100
Звуковые сигналы локомотивов и электроподвижного состава	25	100-110

Тяговые подстанции	30	45-50
Сортировочные станции	100-150	70-85

Основные источники шума, действующие на людей, находящихсяна перронах, в залах ожидания и других помещениях вокзалов, следующие:

– громкоговорящие системы оповещения;

– шум приближающегося (уходящего) поезда;

– шум вспомогательного оборудования (вентиляционные системы,эскалаторы, уборочные машины, кондиционеры, системы отопления и пр.).

Характеристики шума некоторых из этих источников приведеныв таблице2.

Таблица 2

Источники шума, действующие на вокзалах [4]

Источник шума или месторасположение пассажира	**Эквивалентные УЗ, дБА**
Эскалатор	55-60
Уборочная машина	75-85
Громкоговорящие системы оповещения Проходящий грузовой состав	80-90 90-100
Перрон станции метрополитена (при подходе поезда)	75-85

В вагоне транспортного средства воздействует в основном шум откачения колеса по рельсу, а также работа вспомогательных агрегатов(компрессора, электродвигателя и пр.). В метрополитене дополнительный источник шума – отражение звука от поверхности тоннеля.Уровни шума в вагонах даны в таблице3.

Таблица 3

Шум в вагонах при движении со скоростью 60–80 км/ч

Вагоны	**УЗ, дБА**
Пассажирские поезда	60-70
Электроподвижной состав	70-85
Метрополитен	80-90

Шум поездов при различных скоростях находится в пределах показанных в таблице 4:

Таблица 4

Характеристики шума поездов

Тип поезда	Скорость, км/час	Уровни звука, дБА
Грузовые	30-90	78-88
Электропоезда	40-120	76-90
Пассажирские	40-130	78-88
Высокоскоростные поезда «Сапсан»	100-220	68-86

2. Образование и снижение внешнего шума,излучаемого железнодорожным транспортомв источнике возникновения

2.1 Общая характеристика процессов шумообразования

Анализируя процессы шумообразования поездов можно выделить три основные группы:

– шум оборудования;
– шум качения;
– аэродинамический шум.

Интенсивность шума зависит в основном от скорости и в общем виде представлена на рис. 1.

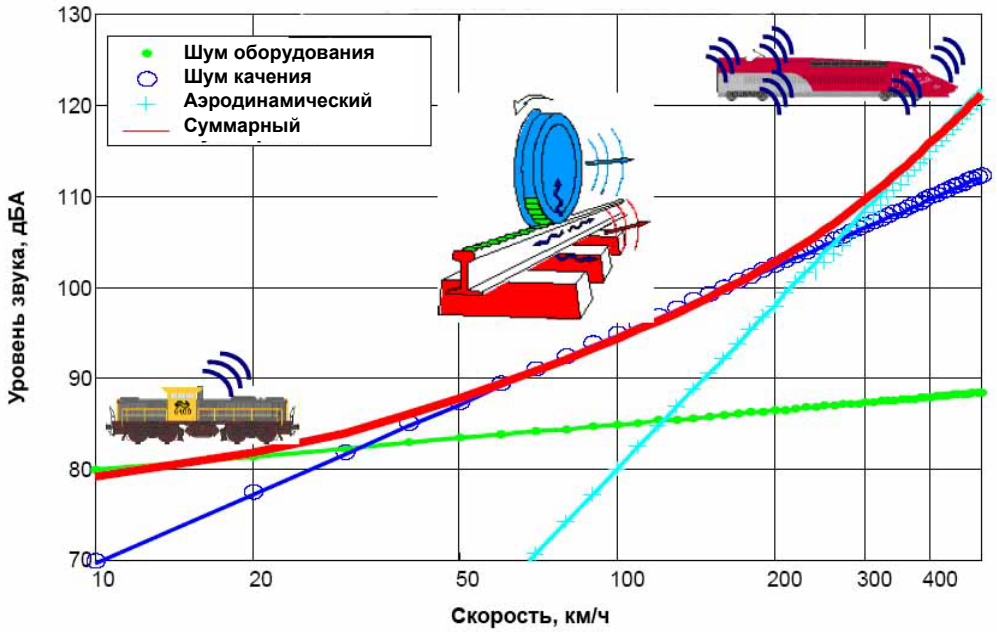


Рис. 1. Зависимость шума железнодорожного поезда от скорости

Шум оборудования (компрессоры, тяговые электродвигатели и др.) превалирует на скоростях до 50-60 км/ч. Шум качения – процесс

соударения в системе «колесо – рельс» определяется зависимостью 30lgV (V – скорость движения, км/ч) и превалирует в диапазоне скоростей 60-300 км/час. Аэродинамический шум образованный обтеканием воздухом корпуса подвижного состава, пантографа и др. определяется зависимостью 60lgV и превалирует на скоростях свыше 300 км/ч.

Определенный вклад в процессы шумообразования дают такие процессы как дребезжание корпуса подвижного состава (корпусной шум), «визг» колеса в кривых, звукоизлучение тормозных колодок и колеса при торможении (шум торможения), соударение вагонов (шум сцепки), отражение звука при установке рельсов на плитах, удары на стыках рельсов и др.

2.2 Шлифование рельсов

Один из основных вкладов в процесс образования внешнего шума железнодорожного транспорта вносит шума качения, то есть шум возникающий при взаимодействии колеса и рельса.

Шум колеса и рельса появляется в результате вибрации, вызванной их взаимодействием. Процесс образования шума качения описывается моделью, созданной Ремингтоном [12]. Графический вид этой модели показан на рис. 2.

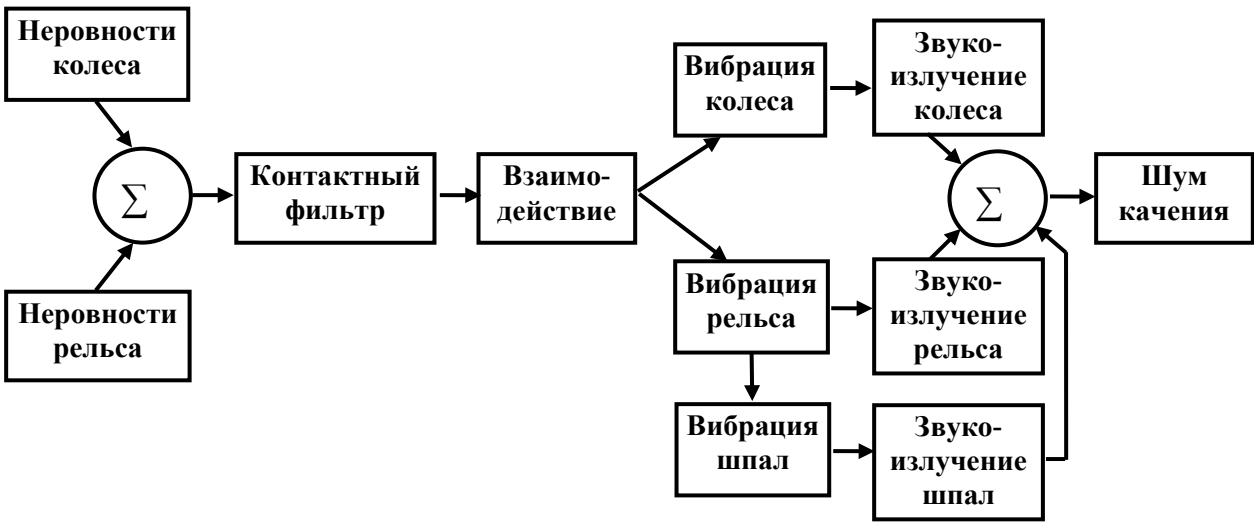


Рис. 2. Модель, описывающая возникновение шума качения

Обратим внимание на некоторые особенности рассматриваемой модели. Излучение шума происходит не только контактирующими но и присоединёнными поверхностями, например, шпалами (рис. 3).

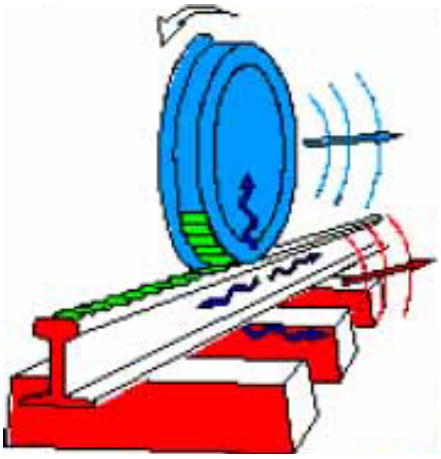


Рис. 3. Звукоизлучение входящих элементов верхнего строения пути и колеса

В модели принято понятие контактного фильтра. Это важная составляющая модели. В месте контакта образуется контактное пятно, где, помимо двух основных тел колеса и рельса, можно выделить третье тело – промежуточный слой, состоящий из смеси оксида железа, и других продуктов износа колес и рельсов. Эта смесь выполняет роль своего рода прокладки, или фильтра, снижающего возникающие напряжения.

В реальных условиях наблюдается некоторое линейное перемещение колеса относительно рельса то есть движение колеса фактически представляет собой сочетание качения и скольжения по поверхности рельса (рис. 4)

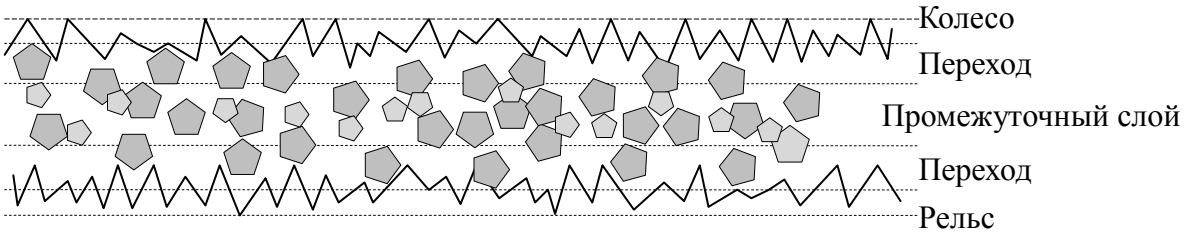


Рис. 4. Схема взаимодействия колеса с рельсом

В контактном пятне имеют место чрезвычайно высокие давления, соответствующие усилиям сдвига, и это приводит к значительным затратам энергии. Вследствие этого в зоне пятна контакта действуют значительные контактные силы и излучается высокоинтенсивный шум.

Из-за ударного характера взаимодействия в контактирующих телах возбуждается весь спектр собственных частот, на которых излучается шум.

В зоне контакта колеса с рельсом возникает контактное давление, которое состоит из статической нагрузки вызванной массой приходящейся на колёсную пару, и динамических сил, связанных со скоростным режимом поезда. Эти силы возникают из-за неровностей поверхностей катания в точке контакта. Контактное давление зависит, главным образом, от амплитуды неровностей в точке контакта [23].

Для рельсов характерен волнообразный износ поверхности катания, характеризуемый периодическими неровностями длиной приблизительно 50-100 мкм и высотой в несколько десятков микрометров в зависимости от степени износа. Величина неровностей в значительной мере влияет на шум качения.

Шум качения также возрастает, если на колесах возникают неровности от торможения, так называемые «ползуны».

Для снижения шума качения вызванного волнообразным износом рельсов в ЕС применяется шлифование рельсов. По литературным данным эффект снижения шума после шлифования рельсов составляет около 6 дБА.

В рамках выполнения научно-исследовательской работы по заданию ОАО "РЖД" на II-ом главном пути Волховского хода Октябрьской железной дороги на участке «Войбокало»…«Новый Быт» (ПК949+40) в период 11.11.2012 по 25.11.2012 г. был проведен эксперимент по определению акустической эффективности шлифования рельсов рельсошлифовальным поездом фирмы «СПЕНО».

Схема расположения микрофонов и датчиков при проведении эксперимента представлена на рис. 5.

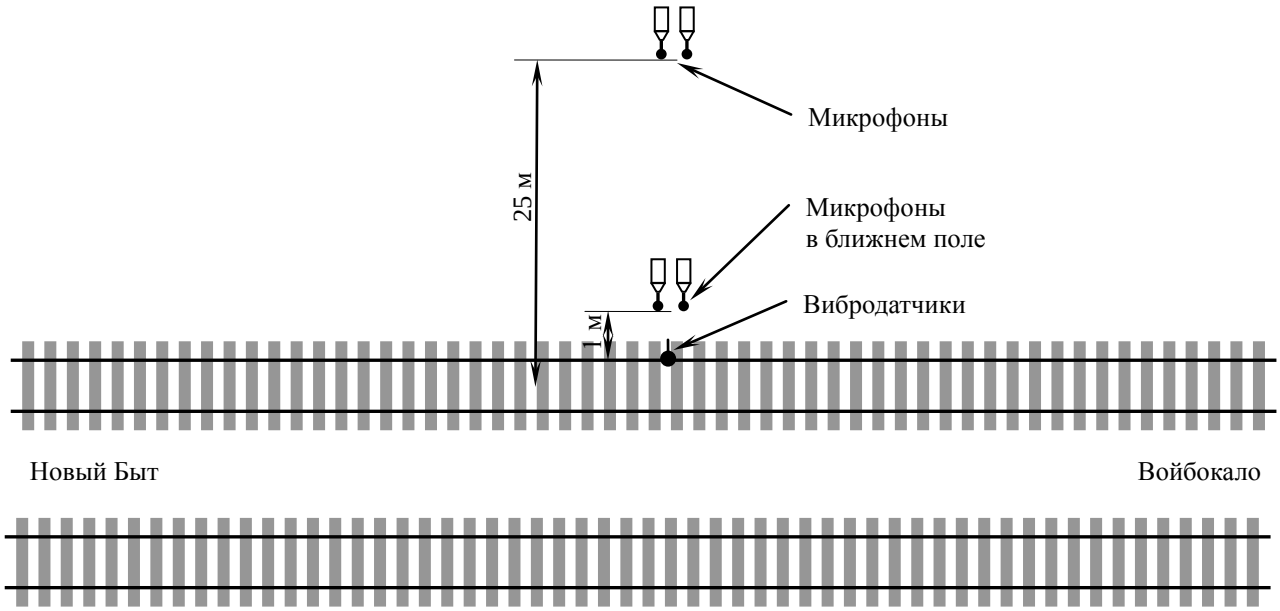


Рис. 5. Схема расположения микрофонов и датчиков

Микрофоны на расстоянии 1 м от рельса были установлены на высоте головки рельса (рис. 6). Микрофоны на расстоянии 25 м от оси пути были установлены на высоте 1,5 м от уровня земли.

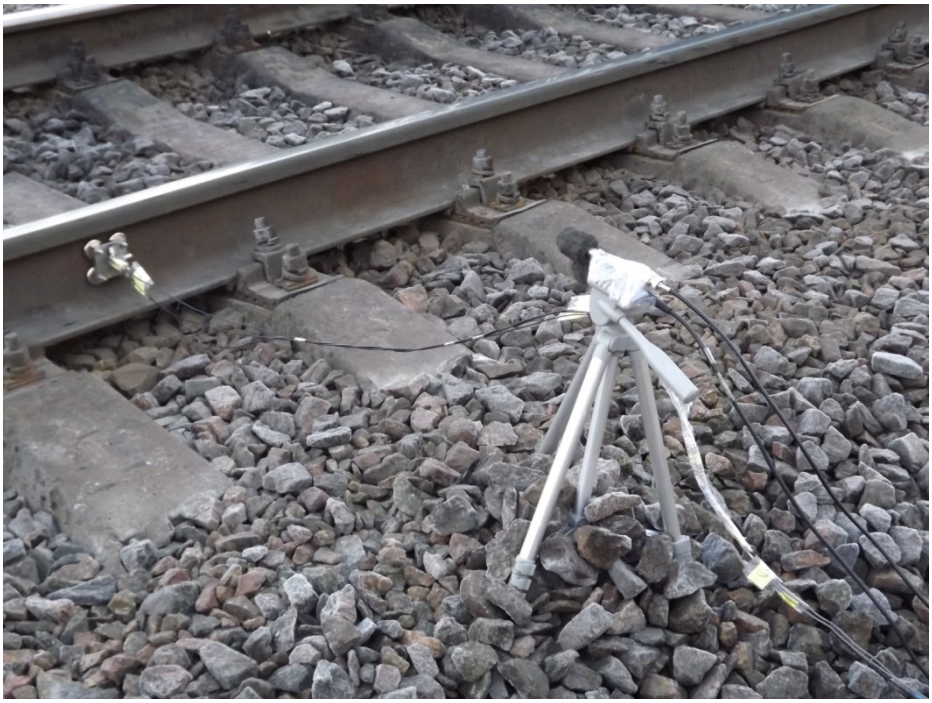


Рис. 6. Установка микрофонов в на расстоянии 1 м от рельса

Рис. 7. Установка трёхкомпонентного вибродатчика на рельс

Состояние поверхности катания рельсов до шлифования представлено на рис. 8. Состояние поверхности катания рельсов после шлифования представлено на рис. 9. На рисунках обведены общие точки для идентификации одного и того же участка.

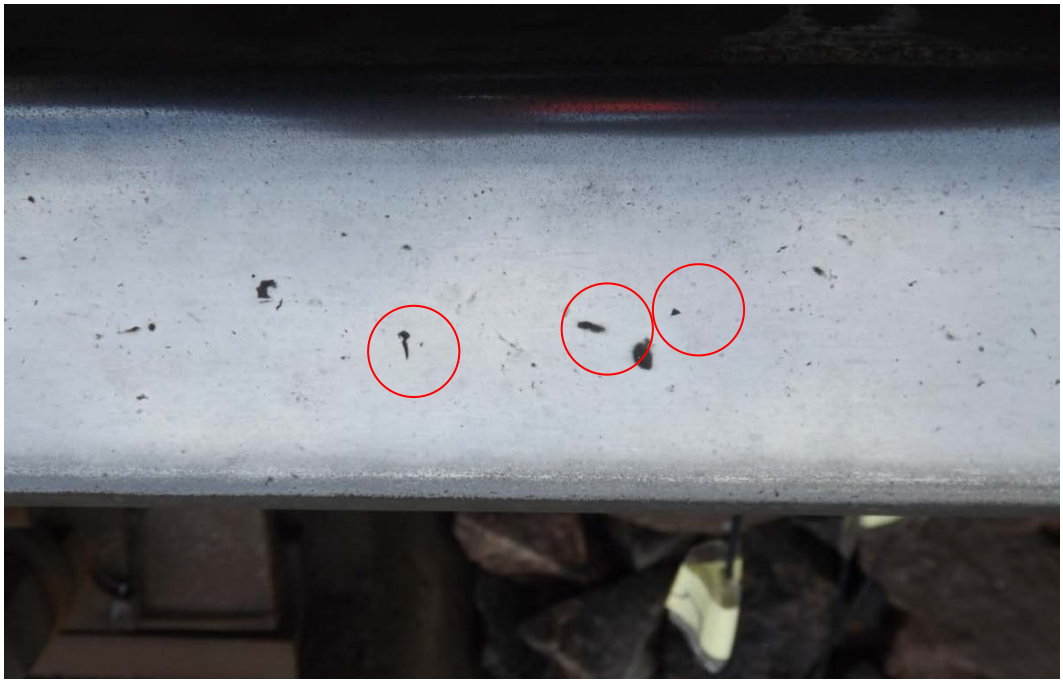


Рис. 8. Поверхности катания рельсов до шлифования

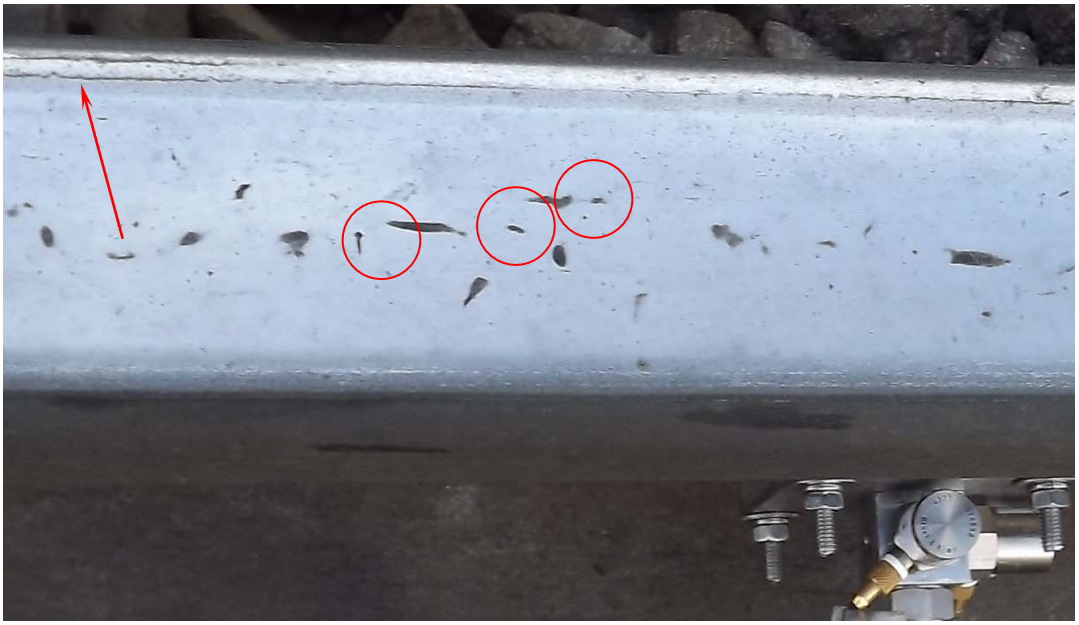


Рис. 9. Поверхности катания рельсов после шлифования

Из рис. рис. 8. и рис. 9. видно, что неровности, которые были до шлифования стали меньше или исчезли совсем, однако обнажились другие неровности (каверны) которые до шлифования на поверхности не выступали. На радиусной поверхности головки рельса образовались продольные трещины, которые до шлифования не проявлялись (указано стрелкой).

Данные измерений шума и вибрации показаны на рис 10-12 (на примере прохождения пассажирского состава). На рис. 10 показаны

результаты измерения шума на расстоянии 1 м и 25 м от путей до и после шлифования из графика видно, что в ближнем поле по разным колёсам эффективность шлифования составляет от 1 до 6 дБА. А на контрольном расстоянии 25 – от 1 до 4 дБА.

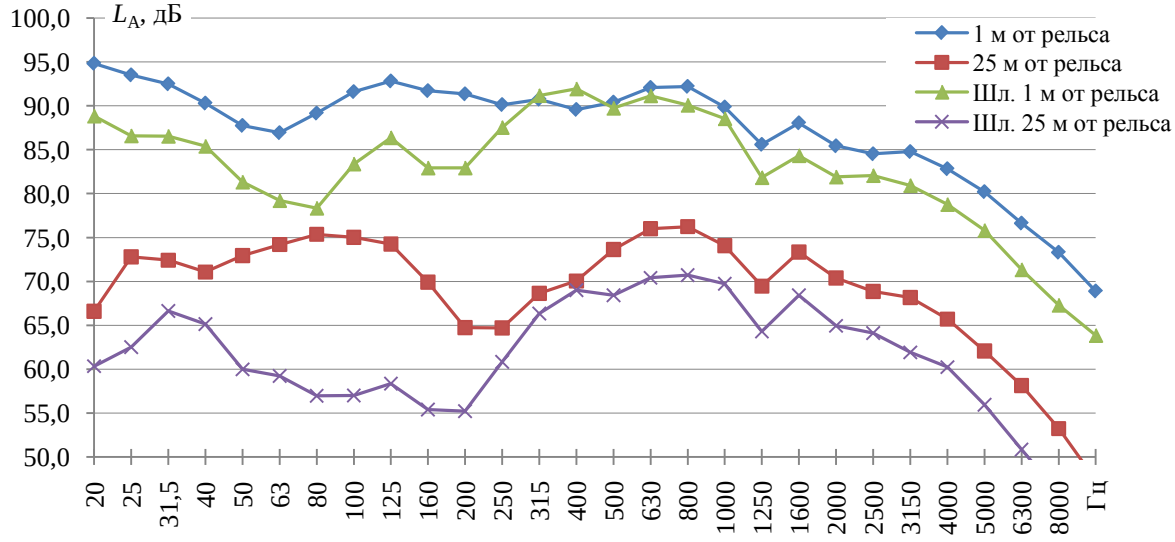


Рис. 10. Результаты измерений уровней звука на расстояниях 1 м и 25 м во время прохождения пассажирского поезда до и после шлифования рельсов

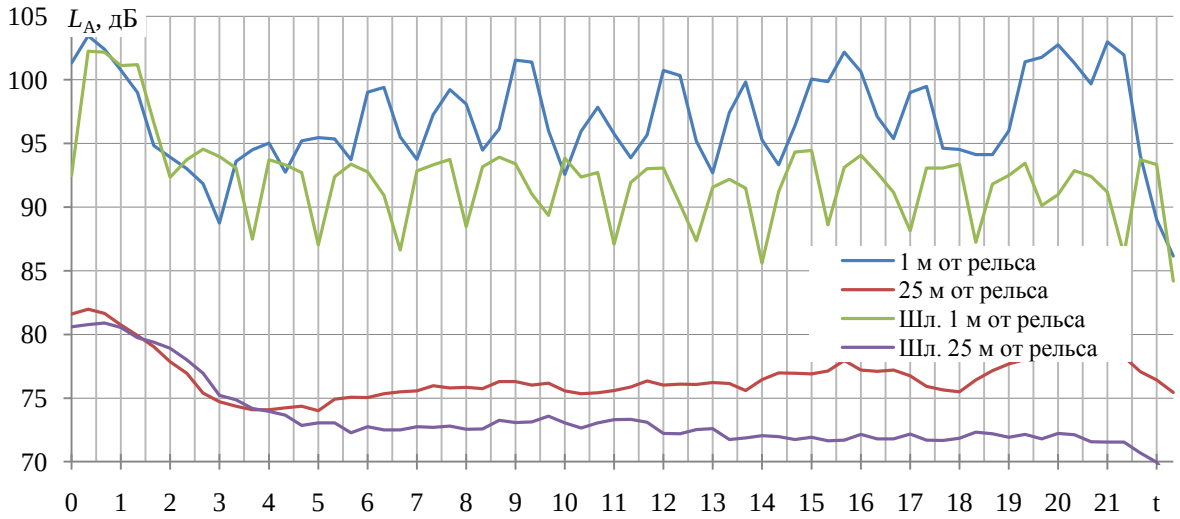


Рис. 11. Уровни звукового давления звука на расстояниях 1 м и 25 м до и после, шлифования рельсов

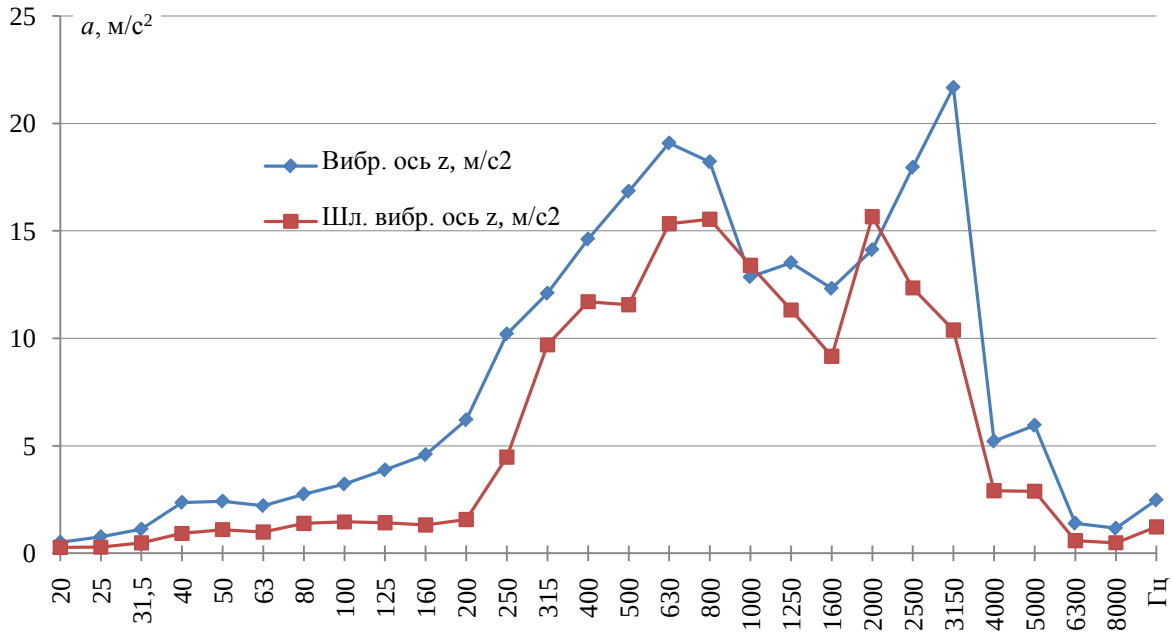


Рис. 12. Значения виброускорения рельса по оси *z*(вертикально), до шлифования и после шлифования при прохождении пассажирского поезда

Снижение шума при проведении шлифования составило от 2,5 до 3,5 дБА. Столь невысокие результаты (в зарубежных данных приводится больший эффект) объясняетсяприменяемым методом шлифования. В РФ согласно «ТУ по шлифованию рельсов» от 22 февраля 2011 г. № 388 производится шлифование для поддержания механических свойств рельсов. В ЕС применяют, так называемое акустическоешлифование.

Такое шлифование производится в два приёма последовательно идущими поездами. Первый поезд осуществляет фасонное фрезерование или строгание рельса с формирование правильного профиля, а второй поезд производит сглаживание микронеровностей оставшихся после фрезы. Кроме того, эффект снижения шума от шлифования рельсов очень сильно нивелирует плохое состояние колёсных пар отечественных вагонов. Особенно плохое состояние колёс у вагонов цистерн и полувагонов. Наилучшее состояние поверхностей катания колёс у пассажирских вагонов, поэтому на этих типах вагонов и был получен наилучший эффект.

Таким образом, для достижения большего эффекта снижения шума необходимо не только акустическое шлифование поверхностей рельсов, но и лучший контроль за техническим состоянием колёсных пар (особенно грузовых вагонов).

Наилучший результат снижения шума от процедуры шлифования рельсов в текущих условиях будет получен на участках, где выведено грузовое движение и осуществляется в основном движение пассажирских, моторвагонных и скоростных поездов, как имеющих меньшее количество дефектов поверхностей катания колёсных пар.

2.3 Накладки на шейку рельса

Одним из направлений снижения шума качения в источнике образования является снижение звукоизлучения рельса Это достигается установкой вибродемпфирующих накладок на шейку рельса. Общий вид накладок представлен на рис. 13.

Рис. 13. Общий вид вибродемпфирующих накладок на шейку рельса

Проверка акустической эффективности данного средства снижения шума проводилась на выделенном экспериментальном участке на перегоне Дибуны – Белоостров Октябрьской железной дороги.

Результаты испытаний для трёх типов поездов (грузовые поезда, электропоезда, пассажирские поезда) приведены на рис 14-16.

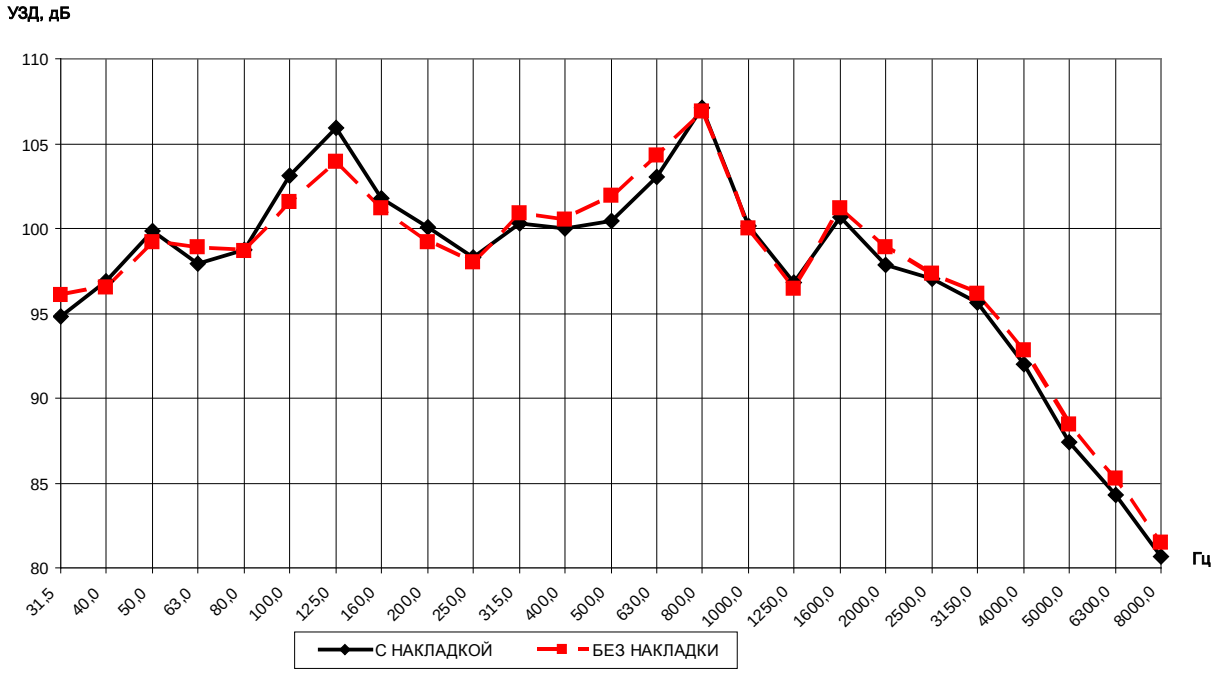


Рис. 14. Результаты измерений УЗД на расстоянии 1 м от рельса с накладкой и без накладки, при проезде грузового поезда

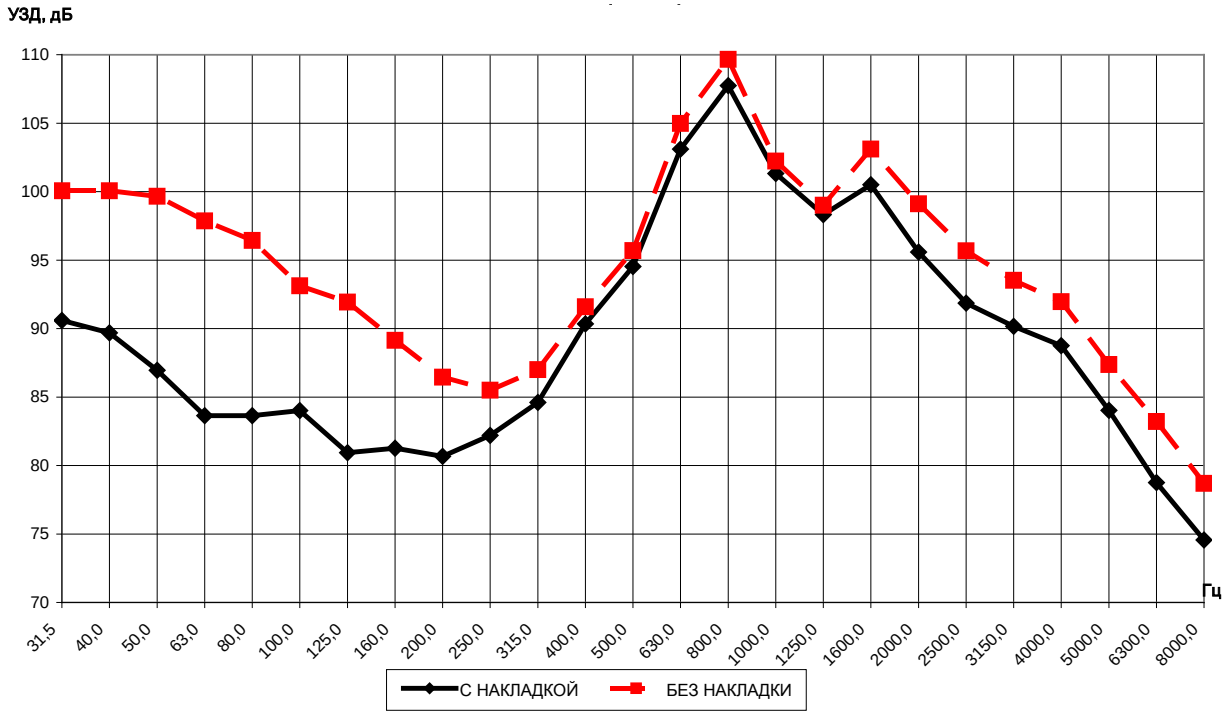


Рис. 15. Результаты измерений УЗД на расстоянии 1 м от рельса с накладкой и без накладки, при проезде пассажирского поезда

Рис. 16. Результаты измерений УЗД на расстоянии 1 м от рельса с накладкой и без накладки, при проезде электропоезда

Анализируя характеристики 1/3 октавных спектров можно утверждать, что в низкочастотной области имеет место эффект демпфирования, а высокочастотной вставка частично выполняет функции звукоизоляции. Любопытно отметить характерную для всех измеренных спектров характерную область на частоте 1000 Гц, на которой вставки не имеют эффекта. Это подтверждает влияние звукоизоляции на высоких частотах.

Таким образом, снижение УЗД составило от 2 до 5 дБ в средне-низкочастотной области спектра от 1 до 2 дБ в высокочастотной. Снижение уровня звука составляет около 3 дБА.

3 Снижение шума железнодорожного транспорта на пути распространения

3.1 Особенности распространения внешнего шума железнодорожного транспорта

При распространении звука в пространстве от движущегося поезда в близрасположенную застройку происходит снижение уровней звука (УЗ) и уровней звукового давления (УЗД) с расстоянием, обусловленное явлением

дивергенции, т.е. расхождения звукового поля во все больший объем пространства. Характер уменьшения УЗ и УЗД с расстоянием от поезда определяется его длиной. Протяженный поезд является источником цилиндрических звуковых волн, характерных для линейных излучателей. Для условно бесконечных линейных источников характерно снижение на 3 дБ (дБА) при каждом удвоении расстояния. Поезд имеет конечные размеры, поэтому указанная закономерность имеет ограничение, т.е. при увеличении расстояния цилиндрическая волна переходит в квазицилиндрическую (снижение 4-5 дБ), а затем в сферическую (снижение 6 дБ), когда поезд представляется точечным источником звука. Данные снижения УЗ от различных поездов с увеличением расстояния при прохождении поезда оп насыпи приведены в таблице 5.

Таблица 5

Снижение шума для различных типов поездов
на участке с плоском рельефом

Расстояние, м	**Тип поезда**	**Снижение УЗД, дБ, в полосах со среднегеометрическими частотами Гц**									**Снижение УЗ, дБА**
		31,5	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	
25	электропоезд	-1,5	-2,0	-4,0	-6,0	-5,0	-6,0	-6,0	-6,0	-6,0	-6
	пассажирский	-2,0	-3,5	-5,0	-6,0	-4,0	-5,0	-5,0	-5,0	-7,0	-5
	скоростной	-3,0	-4,0	-6,0	-6,5	-4,0	-4,5	-5,0	-6,5	-7,5	-5
	грузовой	-2,5	-2,5	-4,5	-5,0	-3,5	-3,5	-4,0	-5,0	-6,0	-4
50	электропоезд	-2,0	-3,0	-5,0	-7,0	-4,0	-6,0	-5,0	-6,0	-6,0	-5
	пассажирский	-2,0	-3,0	-6,0	-7,0	-5,0	-5,0	-5,0	-6,0	-7,5	-5
	скоростной	-3,0	-4,5	-6,0	-7,0	-4,5	-5,0	-6,0	-7,0	-8,0	-6
	грузовой	-2,0	-3,5	-5,0	-5,5	-4,0	-4,0	-5,0	-5,5	-7,0	-4
100	электропоезд	-5,0	-6,0	-6,0	-7,0	-7,0	-2,0	-6,0	-7,0	-9,5	-4
	пассажирский	-2,0	-2,5	-3,0	-7,0	-5,0	-2,0	-4,0	-6,0	-9,0	-3
	скоростной	-2,0	-2,0	-2,5	-6,0	-5,0	-2,5	-4,0	-5,0	-7,0	-4
	грузовой	-3,0	-4,0	-3,0	-7,0	-3,5	-3,0	-3,5	-5,0	-9,0	-1,5

Разница уменьшения УЗ в свободном пространстве, например, для расстояния 100 м может достичь 4 дБА между грузовыми (длинный поезд) и электропоездами (короткий поезд).

3.2. Снижение шума железнодорожного транспорта малыми акустическими экранами

Применения средств снижения шума качения в источнике не обеспечивает снижения шума до требуемых величин. Эффективной мерой снижения шума на пути распространения от источника является применение средств ближней звукоизоляции. В качестве такого средства может рассматриваться преграда в виде малого акустического экрана,

расположенного вблизи головки рельса в пределах разрешенных габаритов. Расчетная схема такого устройства показана на рис. 5.1.

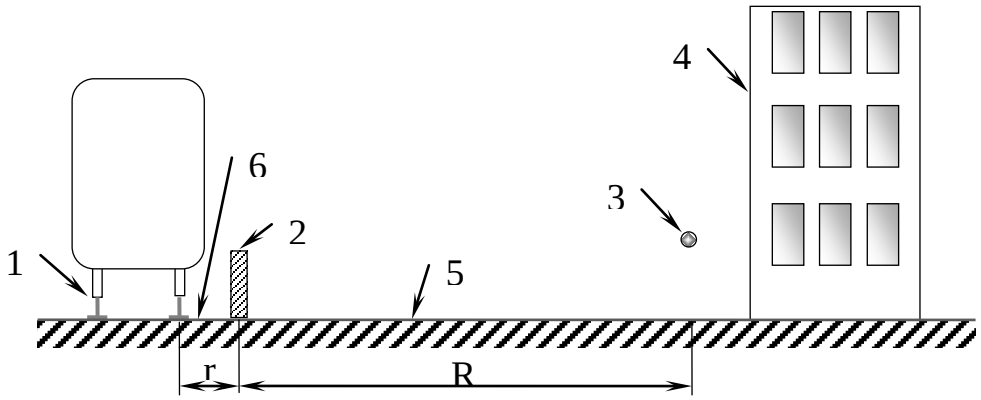


Рис. 17. Расчетная схема БСЗ:
1 – источник шума (пара колесо – рельс); 2 – БСЗ; 3 – расчетная точка (РТ); 4 – защищаемый от шума объект; 5 – опорная поверхность между БСЗ и РТ; 6 – опорная поверхность между источником шума и БСЗ

Для определения акустической эффективности средства ближней звукоизоляции – малого акустического экрана был выделен экспериментальный участок финских железных дорог с установленным экспериментальным экраном Soundim. Высота верхнего ребра экрана от уровня головки рельса составляла 850 мм. Расстояние от экрана до оси пути составляло 1920 мм. Общий вид экрана представлен на рис. 18. Процесс проведения измерений представлен на рис. 19.

Рис. 18. Общий вид малого акустического экрана Soundim

Рис. 19. Проведение измерений акустической эффективности акустического экрана Soundim

Результаты эффективности акустического экрана Soundim представлены на рис. 20-21.

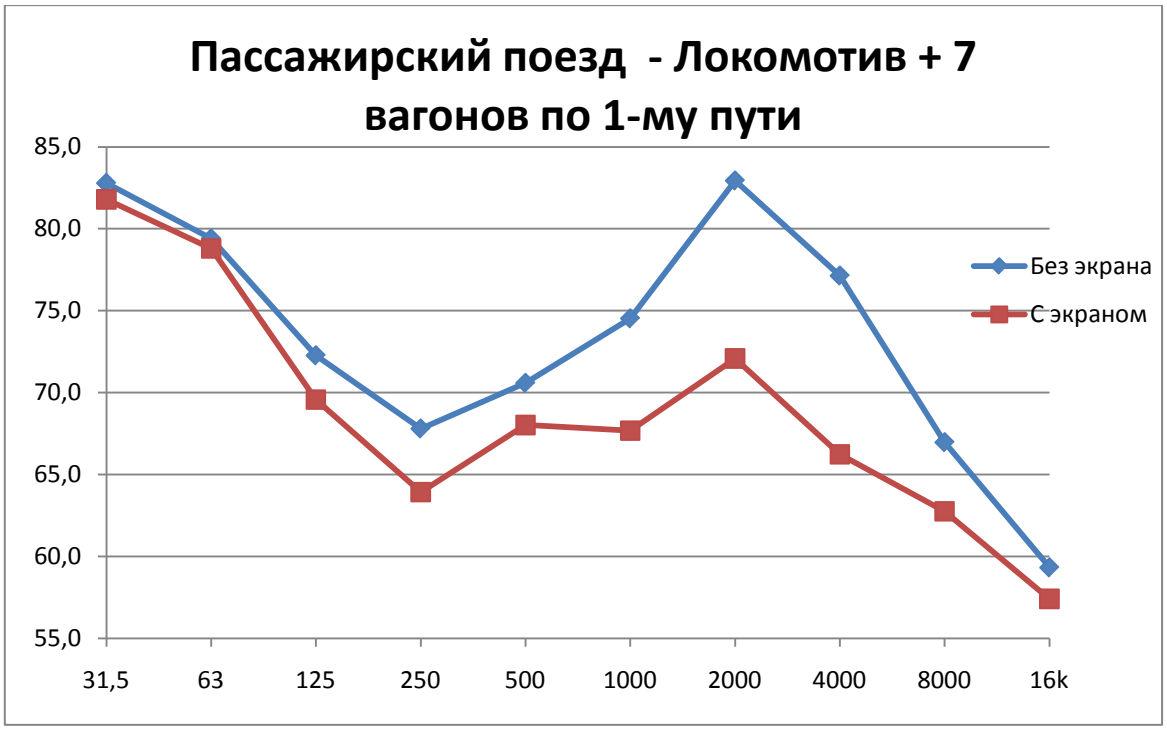


Рис. 20. Результаты акустической эффективности экрана Soundim

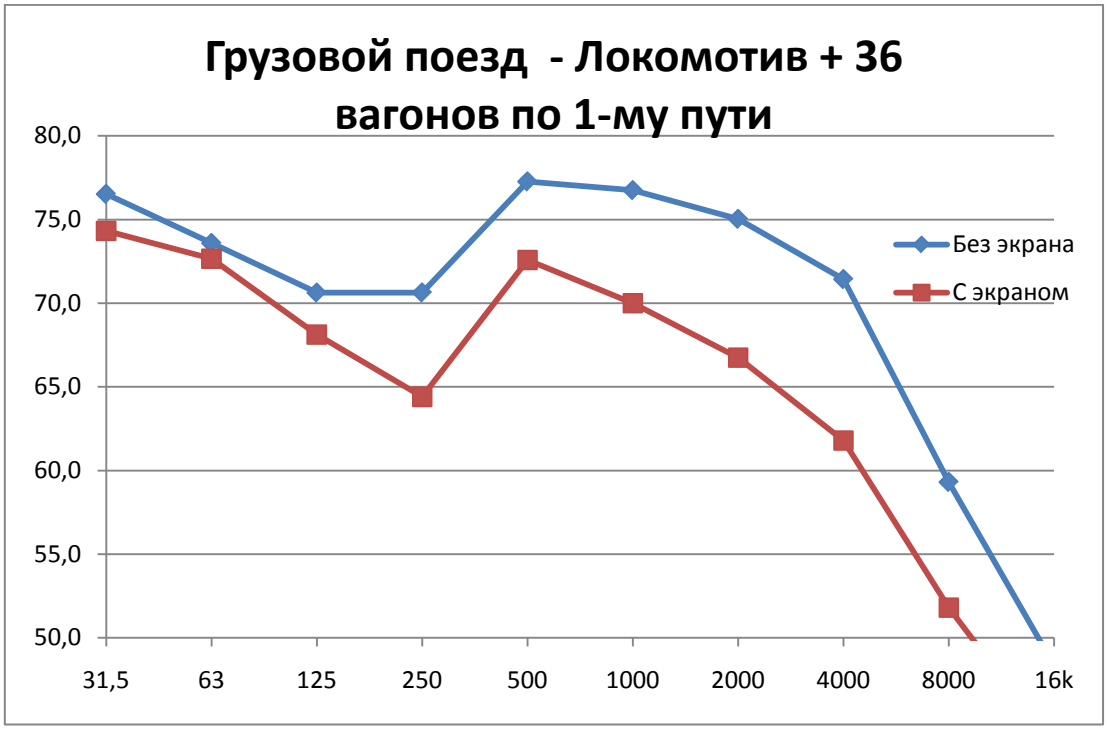


Рис. 21. Результаты акустической эффективности экрана Soundim при прохождении грузового поезда

Эффективность экрана Soundim на измеренном участке финских железных дорог имеет эффективность 8-10 дБА при движении по путям непосредственно прилегающих к экрану и 4-7 дБА при движении по путям удалённых от экрана, что сопоставимо с эффективностью экранов других производителей и других конструкций экранов.Наиболее эффективным применения экранов конструкции Soundim будет на участках где организовано движение скоростных поездов, пригородных электропоездов и пассажирских поездов

В настоящее время эффективность мер по снижению шума на пути распространения (установка АЭ) в среднем составляет 10-15 дБА, что в 2-3 раза больше чем эффективность мер снижения шума в источнике образования (вибродемпфирование или звукоизоляция шейки рельса и др). Наилучших результатов можно достигнуть применяя эти меры совместно.

Литература

1. О концепции снижения уровней шума и вибрации в городе Москве. Постановление Правительства Москвы, 16 октября 2007 г., №896-ПП.
2. Санитарные нормы СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки, Минздрав России, Москва 1997.

3. Interoperability of the Trans-European high-speed rail system – Directive 96/48/EC
– Technical specification for interoperability (TSI) relating to high-speed rolling stock – Commission Decision 2002/735/EC;
– Technical specification for interoperability (TSI) relating to high-speed railway infrastructures – Commission Decision 2002/732/EC.
4. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник,– М.: Логос, 2010, – 424 с.
5. Куклин Д.А. Расчет шумовых характеристик потоков железнодорожного транспорта.Специальном выпуск "ELPIT-2012" научного издания «Известия Самарского научного центра РАН», г. Самара, 2012 г., т 14, с. 885-888.
6. Иванов Н.И., Куклин Д.А. Проблема шума железнодорожного транспорта и пути ее решения. Сборник трудов III Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита населения от повышенного шумового воздействия», СПб, 22-24 марта, 2011 стр. 108-123.
7. Руководство по разработке карт шума улично-дорожной сети города. – М., 1980.
8. СНиП 23-03-2003 «Защита от шума». М.: Госстрой, 2004.
9. Рекомендации по учету требований по охране окружающей среды при проектировании автомобильных дорог и мостовых переходов. – М., 1995.
10. Защита от шума в градостроительстве. Справочник проектировщика. М., Стройиздат, 1993.
11. Буторина М.В., Н.И. Иванов, А.В. Кудаев, Д.А. Куклин, Г.М. Курцев, А.Е. Шашурин. Результаты картирования шума Санкт-Петербурга. Журнал «Безопасность жизнедеятельности», август №8/2009, с. 9-12.
12. Remington P.J. Wheel/rail rolling noise/ Theoretical analysis. Journal of the Acoustical Society of America, 1987, 81, 1805-1823.
13. Шумнатранспорте/Подред. В.Е. Тольского, Г.В. Бутакова, Б.Н. Мельникова, М.: Транспорт, 1995.
14. Шум качения и методы борьбы с ним. «Железные дороги мира»/ Пер. T. Klimpel, K. Knothe. Glasers Annalen, 2002, № 10, S. 450 – 457.
15. D.J. Thompson and C.J.C.Jones. Resent Developments in Railway Noise Reduction Technology. SixthInternationalCongressonSound and Vibration. 5-8 july,1999, Copenhagen, Denmark, p. 2613-2628/
16. Снижение шума в кривых. «Железные дороги мира» – 2009, № 6 с. 70-76.
17. Иванов Н.И., Прокудин И.В., Дариенко И.Н., Куклин Д.А., Буторина М.В., Тюрина Н.В. Проблема снижения шума и вибрации поездов. Сборник трудов II Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита населения от повышенного шумового воздействия», СПб, 17-19 марта, 2009 с. 9-35.

18. ГОСТ Р 54933-2012. Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом.
19. Санитарные правила и нормы СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 с изменениями. Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов.
20. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996) Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета.
21. ГОСТ Р 53187-2008 Акустика Шумовой мониторинг городских территорий.
22. Рекомендации по межгосударственной стандартизации РМГ 43-2001. Государственная система обеспечения единства измерений. «Руководство по выражению неопределенности измерений».
23. Свод правил по проектированию и строительству. СП 23-104-2004. Оценка шума при проектировании, строительстве и эксплуатации объектов метрополитена
24. Методические рекомендации по оценке необходимого снижения звука у населенных пунктов и определению требуемой акустической эффективности экранов с учетом звукопоглощения. Утверждены распоряжением Минтранса России № ОС-362-р от 21.04.2003 г.
25. Применение малошумных тормозных накладок из композита и металлокерамики. «Железные дороги мира» –2008, № 9, с. 67-69.
26. Снижение уровней излучаемого колесом шума. «Железные дороги мира» – 1993, № 12, с. 34-37.
27. Превентивное шлифование рельсов для снижения уровня шума. «Железные дороги мира» – 2011, № 12, с. 63-66.
28. Малошумный путь. «Железные дороги мира»/ Пер D. Thompson, C. Jones. Railway Gazette Intemational. 2002, № 7, p. 363 – 366.
29. Звукоизолирующий экран на шейке рельса. «Железные дороги мира» – 2011, № 3, стр. 75-77.
30. Н.И. Иванов, Н.Г. Семенов, Н.В. Тюрина. Акустические экраны для снижения шума в жилой застройке. Приложение к журналу «Безопасность жизнедеятельности», апрель №4/2012, 24 с.
31. ГОСТ Р 54931-2012. Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Технические требования.
32. ГОСТ Р 54932-2012. Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Методы контроля.
33. Куклин Д.А., Тюрина Н.В. Исследования акустических экранов для снижения шума поездов. Безопасность жизнедеятельности: научно-практический и учебно-методический журнал – М.: Изд-во «Новые технологии», 2009. —№8. с. 9-12.

Доклады

Влияние шума гидравлики на формирование акустического поля в кабине экскаватора

Гришина С.Ю., Курцев Г.М.
БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург

Аннотация: Определены каналы проникновения шума гидравлики в кабину оператора. Составлены математические зависимости, позволяющие выполнить расчет шума гидравлики проникающего на рабочее место оператора. Выполнен расчет суммарного спектра шума в кабине экскаватора от основных источников излучения при динамическом режиме работы. Приведены спектры шума основных источников акустического излучения в кабине экскаватора и определена добавка гидравлики в суммарное звуковое поле.

Ключевые слова: Шум, гидравлика, экскаватор, звуковое поле, каналы проникновения, расчетный спектр.

Конструктивно гидравлика расположена в открытом капоте на поворотной платформе экскаватора у ограждений кабины. Шум, излучаемый гидравликой, проникает на рабочее место оператора двумя каналами: непосредственно через перегородку между капотом гидравлики и кабиной; через открытый проем капота и далее через ограждения кабины, за исключением пола и перегородки.

Шум гидравлики, проникающий на рабочее место через перегородку между отсеком, в котором расположена гидравлика, и кабиной экскаватора определяется по формуле

$$L^{каб}_{гидр\,пер.} = L_{W_{гидр.}} + 10\lg\frac{\sum_{i=1}^{n} S_{пер_i}}{S_{кап.гидр.}} - 10\lg\frac{\sum_{i=1}^{n} S_{пер_i}}{\sum_{i=1}^{n} S_{пер_i}\cdot 10^{-0,1\left(ЗИ_{пер_i}\right)}} + 10\lg\frac{\sum_{i=1}^{n} S_{пер_i}}{A_{каб.}} + 6, дБ \qquad (1)$$

где $L_{W_{гидр.}}$ – звуковая мощность, излучаемая гидравликой, дБ;

$S_{пер.i}$ – площадь i-ой перегородки капота гидравлики , через которую звук проникает в кабину экскаватора, м^2;

$S_{кап.гидр.}$ – площадь ограждений капота гидравлики, через которые проникает звук, м^2;

$ЗИ_{пер_i}$ – звукоизоляция i-ой панели перегородки капота гидравлики, дБ;

$A_{каб}$ – звукопоглощение кабины, $A_{каб} = \overline{\alpha}_{каб} \cdot S_{каб.общ.}$, м^2;

$\overline{\alpha}_{каб}$ – средний коэффициент звукопоглощения кабины;

$S_{каб.общ.}$ – общая площадь внутренних ограждений кабины, м^2;

Шум гидравлики, проникающий на рабочее место через открытый проем капота и далее через панели кабины, за исключением пола и перегородки, определяется по формуле:

$$L^{каб}_{кап.гидр.} = L_{W_{гидр.}} + 10\lg\frac{S_{откр.пр.гидр.}}{S_{кап.гидр.}} - 10\lg\frac{\sum_{i=1}^{n} S_{каб_i}}{\sum_{i=1}^{n} S_{каб_i}\cdot 10^{-0,1(ЗИ_{каб_i.} + t^{каб.}_{дифр_i})}} + 10\lg\frac{\sum_{i=1}^{n} S_{каб\,i}}{A_{каб}} - x_1 + 6, дБ \quad (2)$$

где $S_{откр.пр.гидр.}$ – площадь открытого проема капота гидравлики, м^2;

$S_{каб_i}$ – площадь *i*-го ограждения, через которые шум гидравлики проникает в кабину, м;

n – число элементов ограждения кабины;

$ЗИ_{каб\,i}$ – звукоизоляция *i*-го элемента кабины;

$t^{каб.}_{дифр._i}$ – добавка к звукоизоляции i-го ограждения кабины в зависимости от расположения ее панелей по отношению к выпуску, дБ, $t^{каб}_{дифр.i}$=5 – для потолка и боковых панелей, $t^{каб}_{дифр.i}$=8 – для задней панели по отношению к выпуску;

x – числовая добавка, которая при $\Omega = \pi$ равна 5 дБ, при $\Omega = 2\pi$ – 8 дБ, $\Omega = 4\pi$ – 11 дБ, (Ω – пространственный угол излучения источников, при излучении в открытое пространство он составляет 4π, в полупространство 2π, в двухгранный угол – π).

$L_{W_{гидр.}}$, $S_{кап.гидр.}$, $A_{каб}$ – см. формулу (1)

Расчет шума, проникающего в кабину от остальных источников, выполнен по формулам

Шум выпуска, проникающий на рабочее место оператора через панели ограждений кабины, с учетом дифракционных явлений, за исключением пола и перегородки определяется по следующей формуле:

$$L^{каб}_{вып} = L_{wвып} - 20\lg R_{вып} - 10\lg\frac{\sum_{i=1}^{n} S_{каб\,i}}{\sum_{i=1}^{n} S_{каб\,i}\cdot 10^{-0,1(ЗИ_{каб\,i} + t^{каб}_{дифр_i})}} + 10\lg\frac{\sum_{i=1}^{n} S_{каб\,i}}{A_{каб}} + ПН_{вып.} - \beta_{вып.} - x + 6, дБ \quad (3)$$

где $L_{W_{вып.}}$ – звуковая мощность, излучаемая выпуском, дБ;

$R_{вып.}$ – расстояние от среза выпускной трубы до ближайшей панели кабины, м;

$S_{каб_i}$ – площадь *i*-го ограждения, через которые шум выпуска проникает в кабину, м ;

n – число элементов ограждения кабины;

$ПН_{вып}$ – показатель направленности выпуска, дБ;

$\beta_{вып.}$ – добавка, учитывающая расположение выпускной трубы по отношению к кабине экскаватора, дБ;

$A_{каб}$ - см. формулу (1), $S_{каб_i}$ $ЗИ_{каб\,i}$ $t^{каб.}_{дифр._i}$ x – формулу (2).

Шум всасывания, проникающий на рабочее место оператора через панели ограждений кабины, с учетом дифракционных явлений, за исключением перегородки и пола кабины определяется по формуле:

$$L_{всас}^{каб} = L_{wвсас} - 20\lg R_{всас} - 10\lg\frac{\sum_{i=1}^{n} S_{каб\,i}}{\sum_{i=1}^{n} S_{каб\,i}\cdot 10^{-0,1(ЗИ_{каб\,i}+t_{дифр_i}^{каб})}} + 10\lg\frac{\sum_{i=1}^{n} S_{каб\,i}}{A_{каб}} + ПН_{всас} - \beta_{всас} - x + 6, дБ \quad (4)$$

где $L_{wвсас}$ – звуковая мощность, излучаемая всасыванием, дБ;

$R_{всас}$ – расстояние от всасывания до ближайшей панели кабины, м;

$ПН_{всас}$ – показатель направленности всасывания, дБ;

$\beta_{всас}$ – добавка, учитывающая расположение всасывания по отношению к кабине экскаватора, дБ;

$A_{каб}$ – см. формулу (1), $S_{каб_i}$ $ЗИ_{каб\,i}$ $t_{дифр.i}^{каб.}$ x – формулу (2).

Шум моторного отсека, проникающий на рабочее место через ограждения капота и далее через панели кабины, за исключением пола и перегородки, определяется по формуле:

$$L_{мот.отс.кап}^{каб} = L_{W_{сум}}^{кап} + 10\lg\frac{\sum_{i=1}^{m} S_{кап_i}}{S_{кап}} - 10\lg\frac{\sum_{i=1}^{m} S_{кап.i}}{\sum_{i=1}^{m} S_{кап.i}\cdot 10^{-0,1(ЗИ_{кап.i}+t_{кап\,i})}} -$$

$$-10\lg\frac{\sum_{i=1}^{n} S_{каб\,i}}{\sum_{i=1}^{n} S_{каб\,i}\cdot 10^{-0,1(ЗИ_{каб\,i}+t_{дифр_i}^{каб})}} + 10\lg\frac{\sum_{i=1}^{n} S_{каб\,i}}{A_{каб}} - x_1 + 6 \quad , дБ \quad (5)$$

где $L_{W_{сум}}^{кап}$ – суммарная акустическая мощность под капотом моторного отсека, дБ;

$S_{кап.i}$ – площадь i-ой панели капота моторного отсека, через которую звук проникает в открытое пространство, м2;

m - число панелей капота;

$ЗИ_{кап.i..}$ – звукоизоляция i-ой панели капота моторного отсека, дБ;

$t_{кап._i}$ – добавка к звукоизоляции панелей капота моторного отсека в зависимости от их расположения по отношению к кабине, дБ

$A_{каб}$ – см. формулу (1), $S_{каб_i}$, $ЗИ_{каб\,i}$, $t_{дифр.i}^{каб}$, x – формулу (2)

Шум моторного отсека, проникающий на рабочее место через нижнюю панель капота и далее через пол кабины, с учетом отражения от поверхности определяется по формуле:

$$L^{каб}_{пол.мот.отс.} = L^{кап.}_{W_{сум.}} - ЗИ_{ниж.пан.} + 10\lg\frac{S_{ниж.пан.}}{S_{кап.}} + 10\lg(1-\overline{\alpha}_{з}) -$$

$$- 20\lg\sqrt{h^2_{мот.отс.} + \left(\frac{R_{мот.отс.}}{2}\right)^2} - ЗИ_{пол.} + 10\lg\frac{S_{пол.}}{A_{каб}} + 1 \quad \text{, дБ} \qquad (6)$$

где $S_{ниж.пан.}$ – площадь нижней панели капота моторного отсека, м^2;

$ЗИ_{ниж.пан.}$ – звукоизоляция нижней панели капота моторного отсека, дБ;

$\overline{\alpha}_{з}$ – средний коэффициент звукопоглощения отражающей поверхности, на которой расположен экскаватор;

$h_{мот.от с.}$ – высота установки моторного отсека над отражающей поверхностью, м;

$R_{мот.от с.}$ – усредненное расстояние между акустическим центром моторного отсека и полом кабины экскаватора, м;

$ЗИ_{пол.}$ –звукоизоляция пола кабины, дБ,

$S_{пол.}$ – площадь пола кабины, м^2;

$L^{кап.}_{W_{сум.}}$, $S_{кап.}$ – см. формулу (5), $A_{каб}$ - формулу (1).

Суммарный расчетный спектр шума в кабине экскаватора от основных источников излучения, при динамическом режиме работы определен по формуле:

$$L^{каб}_{сум} = 10\lg(10^{0,1L^{каб}_{вып}} + 10^{0,1L^{каб}_{всас}} + 10^{0,1L^{каб}_{мот.отс.кап}} + 10^{0,1L^{каб}_{пол.мот.отс..}} + 10^{0,1L^{каб}_{гидр.пер.}} + 10^{0,1L^{каб}_{кап.гидр.}}), \text{ дБ} \qquad (7)$$

Результаты расчета по формуле (7) и экспериментальный спектр приведены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты расчета суммарного спектра шума и экспериментального спектра

Источники излучения и каналы проникновения	Уровни звукового давления в дБ в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами в Гц								УЗ L_A, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
$L^{каб.}_{вып.}$	81,1	69,8	66,1	58,7	54,5	50,0	44,5	35,5	63,4
$L^{каб.}_{всас.}$	70,6	61,0	60,6	54,4	50,5	44,6	39,2	30,6	57,4
$L^{каб}_{мот.отс.кап}$	67,7	65,2	62,2	56,5	54,7	53,5	49,0	40,8	60,8
$L^{каб.}_{пол.мот.от с.}$	55,7	54,5	47,4	50,5	42,2	38,3	26,7	26,2	49,8
$L^{каб.}_{гидр.пер.}$	69,3	57,7	57,4	56,6	49,9	50,4	42,4	41,9	57,8
$L^{каб,}_{кап,гидр.}$	68,7	57,0	56,8	54,5	50,8	48,2	44,6	43,8	57,0
$L^{каб,}_{сум.расч.}$	82,1	71,9	69,0	63,6	59,6	57,3	52,1	47,5	67,1
$L^{каб,}_{сум.эксперим.}$	86,0	74,2	70,1	65,2	57,3	55,0	51,8	49,5	68,2
Разница между расчетом и экспериментом	-3,9	-2,3	-1,1	-1,6	+2,3	+2,3	+0,3	-2,0	-1,1

В таблице (2) представлены спектры шума, проникающего в кабину, через панели ограждения от основных источников излучения различными каналами.

Таблица 2

Спектры шума проникающие в кабину

Источники излучения и каналы проникновения	Уровни звукового давления, дБ в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами в Гц								УЗ L_A, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
$L^{каб.}_{вып.}$	81,1	69,8	66,1	58,7	54,5	50,0	44,5	35,5	63,4
$L^{каб.}_{всас.}$	70,6	61,0	60,6	54,4	50,5	44,6	39,2	30,6	57,4
$L^{каб.}_{мот.от с.}$	68,0	65,5	62,3	57,5	54,9	53,6	49,0	40,9	61,1
$L^{каб.}_{гидр.}$	72,0	60,4	60,1	58,7	53,4	52,4	46,6	46,0	60,4

Анализ результатов, приведенных в табл. 2, показывает, что в кабине экскаватора при суммарной составляющей 67,1 дБА вклад основных источников составляет:

выпуск (63,4 дБА); корпус ДВС (61,1 дБА); гидравлика (60,4 дБА); всасывание (57,4 дБА).

Вклад выпуска, гидравлики и корпуса ДВС сравнимы. Вклад выпуска несколько (на 2,3 и 3,0 дБА) выше соответственно вклада корпуса д.в.с. и гидравлики. При этом необходимо отметить, что добавка в суммарное поле в кабине от гидравлики составляет 1,1 дБА. Составляющие шума, проникающего отдельными каналами в кабину экскаватора, показаны на рис. 1.

Литература

1. Иванов Н. И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник / 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Логос, 2013. – 432с.

2. Иванов Н. И., Никифоров А. С. Основы виброакустики: Учебник для вузов – СПб.: Политехника, 2000. – 482с.: ил.

Методика расчёта современных колоколов и их роль для православных Храмов России

Невзоров Н.И. , Лялинов А.Н.
Петербургский государственный университет путей сообщения императора Александра I

Аннотация: Рассмотренна современная методика отливки колоколов на Балтийском заводе в Санкт-Петербурге. Исследования, расчёт и разработка рабочих чертежей выполняется в Петербургском университете путей сообщения Императора Александра 1

Ключевые слова: Колокол, тон, звуковой ряд

История изготовления колоколов относится к глубокой древности, которая известна египтянам, евреям, римлянам и другим южным народам нашей планеты. Колокола являлись основным сигналом для сбора народа на площади, на общественные собрания, для проведения различных ритуальных действий[7,11]. Как правило, колокола изготовлялись по моделям, известным только самому изготовителю. Умирал он, прекращалось изготовление колоколов определённого звукового состава.

Первые колокольни [6,7], упоминавшиеся в истории, находились в Риме при базиликах св.Иоанна Лютеранского.

В России колокольни, или вежи, были первоначально примитивного устройства, выполненные в виде двух стоек и перекладины. Колокольни, конструкции которых ближе к современным конструкциям, впервые появились во Пскове и Новгороде.

В Россию колокола пришли с Запада. Впервые колокола, появившиеся в России, летопись упоминает 988 годом [7].В начале 11-го века колокола были уже повешены при храме Св. Софии в Новгороде, а также при Десятинной и Ирининской церквях- в Киеве.Надписи и рисунки начали появляться на колоколах значительно позднее. В 14-ом веке мастера стали делать надписи выпуклыми на поверхности колокола [7].Следует отметить, что литьё колоколов в России уже в 14-м веке стало быстро развиваться. Огромные колокола, на удивление многих иностранцев, были отлиты при царях Михаиле и Алексее. В 1622 году Андреем Чоховым был отлит колокол весом около 2000 пудов, а в 1654 году был отлит Царь – Колокол весом 12000 пудов[11].

Рассмотрим современную методику отливки колоколов на четырежды Орденоносном Балтийском заводе в Санкт-Петербурге. Исследования, расчёт и разработка рабочих чертежей выполняется в Петербургском университете путей сообщения Императора Александра 1 на кафедре «Прочность материалов и конструкций».

Колокол является сложным музыкальным инструментом, который должен обеспечивать благозвучность, успокаивающее воздействие на человека, находящегося как вне, так и внутри храма, а также приводить его к душевному

равновесию во всех его жизненных поступках [1,5,6,7,12].Подбор колоколов для колокольни является важной акустической задачей, зависящей от массы каждого колокола и его главной частоты, места расположения на колокольне.

Качество колокольного звона при наборе всех колоколов на колокольне определяется гиперболической кривой звукового ряда, определяемого функциональной зависимостью соответствующей массы колокола от его главной частоты. При этом следует отметить, что гиперболическая кривая звукового ряда может подбираться только для ряда всех тех колоколов, которые проектируются по единой схеме расчёта, которую мы приводим ниже.

Следует отметить, что любой музыкальный инструмент, строго говоря, излучает шум различной тональности [2,3,4,8,9]. Различные музыкальные инструменты в ряде случаев создают шум, который действует на человека очень громко, который приводит к его обременительности [1,2,3,4], «мешающему воздействию»и желанию уйти от этого очага возмущения.

По нашему мнению, любой музыкальный инструмент должен создавать при посещении любым лицом клуба, театра, храма благодатное состояние, успокаивающее нервную систему индивидуума. Специалисты шумометрических систем часто называют приятный звук «сенсорной константой» [2,9,12].

В мире изготовление колоколов выполняется по трём вариантам: немецкому, французскому и русскому.

Рассмотрим более подробно изготовление колоколов по русскому варианту, характерному для начала изготовления первыхколоколов. На рисунке рис.1 приведена половина сечения колокола относительно его вертикальной оси *OY*.
Проектирование колокола осуществляется в следующей последовательности.

Во-первых, относительно точки O_1 откладывается абсцисса- прямая O_1O_2в 7 «боёв» (безразмерных величин). (Отметим при этом, что каждый «бой» в принципе может быть любым отвлечённым размером в зависимости от массы колокола).

Во вторых, из точки O_2проводится вверх прямая длиной «*O_2-12 боёв*» под углом *70* градусов к горизонтали.

В-третьих, через каждую точку «боя» к наклонной прямой восстанавливается перпендикуляр.

В-четвёртых, на каждом перпендикуляре откладываются последовательно два числа, начиная от наклонной прямой. Эти числа фиксируются величинами: первая из этих точек определяет положение точки наружного контура колокола, вторая-точку внутреннего его контура. Например, для колокола любой массы для точки «*7*» эти числа будут иметь соответственно значения: «7/8 боёв» и «3/8 боёв»[7].

Полученные точки для наружного контура соединяются прямыми отрезками. Аналогично наружному контуру соединяются прямыми отрезками точки внутреннего контура. Между двумя соседними прямыми, которые примыкают к точке, проводят плавно кривую, соединяющие эти отрезки.

По наружной и внутренней кривым изготавливались модели, которые определяли массу звуковой массы колокола. К этой массе добавляли массу сковороды с массой подвесной части колокола.

Здесь мы привели методику изготовления колоколов в 17, 18веках. Эта работа требовала от проектировщика и изготовителя большого умения и искусства как при

плавном сочленении прямых участков в соответствующих точках, так и требований заданного веса колокола[6,7].

В настоящее время эта проблемы расчёта и проектирования колоколов в Петербургском университете путей сообщения Императора Александра 1 решается более точными современными методами. Разработаны Программы расчёта и проектирования

колоколов на языке FORTRAN -77 по русскому варианту.

Во-первых, наружная и внутренняя суммарные кривые колокола описываются аналитически рядом кривых, стыкуемых по общей касательной с погрешностью не более ***0.03***процента с учётом двойной точности расчёта.

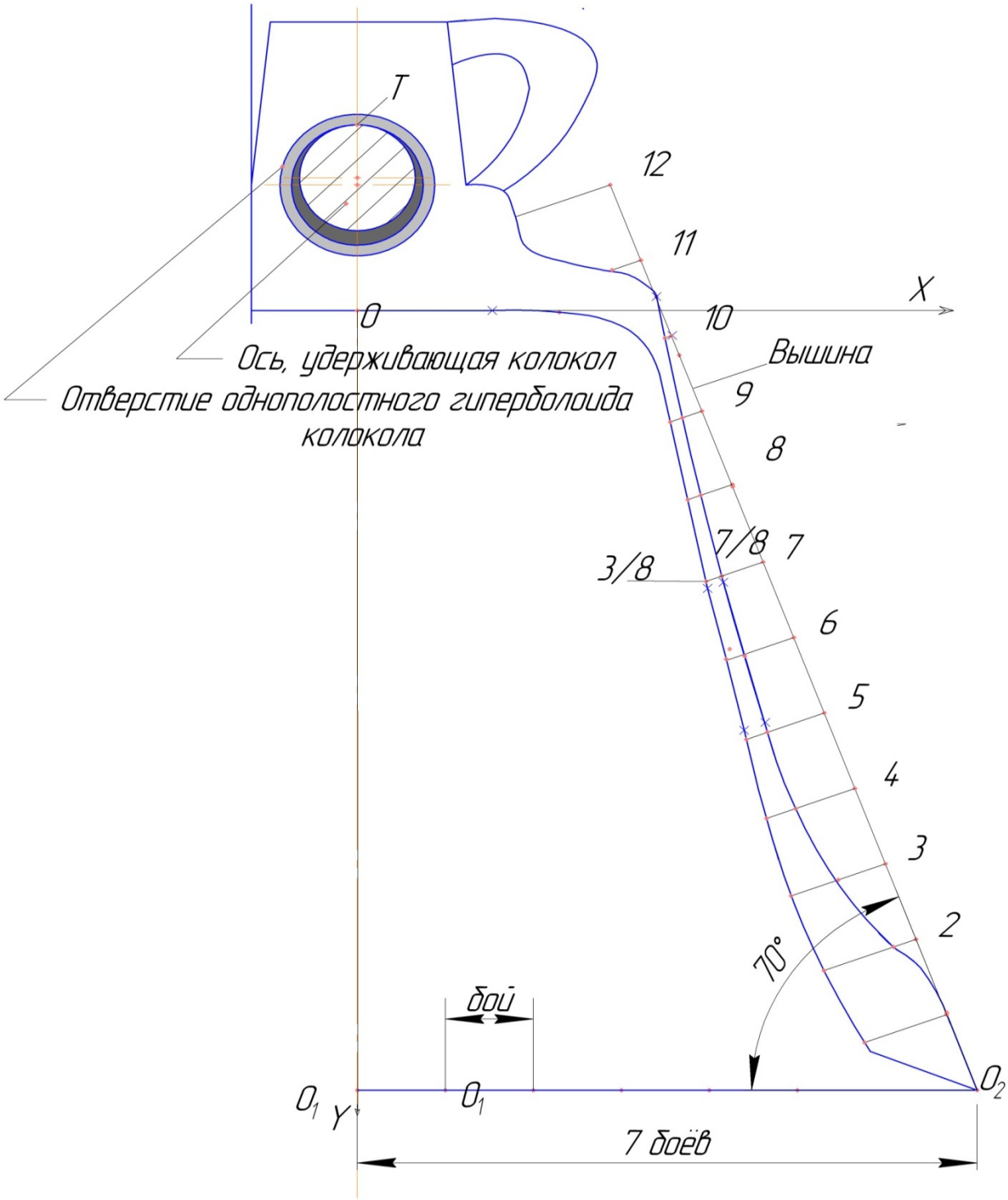


Рис.1. Половина сечения колола (русский вариант), измеренного в "боях."

Во-вторых, для каждого участка колокола определяется его масса с учётом точного значения объёмной массы колокольной бронзы. (Отметим при этом: чем точнее приведена объёмная масса колокола, том точнее будет определён его вес).

Определение рабочей части высоты колокола определяется путём интегрирования этой части. Для всех частей наружной и внутренней поверхностей масса всего колокола с учётом сковороды и подвесной зоны может быть определена уравнением

$$M=M_1-M_2+M_3=\sum_{i=1}^{i=n}\gamma\cdot\pi\int_1^n f(x_н^2)dy_н-\sum_{j=1}^{j=m}\gamma\cdot\pi\int_{j=1}^{j=m} f(x_в^2)dy_в+M_3 \qquad (1),$$

где M_1-M_2-соответственно сплошная масса части колокольной фигуры за вычетом внутренней массы;

M_3- масса сковороды с зоной подвески;

γ -объёмная масса колокольной бронзы;

n, m – число участков, начиная от абсциссы по оси y;

$x_н$, $x_в$- соответственно наружный и внутренний радиус кривых на данном участке;

h_i, h_j- соответственно начала участков наружной ивнутренней кривых;

h_n, h_m - соответственно конец участков наружной ивнутренней кривых.

Верхняя зона колокола, которую часто называют «сковородой», выполняется в виде утолщённых боковых частей и горизонтальной части толщиной не менее «2 боёв». Высота её зависит от напряжённого состояния, вызванного контактом однополостного гиперболоида P верхней зоны колокола и осью его подвески (рис.2).

Наши экспериментальные и теоретические исследования показывают, что подвеска колоколов должна выполняться в «точке», позволяющей обеспечивать импульс при ударе языка о корпус колокола одинаковым в любом горизонтальном направлении (рис.2). Такая подвеска колоколов делает её «универсальной» для любых колоколен.

На этом рисунке наглядно представлена зона контакта части верхней зоны колокола массой 4400 кг, выполненного в виде отверстия в форме однополостного гиперболоида для колокола, с его осью подвески на колокольне. Здесь же приведены некоторые количественные параметры, определяющие колокол массой 4400 кг.

Отметим также, чтобы наружная поверхность однополостного гиперболоида подвески должна быть такого диаметра, чтобы не обеспечивался во время звона контакт этой части гиперболоида с осью подвески колокольни. При таком положении колокола в минимальной степени сказывается его звуковое воздействие на подвеску колокольни.

Рассмотрим напряжённое состояние в металле колокольной бронзы зоны подвески, представленной на рис.3 [10].

В работе приводится методика расчёта напряжённого состояния двух тел с криволинейной поверхностью при их контакте. В нашем случае (рис.2) в контакте находятся

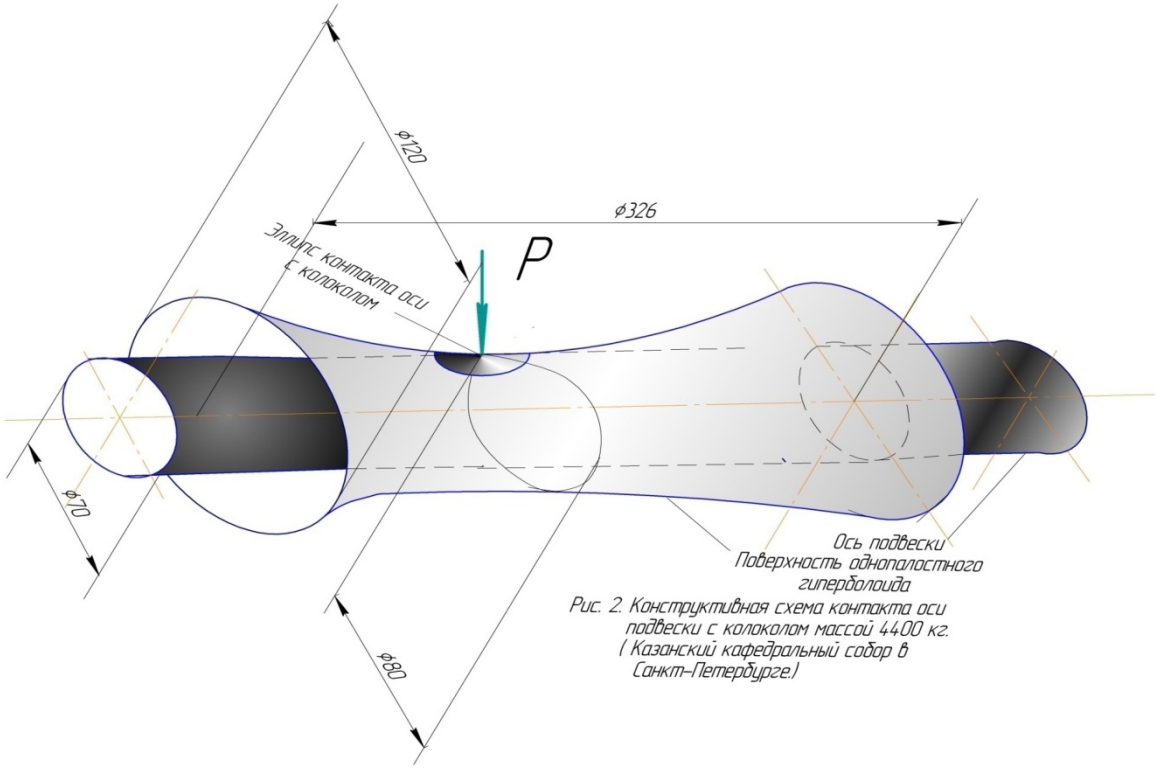


Рис. 2. Конструктивная схема контакта оси подвески с колоколом массой 4400 кг. (Казанский кафедральный собор в Санкт-Петербурге.)

однополостный гиперболоид (колокольная бронза) и круглая ось (сталь 40Х), имеющие соответственно постоянные модули упругости $E_1=260$ *МПа и* $E_2=600$ *МПа.*

В результате расчёта получены радиусы эллипса контакта после деформации колокольной бронзы и стальной оси соответственно $a = 42.8мм, в = 6.5мм$ (рис.3,а).

На рис.3,б приведены кривые нормальных и касательных напряжений в зависимости от глубины их проникновения в опорную зону подвесной части колокола.

Конкретные значения этих величин представлены следующими значениями: $\sigma_x = -55.73МПа$; $\sigma_y = -72.39МПа$; $\sigma_z = -75.36МПа$

Наибольшее давление в центре контактной площади определяется по формуле

$$\sigma_z = q_0 = -\frac{3 \cdot P}{2\pi ab} = -75.36 \ МПа \qquad (2),$$

где P - вес колокола в ньютонах;

a, b – длина полуосей эллипса в *мм.*

В данной работе авторы рассмотрели основные моменты проектирования колоколов преимущественно для православных храмов России. Некоторые

колокола, изготовляемые на четырежды Орденоносном Балтийском заводе, растачивались на уникальных станках TOSCHIBO, чтобы получить нужную ноту. Максимальный вес изготовленных колоколов достигал 72 т.

Колокола, изготовленные на этом заводе, нашли определённое распространение в России и Беларуси. Они широко используются в Санкт-Петербурге. Если грамотно выполнить проектирование колоколов, разработанных по принятому звуковому ряду, то в этом случае колокольный ряд на колокольнях обеспечивает высокое мелодичное звучание при благовестах, переборах, перезвонах и трезвонах [11]. Наши исследования [5,6] при создании колокольни в Казанском кафедральном соборе показали, что посещаемость храма верующими увечилась (рис.4).

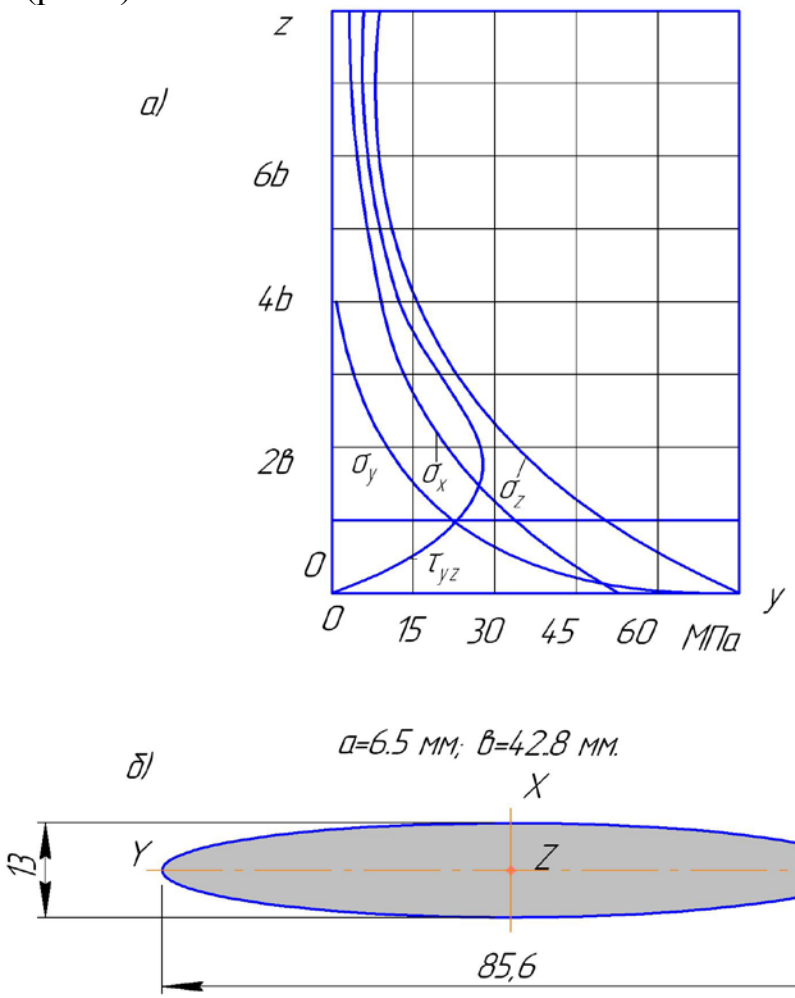


Рис.3. Расчётные параметры напряжений контакта колокола массой 4400 кг с его осью подвески.
а)графические зависимости a_x, a_y, a_z, τ_{yz} от глубины проникновения в материал колокольной бронзы
б) площадь контакта колокола с осью родвески (материал сталь 40Х);

4

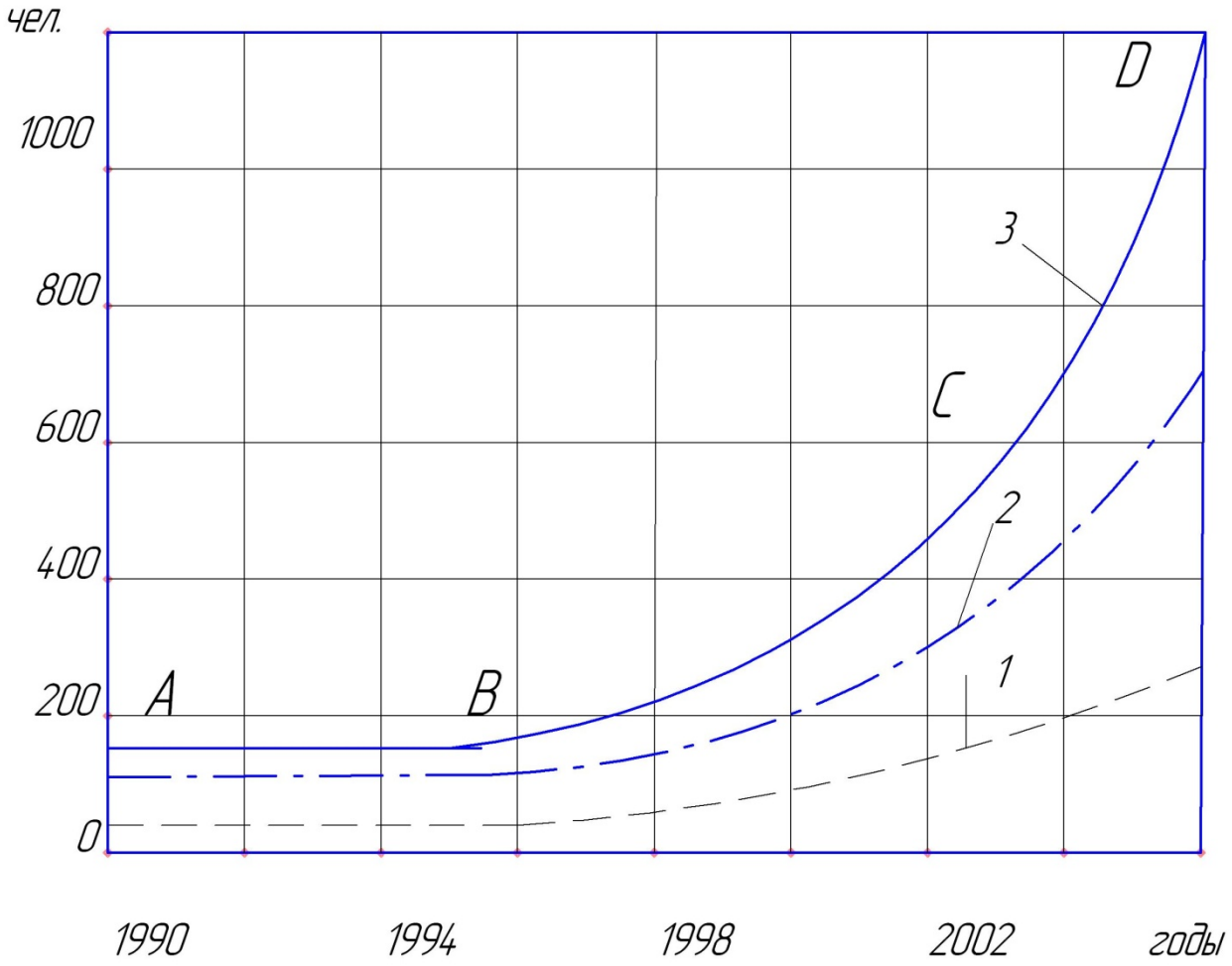


Рис.4. Посещение Казанского кафедрального собора верующими
1–посещение храма мужчинами;
2–посещение храма женщинами;
3–посещение храма мужчинами и женщинами.

Наблюдая за посещением православного храма верующими Божественной Литургии только по выходным дням и православным праздникам в течение 10 лет позволило достоверно определить при этом роль колокольного звона[5].

На рис.4 определены кривые посещаемости храма мужчинами и женщинами в целом за два периода наблюдений: до установки колоколов на звонницу и после их установки.

Первые колокола подбирались нами для Казанского кафедрального собора на заводе «Монументскульптура». Это были колокола малого веса:50, 100, 200, 300, 450 кг. Основное требование, которое предъявлялось к ним, было наличие, по возможности, достаточно их близкого положения в темперированном ряду с проектируемыми колоколами по нашей методике. Позднее появились колокола весом 1 и 4.6 т, отлитые на ОАО «Балтийский завод» по нашей методике и нашим рабочим чертежам.

В заключение отметим, что мы в данной работе хотели показать не уровни звукового давления[8,9], не интенсивность звука и звуковой мощности источника, а рассказать здесь о нашей расчётной и конструкторской работе нашей кафедры.

Вопросы, связанные со звуковыми параметрами колоколов, изготовляемых на Балтийском заводе Санкт-Петербурга, должны быть изучены в других работах.

Литература

1. Август Шик. Применение концепции обременительности в исследовании шума. Под редакцией доктора технических наук, профессора Н.И. Иванова .Изд-во Балтийский государственный технический университет, СПб.1998.
2. Август Шик. Психологическая акустика в борьбе с шумом.Под редакцией доктора технических наук, профессора Н.И.Иванова. Изд-во Балтийский государственный технический университет, СПб, 1995.
3. Алексеев С.П. Борьба с шумами в жилых и производственных зданиях. Изд-во «Профтехиздат», М., 1963.
4. Зверева М.Н.Устранение шумов от оборудования в жилыхдомах. Изд-во «Стройиздат» Л., 1967.
5. Лялинов А.Н., Поварова И.Б. Влияние колокольного звона на посещаемость храмов. Материалы Международного молодёжного конгресса «Православие и нравственность», М., 2006.
6. Лялинов А.Н., Поварова И.Б. История развития колокольного искусства в России и за рубежом. Материалы Международного молодёжного конгресса «Православие и нравственность», М., 2006.
7. Оловянишников П. История колоколов и колокольное искусство. Издание второе, дополненное. Издание Т-ва П.И.Оловынишникова.М..1912.
8. Осипов г.Л. и др. Измерение шума машин и оборудования.Издательство Комитета стандартов, мер и измерительныхприборов при Совете Министров СССР М., 1968.
9. Техническая акустика транспортных машин. Под редакциейдоктора технических наук профессора Иванова Н.И.
10. Тимошенко С.П., Дж. Гудьер. Теория упругости. Главнаяредакция физико - математической литературы. М.,1979.
11. Устав церковного звона. Издательский СоветРусской православной Церкви. М.,2002.
12. Хорбенко И.Г. В мире неслышимых звуков. Изд-во «Машиностроение», М., 19713.02.2015

Опытный образец глушителя шума выхлопа шлифовальной машины

Риман О.Д., Иголкин А.А., Родионов Л.В.
Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет)
lesyariman@gmail.com

Аннотация: Работа посвящена проблеме снижения уровня звукового давления на рабочих местах цеха производственного предприятия. В процессе производства ракет-носителей на промышленном предприятии ОАО "РКЦ"Прогресс" широко используется пневматический ручной механизированный инструмент. Одним из недостатков пневматического инструмента является повышенный уровень шума. Авторы провели исследования акустических характеристик различных режимов работы оборудования цеха. Были выявлены основные источники шума и экспериментально определены их акустические характеристики. Основным источником шума на участке цветной и черновой зачистки являются пневматические шлифовальные машинки. Исследован спектральный состав источников шума. Был предложен ряд мероприятий по снижению уровня звукового давления на рабочих местах. Первым этапом являлось создание глушителя шума выхлопа. Разработан эскиз и изготовлен опытный образец глушителя шума шлифовальной машинки. Проверена эффективность созданного глушителя шума как в лабораторных условиях СГАУ, так и в цеху предприятия. Эффективность созданного глушителя шума выхлопа составила 16 дБА.

Ключевые слова: Глушитель, инструмент пневматический, шум, камера акустическая.

Введение

Источников шума на рабочих местах персонала различных производственных и обслуживающих организаций становиться всё больше. Разрабатываются различные методики проектирования средств снижения шума [1,2], изготавливаются всевозможные средства борьбы с шумом [3,4,5,6,7,8,9,10]. При этом отдельного внимания заслуживают пневмогидравлические системы, которые достаточно широко распространены на различного рода производствах [11,12]. Например, при обработке полученных литьем деталей активно используется ручной механизированный инструмент [13]. Основным средством по борьбе с шумом, генерируемым рабочим процессом пневмоинструмента является глушитель шума выхлопа [14,15,16,17].

1 Проведение акустических исследований различных режимов работы оборудования на территории цеха

Источниками шума на территории участков цветной и черновой зачистки в цехе являются шлифовальные машинки в количестве 10 штук и 2 наждака. В качестве системы измерений использовался анализатор шума и вибрации

"Экофизика" [18]. Результаты измерения уровня звукового давления излучаемого наждаком при работе на холостом ходу и под нагрузкой представлены на рисунке 1.

Рис. 1. Частотная характеристика уровня звукового давления наждака

Из рисунка 1 видно, что при обработке малоразмерной детали уровень звукового давления по шкале А увеличивается на 11 дБА. Причем при нагрузке (в виде обрабатывания детали) возрастает звуковое давление в области частот выше 1000 Гц, что свидетельствует о появлении дополнительного источника высокочастотного шума, возбуждаемого вибрирующей деталью.

Частотная характеристика уровня звукового давления шлифовальной машины на холостом ходу и под нагрузкой представлены на рисунке 2.

Рис. 2. Частотная характеристика уровня звукового давления шлифовальной машинки

При обработке детали общий уровень звукового давления по шкале А возрастает (Рис. 2). При ранжировании источников шума в цехе на первый план выходит шлифовальная машинка - 99 дБА, вторым по интенсивности источником шума является наждак - 76 дБА.

Основной вклад в общий уровень звукового давления, создаваемого при работе шлифовальной машинкой, вносит шум выхлопа пневматической турбины, о чем свидетельствует характеристика звукового давления на холостом ходу (Рис. 2). Поэтому основным мероприятием является разработка и внедрение глушителя шума выхлопа шлифовальной машинки.

Заказчик представил для исследований свой штатный глушитель шума выхлопа, эффективность которого была исследована и результаты представлены на рисунке 3.

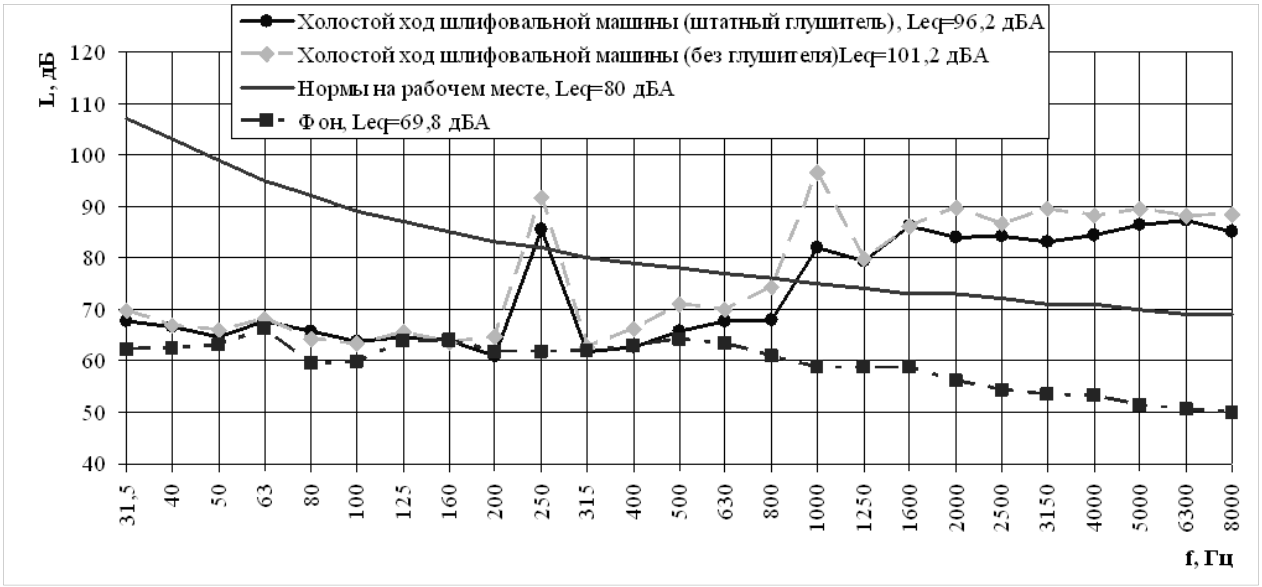


Рис. 3. Исследование эффективности штатного глушителя шума выхлопа

Из рисунка 3 видно, что эффективность существующего глушителя шума выхлопа составляет 5 дБА и является недостаточной. Санитарные нормы по уровню шума на рабочем месте не выполняются [19]. Перед авторами была поставлена задача снижения уровня шума на рабочем месте при работе цехового оборудования.

2 Разработка и изготовление опытного образца глушителя шума

Конструкции и режимы работы шлифовальных машинок схожи, поэтому для исследования была выбрана одна из них. На основании опыта предыдущих исследований [20] авторами была разработана оригинальная конструкция глушителя шума выхлопа. В качестве звукопоглощающего материала использован упругопористый материал МР. Опытный образец изготовлен из следующих деталей (Рис. 4):

15 - Шлифовальная машинка;

16 - Тройник;
17 - Звукопоглощающая облицовка из МР;
18 - Центрирующее алюминиевое кольцо;
19 - Центрирующее алюминиевое кольцо;
20 - Звукопоглощающий материал МР;
21 - Штуцер.

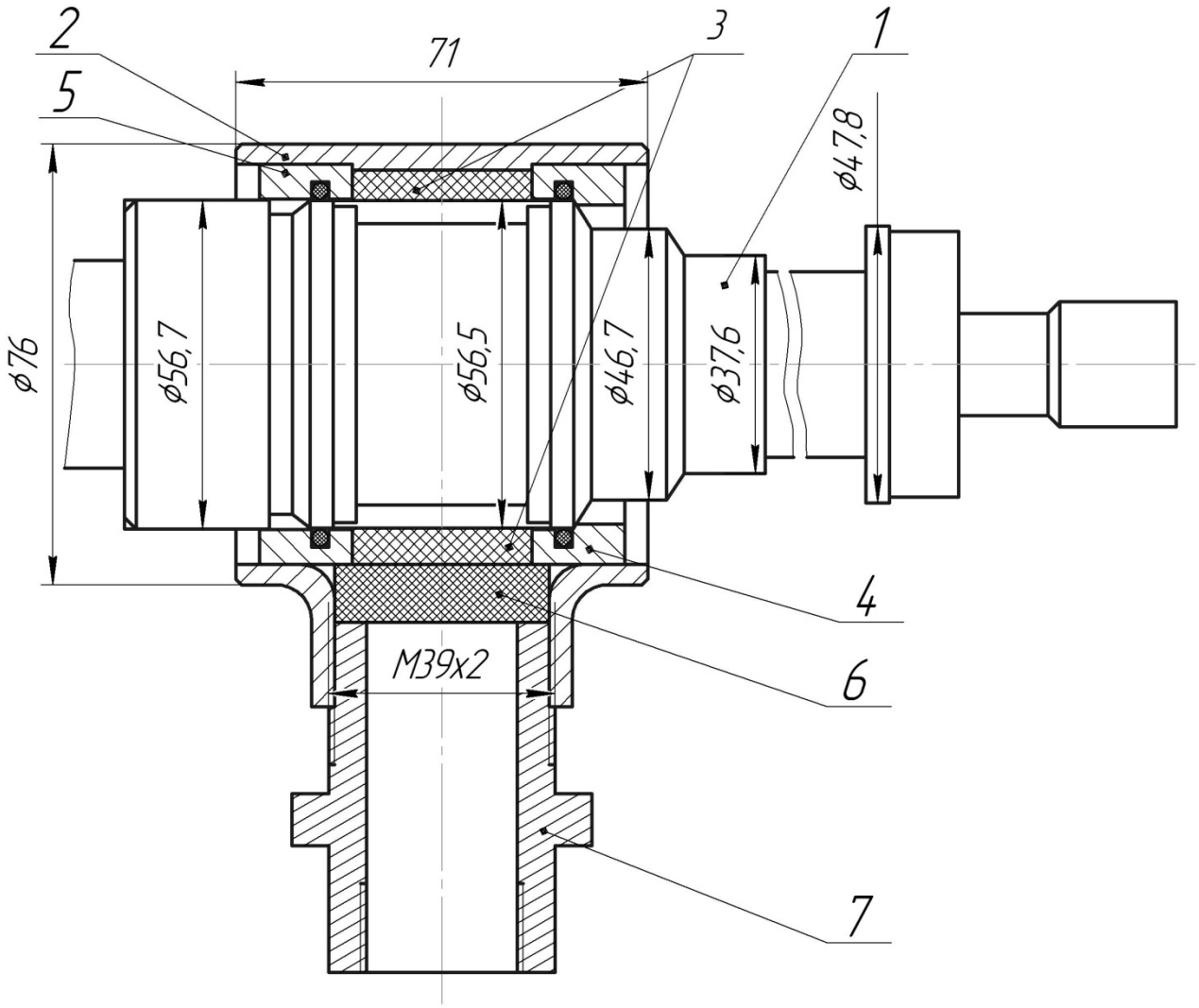


Рис. 4. Эскиз опытного образца глушителя шума выхлопа

В полости тройника с двух сторон выполнена расточка 0,5 мм на сторону для холодной запрессовки центрирующих алюминиевых колец. Предварительно в алюминиевых кольцах выполнены проточки, для установки резиновых уплотнительных колец. Центрирующие кольца запрессовываются по посадке для холодного прессования. В пространство между колец закладывается звукопоглощающий материал МР [21,22]. В ответвление тройника вставляется звукопоглощающий материал и фиксируется штуцером.

Внешний вид опытного образца представлен на рисунке 5.

Рис. 5 Внешний вид опытного образца глушителя шума

3Испытание опытного образца глушителя шума

Исследования акустической эффективности опытной конструкции глушителя шума были проведены в заглушенной акустической камере (Рис. 6) [23]. Давление перед пневмоинструментом при исследованиях составляло 2,6 Бар.

Рис. 6 Расположение шлифовальной машинки в акустической заглушенной камере

При проведении исследований в акустической заглушенной камере необходимо удостовериться в адекватности воспроизведения исходных условий (частотных характеристик уровня звукового давления) функционирования пневматической шлифовальной машинки (Рис. 7).

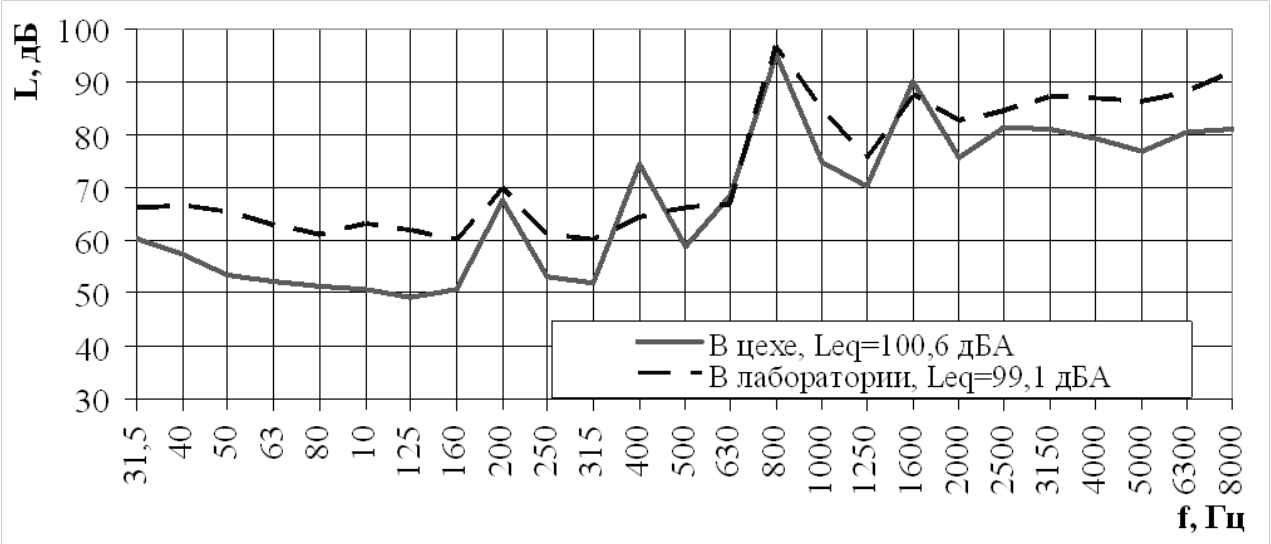


Рис. 7 Результат воспроизведения условий работы шлифовальной машины на холостом ходу

Результат воспроизведения исходных условий работы шлифовальной машины несколько отличается от замеренных в цехе (Рис. 7). Это связано с незначительным расхождением величин входного давления в шлифовальную машину. Таким образом, исследования и доводку опытного образца глушителя шума выхлопа проводить в лабораторных условиях допустимо.

Известно, что на акустические характеристики и пропускную способность звукопоглощающего элемента изготовленного из МР влияют такие параметры как пористость, диаметр исходной проволоки и толщина образца [17,24]. Были проведены исследования влияния пористости звукопоглощающего образца (поз. 6 на рис. 4) одной и той же толщины на эффективность глушителя шума (Рис. 8).

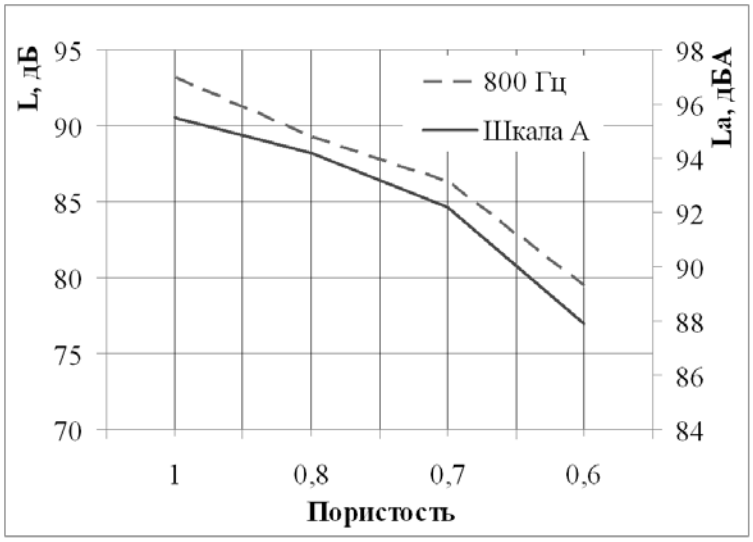


Рис. 8 Зависимость акустической эффективности образца от его пористости

Из рисунка 8 видно, что наибольшей эффективностью обладает образец с пористостью 0,6. Эффективность глушителя шума составляет 9 дБА.

В силу его недостаточной эффективности была дополнительно использована звукопоглощающая облицовка из МР (поз. 3 на рис. 4). Результаты испытаний конструкции в лабораторных условиях с различными звукопоглощающими элементами представлены на рисунке 9.

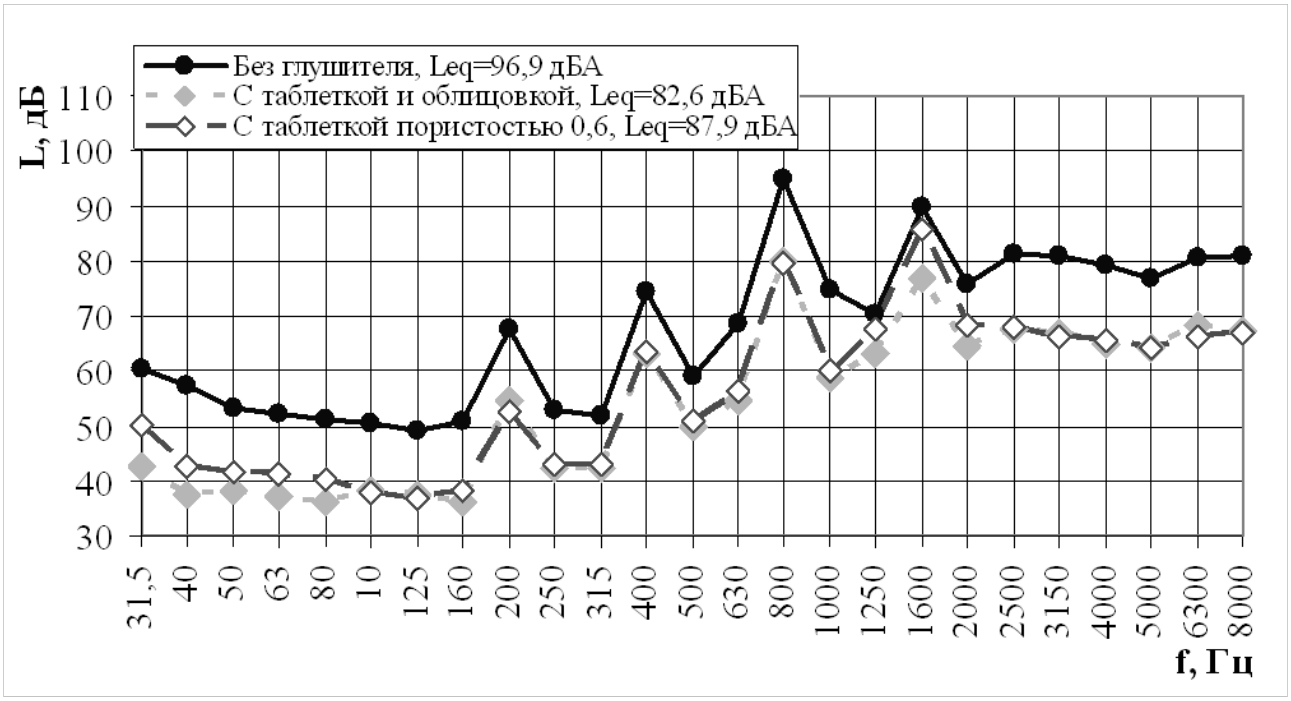


Рис. 9 Эффективность снижения шума выхлопа за счет разработанного мероприятия

Рабочие характеристики пневмоинструмента (частота вращения) при минимальной пористости образца уменьшились не более чем на 10%. Установка глушителя шума предложенной конструкции приводит к снижению шума во всем рассматриваемом диапазоне частот. Эффективность опытной конструкции глушителя шума в лабораторных условиях составила 14,3 дБА (Рис. 10).

После проведения исследований в лабораторных условиях опытный образец был испытан на территории участка цветной и черновой зачистки в цехе. Уровни звукового давления от шлифовальной машинки с опытным образцом глушителя шума в сравнении с санитарными нормами на рабочем месте в цехе представлены на рисунке 10.

Все испытания проводились на холостом ходу. Опытная конструкция глушителя направлена на снижение шума от выхлопа шлифовальной машины и не влияет на шум рабочего процесса (процесса обработки детали). Поэтому при испытаниях не учитывались режимы при обработке деталей.

Разработанный глушитель шума обеспечил требуемую эффективность - не менее 15 дБА. Однако после снижения уровня шума выхлопа в процессе испытаний в цехе проявился другой источник - шум от подшипников шлифовальной машины. Дальнейшее снижение уровня шума возможно за счет ремонта или замены подшипников в шлифовальной машине.

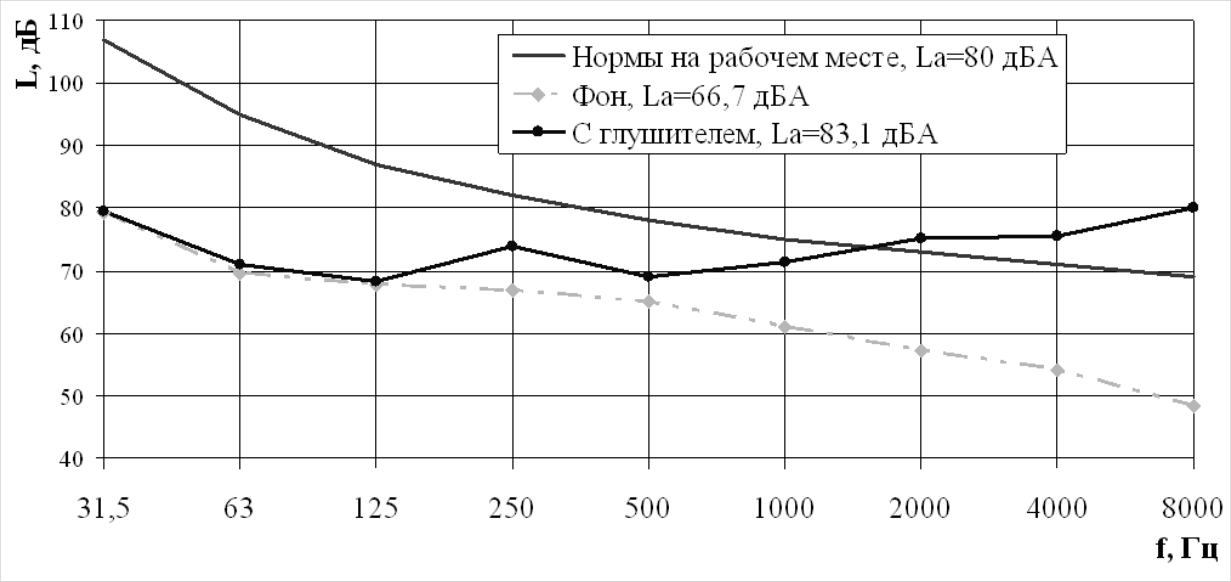


Рис. 10. Результаты измерений уровня звукового давления на рабочем месте

В качестве рекомендаций для дополнительного снижения уровня шума на рабочих места цеха необходимо провести акустическую отделку помещения звукопоглощающим материалом [23,24], который обладает достаточной эффективностью на высоких частотах.

Благодарность

Результаты работы были получены в рамках выполнения государственного задания Министерства образования и науки РФ и с использованием средств гранта Президента Российской Федерации для государственной поддержки молодых российских ученых (номер гранта МК-3265.2015.8).

Список литературы

6. *Крючков А.Н., Шахматов Е.В., Самсонов В.Н., Дружин А.Н., Макарьянц Г.М.* Методика проектирования и перспективная конструкция средств снижения шумов судовых трубопроводов // Фундаментальная и прикладная гидрофизика. 2014. Т. 7. № 3. С. 67-79.
7. *Бочкарев С.К., Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В.* Моделирование характеристик гасителей колебаний давления с учетом распределенности их параметров // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2007. № 1 (12). С. 148-155.
8. *Сафин А.И., Иголкин А.А., Дегтярев М.В., Изжеуров Е.А., Шахматов Е.В.* Некоторые аспекты исследования акустических характеристик материала «металлорезина», полученного с использованием зиговки исходной проволоки // Вектор науки Тольяттинского государственного университета. 2013. № 2 (24). С. 200-202.
9. *Igolkin A., Koh A., Kryuchkov A., Safin A., Shakhmatov E.* Pressure Reducing Valve Noise Reduction // 19th International Congress on Sound and Vibration, July 8 – July

12, 2012 Vilnius, Lithuania, Proceedings. Alexander Igolkin. PP. 2458-2464.
10. *Makaryants G.M., Sverbilov V.Ya., Prokofiev A.B., Makaryants M.V., Shakhmatov E.V.* The Tonal Noise Reduction Of The Proportional Pilot-Operated Pneumatic Valve // 19th International Congress on Sound and Vibration, July 8 – July 12, 2012 Vilnius, Lithuania, Proceedings. Makaryants Georgy M. PP. 689-696.
11. *Макарьянц Г.М., Свербилов В.Я., Шахматов Е.В., Макарьянц М.В., Стадник Д.М., Туманов Д.В.* Снижение тонального шума предохранительного пневмоклапана непрямого действия при автоколебаниях // Судостроение. 2012. № 5. С. 49-51.
12. *Makaryants G.M., Prokofiev A.B., Sverbilov V.Y., Shakhmatov E.V., Makaryants M.V.* Self-Oscillations Of The Poppet Relief Pneumatic Valve Due To Instability Of The Airflow Around An Inlet Port. // 18th International Congress on Sound and Vibration, July 10 - 14, 2011, Rio de Janeiro, Brazil, Proceedings. MakaryantsGeorgyM. PP. 2340-2347.
13. *Иголкин А.А., Родионов Л.В., Шахматов Е.В.* Снижение шума в жилом помещении за счет применения виброизоляторов // Безопасность в техносфере. 2008. № 4. С. 40-43.
14. Демпфер: пат. 2115842 Рос. Федерация : МПК F 16 F 7/14 / *Колесников В.А., Шахматов Е.В., Фойт В.В.* ; заявитель и патентообладатель Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С.П. Королева (национальный исследовательский университет). — № 96113561/28 заявл. 28.06.96 ; опубл. 20.07.98.
15. *Шахматов Е.В., Крючков А.Н., Прокофьев А.Б., Головин А.Н., Белов Г.О.* Использование гасителей колебаний давления для снижения виброакустической нагруженности гидромеханический систем // Судостроение. 2011. № 3. С. 45-47.
16. *Иголкин А.А., Крючков А.Н., Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Прохоров С.П., Шахматов Е.В., Шорин В.П.*Снижение колебаний и шума в пневмогидромеханических системах: монография. / Под ред. академика РАН В.П. Шорина и д.т.н., профессора Е.В. Шахматова. Самара: Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), 2005. 314 с.
17. Система выхлопа энергетической установки: пат. 2131519 Рос. Федерация : МПК7 B 24 B 23/00 A, B 23 B 45/04 B, F 01 N 1/08 B / *Фесина М.И., Соколов А.В., Филин Е.В., Тен В.А. ;* заявитель и патентообладатель Самарский государственный аэрокосмический университет им.С.П.Королева. — № 97111632/06 заявл. 14.07.97; опубл. 10.06.99
18. *Igolkin A., Kryuchkov A., Shakhmatov E.* Acoustic Performances Of Air Tool // 17th International Congress on Sound and Vibration, July 18 - 22, 2010, Cairo, Egypt, Proceedings. Igolkin Alexander A. PP. 3256-3262.
19. Глушитель шума: пат. 71144 Рос. Федерация : МПК F 02 C 7/045 / *Шахматов Е.В., Крючков А.Н., Богданов С.А., Сейфетдинов Р.Б., Белов Г.О.* ; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева— № 2007123970/22 заявл. 25.06.07 ; опубл. 27.02 .08.
20. Пневмоглушитель с высокочастотным облучением: пат. 71380 Рос. Федерация : МПКF 01 N 1/00, F 01 N 1/02 / *Шахматов Е.В., Крючков А.Н., Иголкин А.А.*; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение

высшего профессионального образования Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева — № 2007142058/22 заявл. 13.11.07; опубл. 10.03 .08.
21. Глушитель шума пневмодвигателя: пат. 2194607 Рос. Федерация: МПК7 B 24 B 23/00 A, 7 B 23 B 45/04 B, 7 F 01 N 1/08 B / *Набиев Р.Р., Хаматдинов З.З., Набиуллин В.Х., Валеев Р.Ф.*; заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью фирма "Техносервис", Открытое акционерное общество "Урало-Сибирские магистральные нефтепроводы им. Д.А.Черняева" — № 2000130859/02 заявл. 08.12.00; опубл. 20.12.02.
22. Глушитель шума: пат. 2050446 Рос. Федерация : МПК6 F 01 N 1/08 A/ *Кояков В.Ф., Кояков О.В., Кояков С.В*; заявитель и патентообладатель Кояков Василий Федорович — № 93010856/06 заявл. 01.03.93; опубл. 20.12.95.
23. Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий: ГОСТ 23337-78. – Введ. 1979-07-01. – М. : Изд-во стандартов, 1982. 22 с.
24. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки: СН 2.2.4/2.1.8.562-96. – М.: Изд-во стандартов, 1996. – 8 с.
25. Звукопоглощающая конструкция с перфорированным заполнителем в виде складчатой структуры : пат. 61353 Рос. Федерация : МПК F 02 C 7 0/45 / *Шахматов Е.В., Крючков А.Н., Богданов С.А., Назаров О.В.*; заявитель и патентообладатель Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С.П. Королева (национальный исследовательский университет) — № 2008150906/03 заявл. 228.09.06.
26. *Иголкин А.А., Изжеуров Е.А., Сафин А.И., Шахматов Е.В.* Применение пористого материала «металлорезина» в гидрогазовых системах энергетических установок для шумоподавления и термостабилизации // Судостроение. 2012. № 5. С. 46-48.
27. *Igolkin A.A., Izzheurov E.A., Shakhmatov E.V., Hongyuan J.* Acoustic Performances Of Metal Rubber // 18th International Congress on Sound and Vibration, July 10 - 14, 2011, Rio de Janeiro, Brazil, Proceedings. Igolkin Alexander A. PP. 819-825.
28. Камера акустическая заглушенная: пат. 2387761 Рос. Федерация : МПК E 04 B1/82/ *Кох А.И., Крючков А.Н., Сейфетдинов Р.Б., Шахматов Е.В.*; заявитель и патентообладатель Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С.П. Королева (национальный исследовательский университет) — № 2008150906/03 заявл. 22.12.08.
29. *Леньшин В.В., Макарьянц Г.М., Шахматов Е.В.* База даных по выбору материалов для акустической отделки помещений // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 1999. Т. 1. № 1. С. 137-140.

Результаты теоретических исследований пространственной вибрации колесной машины при стохастическом возбуждении от профиля пути

Подрубалов М.В.[1], *Подрубалов В.К.*[1], *Никитенко А.Н.*[2]
1-Московский государственный университет леса (МГУЛ)
2-Московский государственный агроинженерный университет имени В.П. Горячкина (МГАУ им. В.П. Горячкина)
podrubalov@bk.ru, podrubalov@gmail.ru, an-nikitenko@mail.ru

Аннотация: Изложена обобщенная математическая модель, описывающая стационарные пространственные колебания динамической системы мобильной колесной машины, включающей 12 твердых тел, соединенных 32 линейными упруго - диссипативными связями, имеющей 4 входа и 20 степеней свободы. Представлены алгоритмы определения уровня вибрации и нагруженности элементов машины. Для колесного трактора мощностью 110 кВт проведена расчетная оценка эффективности различных ступеней системы виброзащиты (шины – зависимая подвеска колес – подвеска кабины –подвеска сиденья). Показано, что только применение на тракторе регулируемых подвесок передних и задних колес с оптимальными параметрами обеспечивает рекомендованный международным стандартом уровень виброускорений на сиденье оператора. Подвеска сиденья при этом не нужна. Найдены значения динамических прогибов для подвесок колес, обладающих оптимальными параметрами.

Ключевые слова: Динамическая система, математическая модель, случайное воздействие, спектральная характеристика, виброускорение, нагруженность, подвеска, параметр.

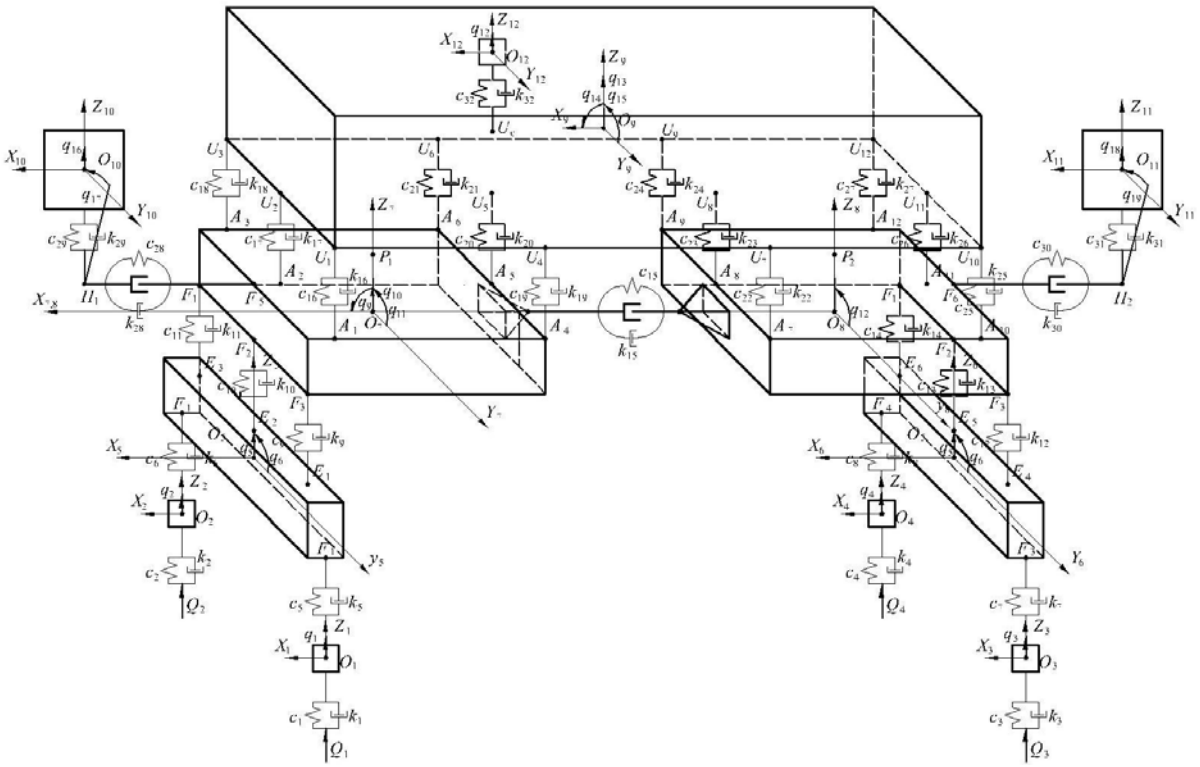
Введение. Эксплуатация мобильных машин различного назначения показывает, что они имеют повышенную вибрацию на рабочем месте человека - оператора. Она обусловлена поступающими на вход их динамических систем интенсивными кинематическими воздействиями от неровностей профиля пути и тем обстоятельством, что в этом диапазоне лежат собственные частоты колебаний основных масс машин. Тенденция повышения транспортных скоростей до 50-60 км/ч, наблюдаемая в последнее время, только усугубляет сложность решения задачи улучшения условий труда.

Международные требования на уровень вибрации на сиденье оператора, обеспечивающий комфортные условия труда, весьма высоки [1-4]. Поэтому проблема создания конкурентоспособных на мировом рынке машин, которые должны существенно повысить производительность труда в сферах их применения, определяет актуальность и необходимость разработки и использования современных методов проектирования систем виброзащиты.

Целью настоящей работы являются разработка математической модели и методов оценки вибронагруженности колесной машины, а также рекомендаций по структуре ее виброзащиты с учетом обеспечения выполнения международного стандарта по уровню вибрации на сиденье оператора. При этом конструкция системы должна быть максимально простой и ее оптимальные параметры

находиться в области практически достижимых значений для существующей элементной базы.

Анализ и обоснование выбора математического аппарата, основных допущений при моделировании вибронагруженности машины, режимов ее движения и результатов настоящего исследования более подробно изложены в [5] и наших работах [6-9].



(i=) - кинематические возбуждения;

q_i(i=)-обобщенные координаты;

m_i(i=) - массы твердых тел системы;

c_i (i=) - жесткости упругих элементов;

k_i (i=) - коэффициенты диссипации;

O_i (i=) - центр инерции масс за исключением i=7 и i=8;

P_1 - центр инерции массы m_7;

P_2 - центр инерции массы m_8;

A_i и U_i (i=) - точки крепления подвесок к остову и кабине;

R_i (i=) - точки крепления подвесок колес к мостам;

E_i и F_i (i=) – точки крепления подвесок и навесок к мостам и остову;

H_i (i=) – проекция центра масс навесного агрегата на горизонтальное плечо рычага;

U_c – точка крепления сиденья оператора;

O_i, X_i, Y_i, Z_i – система координат тел с массой m_i.

Рис. 1. Обобщенная расчетная схема динамической системы машины

Расчетная схема и математическая модель.Составим обобщенную расчетную схему динамической системы колесной машины в транспортном режиме эксплуатации (рисунок 1). На схеме она интерпретирована в виде системы 12 твердых тел, соединенных 32 голономными линейными упруго - диссипативными связями, имеет 4 входа и 20 степеней свободы.

Дополнительно к допущениям, анализ которых проведен в [5-9], также принято [5 с. 98-101]:

- машина симметрична относительно продольно - вертикальной плоскости, проходящей через середину колей передних и задних колес;

- связи считаются телами с бесконечно малой массой; при расчетах массы направляющих устройств, упругих и демпфирующих элементов подвесок прибавляются в половинном отношении к массам подрессоренных и неподрессоренных частей машины [5];

- машина движется прямолинейно с постоянной скоростью и кинематические воздействия от профиля пути являются непрерывными функциями времени;

- отсутствует влияние продольных и поперечных реакций профиля пути на колебания масс машины;

- неуравновешенность вращающихся масс машины и их гироскопические моменты равны нулю.

Для вывода уравнений движения масс динамической системы использовались уравнения Лагранжа второго рода, число которых равно числу обобщенных координат i=19, рассматриваемых нами сначала (без сиденья оператора). Установим:

радиус - векторы центров масс тел с массой m_i:

$\vec{r}_i = (0,0,0)$ $i=\overline{1,6}$; $i=\overline{9,11}$; $\vec{r}_7 = (0,0,z_{P_1})$; $\vec{r}_8 = (0,0,z_{P_2})$;

скоростиполюсовO_i ($i=\overline{1,11}$):

$\vec{v}_i = (0,0,\dot{q}_i)$, $i=\overline{1,5}$; $\vec{v}_6 = (0,0,\dot{q}_7)$; $\vec{v}_7 = (0,0,\dot{q}_9)$; $\vec{v}_8 = (0,0,\dot{q}_9 - \dot{q}_{10} x_{P_2})$, x_{P_2} вс.к. O_7, X_7, Y_7,Z_7;

$\vec{v}_9 = (0,0,\dot{q}_{13})$; $\vec{v}_{10} = (0,-z_{O_{10}}\dot{q}_{17},\dot{q}_{18})$, $z_{O_{10}}$ в с.к. O_7, X_7, Y_7, Z_7; $\vec{v}_{11} = (0,-z_{O_{11}}\dot{q}_{19},\dot{q}_{18})$, $z_{O_{11}}$ в с.к. O_8, X_8, Y_8, Z_8;

угловые скорости масс:

$\vec{\omega}_i = (0,0,0)$ $i=\overline{1,4}$; $\vec{\omega}_5 = (0,0,\dot{q}_6)$; $\vec{\omega}_6 = (0,0,\dot{q}_8)$; $\vec{\omega}_7 = (\dot{q}_{12},\dot{q}_{16},0)$; $\vec{\omega}_7 = (\dot{q}_{12},\dot{q}_{16},0)$;

$\vec{\omega}_9 = (\dot{q}_{13},\dot{q}_{14},0)$; $\vec{\omega}_{10} = \vec{\omega}_{11} = (0,0,0)$;

тензоры инерции вращающихся масс:

$$(I_i) = \begin{Bmatrix} I_{X_iX_i} & 0 & I_{X_iZ_i} \\ 0 & I_{Y_iY_i} & 0 \\ -I_{Z_iX_i} & 0 & I_{Z_iZ_i} \end{Bmatrix}, \; i=\overline{5,9}.$$

Выражения для вычисления кинетической энергии системы имеет вид:

$$T = \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{11} m_i \vec{v}_i^2 + 2m_i(\vec{v}_i \times \vec{\omega}_i)\cdot\vec{r}_i + \vec{\omega}_i(I_i)\cdot\vec{\omega}_i \qquad (1)$$

или

$$2T = \sum_{i=1}^{11}[m_i(v_{x_i}^2 + v_{y_i}^2 + v_{z_i}^2) + 2m_i\begin{vmatrix} v_{x_i} & \omega_{x_i} & r_{x_i} \\ v_{y_i} & \omega_{y_i} & r_{y_i} \\ v_{z_i} & \omega_{z_i} & r_{z_i} \end{vmatrix} + I_{X_iX_i}\omega_{x_iX_i}^2 + I_{Y_iY_i}\omega_{y_iY_i}^2 + I_{Z_iZ_i}\omega_{z_iZ_i}^2 -$$

$$- 2I_{X_iY_i}\omega_{x_iY_i}\omega_{y_i} - 2I_{X_iZ_i}\omega_{x_iZ_i}\omega_{z_i} - 2I_{Y_iZ_i}\omega_{y_iZ_i}\omega_{z_i}].$$

Матрица сил инерции рассматриваемой системы имеет вид:

$$M=diag\{A_1,A_2,A_3\}, \qquad (2)$$

где:

A_1=*diag*{m_1,m_2,m_3,m_4,m_5, I_{X_5} ,m_6, I_{X_6} };

$$A_2 = \begin{pmatrix} m_7 + m_8 & -m_8 x_{P_2} \\ -m_8 x_{P_2} & I_{Y_7} + I_{Y_8} + m_8 x_{P_2}^2 \end{pmatrix};$$

A_3=*diag*{ I_{X_7} , I_{X_8} , m_9, I_{Y_9} , m_{10}, m_{10} R_{10}^2 , m_{11}, m_{11} R_{11}^2 };

R_{10} и R_{11} – радиусы инерции масс m_{10} и m_{11} относительно горизонтальной оси качания.

Обозначим:

$\vec{q} = \|q_1, q_2, \ldots q_n\|^T$ - вектор обобщенных координат системы;

$\vec{Q} = \|Q_1, Q_2, Q_3, Q_4\|^T$ - вектор кинематических воздействий;

$\vec{\tilde{q}} = \|\vec{q}^T, \vec{Q}^T\|^T$ - расширенный вектор кинематических перемещений;

T - оператор транспонирования.

Выражение для вычисления потенциальной энергии системы представим в виде:

$$\Pi = \frac{1}{2} \vec{\tilde{q}}^T \cdot \Delta^T \cdot \tilde{c} \cdot \Delta \cdot \vec{\tilde{q}}, \qquad (3)$$

где:

$\tilde{c}$ =*diag*{c_i}, (i = $\overline{1,31}$); - матрица коэффициентов жесткости связей;

$$\Delta_{312 3} = \begin{Vmatrix} E_{4\times4} & O_{4\times4} & O_{4\times4} & O_{4\times3} \\ -E_{4\times4} & A^1_{4\times4} & O_{4\times4} & O_{4\times3} \\ O_{6\times4} & A^2_{6\times4} & A^3_{6\times4} & O_{6\times3} \\ O_{1\times4} & O_{1\times4} & A^4_{1\times4} & O_{6\times3} \\ O_{6\times4} & O_{6\times4} & A^5_{6\times4} & A^8_{6\times3} \\ O_{6\times4} & O_{6\times4} & A^6_{6\times4} & A^9_{6\times3} \\ O_{4\times4} & O_{4\times4} & A^7_{4\times4} & O_{4\times3} \end{Vmatrix}$$

- матрица деформаций упругих элементов;

$O_{m\times n}$ – нуль-матрица размера m×n;

$E_{m\times m}$ – единичная матрица размера m×m;

$$A^1_{4\times4}=\begin{Vmatrix}1 & y_{R_1} & 0 & 0\\ 1 & y_{R_2} & 0 & 0\\ 0 & 0 & 1 & y_{R_3}\\ 0 & 0 & 1 & y_{R_4}\end{Vmatrix};\qquad A^2_{6\times4}=\begin{Vmatrix}-1 & -y_{E_1} & 0 & 0\\ -1 & -y_{E_2} & 0 & 0\\ -1 & -y_{E_3} & 0 & 0\\ 0 & 0 & -1 & -y_{E_4}\\ 0 & 0 & -1 & -y_{E_5}\\ 0 & 0 & -1 & -y_{E_6}\end{Vmatrix};\qquad A^3_{6\times4}=\begin{Vmatrix}1 & -x_{F_1} & y_{F_1} & 0\\ 1 & -x_{F_2} & y_{F_2} & 0\\ 1 & -x_{F_3} & y_{F_3} & 0\\ 1 & -x_{F_4} & 0 & y_{F_4}\\ 1 & -x_{F_5} & 0 & y_{F_5}\\ 1 & -x_{F_6} & 0 & y_{F_6}\end{Vmatrix};$$

$$A^4_{1\times4}=\begin{Vmatrix}0 & 0 & 1 & -1\end{Vmatrix};\ A^5_{6\times4}=\begin{Vmatrix}-1 & x_{A_1} & -y_{A_1} & 0\\ -1 & x_{A_2} & -y_{A_2} & 0\\ -1 & x_{A_3} & -y_{A_3} & 0\\ -1 & x_{A_4} & -y_{A_4} & 0\\ -1 & x_{A_5} & -y_{A_5} & 0\\ -1 & x_{A_6} & -y_{A_6} & 0\end{Vmatrix};\qquad A^6_{6\times4}=\begin{Vmatrix}-1 & x_{A_7} & 0 & -y_{A_7}\\ -1 & x_{A_8} & 0 & -y_{A_8}\\ -1 & x_{A_9} & 0 & -y_{A_9}\\ -1 & x_{A_{10}} & 0 & -y_{A_{10}}\\ -1 & x_{A_{11}} & 0 & -y_{A_{11}}\\ -1 & x_{A_{12}} & 0 & -y_{A_{12}}\end{Vmatrix};$$

$$A^7_{4\times4}=\begin{Vmatrix}-1 & x_{H_1} & 0 & 0\\ 0 & 0 & -1 & 0\\ -1 & x_{H_2} & 0 & 0\\ 0 & 0 & 0 & -1\end{Vmatrix};\ A^8_{6\times3}=\begin{Vmatrix}1 & -x_{U_1} & y_{U_1}\\ 1 & -x_{U_2} & y_{U_2}\\ 1 & -x_{U_3} & y_{U_3}\\ 1 & -x_{U_4} & y_{U_4}\\ 1 & -x_{U_5} & y_{U_5}\\ 1 & -x_{U_6} & y_{U_6}\end{Vmatrix};\ A^9_{6\times3}=\begin{Vmatrix}1 & -x_{U_7} & y_{U_7}\\ 1 & -x_{U_8} & y_{U_8}\\ 1 & -x_{U_9} & y_{U_9}\\ 1 & -x_{U_{10}} & y_{U_{10}}\\ 1 & -x_{U_{11}} & y_{U_{11}}\\ 1 & -x_{U_{12}} & y_{U_{12}}\end{Vmatrix}.$$

Выражение для вычисления диссипативной функции Релея представим в виде:

$$R=\frac{1}{2}\frac{d}{d}\tilde{\tilde{q}}^T_t\cdot\Delta^T\cdot\tilde{k}\cdot\Delta\cdot\frac{d}{d}\tilde{\tilde{q}}_t, \qquad (4)$$

где: $diaq\{k_i\}$, $(i = \overline{1,31})$ – матрица коэффициентов сопротивления связей.

Дифференциальные уравнения малых колебаний масс динамической системы приводятся к матричной форме, которая имеет вид:

$$(D^2M+D\ +C)\vec{q}=(D_1+B_2)\vec{Q}, \qquad (5)$$

где:

$D\equiv\frac{d}{dt}$ - оператор дифференцирования;

M – матрица сил инерции, вычисляется по (1);

K - матрица коэффициентов сопротивления;

C - матрица коэффициентов жесткости;

B_1 - матрица коэффициентов сопротивления при кинематических воздействиях;

B_2 - матрица коэффициентов жесткости при кинематических воздействиях.

Используя соотношения (3) и (4), а также

$$\Delta^T\cdot\tilde{c}\cdot\Delta=\begin{Vmatrix}C & -B_2\\ -B_2^T & \tilde{\tilde{c}}\end{Vmatrix}; \qquad (6)$$

и

$$\Delta^T\cdot\tilde{k}\cdot\Delta=\begin{Vmatrix}K & -B_1\\ -B_1^T & \tilde{\tilde{k}}\end{Vmatrix},$$

$\tilde{\tilde{c}}$ - диагональная матрица коэффициентов жесткости при воздействиях (шин);

где: $\tilde{\tilde{k}}$ - диагональная матрица коэффициентов сопротивления при воздействиях (шин),

можно вычислить матричные коэффициенты K, C, B_1, B_2 векторного дифференциального уравнения (5).

Реакция многомерной динамической системы на стационарное воздействие находится с помощью матрицы частотных характеристик системы, которая определяется путем преобразования Фурье векторного дифференциального уравнения (5) и решения полученного алгебраического уравнения:

$$\left[(j\omega)^2 M + (j\omega)K + C\right]\vec{q}(j\omega) = \left[(j\omega)B_1 + B_2\right]\vec{Q}(j\omega), \quad (7)$$

$$W(j\omega)_{1\times 4} = A^{-1}(j\omega)\cdot B(j\omega), \quad (8)$$

где: $W(j\omega)_{19x4}$ – матрица частотных характеристик системы;

$A^{-1}(j\omega)$ – обратная матрица $A(j\omega)=M(j\omega)^2+K(j\omega)+C$;

$B(j\omega)= B_1(j\omega)+ B_2$.

Для количественной и качественной оценок выходных колебательных процессов масс динамической системы необходимо использовать спектральныне характеристики компонент вектора обобщенных координат системы и их производных. Матрица спектральных плотностей n-ой производной компонент вектора обобщенных координат размерностью 19x19 вычисляется по формуле:

$$S_{\vec{q}^{(n)}}(j\omega) = (-j\omega)^n \cdot \overline{W}(j\omega)\cdot S_{\vec{Q}}(j\omega)\cdot W^T(j\omega)\cdot (j\omega)^n \quad (9)$$

и - сопряженная и транспонированная матрицы частотных характеристик;

где: - матрица спектральных плотностей компонент вектора $\vec{Q}$ кинематических воздействий размерностью 4x4.

Матрицу спектральных плотностей *n*-ых производных деформаций упруго – диссипативных связей вычислим, используя соотношение:

$$S_{\Delta^{(n)}}(\omega) = (-j\omega)^n \cdot \Delta \cdot S_{\tilde{\tilde{q}}}(j\omega)\cdot \Delta^T \cdot (j\omega)^n, \quad (10)$$

где: $S_{\tilde{\tilde{q}}_{2\times 3}} = \left\| S_{\vec{q}_{1\times 9}} \right\|$ - матрица спектральных плотностей $S_{\vec{Q}\vec{q}_{4\times 1}}$ расширенного вектора кинематических перемещений.

Элементы матрицы $S_{\tilde{\tilde{q}}}(j\omega)$ вычислялись по формулам:

$$S_{\vec{q}\vec{Q}}(j\omega) = \overline{W}(j\omega)\cdot S_{\vec{Q}}(j\omega)$$

$$S_{\vec{Q}\vec{q}}(j\omega) = S_{\vec{Q}}(j\omega)\cdot W^T(j\omega)$$

Зная (10), можно вычислить матрицы спектральных плотностей сил в упругих и демпфирующих элементах $S_{\vec{F}_c}(\omega)$ и $S_{\vec{F}_k}(\omega)$ по формулам:

$$S_{\vec{F}_c}(\omega) = \tilde{c}\; S_{\Delta^{(0)}}(\omega)\; \tilde{c}; \quad (11)$$

$$S_{\vec{F}_k}(\omega) = \tilde{k}\; S_{\Delta^{(1)}}(\omega)\; \tilde{k}. \quad (12)$$

Представим $S_{\vec{Q}}(j\omega)$ в виде:

$$S_{\vec{Q}}(j\omega) = \bar{\tau}R\overline{L}L^T R^T \tau, \quad (13)$$

где:

τ, $\overline{\tau}$ - матрица оператора сдвига во времени входных кинематических возбуждений от профиля пути или матрица оператора «расстановки» колес по осям машины, ее сопряженная матрица,

$$\tau = diag\left[1, 1, e^{-j\omega\frac{l}{v}}, e^{-j\omega\frac{l}{v}}\right],$$

l - продольная база машины; v- скорость движения;

R, R^T - матрица оператора «расстановки» входов (колес) по колеям дороги, ее транспонированная матрица;

$$R = \begin{Vmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{Vmatrix}$$ - для четырехколесной машины, задние колеса которой идут по следу передних;

где:

$\overline{L}$, L^T – сопряженный и транспонированный формирующие фильтры матрицы спектральных плотностей вектора кинематических возбуждений,

$$L = \|1 \quad H_{12}(j\omega)\|^T,$$

$H_{12}(j\omega)$ - частотная характеристика фильтра линейного преобразования воздействия от левой колеи в возбуждение, поступающее от правой колеи.

где:

При независимых кинематических воздействиях на машину от правой и левой колей фазовый сдвиг $\Theta=\pm\pi/2$, а $H_{12}(j\omega)=\pm j$. Когда ординаты колей совпадают $\Theta=0$, $H_{12}(j\omega)=1$. При $\Theta=\pi$ гармонические составляющие спектров воздействий находятся в противофазе и $H_{12}(j\omega)=-1$.

Если координаты точки U_c, в которой оценивается вибрация оператора на «абсолютно жестком» сиденье x_c, y_c, z_cв системе координат O_9, X_9, Y_9, Z_9, то соотношение для определения вектора перемещений этой точки имеет вид:

$$\vec{r}(x_c, y_c, z_c) = U\ \vec{q}, \qquad (14)$$

где: $U = \|O_{3\times 1} \quad \hat{U} \quad O_{3\times 4}\|$; O_{3x12}; O_{3x4} – нуль-матрицы;

$$\hat{U} = \begin{Vmatrix} 0 & z_c & 0 \\ 0 & 0 & -z_c \\ 1 & -x_c & y_c \end{Vmatrix}.$$

Соотношение для вычисления матриц спектральных плотностей n-ых производных компонент вектора $\vec{r}$ записывается аналогично (9). Так как U – матрица с действительными членами, то:

$$S_{\vec{r}^{(n)}}(j\omega) = U \cdot S_{\vec{q}^{(n)}}(j\omega) \cdot U^T. \qquad (15)$$

Если сиденье имеет подвеску в вертикальном направлении с частотной характеристикой $W_{ZC}(j\omega)$, то спектральная плотность n-ой производной вертикальных колебаний оператора (точки U_c) можно вычислить по формуле:

$$S_{Z_C^{(n)}}(j\omega) = |W_{ZC}(j\omega)|^2 \cdot S_{Z^{(n)}}(\omega), \qquad (16)$$

$S_{Z^{(n)}}$ - элемент матрицы $S_{\bar{r}^{(n)}}$, стоящей на пересечение третьей строки и третьего столбца;

где:

$|W_Z(j\omega)|^2 = \frac{c_3^2 + \omega^2 k_3^2}{(c_3 - \omega^2 m_1)^2 + \omega^2 k_3^2}$;

m_{12} – подрессоренная масса оператора и сиденья.

Определив значения диагональных элементов матрицы (15) $S_{X^{(n)}}(\omega)$, $S_{Y^{(n)}}(\omega)$, $S_{Z^{(n)}}(\omega)$ и спектра вертикальных колебаний оператора на сиденье с подвеской (16), можно провести качественный анализ выходных процессов колебаний (оценить резонансные частоты системы, характер распределения дисперсий процессов по частотному диапазону и др.).

Для оценок эффективности вибрационных свойств системы и собственно уровня вибрации по стандартам [1, 3] вычисляются СКЗ вторых производных перемещений сиденья оператора в октавных полосах частот и во всем рассматриваемом диапазоне по формуле:

$$\sigma^i_{X,Y,Z,Z^{(2)}C} = \sqrt{\int_{\omega_i}^{\omega_{i+1}} S_{X,Y,Z,Z^{(2)}C}(\omega)d\omega}, \qquad (17)$$

где:

i - номер полосы частот, ($i = \overline{1,5}$);

ω_i и ω_{i+1} - нижняя и верхняя границы полосы частот.

Этот же подход можно использовать для расчетной оценки деформаций элементов подвесок и нагруженности машины в точках их установки. При этом в подкоренном выражении формулы (17) будут интегрироваться спектры, вычисленные по выражениям (10)-(12).

Таким образом, разработанная математическая модель стационарных пространственных колебаний масс многомерной динамической системы колесной машины с навесным оборудованием, представленная в виде системы 12 твердых тел, соединенных 32 упруго-диссипативными связями, имеющая 4 входа и 20 степеней свободы, позволяет определить частотную и выходные спектральные характеристики по любой обобщенной координате, а также проводить оценку уровней вибрации на сиденье оператора на соответствие международным стандартам и нагруженности машины.

Представленная математическая модель является обобщенной и позволяет на стадии проектирования при расчетах на стандартных и лимитирующих по вибронагруженности режимах движения по случайным профилям пути учесть и оценивать влияние и эффективность таких факторов, как навеску на машину переднего и заднего агрегатов, места расположения кабины, кручения рамы машины и (или) наличия горизонтального шарнира, присутствия различных ступеней системы виброзащиты (шины - подвеска остова - подвеска кабины или платформы с грузом- подвеска сиденья). Модель позволяет также исследовать свойства континуальных подвесок остова и кабины.

Методика расчетов. Разработанная обобщенная математическая модель была применена при оптимизации структуры и параметров виброзащиты колесного трактора мощностью 110 кВт. Его конструкция выполнена по интегральной

компоновке, имеет раму и два моста и предполагает использование зависимой подвески колес.

При расчетах по оптимизации параметров системы виброзащиты в качестве функции цели нами выбрано выполнение рекомендуемых и допускаемых параметров среднеквадратических значений (СКЗ) на сиденье человека – оператора в первых четырех октавных диапазонах частот (ОДЧ): 1ОДЧ 0,7-1,4 Гц, 2 ОДЧ 1,4-2,8 Гц, 3 ОДЧ 2,8-5,6 Гц и 4 ОДЧ 5,6-11,2 Гц [1-4]. Уровень этих ускорений обеспечивает работу оператора в течение 4–8-и часового рабочего дня без нарушения его здоровья и снижения заданной производительности. Для отечественного, действовавшего до 2008 г., и нового международного стандартов эти ускорения приведены в таблице 1.

Таблица 1

Рекомендуемые [4] и допускаемые [1] СКЗ ускорений (м/с^2) на сиденье

Номер ОДЧ	Диапазон частот, Гц	СТ ИСО 2631 [3]		ГОСТ 12.2.019-86 [1]	
		X,*Y*	*Z*	*X*,*Y*	*Z*
1	0,7-1,4	0,39	1,1	0,632	-
2	1,4-2,8	0,42	0,79	0,846	1,2
3	2,8-5,6	0,8	0,57	1,6	0,6
4	5,6-11,2	1,62	0,6	3,21	0,5

В качестве представительного кинематического возбуждения от профилей треков [6] использовалось воздействие от эталонного агрофона ГОСТ [2] при скорости движения машины v=2,5 м/с. Его параметры α_v = 4,5 1/с, βv = 3,1 1/с, σ^2 = 2,28·10^{-4} м^2, а также вибрационные характеристики получены в [6, таблицы 1,3]. Анализ данных этих таблиц показывает, что уровень возбуждений по вертикальной вибрации при таком режиме движения машины является выше, чем от треков, имитирующих дороги по ГОСТ (v=4,17 м/с) и по СТ ИСО (v=3,33 м/с) в первых четырех ОДЧ соответственно в 1,22; 1,24; 1,47; 1,20 и 1,47; 1,62; 1,55; 1,18 раза. Т.е. понятно, что, если трактор будет выполнять рекомендации стандартов для выбранного нами возбуждения, то они будут выполняться и для эталонных дорог.

План расчетного эксперимента включал в себя исследование возможности обеспечения защиты оператора от низкочастотной вибрации за счет применения традиционно используемых в отечественном и зарубежном тракторостроении методов. К ним относятся установка более эластичных шин, применение подвесок колес, подрессоривания кабины и сиденья. Подрессоривание кабины осуществлялось или традиционным методом путем имитации установки четырех резиновых амортизаторов, либо развитых пружинных или пневматических подвесок. Расчеты проводились с использованием разработанной программы KTS при крутильной жесткости рамы 1,3·10^6 Нм/рад. Блокировка упруго-диссипативных связей достигалась введением в программу соответствующей жесткости 10000 кН/м (кГс/см).

Результаты расчетов при оптимизации системы виброзащиты. При варьировании жесткостью шин передних и задних колес в диапазоне 190-450 кН/м коэффициенты сопротивления в шинах назначались постоянными (равными 3 кНс/м - оценка, полученная ранее экспериментально для шин с радиальным кордом). Подвески колес на тракторе блокировались. Расчеты проводились с использованием в динамической системе трактора резиновых амортизаторов традиционной конструкции (жесткость 1700 кН/м) и сиденья АУ-31.00000, обладающего наилучшей характеристикой среди отечественных образцов.

Из полученных данных видно, что даже при использовании на тракторе шин типа «Терра» с давлением воздуха 0,035 МПа (жесткость 190 кН/м определена по данным фирмы «Гудьеар» для шины 48×31.00-20 NHS, которую в соответствие с нагрузочным рядом можно использовать на тракторе) уровень поперечной и вертикальной вибрации на сиденье превышает допустимый. Расчеты показывают, что горизонтально-поперечные ускорения в 3 ОДЧ и вертикальные ускорения во 2 ОДЧ соответственно 1,25 и 1,97 раза превышают требуемые. Здесь необходимо отметить, что при применении шин «Терра» сиденье АУ-31.00000 во 2 ОДЧ неэффективно.

Анализ расчетных оценок вибрации на сиденье оператора при установке на трактор шин основной комплектации 16,9 R 38 модели Ф-52 (жесткость 336 кН/м при давлении 0,1 МПа) показывает, что по всем направлениям не обеспечивается выполнение нормативов. Так, СКЗ горизонтально - продольных ускорений во 2 ОДЧ у этого варианта в 1,4 раза, горизонтально-поперечных в 3 ОДЧ в 2 раза и вертикальных на подрессоренном сиденье во 2 ОДЧ в 3 раза больше, чем приведенные в таблице 1 требования СТ ИСО. Причем, шины модели Ф-52 по своей конструкции (относительный прогиб, жесткость и др.) соответствуют мировому уровню и резерв снижения жесткости шин весьма мал. Поэтому трактор без подрессоривания колес практически не приблизится к требуемым условиям труда по вибрации на сиденье оператора.

Варьирование параметрами подрессоривания кабины при отсутствии на тракторе подвесок колес показало, что система виброзащиты, состоящая из ступеней «шины модели Ф-52 - подвеска кабины - подвеска сиденья», также не имеет перспектив в коренном уменьшении низкочастотной вибрации на сиденье оператора.

Действительно, СКЗ ускорений на сиденье по всем направлениям превышают требуемые. Так, в горизонтальных направлениях превышения составляют до 2,3 раз (3 ОДЧ для *Y*). В вертикальном направлении на подрессоренном сиденье СКЗ ускорений больше нормативных во 2 ОДЧ в среднем в 3 раза во всем диапазоне изменения жесткости подвесок и в 3 ОДЧ в низком диапазоне (развитые подвески с прогибами, сравнимыми с прогибами шин и тракторных подвесок колес), начиная с жесткости 20 кН/м.

Исследования потенциальных возможностей подрессоривания сиденья по снижению вибрации проводилось для вариантов с заблокированными подвесками остова трактора, шинами модели Ф-52 и подвеской кабины на резиновых амортизаторах. Данные таблицы 2 свидетельствуют о том, что применение сидений

даже с очень низкими жесткостями на неподрессоренном тракторе не может существенно улучшить условия труда оператора.

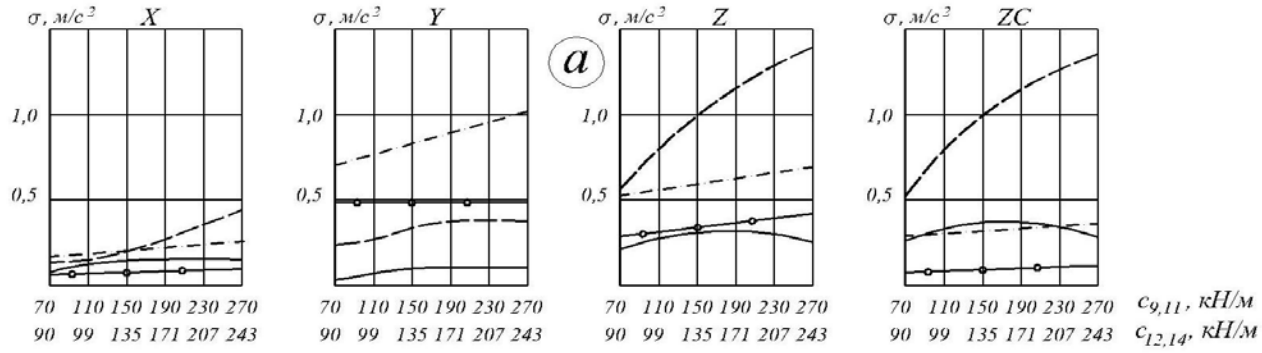
Таблица 2

СКЗ вертикальных ускорений (м/с^2) на сиденье оператора (k_{32}=0,8 кНс/м)

Варианты подвески колес	Жесткость подвески сиденья, кН/м	Диапазон частот, Гц 0,7-1,4	1,4-2,8	2,8-5,6	5,6-11,2
Подвеска колес отсутствует	Жесткое	0,18	2,76	0,93	0,57
	2,0	0,19	2,04	0,51	0,15
	4,3	0,22	2,36	0,56	0,15
	6,0	0,23	2,65	0,60	0,15
	15	0,22	4,33	0,99	0,18
	40	0,19	3,97	1,79	0,32
Регулируемая подвеска колес с оптимальными параметрами	Жесткое	0,29	0,75	0,57	0,31
	2,0	0,30	0,63	0,29	0,09
	4,3	0,35	0,75	0,32	0,10
	6,0	0,37	0,85	0,34	0,10
	15	0,36	1,12	0,53	0,12
	40	0,32	0,98	1,11	0,23

Изучение возможностей полного подрессоривания остова по снижению вибрации проводилось для регулируемых по статическому прогибу подвесок, имеющих коэффициент сопротивления 8 кНс/м.

Расчеты показывают, что применение полного регулируемого подрессоривания существенно снижает СКЗ ускорений и доводит их до области значений, в которой находятся нормативные ускорения. Видно, что при жесткости передних и задних подвесок 130 – 110 и 118 – 99 кН/м горизонтально-продольные и вертикальные ускорения во всех ОДЧ на подрессоренном сиденье ниже требуемых по стандарту, Характерно, что при этих же значениях жесткости стандарт выполняется и на жестком сиденье.



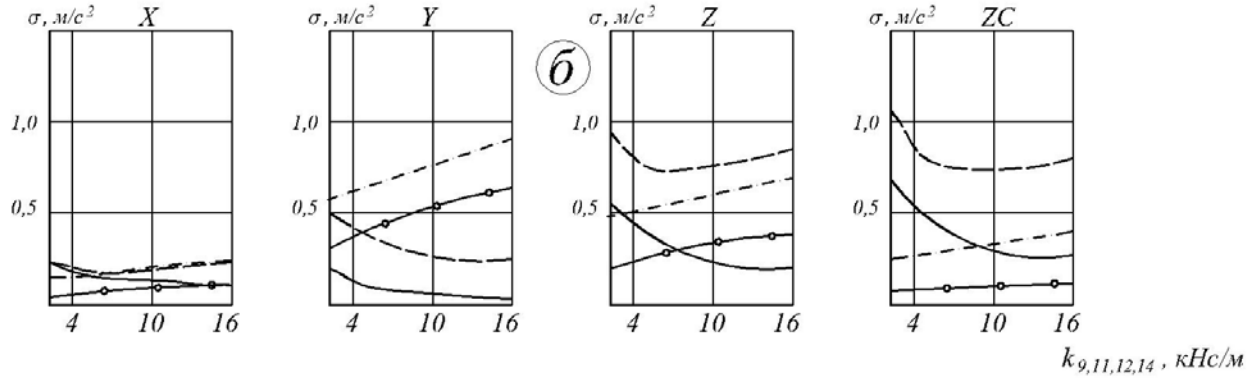


Рис. 2. Зависимости СКЗ ускорений на жестком (*X*, *Y*, *Z*) и подрессоренном (*ZC*) сиденьях от жесткости регулируемых подвесок передних и задних колес ($k_{9,11}$= $k_{12,14}$=8 кНс/м) (а) и от коэффициента сопротивления в оптимальных подвесках ($c_{9,11}$=110 кН/м, $c_{12,14}$=99 кН/м) (б). ——— 0,7 – 1,4 Гц, – – – – 1,4 – 2,8 Гц, – · – · – 2,8 – 5,6 Гц, – ○ – ○ – 5,6 – 11,2 Гц

Оценка влияния демпфирования в регулируемых подвесках передних и задних колес на вибрацию проведена для жесткостей 110 и 99 кН/м (рисунок 3б). Сравнивая зависимости рисунка 3 можно видеть, что коэффициент сопротивления в подвесках остова является существенно более грубым параметром динамической системы трактора по сравнению с жесткостью подвесок. Наиболее ярко это проявляется на вертикальной вибрации во 2 ОДЧ: при изменении коэффициента сопротивления с 3 до 16 кНс/м (в 5,5 раза) ускорения меняются всего в пределах 20%, а при изменении жесткости в 3,5 раза (с 70 до 250 кН/м), ускорения возрастают более чем в 2 раза. Кроме того, эти расчеты показывают, что для критерия по вертикальной вибрации оптимальные коэффициенты сопротивления в подвесках составляют величину 7-8 кНс/м.

Реализованная в работе методология по выбору оптимальной системы виброзащиты для трактора мощностью 110 кВт (в рамках традиционного подхода) определила параметры зависимостей регулируемой подвески передних и задних колес ($c_{9,11}$=130-110 кН/м, $c_{1,2}$=120-100 кН/м, $k_{9,11,12,14}$=7-10 кНс/м) и ее достаточность в выполнении требований международного стандарта по вибрации. При этом подрессоривания сиденья человека - оператора не требуется.

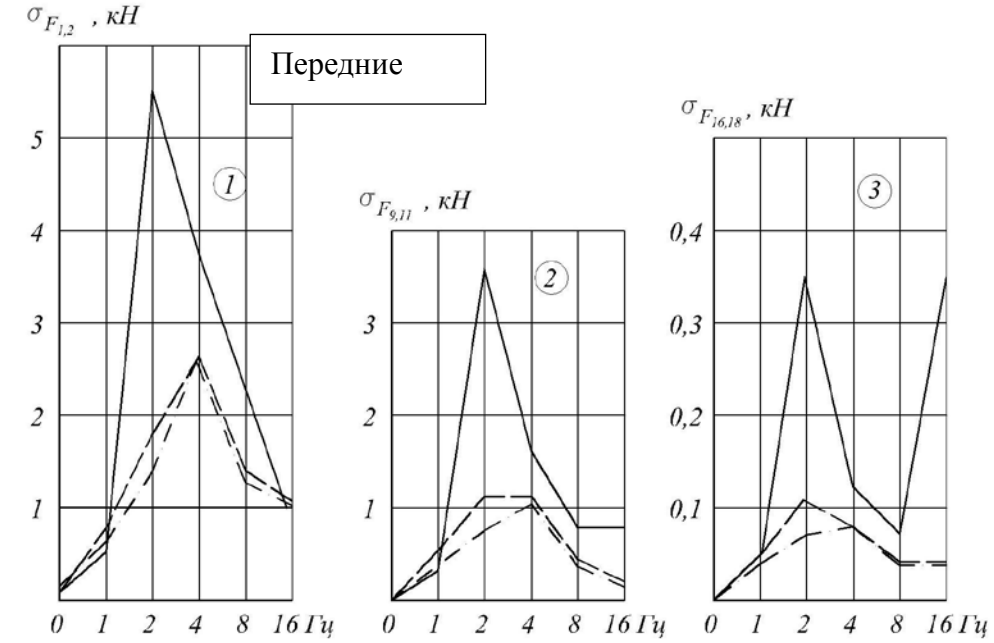
Таким образом, разработанная обобщенная математическая модель стационарных пространственных колебаний масс динамической системы мобильной машины и программа расчета на ЭВМ позволили на стадии проектирования определить на различных режимах вибрационные характеристики и провести численную оценку влияния на них конструктивных параметров машины.

Создание оптимальной системы виброзащиты колесного трактора наряду с этапами, изложенными выше, включает в себя также проведение исследований по оценке нагруженности и деформаций элементов подвесок, присутствующих в расчетной схеме его динамической системы. Без таких данных на стадии проектирования невозможно точно сформулировать требования по созданию упругих и демпфирующих элементов подвесок с необходимыми параметрами (габаритные размеры, статический и динамический ходы, жесткость, коэффициент сопротивления и др.) и осуществить конструктивный синтез подвесок. Кроме того,

такие исследования имеют и большое собственное значение, поскольку только владея знаниями по динамической нагруженности машины при случайных воздействиях от профиля пути для различных режимов движения, можно дать корректную оценку прочности и долговечности ее узлов и деталей.

Здесь следует заметить, что в настоящей работе при оптимизации системы виброзащиты и параметров подвески применяется простой и понятный для каждого инженера подход: в соответствии с [10] сначала проводятся многовариантные расчеты по поиску наилучшего и реализуемого на практике решения по критерию, учитывающему условия труда оператора (нормативный уровень вибрации на сиденье) [3], а потом – оценка нагруженности выбранного и базовых вариантов с определением деформаций подвесок.

При расчетах нагруженности деталей и узлов машины на стадии проектирования наиболее важными, являются данные по распределению дисперсии суммарных сил в рассматриваемом диапазоне частот, выраженные в конкретных величинах. Для этого по аналогии со стандартным методом оценки уровня вибрации на сиденье оператора, который применялся на предыдущем этапе работы, рассчитаны СКЗ нагрузок подвесок в ОДЧ. На рисунке 3 представлены СКЗ исследуемых параметров в первых пяти ОДЧ (0,7 -22,4 Гц). У графиков (1 - 6) по оси абсцисс обозначены СГЧ этих ОДЧ. Диапазон 0,16 - 07, Гц считается как нулевой (0,16 Гц – шаг и первая точка счета в программе). Такое представление выходных характеристик позволяет дать количественную и качественную оценку нагруженности элементов трактора.



шины подвески колес подвески кабины

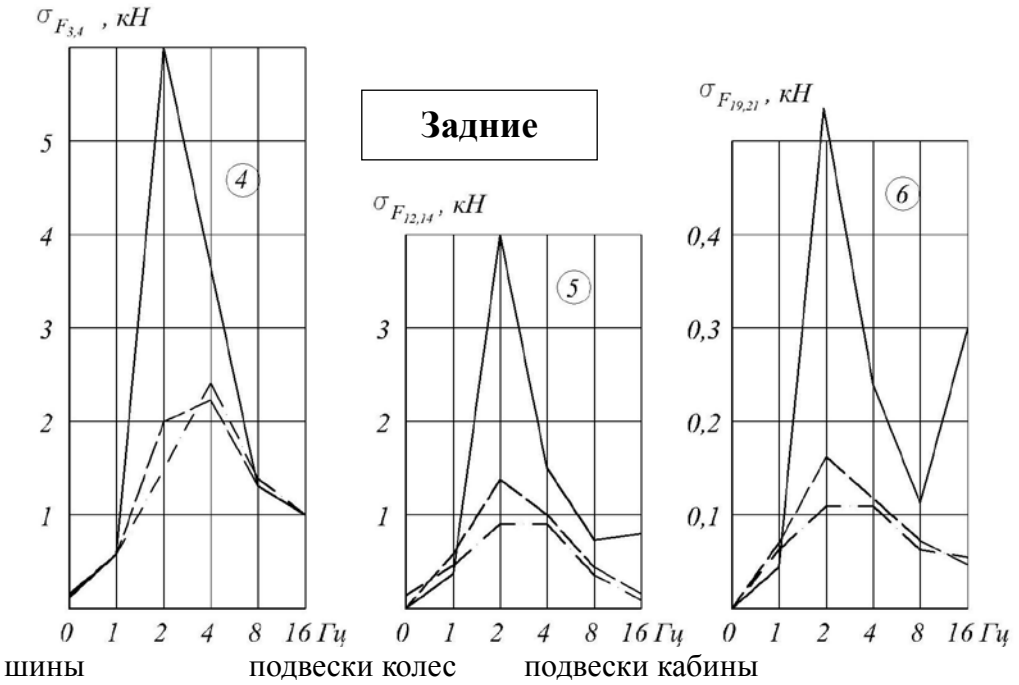


Рис. 3. СКЗ суммарных сил в шинах (1, 4),) подвесках колес (2, 5) и подвесках кабины (3, 6) в ОДЧ с СГЧ 1, 2, 4, 8 и 16 Гц:
—— - подвески колес заблокированы; – – – – - оптимальная подвеска колес; – · – · – - «мягкая» подвеска колес

Из графиков рисунка 3 видно, что основная эффективность регулируемых зависимых подвесок колес с оптимальными параметрами (вариант 2) проявляется во 2 ОДЧ с СГЧ 2 Гц: для передних и задних шин соответственно в 4,3 и 3,3 раза; для подвесок колес в 3,3 и 2,9 раза; для подвесок кабины с резиновыми амортизаторами в 3,5 -3,4 раза. В 3 ОДЧ с СГЧ 4 Гц эффективность снижается до 1,5 -2 раз. Для шин и подвесок колес эти показатели в 1,5 -2 раза выше , чем общие для диапазона 0,16 -22,4 Гц (см. выше).

В заключение можно отметить, что полученные абсолютные величины расчетных оценок СКЗ параметров вибронагруженности элементов динамической системы исследовавшегося трактора, которые анализировались в данной работе, хорошо соотносятся с реальными значениями аналогичных характеристик, полученных при испытаниях реальных объектов. Это косвенно подтверждает правильность выбора теории и верность математической модели нагруженности машины.

Таким образом, результаты, представленные выше говорят о комплексной эффективности регулируемой подвесок колес с оптимальными параметрами. С одной стороны она значительно уменьшает динамические нагрузки на основные узлы трактора (шины, трансмиссия, мосты, остов, кабина), увеличивает их долговечность (при той же массе) или снижает массу (при той же долговечности). С другой стороны обеспечивает комфортные условия труда оператора. С третьей – исключает крайне высокую неравномерность нагрузок от шин трактора на дорогу или агрофон, что будет положительно влиять на качество покрытия и урожайность.

Общий вывод. Проведенные теоретические исследования статистической динамики мобильной колесной машины при случайном воздействии от профиля пути, которые включали в себя:

- разработку обобщенной математической модели и программ для расчетов пространственной вибронагруженности элементов машины с учетом передней и задней навесок, кручения рамы, возможности использования континуальных подвесок колес, грузовой платформы или кабины, независимой и зависимой подвесок колес, наличия подрессоренного сиденья оператора;

- оптимизацию системы виброзащиты оператора трактора мощностью 110 кВт по критерию выполнения международного стандарта по вибрации;

- расчетную оценку деформации и нагруженности упругих элементов системы виброзащиты этого трактора (шины – подвеска колес – подвеска кабины)

позволили создать теоретические основы комплексного решения широкого круга задач для проектирования мобильных машин с заданными характеристиками при их работе в условиях реальной эксплуатации.

Список литературы

1 - ГОСТ 12.2.019-86. Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности. М.: Изд-во стандартов, 2003. -17 с.

2 - ГОСТ 12.2.002-91. Техника сельскохозяйственная. Методы оценки безопасности. М.: Изд-во стандартов, 1991. -60 с.

3 - ГОСТ 31191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997). Межгосударственный стандарт. Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 1. Общие требования. М.: Стандартинформ, 2008. -37 с.

4 - ГОСТ 31323-2006 (ИСО 5008:2002) Вибрация. Определение параметров вибрационной характеристики самоходных машин. Тракторы сельскохозяйственные колесные и машины для полевых работ. М.: Стандартинформ, -2012. -19 с.

5 - Хачатуров, А.А. Динамика системы дорога–шина–автомобиль–водитель./ Хачатуров А.А, Афанасьев В.Л., Васильев В.С. и др.; Под ред. Хачатурова А.А./- М.: Машиностроение, 1976, -535 с.

6 - Подрубалов, В.К. Методы получения и спектральный анализ вибрационных характеристик искусственных треков./ В.К. Подрубалов, М.В. Подрубалов // М.: Известия МГТУ «МАМИ». – 2012. -№2(14). Том 1. – С. 303-310.

7 - Подрубалов, В.К. Обобщенная математическая модель вибронагруженности мобильной машины при случайном кинематическом возбуждении / В.К. Подрубалов, А.Н. Никитенко, М.В. Подрубалов // М.: Известия МГТУ «МАМИ». – 2013. -№2(16). Том 1. – С. 203-212.

8 - Подрубалов, В.К. Оптимизация системы виброзащиты оператора мобильной машины при случайном кинематическом возбуждении / В.К. Подрубалов, А.Н. Никитенко, М.В. Подрубалов // М.: Известия МГТУ «МАМИ». – 2013. -№2(16). Т. 1. – С. 212-221.

9 - Подрубалов, В.К. Вибронагруженность трактора при случайном кинематическом возбуждении / В.К. Подрубалов, А.Н. Никитенко, М.В. Подрубалов // М.: Известия МГТУ «МАМИ». – 2013. -№2(16). Т. 1. – С. 221-226.

10 - *Шенк, Х.* Теория инженерного эксперимента/ - М.: Мир. – 1972. – 381с.

Снижение вибрации, передаваемой от источников по магистральным трубопроводам

Берестовицкий Э.Г.
ОАО «Концерн «НПО «Аврора», Санкт-Петербург
berest40@mail.ru

Аннотация: Рассмотрены процессы, вызывающие повышенную вибрацию трубопроводов, показана связь между гидравлическими и виброакустическими параметрами. Разработаны методы пассивного виброгашения колебаний, передаваемых по трубопроводам.

Ключевые слова: Вибрация, виброзадерживаюший массив, пульсации

Одной из важнейших проблем современной промышленности и транспорта является необходимость постоянного снижения вибрации и шума поставляемого оборудования, среди которого особое место занимают гидравлические приборы (ГП) и гидросистемы в целом. Снижение шума и вибрации этих приборов существенно улучшает условия работы обслуживающего персонала. Поэтому:

1. *Рассмотрены процессы, вызывающие повышенную вибрацию трубопроводов, показана связь между гидравлическими и виброакустическими параметрами.*
2. *Разработаны методы пассивного виброгашения колебаний, передаваемых по трубопроводам.*

На стенде концерна «Аврора» проводилась отработка методов снижения вибрации системы трубопроводов за счёт целенаправленного применения средств пассивного виброгашения и уменьшения гидродинамических пульсаций рабочей среды, передаваемых от источника по трубопроводам.

Стенд обеспечивает возможность проведения испытаний гидравлических приборов с диаметром проходного сечения от 10 до 500 мм и расходом среды от 1 л до 500 м^3.

Требования к гидроприборам и соответственно к стендам постоянно ужесточались, в настоящее время они в 8 раз жестче, чем при создании стенда в 1982 году.

Это вызвало необходимость постоянного совершенствования и модернизации стенда с целью снижения уровней собственных помех передаваемых на измерительный участок.

Для определения уровня собственных помех стенда и выработки меро приятий по их устранению были проведены экспериментальные исследова ния виброактивности отдельных элементов стенда. Схема стенда с указанием точек измерения ВАХ приведена на рисунке 1**.**

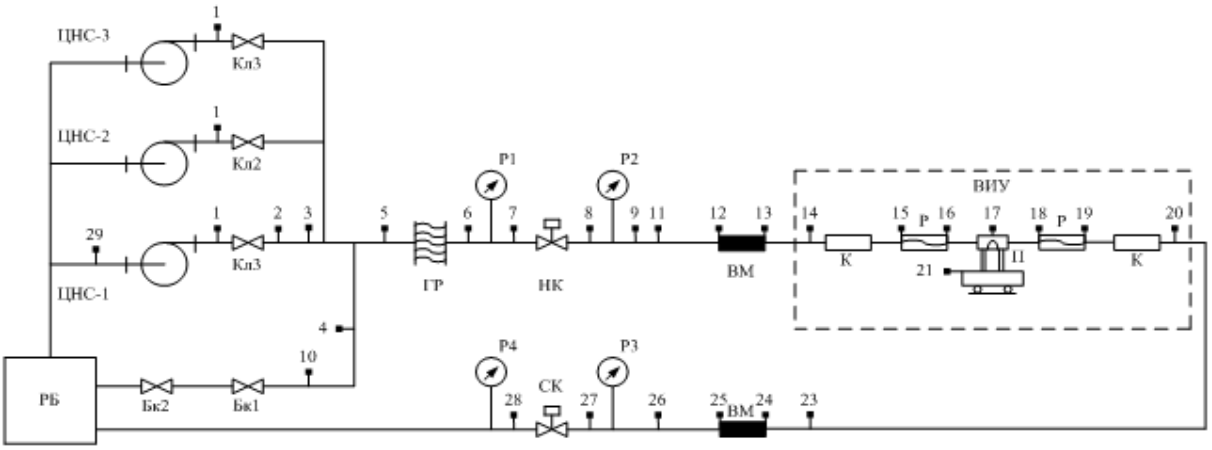


Рис. 1. Схема стенда с указанием точек замера

Насосы, и регулирующие клапаны установлены на расстоянии 150 м от измерительного участка. На часть трубопровода длиной 41 м было нанесено специальное вибропоглощающее покрытие, разработанное специалистами АКИН.

Общий уровень вибрации в различных точках стенда иллюстрируется приведенными кривыми, из рисунка видно, что основными источниками вибрации, передаваемой по всей трассе стенда, как по стенкам трубопроводов, так и по воде, являются клапана, регулирующие давление напора и слива рабочей среды на измерительном участке.

Решение задач по снижению акустической помехи на измерительном участке возможно только на основе рассмотрения процесса распространения колебательной энергии по стендовым трубопроводам от источников ее зарождения до измерительных участков стенда.

$$\Delta L^j = \frac{\pi \cdot \eta \cdot l_j \cdot \omega^{1/2}}{\sqrt[4]{(D_j^2 + 2H_j^2 - 2D_j \cdot H_j) \cdot \frac{E}{2\rho_j}}}, \qquad (1)$$

где: $\boldsymbol{D_j}$- наружный диаметр, $\boldsymbol{H_j}$- толщина стенки, $\boldsymbol{\rho_j}$ - плотность материала , $\boldsymbol{l_j}$- длина j -того участка, $\boldsymbol{E}$ - модуль упругости материала стенок трубопровода; $\boldsymbol{\omega}$ - круговая частота; $\boldsymbol{\eta}$- коэффициент потерь, учитывающий наличие рабочей среды.

Полученное нами аналитическое выражение (1) позволило определить величину затухания вибрации на каком-либо j -том прямолинейном участке трубопровода и построить графические зависимости падения уровня вибрации от длины и диаметра трубопровода на основных частотах 50, 315, 1000, 10000 Гц, представленные на рисунке 2.

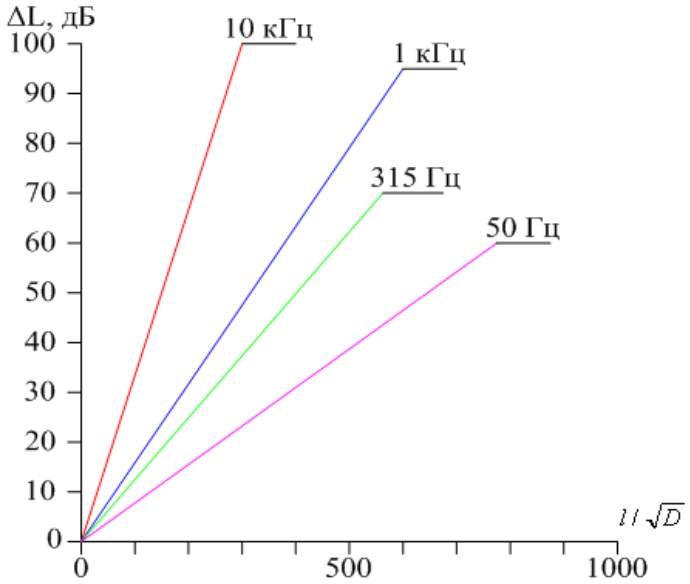


Рис. 2. Затухание вибрации по длине трубопроводов

По этим графикам можно определить соотношения длины и диаметра трубопроводов, обеспечивающие максимальное падение уровня вибрации, передаваемое по трубопроводам от источника до измерительного участка.

Наиболее доступным и эффективным способом снижения низкочастотных вибраций является использование виброзадерживающего массива (ВЗМ).

Если, в соответствии с рекомендациями академика РАН Бреховских представить массив в виде массы, охватывающей трубопровод со всех сторон, и разрезать его вместе с трубопроводом по образующей, то полученную конструкцию можно считать пластиной с некоторой толщиной h, длиной a и высотой b.

Тогда виброизоляция поля изгибных колебаний ВЗМ, установленной на пластине, выражается уравнением (2).

$$ВИ = 10 \cdot \lg\left\{ \frac{m_{ПЛ}}{m_M \cdot K_{ИПЛ}} \cdot \left[K_{ИМ} + \frac{K_{КМ} \cdot (1 + K_{ИПЛ} \cdot a/2)}{K^2_{ИПЛ} \cdot \frac{5}{12} \cdot b^2} \right] \right\}, \quad (2)$$

где: $m_{ПЛ}$, m_M – масса пластины и ВЗМ; $K_{ИМ}$, $K_{КМ}$ – волновые числа изгибных и крутильных колебаний ВЗМ; $K_{ИПЛ}$ – волновое число изгибных колебаний пластины; *a*– длина ВЗМ;*b*– ширина ВЗМ.

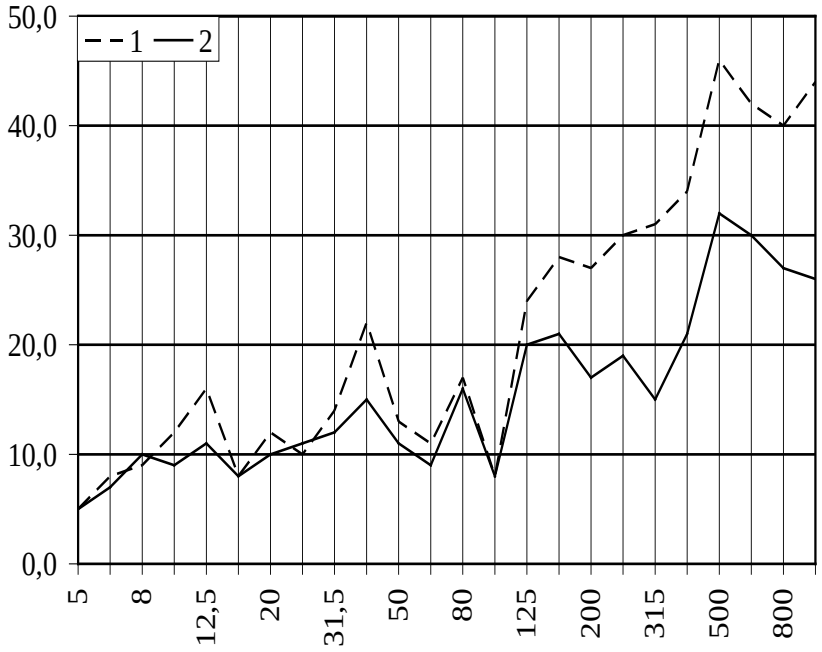


Рис. 3. Эффективность ВЗМ

На рисунке 3 показана эффективность применения железобетонного ВЗМ размерами $a = 1.2м$, $b = 1.4м$, $h = 1.0м$ диаметр трубопровода 0,15 м, заполненного водой под давлением 5 МПа и объемным расходом $100м^3$/час. Кривая 1 показывает уровень вибрации до массива, а кривая 2 – после него. Из рисунка видно, что применение ВЗМ достаточно эффективно на средних частотах.

Для снижения пульсаций рабочей жидкости, генерирующей высокочастотные вибрации трубопровода, нами предложено использование гибких развязок. Развязки представляют собой коллекторы, соединенные гибкими шлангами, проходное (суммарное) сечение которых больше или равно проходному сечению трубопровода.

Получено аналитическое выражение для расчета эффективности гибкой развязки (3).

$$\Delta L_p = \frac{m \cdot V_0^2}{c \cdot R} \cdot \sqrt{\frac{\omega \cdot \mu_1 \cdot n}{2\rho}}, \qquad (3)$$

где: ***m*** **–** экспериментально определенный коэффициент, учитывающий снижение уровней вибрации, передаваемых по структуре; ***V0*** – скорость потока; ***R*** – радиус трубопровода***; ω*** – круговая частота; ***μ1*** – коэффициент трения; ***c*** – скорость звука, ***n***– количество шлангов, ***ρ*** – плотность среды.

Представлены результаты расчета эффективности и экспериментальные данные для гибкой развязки из 40 шлангов с радиусом R = 0,016 м, скоростью потока V_0 = 2 м/с, m = 5 и подводящим трубопроводом диаметром 0,2 м с жидкостью (водой), объемный расход – $250м^3/ч$. Из рисунка 4 видно, что применение гибких развязок даёт наибольший эффект на средних и высоких частотах и показана достаточно хорошая сходимость расчетных и экспериментальных результатов.

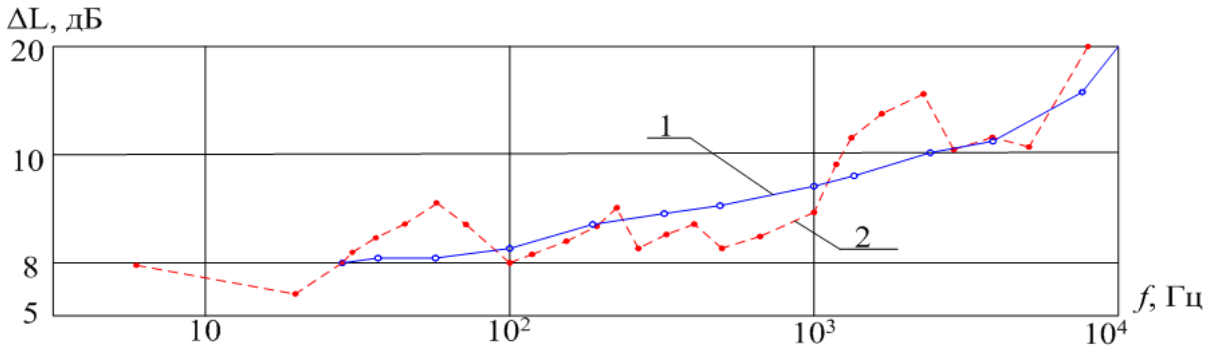


Рис. 4. Эффективность гибкой развязки

Эффективным методом снижения виброактивности гидромеханических систем является **применение** гасителей колебаний жидкости. Достоинства гасителей состоят не только в уменьшении уровня пульсаций давления, но и в снижении вибрации, обусловленной пульсирующим потоком жидкости [2].

Гаситель имеет цилиндрический корпус диаметром Dнар и протяженностью Lк. Внутренняя полость корпуса гасителя цилиндрической вставкой диаметром dвн разделена на две камеры: наружную и внутреннюю. Внутренняя цилиндрическая камера имеет наружный диаметр dвн и через отверстия жиклеров Ж2 на входе и выходе сообщается со входом и выходом профилированного проточного тракта гасителя. Этот контур гасителя обеспечивает расширение частотного диапазона его эффективной работы. Наружная цилиндрическая камера имеет внешний и внутренний диаметры соответственно Dнар. и dвн. Камера сообщается с входной частью профилированного проточного тракта гасителя через жиклер Ж1 и трубку протяженностью lг и диаметром dг. Эта трубка является “горлом” резонатора, назначение которого - увеличить эффективность гасителя на низких частотах [3].

Анализ эффективности применения гасителей в условиях гидравлического стенда приводится на верхней спектрограмме. Использование ГПП в испытаниях реальных гидравлических приборов даёт заметный положительный результат. На расходах порядка 12,5 $м^3$/час применение глушителей при испытании гидравлических приборов СУ ПЭУ позволяет снизить уровень ГДШ на всём нормируемом диапазоне частот. При увеличении расхода рабочей жидкости в ходе испытаний ГП СУ ПЭУ эффективность применения ГПП снижается в области высоких частот (400 Гц – 10 кГц), в то время как низкие и средние частоты активно подавляются (снижение уровня ГДШ до 18 дБ). По результатам экспериментальных работ можно констатировать тот факт, что применение глушителей пульсации потока при испытаниях гидравлических приборов систем управления, является эффективным средством борьбы с гидродинамическим шумом на измерительном участке испытательного гидравлического стенда.

На рисунке 5 приведены спектрограммы состава вибрационной помехи на измерительном участке при скорости потока рабочей среды 1 м/с, полученные при его аттестации в 1983 и 2012 гг.

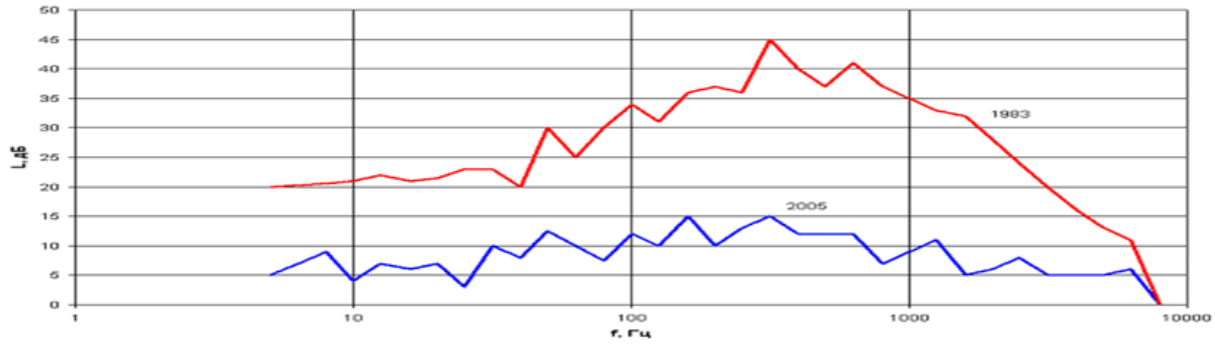


Рис. 5. Снижение вибрационной помехи стенда

Таким образом, впервые, с учётом разработанных и внедрённых средств виброгашения, создана уникальная специализированная установка, обеспечивающая возможность проведения гидравлических и виброакустичеких испытаний приборов гидроавтоматики на соответствие современным и перспективным требованиям по ВАХ.

Параллельно с внедрением разработанных мероприятий по снижению акустических помех стенда проводились экспериментальные исследования характеристик различных гидравлических устройств.

Получено выражение колебательной мощности, проходящей через произвольно выделенное сечение трубопровода (4).

$$W = i\frac{ES_c}{\omega}\cdot\dot{x}'\cdot\dot{x}^* + i\frac{EI}{\omega}\cdot(\dot{y}''\cdot\dot{y}'^* - \dot{y}'''\cdot\dot{y}^*) + \\ + i\frac{EI}{\omega}\cdot(\dot{z}''\cdot\dot{z}'^* - \dot{z}'''\cdot\dot{z}^*) + i\frac{GI_p}{\omega}\cdot\dot{\varphi}'_X\cdot\dot{\varphi}^*_X + i\frac{\rho c^2}{\omega S}V'\cdot V^*, \quad (4)$$

где: **знаки‘– производные по времени и координате; количество знаков‘– номер производной; знак * – операция комплексного сопряжения.**

Первый член в выражении описывает колебательную мощность, переносимую продольными колебаниями стенок трубопровода. Второе и третье слагаемые описывают мощность, переносимую изгибными колебаниями трубопровода в плоскости XOY и XOZ, четвертое слагаемое – мощность, переносимую крутильными колебаниями трубопровода, и последнее, пятое слагаемое описывает колебательную мощность, переносимую плоскими акустическими волнами, распространяющимися в рабочей среде.

При рассмотрении мощности, переносимой каким-либо одним видом колебаний, необходимо рассматривать только соответствующие этому виду колебаний слагаемые.

Таким образом, зная параметры акустических колебаний как собственно трубопровода, так и его рабочей среды, используя известные геометрические характеристики трубопровода, можно рассчитать поток полной колебательной мощности, проходящий через любое его сечение.

Это позволило обосновать возможность экспериментального определения места источников акустического возбуждения в системе трубопроводов. Способ базируется на том факте, что поток излучаемой активной колебательной мощности

всегда направлен от источника колебаний, и место расположения источника должно характеризоваться максимальной величиной фазы.

В качестве примера приведен участок трубопровода, на котором между насосом и клапаном установлены два гидрофона. На рисунке 6 показана частотная зависимость уровней звуковой составляющей ГДШ в точке 1 красным цветом и разности фаз между точками 1 и 2 синим.

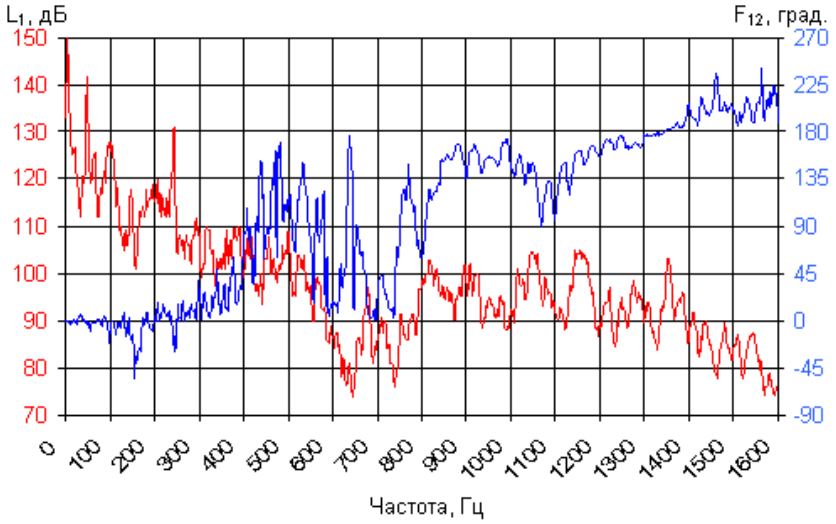


Рис. 6. Частотная зависимость уровней звуковой составляющей ГДШ

Из рисунка следует, что практически во всем измеренном диапазоне частот на всех исследованных режимах работы стенда фаза в точке, расположенной ближе к клапану, больше значения фазы в точке, удаленной от этого клапана. Следовательно, на этих частотах источником гидродинамической помехи является именно клапан. Исключениями из этого являются частоты 150 Гц и 250 Гц. На этих частотах фаза в точках, расположенных ближе к насосу, больше чем фаза в точке, находящейся ближе к клапану. Это свидетельствует о том, что на данных частотах источником помехи является стендовый насос.

Способ позволяет на режимах, на которых собственные помехи стенда не обеспечивают предъявляемые требования по гидродинамическому шуму, исключить эти помехи из спектрограммы испытуемого прибора.

Заключение

Обоснованы основные положения метода, позволяющего по величине требуемой эффективности определить конструктивные параметры некоторых средств пассивного виброгашения. В частности, представлены аналитические зависимости, позволяющие оценить эффективность виброзадерживающих масс, вибродемпфирующих покрытий трубопроводов, а также некоторых типов гибких развязок.

На примере стенда представлены экспериментальные данные, иллюстрирующие соответствие расчетных величин и результатов исследований эффективности применения пассивных средств.

Снижение шума и вибрации овощерезательных машин

Заплетников И.Н., д.т.н., профессор, Пильненко А.К., к.т.н., Гордиенко А.В., к.т.н., Севаторова И.С., ассистент
Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского, г. Донецк
obladn@kaf.donnuet.dn.ua

Аннотация: В данной работе рассмотрены эксплуатационные достоинства и недостатки овощерезательных машин предприятий питания. Предложена оригинальная конструкция толкателя к машинам, улучшающего виброакустические свойства машины и снижающего вибрационную нагрузку на оператора. Приведены положительные результаты экспериментальных исследований.

Ключевые слова: Овощерезательная машина, толкатель, вибрация, шум.

Одной из распространенных и трудоемких технологических операций для средних и крупных предприятий питания является измельчение сырых овощей. Для выполнения этой операции используются овощерезательные машины типа МРО, МПР-350, RobotCoupe CL 30, «Гамма 5» и др. [1].

Конструкция этих машин идентична, кинематически подобна. Съемное загрузочное устройство имеет корпус с цилиндрическими отверстиями различного диаметра и отверстие серповидной формы с рычажными толкателем для шинковки капусты. Для загрузки машины овощами, имеющими в сечении форму, близкую к окружности, используются цилиндрические толкатели, которыми вручную подаются овощи в зону резания.

Несмотря на простоту конструкции загрузочного устройства и удобства пользования ручной способ подачи приводит к целому ряду недостатков. Несимметричное расположение цилиндра загрузочных отверстий относительно центра вращения рабочего органа приводит к возникновению изгибающего момента при воздействии толкателя на проталкиваемый продукт. Это приводит к изменению плоскости вращения дискового рабочего органа, дополнительному нагружению подшипников вертикального вала машины и, в конечном счете, к ухудшению качества нарезки овощей и надежности машины. Указанные недостатки усугубляются за счет неконтролируемого усилия, приложенного оператором к толкателю. По эргономическим требованиям оно не должно превышать 70 Н. В реальных условиях работы в производственных цехах операторы, стремясь ускорить технологическую операцию, прилагают к толкателю значительно большее усилие.

Наблюдается еще один отрицательный фактор, который возникает при эксплуатации овощерезательных машин. При проталкивании продукта толкателем на руку оператора воздействует вибрация, возникающая от взаимодействия продукта с двумя ножами вращающегося дискового рабочего органа. Основная

частота этой локальной вибрации пропорциональна удвоенной частоте вращения рабочего органа и для разных модификаций машин колеблется в пределах 99-100 Гц. На эту частоту накладывается и общая вибрация машины, которая определяется, в основном, конструкцией машины. В связи с этими обстоятельствами шумовые (ШХ) и вибрационные характеристики (ВХ) машины целесообразно определять экспериментальными методами.

Для снижения вибрационной нагрузки на оператора в овощерезательной машине использовался специальный вибродемпфирующий толкатель, амортизирующие свойства которого изменяются путем замены материала вибропоглощения с различными коэффициентами жесткости.

Таким образом, на оператора овощерезательной машины и на машину в целом воздействует сложный виброакустический процесс, который не описан в технической литературе.

Целью данной работы является установление эмпирических закономерностей взаимосвязи шумовых и вибрационных характеристик (ВАХ) овощерезательной машины с нагружением толкателя, свойствами продукта и демпфирующего материала, а также предложить методы улучшения этих характеристик.

Исследовались ШХ и ВХ современной овощерезки RobotCoupe CL-30, при работе без нагрузки и под нагрузкой, с продуктом. Измерения ШХ проводились в реверберационном помещении в соответствии с ИСО «Акустика» 3743-1-94 и 3743-2-94 аттестованным шумомером RFT 00023, ВХ измерялись датчиком ДН-3, установленным на толкателе машины и на ее корпусе в соответствии с ИСО 10846-1-99. Регистрировались параметры ШХ и ВХ в виде осциллограмм (рис. 1) в реальном масштабе времени в памяти ПК через аналого-цифровой преобразователь (АЦП). Для измерения локальной и общей вибрации применялся анализатор шума и вибрации «Ассистент».

Для улучшения ВАХ овощерезательной машины предложена оригинальная конструкция вибродемпфирующего толкателя с возможностью изменения усилия воздействия на продукт и величины демпфирования.

Конструкция толкателя представлена на рисунке 2. Толкатель состоит из корпуса 1, выполненного в форме цилиндра, в который с переходной посадкой входит поршень 3. Нижней частью поршень упирается на полиэтиленовые шарики 2, которые выполняют роль амортизатора. Чтобы не создавалась воздушная подушка, внизу цилиндра есть специальные отверстия. Корпус толкателя и поршень выполнены из полистирола. В верхней части поршня 3 толкателя устанавливался вибродатчик ДН-3 на резьбе. В процессе работы поршень нагружался набором тарированных грузов, упирающихся в кольцевые упоры поршня 3. Поршень 3 входит в корпус 1 по переходной посадке, обеспечивающей свободное поступательное движение поршня в корпусе [2].

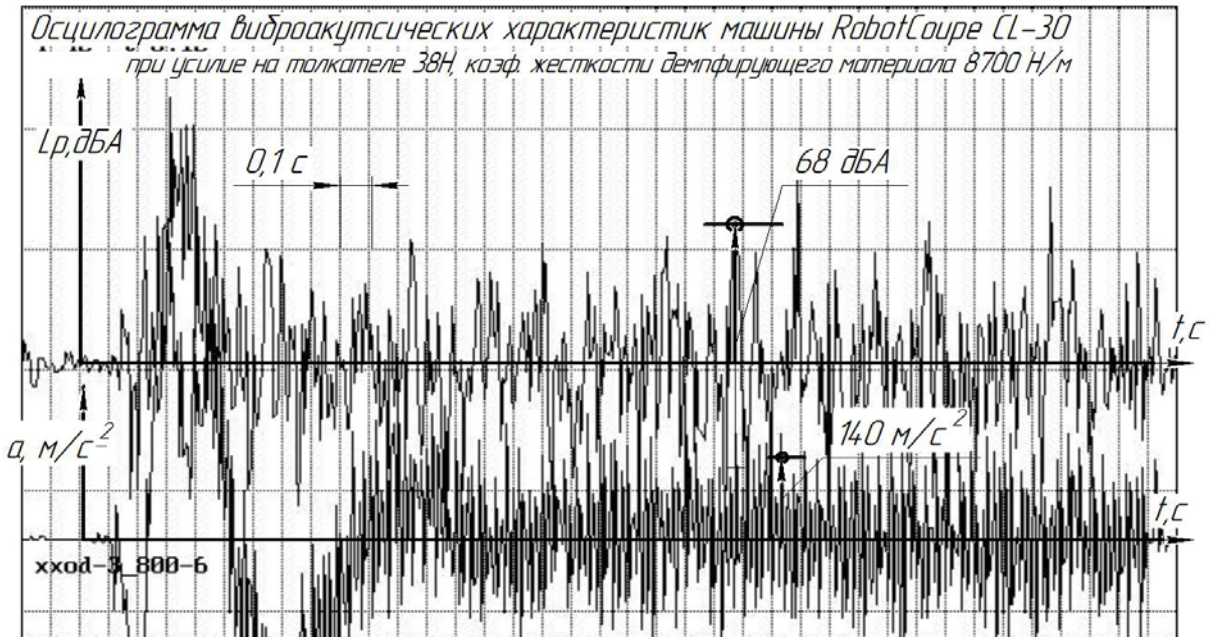


Рис. 1. Осциллограмма овощерезки RobotCoupe CL-30

Локальная вибрация в виде величины виброускорения А регистрировалась аттестованным анализатором шума и вибрации «Ассистент», Россия. Показания прибора через АЦП записывались в память ПК. Эксперимент планировался в виде 2^3 по методу Бокса-Уилсона, который позволяет получить многофакторные модели влияния ряда независимых переменных факторов на величину виброускорения. В качестве переменных факторов использовались усилие на толкателе S – x_1, коэффициент жесткости амортизатора K – x_2 и модуль упругости продукта E – x_3.

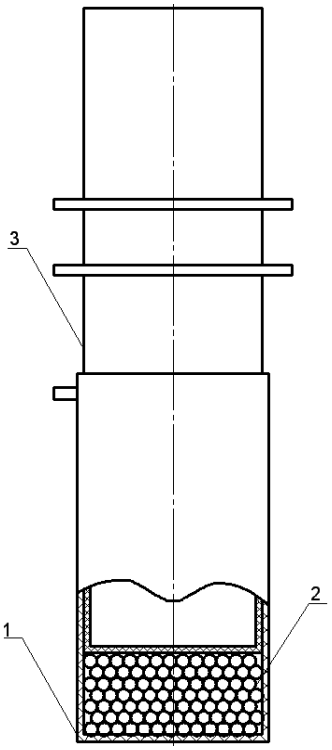


Рис. 2 – Вибродемпфирующий толкатель

Усилие на толкателе варьировалось установкой на поршень толкателя грузов, жесткость амортизатора – заменой демпфирующего материала, а модуль упругости – нарезанием двух продуктов: картофеля с измеренным модулем упругости и свеклы.

Целевой функцией принято локальное виброускорение на толкателе A=f(t). В качестве функций отклика использовалась Y_a (x_1,x_2,x_3).

Во всех опытах нарезание продукта производилось спиральным ножом. Уровни факторов и интервалы варьирования приведены в таблице 1. Сформулирована матрица эксперимента в кодированных натуральных величинах таблица 2.

Таблица 1

Уровни и интервалы варьирования факторов в процессе резания

Уровни		**Факторы**		
		Усилие на толкателе, x_1, Н X_1	**Коэф. жесткости амортизатора, x_2, Н/м**	**Модуль упругости продукта, x_3, МПа**
Основной	0	45,025	5550	3,5
Верхний	+1	67	8700	4,5
Нижний	-1	23,05	2400	2,5
Интервал варьирования	Δi	43,95	6300	2

Таблица 2

Матрица планирования эксперимента локального виброускорения

№	**Факторы**			**Функция отклика локального виброускорения, м/с^2**
	x_1	**x_2**	**x_3**	**Среднее, Y_{acp}**
1	+	+	+	127
2	+	-	-	121,5
3	+	+	-	124,3
4	-	-	-	126
5	-	+	+	130,56
6	-	-	+	127,9
7	+	-	+	123,9
8	-	+	-	128

После проверки коэффициентов регрессии и адекватности получена многофакторная регрессионная модель локального виброускорения в кодированных значениях факторов:

$$Y_a(x_1, x_2, x_3) = 126{,}145 - 1{,}97 \cdot x_1 + 1{,}32 \cdot x_2 + 1{,}195 \cdot x_3 - $$
$$- 0{,}155 \cdot x_1 \cdot x_2 - 0{,}08 \cdot x_1 \cdot x_3 + 0{,}12 \cdot x_2 \cdot x_3 \quad (1)$$

Анализмодели позволяетсделать ряд выводов. Наибольшее влияние на величину А оказывает усилие на толкателе *S*. При увеличении усилия на толкателе значение локального виброускорения снижается. Увеличение коэффициента жесткости амортизатора и модуля упругости продукта приводит к повышению локального виброусокрения. Совместное влияние факторов оказывает несущественное влияние.

Раскодирование переменных выполняется с помощью формул:

$$x_1 = \frac{S - S_{осн}}{\Delta S} = \frac{S - 45{,}025}{43{,}95}; \; x_2 = \frac{K - K_{осн}}{\Delta K} = \frac{K - 5550}{6300}; \; x_3 = \frac{E - E_{осн}}{\Delta E} = \frac{E - 3{,}5}{2}. \quad (2)$$

Подставим в полученное уравнение (1) раскодированные значения переменных получим уравнение в натуральных переменных:

$$A = 125{,}38 - 0{,}051 \cdot S + 0{,}00015 \cdot K + 0{,}503 \cdot E, \quad м/с^2 \quad (3)$$

где S – усилие на толкателе, Н, К – коэффициент жесткости амортизатора Н/м, Е – модуль упругости продукта, МПа.

Для проверки подставив в полученное уравнение (3) верхний (максимальный) уровень факторов S=67 Н, К=8700 Н/м, Е=4,5 МПа, тогда целевая функция будет равна A=126,506 м/с^2. Если подставить нижний (минимальный) уровень факторов S=23 Н, К=2400 Н/м, Е=2,5 МПа, тогда A=126,961 м/с^2.

Если «закрепить» значение x_3=1, тогда уравнение в кодированных переменных (1) упрощается в вид:

$$Y_a(x_1,x_2) = 127{,}34 - 1{,}89 \cdot x_1 + 1{,}44 \cdot x_2 + 0{,}155 \cdot x_1 x_2 . \quad (4)$$

Поверхность функции отклика уравнения (4) графически представлена на рис. 3, а. Для более детального анализа зависимости локального виброускорения Y_a был построен контурный график (рис. 3, б). На графике (рис. 3) видна нелинейная зависимость влияния усилия на толкателе S и коэффициента жесткости амортизатора K на локальное виброускорение Y_a.

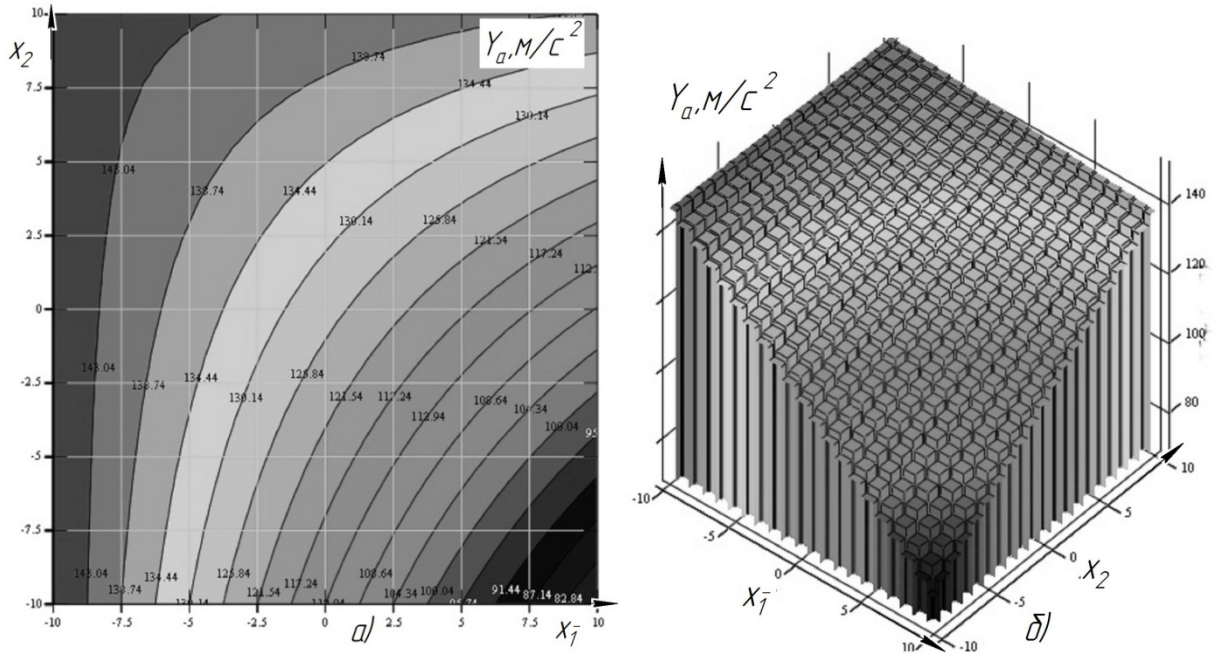


Рис. 3. График зависимости локального виброускорения Y_a от усилия на толкателе S, Н (x_1) и коэффициента жесткости амортизатора K, Н/м (x_2) при фиксации фактора x_3: а – линии уровня зависимости $Y_a(x_1,x_2)$; б – диаграмма зависимости локального виброускорения $Y_a(x_1,x_2)$

Исследование влияния параметров толкателя на локальную вибрацию (рис. 3) показал, что к снижению виброускорения на толкателе, как следствие и вибрационной нагрузки на оператора, приводит увеличение усилия на толкателе, уменьшение жесткости амортизатора, а также работа овощерезательных машин с продуктами с более низкими модулями упругости.

Анализ результатов измерения ШХ машины [3] показал, что уровни излучаемой звуковой мощности в октавных полосах частот и корректированный по А не превышают предельно допустимых значений, а при нарезании овощей имеет место превышение: на низких частотах – до 8 дБ, средних – на 13 дБ, на высоких – на 6-12 дБ, по А – на 3 дБ.

С целью улучшения ШХ овощерезательной машины проведена оценка влияния трех переменных факторов: усилия на толкателе S (x_1), коэффициента жесткости К (x_2) и модуля упругости продукта Е (x_3) на изменение корректированного по А

уровня звуковой мощности (целевая функция *Y*). Для получения многофакторной модели использована аналогичная предыдущим исследованиям методика Бокса-Уилсона.

Уровни факторов интервалы варьирования приведены в таблице 1.

Таблица 3

Матрица планирования эксперимента по ШХ машины

№	Факторы			Функция отклика уровня звуковой мощности, дБА
	x_1	x_2	x_3	$Y_{ср}$
1	+	+	+	75,19
2	+	-	-	70,19
3	+	+	-	73,19
4	-	-	-	77,19
5	-	+	+	71,19
6	-	-	+	75,69
7	+	-	+	79,19
8	-	+	-	74,19

Регрессионная модель корректированного уровня звуковой мощности овощерезки при работе с продуктом в кодированных значениях факторов:

$$Y(x_1, x_2, x_3) = 74{,}5 + 1{,}437 \cdot x_1 - 0{,}1875 \cdot x_2 + 2{,}31 \cdot x_3 - \\ - 0{,}063 \cdot x_1 x_2 - 0{,}062 \cdot x_1 x_3 - 0{,}188 \cdot x_2 x_3 \quad (5)$$

После оценки коэффициентов регрессии и адекватности получена многофакторная модель корректированного уровня звуковой мощности в кодированных значениях факторов:

$$Y(x_1, x_3) = 74{,}5 + 1{,}437 \cdot x_1 + 2{,}31 \cdot x_3 \quad (6)$$

Для раскодирования переменных уравнения использовалась формула (2).

Подставим в полученное уравнение (6) раскодированные значения факторов получим уравнение в натуральных переменных:

$$L_p(S, E) = 69 + 0{,}033 \cdot S + 1{,}16 \cdot E \text{, дБА} \quad (7)$$

В результате проведенных исследования можно сделать вывод, что на корректированный уровень звуковой мощности наиболее существенное влияние оказывает усилие прилагаемое к толкателю и модуль упругости продукта.

Для проверки подставим в полученное уравнение (7) верхний уровень переменных S=67 Н; К=8700 Н/м; Е=4,5 МПа, тогда уровень звуковой мощности

равен L_p=76,4 дБА. Если подставить нижней уровень переменных S=23 Н; К=2400 Н/м; Е=2,5 МПа, тогда L_p=72,6 дБА.

График уравнения (6) представлены на рисунках 4 (а, б).

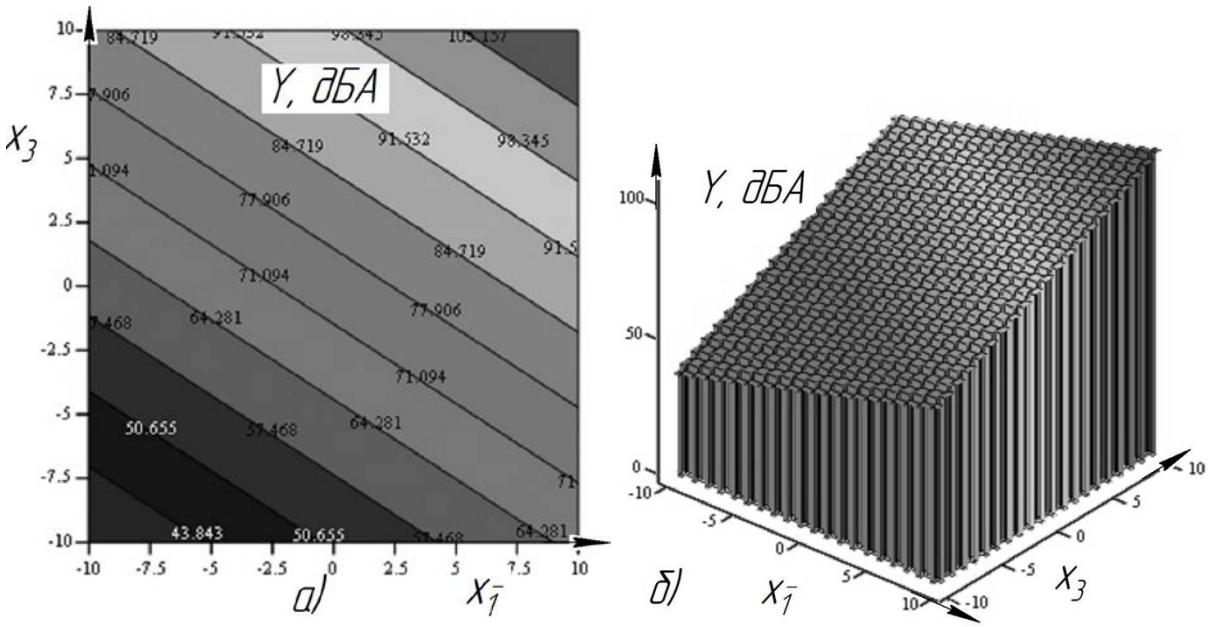


Рис. 4. Графики зависимости корректированного уровня звуковой мощности Y овощерезки от усилия на толкателе S, Н (x_1) и модуля упругости продукта *E*, Мпа (x_3): а – линии уровня функции отклика $Y(x_1,x_3)$; б – диаграмма зависимости уровня звуковой мощности функции отклика $Y(x_1,x_3)$

Выводы: 1. На вибрационную характеристику овощерезательной машины влияет в первую очередь усилие на толкателе и его жесткость, на шумовую характеристику – усилие на толкателе и модуль упругости продукта.

2. Для улучшения вибрационной характеристики целесообразно увеличивать усилие на толкателе и снижать его жесткость, а шумовой характеристики – снижать усилие на толкателе и работать с продуктами с меньшим модулем упругости.

3. Противоречивое влияние толкателя на виброакустические характеристики овощерезательной машины свидетельствует о необходимости оптимизации усилия на толкателе предусматривающие его регулировку в конструкции машины.

4. Предлагаемая конструкция вибродемпфирующего толкателя позволяет регулировать усилие на толкателе, его жесткость и снизит вибрационную нагрузку на оператора овощерезательных машин.

Список литературы

1 - Заплетников И.Н. Виброакустические характеристики оборудования предприятий питания и методы их улучшения. / И.Н. Заплетников – Донецк: ДонНУЭТ, 2005. – 265 с.

2 - Ревякін Д.О. Штовхач до овочерізок / Ревякін Д.О., Заплетніков І.М., Севаторова І.С. // Інноваційні технології розвитку у сфері харчових виробництв, готельно-ресторанного бізнесу, економіки та підприємництва: наукові пошуки молоді : Тези доп. всеукр. наук.-практ. конф. молод. учених і студ. – Харків : ХДУХТ, 2014. – С.342

3 - *Заплетніков І.М., Кіріченко В.О., Севаторова І.С.*Визначення порівняльних шумових характеристик овочерізок / Заплетніков І.М., Кіріченко В.О., Севаторова І.С. // Наукові праці / Одеська нац. акад. харч. технол. – 2010. – Вип. 37. – С.303-307.

Снижение шума от крупных городских центральных тепловых пунктов в условиях реконструкции

Сейфельмлюкова Г.А.[1], *Чугунков Д.В.*[1], *Суслов А.В.*[2]
1-Национальный исследовательский университет "МЭИ"
2-ГУП "Топливно-энергетический комплекс Санкт-Петербурга"
seyfelmliukga@mpei.ru

Аннотация: Рассмотрены конкретные примеры крупных городских центральных тепловых пунктов (ЦТП), которые находятся внутри плотной жилой застройки. При таком расположении оборудование ЦТП оказывает шумовое воздействие на жилой район. Выработка оборудованием ЦТП своего ресурса приводит к необходимости замены его на новое современное оборудование. Показано, что размещение оборудования с высокими шумовыми характеристиками приводит к необходимости применения мероприятий по шумоглушению. Разрабатываемые конструкции шумоглушения для ЦТП должны соответствовать требованиям акустической эффективности, сохранения производственных параметров работы основного технологического оборудования, минимальных капитальных затрат при высоком качестве исполнения. Приведён весь комплекс мер по решению задачи снижения шума крупных городских ЦТП: от определения источников шумового воздействия, разработки технических решений, изготовления конструкций шумоглушения, их стендовых испытаний и внедрения под авторским надзором на действующих объектах.

Ключевые слова: Центральный тепловой пункт, глушитель шума, шумопоглощающий экран**.**

Введение

Центральный тепловой пункт (ЦТП) используется для обслуживания группы потребителей и, как правило, располагается в отдельно стоящем здании. Расположенные в городских районах многоэтажной застройки ЦТП обслуживают до нескольких десятков жилых домов и общественных зданий и являются достаточно крупными энергетическими объектами. Наличие в составе ЦТП шумоизлучающего насосного и вентиляционного оборудования делает его источником определённого шумового воздействия на жилые дома при их близком расположении.

Поэтому, особенно важно, чтобы при реконструкции ЦТП выполнялись шумозащитные мероприятия.

Рассматривается комплексное решение этой проблемы на примере нескольких крупных ЦТП ГУП «Топливно-энергетический комплекс Санкт-Петербурга» (ГУП «ТЭК СПб»).

Реализуемая программа реконструкции ЦТП является частью программы ГУП «ТЭК СПб» по развитию и модернизации системы теплоснабжения Санкт-Петербурга. В результате реконструкции ЦТП было применено новое современное оборудование вместо выработавшего свой ресурс, морально и физически устаревшего, что позволило обеспечить надежную и экономичную работу ЦТП.

Комплексное решение задачи снижения шумового воздействия от ЦТП на жилой район проводится с целью повышения эффективности, уменьшения издержек, включения и использования инновационных продуктов с рациональным вложением капитальных средств, направленных на максимальный экономический эффект.

– **Излучение шума от оборудования ЦТП**

Рассматриваемые ЦТП размещены на расстоянии 16-30 м от ближайших к ним жилых домов. Акустическое обследование и проведённые расчёты выявили основные источники превышения санитарных норм – проникающий через решётки приточной вентиляции, шум насосного оборудования и шум крышных вентиляторов.

Проникающий шум ЦТП через решётки приточной вентиляции (Рис. 1а) обусловлен работой оборудования внутри зданий ЦТП – насосами циркуляционными для системы горячего водоснабжения (ГВС) и системы центрального отопления и вентиляции (ОВ).Излучение шума при работе насосов происходит от корпусов электродвигателей, охлаждающего вентилятора, расположенного на оси электродвигателя, корпуса улитки и примыкающих трубопроводов.

Уровень негативного воздействия проникающего шума зависит от количества установленного оборудования, шумовых характеристик, геометрических размеров помещений ЦТП, расположением другого оборудования (трубопроводы, арматура), которое естественным образом могут снижать шум. Шумовые характеристики насосов являются важной величиной при выполнении акустических расчётов и разработки мероприятий по шумоглушению. Данные характеристики, как правило, являются паспортными величинами, однако, при их отсутствии необходимо проведение акустических измерений.

Излучение шума от крышных вентиляторов связано с аэродинамической природой генерации звуковых волн. Интенсивность излучения шума зависит от типа крышных вентиляторов (осевые, центробежные), мощности, частоты вращения рабочего колеса и других факторов. При соблюдении правил монтажа и эксплуатации механический шум от подшипников, также как и шум, передаваемый по стенкам конструкций от корпуса вентилятора на опорные конструкции, как правило, незначителен.

Крышные вентиляторы, как правило, располагаются на достаточной высоте и могут относиться к высотным источникам, шум от которых более опасен и распространяется на большие расстояния по сравнению с наземными источниками, снижение шума от которых дополнительно связано с рельефом местности, наличием естественных и искусственных препятствий.

Различают два пути распространения шума от крышных вентиляторов, влияющего на окружающую среду: от нагнетательной части выхода воздуха вентилятора и от корпуса (Рис. 1б).

а)

б)

Рис. 1. Источники шумового воздействия ЦТП на окружающий жилой район: а – решётка приточной вентиляции, б – крышный вентилятор ВКРМ ОАО «МОВЕН»: 1 – корпус крышного вентилятора, 2 – нагнетательная часть выхода воздуха

По результатам комплексного акустического обследования и расчётов определены значения требуемого снижения шума для ЦТП, которые составили для крышных вентиляторов 1,6-21,2 дБ в диапазоне среднегеометрических частот 125-4000 Гц, для проникающего шума через вентиляционные решётки 2,4-17,8 дБ в диапазоне среднегеометрических частот 125-8000 Гц.

– **Особенности разработок мероприятий по снижению шума ЦТП**

Снижение шума крышных вентиляторов ЦТП

Основным моментом при выборе мероприятий по шумоглушению крышных вентиляторов ЦТП является рассмотрение вариантов, обеспечивающих эффективность по снижению шума во всех случаях в соответствии с требуемым снижением уровня шума при соблюдении следующих ограничений:

- устанавливаемые глушители шума не должны уменьшать производительность вентиляторов;
- устанавливаемые глушители шума должны иметь возможность работы на открытом воздухе при отрицательных температурах окружающего воздуха и воздействии атмосферных осадков;
- конструкции глушителей шума должны иметь минимальные массогабаритные характеристики;
- кратчайшие сроки изготовления и монтажа глушителей шума (для выполнения этого условия глушители шума должны быть технологичным в изготовлении и монтаже);
- минимальные капитальные затраты при изготовлении;
- возможность монтажа глушителей шума отдельными частями (модулями);
- конструкция глушителей шума должна предусматривать возможность эксплуатационного осмотра и выполнения ремонтных работ крышных вентиляторов.

Для снижения шума крышных вентиляторов ЦТП ГУП «ТЭК СПб» в НИУ МЭИ был разработан глушитель шума, который выполняется для двух типоразмеров (Рис. 2) вентиляторов ВКРМ–4 и ВКРМ–5 и представляет собой диссипативный шумоглушитель, состоящий из двух модулей.

Первый (нижний) модуль состоит из нескольких трапециевидных пластин со звукопоглощающим материалом (ЗПМ), размещенных равномерно по периметру вокруг крышного вентилятора. Поток воздуха от вентилятора отводится через зазоры между пластинами. Второй (верхний) модуль глушителя шума предназначен для снижения корпусного шума вентилятора. Конструкция глушителя шума закрепляется на существующей бетонной плите кирпичного стакана. Верхний модуль выполняется съёмным, что позволяет проводить периодический эксплуатационный осмотр крышного вентилятора.

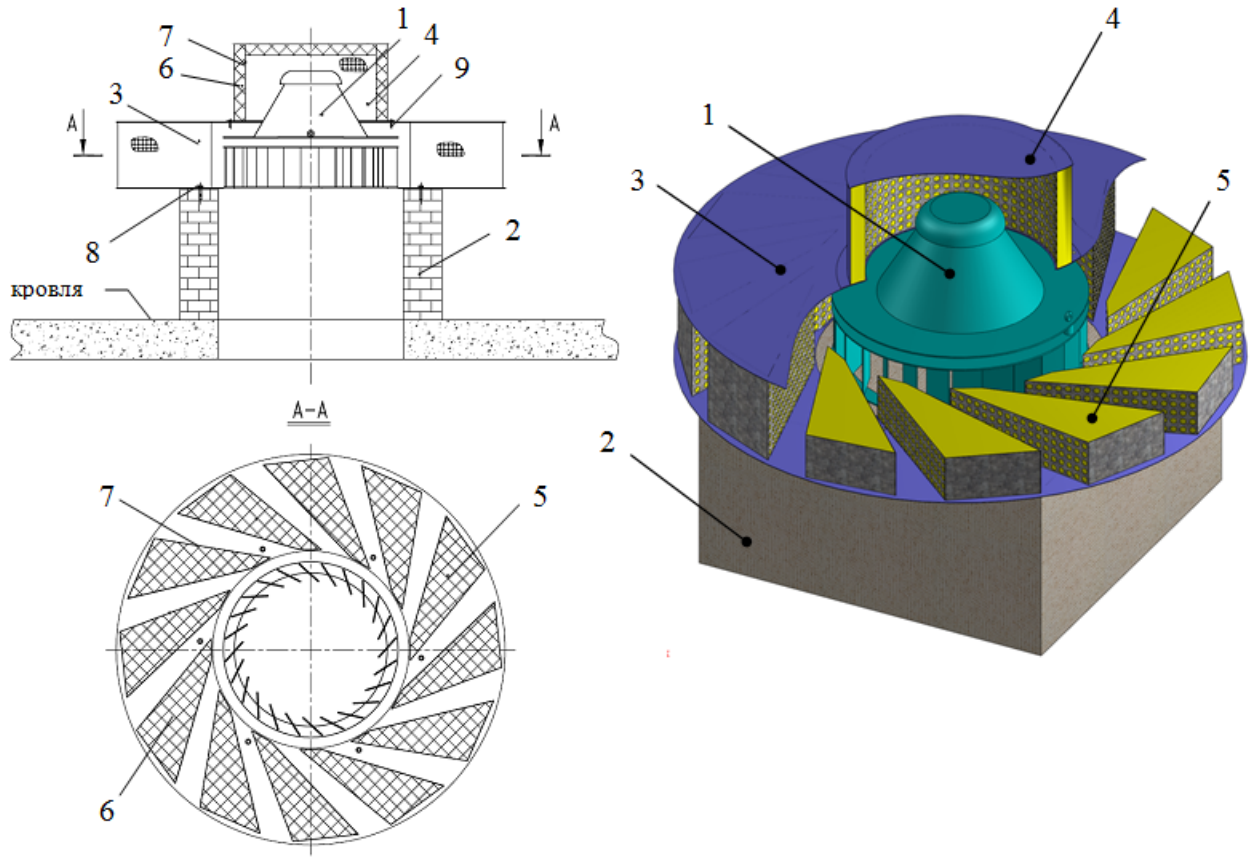


Рис. 2. Глушитель шума крышных вентиляторов ВКРМ ОАО «МОВЕН»: 1 – крышный вентилятор, 2 – кирпичный стакан, 3 – нижний модуль, 4 – верхний модуль, 5 – трапециевидная пластина нижнего модуля, 6 – ЗПМ, 7 – перфорированный металлический лист, 8 – анкерный болт для установки на кирпичном стакане, 9 – болтовое соединение модулей

Установка глушителей шума способствует улучшению аэродинамических характеристик крышных вентиляторов за счёт уменьшения гидравлических потерь от внезапного расширения потока воздуха на выходе из нагнетательного тракта вентиляторов.

Снижение проникающего шума ЦТП

Для снижения шума, проникающего через решётки приточной вентиляции ЦТП ГУП «ТЭК СПб», в НИУ МЭИ разработан специальный шумопоглощающий экран, устанавливаемый с внешней стороны здания ЦТП (Рис. 3). По результатам обследования всех ЦТП и рассмотрения технической документации расположение элементов по снижению шума на стенах с внутренней стороны зданий не представлялось возможным в связи с близким расположением оборудования ЦТП (трубопроводы, арматура, элементы крепления и др.) к решёткам приточной вентиляции. Кроме этого, при расположении элементов шумоглушения с внутренней стороны зданий будет закрыт доступ к жалюзийным решеткам с электроприводом, что затруднит их эксплуатационный осмотр и ремонт.

Снижение шума экраном обеспечивается за счёт ослабления звука специальной конструкцией звукопоглощающей облицовки с повышенным коэффициентом звукопоглощения, а также за счёт изменения направленности излучения звука в окружающий жилой район. Экран не снижает проходного сечения существующих вентиляционных проёмов.

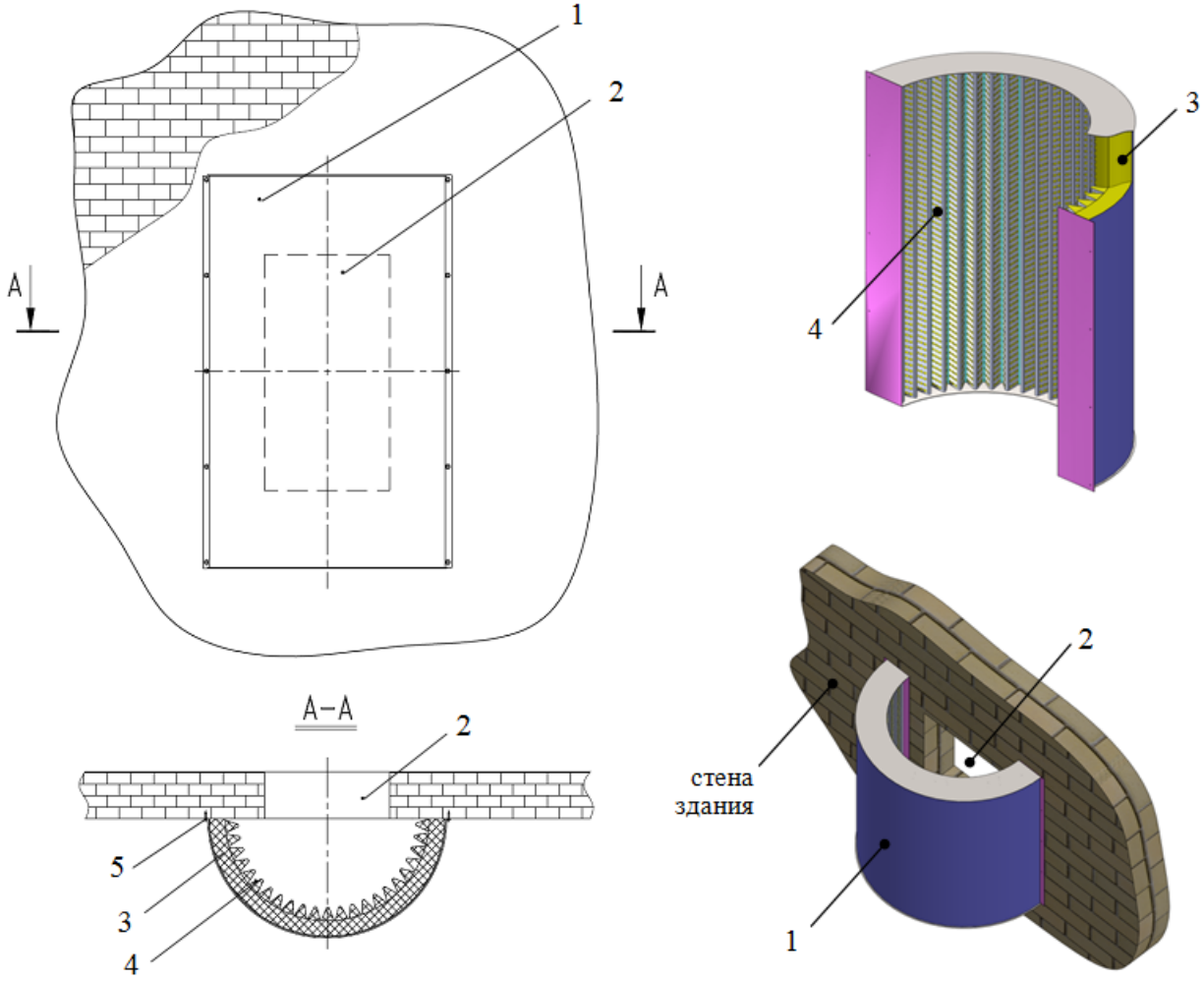


Рис. 3. Шумопоглощающий экран для снижения проникающего шума ЦТП: 1 – корпус экрана, 2 – проём приточной вентиляции, 3 – ЗПМ, 4 – перфорированный металлический лист, 5 – анкерный болт

Разработанные НИУ МЭИ конструкции глушителей шума крышных вентиляторов ВКРМ и шумопоглощающих экранов проникающего через решётки приточной вентиляции шума были изготовлены на Опытном заводе МЭИ. Результаты проведённых стендовых испытаний конструкций шумоглушения показали их высокую акустическую эффективность, соответствующую расчётной и обеспечивающую требуемое снижение шума во всём спектре нормируемых частот, определённое по результатам проведённых НИУ МЭИ акустических обследований ЦТП и расчётов.

На Рис. 4 приведены значения требуемого снижения шума от оборудования ЦТП и акустическая эффективность разработанных НИУ МЭИ конструкций шумоглушения.

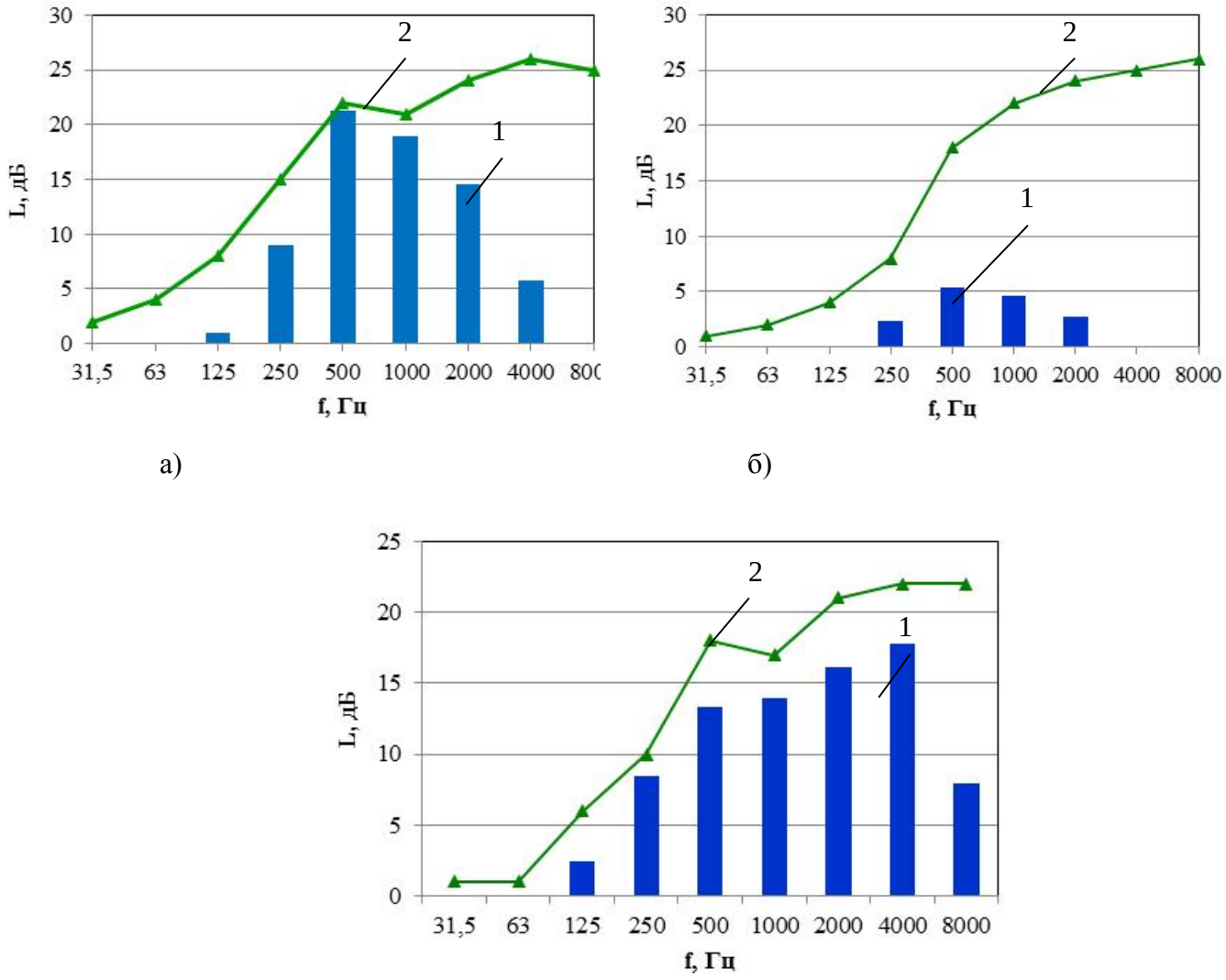


Рис. 4. Акустическая эффективность разработанных НИУ МЭИ конструкций шумоглушения ЦТП в сравнении с требуемым снижение шума: а) для вентилятора ВКРМ-5, б) для вентилятора ВКРМ-4, в) для решёток приточной вентиляции, 1 – требуемое снижение шума, 2 – акустическая эффективность по результатам стендовых испытаний

В настоящее время на ЦТП ГУП «ТЭК СПБ» установлены 15 глушителей

шума крышных вентиляторов ВКРМ производства ОАО «МОВЕН» (Рис. 5) и 18 шумопоглощающих экранов для снижения проникающего через решётки приточной вентиляции шума (Рис. 6).

Рис. 5. Глушитель шума крышных вентиляторов конструкции НИУ МЭИ, установленные на ЦТП ГУП «ТЭК СПб»

Рис. 6. Шумопоглощающие экраны проникающего шума конструкции НИУ МЭИ, установленные на ЦТП ГУП «ТЭК СПб»

Установленные конструкции шумоглушения на действующих объектах позволяют обеспечить соблюдение санитарных норм в ближайших к ЦТП жилых домах. Это подтверждается результатами акустических измерений около жилых

домов после внедрения мероприятий по шумоглушению ЦТП. Результаты работы, на основании которой сделан доклад, проходят согласование в Государственной экспертной организации Санкт-Петербурга.

На разработанные конструкции глушителей шума крышных вентиляторов и шумопоглощающих экранов ФГБОУ ВПО «НИУ «МЭИ» оформил и подал заявки на получение патентов.

Выводы

1. Наличие в составе ЦТП шумоизлучающего насосного и вентиляционного оборудования делает его источником определённого шумового воздействия на жилые дома при их близком расположении.
2. Комплексное решение задачи снижения шума крупных городских ЦТП – от определения источников шумового воздействия, разработки технических решений, изготовления конструкций шумоглушения, их стендовых испытаний и внедрения под авторским надзором – проводится с целью повышения эффективности, уменьшения издержек, включения и использования инновационных продуктов с рациональным вложением капитальных средств, направленных на максимальный экономический эффект.
3. Учёт наибольшего количества технических, технологических, экономических и других условий при разработке решений по снижению шума от ЦТП позволяют внедрять их на действующем объекте без снижения производительности оборудования.
4. Для снижения шума ЦТП ГУП «ТЭК СПб» до нормативных значений НИУ МЭИ разработаны, изготовлены и установлены на объектах высокоэффективные глушители шума крышных вентиляторов и шумопоглощающие экраны проникающего через решётки приточной вентиляции шума.

Список литературы

1 - СН 2.2.4/2.1.8.562–96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. − М.: Минздрав России, 1997.

2 - *ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996).* Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета. − М.: Стандартинформ, 2006.

3 - Борьба с шумом на производстве: Справочник / Под общ. ред. Е.Я. Юдина – М.: Машиностроение, 1985.

4 - *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение. 1975.

Комплексное исследование звукоизоляции акустически однородных конструкций на примере газобетонной стены

Щелоков Ю.А.
ООО "Акустические расчеты"
info@acoustic-services.ru

Аннотация: В работе представлен комплексный подход к изучению звукоизоляционных свойств акустически однородных конструкций на примере газобетонной стены. Приведены результаты исследования газобетонной конструкции в звукомерных камерах ОАО “Центра технологии судостроения и судоремонта”. Рассмотрена применимость классических методов расчета подобных систем. Проведено сравнение экспериментальных данных с расчетами по методике СП-23-103-2003 “Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий” и в программе SoundFlow. Продемонстрирована возможность замены лабораторных измерений изоляции воздушного шума моделированием процесса измерения звукоизоляции с помощью численных методов в программном комплексе ComsolMultyphysics.

Ключевые слова: Численные методы, триангулярная сетка, изоляция воздушного шума, реверберационная камера**.**

В истории науки важнейшим методом познания явлений остается экспериментальное исследование.

Наибольшую популярность для определения звукоизоляционных характеристик материалов и конструкций получил стандартизованный метод смежных реверберационных камер. Испытываемая конструкция помещается в испытательный проем между двумя помещениями - камерой высокого уровня (КВУ) и камерой низкого уровней (КНУ). В указанных помещениях в широком диапазоне частот должно формироваться диффузное акустическое поле. Поэтому помещения КВУ и КНУ делают разной формы и размеров с хорошо отражающими ограждающими поверхностями. Суть метода заключается в определении разницы уровней звукового давления между звукомерными камерами в третьоктавных полосах частот при возбуждении в КВУ широкополосного “белого шума”, либо тональных сигналов.

В качестве исследумого объекта была выбрана стенка из газобетонных блоков, плотностью 600 кг/м^3 и толщиной 150 мм.

На рис. 1 представлены результаты измерений изоляции воздушного шума газобетонной стенки в звукомерных камерах ОАО “Центра Технологии Судостроения и Судоремонта”.

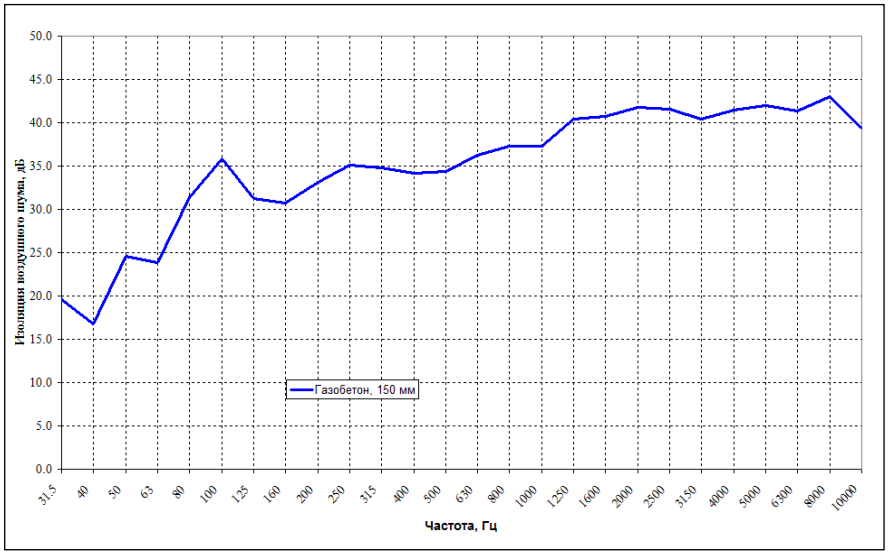


Рис. 1. Результаты измерений звукоизоляции газобетонной стены в лабораторных условиях

Для подтверждения данных полученных измерительным путем было принято решение провести акустический расчет изоляции воздушного шума методом, изложенным в Своде Правил СП 23-103-2003 “Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий” [1].

На рис. 2 представлен график сравнения результатов расчета и эксперимента.

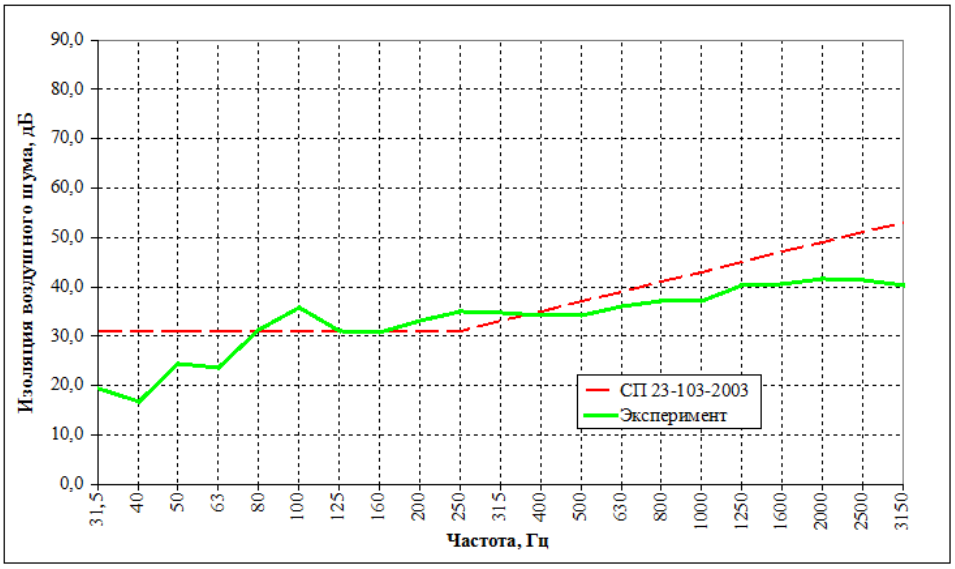


Рис. 2. Сравнение данных эксперимента и расчета по методике СП 23-103-2003

Как видно, из рис.2 кривая полученная экспериментально лежит ниже расчетной кривой на частотах от 31,5 Гц до 80 Гц и начиная с частоты 400 Гц разница между расчетной кривой и данными эксперимента возрастает линейно.

Второй метод, которым мы хотели получить подтверждение экспериментальных данных стал расчет звукоизоляции газобетонной стенки в программном комплексе SoundFlow компании AFMG (см. Рис.3).

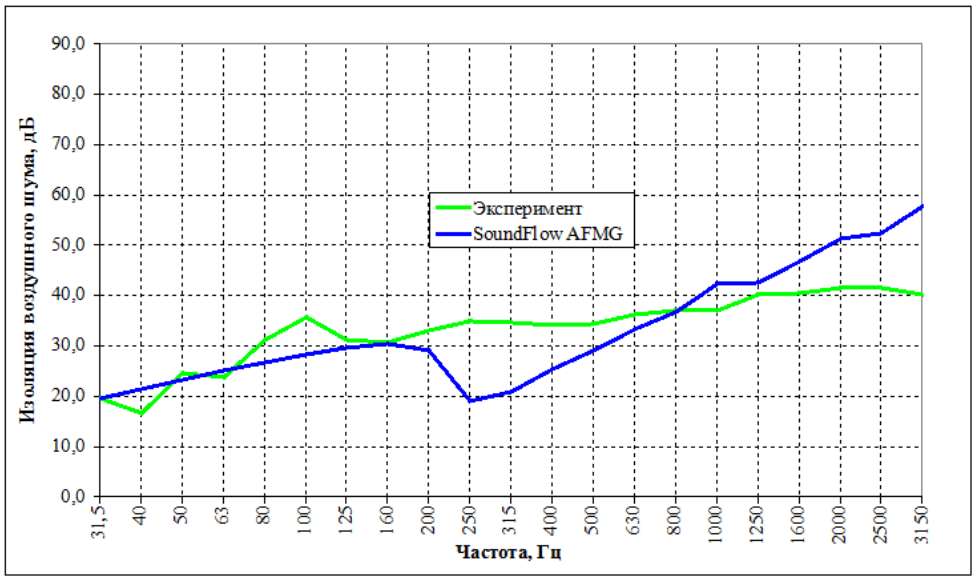


Рис. 3. Сравнение данных эксперимента и расчета в программе SoundFlow

Согласно рис.3 наблюдаются различия результатов расчета в программе SoundFlow с экспериментом: от 200 Гц до 630 Гц наблюдается “провал”, а с частоты 1250 Гц мы видим линейный рост расчетных значений относительно данных эксперимента. При этом стоит отметить, слишком интенсивный рост расчетной кривой после резонансной частоты.

Полученные результаты, показали, что, несмотря на наличие известных методов расчета звукоизоляции конструкций с их помощью нельзя в полной мере обеспечить требуемую точность. Этому может способствовать как неравномерность акустического поля в помещении, так и способы закрепления конструкции, и ее размеры.

Поэтому, даже сегодня при проектировании ограждающих конструкций быть полностью уверенным в характеристиках изоляции воздушного шума нельзя. Трудоемкость экспериментальных исследований материалов и конструкций в звукомерных камерах не позволяет получать результаты в сжатые сроки. При этом выбор наилучшей конструкции требует математического обоснования.

Широкое применение получили численные методы на основе математического моделирования методом конечных элементов.

Для решения задачи моделирования процесса измерения звукоизоляции конструкций в программном комплексе ComsolMultyphysics была построена точная 3D модель реверберационных камер ОАО “ЦТСС” (см. Рис.4).

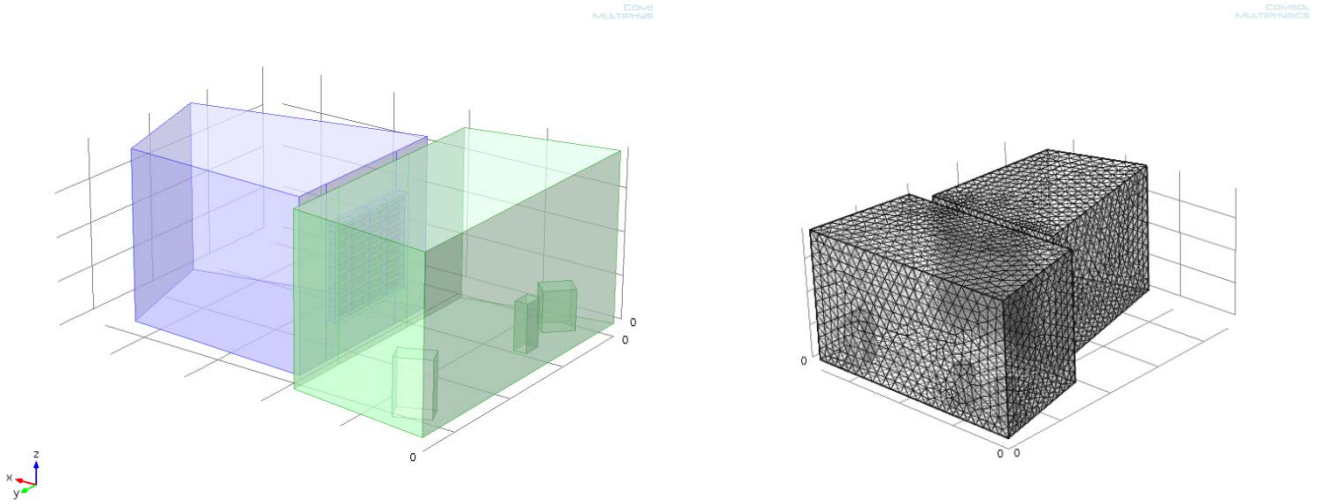


Рис. 4. 3D модель звукомерных камер ОАО “ЦТСС” и триангулярная сетка

Моделирование акустических полей в звукомерных камерах было проведено двумя методами:

5 - с помощью встроенного программного модуля PressureAcoustics.

В основе модуля лежит решение уравнения Гельмгольца [2,3]:

$$\nabla \cdot \frac{1}{\rho_c}\left(\nabla p_t - \mathbf{q_d}\right) - \frac{k_e^2 p_{qt}}{\rho_c} = Q_m, \tag{1}$$

где $p_t = p + p_b$ - звуковое давление, $k_{eq}^2 = \left(\frac{\omega}{c_c}\right)^2$ - эффективное волновое число; $c_c = \frac{\omega}{k}$ - скорость звука в среде; $k = \frac{\omega}{c} - i\ln(10)\frac{\alpha}{2}$ - волновое число, с учетом затухания звука в воздухе; $\rho_c = \frac{\rho c^2}{c_c^2}$ - плотность среды; ρ - плотность невозмущенной среды; ω - круговая частота; Q_m - монопольный источник.

Модуль не предполагает оценку воздействия акустического давления на помещенные в это поле твердые тела.

2) с помощью встроенного модуля Acoustic-Solid Interaction.

Данный модуль позволяет учитывать деформацию стенки при воздействии на нее акустического поля в заданном частотном диапазоне.

Решение в воздушном объеме ищется также из уравнения Гельмгольца (1), а для испытываемой стенки формируется линейная модель, в которой учитывается связь между тензором напряжения и тензором деформации. Уравнение упругой волны в стенке получают решением второй закон Ньютона:

$$-\rho\,{}^2\mathbf{u} - \nabla\sigma = \mathbf{F}_v e^{i\phi}, \tag{2}$$

где ∇ - оператор Лапласа; σ - тензор напряжений; **u**– вектор скорости, $\mathbf{F}_v$ - сила, воздействующая на твердое тело;

В результате моделирования измерительного процесса звукоизоляции газобетонной стенки с помощью модуля Pressure Acoustics была получена следующая частотная характеристика изоляции воздушного шума (см. рис. 5)

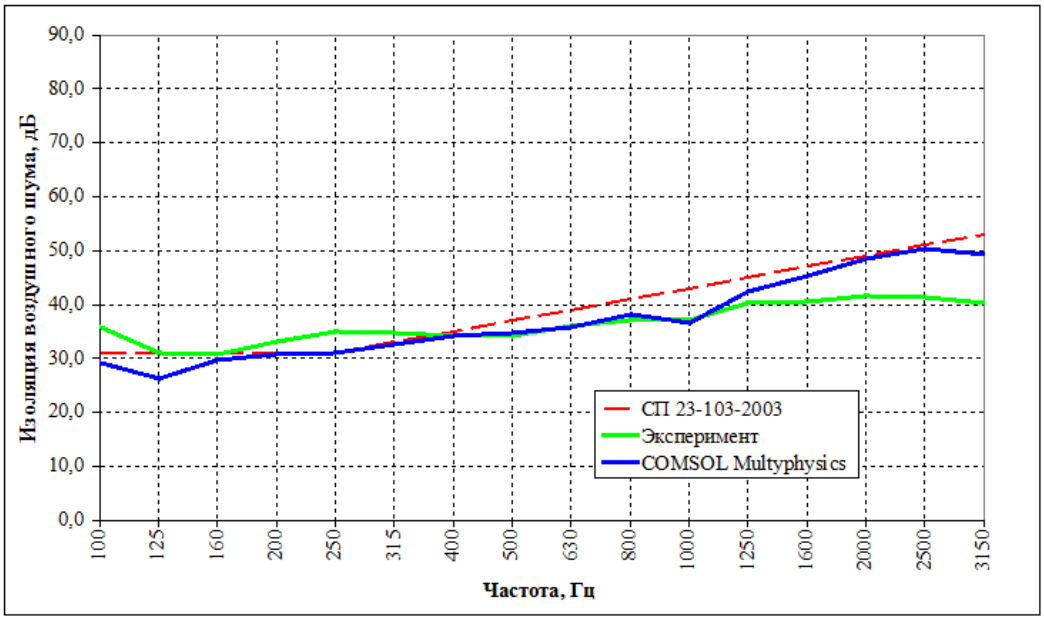
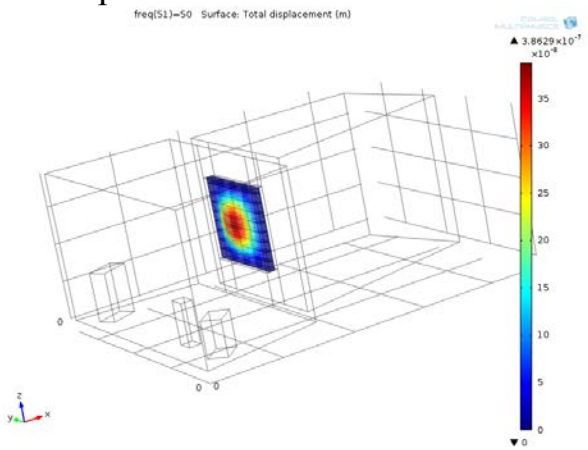
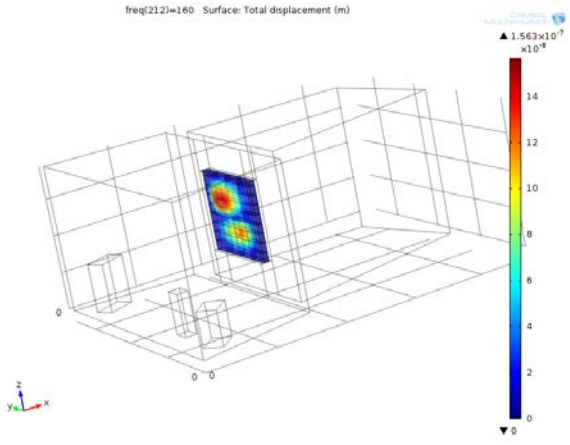


Рис. 5. Результат моделирования с помощью модуля Pressure Acoustics

Из рис. 5 видно, что полученная кривая звукоизоляции в большей степени сопоставима с результатом расчетов по методике Свода Правил СП 23-103-2003 и на частотах выше 1250 Гц лежит выше экспериментальной кривой на 3-10 дБ.

Результаты применения модуля Acoustic-Solid Interaction представлены на рис. 6 и рис.7.





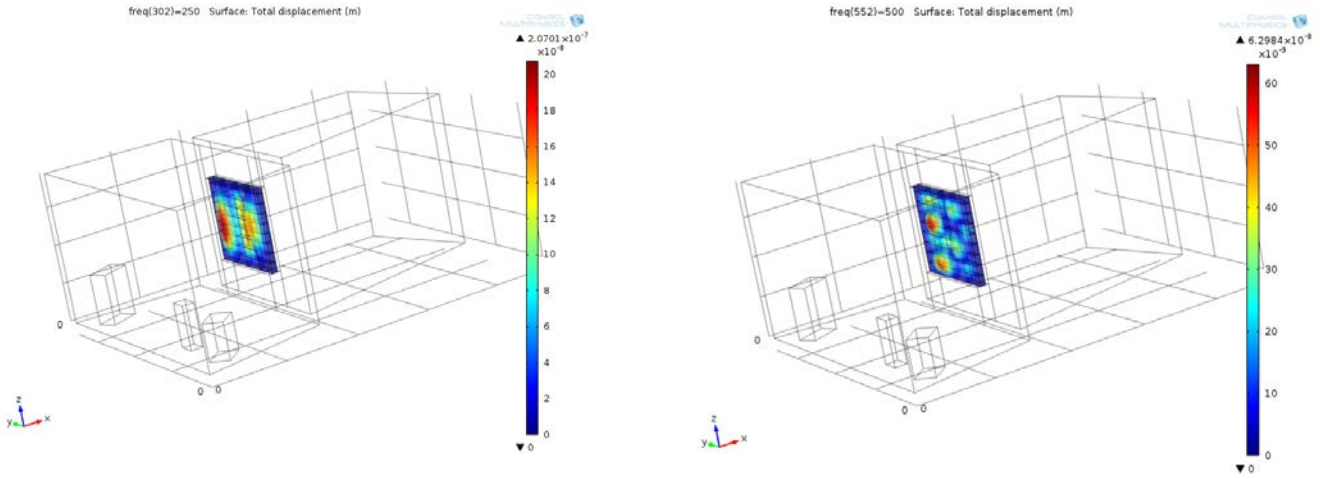


Рис. 6. Форма колебаний конструкции при различных частотах возбуждения

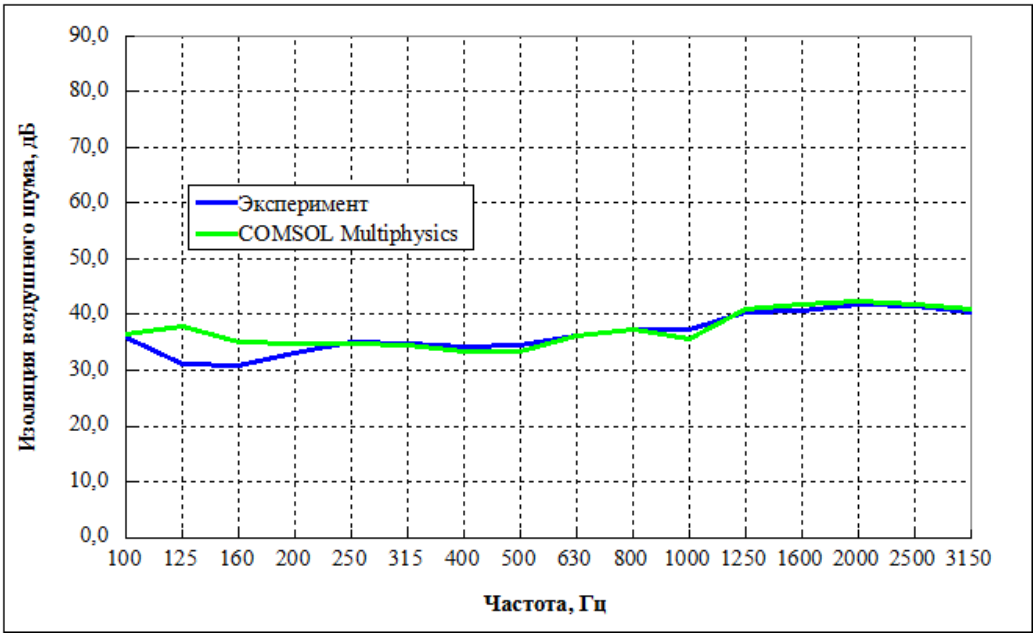


Рис. 7. Сравнение данных эксперимента и моделирования в COMSOLMultyphysicsAcoustic-SolidInteraction

В результате численного моделирования процесса измерения звукоизоляционных свойств газобетонной стены в реверберационных камерах с помощью модуля Acoustic-Solid Interaction мы получили важные данные акустического поля внутри КВУ и КНУ, характер колебаний конструкции и ее звукоизоляционную характеристику.

Согласно рис. 7 информация об изоляции воздушного шума газобетонной конструкции более точно описывается при моделировании акустических процессов методом конечных элементов, нежели классическими методами расчетов. При этом, учет размеров преграды и методов ее крепления сильно влияют на результат расчета эффективности звукоизоляции конструкции.

Проведенное исследование показало, что существующие методики пока не дают точной формулы для расчета звукоизоляции преград ограниченных размеров.

Применение стандартной методики Свода Правил и программного комплекса SoundFlow дают значительные отклонения от данных полученных экспериментальным путем.

Также показано, что применение методов конечных элементов для решения задач определения звукоизоляции конструкций должно сопровождаться учетом деформации конструкций.

Таким образом, численное моделирование пока остается наиболее точным расчетным способом определения эффективности звукоизоляции конструкций.

Считаем, что, несмотря на решение ресурсоемкой задачи с большими затратами вычислительного времени, использование высокоинтеллектуальных систем моделирования позволит существенным образом увеличить точность проектных решений в области разработки противошумовых конструкций, уменьшить стоимость их разработки и оптимизировать конструкции не прибегая к экспериментальным исследованиям.

Список литературы

1. *СП 23-103-2003.* Звукоизоляция ограждающих конструкций жилых и общественных зданий. С.-Петербург, 2004.
2. *Ratnieks J. , Jakovics A., Klavins J.*/Development of Mathematical Model for Determining Sound Reduction Index of Building Elements // Comsol Conference in Stuttgard, 2011.
3. *Comsol* “Acoustic module user guide”, 2010.
4. *Крейтан В.Г.* Обеспечение звукоизоляции при конструировании жилых зданий, 1980.
5. *Nilsson, A.C.* Reduction index and boundary conditions for a wall between two rectangular rooms // Acustica 1972. Vol. 2.
6. *Sewell, E. C.* Transmission of reverberant sound through a single-leaf partition surrounded by an infinite rigid baffle // Journal of Sound and Vibration №12, 1970. PP. 21-32.

ОСНОВНЫЕ ТЕНДЕНЦИИ КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕЛЬНОМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ С ТРОСОВЫМИ УПРУГОДЕМПФИРУЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ ПРОСТРАНСТВЕННОГО НАГРУЖЕНИЯ

Пономарев Ю.К.
Самарский государственный аэрокосмический университет им. С.П.Королева (национальный исследовательский университет), г. Самара
ponomarev-ssau@yandex.ru

Аннотация: В докладе приведены результаты многолетних исследований автора по вопросам виброударозащиты различных объектов машиностроения, авиационной, ракетно-космической техники, железнодорожного машиностроения. Основное внимание уделено принципам конструирования и методам расчета упругодемпфирующих характеристик средств виброзащиты на основе тросовых элементов, как идеальных готовых объектов конструкционного демпфирования, способных обеспечивать высокие противоударные и виброзащитные свойства механических ситем в эксплуатации. Дана классификация тросовых виброизоляторов по геометрическим признакам, по технологии применения тросовых элементов, по степени изотропности характеристик, по видам жесткостных свойств. Показаны основные трудности расчета гистерезисных свойств виброизоляторов и пути решения связанных с этими трудностями проблем. На конкретных примерах показаны методики расчета упругогистерезисных характеристик виброизоляторов с простыми и сложными очертаниями тросовых элементов. Даны рекомендации по собственной надежности виброизоляторов при эксплуатации.

Ключевые слова: Виброизолятор, демпфирование, виброзащитная система, надежность механических систем, вибрация, удар

ВВЕДЕНИЕ

Электронное оборудование, эксплуатирующееся в аэрокосмической технике, железнодорожном транспорте, судостроении, требует серьезной вибро- и ударозащиты. Традиционные средства виброзащиты - резиновые или резино-металлические амортизаторы, - часто не обеспечивают требуемых параметров снижения вибраций. Резина заметно изменяет свои упругодемпфирующие характеристики при изменении температуры, подвержена ускоренному старению под влиянием радиации (в том числе солнечной), растворяется в химически агрессивных средах и т.д. [1]. В связи с этим в последнее время в технике предпочтение отдается цельнометаллическим виброизоляторам.

Ряд предприятий Самарского аэрокосмического кластера ведет большую работу по созданию нового поколения цельнометаллических виброизоляторов на основе многослойных тросовых упругодемпфирующих элементов [2, 3].

Эти средства виброзащиты удачно сочетают в себе высокие противоударные и

виброзащитные характеристики в широком диапазоне частот при сравнительно низком коэффициенте усиления на резонансе; они просты по конструкции, имеют малые габариты и вес, высокие и стабильные в течение длительного времени эксплуатации демпфирующие свойства, не нуждаются в техническом обслуживании, могут работать в условиях широкого диапазона температур (- 60^0 С... + 80^0 С), в глубоком вакууме, в агрессивных средах (пыль, пары масла, бензина, кислот) без снижения эксплуатационных характеристик.

Основная часть

В настоящее время разрабатываются две тенденции конструирования тросовых виброизоляторов. Первая из них характеризуется тем, что каждый виброизолятор изготавливается из одного цельного отрезка троса в виде предварительно сформированного на специальной оправке упругодемпфирующего элемента с требуемым количеством возвратных петель [3, 4].

Оправка содержит основание с установленными на них стержнями. Навивку троса на стержни производят при последовательном огибании тросом стержней в плоскости, перпендикулярной этим стержням, с образованием возвратных петель и прямолинейных участков между возвратными петлями. В процессе навивки троса на стержни его форму фиксируют, например, за счет пластического обжатия троса на каждом из стержней, после чего предварительно сформированный таким образом плоский упругодемпфирующий элемент снимают с оправки. Возможно фиксирование формы сформированного на оправке элемента с помощью термофиксирования. Однако этот способ применим только для нержавеющих тросов. В работах [3, 4] и в настоящем докладе эти технологии подробно проиллюстрированы фотографиями и графиками с необходимыми пояснениями.

Показанные в цитируемых работах виброизоляторы имеют обоймы, каждая из которых состоит из двух частей, сопрягаемых друг с другом вдоль линии, проходящей через центры отверстий, образованных их полуцилиндрическими поверхностями, принадлежащими каждой из частей обоймы и предназначенных для закрепления в них возвратных петель упругодемпфирующих элементов. Отверстия в обойме сообщаются между собой полостью, выполненной для размещения в ней возвратной петли. Часть каждой обоймы имеет резьбовую шпильку, предназначенную для взаимной ориентации обеих частей обоймы при помощи гайки, а также для закрепления виброизолятора на вибрирующем основании или для закрепления объекта виброзащиты на виброизоляторе.

Монтаж возвратных петель в обоймы осуществляют введением каждой петли во внутреннюю полость одной из частей обоймы при условии совмещения участков троса, расположенных между возвратной петлей и рабочим участком, с полуцилиндрическими поверхностями отверстий, при навертывании гайки на шпильку.

Описанную технологию формирования упругодемпфирующих элементов можно использовать для создания большого разнообразия конструкций тросовых виброизоляторов, часть из которых показана в докладе на слайдах.

Согласно второй концепции конструирование тросовых виброизоляторов

осуществляется из упругодемпфирующих элементов замкнутого типа. Осуществляют эту технологию следующим образом. Для формирования упругофрикционных элементов используют стандартный многожильный трос (канат) с центральной прямолинейной жилой и шестью навитыми на жилу винтовыми жилами. Каждая из жил может быть изготовлена (свита) из определенного ГОСТом количества проволок, например, семи, двенадцати, тридцати семи, и т.д.

На первом этапе исходный трос распускается на отдельные пряди – центральную с прямолинейной осью и наружные пряди с винтовой осью с некоторым шагом винтовой линии внешней пряди троса.

На втором этапе выбирают одну из прядей с винтовой упругой линией достаточной длины и сворачивают ее в кольцо с некоторым средним диаметром, длина дуги которого достаточна для того, чтобы обеспечить в дальнейшем участки заделки в как минимум в четырех местах обойм виброизолятора и при этом остались рабочие участки, воспринимающие нагрузки виброизолятора.

После этого оставшуюся свободной спиралеобразную прядь навивают последовательно на образовавшееся кольцо. После заполнения всего спиралеобразного пространства кольца витками свободной спиральной пряди получается замкнутое тросовое кольцо, представляющее собой винтовой тор Мебиуса с единственным разъемом. Если стык тросовой пряди опаять припоем, то тор, свитый из одной пряди будет иметь одну единственную непрерывную поверхность, что характеризует поверхности Мебиуса. В рассмотренном варианте средний диаметр тросового кольца можно подсчитывать по приведенной в [4] формуле.

При сборке виброизолятора с использованием изготовленного по предлагаемой технологии упругодемпфирующего элемента используются разъемные обоймы, состоящие из двух однотипных крышек с полуцилиндрическими постелями для зажима участков троса и соединенных между собой с помощью болтов с гайками. В нижней части болтов имеется шляпка с потайной головкой, а в верхней части болтов - квадратная головка для удобства монтажа при заворачивании гаек. При создании виброизолятора с 4-мя упругими рабочими участками тросового элемента обоймы выполняют прямоугольными в плане. При создании виброизоляторов с числом упругих рабочих участков, равным 2 k, обоймы должны иметь k выступов с полуцилиндрическими постелями для зажима участков троса [3, 4].

Все разработанные виброизоляторы используют в качестве упругого элемента трос по ГОСТ 3067-74, 3068-74, 3071-74, 3062-69 и др. с линейным контактом проволок в прядях и точечным контактом прядей между собой. Количество проволок в тросе выбирается, как правило, от 49 до 259. По способу свивки выбирается нераскручивающийся трос. Материал проволоки - либо нержавеющая сталь, либо сталь с оцинкованной поверхностью для предотвращения коррозии.

Наиболее распространенные диаметры троса- 1,8 мм, 2,5 мм, 3,5 мм. Исследования показали [2, 6], что при конструировании тросовых виброизоляторов радиусы криволинейных участков упругих элементов целесообразно выбирать с отношением D/d = 10, где D - диаметр криволинейного участка, а d - диаметр троса. Расчет упругодемпфирующих характеристик описанных виброизоляторов в каждом конкретном случае строго индивидуален. Для тросовых элементов с радиусными участками его можно осуществить по методике [6]. В остальных случаях необходимо прибегать к экспериментальным исследованием с применением теории подобия и размерностей.

В работах автора показано [4, 6, 7], что радиусная форма осевых линий тросовых элементов виброизоляторов, хотя и является наиболее простой формой для реализации при изготовлении, не является оптимальной с точки зрения получения заданных упругогистерезисных характеристик, которые являются существенно различными в каждой из трех взаимно-перпендикулярных осей, а также нелинейными. В связи с этим автором предложено несколько вариантов исправления нелинейностей и придания изотропности свойств тросовых виброизоляторов по различным направлениям вибровоздействий. Так, например, предложено использовать более сложные формы осевых линий в ансамблях тросовых элементов с чередованием прямолинейных и радиусных участков, участков с несколькими разнорадиусными участками и с кривизнами разных знаков, с многоярусными элементами разного очертания осевых линий [8 - 12].

При особо сложных видах осевых линий тросовых элементов автором разработана методика расчета упругих и демпфирующих характеристик с применением конечно-элементного комплекса ANSYS [6], апробированная на элементах разной угловой протяженности, на Г-образной форме, на многослойных виброизоляторах в виде пространственных рам [13].

В заключении доклада приведены результаты теоретического исследования особенностей гистерезиса систем конструкционного демпфирования при сложных траекториях движения вибраторов виброизоляторов. Показано, что гистерезис таких систем не является совокупностью одноосных гистерезисов в трех взаимно-перпендикулярных направлений с острыми углами в точках смены знаков скоростей, а представляют собой гистерезисы *Px(x), Py(y)* и *Pz(z)* с плавным очертанием эллипсоподобного вида, напоминающие гистерезисы вязкого сопротивления [6, с. 121 – 129]. При этом изучать поведение жесткостных и демпфирующих свойств таких систем желательно с применением теории кватернионов [15].

Заключение

В докладе приведены важнейшие результаты исследований автора по проблеме создания высокоэффективных средств виброударозащиты в технике на основе тросовых элементов. Большинство приведенных в докладе конструкций успешно эксплуатируются в авиации, космическом машиностроении, в железнодородной тешнике и общем машиностроении. Большинство разработок конструктивно-техноглогического характера и методик расчетов упругогистерезисных характеристик различных устройств виброзащиты легли в

основу материалов, по которым автору в разные годы присвоены звания Лаурата Губернской премии и Премии Правительства России в области науки и техники.

Список литературы

1. *Ильинский В.С.* Защита РЭА и прецизионного оборудования от динамических воздействий. - М.: Радио и связь, 1982. - 296 с.

2. *Чегодаев Д.Е., Пономарев Ю.К.* Демпфирование. Самара: Изд-во СГАУ, 1997, 134 с.

3. Патент 2082039 РФ, МКИ^{6} F16F 7/14. Способ формирования упругофрикционных элементов тросовых виброизоляторов /*Пономарев Ю.К., Калугин П.А., Крайнов В.И., Сократов С.И. и др.* //БИ.-1997.- № 17.

4. *В.И.Калакутский, Ю.К.Пономарев.* Особенности конструирования и расчета характеристик цельнометаллических виброизоляторов с тросовыми упругодемпфирующими элементами пространственного нагружения. В сб. «Неоднородные конструкции». Труды XXX Уральского семинара, Екатеринбург, 2000 г., с. 152 – 157.

5. Патент РФ № 2199683 МПК F16F 7/14. Способ изготовления упругофрикционных элементов тросовых виброизоляторов. /*Пономарев Ю.К., Архангельский С.В., Гунин В.А., Калакутский В.И.*/Опубл. 27.02.2003, бюлл. № 6.

6. *Пономарев Ю.К., Калакутский В.И.* Многослойные цельнометаллические виброизоляторы с упругими элементами регулярной структуры. – Самара: Изд-во СГАУ, 2003, 168 с.

7. *Медников Н.В., Пономарев Ю.К., Ермаков А.И.* и др. Разработка и исследование характеристик тросового виброизолятора пространственного нагружения для защиты оборудования транспортных систем. В сб. «Проблемы строительного и дорожного комплексов». – Брянск, изд-во БГИТА, 2006, вып. 4, с. 45 –48.

8. Патент РФ № 85594. Виброизолятор/*Гвоздев А.С., Малов А.В., Пономарев Ю.К.* и др. Опубл. 10.08.2009, бюлл. № 22.

9. Патент РФ № 83113. Виброизолятор/*Бояров А.В., Васюков Е.С., Пономарев Ю.К.* и др. Опубл. 20.05.2009, бюлл. № 14.

10. Патент РФ № 73421. Виброизолятор/ *Пономарев Ю.К., Котов А.С., Спивак С.Е.* и др. Опубл. 20.05.2008, бюлл. № 14.

11. Патент РФ № 58191. Виброизолятор/*Гунин В.А., Михалкин И.К., Пономарев Ю.К.* и др. Опубл. 10.11.2006, бюлл. № 31.

12. Патент РФ № 109815. Виброизолятор/*Михалкин И.К., Пономарев Ю.К., Симаков О.Б., Пистолетов К.В.* Опубл. 27.10.2011, бюлл. № 15.

13. Патент РФ № 67207. Виброизолятор/ *Михалкин И.К., Пономарев Ю.К., Симаков О.Б.* и др. Опубл. 10.10.2007, бюлл. № 28.

14. *Пономарев Ю.К., Белоусов А.И.* Разработка концепции комбинированных опор роторов турбомашин с кпругодемпфирующими элементами гидродинамического и тросового типов. Научно-технический жуонал « Насосы. Турбины. Системы», Воронеж: ИПЦ «Научная книга», № 2(7), 2013. - С. 46 – 53.

15. *Белоусов А.И., Пономарев Ю.К., Антипов В.А.* и др. Пространственные характеристики УДО водородного насоса на базе многослойных гофрированных демпферов. Тр. межд. конф. «СИНТ-03», Воронеж, с. 11 – 18.

Новые технологии идентификации стационарных источников шума путем визуализации звукового поля методом сканирования

Панов С.Н.
ООО "Компания ОКТАВА+", г. Москва
spanov@octava.ru

Аннотация: В статье дается обзор новых методов идентификации стационарных источников шума методом сканирования звукового поля точечным сенсором. В работе приводятся особенности и сравнение трехмерной системы представления звуковых полей LMSSoundBrash фирмы Siemens Industry Software NV (Бельгия) и Scan&Paint 3D фирмы Microflown Technologies (Голландия). Сделан вывод о перспективе развития и применения таких систем для локализованных источников звука и устранения ошибок.

Ключевые слова: Шум, локализация, интенсивность звука, сканирование, источник звука, отображение.

В статье дается обзор новых методов идентификации стационарных источников шума методом сканирования звукового поля точечным сенсором. В практике давно применяется локализация источников шума путем картографирования звуковых полей [1-3]. При идентификации источников шума получило распространение визуализация пространственного распределения скалярных величин и векторных величин с частотной фильтрацией, позволяющей локализовать положение источника звука. Любое звуковое поле описывается двумя дополняющими акустическими величинами - скалярной величиной "звуковым давлением"-P и векторной величиной "скорость частиц" -V. Их комбинация позволяет получить векторную величину -интенсивность звука - I и другие производные характеристики.

Для локализации нестационарных источников шума применяются многоканальные системы на базе микрофонных решеток, тогда как для стационарных источников шума используются точечные измерения. Пространственное распределение стационарного звукового поля регистрируется путем измерения соответствующих акустических величин путем измерения в дискретных точках вручную или автоматически с помощью координатного устройства - робота с последующей графической визуализацией в программах постобработки по данным координат точек измерения. Измерения векторных полей звуковой интенсивности звука является наиболее эффективным способом локализации источников, что также позволяет определить звуковую мощность излучаемую источником.

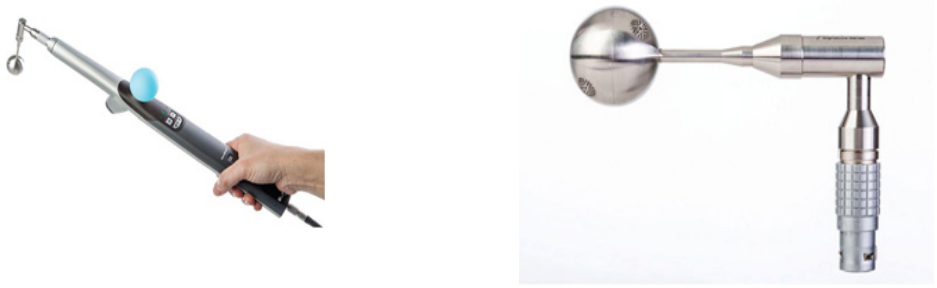
В последние годы для анализа стационарных источников шума все большее распространение получает применение автоматизированные системы визуализация звукового поля в том числе путем измерения 3-х мерного вектора звуковой интенсивности путем сканирования вручную звукового поля. Такая система

измерения состоит из зонда, измеряющего P, V и I, модулей кондиционирования и сбора данных, устройства слежения за пространственным положением и ориентацией зонда, персонального компьютера, куда передаются данные измерений и координат точек и программного обеспечения обработки данных и визуализации акустических полей. Пространственное положение зонда и его ориентация может выполняться различными оптическими и другими методами.

Указанный подход позволяет эффективно, быстро и с высокой достоверностью выполнять экспертизу в полевых условиях с определением источников шума.

В работе приводятся особенности и сравнение трехмерной системы представления звуковых полей LMSSoundBrash фирмы SiemensIndustrySoftwareNV (Бельгия) и Scan&Paint 3D фирмы MicroflownTechnologies (Голландия), которые поставляются фирмой «Компания ОКТАВА+».

LMSSoundBrash. Реализует запатентованную технологию визуализации 3-х мерных звуковых полей при измерениях [4,5,6]. Измерительное средство построено на базе 3 - компонентного зонда звуковой интенсивности G.R.A.S.(рис.1). Оно включает комбинацию встроенной системы позиционирования и следящую систему ориентации зонда с 3-мерным сенсорной антенной звуковой интенсивности, которая монтируется сверху устройства. Измеренное звуковое поле визуализируется в реальном времени в 3 - мерном пространстве при движении зонда вокруг испытываемого объекта. 3 - мерная сенсорная антенна звуковой интенсивности представляет собой твердую сферу с 4-мя сфазированными микрофонами G.R.A.S., диаметром 30 мм. Позиционирование измеряется



а) б)

*Рис. 1.*LMSSoundBrash (а) и 3-х мерный зонд интенсивности G.R.A.S. (б)

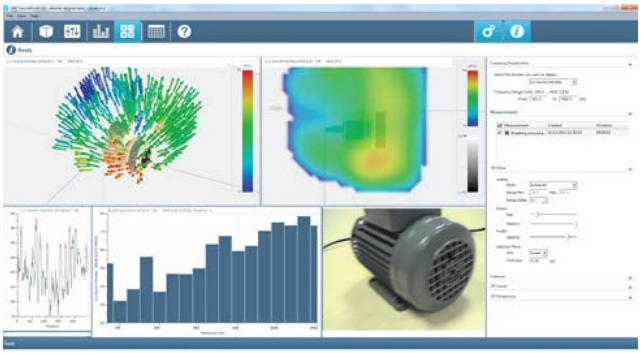
оптической следящей системой позиционирования с помощью освещенной сферы диаметром 45 мм , которая отслеживается камерой. При настройке цвет сферы настраивается для получения наивысшего контраста с окружающей средой. Точность позиционирования составляет 3-5 см при расстоянии до 1,5м от камеры. Рабочая площадь измерения равна (2,5 х 2) м при расстоянии 2,5 м.

3-х мерная ориентация зонда измеряется инерционной системой , состоящей из акселерометров и гироскопов. Для визуального контроля ориентации зонда на объект служит встроенная в рукоятку зонда видеокамера, дающая изображение зоны объекта, излучаемой шум.

Система сбора данных интегрирована в зонд и запускается от кнопок

установленных на рукоятке, которая соединяется USB кабелем с компьютером. Данные акустических измерений визуализируются на экране монитора (карты векторов звуковой интенсивности, звуковое давление) в реальном времени при сканировании звукового поля и отображаются вокруг геометрической модели объекта испытаний. На рис 2 а) показана схема измерений шума электродвигателя и на рис 2 б) пример визуализации акустического поля. Результаты визуализации могут быть просмотрены под любыми углами, выполнено увеличение «горячих» зон, просмотр результатов в отдельных сечениях, что позволяет быстро интерпретировать процесс шумообразования и выполнять поиск основных источников шума.

а)

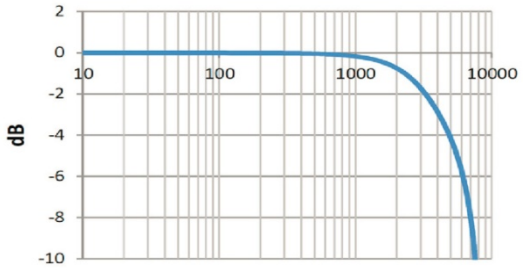


б)

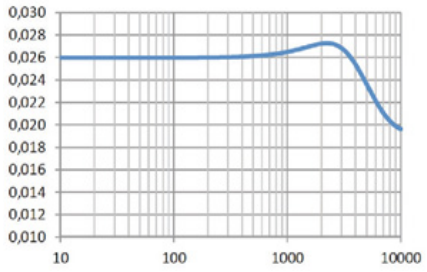
Рис. 2. Схема измерений (а) и представление результатов. (б)

Основными применениями являются: локализация источников шума (откуда идет шум, основные источники); определение акустических утечек в кожухах; исследование распространения звука (взаимодействие источников и распространение)

Ошибка вызванная конечно-разностной аппроксимацией. Для традиционных p-p зондов эта кривая зависит от ориентации и не может быть скорректирована. Для зонда G.R.A.S. эта ошибка не зависит от угла, что является уникальным свойством этого зонда. Благодаря этому свойству величина вектора звуковой интенсивности может быть скорректирована для всех ориентаций зонда с помощью функции sinc, показанной на рис.3. Это позволяет



а)



б)

Рис. 3 .Компенсации ошибок: а)амплитудная компенсация с помощью функции sinc для коррекции ошибок конечно-разностной аппроксимации; б) частотно зависимое расстояние Δr для коррекции дифракционных эффектов

выполнять точные измерения звуковой интенсивности в большом частотном

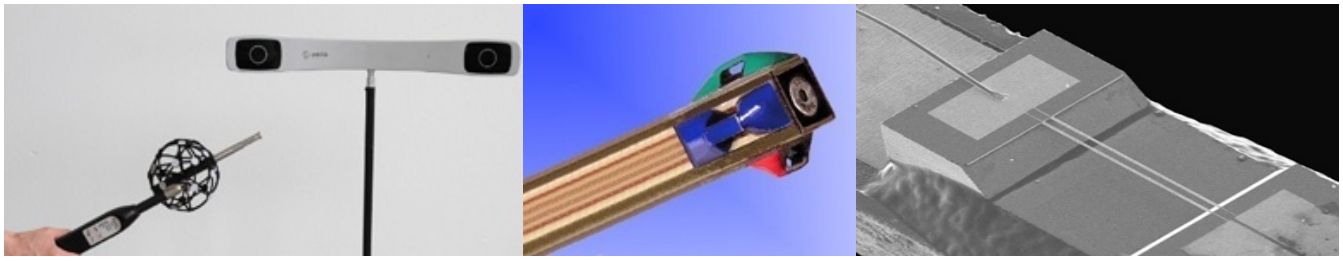
диапазоне, намного больше верхнего порога для традиционных зондов с таким же размером вставки (правилом является требование, что размер вставки должен быть меньше чем одна шестая длины волны). Вектор звуковой интенсивности может быть точно определен до 4 кГц и точностью в 1 дБ по амплитуде, с максимальной ошибкой по направлению в 10 градусов (20º при 5 кГц; 40º при 6 кГц). Этот частотный порог примерно в 2 раза превышает порог для традиционных зондов с такими же размерами.

Ошибки связанная с дифракционными эффектами. Дифракционные эффекты становятся заметными начиная с 1 кГц. Отклонения по звуковому давлению из-за дифракции составляют порядка 2 дБ до 2,5кГц для всех углов падения звука. Дифракционные эффекты также вносят фазовые ошибки в отклик микрофонов, влияя на результаты расчета интенсивности. Для компенсации дифракционных эффектов, предполагается частотно-зависимое расстояние (вставка) Δr между микрофонами, имеющее профиль показанный на рис.3 б).

Ошибка, вызванная фазовым несоответствием каналов.

Эта ошибка влияет на работу зонда на низких частотах, где фазовая разность звукового поля, измеренная микрофонами мала и минимальная ошибка из-за фазового несоответствия может привести к существенной ошибке. С целью обеспечения точных измерений звуковой интенсивности, эта ошибка может быть минимизирована использованием микрофонов с хорошим согласованием по фазе. Низкочастотный порог 3 - мерного зонда GRAS составляет 60 Гц (0,8 дБ). Выше 60 Гц ошибка может считаться пренебрежимо малой по сравнению с фазовым изменением звукового поля.

Scan&Paint 3D. Данная система [7] позволяет непосредственно измерять обе величины P и V. Система использует 3-х компонентный зонд звуковой интенсивности P-V модели USP Microflown Technologies (фиг.4), состоящий из трех ортогонально расположенных проволочных датчиков скорости частиц и микрофона FG-23329-D65. Размер чувствительного элемента менее 5x5x5 мм. Датчик скорости использует две платиновые проволоки, нагретые до 200°, которые охлаждаются набегающим потоком воздуха с созданием разности температур проволок, обеспечивая на выходе широкополосный, линейный сигнал (0-10 кГц) пропорциональный скорости (фиг 3, в). Комбинация всех датчиков дает возможность непосредственного измерения компонентов звуковой интенсивности I_x, I_y, I_z и акустического импеданса. Характеристики зонда приведена в таблице 1.



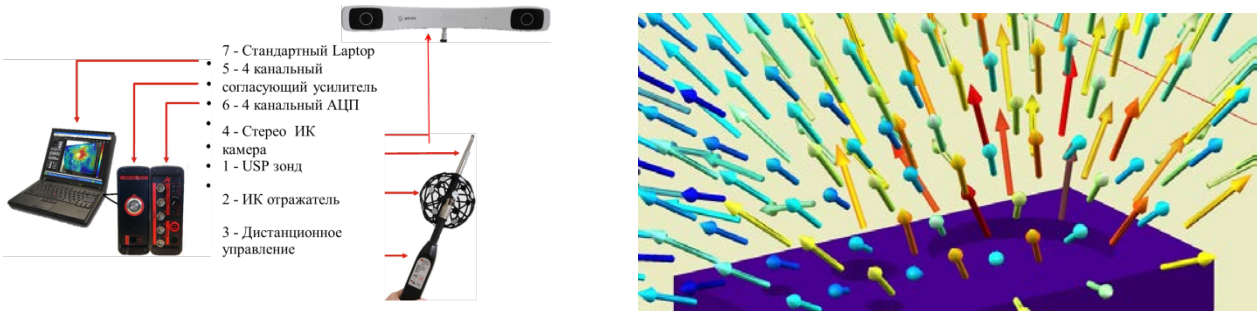
а) б) в)

*Рис. 4.*Scan&Paint 3D: вид зонда и камеры (а); датчик USP (б, в)

Таблица 1. **Характеристики зонда USP**

Параметр	**V**	**P**
Максимальный уровень, дБ	135	110
Рабочий диапазон, Гц	0,1-10 000	20-10 000
Частотный отклик		
Неопределенность измерений (±1дБ)	40-8000Гц (0°-45°); 40-6000Гц (90°);	60-7000Гц
Неопределенность измерений (±3дБ)	20-10 000Гц (0°-45°); 20-10 000Гц (90°);	20-10 000Гц
Диаграмма направленности	Восьмерка	Всенаправленная
Размер	длина 90 мм; диаметр 1/2"	
Диапазон температур, град. С	-17 -63	
Работа при потоке воздуха	до 2,5 м/с, выше применяется противоветровой колпак	

Система 3D Scan &Paint состоит (фиг.5) из зонда, включающего 1-датчик USP, 2 - сферический маркер и 3 - рукоятку дистанционного управления, 4 - стерео ИК камеру, 5 - согласующего усилителя и 6 -системы сбора данных, а также 7 - компьютера с программным обеспечением.



а) б)

Рис. 5. Схема измерений (а) и представление результатов. (б)

Частотный диапазон: локализации источников 40 -10000Гц. Расстояние между зондом и источником выбирается в зависимости от задачи. Максимальное расстояние зонда от камеры зависит от ее типа и освещения и составляет обычно около 2,5 м. Пространственное разрешение <0,5 мм; <1°. Рекомендуемая скорость сканирования 5-10 см/с, меньшая скорость применяется для низких частот, при этом достигается лучшая статистическая достоверность, возможность получения БПФ с большим числом точек, лучшая частотная и пространственная разрешающая

способность.

Треккер PST IRIS является оптической системой слежения, которая определяет 3-х мерное положение и ориентацию системы ИК отражателей, расположенных на сферическом маркере зонда в определенном измерительном объеме. Сфера сопровождается объектным файлом, содержащим ее пространственное описание. 3-х мерное позиционирование и ориентация зонда выполняется инфракрасной стерео - камерой. Каждая камера оборудована ИК пропускающим фильтром, расположенной перед линзами, и кольцом ИК ламп, размещенных вокруг линз для периодического освещения измерительного пространства ИК светом, не видимым для человеческого глаза. ИК маркеры зонда отражают падающий ИК свет, который улавливается стерео камерой, далее следящая система преобразовывает его для определения координат .

Все результаты могут быть визуализированы на интерактивной 3-х мерной геометрической модели. Эта модель может быть создана также в программе редактирования. 3D модели могут быть импортированы посредством CAD форматов.

При измерениях в ближнем поле, лучшим индикатором, как показывает практика, является скорость частиц V, которая менее зависит от внешних помех, и имеет максимальное отношение сигнал/шум.

Приведенный анализ технологии и существующих портативных он-лайн систем автоматизированной визуализации при сканировании звуковых полей стационарных источников и практика их применения показывает высокую эффективность их использования для экспресс анализа шумообразования машин и поиска источников шума. Это определяет дальнейшую перспективу развития этого направления прикладных исследований и разработки новых инструментальных средств.

Список литературы

1. *Fahy F.* Sound Intensity.E&FN Spon, London. 2 nd edition,1995.
2. *Gade Svend.* Validity of Intensity Measurements in Partially Diffuse Sound. Bruel&Kear.TECHNICAL REVIEW No. 4 — 1985. PP. 3-32.
3. *Jakobsen Finn.* Sound fields, sound energy and sound intensity.The acoustics Laboratory, Technical University of Denmark.Report No 63, 1995. -274 p.
4. *Wim Kris Bouwen*, *Sigurn Joël Noël Vandenbrande*. EP1913346B1, Device and method for determining scalar quantities or vector quantities.
5. *Janssens K. De Weer D., Bianciardi F., Sondergraad T.* LMS SoundBrush: a new source identification technology for stationary noise sources//LMS Siemens Business paper.
6. *Janssens K. De Weer D., Bianciardi F., Sondergraad T.* Online Sound Brush Measurement Tecgnique for 3D Noise Emission Studies // Proceedings 13NVC-0192 of the SAE Noise and Vibration Conference, May 2013.
7. *Comesana Daniel Fernandez, Steltenpool Steven, Pousa Carrillo, Hans-Elias de Bree, Holland Keith R.* Scan and Paint: Theory and Practice of a Sound Field Visualization Method.ISRN Mechanical Engineering,Volume 2013 (2013), Article ID 241958, 11 p.

Устройство для снижения вибрации и шума в трубопроводных системах энергетических установок. Разработка и исследование

Мурановский В. П.[1], *Чернов Н.С.*[2]
1-ООО Волжский машиностроительный завод, г. Тольятти, Самарская область
2-Тольяттинский государственный университет, г. Тольятти, Самарская область
N.Chernov@tltsu.ru

Аннотация: Рассмотрены проблемы и пути снижения колебаний давления и вибрации в трубопроводных системах энергетических установок. Описаны теоретические основы виброгашения. Рассмотрена разработанная авторами конструкция устройства для снижения шума и вибрации в трубопроводных системах. Исследована и экспериментально проверена проблема снижения колебания давления и шума в сравнении с зарубежными аналогами, приведены показатели эффективности приведенного устройства. Применение разработанного и внедренного устройства для снижения колебаний давления в трубопроводных системах энергетических установок позволяет значительно снизить вибрацию, повысить эффективность, надежность и ресурс работы промышленного оборудования.

Ключевые слова: Вибрация, шум, колебания давления, трубопроводные системы, гаситель пульсаций давления.

ВВЕДЕНИЕ

Надежность работы энергетических установок (ЭУ) и технологического оборудования (ТО) в значительной степени зависит от динамических свойств трубопроводных систем [2].

Возникающие при работе ЭУ низкочастотные пульсации давления при подаче теплоносителя по трубопроводу, являются источником интенсивной вибрации и могут вызвать разрушение трубопроводов и агрегатов, выход из строя измерительных приборов, а также могут приводить аварии с тяжелыми последствиями [3].

Вибрации и шум являются наиболее распространенными и неблагоприятными вредными факторами, возникающими при эксплуатации ЭУ и ТО. Вибрация технологического оборудования воздействует в первую очередь на операторов, обслуживающих это оборудование, и характеризуется сравнительно высокими уровнями.

Шум как физическое явление представляет собой волновое колебание частиц воздуха или упругое колебание рабочей среды (в гидропневмосистеме), его возникновение и распространение обусловлены физическими процессами.

Поэтому борьба с вибрацией и шумом является острой проблемой при проектировании и эксплуатации ЭУ и ТО.

Большое раздражающее воздействие на операторов оказывает не только механическая, но и акустическая вибрация (шум), обусловленная колебаниями рабочей среды в трубопроводных системах, инициированными отрывающимися вихрями или турбулентыными пульсациями данной среды. Значение акустической частоты колебаний зависит от номера моды (формы колебаний): самая низкая частота характерна для первой моды, более высокая частота – для второй, третьей и т. д.

Кроме того, акустическая частота зависит и от формы, и геометрических размеров, а также скорости звука в ней, и может быть подсчитана по следующему соотношению:

$$f_a = m \cdot W_{зв} / 2d$$

Где f_a – акустическая частота;

m– номер моды;

$W_{зв}$ – скорость звука в межтрубной жидкости, м/с;

d – внутренний диаметр трубы, м.

Причем экспериментальные исследования показывают: пока возбуждающие частоты лежат в пределах до 20% акустической частоты, возникает **громкий шум и акустическая вибрация**, совпадающая с собственной резонансной частотой любого элемента гидропневмосистемы, как правило, разрушает его.

Единственным средством борьбы с шумом и вибрациями трубопроводных систем – это устройства, устанавливаемые в соответствующие магистрали: они превращают турбулентный поток газа или жидкости в ламинарный, т.е. поток, частота и амплитуда колебаний которого равны или близки к нулю.

Конструкции устройств, применяемых в отечественной промышленности и за рубежом, могут быть самыми разными: их выполняют в виде простейших вставок с небольшими отверстиями; регулировочных винтов и т. д., способных перемещаться в отверстиях; витых спиралей; наборов шайб с отверстиями и выфрезированными канавками, образующими сложные пространственные изломанные каналы и т. п. Но все они снижают вибрации и шум не более чем на 15-20 дБА.

Рассматриваемая проблема особенно актуальна для отраслей промышленности, применяющих измерительные приборы (манометры) в трубопроводных системах энергетических установок и технологического оборудования.

Рабочая среда – теплоноситель – в трубопроводах энергетических установок имеет ряд особенностей: высокие температуры и температурные градиенты, значительные скорости потока, высокие давления. В наиболее узких сечениях скорость жидкого теплоносителя достигает 14 м\с, газообразного – м\с, давление 16-25 Мпа, температура 300-400□С. Процессы в главных циркуляционных трубопроводах характеризуются значительными нестационарными расходами теплоносителя и интенсивными волновыми и вибрационными нагрузками.

Вибрации могут стать причиной усталостных разрушений трубопроводов, элементов энергетических установок, в результате которых нарушается проектная степень герметичности проточных трактов и появляются значительные течи

теплоносителя. Поэтому каждый случай появления вибрации трубопроводов требует квалифицированного анализа и принятия технического решения по стабилизации колебания давления в трубопроводе.
Основными источниками вибрации трубопроводов в большинстве случаев являются динамические нагрузки и пульсирующий поток теплоносителя.

МЕТОДЫ ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для исследования авторами была разработана новая конструкция дроссельного устройства. Внедрение комплекса мероприятий по виброшумоглушению начинается с установки дроссельных устройств в гидропневмосистемах эксплуатируемого и проектируемого оборудования. Выбор того или иного устройства определяется необходимым уровнем снижения шума, его спектром и другими условиями.

В гидросистемах оборудования, работающего под высоким давлением, например, при подаче рабочей жидкости или сжатого газа под высоким давлением к измерительным приборам (манометрам), чтобы дроссельные устройства оказывали противодавление потоку рабочей жидкости.

Колебания давления в гидросистемах приводят к сильным вибрациям и перегрузкам всех передаточных элементов оборудования и измерительных звеньев. Подключение измерительных приборов к гидропневмосистеме через дроссельное устройство обеспечивает сужение поперечного сечения прохода, противодействует колебаниям давления в системе и сглаживает их, что исключает ошибочные показания измерительных приборов, предотвращает их выход из строя и снижает уровень шума.

Разработанная авторами конструкция дроссельного устройства показана на рисунке.

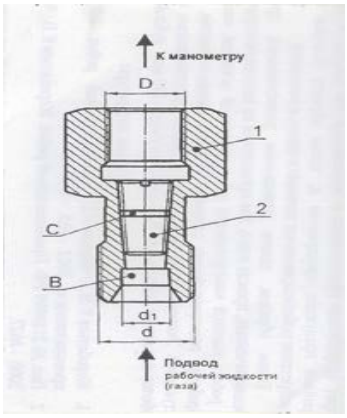


Рис. 1. Схема дроссельного устройства

Дроссельное устройство

1 – соединительный штуцер;

2 – резьбовая коническая вставка;

B – полость для подачи рабочей среды;

C – кольцевая канавка;

D – подсоединительный размер к манометру;

d – подсоединительный размер подвода рабочей среды;

d_1 – условный проход.

Дроссельное устройство(см. рисунок) состоит из соединительного штуцера 1 и и плотно посаженной резьбовой вставки 2 в его коническое отверстие. Штуцер одним концом подсоединяется к измерительному прибору (манометру), а вторым к источнику давления.

Работает следующим образом.

Рабочая среда (жидкость или газ) под рабочим давлением подается к полости В. Из этой полости она через винтовой проход резьбовой вставки попадает в кольцевую канавку С, снова в винтовой проход и, на вход манометра. Благодаря такому переменному по гидравлическому сопротивлению пути пульсации и пики давления гасятся и тем самым снижаются резкие динамические нагрузки на механизмы ЭУ и ТО.

Отличием описываемого дроссельного устройства от традиционных является то, что дросселирование осуществляется путем изменения проходного сечения канала рабочей среды через винтовой проход резьбовой вставки. При этом значительно повышается эффективность дросселирования и **снижение уровня шума.**

Опытной проверкой разработанного дроссельного устройства установлено, что шаг резьбы вставки должны быть равны 0,5-0,75 мм, а угол конуса 1…3□.

Выполнение профиля резьбы с шагом 0,5-0,75 мм обеспечивает оптимальную развернутую длину винтового прохода для снижения и сглаживания пиков давления рабочей среды с высокой пульсацией.

Выполнение резьбовой вставки конусной с углом 1…3□, обеспечивает при сборке высокую герметичность за счет плотного прилегания плоскосрезанной вершины резьбы (0,2…0,4 мм) к конической поверхности соединительного штуцера и уменьшает утечки среды между соседними витками. Кроме того, при эксплуатации создается удобство разборки и сборки дросселя для промывки и очистки резьбовой вставки, тем самым обеспечивается надежность и ремонтопригодность устройства.

Кольцевая канавка С вставки гарантирует сочетание в ней ламинарного потока, образовавшегося в нижней части винтового прохода, с турбулентным, что повышает пропускную способность верхней части резьбы и скорость движения потока рабочей среды.

Рассматриваемый дроссель эффективен при давлении 0,4-40 Мпа (4-400 кгс/см^2). Диаметр его условного прохода составляет 4 мм, его эффект – снижение амплитуды колебаний давления на входе и выходе в 4-5 раз.

Таким образом, в рассматриваемом устройстве применено фактически ступенчатое дросселирование «резьба-канавка-резьба», которое выполняет задачу снижения вибраций и шума в 1,3-1,6 раза эффективнее (т. е. на 28-35 дБА), чем серийно выпускаемые дроссели, выпускаемые фирмами «WIKA» и «VDO-OTA» (Германия).

Его техническая характеристика:

- номинальное давление рабочей среды (жидкость, газ), МПа 40(400)
- диаметр условного прохода сечения, мм 4
- снижение колебания давления на входе и выходе, раз 4…5
- присоединительные размеры:
  - к измерительным приборам (манометрам) (D) M12x1,5; M20x1,5
  - подвод среды к дросселю (d) M12x1,5; G1/4; G1/8

(Обозначения по ГОСТ 6357-81)

РЕЗУЛЬТАТЫ

Для сравнения эффективности разработанного дроссельного устройства с существующими аналогами, например, фирм «WIKA», «VDO-OTA» (Германия) были приведены экспериментальные испытания на стендовом и действующем оборудовании. Результаты испытаний по эффективности сведены в таблицу.
Показатели эффективности дросселей

Таблица 1

Эффективность дроссельных устройств

Наименование фирм	**Конструкция дросселя**	**А, дБА**
«WIKA» (Германия)	Регулировочный винт *d*=1,2 мм	20,5
«VDO-OTA» (Германия)	Витая спираль *l*=25 мм, *d*=0,8-1 мм	25,5
Разработка авторов	Коническая резьбовая вставка *l*=25 мм	32,5

Полученные результаты испытаний являются важными для оценки эффективности и эксплуатационной надежности применяемых конструкций дросселей в отраслях зарубежного и отечественного машиностроения.

ВЫВОДЫ

Разработанные дроссельные устройства обладают высокими акустическими и эксплуатационными характеристиками. Широко используются как для вновь практикуемого, так и при эксплуатации действующего технологического оборудования ВАЗа. А также, могут быть использованы в нефтяной и газовой промышленности.

Разработка и исследование направлены на отказ от закупки устройств по импорту. **Импортозамещение продуктов машиностроения.**

Экономический эффект от замены 1 единицы дроссельного устройства фирмы «WIKA» на отечественное составляет 400-450 рубл. в зависимости от типа (в ценах на 01.12.2014г.)

Список литературы:

1. Патент 2117204 Российская федерация, МПК F 16K 47/06. Дроссельное устройство / Н.С. Чернов, В.П. Мурановский; заявитель и патентообладатель ОАО «АвтоВаЗ» – № 96112689/06., заявл. 25.06.96, опубл. 10.08.98, Бюл. № 22 – 4 с.: ил.
2. Васильев А.В. Снижение вибрации и низкочастотного шума энергетических систем с использованием гасителей колебаний давления и активных компенсаторов / А.В. Васильев, А.И. Глейзер, Н.С. Чернов // Известия Самарского научного центра 3. РАН. Специальный выпуск Т.11, №3 – Самара, 2009. – с. 327-328.
3. Шахматов Е.В. Возбуждение пульсаций давления в рабочей жидкости при вибрации трубопровода / Е.В. Шахматов, А.Б. Прокофьев, Т.Б. Миронова // Вестник СГАУ №2, Ч..2 Самара, 2006 – с. 161-164.

Акустические характеристики трехкамерного глушителя шума

Аграфонова А.А.[1], *Комкин А.И.*[1], *Миронов М.А.*[2]
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
Акустический институт им. Н.Н. Андреева
agrafonova_anna@mail.ru

Аннотация: В данной работе описано исследование особенностей работы реактивных глушителей шума в зависимости от конструктивного исполнения резонаторных элементов на примере трехкамерного глушителя. Объем глушителя разделен на три камеры, две из которых работают как расширительные и одна – в качестве резонансной в зависимости от типа перфорации. Для оценки акустической эффективности исследованных глушителей использовались потери передачи. Расчеты выполнены методом конечных элементов с использованием программных пакетов ANSYS и SYSNOISE. Помимо численных расчетов была проведена аналитическая оценка потерь передачи. Для этого были составлены соответствующие расчетные схемы, написаны уравнения и получены искомые величины. Оба метода показали хорошее совпадение результатов расчета. При этом каждый из подходов имеет свои как положительные, так и отрицательные стороны.

Ключевые слова: Шум, уровень звукового давления, глушитель, потери передачи, метод конечных элементов, численное моделирование.

Одним из основных путей снижения шума, распространяющегося в каналах, является использование глушителей шума. Наиболее распространены камерные глушители, которые состоят из одной или нескольких камер, представляющих собой расширения трубопровода по его сечению. Здесь звуковые волны, попадая в камеру, отражаются от ее противоположной стенки и, возвращаясь к входу в камеру в противофазе по отношению к прямой волне, уменьшают ее интенсивность. В глушителях наблюдается рассеивание звуковой энергии в местах изменения проходного сечения канала. Кроме того, отраженные от глушителя волны возвращаются по присоединительному патрубку к источнику шума и, отражаясь от него, движутся опять к глушителю. Этот процесс может повторяться несколько раз. При этом происходит диссипация акустической энергии вследствие трения и теплопроводности стенок системы шумоглушения. Помимо этого почти в каждом глушителе присутствуют резонансные элементы в виде перфорации труб, по которым проходит поток.

Расчету и проектированию глушителей шума посвящено большое количество работ [1,4,5,7,8]. До недавнего времени конструкции глушителей выбирались опытным путем, либо с помощью аналитических расчетов простых конструкций. Применение конечно-элементного моделирования в расчетах позволило проводить оценку более сложных конструкций. В данной статье описано исследование

изменения потерь передачи звуковой энергии в глушителе в зависимости от параметров перфорации на примере трехкамерного глушителя.

Объем глушителя разделен на три камеры, две из которых работают как расширительные и одна – в качестве резонансной в зависимости от типа перфорации.

Все расчетные модели имели одинаковые геометрические параметры, такие как габаритные размеры и объемы резонансных камер. Отличие заключалось только в типе перфорации, а именно величине, количестве и расположении отверстий в трубах глушителя.

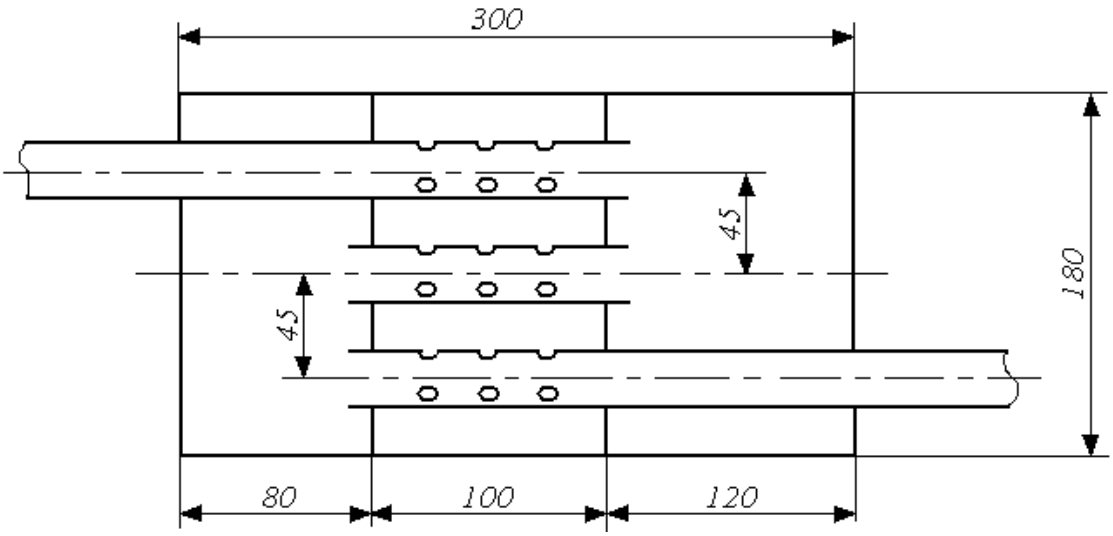


Рис. 1. Общий вид трехкамерного глушителя

На рисунке 1 представлена схема исследуемого трехкамерного глушителя с характерными размерами. Общий объем глушителя представляет собой цилиндр диаметром 180 мм и длиной 300 мм, разделенный перегородками на три камеры с длинами 80, 100 и 120 мм соответственно. Все трубы сдвинуты относительно центральной осевой линии на 45 мм и имеют диаметр 50 мм. Изначально поток попадает в третью камеру, из нее через две трубы в первую, а затем на выход из глушителя. Если во входной, выходной или переточной трубах имеется перфорация, то в работу вступает средняя камера.

В качестве основной акустической характеристики глушителя используются так называемые потери передачи звуковой энергии (TL), представляющие собой десять логарифмов отношения звуковой мощности прямой волны, поступающей на вход глушителя, к звуковой мощности прямой волны на выходе из глушителя. Этот показатель сравнительно легко может быть измерен или определен расчетным путем. Поэтому эту характеристику целесообразно использовать в исследовательских целях для оценки эффективности той или иной конструкции глушителя, а также при сравнении теоретических и экспериментальных результатов с целью проверки правильности разрабатываемых расчетных схем [2,3,10].

Таблица 1.

Описание типа перфорации в расчетных моделях

Модель	**Описание перфорации**
Т1	9 отверстий в верхней трубе диаметром 7 мм
Т2	9 отверстий в нижней трубе диаметром 7 мм
Т3	В двух средних трубах по 9 отверстий диаметром 7 мм
Т4	Перфорированы все 4 трубы, 36 отверстий диаметром 7 мм
Т5	Перфорированы верхняя и обе средние трубы, по 9 отверстий диаметром 7 мм
Т6	Перфорированы верхняя и нижняя трубы, диаметр отверстий 7 мм
Т7	Перфорированы верхняя и одна средняя трубы, диаметр отверстий 7 мм
Т8	В верхней трубе 9 отверстий диаметром 7 мм, в нижней – 6 отверстий диаметром 7 мм
Т9	В верхней трубе 9 отверстий диаметром 7 мм, в нижней – 3 отверстия диаметром 7 мм

Анализируемые модели были построены и разбиты на элементы в программной среде ANSYS, а затем импортированы в среду SYSNOISE, где задавались граничные условия и проводился акустический расчет. Полученные значения звукового давления фиксировались в трех точках, затем проводилась оценка потерь передачи звуковой энергии данного вида глушителя по трехточечному методу [6,9].

Все расчеты проводились при задании на входе модели нагрузки в виде колебания поршня с единичной амплитудой. На входное и выходное сечения труб накладывались условия безотражающего волнового импеданса. Расчет проводился в диапазоне от 10 до 1000 Гц с шагом 10 Гц.

В таблице 1 представлено описание расчетных моделей, отличающихся различным исполнением перфорации.

На рисунке 2. показан один из вариантов рассматриваемого трехкамерного глушителя, представленного в виде пространственной 3D-модели, построенной в программе ANSYS. Для лучшего представления расположения перфорации объем средней камеры на данном рисунке не показан.

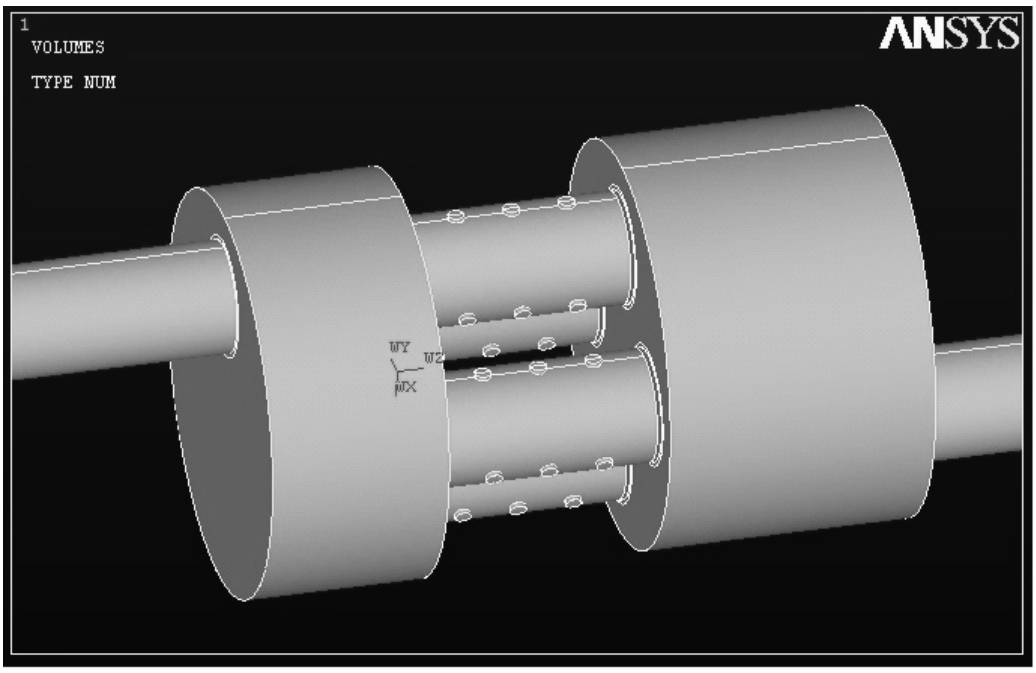


Рис.2. Модель Т4

Численные расчеты интересны, но представляют ряд проблем, прежде всего с точки зрения трудоемкости. Сам процесс построения и разбиения на элементы в программе ANSYS занимает несколько минут. Затем нужно время на импортирование расчетной модели в программную среду SYSNOISE, что также занимает несколько минут в зависимости от количества элементов разбиения. Кроме того, сам процесс проведения вычисления занимает определенное время, которое при подробном разбиении модели может быть очень значительным. Поэтому наряду с численным моделированием был рассмотрен способ аналитического расчета потерь передачи звуковой энергии в трехкамерном глушителе.

Расчетная схема для аналитического расчета трехкамерного глушителя представлена на рисунке 3. В разработанной аналитической модели предполагалось, что каждый из объемов трехкамерного глушителя может быть представлен в виде сосредоточенного элемента, характеризуемого только объемом V. При этом геометрические размеры объемов и их форма не принимаются во внимание. Это предположение справедливо когда длины волн в рассматриваемом частотном диапазоне много больше характерных геометрических размеров камер.

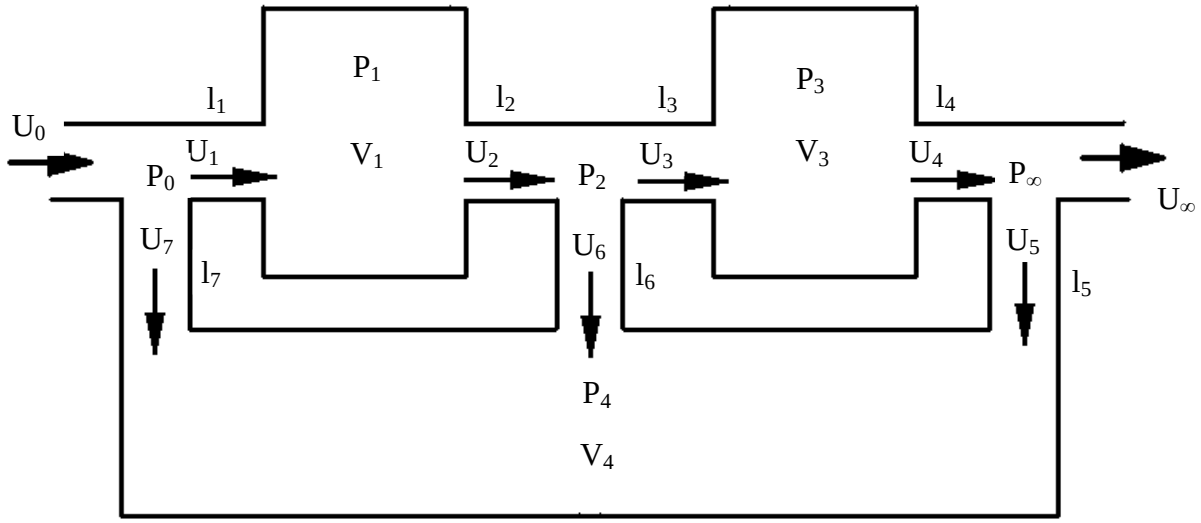


Рис. 3. Схема аналитического расчета трехкамерного глушителя

В соответствии с этой схемой можно составить несколько уравнений, описывающих происходящие в каналах и камерах процессы:

5. Уравнения движения в патрубках:

$$i\omega U_1 \rho l_1 = P_0 - P_1$$

$$i\omega U_2 \rho l_2 = P_1 - P_2$$

$$i\omega U_3 \rho l_3 = P_2 - P_3$$

$$i\omega U_4 \rho l_4 = P_3 - P_\infty$$

$$i\omega U_5 \rho l_5 = P_\infty - P_4$$

$$i\omega U_6 \rho l_6 = P_2 - P_4$$

$$i\omega U_7 \rho l_7 = P_0 - P_4$$

6. Уравнения для объемов камер:

$$P_1 = \left(U_1 S_1 - U_2 S_2\right) \frac{\rho c^2}{j\omega V_1}$$

$$P_3 = \left(U_3 S_3 - U_4 S_4\right) \frac{\rho c^2}{j\omega V_3}$$

$$P_4 = \left(U_5 S_5 + U_6 S_6 + U_7 S_7\right) \frac{\rho c^2}{j\omega V_4}$$

7. Уравнения распределения в тройниках:

$$U_0 S_0 = U_1 S_1 + U_7 S_7$$

$$U_2 S_2 = U_3 S_3 + U_6 S_6$$

$$U_4 S_4 = U_\infty S_\infty + U_5 S_5$$

Решение этих уравнений позволяет найти величины, необходимые при составления матрицы для определения потерь передачи энергии в рассматриваемом глушителе.

Проведем сравнение расчета потерь передачи звуковой энергии, полученных двумя различными способами, рассмотренными в предыдущих разделах: аналитическим расчетом и численным при помощи моделирования. Исследования проводились на примере трехкамерного глушителя, только в отличие от предыдущих расчетных моделей под названием «Т» у данных расчетных моделей под названием «М» перфорация была сделана в каждой трубе в виде только одного отверстия, а не ряда или несколько рядов равномерно по окружности трубы. Так было принято для упрощения картины аналитического способа расчета. Остальные же характеристики остались прежними, в том числе объемы камер и положения перегородок.

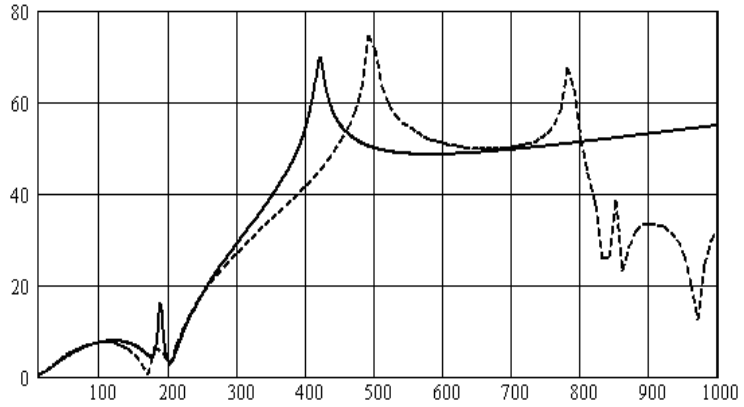
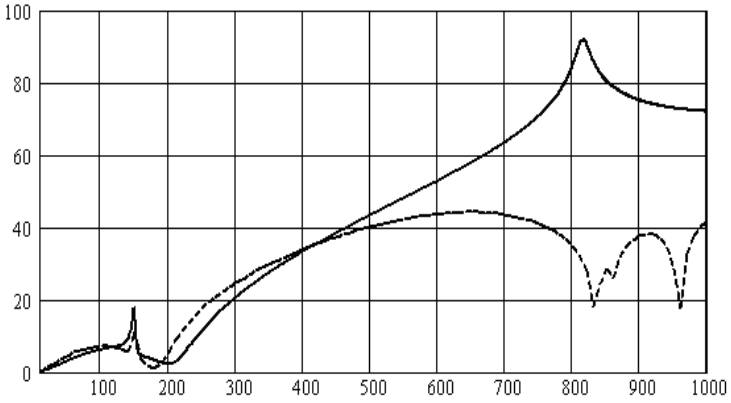
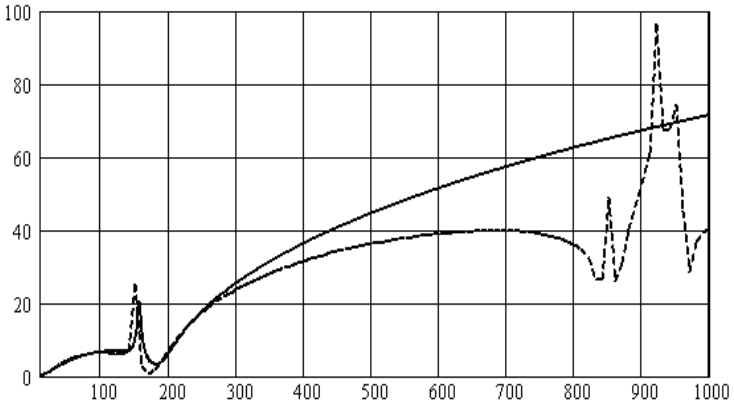
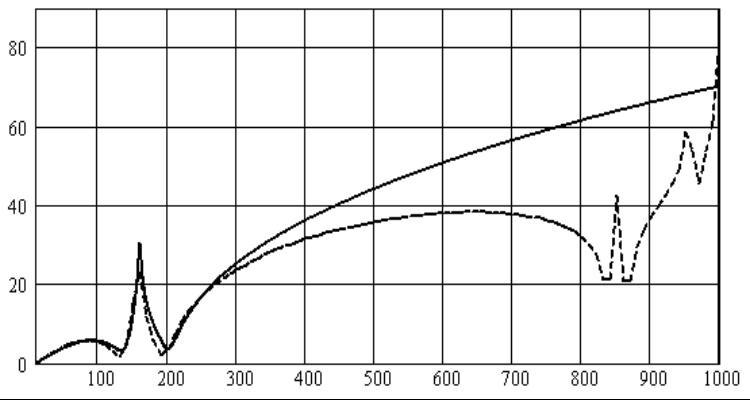
Потери передачи, полученные численным расчетом, оценивались по трехточечному методу.

В таблице 2 представлены результаты оценки потерь передачи звуковой энергии двумя методами в четырех типах трехкамерных глушителей, отличающимися расположением, величиной и количеством перфорационных отверстий. По графикам видно, что на низких частотах расчеты двумя различными способами показывают очень хорошее совпадение, а на высоких расходятся. Это объясняется тем, что аналитический расчет действителен в области низких частот, на высоких работает плохо. Но так как наибольшую проблему при проектировании глушителей составляют именно низкие частоты, а именно их аналитически оценить можно, то данный метод вполне работоспособен.

Кривые потерь, рассчитанные разными способами, показывают хорошее совпадение, не смотря на то, что каждый метод в себе заключает некоторые особенности погрешности расчета. Так в численном расчете результат будет тем точнее, чем на большее количество элементов будет разбита расчетная модель. В данном случае число элементов достигало 230-250 тысяч, причем разбиение было равномерное. К тому же расчет проводился от 10 Гц до 1000 Гц с довольно крупным шагом 10 Гц, поэтому резонансные пики, если находились между двумя расчетными значениями, как правило, оказывались срезанными, что в какой-то степени объясняет отличие в пиках на низких частотах.

Таблица 2

Результаты оценки потерь передачи двумя методами

Модель	**Описание**	**Потери передачи**
M1	Во всех трех трубах по одному отверстию диаметром 7 мм	
M2	Во всех трех трубах по одному отверстию диаметром 5 мм	
M3	В верхней и средней трубах по одному отверстию диаметром 7 мм	
M4	В средней и нижней трубах по одному отверстию диаметром 7 мм	

—— аналитический расчет; ----- численный расчет

Итак, можно сказать, что оба метода дают хорошее совпадение результатов расчета. При этом каждый из подходов имеет свои как положительные, так и отрицательные стороны.

Численный способ расчета очень долгий, но зато позволяет определять множество различных параметров в любой области или точке расчетной модели. В том числе предоставляется возможность наглядного представления, например, складывающейся картины распределения давления или скорости в различных направлениях в любом сечении модели. Расчет многокомпонентной модели позволяет оценить взаимодействие различных компонентов при их совестной работе. Трехмерное моделирование позволяет создавать довольно сложные модели, описание которых аналитически проблематично.

Аналитический метод расчета проявляет такую же точность, при этом требуя гораздо меньше временных затрат. К тому же позволяет довольно быстро корректировать спектр снижения уровня звукового давления при внесении изменений в какой-либо заданный параметр. Сложность тут возникает в аналитическом описании сложных моделей, а также в предварительной оценке приведенной длины отверстий.

Список литературы

1 - *Шапиро Б.К.* Основы расчета глушителей выхлопа. − М.: Оборонгиз, 1943. − 64 с.

2 - *Davis D.D., Stokes G.M., Moor D., Stevens G.L.* Theoretical and experimental investigation of mufflers with comments on engine exhaust muffler design // NASA. Report, № 1192. – 1954. –48 p.

3 - Салливан Дж.У. Моделирование шума выхлопной системы двигателя // Аэродинамический шум в технике: Пер. с англ.– М.: Мир, 1983.– С. 233– 256.

4 - *Munjal M.L.* Acoustics of ducts and Mufflers. – New York: Wiley-Interscience, 1987. – 328 p.

5 - Старобинский Р.Н. Глушители шума // Техническая акустика транспортных машин: Справочник. − СПб.: Политехника, 1992. − С. 200−265.

6 - *Gerges S.N.Y., Jordan R., Thieme F.A., Bento Coelho J.L.* Muffler modeling by transfer matrix method and experimental verification // Journal of the Brazilian mechanical sciences and engineers. –2005. – V. 27, № 2. – P. 132–140.

7 - *Ji Z.L.* Acoustic attenuation performance analysis of multi-chamber reactive silencers // Journal of Sound and Vibration. − 2005. − V. 283, № 1-2. − P. 459−466.

8 - *Bilawchuk S., Fyfe K.R.* Comparison and implementation of the various numerical methods used for calculating transmission loss in silencer systems // Applied Acoustics, 2003. — V. 64, — № 9. — PP. 903–916.

9 - *Комкин А.И., Аграфонова А.А.* Исследование излучения шума выпуска автомобиля методом конечных элементов // Безопасность в техносфере. – 2010. – №5. – стр. 17-22.

10 - *Комкин А. И., Аграфонова А. А., Юдин С. И.* Оценка акустической эффективности автомобильных глушителей шума / Комкин А. И., Аграфонова А. А., Юдин С. И. // Безопасность в техносфере. - 2012. - № 3. - стр. 61-65.

Меры по снижению шума выбросов пара на тепловых электрических станциях

Чугунков Д.В., Сейфельмлюкова Г.А.
Национальный исследовательский университет «МЭИ»
ChugunkovDV@mpei.ru

Аннотация: Тепловые электрические станции (ТЭС) являются предприятием повышенного воздействия шума на рабочие места персонала и жилую застройку. Источники шума на ТЭС различаются природой шумообразования, временем воздействия, шумовыми характеристиками и др. Самым мощным временным источником шума на ТЭС являются выбросы пара в атмосферу котлов, происходящие при аварийных ситуациях и необходимых технологических процессах. Данный источник негативно воздействуют на большие расстояния не только из-за высоких уровней шума, но и из-за большой высоты расположения, когда влияние на снижение шума естественных препятствий, рельефа местности отсутствует или минимально. Разработка мероприятий по снижению шума выбросов пара в атмосферу включает целый комплекс работ: акустическое обследование, проведение акустических расчётов, разработку конструкций глушителей шума с привязкой их к выхлопным трубопроводам котлов. В данной работе представлены результаты акустических измерений шума выброса пара энергетических котлов, показаны сбросные устройства, приводящие к увеличению шумового воздействия выбросов пара, а также представлены разработанные авторами эффективные решения по снижению шума выбросов пара.

Ключевые слова: Выбросы, пар, ГПК, продувка, пароперегреватель, шумоглушитель.

Введение

Выбросы пара в атмосферу связаны с необходимостью защиты энергетических котлов на ТЭС при возникновении аварийных ситуаций, при которых происходит резкое повышение давления пара свыше допустимых значений. Для обеспечения защиты всех энергетических котлов от чрезмерного давления применяют предохранительные клапаны (ПК), обеспечивающие выброс пара в атмосферу через выхлопные трубопроводы. Количество ПК определяется производительностью и конструкцией котлов, например, на котлах в составе паротурбинной установки (ПТУ) количество главных предохранительных клапанов (ГПК) составляет, как правило, от 2 до 4, а на котлах-утилизаторах, работающих в составе парогазовых установок (ПГУ), количество ПК может достигать свыше 20. Также выбросы пара в атмосферу необходимы на ТЭС в связи с технологическими особенностями работы ТЭС – пусковыми операциями, продувками пароперегревателей котлов, парокислородной очисткой котлов и др.

Шум выбросов пара в атмосферу на крупных ТЭС связан с шумообразованием недорасширенных струй пара [1], образующихся на выходе выхлопных трубопроводов при истечении в атмосферу. Общий уровень звуковой мощности таких струй достигает свыше 167 дБ, а уровни звука в 15 м превышают значения 137 дБА. Превышение допустимых норм по фактору шума при сбросах пара на ТЭС фиксируются в радиусе нескольких километров.

– **Снижение шума выбросов пара на ТЭС**

Для снижения шума выбросов пара в атмосферу необходимо применять эффективные меры по шумоглушению. Данные меры включают целый комплекс основных работ – проведение акустических измерений (обследования) ТЭС при выбросах пара, проведение акустических расчётов с определением шумовых характеристик по соответствующим методикам, определение требуемого снижения уровня шума, разработку необходимых конструкций шумоглушителей и привязку их к выхлопным трубопроводам.

Ключевым моментом в борьбе с шумом выбросов пара является разработка необходимых конструкций шумоглушителей. Общим принципом снижения шума в таких глушителях является снижение статического давления пара до атмосферного давления, а также снижение скорости пара за счёт последовательного увеличения проходного сечения [2]. Не учёт особенностей шумообразования выбросов пара, а также неверные действия при разработке шумоглушителей могут привести не только к малой эффективности шумоглушения, но и к увеличению шума выбросов пара и аварийным последствиям.

Авторами были проведено акустическое обследование сбросных систем, установленных на выхлопных трубопроводах котлов БКЗ-420-140 на одной из действующих ТЭС. В данном случае котлы БКЗ-420-140 снабжены тремя ГПК и имеют линию продувки пароперегревателя, соединенными выхлопными трубопроводами со сбросными системами, предназначенными для снижения шума. Каждая сбросная система (рис. 1) представляет собой вертикальную трубу большого диаметра с подсоединённым тангенциально выхлопным трубопроводом от ГПК и линии продувки пароперегревателя котла.

Рис. 1. Сбросная система с тангенциальным подводом выхлопных трубопроводов:
а - присоединение выхлопных трубопроводов к вертикальной трубе,
б - направление закручивания потока сбрасываемого пара

Для оценки эффективности существующих систем сброса пара по методике, предложенной в [1], был выполнен акустический расчёт шумовых характеристик свободных струй, которые образуются на выходе выхлопных трубопроводов линии продувки пароперегревателей и ГПК котлов БКЗ-420-140. По полученным шумовым характеристикам согласно зависимостям [3] были рассчитаны уровни звукового давления (УЗД) свободных струй пара в двух контрольных точках, соответствующих проведенным акустическим измерениям выброса пара от существующих систем сброса пара продувки пароперегревателя и ГПК котла:

8. т.1 – на крыше главного корпуса ТЭС, в 15 м от места выброса пара;
9. т.2 – на селитебной территории, на расстоянии 800 м от места выброса пара.

Акустический расчёт шума свободного выброса пара проводится для следующих параметров острого пара на котле БКЗ-420-140, соответствующим проведенным акустическим измерениям:

10. продувка пароперегревателя – давление p_0 = 140 кгс/см^2, температура t_0 = 524 °С;
11. срабатывание ГПК – давление p_0 = 141 кгс/см^2, температура t_0 = 524 °С.

В расчётах учитывалось, что выброс пара при продувке пароперегревателя котла осуществляется от выхлопного трубопровода 133х17 мм; выброс пара после ГПК осуществляется от выхлопного трубопровода 273х13 мм.

Результаты измерений шума выброса пара от существующей системы сброса пара в сравнении со свободным выбросом пара и предельными спектрами [4] представлены на рис. 2-5.

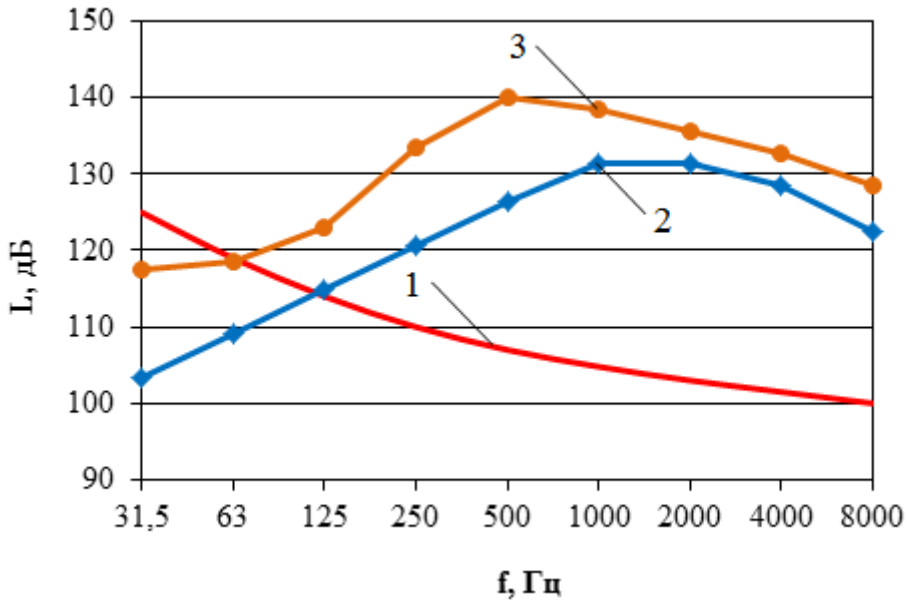


Рис. 2. Результаты акустических измерений и расчётов шума выброса пара при продувке пароперегревателя в т.1: 1 – предельный спектр для 110 дБА, 2 – свободный выброс пара, 3 – выброс с системой сброса пара

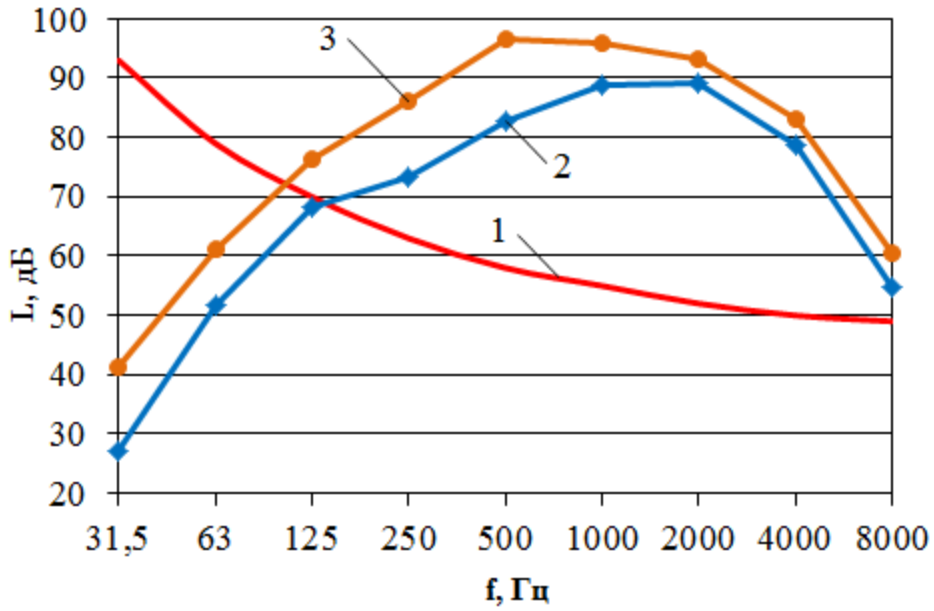


Рис. 3. Результаты акустических измерений и расчётов шума выброса пара при продувке пароперегревателя в т.2: 1 – предельный спектр для 60 дБА, 2 – свободный выброс пара, 3 – выброс с системой сброса пара

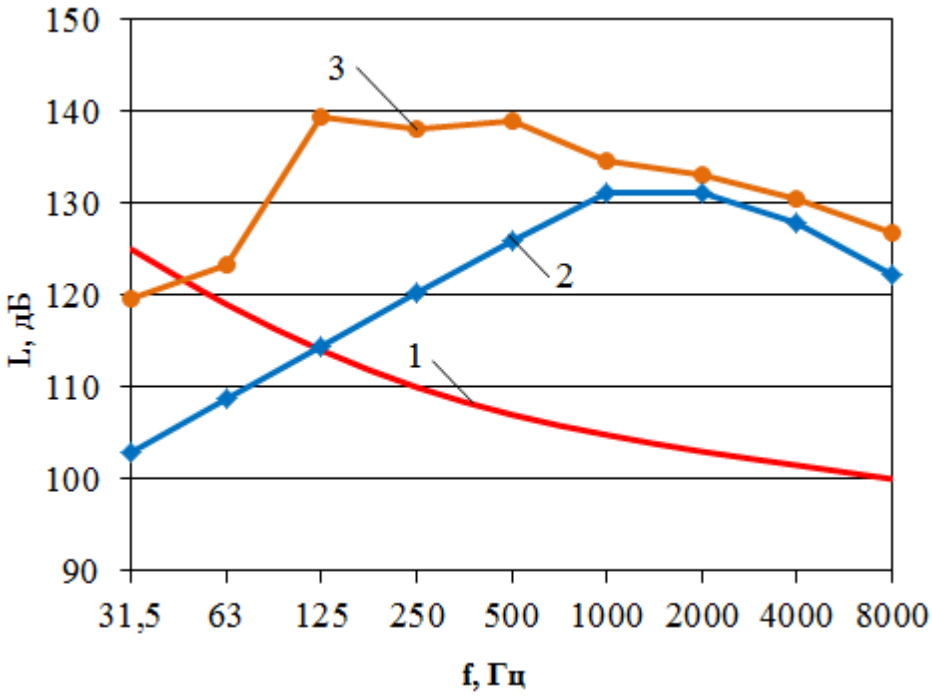


Рис. 4. Результаты акустических измерений и расчётов шума выброса пара при срабатывании ГПК в т.1: 1 – предельный спектр для 110 дБА, 2 – свободный выброс пара, 3 – выброс с системой сброса пара

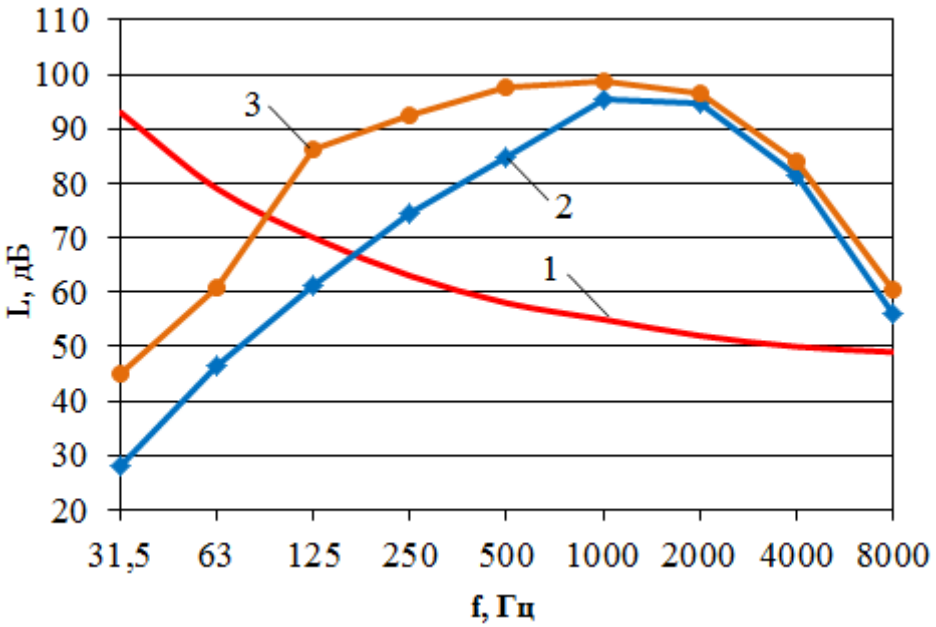


Рис. 5. Результаты акустических измерений и расчётов шума выброса пара при срабатывании ГПК в т.2: 1 – предельный спектр для 60 дБА, 2 – свободный выброс пара, 3 – выброс с системой сброса пара

Впервые при выбросах пара в атмосферу на ТЭС были зафиксированы по результатам измерений уровни шума, превышающие 140 дБА в 15 м от источника. С указанными системами сброса пара уровень звука составил 143,2 дБА при продувке пароперегревателя котла и 140,6 дБА при срабатывании ГПК котла. Анализ результатов измерений показал значительное преобладание шума на низких и средних частотах при срабатывании ГПК по сравнению с продувкой пароперегревателя (рис.2, 4).

Из представленных результатов видно, что системы сброса пара с тангенциальным подводом выхлопных трубопроводов существенно превышают уровни шума по сравнению со свободными выбросами пара от выхлопных трубопроводов, особенно на средних и низких среднегеометрических частотах. Это связано с интенсификацией смешения сбрасываемого пара с окружающем воздухом в результате закручивания потока пара при его тангенциальном подводе.

Таким образом, полученные результаты показывают на недопустимость применения в качестве глушителей шума подобные системы сброса пара, поскольку в результате интенсивность излучения шума не снижается, а значительно усиливается. Кроме этого, данные системы сброса пара приводят к возникновению значительной дополнительной нагрузки на крышу котельного цеха ТЭС, вследствие появления момента под действием боковой реактивной силы струи пара при тангенциальном подводе к вертикальной трубе.

Для эффективного снижения шума выброса пара взамен описанных выше систем с тангенциальным подводом выхлопных трубопроводов авторами была разработана оригинальная конструкция глушителя шума с применением специальной объединительной схемы выхлопных трубопроводов, позволяющей повысить эффективность снижения шума и уменьшить количество устанавливаемых глушителей шума на котлах.

Предложенная схема содержит три глушителя шума конструкции НИУ «МЭИ», объединенных между собой коллектором (рис. 6), который устанавливается на трех выхлопных трубопроводах после ГПК и выхлопном трубопроводе продувки пароперегревателя.

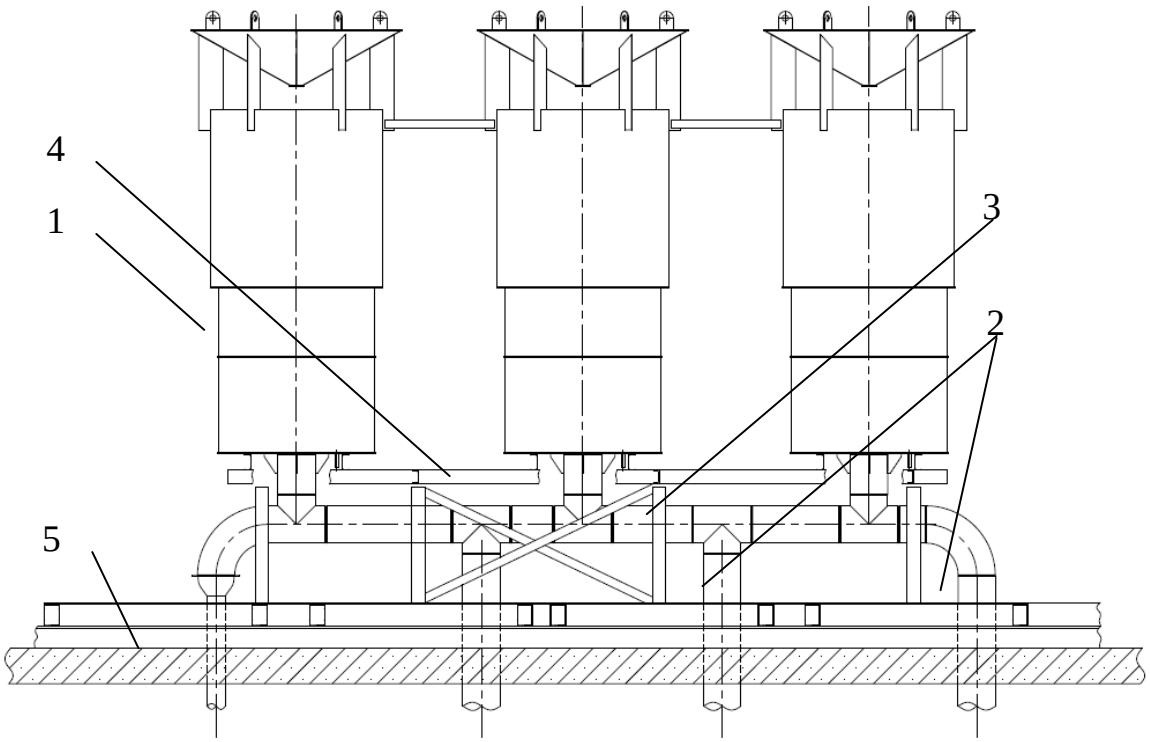


Рис. 6. Разработанная схема установки глушителей шума на выхлопных трубопроводах:
1 – глушители шума, 2 – выхлопные трубопроводы, 3 – объединительный коллектор,
4 – опорная рама, 5 – кровля котельного цеха

При срабатывании одного ГПК или при осуществлении продувки пароперегревателя котла сбрасываемый пар равномерно распределяется в объединительном коллекторе на три глушителя, что позволяет снизить расход пара через глушители, а вместе с тем и уровень шума по сравнению с индивидуальной установкой глушителей на выхлопных трубопроводах. Такая схема шумоглушения позволяет добиться требуемого снижения уровня шума без больших массогабаритных размеров глушителей и усиления конструкции крыши, а также позволяет снизить воздействие реактивной силы потока пара в результате распределения нагрузки на три глушителя, что обеспечит большую надёжность эксплуатации по сравнению с индивидуальной установкой глушителей.

Одной из особенностей разработанных глушителей шума является применение в качестве дроссельного устройства для плавного снижения давления потока пара стальной цепи (рис. 7) [5], позволяющей по сравнению с существующими способами дросселирования в глушителях (рулоны сетки, дырчатые листы, решетки), уменьшить трудоёмкость и стоимость изготовления (стальная цепь имеет широкое распространение, не требует применение нержавеющей стали), повысить надёжность работы, эффективность плавного дросселирования и снижения шума.

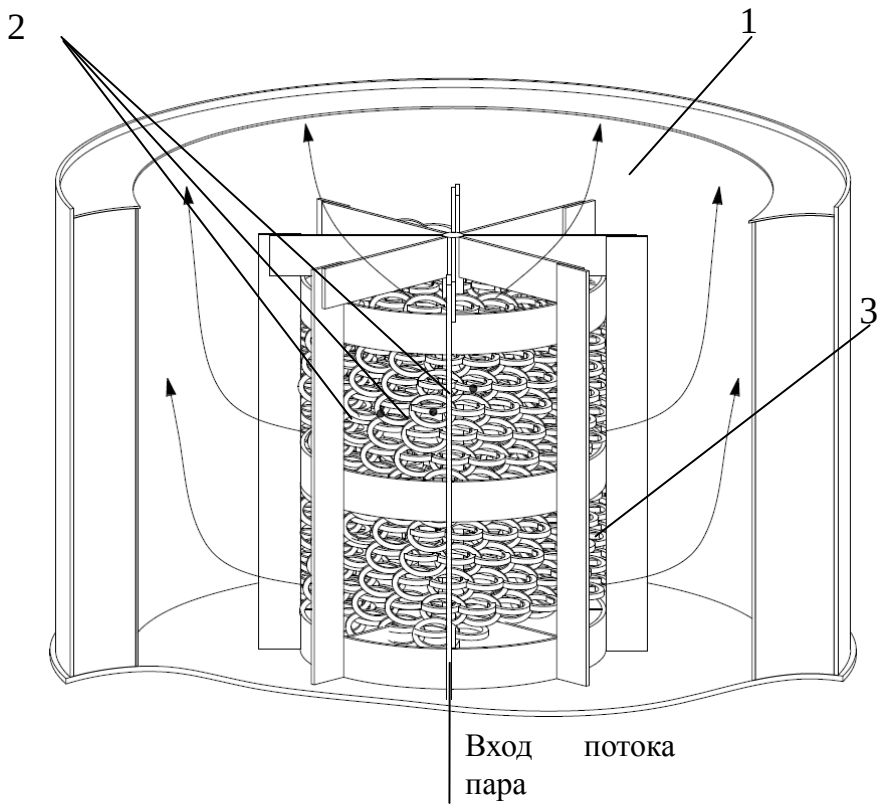


Рис. 7. Дроссельный элемент глушителя шума:
1 – корпус первой ступени глушителя шума конструкции НИУ «МЭИ», 2 – звенья стальной цени, 3 – каркас для стальной цепи

Представленная схема с объединением выхлопных трубопроводов и разработанная конструкция глушителя шума с дроссельным устройством в виде стальной цепи были применены авторами при разработке мер по снижению шума для нескольких действующих ТЭС.

Выводы

1 - Выбросы пара на ТЭС являются источником шума, существенно превышающим допустимые нормы в окружающем жилом районе и на промышленной территории ТЭС.

2 - Разработка мероприятий по снижению шума выбросов пара включает целый комплекс работ: проведение акустического обследования, выполнение акустических расчётов, определение требуемого снижения шума, разработку конструкций шумоглушителей с привязкой их к выхлопным трубопроводам.

3 - Показано, что не учёт особенностей шумообразования выбросов пара, а также ошибочные действия при проектировании шумоглушителей могут привести к увеличению шума выбросов пара и возникновению дополнительной нагрузки на крышу.

4 - Впервые при выбросах пара в атмосферу на ТЭС были зафиксированы по результатам измерений уровни шума, превышающие 140 дБА в 15 м от источника.

5 - Представлена разработанная авторами оригинальная конструкция дроссельного устройства для плавного снижения давления потока пара в глушителях шума, а также приведена объединительная схема выхлопных трубопроводов, позволяющая повысить эффективность снижения шума, уменьшить количество устанавливаемых глушителей шума на котлах с понижением воздействия реактивной силы потока пара.

Список литературы

1. *Чугунков Д.В.* Разработка методов расчёта и снижение шума от недорасширенных струй паровых выбросов энергетических комплексов: Дис. кан. тех. наук.– М., 2007. 118 с.
2. *Чугунков Д.В.* Особенности снижения шума выброса пара на объектах энергетики // Материалы IV Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации». – Санкт-Петербург, 26-28 марта 2013 . – С. 261-271.
3. *ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996).* Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета. – М.: Стандартинформ, 2006.
4. *Григорьян Ф.Е., Перцовский Е.А.*Расчет и проектирование глушителей шума энергоустановок. – Л.: Энергия, 1980. – 120 с.
5. *Дроссельное устройство.*Патент на полезную модель. Заявка №2015104752. Заявл. 12.02.2015 / Д.В. Чугунков, Г.А. Сейфельмлюкова, А.С. Дрозд, Е.А. Журавлёв

Динамическая оценка риска для здоровья населения крупного промышленного города в результате шумового воздействия

Кошурников Д.Н.
Федеральное бюджетное учреждение науки «Федеральный научный центр медико-профилактических технологий управления рисками здоровью населения», г. Пермь, Россия
kdn@fcrisk.ru

Аннотация: Динамическая оценка риска от шумового воздействия позволяет установить средневзвешенный суточный уровень шума, учитывающий различные сценарии развития шумовых событий с учетом их длительности. Оценка риска от шума позволяет установить возможные нарушения здоровья при хроническом шумовом воздействии.

Ключевые слова: Хроническая шумовая экспозиция**,** оценка риска от шума, средневзвешенный суточный уровень шума.

Негативное воздействие на население в крупном промышленном городе представляет собой сложную систему, включающую влияние источников опасных химических, биологических, физических и иных факторов. Исследование шумового фактора для современного крупного мегаполиса более чем актуально. Данный факт подтверждается данными Государственного доклада «О состоянии санитарно-эпидемиологического благополучия населения в Российской Федерации в 2012 году» «наиболее значимым из физических факторов, оказывающих влияние на среду обитания человека, является акустический шум, воздействие которого на людей в условиях плотной застройки населенных пунктов продолжает возрастать. Доля обращений граждан на акустическое воздействие от общего количества жалоб на воздействие физических факторов составляет 58 %, а в ряде субъектов Российской Федерации превышает 70 %. Воздействию шума с уровнем, превышающим предельно-допустимый, в России подвергаются несколько миллионов человек [1].

Из всей совокупности источников шумового воздействия, включающих стационарные (источники шума промышленных производств, вентиляционного оборудования, социально-бытовой сферы) и передвижные источники (все виды транспорта) [2], наиболее значимым в населенных пунктах является транспорт. Особенно остро проблема транспортного шума стоит в крупных городах (Москва, Санкт-Петербург, Екатеринбург, Красноярск, Ростов-на-Дону и др.), что обусловлено ежегодным ростом количества автомобилей, развитой системой железных дорог и близостью аэропортов.

Всеобщий рост парка транспортных средств, развитие сети автомобильных дорог, приближенных к существующей жилой застройке и развитие новых

территорий, обусловленных транспортной доступностью – все это приводит к увеличению совокупной площади зашумленных территорий. Ситуация с авиационным транспортом имеет похожую тенденцию, связанную с увеличением объема перевозок. В зонах влияния аэропортов уровень шума может достигать 75-100 дБ [3].

Вопросы повышенного уровня шума в крупных городах обсуждаются и на международном уровне. В частности, в феврале 2013 г. на 9-ом совещании Комитета по охране окружающей среды от воздействия авиации (CAEP/9) Международной организации гражданской авиации (ИКАО) (Канада, г. Монреаль) поднимался вопрос о применении нового стандарта по шуму, относительно которого удалось достичь согласия. Согласованный новый стандарт по шуму, который на 7 EPNдБ ниже действующего стандарта ИКАО, будет применяться к воздушным судам новой конфигурации, вводимым в эксплуатацию с 2017 года, и к воздушным судам меньшего веса – с 2020 года. В связи с чем, Генеральным секретарем ИКАО Раймоном Бенжаменом было отмечено, что «данный новый стандарт по шуму является важным этапом для авиации, позволяющим значительно улучшить ситуацию по шуму во многих населенных пунктах, расположенных вблизи аэропортов мира. Результаты подтверждают неуклонную решимость авиационного сообщества добиваться ощутимых улучшений окружающей среды, подготавливаемых на основе консенсуса» [1].

Вместе с тем, многочисленными исследованиями доказано негативное воздействие шума на состояние здоровья человека в том числе в условиях соблюдения стандарта и нормативов (BabischW., 2002, 2006; JobR.F.C., 2000; HatfieldJ., 2000; IsingH., Babisch,W., GuskiR., KruppaB., MaschkeC., 2004; PrasherD., 2005) [4, 5, 6]. Длительное проживание населения в зонах хронического акустического дискомфорта ставит задачу изучения нарастания риска здоровью под воздействием шумового фактора с учетом естественного старения организма.

Целью исследования являлась расчетная и инструментальная оценка хронической шумовой экспозиции и связанного с ней риска здоровью населения на территории крупного промышленного города.

Объектом исследования являлась территория г. Перми (Россия) – крупного промышленного центра с интенсивной автотранспортной нагрузкой (по данным Государственной инспекции безопасности дорожного движения в городе зарегистрировано более 300 000 транспортных средств) и высоким уровнем авиационного шума.

Методы исследования. В ходе выполнения работы были использованы методические подходы к оценке риска здоровью населения [7], комплекс санитарно-гигиенических методов, пространственно-временные методы анализа, геоинформационные подходы, статистические методы обработки информации, методы системного анализа и ситуационного моделирования.

Сбор исходных данных об источниках транспортного шума на территории г. Перми включал в себя:

- территориальную привязку более 1300 линейных участков УДС как потенциальных источников шума;

- изучение структуры транспортных потоков на каждом из участков УДС в различные временные интервалы (утренний, вечерний, суточный);

- подготовку и оцифровку более 134 000 объектов экранирования в виде зданий и сооружений капитального строительства, расположенных на территории г. Перми;

- данные инструментального контроля в точках селитебной застройки.

На основании собранных исходных данных была сформирована электронная база данных по источникам шумового воздействия в специализированном программном продукте «Эколог-Шум». Данная программа реализует ГОСТ 31295.1-2005 и СП 51.13330.2011 (актуализированная редакция СНиП 23-03-2003 «Защита от шума»), описывающих акустические расчеты на местности. Программа «Эколог-Шум» разрешена к использованию Федеральной службой по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека (Роспотребнадзор) – письмо № 0100/6152-07-32 от 18.06.07 г. и свидетельство № 7 от 01.06.07 г.

Для моделирования ситуации были заданы порядка 27 000 расчетных точек в границах расчетного прямоугольника с размерами 50*35 километров.

Комплексные акустических расчеты по территории г. Перми выполняли на разных высотах расчетной площадки: 1,5; 3; 5; 7, 9, 11, 13, 15 метров от уровня земли.

В процессе проведения модельных расчетов была отработана методика проведения акустических расчетов с учетом плотной городской застройки с применением эффекта экранирования.

В качестве технического обеспечения проводимых исследований и визуализации полученных результатов использовались геоинформационные системы (программный комплекс ArcView 9.3.) с электронными слоями в виде *shp-файлов: источники шумового воздействия; граница анализируемой территории и ее административных районов; объекты капитального строительства с указанием адресного реестра зданий и сооружений, расположенных в границах территории; контрольные точки; зоны акустического воздействия, создаваемые источниками шума, эксплуатирующимися на территории г. Перми.

Оценка риска для здоровья выполнялась в соответствии с методическими рекомендациями МР 2.2.10.0059-12 «Оценка риска здоровью населения от воздействия транспортного шума», разработанные ФБУН «ФНЦ медико-профилактических технологий управления рисками здоровью населения» и введенными в действие в 2012 году, и представляла собой оценку вероятности нарушений здоровья разной тяжести при воздействии шумового фактора с учетом нарастания общего риска здоровью по мере увеличения возраста.

Процедура оценки риска базировалась на оценке средневзвешенного суточного уровня шума, который рассматривался как стабильный для изучаемой точки или зоны города и определялся по уравнению:

$$L_{den} = 10 \lg \frac{1}{24}\left(16 \cdot 10^{\frac{L_{day}}{10}} + 8 \cdot 10^{\frac{L_{night}+10}{10}}\right)$$, где (1)

$L_{day}=L_{Aeg,12\div añ}$ – *эквивалентный скорректированный 16-ти часовой уровень дневного шума;*

L_{night}=$L_{Aeg,8÷añ}$ – эквивалентный скорректированный 8-ми часовой уровень ночного шума.

L_{day}, L_{night} устанавливались как средние величины для заданного периода времени (7-23 часов, 23-7 часов) по результатам ряда инструментальных или модельных исследований, охватывающих максимально возможное число шумовых событий на территории поселения.

Каждому временному интервалу соответствовал свой акустический расчет, характеризующий шумовое воздействие с учетом всех действующих источников шума. Таким образом, в одной и той же точке могли возникать различные уровни воздействия, характеризующиеся определенной дозой шума, воздействующей на население.

Величины L_{day}, L_{night} были использованы как самостоятельные характеристики экспозиции в исследованиях влияния дневного и/или ночного шума на состояние здоровья населения.

L_{Aeg} – эквивалентный скорректированный уровень шума за заданный период в местах наибольшей вероятной экспозиции определяли по формуле:

$$L_{Aeg,t} = 10\lg\frac{\left(\frac{1}{T}\int_0^T p^2 A(t)dt\right)}{p_0^2} \qquad (2)$$

где pA(t) – текущее значение среднего квадратичного звукового давления с учетом коррекции «А», Па;

p_o – исходное звуковое давление (в воздухе p_o=2·10^{-5}, Па (опорное звуковое давление);

T – время действия шума, час.

Перевод уровней шума (дБ) в единицы звукового давления (Па) проводили по формулам действующей методики.

При наличии данных о почасовой динамике шумовой ситуации средневзвешенный шум рассчитывали по формуле:

$$L_{d\ \ e} = \frac{L^i_{t1}\cdot p_1 + L^i_{t2}\cdot p_2 + .\ L^i_{tn} : p_n}{p_1 + p_2 + .\ p_n\ .} \qquad (3)$$

Величины взвешенных суточных уровней шума использовали для оценки усредненной длительной (суточной, годовой, многолетней) шумовой экспозиции населения:

$$L_{d\ e,tn} = \frac{\sum_{i=1}^{N} L_{d\ e}}{N}, \qquad (4)$$

где $L_{den,t}$ – эквивалентный уровень средневзвешенного шума за исследуемый период (t), измеренный N раз.

Выбор точек для акустических расчетов на территории определялся расположением мест постоянного проживания населения, зон отдыха, внутридомовых территорий, детских учреждений, а также местами с заданным сценарием оценки риска.

Для оценки экспозиции использовали результаты инструментальных измерений шума, выполненные в рамках государственной системы социально-гигиенического мониторинга, производственного контроля на транспортных объектах (мониторинг дорожных сетей, окружных, объездных дорог, внутрипроизводственного транспорта и в санитарно-защитных зонах и т.п.), а также иные данные, если они выполнялись аккредитованными лабораториями и представляли собой, систематизированные и однородные измерения шума, содержащие определения максимально разовых значений и показатели эквивалентного шума.

Оценка риска здоровью населения, формирующегося под воздействием шумового фактора, проводилась в центральной части города в 5 контрольных точках, характеризующихся различной транспортной нагрузкой. Рассматриваемые пять контрольных точек располагались в центральной части г. Перми и включали все виды транспортного воздействия. Таким образом, каждая точка характеризовалась уровнями акустического воздействия в отдельные периоды времени, представляющие собой сценарии развития шумовых событий, характеризующихся уровнями и длительностью влияния. Набором шумовых событий в каждой точке был сформирован средневзвешенный суточный уровень шума, как инструмент оценки риска здоровью населения под воздействием шумового фактора.

Размещение точек оценки представлено на рисунке 1:

- точка № 1 – микрорайон с наибольшим воздействием воздушного и автомобильного транспорта, в меньшей степени промпредприятий.
- точка № 2 – микрорайон созначимым воздействием автотранспорта и остаточным шумом авиасудов, в меньшей степени – железной дороги;
- точка № 3 – центр города снаибольшим воздействием воздушного и автомобильного транспорта;
- точка № 4 – микрорайон сакустическим воздействием преимущественно автомобильного транспорта;
- точка № 5 – наиболее нагруженный микрорайон,подверженный шуму автотранспорта и воздушного транспорта.

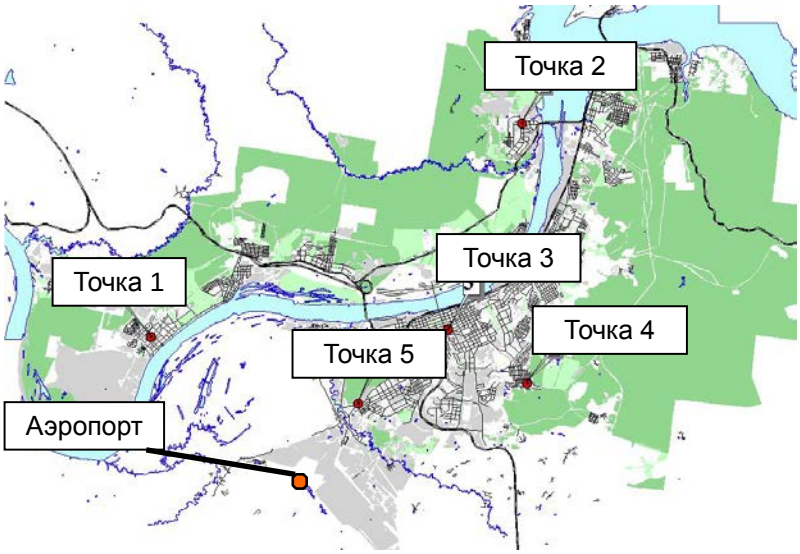


Рис. 1. Расположение точек акустической оценки на территории г. Перми

Результаты исследования.

По результатам комплексных расчетов были установлены наиболее нагруженные территории и территории акустического дискомфорта с применением установленных гигиенических критериев для Российской Федерации. Графическая визуализация полученных результатов представлена на рисунке 2.

Анализ полученной картины шумового загрязнения города показал формирование значительной селитебной территории (более 60%), находящейся в зонах акустического дискомфорта. Для отдельных территорий селитебной застройки под воздействие авиационного шума уровень достигал 75 дБ. В целом в центральной части города в зонах акустического дискомфорта проживало около 200 000 человек.

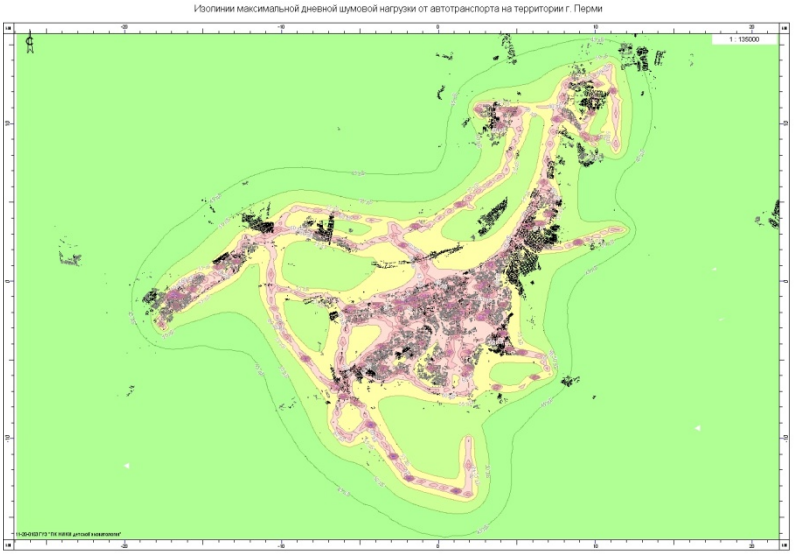


Рис. 2. Результаты комплексного акустического расчета на территории г. Перми

Почасовая динамика шумовой ситуации на одной из наиболее нагруженных территорий города, находящейся в зоне шумового воздействия автотранспорта и

пролетов самолетов государственной авиации, на примере точки № 3 (Центр г. Перми) представлена на рисунке 3.

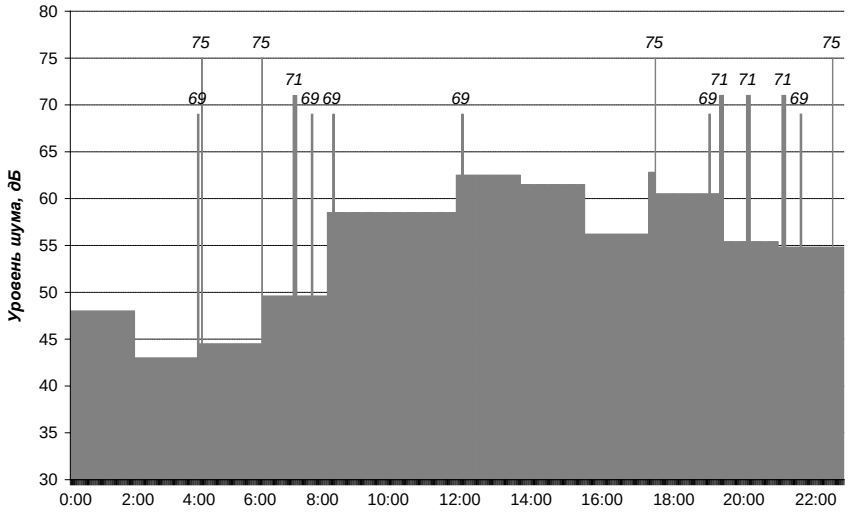


Рис. 3. Почасовая динамика шумовой ситуации в центральной части г. Перми (средневзвешенный суточный шум 56,81 дБ)

По результатам акустических расчетов и инструментальных измерений в точках проживания экспонируемого населения были установлены средневзвешенные суточные уровни шума. Полученные значения находились в диапазоне от 51,7 дБ до 60,2 дБ (таблица 1).

Таблица 1

№ п/п	Номер точки	Средневзвешенный суточный уровень шума
1	Точка № 1	**51,88**
2	Точка № 2	**54,41**
3	Точка № 3	**56,81**
4	Точка № 4	**51,71**
5	Точка № 5	**60,15**

В отдельные периоды суток уровни шума не соответствовали гигиеническим нормативам, установленным в Российской Федерации, превышая их на 5 - 20 %.

По данным [4,5,6] эти уровни вызывали острые нарушения здоровья экспонируемого населения, а систематическое превышение пороговых уровней приводило к ухудшению здоровья.

В целом параметры хронического шума во всех контрольных точках превышали уровни, при которых по данным научно-технической литературы могут возникать негативные эффекты в состоянии здоровья населения, в том числе в отношении нервной, сердечно-сосудистой систем и органов слуха.

Оценка риска здоровью экспонируемого населения позволила установить, что повышенные по сравнению с нормативами уровни шума до 60,15 дБ, в точке № 5, наиболее приближенной к источникам авиационного шума, а значит

расположенных на трассах пролетов воздушных судов, формировались умеренные риски по совокупному воздействию фактора к 50 годам, тогда как воздействие на сердечно-сосудистую систему возникало к 86 годам, а на нервную систему к 68 годам.

При этом высокий риск нарушений здоровья, детерминированных постоянной высокой шумовой экспозицией, у экспонируемого населения наблюдался к 96 годам (по сердечно-сосудистой системе и совокупному воздействию) на фоне естественного старения организма. Экстремальный риск по тем же системам наблюдался уже к 97 годам (таблица 2).

Таблица 2

Результаты оценки риска для здоровья населения в **точке № 5** в условиях хронической экспозиции шума с уровнем средневзвешенного суточного шума 60,15 дБ

Возраст	**Приведенный риск заболеваний органов слуха под воздействием фактора**	**Приведенный риск заболеваний сердечно-сосудистой системы под воздействием фактора**	**Приведенный риск заболеваний нервной системы под воздействием фактора**	**Приведенный риск заболеваний органов кровообращения, нервной системы и органов слуха под воздействием фактора**
0	0,000	0,000	0,000	0,000
10	0,002	0,001	0,006	0,009
20	0,004	0,001	0,013	0,018
30	0,006	0,001	0,020	0,027
40	0,009	0,002	0,027	0,038
50	0,011	0,004	0,035	0,050
60	0,014	0,007	0,044	0,064
68	0,017	0,012	0,051	0,078
80	0,021	0,029	0,062	0,109
86	0,024	0,052	0,068	0,137
96	0,028	0,431	0,078	0,490
97	0,028	0,944	0,079	0,950
98	0,029	1,000	0,080	1,000

* Риск низкий; Риск умеренный (средний); Риск высокий; Риск очень высокий

Удаление от аэропорта снижало риски развития нарушений здоровья, связанных с акустическим внешнесредовым фактором. Так для жителей территории расположения точки № 2, находящейся на расстоянии порядка 15-20 км от аэропорта, риски, которые оценивались как умеренные, формировались к 86 годам.

Для **точек № 1 и № 4**, имеющих средневзвешенные суточные уровни шума 51,88 дБ и 51,71 дБ соответственно, результаты оценки риска для здоровья

населения в условиях хронической экспозиции шума показали отсутствие неприемлемого риска для здоровья населения.

В **точке № 3** с уровнем средневзвешенного суточного шума 56,81 дБ наблюдалось появление умеренного риска для нервной системы к 82 годам, а по совокупному воздействию факторов к 69 годам. При этом риск нарушений органов слуха и сердечно-сосудистой системы не формировался.

В условиях хронической экспозиции шума с уровнем средневзвешенного суточного шума 54,41 дБ в **точке № 2** наблюдалось появление умеренного риска по совокупному воздействию фактора к 86 годам, тогда как для нервной системы умеренный риск возникал к 97 годам на фоне естественного старения организма.

Таким образом, проведенные исследования показали, что установленные средневзвешенные суточные уровни шума превышают допустимые нормы. Наибольшей зашумленностью (до 60,2 дБ по эквивалентному уровню шума) характеризуется точка в непосредственной близости к границе территории аэропорта. В целом параметры хронического шума во всех контрольных точках превышают уровни, при которых по данным научной литературы могут возникать негативные эффекты в состоянии здоровья населения, в том числе в отношении нервной и сердечно-сосудистой систем, органов слуха. Достижение высокого риска нарушений здоровья, детерминированных постоянной высокой шумовой экспозицией, у жителей территории, максимально приближенной к аэропорту, прогнозируется в возрасте около 96 лет, что обусловлено естественным старением организма. Длительная шумовая экспозиция в контрольных точках, расположенных по ходу взлетов и посадок самолетов под глиссадой формирует умеренные риски для здоровья жителей к 69 годам (по совокупному риску).

Таким образом, учет количественных и качественных характеристик шумовых событий через сопряжение инструментальных и расчетных данных, в том числе на базе шумовой карты поселения обеспечивает формирование полной картины акустического воздействия с возможностью последующей детализации и оценки риска для здоровья населения.

Полученные результаты свидетельствуют о нарушении прав граждан на благоприятную среду обитания, что является нарушением п.1 ст.42 Конституции Российской Федерации, ст. 8, 11 ФЗ № 52 от 30.03.1999 г. «О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения», ст. 30 ФЗ № 96 от 04.05.1999 г. «Об охране атмосферного воздуха» и раздела 4 СанПиН 2.1.6.1032-01 «Гигиенические требования к обеспечению качества атмосферного воздуха населенных мест» и требуют разработки и реализации плановых и внеплановых санитарно-гигиенических, технологических и медико-профилактических мероприятий на исследованной территории.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кошурников Д.Н. Оценка шумовой экспозиции и связанного с ней риска здоровью населения, проживающего в зоне влияния аэропорта / С.В.Клейн, Д.Н.Кошурников // Известия Самарского научного центра Российской академии наук, том 15, №3(6), 2013. – 1806 – 1811 с.

2. Кошурников Д.Н. Алгоритм формирования шумовой карты города // Здравоохранение Российской Федерации. 2011. № 5. с. 62 – 63.

3. Почекаева, Е.И. Аэропорты как источники загрязнения среды обитания / Е.И. Почекаева // Гигиена и санитария. – 2008. – № 2. – С. 50–52.

4. Transportation noise and cardiovascular risk, review and synthesis of epidemiological studies, Dose-effect curve and risk estimation. – Babisch W. // Berlin, 2006.

5. Prasher D, Confounding or aggravating factors in noise-induced health effects: air pollutants and other stressors. Noise and health, 2005 7(28):41-50.

6. Prasher, D. Environmental Noise and Health: The Latest Evidence – 2002.

7. Май, И.В. Подход к оценке риска возникновения нарушений здоровья под воздействием шума / И.В. Май, М.Ю. Цинкер, В.М. Чигвинцев, Д.Н. Кошурников // Здоровье населения и среда обитания. – 2011.–№ 10. – С. 10–12.

8. Зинкин, В.Н. Медико-социальные аспекты экологической безопасности населения подвергающегося кумулятивному действию авиационного шума / В.Н. Зинкин, А.В. Богомолов, Ю.А. Кукушкин, С.К. Солдатов // Экология промышленного производства. – 2011. – № 2. – С. 9–14.

9. Попова, Т.В. Особенности формирования состояния здоровья детского населения при сочетанном воздействии химических и физических факторов: автореф. дис. канд. мед. наук.: 14.00.07 / Т.В. Попова. – М., 2009. – 20 с.

10. Зайцева, Н.В. К вопросу установления и доказательства вреда здоровью населения при выявлении неприемлемого риска, обусловленного факторами среды обитания / Н.В. Зайцева, И.В. Май, С.В. Клейн // Анализ риска здоровью. – 2013. – № 2. – С. 14 –27.

11. Онищенко, Г.Г. Оценка и управление рисками для здоровья как эффективный инструмент решения задач обеспечения санитарно-эпидемиологического благополучия населения Российской Федерации / Г.Г. Онищенко //Анализ риска здоровью. – 2013. – № 1. – С. 4–14.

12. Guidelines for community noise / World Health Organization. – Geneva, 1999.

13. Фридмана, К. Б. Концептуальная модель оценки и управления риском здоровью населения от транспортных загрязнений / К.Б. Фридмана, Т.Е. Лим, С.Н. Шусталова // Гигиена и санитария. – 2011. – № 3. С. 20–25.

14. Haralabidis, A.S. Acute effects of night-time noise exposure on blood pressure in populations living near airports / A.S. Haralabidis, K. Dimakopoulou // European Heart Journal. – 2008.

Применение акустической раковины в многофункциональном зале

Пименов Е.В., Мусин И.Г.
ООО «Лаборатория акустики и строительной физики»
acoustic.pimenov@gmail.com

Аннотация: Часто в России в зданиях театров и домах культуры, непредназначенных для симфонической музыки, проводят симфонические представления. Основные отличия театрального зала от симфонического, это наличие большого засценического пространства (коробка сцены). В данной статье предлагается размещать акустическую раковину в таких залах. Для примера рассматривается влияние акустической раковины на акустические параметры ST_{early}, ST_{late} сцены в многоцелевом концертном зале "Башкортостан", г. Уфа. Представленная статья также включает в себя основные требования к акустической раковине.

Ключевые слова: Акустическая раковина, ранняя поддержка, поздняя поддержка, многоцелевой концертный зал.

На сегодняшний день многие зрительные залы эксплуатируются для различных видов мероприятий. Вызвано это отсутствием в населенном пункте залов разного назначения либо для экономической выгоды. В зависимости от мероприятий имеются определенные требования по форме зала и основным акустическим показателям, такие как время реверберации *RT60*, разборчивости речи *RASTI*, прозрачность звучания *C80*, громкости *G*, поддержки *ST* и т.п.

Часто в зданиях театров и домах культуры, непредназначенных для симфонической музыки, проводят симфонические представления. Основные отличия театрального зала от симфонического, это наличие большого засценического пространства (коробка сцены), меньший объем зала на одного зрителя и более низкое время реверберации. Размещенный на сцене оркестр с солистами большей своей частью находиться под колосниковым настилом сценической коробки и не имеет хорошей звуковой поддержи. Решетчатый колосниковый настил, галереи, обилие декорации и оборудования с учетом часто неоштукатуренных кирпичных стен сценической коробки обеспечивает высокое звукопоглощение, и поэтому звуковая энергия оркестра не попадает в зал в полном объеме. Отдаленность стен от музыкантов, отсутствие полезных направленных отражателей не обеспечивает хорошей акустической поддержкой музыкантов. А полученный отдельный объем засценического пространства имеет отличное от основного зала время реверберации, и музыканты играют «оторвано» от основного зала.

Размещение акустической раковины на сцене позволяет отсечь оркестр от засценического пространства, увеличить звуковую поддержку каждого музыканта и направить полезную звуковую энергию в зал.

Акустическая раковина представляет собой конструкцию из передвижных стеновых и съемных потолочных отражателей. Основные требования к

акустической раковине в монофункциональном зале:

- легкая и быстрая сборка и разборка конструкции;
- возможность компактного складирования конструкции акустической раковины;
- рекомендованная поверхностная плотность составляет 20кг/м2 для уменьшения звукопоглощающих свойств раковины;
- сохранение баланса значения времени реверберации на сцене со значением времени реверберации в зале. Значение параметра *EDT* (Early Decay Time) на сцене должно быть не менее 70% от значения *EDT* в зале;
- форма акустической раковины должна быть продолжением формы зала [1].

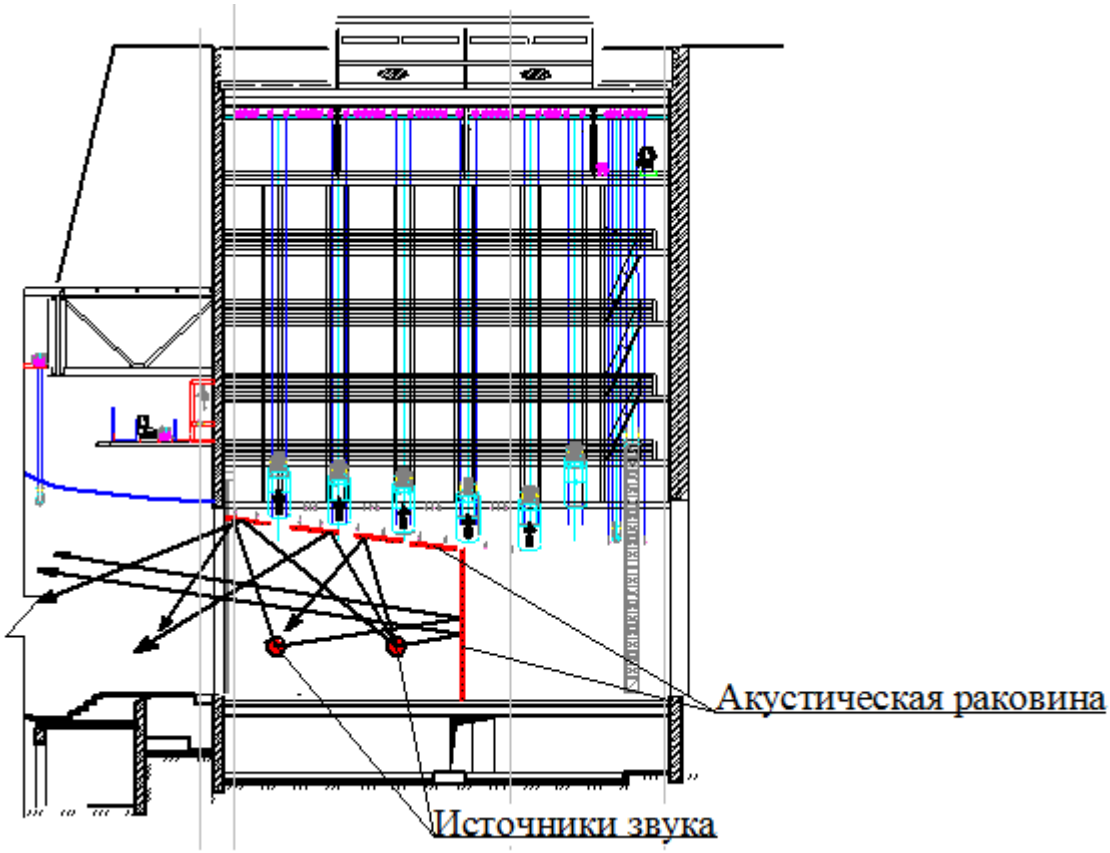


Рис. 1. Акустическая раковина

Размещении акустической раковины на сцене позволяет увеличит параметр звуковой поддержки ST_{early} и ST_{late}, которые были включены в приложение к стандарту ИСО 3382-1. Данное утверждение подтверждается натурными измерениями в концертном зале «Башкортостан» в г. Уфе при установке акустической раковины производства ООО «Акустик РУ». Данный зал имеет высокую сценическую коробку и большой карман сцены.

На *Рис. 2* приведены значение параметра ST_{early} (EarlySupport) на сцене зала для двух источников звука *S1* и *S2*, расположенные в центре и сбоку от оси зала соответственно.

Параметр ST_{early} (ранняя поддержка) - отношение в дБ энергии отраженной в течении 0,1 с звука к энергии прямого звука (включающего отражение от пола), измеренные на расстоянии 1 м от акустического центра ненаправленного источника

звука.Ранняя поддержка относится к ансамблю, т.е. насколько исполнитель слышит других исполнителей в оркестре. При этом не учитываются влияния прямого звука, времени задержки и отражений от близких поверхностей[2].

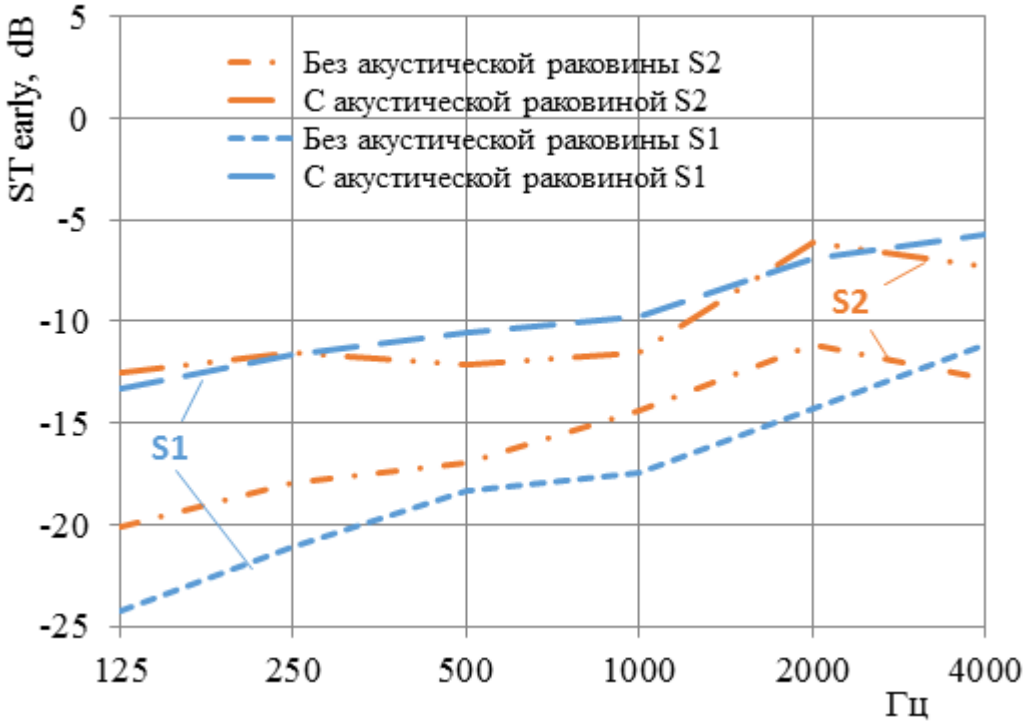


Рис. 2. Измеренный параметрST_{early}на сцене

Как видно из Рис. 2 при установки акустической раковины параметр ST_{early} существенно увеличился в среднем по двум точкам на ≈6,75дБ.

На Рис. 3приведены значение параметра ST_{late} (LateSupport) на сцене зала для двух источников звука S1 и S2, расположенные в центре и сбоку от оси зала соответственно.

Параметр ST_{late} (поздняя поддержка) – отношение в дБ энергии отраженной после 0,1 с к энергии прямого звука (включая отражение от пола), измеренное на расстоянии 1 м от акустического центра ненаправленного источника звука.Поздняя поддержка характеризует воспринимаемую исполнителем реверберацию, т.е. реакцию зала[2].

Как видно из Рис. 3 параметр ST_{early} значительно увеличился в среднем по двум точкам на 3,94дБ при установке акустической раковины.

Если проанализировать изменение времени реверберации акустической раковины в зале, то видим, что время реверберации практически не изменилось (См. Рис.4).

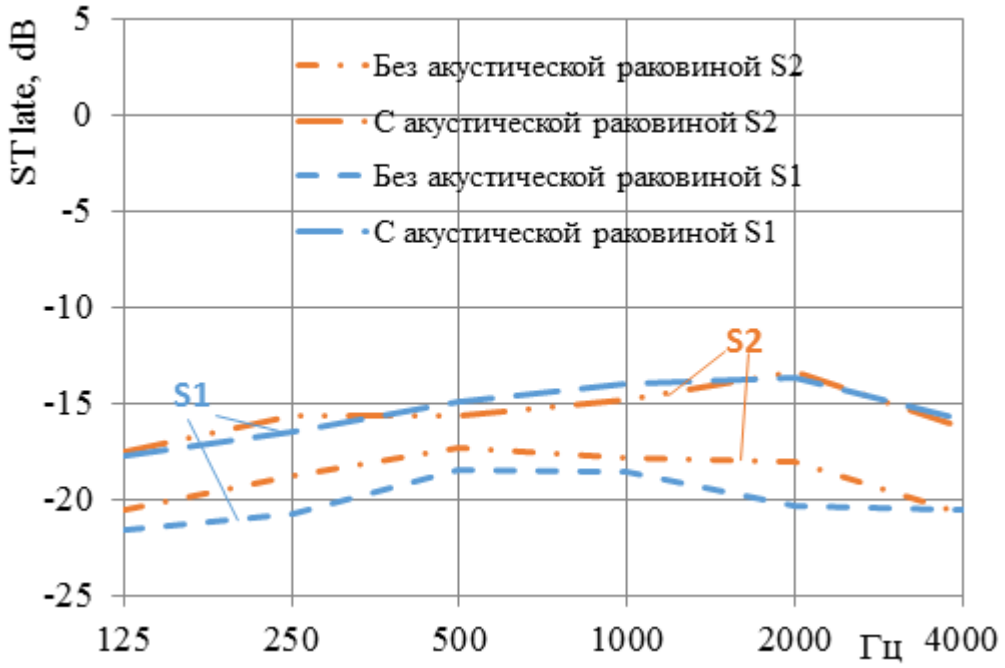


Рис. 3. Измеренный параметрST_{late}на сцене

Как показывает опыт зарубежных акустиков, установка акустических раковин в залах среднего и большого объема не дает большого прироста времени реверберации в зале. Тем самым акустическая раковина не является существенным решением по изменению основных акустических параметров самого зала, но является необходимым дополнением к многоцелевому залу для улучшения объективных акустических параметров сцены зала[1].

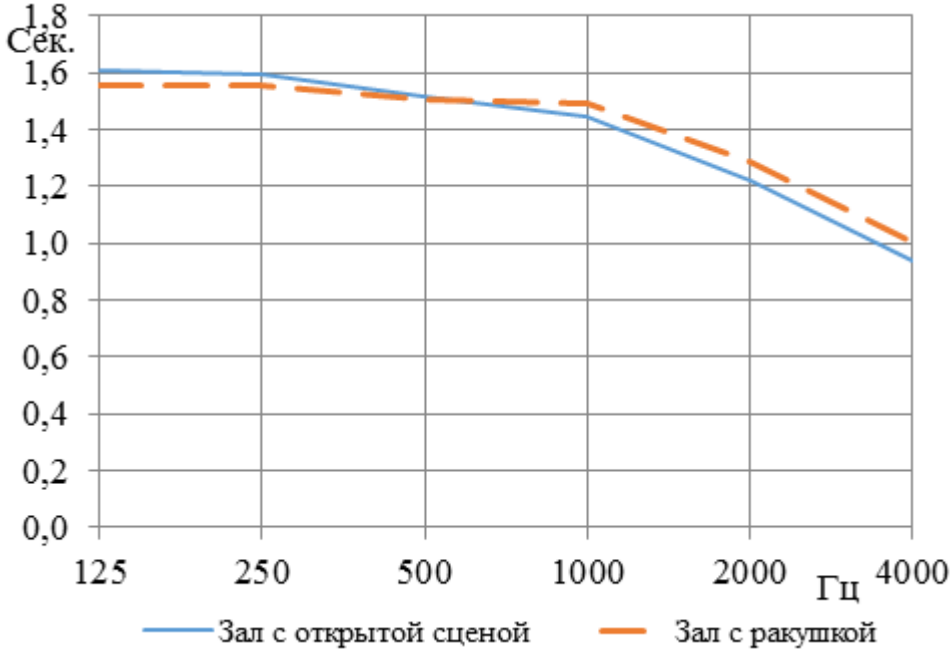


Рис. 4. Измеренное время реверберации *RT30*

Применение акустической раковины в многоцелевых залах с большой сценической коробкой необходимо при размещении оркестра на сцене. Это

позволяет легче играть музыкантам в оркестре, чувствовать акустику зала и соответственно более качественно проигрывать симфонию. Только в последнее годы в России стали активно применяться данные конструкции, например, в зале Филармонии-2 г. Москва и в концертном зале «Башкортостан» г. Уфа.

Список литературы

1. *Barron M.*. Auditorium Acoustics and Architectural Design// Spon Press, 2009, New York, USA, Second Edition.

2. ГОСТ Р ИСО 3382-1-2013 Акустика. Измерение акустических параметров помещений. Часть 1. Театрально-концертные залы. Разработка ГОСТ Р. Прямое применение МС - IDT (ISO 3382-1:2009).

О возможностях использования данных комплексной оценки загрязнения атмосферного воздуха для разработки шумовых карт городов

Волкодаева М. В.[1,2]*, Лёвкин А. В.*[1,2]*, Демина К. В.*[1,2]*, Соловьев А. В.*[1,2]

1-НМСУ «Горный», Санкт-Петербург

2-ООО «Институт проектирования, экологии и гигиены», Санкт-Петербург

volkodaeva@atr-sz.ru

Аннотация: В статье говориться о возможностях использования данных, получаемых в рамках работ по комплексной оценке загрязнения атмосферного воздуха, проводимых в городах Российской Федерации, для разработки шумовых карт городов и оценки акустического воздействия от автотранспортных потоков. Приводятся данные об интенсивности автотранспортных потоков, уровнях акустического воздействия, фрагменты шумовых карт гг. Архангельск и Улан-Удэ.

Ключевые слова: Шумовое загрязнение, автотранспорт, интенсивность, комплексные расчеты, акустические расчеты, шумовая карта города.

Повышенные уровни шумового загрязнения наблюдаются во многих городах Российской Федерации (РФ), а к одним из основных источников шумового воздействия следует отнести автомобильный транспорт, количество которого неуклонно растет. Так средняя обеспеченность автомобилями населения РФ в период с 2000 по 2013 гг. увеличилась на 56% и составила 274 автомобиля на 1000 человек. Средний прирост автопарка составил 2,4 млн. автомобилей в год, а наибольший рост демонстрирует парк легковых автомобилей, увеличиваясь в среднем на 6% за год [1].

Например, по экспертным оценкам, до 70% территории города Москвы подвержены сверхнормативному шуму от различных источников. Акустическая обстановка на территории города формируется, прежде всего, за счет шумового воздействия автотранспорта. Именно этот источник шума является определяющим (вносит наибольший вклад в суммарные уровни шума) на большей части территории города. Площадь улично-дорожной сети города Москвы составляет 12370 га (11,4% территории города Москвы).

В 2012 году проведена оценка, согласно которой 37% населения города проживают в зонах с уровнями шума от автотранспорта и железнодорожного транспорта, превышающими в дневное время 55 дБА, из которых 2% – в зонах с уровнями шума выше 70 дБА. Нормативные уровни шума (55 дБА по эквивалентному уровню звука) в дневноевремя достигаются в глубине жилых

массивов и лесопарковых зон, на удалении либо вне прямой видимости автотрасс [2].

Шумовое загрязнение – это форма физического загрязнения, проявляющегося в увеличении уровня шума сверх природного, и вызывающего при кратковременной продолжительности беспокойство, а при длительной – повреждение воспринимающих его органов или гибель организмов.

В связи с этим на сегодняшний день защита населения от повышенного шумового воздействия имеет важное значение. По мнению авторов одна из возможных задач решения проблемы высокого шумового загрязнения – это мониторинг акустической ситуации на основе шумовых карт городов, с проведением, при необходимости, мероприятий по регулированию шумового воздействия.

Для разработки шумовой карты города требуется достаточно большое количество исходной информации, в первую очередь – это наличие, а при отсутствии, разработка актуальной топографической карты города в какой-либо геоинформационной системе, содержащей следующие тематические слои: дороги, здания (строения, пристройки) с определением высоты, территории с зелеными насаждениями, гидрографические объекты и т.д. Данные об источниках шума могут быть получены на основе информации о количестве автотранспорта, которую возможно получить из Управлений по организации дорожного движения, отделов ГИБДД или провести специальные натурные обследования состава и интенсивности автотранспортных потоков с выделением легкового и грузового дизельного автотранспорта (в т.ч. автобусов) на основных автодорогах, характеризующихся высокими автотранспортными нагрузками. Проведение таких обследований, которые можно назвать – инвентаризация транспортных потоков, довольно длительное и затратное мероприятие.

В городах РФ, в которых проводятся комплексные расчеты загрязнения атмосферы (сводные расчеты), уже имеется информация об интенсивности транспортных потоков на автодорогах, т.к. сводные расчеты загрязнения атмосферного воздуха – это такие расчеты приземных концентраций загрязняющих веществ (ЗВ) по данным об их выбросах, в которых используется информация о выбросах всех источников загрязнения атмосферы (ИЗА), расположенных на территории рассматриваемого города (региона), как промышленных так и автотранспортных.

Следует отметить, что авторы статьи принимали участие в работах по комплексным расчетам загрязнения атмосферы для гг. Санкт-Петербург, Архангельск, Улан-Удэ, Иркутск и др. и в данной статье хотели бы поделиться результатами акустических расчетов воздействия автотранспортных потоков гг. Архангельск и Улан-Удэ.

Для оценки влияния автотранспортных потоков, в рамках комплексной оценки загрязнения атмосферного воздуха, были проведены работы, направленные на изучение состояния городских территорий, связанные с транспортным движением и включающие:

1. изучение площадей занятых автодорогами;
2. изучение градостроительной ситуации по данным расположения

территорий (жилых; промышленных; рекреационных);

3. анализ данных об основных автодорогах, испытывающих значительные транспортные нагрузки;

4. анализ особо напряженных участков автодорог;

5. анализ состава автотранспортных потоков по типам автотранспортных средств (АТС), странам происхождения и возрастной структуре;

6. проведение натурных наблюдений на автодорогах с регистрацией характеристик транспортного потока (интенсивности движения; состава (легковые, грузовые, автобусы и т.п.); скорости движения; характеристик дорожного полотна, состояния; градостроительных характеристик в районе проведения наблюдений).

Авторы статьи предлагают возможные пути использования получаемых в результате проведения данных работ уникальной информации для совершенствования существующей системы мониторинга и получения предварительных данных о существующей шумовой нагрузке, создаваемой автотранспортными потоками.

Архангельск – областной город на севере европейской части России, в устье Северной Двины в 30-35 километрах от впадения её в Белое море. Территория городского округа Архангельск составляет 294,42 км². Население – около 350 тыс. человек [7]. Активное строительство жилых микрорайонов в городе наблюдалось в 1960-х годах. В настоящее время перед городскими властями стоят задачи по реконструкции старого жилищного фонда, и расселение людей из ветхого жилья. Решения данных задач возможно при осуществлении работ по сносу первых панельных зданий и строительство новых благоустроенных жилых микрорайонов.

Улан-Удэ - город в Восточной Сибири, столица Бурятской республики, в 100 км восточнее озера Байкал. Площадь города – 348 км^2. Население – около 420 тыс. человек [7]. С 1990 года город Улан-Удэ входит в список исторических городов России. В настоящее время город продолжает расти и развиваться, осваивая новые территории.

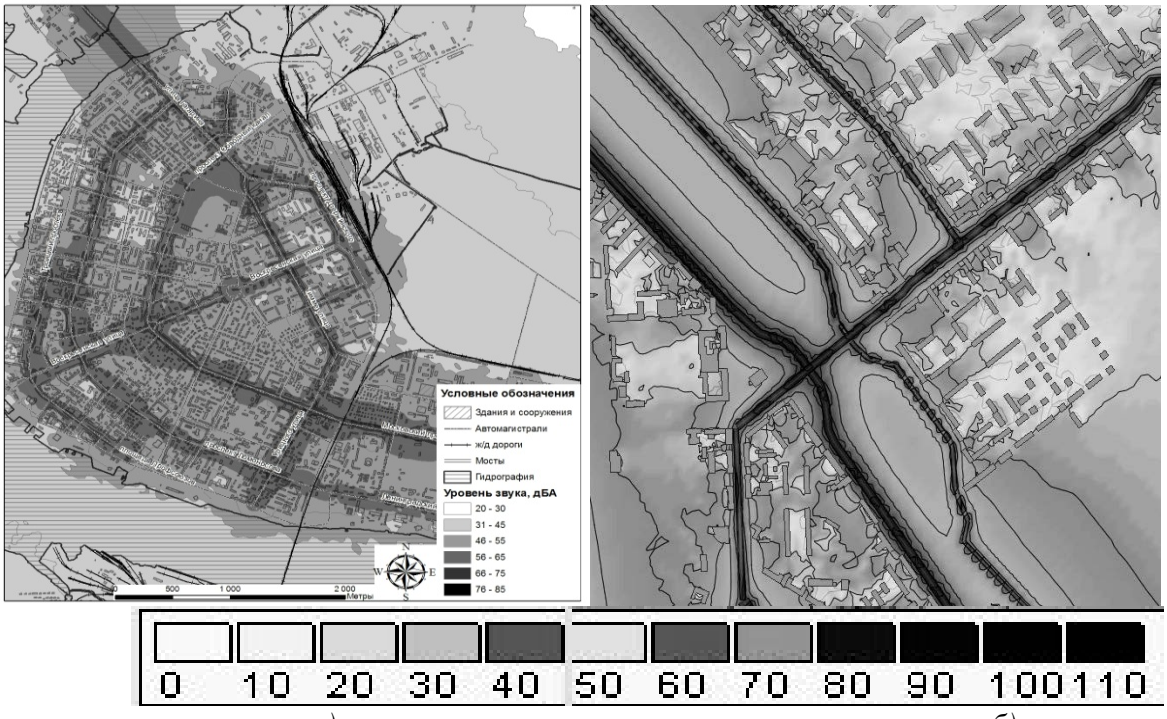
Результаты специальных исследований состава и интенсивности автотранспортных потоков, проведенные в рамках работ по комплексной оценке загрязнения атмосферного воздуха, показывают, что максимальная интенсивность движения на автодорогах г. Архангельск составила 2340 авт./час, минимальная интенсивность 390 авт./час, средняя интенсивность исследованных магистралей составила 1300 авт./час. Содержание в автотранспортном потоке грузовых дизельных транспортных средств (ТС) составило в среднем 4%. Максимальная интенсивность движения на автодорогах г. Улан-Удэ составила 5420 авт./час, минимальная интенсивность около 70 авт./час, средняя интенсивность составила 2010 авт./час. Содержание в автотранспортном потоке грузовых дизельных ТС составило в среднем 12%.

По результатам натурных наблюдений, были сформированы электронные базы данных в форматах соответствующих программных продуктов, позволяющих проводить акустические расчеты по действующим нормативным документам. Авторы использовали программу «Эколог-шум», разработанную фирмой «Интеграл» для оценки шумового воздействия автотранспортных источников

г. Архангельска, и АРМ-Акустика, разработанную фирмой ООО «Технопроект» для оценки шумового воздействия автотранспортных источников г. Улан-Удэ.

Для получения полей шумового загрязнения, создаваемого автотранспортными потоками, движущимися по основным автомагистралям городов, были выполнены акустические расчеты по расчетным площадкам охватывающим территории центральной части городов и основные автомагистрали, выбранные для наблюдений.

Особенностями городской территории является высокая плотность застройки сооружениями и объектами городской инфраструктуры, в значительной степени влияющими на распространение звука на местности. В связи с этим электронные базы данных были дополнены информацией о зданиях и сооружениях, с указанием высоты и звукопоглощающих свойств, являющиеся как препятствиями для распространения звука так и элементами его отражения. Результаты акустического расчета представлены ниже (Рис. 1 (а, б)).



а) *б)*

Рис. 1 Поле шумового загрязнения, создаваемого автотранспортными потоками, движущимися по основным автомагистралям городов
а) Архангельск, б) Улан-Удэ

Из результатов акустического расчета видно, что в г. Архангельске (Рис. 1(а)) эквивалентные уровни звука вблизи первого эшелона жилых зданий, расположенных на улице с наблюдаемой максимальной интенсивностью движения в 2340 авт./час, превышены на 11-18 дБА (здания расположены на расстоянии ~12-18 м, от оси первой полосы движения) для дневного времени суток, согласно установленным Санитарным нормам [3], для территории непосредственно прилегающей к жилым домам. В условиях застройки, характерной для района расположения улицы, с ее разреженными малоэтажными зданиями, шириной тротуаров около 5-6 м и высокой интенсивностью движения автотранспорта, шум, возникающий на проезжей части магистрали, распространяется не только на

территорию первого эшелона жилых зданий, но и вглубь жилой застройки. Для района расположения автодороги г. Архангельска с минимальной интенсивностью движения в 390 авт./час, для жилых зданий первого эшелона характерны превышения эквивалентных уровней звука на 2-12 дБА (расположение зданий ~18-30 м от оси первой полосы движения).

Для оценки уровней шума в г. Улан-Удэ были выбраны центральные автодороги с плотной застройкой вдоль дорог и интенсивностью движения близкой к интенсивности в г. Архангельск.

По результатам расчетов видно, что в г. Улан-Удэ (Рис.1 (б)) эквивалентные уровни звука вблизи первого эшелона жилых зданий, расположенных на улице с интенсивностью движения около 3350 авт./час, превышены на 15-25 дБА (здания расположены на расстоянии ~15-30 м, от оси первой полосы движения), для улицы с интенсивностью движения 440 авт./час, для жилых зданий первого эшелона характерны превышения эквивалентных уровней звука на 14-17 дБА (расположение зданий ~17 м от оси первой полосы движения) для дневного времени суток, согласно установленным Санитарным нормам [3], для территории непосредственно прилегающей к жилым домам.

Полученные карты акустического воздействия автотранспортных потоков, позволяют выделить территории с повышенным уровнем шумового загрязнения. Разработка шумовой карты с использованием современных геоинформационных систем (ГИС) позволяет наглядно представлять картину распределения зон с повышенным акустическим загрязнением, тем самым способствуя принятию своевременных и правильных управленческих решений в плане территориального планирования и развития города. Способствуя внедрению современных технологических средств снижения шума, как транспортных средств так и материалов применяемых при строительстве зданий и сооружений для защиты населения от повышенного шумового воздействия.

Список литературы

1 - Справочные издания Автомобильный рынок России за 2003-2014 гг. Изд. «Семь Верст», Автостат. Тольятти, 2003-2014.

2 - Доклад о стоянии окружающей среды в городе Москве в 2013 году. Правительство Москвы. Департамент природопользования и охраны окружающей среды города Москвы, 2013 г. 224 с.

3 - СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. М., 1996. 19 с.

4 - ГОСТ 20444-85. Шум. Транспортные потоки. Методы измерения шумовой характеристики. М., 1985. 40 с.

5 - Пособие к МГСН 2.04-97. Проектирование защиты от транспортного шума и вибраций жилых и общественных зданий. М., 1999. 20 с.

6 - Методическое пособие по выполнению сводных расчетов загрязнения атмосферного воздуха выбросами промышленности и автотранспорта города (региона) и их применение при нормировании выбросов. СПб, 1999.

7 - Бюллетень «Численность населения российской федерации по муниципальным образованиям на 1 января 2014 года». РОССТАТ, М., 2014.

ЭФФЕКТИВНЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ ПО СНИЖЕНИЮ ШУМА ОТ ТЭЦ И КОТЕЛЬНОЙ

Семин С.А., Тупов В.Б.
ФГБОУ ВПО «НИУ «МЭИ»
seminsa@mpei.ru

Аннотация: В статье рассмотрены вопросы комплексного снижения шума от широко распространённых в настоящее время энергообъектов, а именно: теплоэлектроцентралей и котельных. Показана актуальность рассматриваемой проблемы, подробно описаны разработанные авторами конструкции устройств по снижению шума от различных источников, приведены их геометрические характеристики. Для снижения шума от совокупности источников шума ТЭЦ авторами предложена установка комплекса акустических экранов, для снижения шума от газовых трактов и вентиляционных проёмов котельных – установка диссипативных глушителей шума и устройств по снижению шума. Приведены результаты акустических измерений внедрённых мероприятий по шумоглушению, подтверждающих их высокую акустическую эффективность, позволившую добиться соблюдения санитарных норм по фактору шума от рассматриваемых источников на прилегающей селитебной территории.

Ключевые слова: ТЭЦ, котельная, борьба с шумом, глушитель шума, акустический экран.

Шум является одним из видов негативного физического воздействия на окружающую среду и здоровье человека [1]. Проблема повышенного шумового излучения характерна для различных типов энергетических объектов и приобретает особую актуальность при их размещении в непосредственной близости от жилых районов – это характерно для современных населённых пунктов с плотной жилой застройкой.

В городах для обеспечения жителей тепловой и электрической энергией широко используются теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), кроме того жилые районы часто получают теплоту, вырабатываемую в находящихся поблизости котельных. На энергообъектах как большой, так и малой мощности внутри помещений и на открытом воздухе работает разнообразное энергетическое оборудование, являющееся источником шума для окружающего жилого района. При наличии на территории жилой застройки превышений действующих санитарных норм по фактору шума [2] посредством акустического расчёта определяются требуемые снижения шума для всех источников и далее разрабатываются мероприятия по их шумоглушению.

Цель работы состоит в рассмотрении вопросов комплексного снижения шума от различных источников ТЭЦ и котельных, а также разработанных авторами конструкций устройств для снижения шума до значений, соответствующих действующим санитарным нормам [2].

Снижение шума от различных источников шума ТЭЦ посредством акустических экранов.

Специалистами МЭИ разработан комплекс мер по снижению шума от

действующей ТЭЦ большой мощности. В частности, для снижения шума от следующих источников ТЭЦ: градирен, автотрансформаторов и газо-регуляторного пункта (ГРП) авторами предложена установка акустических экранов.

Свойство экрана снижать шум основано на отражении и рассеивании падающих на него звуковых волн, при этом за экраном образуется «звуковая тень», если его размеры больше длины звуковой волны [3]. В соответствии с требуемым снижением уровня шума от различных источников определены геометрические размеры соответствующих экранов. Расчёт акустической эффективности экранов выполнен в соответствии с ГОСТ 31295.2-2005 [4], введённого в действие в качестве национального стандарта Российской Федерации с 1 января 2007 года.

Для рассматриваемой ТЭЦ проблема снижения шума стояла крайне остро по следующим причинам:

1 - в непосредственной близости от ограды станции находится селитебная территория – расстояние от градирен до жилой застройки составляет всего 30 метров;

2 - несколько мощных источников шума ТЭЦ (две градирни и ГРП) находятся рядом друг с другом – следовательно, за счёт суммирования уровней излучаемой от них звуковой мощности происходит усиление шумового воздействия от них на окружающий район;

3 - специфика шумового излучения от такого источника шума, как ТЭЦ требует соблюдения более строгих санитарных норм – с учётом поправки на инженерно-технологическое оборудование (-5 дБ).

С учётом данных факторов авторы руководствовались комплексным подходом при разработке мер по снижению шума от соседних источников шума ТЭЦ.

Для двух рассматриваемых градирен принята индивидуальная схема установки акустических экранов – около каждой градирни устанавливается свой экран. Акустические экраны устанавливаются на расстоянии 3 м от воздухозаборных окон градирен, их высота составляет 5 м, длина каждого экрана – 100 м. Высота экрана для ГРП составляет 7 м, длина экрана – 104 м. Около двух автотрансформаторов устанавливается один акустический экран. Расстояние между автотрансформаторами и экраном составляет 3 м. Высота акустического экрана – 5 м, длина экрана – 64 м [5].

Все акустические экраны состоит из панелей индивидуального проекта, установленных в специальные стойки, которые крепятся к фундаментам экранов. Крепление стоек экранов градирен усиливается с помощью балок, закрепленных на металлоконструкциях градирен (Рис. 1). Конструкция акустического экрана для автотрансформаторов предусматривает его разборку для выполнения технологических и ремонтных работ.

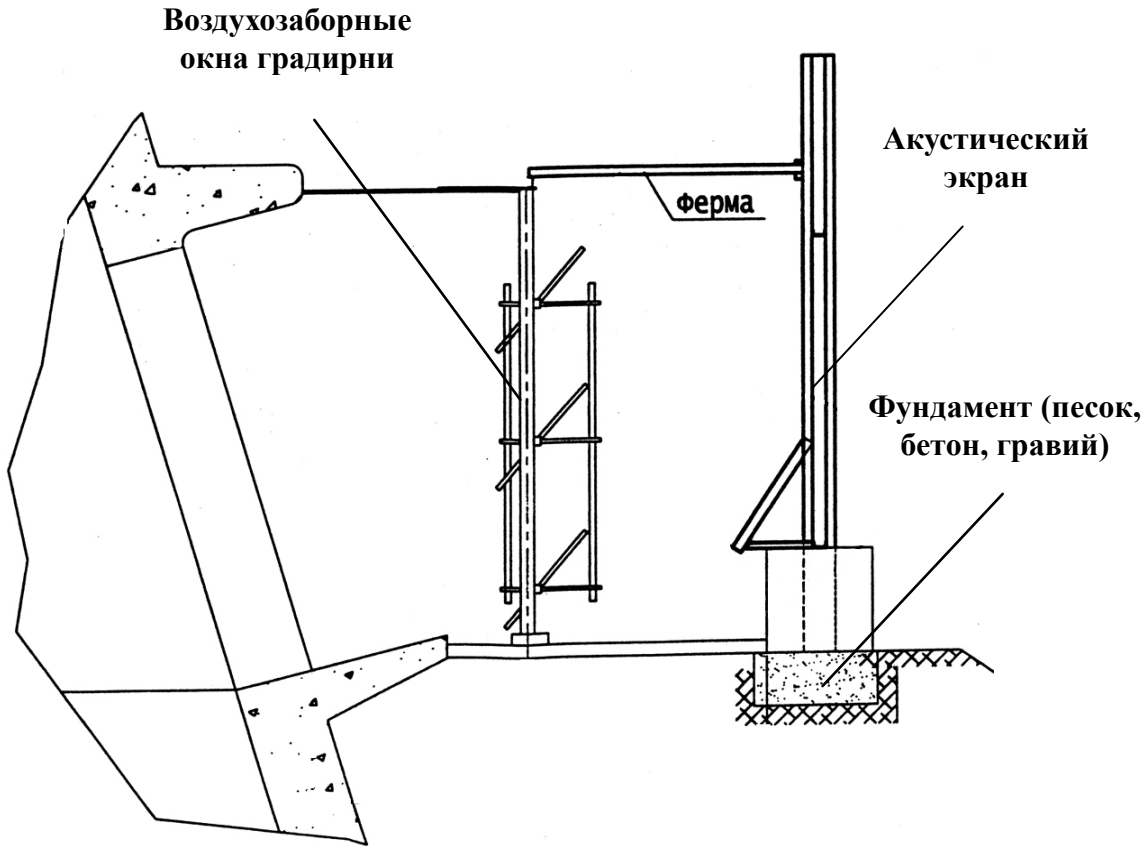


Рис. 1. Схема крепления акустических экранов градирен

В качестве панелей рассматриваемых экранов применяются панели со звукопоглощающей облицовкой. Панели экранов с лицевой стороны закрываются гофрированным металлическим листом, а со стороны источников шума – перфорированным металлическим листом с коэффициентом перфорации 25 %. Внутри панелей находится негорючий, негигроскопичный звукопоглощающий материал с плотностью набивки 30 кг/м^3, защищаемый от внешних воздействий стеклотканью.

Акустические измерения, проведённые на территории ТЭЦ после внедрения шумозащитных мероприятий, подтверждают их расчётную эффективность и доказывают эффективность комплексного применения акустических экранов для обеспечения санитарных норм по шуму в окружающем ТЭЦ районе.

Снижение шума от различных источников шума котельной посредством глушителей.

Для снижения звуковой энергии, излучаемой от водогрейных котлов котельной через устья дымовых труб и вентиляционные проёмы в окружающий жилой район на требуемую величину, авторами разработаны мероприятия по их шумоглушению.

Эффективным мероприятием для снижения уровня шумового воздействия котельных на окружающий район является установка глушителей шума в газовых трактах водогрейных котлов и специальных устройств по снижению шума в вентиляционных проёмах.

Для снижения шума в мировой практике используются в основном глушители диссипативного типа, а также активные глушители как их дополнение для снижения шума на низких частотах [3, 6]. Поэтому специалистами МЭИ для

снижения шума от котельных разработаны конструкции диссипативных устройств по снижению шума.

Диссипативные глушители представляют собой звукопоглощающий материал, размещённый специальным образом по сечению канала. В зависимости от способа размещения звукопоглощающего материла в канале глушители могут быть пластинчатыми, трубчатыми, сотовыми, кулисными и др. [3].

Для снижения шума газовых трактов водогрейных котлов котельной устанавливается одноступенчатый диссипативный глушитель шума.

Глушитель шума устанавливается в прямом горизонтальном газоходе от водогрейного котла к дымовой трубе – в каждом из газоходов котельной устанавливается по одному глушителю шума.

Глушитель шума газового тракта имеет сечение 1132х660 мм и длину 2310 мм. Конструкция глушителя врезается в существующий газоход, сечение которого составляет 450х660 мм. Внутри глушителя имеется звукопоглощающая пластина, а боковые стенки глушителя покрыты изнутри слоем звукопоглощающего материала. Внутри средней и боковых частей глушителя шума находится негорючий, негигроскопичный звукопоглощающий материал, который защищается от выдувания стеклотканью и перфорированным металлическим листом. Чтобы металлический лист был прозрачен для звуковых волн, коэффициент перфорации металлических листов составляет 25%.

Для уменьшения аэродинамического сопротивления глушителя на входе центральной пластины глушителя устанавливается обтекатель закругленной формы. На выходе центральной пластины установлен специальный звукопоглощающий элемент. Глушитель позволяет снижать звуковую энергию как на низких, так и на высоких частотах.

Расчётное аэродинамическое сопротивление глушителя шума составляет около 19 Па и его установка не приводит к снижению теплопроизводительности котла. Общая масса каждого глушителя шума составляет около 420 кг.

Для определения необходимого снижения шума от каждого из источников до значений, не превышающих санитарные нормы по фактору шума в окружающем котельную жилом районе, специалистами МЭИ были проведены акустические измерения. Также были проведены акустические измерения после внедрения разработанных мер по шумоглушению при рабочей нагрузке котлов. Так как акустическая эффективность глушителя характеризуется по разности уровней звукового давления в точках контроля шума в газоходе котла до и после глушителя, то эти точки были выбраны как контрольные точки измерений. Измерения уровней звукового давления проводились из специальных штуцеров. Проведение относительных измерений позволило получить точные результаты по эффективности глушителя.

Акустическая эффективность глушителя шума газовых трактов водогрейных котлов котельной в сравнении с величиной требуемого снижения шума представлена в таблице 1. Из таблицы 1 видно, что акустическая эффективность глушителя шума газовых трактов котлов составляет 17-29 дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 63-8000 Гц и превышает величину требуемого снижения уровня шума при всех среднегеометрических частотах.

Конструкция глушителя шума разработана авторами для существующих газоходов, минимальная длина которых составляет 2,5 м и не позволяет разместить в них классический пластинчатый глушитель диссипативного типа. Разработанный авторами глушитель обладает высокой акустической эффективностью при малых габаритных размерах и массе. Применение подобных устройств по шумоглушению является очень перспективным, так как проблема ограниченных длин газоходов характерна для многих энергетических объектов – как котельных, так и тепловых электрических станций.

Таблица 1

Акустическая эффективность глушителя шума газовых трактов водогрейных котлов котельной

Наименование	**Уровни звукового давления, дБ, при среднегеометрических частотах, Гц**							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Результаты акустических измерений в газоходе до глушителя, дБ	117,0	110,8	104,7	105,0	100,0	93,6	85,8	73,6
Результаты акустических измерений в газоходе после глушителя, дБ	95,0	85,0	81,0	78,6	71,0	69,9	62,4	56,3
Акустическая эффективность глушителя шума, дБ	22,0	25,8	23,7	26,4	29,0	23,7	23,5	17,4
Требуемое снижение шума, дБ	13,6	13,9	11,6	16,6	18,1	17,1	16,4	9,4

Для снижения шума от вентиляционных проёмов котельной авторами разработано специальное устройство для снижения шума (Рис. 2).

Устройство для снижения шума от вентиляционных проёмов котельной имеет габаритные размеры 1588x1421x867 мм. Верхняя часть и боковые стенки устройства покрыты изнутри слоем звукопоглощающего материала, в нижней части устройства имеются две звукопоглощающие пластины толщиной 50 мм. Расстояние между пластинами составляет 400 мм. Относительное проходное сечение в нижней части устройства составляет около 85 %. Снаружи устройство покрыто облицовкой из профнастила.

Внутри пластин и звукопоглощающего слоя на стенках устройства находится негорючий, негигроскопичный звукопоглощающий материал, который защищается от выдувания перфорированным металлическим листом. Чтобы металлический лист был прозрачен для звуковых волн, коэффициент перфорации металлических листов составляет 25%.

Так как проходное сечение устройства для снижения шума больше площади проходного сечения вентиляционного проёма, то оно не обладает дополнительным аэродинамическим сопротивлением и не препятствует осуществлению вентиляции. Общая масса каждого устройства для снижения шума составляет около 210 кг.

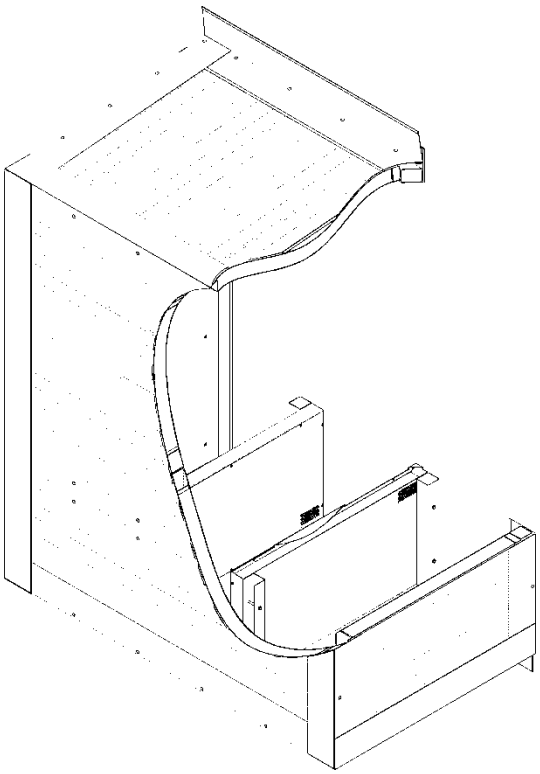


Рис. 2. Устройство для снижения шума от вентиляционных проёмов

Акустическая эффективность устройства для снижения шума от вентиляционных проёмов котельной в сравнении с величиной требуемого снижения шума, рассчитанного сотрудниками МЭИ для максимального уровня шума внутри котельных, показана в таблице 2.

Из таблицы 2 видно, что акустическая эффективность устройства для снижения шума составляет 5-12 дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 63-8000 Гц и превышает величину требуемого снижения уровня шума при всех среднегеометрических частотах.

Таблица 2

Акустическая эффективность устройства для снижения шума от вентиляционных проёмов котельной

Наименование	Уровни звукового давления, дБ, при среднегеометрических частотах, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Расчётная акустическая эффективность устройства, дБ	5	8	12	12	12	12	12	12
Требуемое снижение уровня шума, дБ	0,9	2,0	8,4	0,8	8,4	5,5	2,6	-

На Рис. 3 показаны результаты измерений около ближайшей жилой застройки в окружающем котельную жилом районе после внедрения всех разработанных мероприятий по шумоглушению при двух режимах: при номинальной нагрузке котельной и при отключенной котельной (акустический фон) – на расстоянии около 30 м от котельной.

Представленные на Рис. 3 результаты измерений показывают отсутствие превышения санитарных норм по фактору шума [2] для территории жилой застройки в ***ночное*** время как по уровням звукового давления, так и по уровню звука. Таким образом, установка глушителей шума конструкции МЭИ для газовых трактов водогрейных котлов и устройств для снижения шума от вентиляционных проёмов котельных позволила добиться соблюдения в окружающем котельную жилом районе санитарных норм по фактору шума для территории жилой застройки в ***дневное*** и ***ночное*** время.

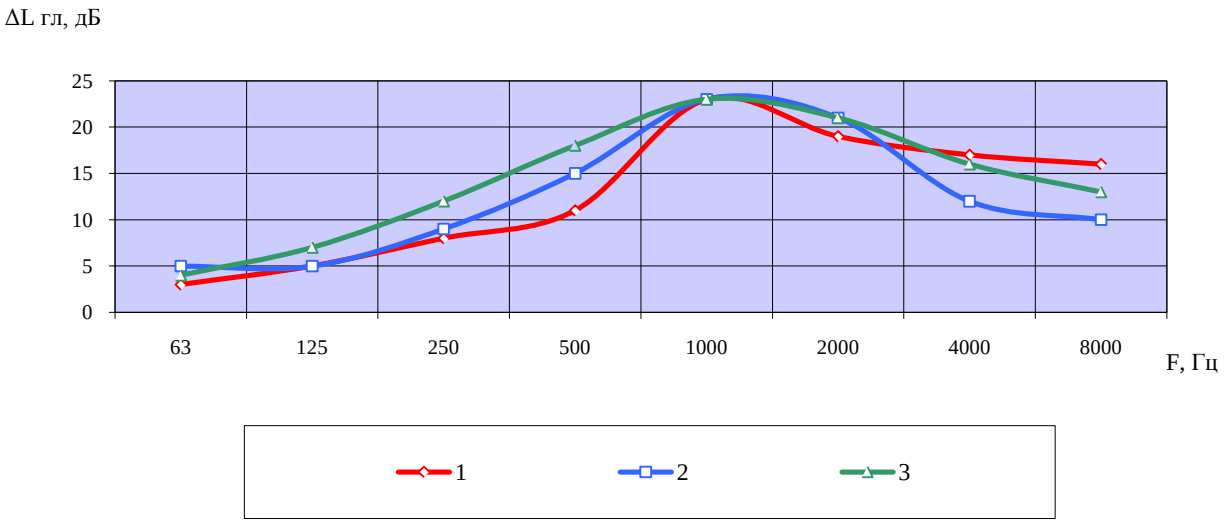


Рис. 3. Результаты акустических измерений в окружающем котельную районе в ночное время

Выводы

1. Показана актуальность проблемы повышенного шумового излучения от энергетических объектов как большой, так и малой мощности, располагаемых в населённых пунктах.
2. Рассмотрены разработанные авторами высокоэффективные устройства по снижению шума от таких энергообъектов, как ТЭЦ и котельная.
3. Внедрение данных устройств позволяет добиться соблюдения санитарных норм по фактору шума в окружающих энергообъекты жилых районах.
4. Показана важность применения комплексного подхода при шумоглушении сложных объектов, содержащих в себе различные источники шума.

Работа выполнена при финансовой поддержки Министерства образования и науки Российской Федерации (в рамках проектной части государственного задания в сфере научной деятельности №13.685.2014/К).

Список литературы

1. *Федеральный закон №7-ФЗ* «Об охране окружающей среды» от 10.01.2002 г.
2. *СН 2.2.4/2.1.8.562-96* Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. – М.: Минздрав России, 1997.
3. *Тупов В.Б.* Факторы физического воздействия ТЭС на окружающую среду. – М.: Издательский дом МЭИ, 2012.
4. *ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996*) Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета. – М.: Стандартинформ, 2006.
5. *Семин С.А., Тупов В.Б.* Снижение шумового воздействия от ТЭС большой мощности на окружающий жилой район при помощи акустических экранов // Материалы Восьмой Международной научно-технической конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Энергия-2013» в 7-и тт. Иваново, 23-25 апреля 2013. – Иваново: ИГЭУ, 2013. Т.1 «Теплоэнергетика», часть 2. с. 96-100.
6. *Григорьян Ф.Е., Перцовский Е.А.* Расчет и проектирование глушителей шума энергоустановок. – Л.: Энергия, 1980.

Анализ акустического шума на улицах города Мурома

Калиниченко М.В.[1], *Кириллов И.Н.*[1,2], *Булкин В.В.*[1]
1-Муромский институт Владимирского государственного университета
2-Муромский завод радиоизмерительных приборов
marinakali@mail.ru

Аннотация: В докладе рассматриваются некоторые результаты контроля уровней акустического шума на улицах Мурома. Представлены результаты мониторинга среднего эквивалентного уровня шума в ряде городских районов с оценкой максимальных и минимальных (в моменты низкой интенсивности автомобильного движения) значений уровня шума. Показано, что средние уровни шума превышают допустимые значения более чем на 20 дБ. Превышение в периоды низкой интенсивности автомобильного движения составляет менее 10 дБ. Спектральный анализ зафиксированных шумов показывает большую долю непродолжительных узкополосных амплитудных всплесков, в том числе на краях октавных измерительных диапазонов. В случае использования стандартной измерительной процедуры по средней частоте октавы ошибка может быть до 20 дБ. Сделан вывод о неблагоприятной акустошумовой обстановке на основных автотранспортных артериях города. Высказано пожелание использовать при оценке распространения шума вглубь селитебных зон не октавный анализ, а анализ полного спектра шумового сигнала.

Ключевые слова: Акустический шум, измеритель уровня звука, прогноз распространения шума, спектр шума, транспортные средства.

Проблема шума становится одной из основных проблем современного урбанизированного пространства. В средних и особенно крупных городах большую проблему представляет собой шум, обусловленный активным автомобильным движением. Отрицательно сказывается на акустическом режиме города и наличие железнодорожных узлов или сортировочных станций. В связи с этим задача контроля уровня акустошумового загрязнения на селитебных территориях является важной и актуальной [1,2].

В докладе рассмотрены результаты анализа акустошумовой обстановки на улицах города Мурома.

Измерения проводились в двух режимах: среднего эквивалентного уровня (без октавного или долеоктавного анализа во всём диапазоне частот, что допускаетсяпри гигиенической оценке шума на территории жилой застройки [3]) и с полным спектральным анализом. В обоих случаях применялся шумомер ВШВ-03-М3, включённый в режиме полного диапазона частот. Измерения проводились в утреннее, дневное и вечернее время. В первом случае фиксировались пиковые значения шумового загрязнения в периоды активного движения транспорта, и определялся уровень относительной «тишины» (при малоинтенсивном движении, т.н. фоновый уровень) (рис.1). При контроле шума с полным спектральным анализом к линейному выходу шумомера подключался персональный компьютер. Для анализа использовалось типовое компьютерное программное обеспечение.

Наиболее характерные результаты измерений, проведённых в разное время, представлены на рис. 2. Верхняя кривая показывает среднее значение спектра за весь период, нижняя - характеризует спектр сигнала в последний момент измерения (оценка «последнего всплеска»).

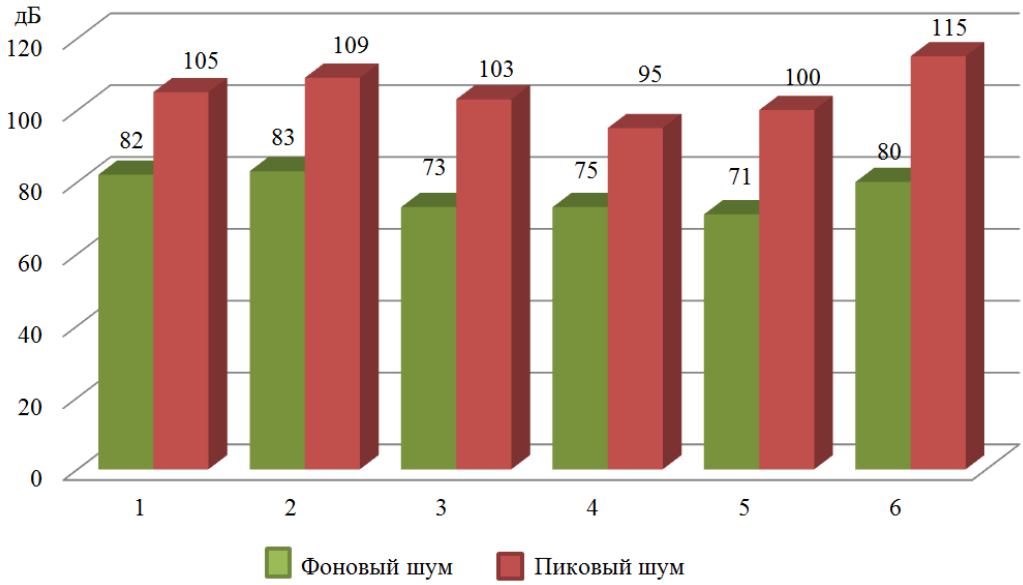


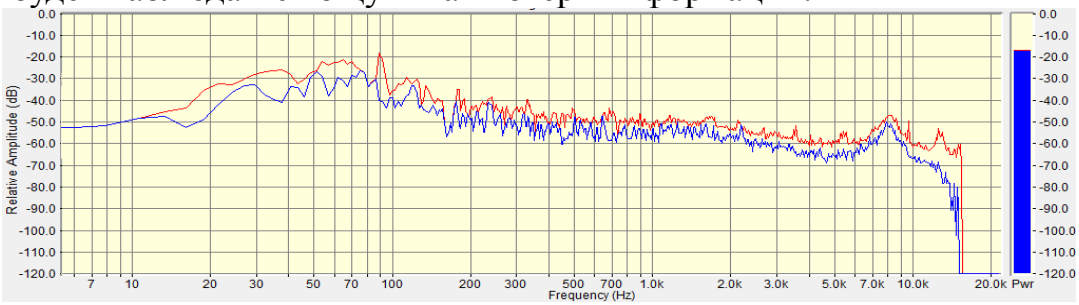
Рис. 1. Пример оценки уровня шума на улицах Мурома (7:00 – 8:30)

Представленные результаты позволяют сделать следующие обобщения.
Средний эквивалентный уровень имеет превышение уровня санитарных норм при интенсивном движении автотранспорта в пределах 20 дБ и более. При состоянии относительного спокойствия (малоинтенсивного движения) это превышение существенно меньше (до 10 дБ). Однако даже с учётом того, что в соответствии с рекомендациями [3] максимальные уровни звука при наличии шумозащитных средств у жилых и т.п. зданий допускается принимать на 10 дБ выше, превышение уровня шума можно считать отсутствующим только лишь в случае малоинтенсивного движения.

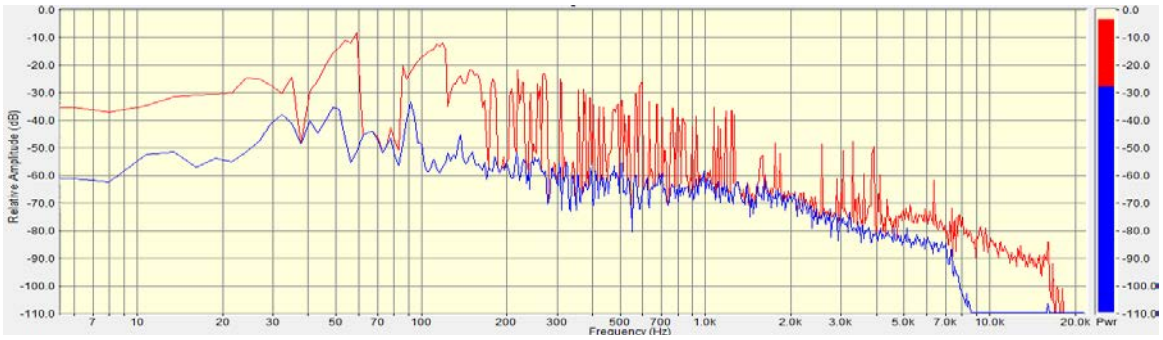
Спектр шумов в основном сосредоточен в диапазоне от 10 Гц до 5000-7000 Гц. В некоторых случаях при оценке максимальных значений спектра по общепринятой методике превышения уровня 0,7 от максимального видно, что наибольший уровень сигнала сосредоточен в частотном диапазоне 10-300 или 10-700 Гц. Поскольку нижняя кривая (уровень «последнего всплеска») во многих случаях имеет уровень на 10-20 дБ ниже среднего за период измерений, можно считать, что в целом имели место пиковые уровни выше 100-110 дБ. Очевидно, также, что изменчивость вида спектра шума на разных участках города определяется особенностями автомобильного потока в данном месте и в данное время. Так, резкие частые колебания уровня шума в диапазоне 30-4000 Гц на рис. 2,б совершенно очевидно связаны с большой загруженностью дороги идущими в одном потоке легковыми и большегрузными транспортными средствами и одновременной работой их двигателей в заторах и «пробках».

Спектральный анализ зафиксированных шумовых срезов показал, что относительно большой процент всех шумов составляют непостоянные, в том числе

непродолжительные узкополосные амплитудные всплески. Такие всплески амплитуды акустических сигналов, как показывают проведённые измерения, могут иметь место на краях диапазонов. Как показывают результаты измерений [4], разница, которую не зафиксирует шумомер (между амплитудой всплеска и средним значением), доходит до 20 дБ. И при контроле уровня шума на средневзвешенных частотах будет наблюдаться ощутимая потеря информации.



а)



б)

Рис. 2. Спектральный анализ шумового загрязнения в различных зонах Мурома

Разумеется, при существенной доле контрольных процедур эта потеря не будет иметь существенного значения. Но при, например, построении достоверной карты потенциально возможного распространения шума вглубь селитебных зон неучёт реального спектра шума может привести к существенным ошибкам в прогнозах дальности распространения, превышающим 1,5 км [5].

Таким образом, по результатам проведённых контрольно-измерительных процедур следует сделать следующие выводы.

5. Средний эквивалентный уровень шума на улицах города имеет превышение уровня санитарных норм при интенсивном движении автотранспорта в пределах 20 дБ и более. При состоянии относительного спокойствия (малоинтенсивного движения) это превышение существенно меньше (до 10 дБ). Следовательно, город Муром не может быть отнесён к городам с благополучной акустошумовой картиной.

6. При проведении работ по построению шумовой карты города или оценке возможного распространения шума вглубь селитебных зон следует использовать не классический октавный или долеоктавный анализ с определением уровня шума на фиксированных средневзвешенных частотах, а анализ полного спектра шумового сигнала, что позволит избежать существенных ошибок в прогнозах и дать более ясную картину распределения шума по карте города.

Работа выполнена при поддержке грантов РФФИ 14-08-00186 и 12-08-43134 и во взаимодействии с Администрацией округа Муром.

Список литературы

1 **-** *Соловьёв Л.П., Булкин В.В., Шарапов Р.В.* Существование человека в рамках техносферы / Машиностроение и безопасность жизнедеятельности. 2012, №1(11). -С.31-39.

2 **-** *Калиниченко М.В.* Некоторые аспекты проблемы загрязнения урбанизированных территорий автотранспортом (на примере города Мурома) / Экология и промышленность России, декабрь 2012 г. –С.2-5.

3 **-** Санитарные нормы СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. –М.: ИИЦ Минздрава России, 2008.

4 **-** *Булкин В.В., Кириллов И.Н.* Пассивно-активная система мониторинга акустического загрязнения локальной урбанизированной территории / Радиотехнические и телекоммуникационные системы, №4, 2014. –С.48-55.

5 **-** *Bulkin V.V., Kirillov I.N.* Terms of acoustic signal propagation // Australian Journal of Scientific Research, 2014, № 1(5). Volume IV. –pp.102-108.

Анализ возможности применения звукоотражающих экранов на основе резонаторов Гельмгольца

Калиниченко М.В.[1], *Кириллов И.Н.*[1,2], *Булкин В.В.*[1]
1-Муромский институт Владимирского государственного университета
2-Муромский завод радиоизмерительных приборов
marinakali@mail.ru

Аннотация: В докладе дан анализ возможности использования шумопоглощающих экранов на основе резонатора Гельмгольца для снижения уровня акустического шума на городских территориях. Предложен конструктивный вариант экрана. Его особенностью является переменная глубина резонансной камеры и изменение ширины зазора. Показано, что такое решение обеспечивает возможность настройки резонаторов на акустические максимумы шума на различных частотах. Оценка эффективности экрана осуществляется путем экспериментального моделирования. Для проведения моделирования использована лабораторная акустическая камера. Измерения проводились с использованием стандартного шумомера ВШВ-03. Приведены результаты экспериментов. Показано, что в большинстве случаев имеет место ослабление акустического сигнала в зоне перед экраном. Сделан вывод о возможности обеспечения некоторого снижения уровня шума в условиях городских зон.

Ключевые слова: Акустический шум, резонатор Гельмгольца, шумозащитный экран, моделирование, измеритель уровня звука.

Акустошумовое загрязнение среды обитания человека – это сложная, комплексная, требующая больших усилий и средств проблема, не имеющая простых решений, поскольку источники шума весьма разнообразны и единого способа борьбы с ними не существует. В связи с этим задача снижения уровня шума на селитебных территориях является актуальной.

Существующие методы борьбы с шумом сводятся к четырём группам [1]: уменьшение шума в источнике, звукоизоляция (ослабление шума с помощью поглощающих материалов), строительно-планировочные мероприятия и инженерно-технические средства (акустические экраны, сооружения первого эшелона защиты и т.д.).

В данной работе особое внимание уделено исследованию и разработке инженерно-технических средств. Применение таких средств позволит осуществлять борьбу с шумом в уже существующих населённых пунктах, микрорайонах с уже сформировавшейся инфраструктурой. Целью работы является анализ имеющихся методов и инженерно-технических средств борьбы с шумом на открытых техногенных пространствах и предложения по их усовершенствованию.

Наиболее эффективными инженерно-техническими средствами являются акустические (шумозащитные) экраны и резонансные поглотители различных типов. Согласно [1], шумозащитные экраны делятся на несколько видов: звукопоглощающие, звукоотражающие, комбинированные. Выбор конкретного

типа экрана осуществляется исходя из конкретных условий городской среды.

Оценочные расчёты, выполненные на основании экспериментальных данных по уровням шума на территории города Мурома [2], показывают, что при установке шумозащитных экранов требуемое (более 20 лБ) снижение уровня шума может быть обеспечено при высоте экрана порядка 9 м [3], что в условиях города является недопустимым.

Более актуальным для снижения акустической нагрузки на городскую среду может быть использование шумопоглощающих экранов на основе резонатора Гельмгольца.

В докладе представлен вариант построения такого защитного экрана [4]. Конструктивной особенностью этого экрана является наличие изменяющегося по высоте экрана внутреннего объёма (за счёт изменения по высоте профиля глубины внутренней полости) и переменной величины зазора щелевых горловин резонатора. За счёт этого решения авторы предполагают обеспечить возможность «настройки» резонаторов на требуемые частоты.

Очевидно, что наличие любой преграды на пути распространения акустического сигнала приводит к его ослаблению. Но поскольку общеизвестно, что экраны, построенные с включением резонансных поглотителей более эффективны с точки зрения звукопоглощения, представляет интерес оценка эффективности именно с точки зрения поглощения звука в зоне перед экраном.

Экспериментальная проверка осуществлялась методом моделирования отражения сигнала в присутствии модели экрана в малогабаритной лабораторной акустической камере с использованием в качестве контрольно-измерительного средства шумомера ВШВ-003-М3. Измерения проводились в диапазоне частот максимальной чувствительности уха человека, т. е. для интервала от 1000 до 4000 Гц. В отступление от требований стандартов анализ проводился не на средневзвешенных частотах октавных или долеоктавных диапазонов, а во всём указанном диапазоне с шагом в 100 Гц. Также внутри короба модели экрана для улучшения звукопоглощения был применен демпфирующий материал.

Некоторые результаты экспериментов представлены на рис.1. Измерения проводились для разных размеров зазоров в щелевых горловинах резонаторов, сериями по 10 измерений с последующей оценкой среднестатистического значения на каждой частоте. По оси ординат откладывается снижение уровня шума в зоне перед моделью резонатора отсчитанное относительно того же защитного экрана, имеющего глухую переднюю стенку.

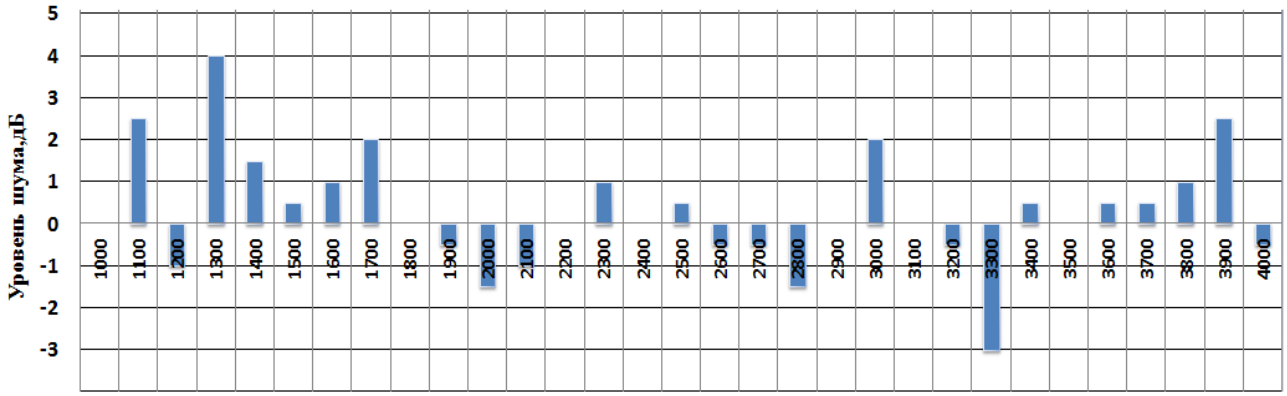
Приведённые данные показывают, что в целом имеет место реальное снижение уровня шума в зоне перед экраном. Величина ослабления различна на разных частотах, в некоторых случаях имеет место некоторое усиление сигнала (резонанс).

Полученные результаты показывают:

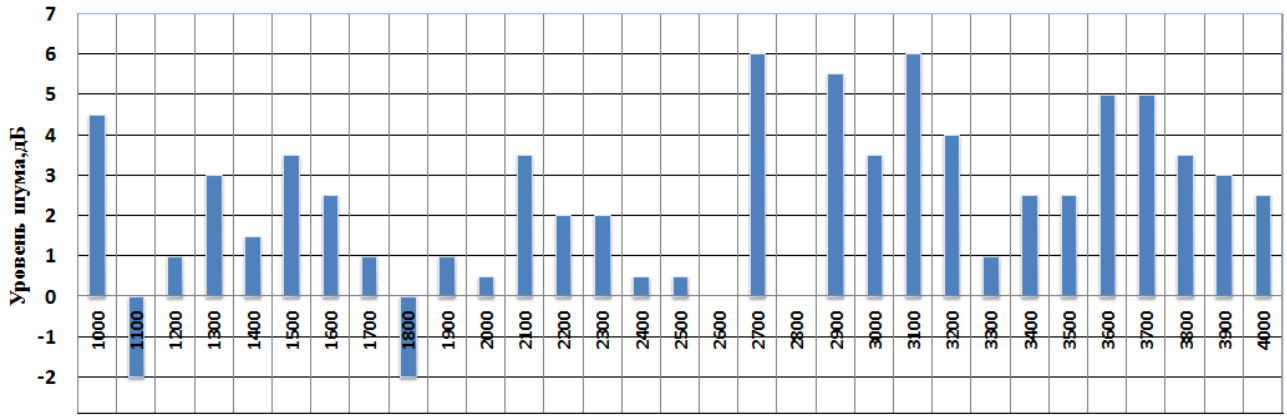
1) применённый метод моделирования не может претендовать на абсолютность получаемых результатов, однако он позволяет оценить принципиальную возможность получения эффекта от использования подобных конструкций;

2) можно считать обоснованным утверждение о том, что при использовании рассмотренного варианта шумопоглощающего экрана будет обеспечено некоторое

снижение уровня акустического шума в зоне перед экраном, что, при применении таких конструкций в качестве защитных сооружений первого эшелона, например, в качестве забора у домов частного сектора или ограждений промышленных или транспортных площадок, обеспечит некоторое снижение общего акустошумового загрязнения городской среды.



а)



б)

Рис. 1. Результаты экспериментов с щумозащитным экраном

Работа выполнена при поддержке грантов РФФИ 14-08-00186 и 12-08-43134 и во взаимодействии с Администрацией округа Муром.

Список литературы

1 - Методические рекомендации по оценке необходимого снижения звука у населённых пунктов и определению требуемой акустической эффективности экранов с учётом звукопоглощения. -М.: РОСАВТОДОР, 2003. 90 с.

2 - *Калиниченко М.В.* Некоторые аспекты проблемы загрязнения урбанизированных территорий автотранспортом (на примере г. Мурома) // Экология и промышленность России. 2012. № 12. С. 54-59.

3 - *Калиниченко М.В.* Разработка шумозащитных мероприятий урбанизированной территории // Вестник Тамбовского университета. Серия Естественные и технические науки. Тамбов, 2013. Т. 18. Вып. 3. С. 875-878.

4 - Патент ПМ РФ № 139581, МПК E01F8/00. Шумопонижающий экран / *Булкин В.В., Калиниченко М.В., Фильков Д.Е., Штыков Е.А*. Опубл.: 20.04.2014.

Анализ распространения шума вентиляторов газотурбинных двигателей с применением системы Actran

Жарков А.В.
MSC Software
alexander.zharkov@mscsoftware.com

Аннотация: Было произведено моделирование шума газотурбинных двигателей в системе Actran. Расчет производился с применением метода конечных элементов.

Ключевые слова: Газотурбинный двигатель, шум, вентилятор, моделирование, Actran

Снижение шума газотурбинных двигателей (ГТД) для самолетов гражданской авиации – одно из важных условий сертификации для использования в развитых странах. Существенный вклад в шум ГТД вносит шум вентилятора, излучаемый как в переднюю, так и в заднюю полусферу. Перспективные модели ГТД характеризуются большой степенью двухконтурности, т.е. увеличенным относительным размером вентилятора. Т.о. актуальность снижения шума вентилятора сохранится в ближайшие десятилетия.

Основными целями компьютерного анализа распространения шума вентилятора ГТД могут являться подбор характеристик звукопоглощающих конструкций, сравнение различных конфигураций спрямляющего аппарата проточной части ГТД, и др.

Моделирование шума ГТД может проводиться в системе Actran, разработанной компанией FreeFieldTechnologies (Бельгия), с применением модуля Actran TM и утилиты iTM.

Расчет производится с применением метода конечных элементов. Возможно решение плоских, осесимметричных и трехмерных задач. Ближнее поле акустической среды моделируется конечными элементами, на его наружной границе размещаются т.н. бесконечные элементы, обеспечивающие условия неотражения и интерполяцию акустического поля. Нагрузка прикладывается в зоне размещения вентилятора. Для приложения нагрузки используется суперпозиция т.н. канальных мод.

При исследовании шума он условно делится на тональный и широкополосный. Для исследования тонального шума, который в ГТД преимущественно связан с частотой следования лопаток, используется приложение отдельных канальных мод с соответствующими окружными и радиальными номерами. При исследовании широкополосного шума возбуждаются все канальные моды из условия равной мощности. Амплитуды канальных мод в этом случае программа подбирает автоматически.

Одним из способов получения амплитуд канальных мод является вычисление модального состава шума (т.е. комплексных амплитуд канальных мод) на основе результатов расчета нестационарного течения газа. Расчет газовой динамики

проводится в сторонней программе. Утилита iTM, входящая в состав Actran, позволяет вычислить комплексные апмплитуды канальных мод на основе нестационарных полей давления (временные зависимости) из расчета газовой динамики. Амплитуды канальных мод могут быть использованы в качестве нагрузки в последующем расчете распространения шума вентилятора в Actran TM.

Расчет распространения шума производится с учетом векторного поля средней скорости потока газа. Это поле может быть получено на основе расчета установившегося течения газа. Такой расчет может быть произведен в Actran, а также в других системах с последующей передачей результатов в Actran.

Результатами расчета могут быть диаграммы направленности шума вентилятора ГТД, поля уровней акустического давления, и др. На основе результатов можно судить об эффективности мер по снижению шума ГТД еще до изготовления натурных образцов и проведения испытаний и измерений.

Следует отметить, что в Actran расчет производится в линейной постановке. В этой связи приложение реальных уровней внешнего воздействия не является обязательным. Отклик, в частности, акустическое давление, можно масштабировать уже по завершении расчета.

Точный расчет распространения шума, возможность учета среднего течения, применение канальных мод и их суперпозиции, а также высокая эффективность вычислительных алгоритмов Actran позволяют использовать систему Actran для расчета распространения шума реальных ГТД и выбора их конструктивных параметров.

Определение возможности и эффективности применения рукавного амортизатора растяжения типа РАР в качестве виброизолятора

Онуфриенко А.В., Аникин Е.С., Горбатюк А.А.
ФГУП "НПП "Прогресс"
info@progress-omsk.ru

Аннотация: Определена возможность и эффективность применения рукавного амортизатора растяжения типа РАР в качестве виброизолятора на примере виброизолирующей опоры грохота ГИСЛ-62ВЧ. Представлена принципиальная схема грохота с амортизатором типа РАР. Выполнены расчеты возможности и эффективности применения амортизатора в составе грохота.

Произведенный расчет показал, что вибрационные нагрузки, передаваемые на строительные сооружения, по сравнению с пружинными опорами уменьшаются в 1,5 раза, при этом величина амплитуды грохочения не изменяется. Коэффициент запаса прочности РАР составляет не менее 3,5. Ресурс РАР в составе грохота превышает более чем в два раза ресурс серийных пружин в данном оборудовании.

Ключевые слова: Грохот ГИСЛ-62ВЧ, виброизолирующая опора, рукавный амортизатор растяжения, расчет, эффективность.

Одной из основных задач современной техники является создание эффективных средств защиты от вибрации, ударных воздействий и шума.

Несмотря на существование амортизаторов различных конструкций, все они по тем или иным свойствам не удовлетворяют требованиям виброзащиты и сейсмозащиты отдельных видов оборудования.

Наиболее перспективными виброзвукоизоляторами в настоящее время являются пневматические упругие элементы с резинокордными оболочками. По сравнению с другими видами упругих элементов они обладают рядом преимуществ, основными из которых являются [1]:

- практически полная изоляция подрессоренной и неподрессоренной масс в широком диапазоне частот возбуждающих колебаний;
- широкий диапазон грузоподъёмности (от нескольких килограмм до сотен тон);
- простота регулирования грузоподъёмности и жёсткости пневмоэлемента без изменения его конструкции (изменяя давление воздуха внутри пневмоэлемента);
- возможность изменения жесткостных параметров за счёт изменения профиля направляющих арматур, объёма системы пневмоэлемента и конструктивных параметров резинокордной оболочки;
- возможность обеспечения постоянства прогиба упругого пневмоэлемента при изменении на него нагрузки;
- возможность сохранения практически постоянной собственной частоты колебаний при изменении статической нагрузки;

- возможность совмещения в одном пневмоэлементе функций упругого элемента и демпфера;

- большой срок службы;

- небольшие габаритные размеры и масса;

Существующие пневматические элементы с резинокордными оболочками имеют частоту собственных колебаний, как правило, в пределах 0.3 – 5 Гц, что значительно ниже частоты собственных колебаний многих других видов современных упругих элементов.

Учитывая, что для всех величин деформирования изоляция колебаний выполняется при отношении возбуждающей частоты к собственной $\gamma = \sqrt{2}$, находим, что существующие пневматические элементы могут быть использованы для виброизоляции, начиная с частот от 0.4 Гц и выше.

Вертикальные жесткостные характеристики указанных пневмоэлементов зависят от давления и объёма сжатого газа, профиля направляющих арматур, исходного положения элемента, геометрических параметров кордного каркаса, его слойности, свойств применяемых кордов и резин.

Пневматические упругие элементы с резинокордными оболочками позволяют регулировать не только вертикальные, но поперечные жесткостные характеристики прежде всего за счёт изменения угла корда, типа корда, слойности каркаса, типа резины, профиля направляющих арматур и внутреннего давления.

Пневматические упругие элементы с резинокордными оболочками, установленные в конструкциях и машинах, обеспечивают последним различные качества и работают по разному. Нагрузки на них могут быть осевые, поперечные, сложные, различные по величине, характеру и времени действия. Это предопределило большое разнообразие пневматических элементов с резинокордными оболочками.

Наиболее простым является пневматических элемент с однополостной резинокордной оболочкой, расположенной между плоскими арматурами (фланцами). За счёт изменения формы арматур и резинокордной оболочки можно получить различные типы пневматических упругих элементов. Все их условно можно разделить на баллонные, диафрагменные, рукавные и подушечные в зависимости от типа применяемой резинокордной оболочки.

Классификация пневматических амортизаторов с резинокордными оболочками [1] указанна на Рис. 1.

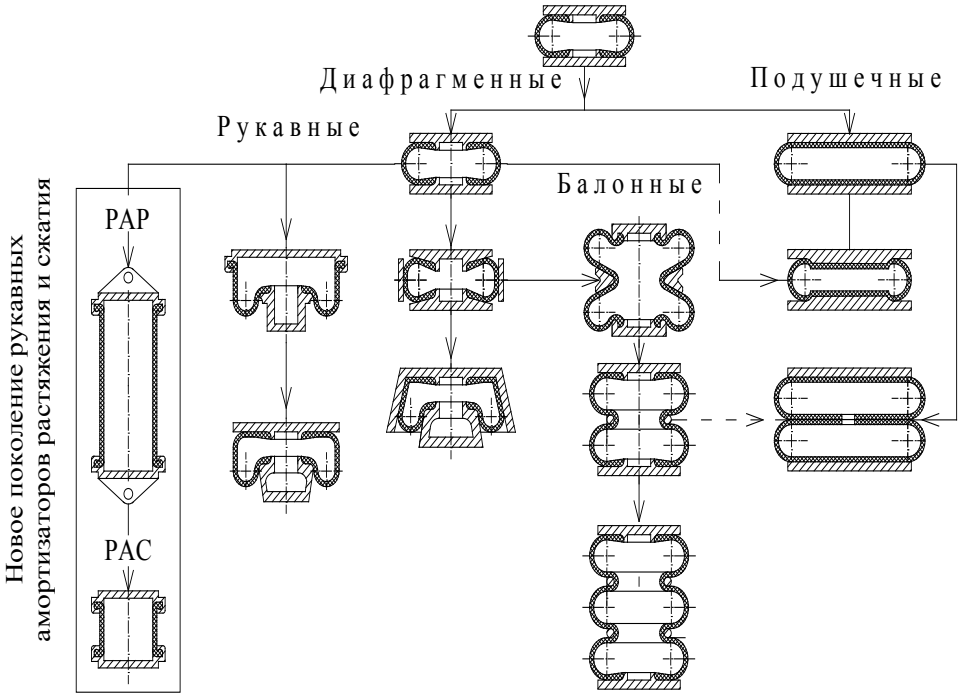


Рис. 1. Схема классификации пневматических элементов с резинокордными оболочками

Резинокордные оболочки баллонного типа

РКО баллонного типа [2] представляют собой одно-, двух-, или трехсекционные баллоны, имеющие в плане торообразную форму с одним или двумя стягивающими кольцами и двумя фланцами на краях РКО. Стягивающие кольца служат для ликвидации продольного изгиба и для контроля рабочего хода оболочки. Фланцы обеспечивают связь вибрирующего элемента со стационарной опорой. РКО этого типа требуют дополнительных объёмов. При этом частота собственных колебаний может быть снижена только до 80 – 75 кол/мин. Необходимость использования дополнительного объём, в случае РКО баллонного типа, увеличивает металлоёмкость и расход воздуха при регулировании высоты подрессориваемого объёкта, что приводит к загрузке компрессора. РКО баллонного типа практически не воспринимают боковых усилий.

Преимуществом РКО баллонного типа является простота её конструкции, высокая надёжность, больший в сравнении с другими типами РКО срок службы, а также не требует высокой точности при установке.

Резинокордные оболочки подушечного типа

РКО подушечного типа [2] состоят из одной, чаще из двух секций привулканизованных одна к другой. Полости обеих секций соединены между собой. Преимущества РКО подушечного типа является возможность изготовления удлиненных РКО с небольшой шириной, с сохранением высокой грузоподъёмности, что позволяет использовать РКО этого типа там где невозможно использовать по габаритным факторам РКО других типов.

Этот тип РКО имеет сравнительно большую жесткость и высокую частоту колебаний, для снижения которых требуются значительные дополнительные ёмкости.

Резинокордные оболочки диафрагменного типа

РКО диафрагменного типа [2] лишены многих недостатков предыдущих конструкций. По принципу действия РКО такого типа похожи на систему поршень - цилиндр и состоят из собственно резинокордной оболочки, жесткого корпуса с направляющим кожухом или без него и поршня – плунжера, профиль которого характер изменения эффективной площади оболочки. Изменение нагрузочной характеристики происходит за счёт перемещения плунжера внутри оболочки.

Этот тип РКО не требует дополнительного объём, уменьшает расход воздуха. Однако эта конструкция имеет меньший срок службы за счет прямого контакта резинокордной оболочки с металлораматурой амортизатора, не может обеспечить большие перемещения, большую металлоемкость и требует большей точности при установке.

Резинокордные оболочки рукавного типа

Резинокордные оболочки рукавного типа [2] известных на сегодняшний день конструкций представляет собой рукав с двумя бортами как одинакового, так и различного диаметра. Нижний борт зажимается (уплотняется) на поршне, а верхний на крышке.

По принципу действия рукавные оболочки напоминают диафрагмы с направляющей. Малая разница между площадью поперечного сечения и эффективной площадью оболочки позволяет нагружать РКО значительно больше при относительно малых размерах резинокордных оболочек по диаметру. Преимущества РКО рукавного типа – небольшие габариты по диаметру. Недостатки РКО рукавного типа - рассчитаны на небольшие нагрузки и имеют не большой срок службы.

Технические предпосылки для разработки рукавных амортизаторов растяжения.

Учитывая недостатки наиболее перспективных систем амортизации на основе диафрагменных и рукавных (известных конструкций) резинокордных оболочек, встал вопрос о создании и исследовании нового типа рукавных амортизаторов не имеющие в своей конструкции недостатков известных конструкций систем амортизации.

Исследуемые рукавный амортизатор растяжения (РАР) является принципиально новым элементом системы амортизации.

Отличительными особенностями амортизатора являются:

- характер его работы на растяжение;
- отсутствие направляющих арматур;
- несущее усилие в большей степени зависит от геометрии силового каркаса;
- значительное влияние на характеристики амортизатора конструктивных параметров резиновых слоев.

Эти отличия РАРа от известных резинокордных пневматических амортизаторов определяют специфичность расчетов его параметров и характеристик.

Разрабатываемый рукавный амортизатор растяжения представляет собой представляет собой армированный рукав, закрытый по торцам фланцами и находящийся по внутренним избыточным давлением сжатого газа.

Принцип действия амортизатора основан на стремлении армированного рукава под действием внутреннего давления занимать положение, при котором достигается максимальный объем, что соответствует расположению армированных нитей корда под углом 54°44’ к продольной оси рукава. При изготовлении рукава этот угол должен составлять около 15 - 50°. Поэтому при подаче в рукав сжатого газа он стремится увеличить свой диаметр и укоротиться по длине.

В результате этого возникаем упругая подъемная сила и амортизатор начинает работать как пружина растяжения.

Использование РАРа позволит создать системы амортизации, обладающие рядом преимуществ по сравнению с существующими пневматическими системами амортизации с перекатывающейся резинокордной оболочкой диафрагменного и рукавного типа.

Эти преимущества следующие:

- компактность и простата конструкции;
- высокие виброизолирующие свойства благодаря отсутствию металлического контакта между строительными конструкциями и амортизируемым объектом;
- большие запасы по перемещениям за пределами расчетных ходов амортизации;
- возможность электроизоляции амортизируемого объекта от строительного сооружения за счет токонепроводимости РАРа;
- возможность перегиба РАРа при монтаже и эксплуатации;

Значительно меньший вес, приходящийся на единицу амортизируемой массы.

Конструкция и работа рукавного амортизатора растяжения

Рукавный амортизатор растяжения (РАР) состоит из резинокордной оболочки рукавного типа (рукава), закрытой по торцам фланцами и находящейся по внутренним избыточным давлением сжатого газа. (Рис. 2)

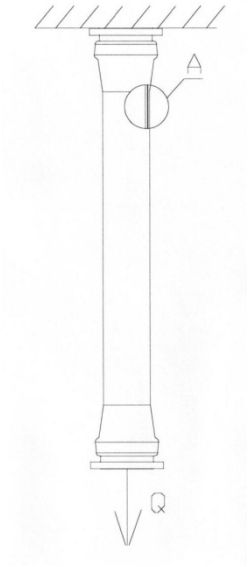


Рис. 2. Рукавный амортизатор растяжения

Фланцы амортизатора служат для его крепления к амортизируемому объекту и к строительной конструкции.

Резинокордная оболочка состоит из резинокордного композита и бортовой части.

Резинокордный композит - стенка рукава состоит из трех слоев (Рис. 3).

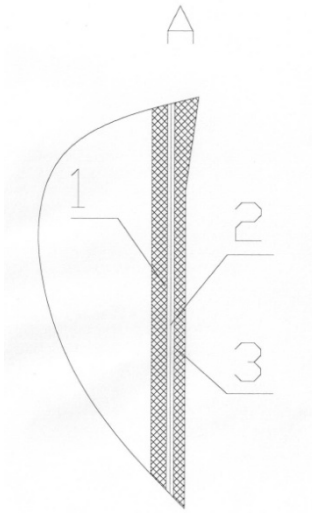


Рис. 3. Принципиальная схема стенки рукава РАРа: 1-герметизирующий слой (герметизирующая камера); 2- силовой каркас; 3-покровный (защитный) слой резины

Внутренний резиновый слой резины оболочки, который конструктивно может представлять из себя отдельную резиновую оболочку - герметизирующую камеру, служит для герметизации всей системы и называется герметизирующим слоем.

Герметизирующий слой или герметизирующая камера в случае необходимости может изготавливаться из резины, обладающей возможно меньшей газопроницаемостью, чем обеспечивается минимум диффузионных утечек газа (воздуха) из амортизатора.

Средний слой рукава – силовой каркас – должен состоять из четного числа слоев обрезиненного синтетического корда, металлотроса или корд-шнура, каждая пара которых образует систему перекрещивающихся нитей, воспринимающих нагрузки на амортизатор. Промежутки между нитями должны быть заполнены резиной

Внешний резиновый (покровный) слой защищает внутренние слои от воздействия внешних факторов: механических воздействий при транспортировании, монтаже и эксплуатации, атмосферного влияния.

Бортовые зоны состоят из бортовых колец вокруг которых обернуты кромки слоев силового каркаса. Бортовые кольца обеспечивают взаимное расположение слоёв силового каркаса и их жесткое крепление к фланцам амортизатора

Материалом для бортовых колец может служить как рояльная проволока, навитая в несколько рядов, так и свальцованный металлический пруток или труба.

При подаче внутрь рукава давления газа нити корда силового каркаса будут стремиться к равновесному углу с осью оболочки, который равен 54°44’ [2]. Если начальный угол корда силового каркаса меньше равновесного, рукав будет стремиться укоротиться в результате чего и возникает подъемная сила [5].

Величина этой силы зависит от относительного удлинения рукава и от начального угла корда.

Расчет рукавного амортизатора растяжения.

Основной частью конструкции является резинокордный рукав который сохраняет цилиндрическую форму, как при растяжении, так и при сжатии.

Рукав характеризуется следующими конструктивными параметрами:

F – заданная статическая нагрузка на амортизатор;

r- радиус по средней линии силового каркаса;

Q - угол наложения силового каркаса;

n – число слоев силового каркаса;

i_0 – плотность нитей (шнуров) силового каркаса;

j – коэффициент неравномерности.

Задача расчета в определении:

- статической грузоподъёмности;
- статической нагрузки на силовой каркас.

В ходе расчета приняты следующие допущения;

- РАР при удлинении сохраняет цилиндрическую форму;
- удлинение нитей силового каркаса мало и им можно пренебречь;
- резина рукава является несжимаемой.

Эффективная площадь определяется [3]:

$$S = \pi \cdot r^2 \left[\left[2 \cdot \left(\frac{\cos(Q)}{\sin(Q)} \right)^2 \right] - 1 \right] \tag{1.1}$$

Определение давления во внутренней полости амортизатора для обеспечения заданной грузоподъемности:

$$Pu = \frac{F}{S} \tag{1.2}$$

Нагрузка на нить силового каркаса

$$N = \frac{F}{j \cdot 2\pi \cdot r \cdot n \cdot i_0 \cdot \sin(Q)^2} \tag{1.3}$$

Определение возможности и эффективности применения опытного рукавного амортизатора растяжения РАР-100 в качестве виброизолятора.

В качестве оборудования обеспечивающие высокие вибрационные характеристики выбран грохот инерционный ГИСЛ-62ВЧ.

Параметры грохота марки ГИСЛ 62ВЧ [4]:

- полная масса грохота составляет 8800 кгс;
- частота вынужденных колебаний грохота ровна 16 Гц;
- максимальное значение возмущающей силы на одну опору грохота составляет 133 кгс;
- масса колебательной системы (резонатора) 0,99 кгс;
- рабочая амплитуда колебаний грохота составляет 0,5 см;
- наибольшая амплитуда колебаний при останове грохота 2,5 см;
- направление колебаний грохота к его оси составляет 45°.

Чертеж грохота марки ГИСЛ-62ВЧ с серийными пружинными опорами представлен на Рис. 4.

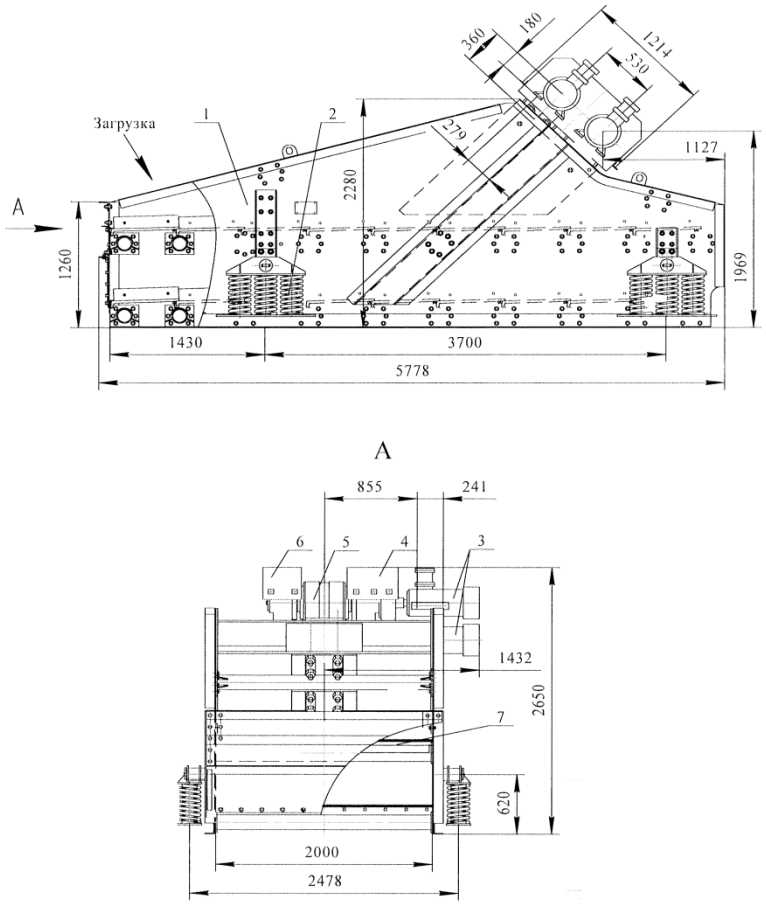


Рис. 4. Чертеж грохота марки ГИСЛ 62ВЧ

Принципиальная схема грохота с разрабатываемыми рукавными амортизаторами растяжения РАР-100 представлена на Рис. 5

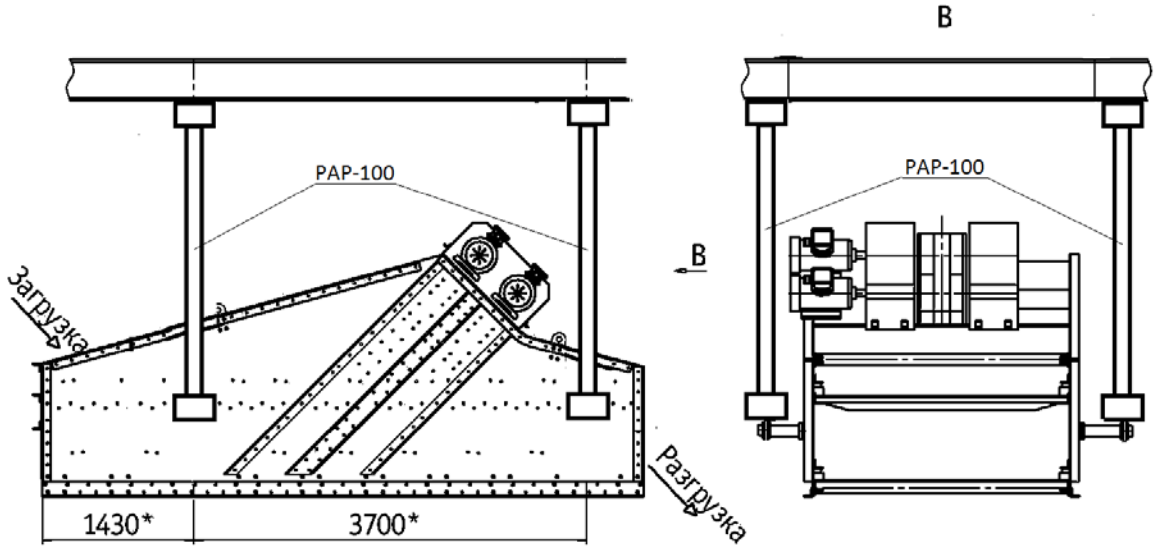


Рис. 5. Грохот ГИСЛ 62ВЧ с рукавными амортизаторами растяжения РАР-100

Опытный образец РАР-100 представляет собой рукавный амортизатор растяжения, изготовленный на базе патрубка резинокордного напорного с углом закроя корда силового каркаса менее 54°44’.

Исходные данные для расчета возможности и эффективности применения РАР-100 как виброизолятора в составе грохота ГИСЛ 62ВЧ:

F=2200 кгс - статическая нагрузка на РАР

r = 5,42 см - радиус по средней линии силового каркаса
Q = от 39 до 43 ^{0} - угол закроя корда
z = 2,5 см - наибольшее перемещение РАР при останове грохота
H = 85 см - длина рабочего участка РАР между фланцами
n = 2 - количество слоев корда
i = 7,8 нитей /см - плотность нитей корда
$N1$ = 75 кгс - разрывная нагрузка корда силового каркаса
h = 0,82 см - толщина стенки рукава
d = 0,05 см - диаметр нити корда
G = 10 - модуль сдвига резины

Прочностной расчет РАР-100.

Эффективная площадь РАР-100:

$$S(Q) = \pi \cdot r^2 \left[\left[2 \left(\frac{\cos(Q)}{\sin(Q)} \right)^2 \right] - 1 \right] \quad (1.4)$$

Q	$S(Q)$, см^2
39^0	189,186
40^0	169,862
41^0	151,971
42^0	135,38
43^0	119,971

Давление во внутренней полости РАР-100 для обеспечения требуемой статической нагрузки:

$$Pu(Q) = \frac{F}{S(Q)} \quad (1.5)$$

Q	Pu (Q), кгс/см^2
39^0	11,629
40^0	12,952
41^0	14,476
42^0	16,251
43^0	18,338

Нагрузка на нити корда силового каркаса:

$$N(Q) = \frac{Pu(Q) \cdot r \cdot (z + H)}{0.65 \cdot n \cdot i \cdot H \cdot \sin(Q)^2} \quad (1.6)$$

Q	$N(Q)$, кгс
39^0	16,156
40^0	17,248
41^0	18,507
42^0	19,971
43^0	21,694

Коэффициент запаса прочности рукава РАР-100:

$$\mu(Q) = \frac{N1}{N(Q)} \quad (1.7)$$

Q	$\mu\ (Q)$
39^0	4,6
40^0	4,3
41^0	4,05
42^0	3,7
43^0	3,45

Расчет статической жесткости рукава РАР-100.

Вычисляем коэффициент, показывающий во сколько раз энергия деформации резины в слое корда превышает энергию деформации слоя чистой резины той же толщины:

$$K = \frac{1}{i \cdot d} \cdot \left(\frac{2}{\sqrt{1 - i^2 \cdot d^2}} \cdot a\tan\left(\sqrt{\frac{1 + i \cdot d}{1 - i \cdot d}} \right) - \frac{\pi}{2} \right) \tag{1.8}$$

K=1,462

Приведенная толщина стенки:

$$h2 = h + n \cdot d \cdot (K - 1) \tag{1.9}$$

$h2 = 0.866$ см

Статическая жесткость рукава РАР-100 в осевом направлении:

$$C(Q) = \frac{7 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot Pu(Q) \cdot \left(\frac{\cos(Q)}{\sin(Q)} \right)^2}{H} + \left[\frac{18 \cdot \pi \cdot r \cdot G \cdot h2}{H} \cdot \left[1 - \left(\frac{\cos(Q)}{\sin(Q)} \right)^2 + \left(\frac{\cos(Q)}{\sin(Q)} \right)^4 \right] \right] \tag{1.10}$$

Значения статической жесткости РАР-100 в осевом направлении:

Q	$C\ (Q)$, кгс/см
39^0	191.01
40^0	189.6
41^0	190.2
42^0	192.6
43^0	196.9

Из полученных результатов видно, что наименьшая статическая жесткость РАР-100 в осевом направлении реализуется при угле закроя силового каркаса равного $40 \div 41^0$.

$$vz(Q) = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{C(Q) \cdot g}{\frac{F}{100}}} \tag{1.11}$$

Частота собственных колебаний РАР-100 в осевом направлении:

Q	$vz(Q)$, Гц
39^0	1.469
40^0	1.463
41^0	1.465
42^0	1.475
43^0	1.491

Определение амплитуды перемещения грохота ГИСЛ-62ВЧ при использовании РАР-100 с частотой собственных колебаний равной 1.463 Гц (угол закроя корда силового каркаса - 40^0):

$$\Delta = \frac{F}{\sqrt{m^2 \cdot (\omega 0^2 - \omega^2)^2 + \beta^2 \cdot \omega^2}} \quad (1.12)$$

Δ=0.529 см

Сравнительные характеристики передачи нагрузки (коэффициент передачи нагрузки) рукавного амортизатора растяжения в вертикальном направлении с пружинной опорой:

$\omega 01$ = 1.8 Гц – частота собственных колебаний пружинной опоры грохота;

ω = 16 Гц – частота вынужденных колебаний грохота.

$$\alpha = \frac{\omega}{\omega 01} \quad (1.13)$$

α = 8.89

$$Ky1 = \frac{1}{\alpha^2 - 1} \quad (1.14)$$

$Ky1$ = 0.013 - коэффициент передачи нагрузки пружинной опорой грохота в вертикальном направлении.

$\omega 01$ = 1. 465 Гц – частота собственных колебаний расчетного рукавного амортизатора растяжения РАР-100;

ω = 16 Гц – частота вынужденных колебаний грохота

α = 10.94

Коэффициент передачи нагрузки РАР согласно формуле (1.14).

$Ky2$ = 0.008 – коэффициент передачи нагрузки РАР-100 в качестве опоры грохота ГИСЛ 62ВЧ в вертикальном направлении

$$\frac{Ky1}{Ky2} = 1.52$$

Проведенный расчет показывает, что при использовании РАР-100 в качестве виброизолирующей опоры грохота ГИСЛ-62ВЧ передаваемые нагрузки на строительные сооружения по сравнению с пружинными опорами уменьшатся в 1,5 раз, при этом величина амплитуды грохочения не изменится, запас прочности РАР-100 составит не менее 3,5.

Список литературы

1. Пиновский, М.Л. Пневматические упругие элементы с резинокордными оболочками. Расчёт, конструирование, изготовление и эксплуатация / М.Л. Пиновский, Г.А. Колоколов. – Москва: ЦНИИТЭнефтехим, 1977. – 132 с.
2. Лепетов, В.А. Расчёты и конструирование резиновых изделий / В.А. Лепетов, Л.Н. Юрцев. – 3-е изд. – Ленинград: «Химия», 1987. – 408 с.
3. Бидерман В.Л. Механика тонкостенных конструкций. М., «Машиностроение» 1977.
4. Паспорт «Грохот инерционный ГИСЛ62ВЧ» ГИСЛ62УП2-00.00.000ПС, Красноярск.
5. *Пиновский М.Л.и др.* Пневматический амортизатор растяжения. А. с. № 1100441. – Опубл. 30.09.84. Бюл. № 24.

К ВОПРОСУ РАСЧЕТА ЗВУКОИЗОЛЯЦИИ РАЗДЕЛЬНЫХ МАССИВНЫХ СТЕНОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Кривцов С.И., Рамазанов Т.А., Латыпов В.М.
Уфимский государственный нефтяной технический университет, кафедра «Строительные конструкции», г. Уфа
mokimoto1@yandex.ru

Аннотация: Статья посвящена исследованию актуального вопроса – разработке методики расчета индекса звукоизоляции воздушного шума для раздельных массивных акустически неоднородных стеновых конструкций, которая в действующем нормативном документе [2] отсутствует. При строительстве жилых и общественных зданий все большее применение находят двухслойные стены или перегородки, разделяющие различные помещения. Как правило, в конструкции таких стен применяется кирпич, бетон, гипсобетон, газосиликатные блоки и т.д. с воздушным промежутком между слоями. На основе сравнительного анализа экспериментальных данных, полученных при акустическом обследовании вновь построенного 16-этажного жилого дома с межквартирными стенами, выполненными в виде двух слоев из блоков ячеистого бетона *D*500 с воздушным промежутком между ними, и методики расчета, предложенной авторами, сделана попытка решить эту проблему.

Ключевые слова: Строительная акустика, акустический расчет, индекс звукоизоляции воздушного шума, раздельные конструкции.

Введение. Предложено решение задачи строительной акустики по определению методики расчета индекса звукоизоляции воздушного шума для стенового ограждения, выполненного из двух массивных жестких слоев с воздушным промежутком между ними. В качестве экспериментального подтверждения достоверности предложенной методики расчета выполнено акустическое обследование межквартирных стен жилого 16-этажного жилого дома в микрорайоне «Инорс-IV» в Калининском районе г. Уфыметодом натурных испытаний.

Основная часть.Межквартирные стены жилого 16-этажного дома представляют собой двухслойную конструкцию с воздушным промежутком (рис.2). Несущие слои сложены стеновыми блоками из ячеистого бетона по [4] толщиной 100мм. Величина воздушного промежутка – 50мм. Перекрытия выполнены из монолитных железобетонных плит толщиной 200мм. Пол представляет собой бетонную стяжку толщиной 50мм по керамзитовой засыпке толщиной 30мм. Натурные измерения проводились в соответствии с рекомендациями нормативов [1, 3]. Индекс изоляции воздушного шума, полученный методом инструментального измерения непосредственно на объекте, составил R_W =46дБ.

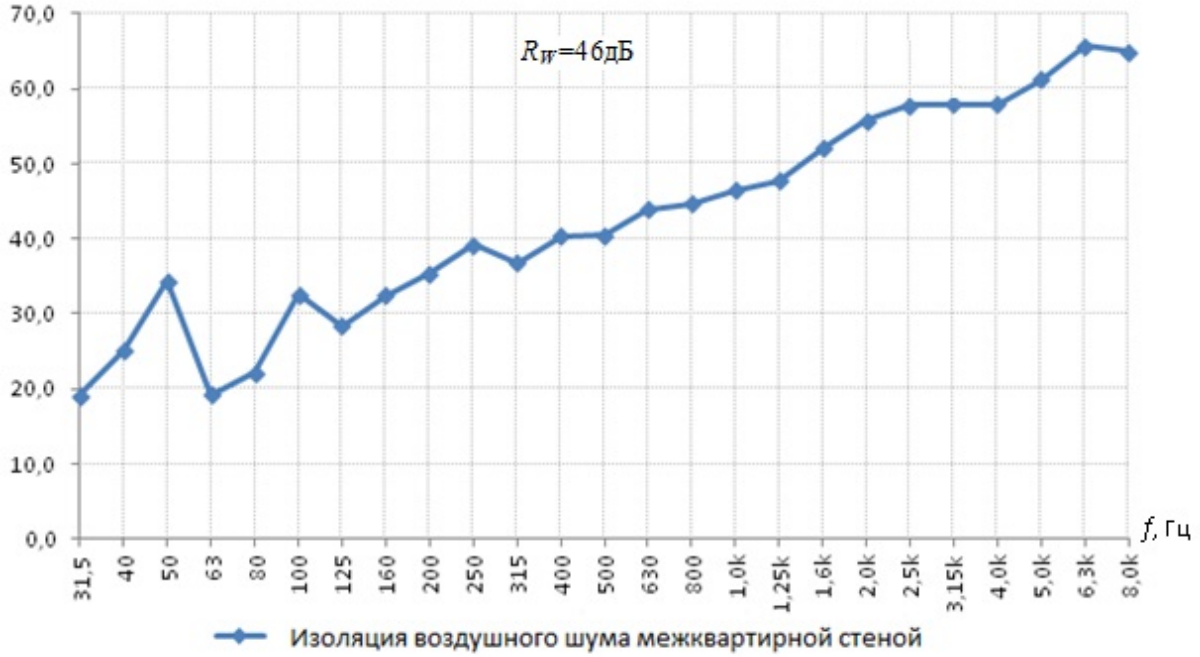


*Рис.1.*Измеренная на объекте частотная характеристика *R*, дБ

Определение индекса изоляции воздушного шума расчетным путем проводилось в соответствии с методикой пособия по проектированию [5].

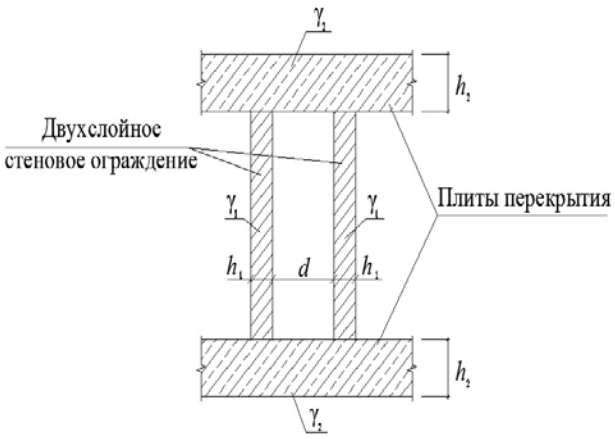


Рис.2. Расчетная схема двухслойной стены

h_1 – толщина одного слоя стены, h_2 – толщина перекрытия, d– толщина воздушного промежутка, γ_1 – плотность материала слоя стены, γ_2 – плотность материала перекрытия с полом

Расчет начинается с построения основного графика частотной характеристики изоляции воздушного шума одним слоем стены согласно указаний норматива [2, раздел 3].

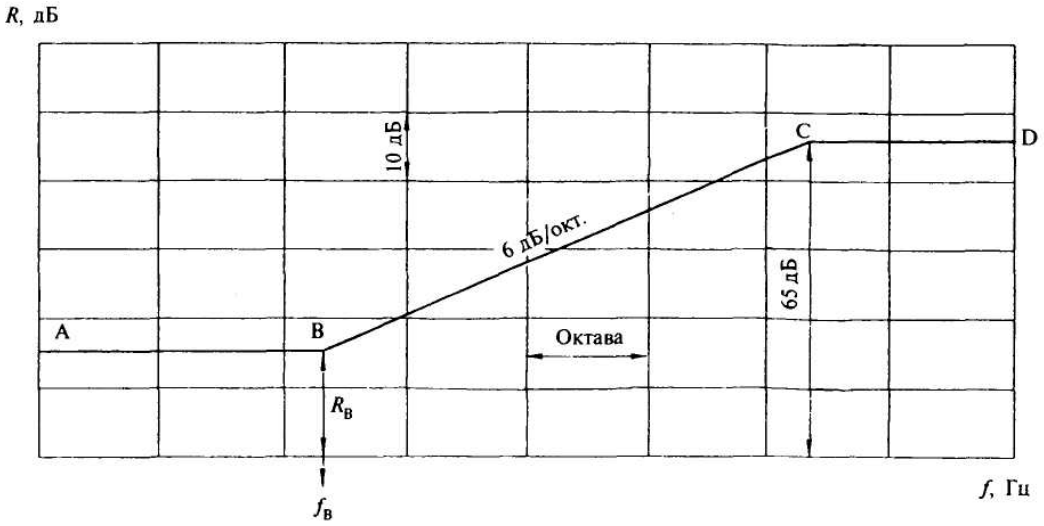


Рис. 3. Частотная характеристика изоляции воздушного шума одного слоя стены

Исходные данные:

5 - марка по средней плотности ячеистого бетона – *D* 500 (плотность ячеистого бетона с учетом расчетной влажности 10% – 550 кг/м^3 [6]

6 - скорость продольной волны в материале стены c_1 – 1700 м/с

7 - толщина воздушного промежутка *d* – 50 мм

8 - толщина слоя стены h_1 – 100 мм

9 - толщина монолитного железобетонного перекрытия – 200 мм

10 - толщина керамзитовой засыпки – 30 мм

11 - толщина бетонной стяжки – 50 мм

12 - плотность материала стены γ_1 – 550 кг/м^3

13 - плотность монолитной железобетонной плиты перекрытия – 2400 кг/м^3

14 - насыпная плотность керамзитового песка – 600 кг/м^3

15 - плотность бетонной стяжки – 2200 кг/м^3

16 - средняя плотность перекрытия γ_2:

$$\gamma_2 = \ = = 2172 \text{ кг/м}^3$$

Общая величина звукоизоляции двойного ограждения:

$$R' = R + \Delta R$$

где, *R*– значение звукоизоляции однослойного плоского ограждения, определяемое по [2]

Δ*R*– величина дополнительной звукоизоляции (при установке второго слоя в стене или перегородке)

Абсцисса точки *B* ($f_в$) определяется по [2, табл.8]

$$f_в = = = 400 \text{ Гц}$$

Ордината точки B ($R_в$) определяется в зависимости от эквивалентной поверхностной плотности $m_э$ по формуле:

$$R_в = 20 \lg m_э - 12 = 20 \cdot 1{,}97 - 12 = 27{,}4 \text{ дБ}$$

Эквивалентная поверхностная плотность $m_э$ определяется по формуле:

$$m_э = K \cdot m = 1{,}7 \cdot 55 = 93{,}5 \text{ кг/м}^2$$

где, m– поверхностная плотность (кг/м^2):

$$m = 550 \cdot 0{,}1 = 55 \text{ кг/м}^2$$

K– коэффициент, учитывающий относительное увеличение изгибной жесткости ограждения из бетонов на легких заполнителях, поризованных бетонов и т.п. по отношению к конструкциям из тяжелого бетона с той же поверхностной плотностью; для сплошных ограждающих конструкций из бетонов на легких заполнителях, поризованных бетонов, кладки из кирпича и пустотелых керамических блоков коэффициент K определяется по [2, табл.10].

Построение дополнительного графика добавочной звукоизоляции, полученной от устройства второго слоя стены, состоит в нахождении координат ломаной линии $A^1B^1C^1D^1$. Абсцисса точки B^1 (f_{B1}) находится по формуле:

$$f_{B1} = 0{,}125 \cdot f_0 = 0{,}125 \cdot 14{,}6 = 1{,}83 \text{ Гц}$$

где, $f_0 = 0{,}42 = 0{,}42 = 14{,}6$ Гц

где, c_1 – скорость продольной волны в слое раздельного ограждения, м/с (принимается по [5, табл.64])

Ордината точки B^1 (ΔR_{B1}) определяется по формуле:

$$\Delta R_{B1} = 13 - 20 \lg = 13 - 20 \lg 3 = 13 - 9{,}5 = 3{,}5 \text{ дБ}$$

Абсцисса точки C^1 (f_{C1}) определяется по формуле:

$$f_{C1} = f_0 = 14{,}6 \text{ Гц}$$

Ордината точки C^1 (ΔR_{C1}) является величиной постоянной:

ΔR_{C1} = 13 дБ

Ординаты основного (R) и дополнительного (ΔR) графиков суммируются, в результате чего получается результирующее значение на графике частотной характеристики изоляции воздушного шума двухслойной конструкцией.

С результирующего графика снимаются показания (ординаты) изоляции воздушного шума двухслойной конструкцией в нормируемом диапазоне среднегеометрических $^1/_3$-октавных полосчастотот 100 до 3150 Гц и производятся вычисления согласно [2, раздел 2] до получения численного значения индекса изоляции воздушного шума (R_W)двухслойной акустически неоднородной конструкции.

В результате произведенных расчетов с использованием разработанной методики для межквартирной стены 16-этажного жилого дома в микрорайоне «Инорс-IV» в Калининском районе г. Уфы индекс изоляции воздушного шума получился равный R_W = 48дБ.

Заключение. Сравнительный анализ измеренного и расчетного индексов изоляции воздушного шума двухслойной акустически неоднородной межквартирной стеной 16-этажного жилого дома в микрорайоне «Инорс-IV» в Калининском районе г. Уфы показал незначительное отклонение в значениях индексов (в пределах 5%). В дальнейшем предполагается продолжение исследований с целью совершенствования расчетной модели индекса изоляции воздушного шума раздельными стеновыми конструкциями для более полного учета косвенных путей передачи шума и иных факторов, влияющих на распространение шумов в зданиях.

Список литературы

1. СП 51.13330.2011. Свод правил. СП51.13330.2011. Защитаотшума. Актуализированная редакция. СНиП23-03-2003. – Введ. 2011-05-20. – М.: Минрегион России, 2011. – 42с
2. СП 23-103-2003. Свод правил по проектированию и строительству. Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий. – Введ. 2003.12.25. – М.: Госстрой России, 2003. – 30с
3. ГОСТ 27296-2012. Здания и сооружения. Методы измерения звукоизоляции ограждающих конструкций. – Введ. 2014-01-01. – М.: Стандартинформ, 2014. – 19с
4. ГОСТ 31360-2007. Изделия стеновые неармированные из ячеистого бетона автоклавного твердения. Технические условия. Введ. 2007-11-21. – М.: Стандартинформ, 2008. – 12с
5. Пособие по проектированию ограждающих конструкций зданий / Научно-исследовательский институт строительной физики Госстроя СССР; сост.: Н.В.Морозов [и др.]. – М.: Издательство литературы по строительству, 1967. – 444с
6. Пособиепо проектированию бетонных и железобетонных конструкций из тяжелых и легких бетонов без предварительного напряжения арматуры **(к** СНиП 2.03.01-84**)** / Научно-исследовательский институт бетона и

железобетона Госстроя СССР; сост.: К.М.Романовская, В.В.Макаричев и Центральный научно-исследовательский институт строительных конструкций им. В.А.Кучеренко Госстроя СССР; сост.: Н.И.Левин – М.: Центральный институт типового проектирования, 1989. – 195с

Проектирование пневматической системы виброизоляции грохота инерционного

Аникин Е.С., Звонов А.О.
ФГУП "НПП "Прогресс"
info@progress-omsk.ru

Аннотация: В настоящее время вибрация в качестве полезного фактора используется во многих областях промышленности и, зачастую, является незаменимой. При этом возникает проблема сохранения здоровья обслуживающего оборудование персонала и обеспечения комфортных условий работы с вибрационной техникой. Для решения этой проблемы вибрационная техника оснащается виброизолирующими опорами и другими системами. Фактор вибрации широко используется в горной промышленности, в частности в вибрационных грохотах. В статье исследуется возможность улучшения характеристик системы виброизоляции грохота инерционного серии ГИСЛ. На основании уникального опыта специалистов ФГУП «НПП «Прогресс» по разработке резинокордных элементов виброзащитных систем различного назначения, предложена конструкция опоры на основе пневматического виброизолирующего элемента, приведены расчеты некоторых её характеристик и их сравнение с данными эксперимента, показавшее хорошее совпадение.

Ключевые слова: Инерционный грохот, пневматический виброизолятор, осевая жесткость, продольная жесткость.

Колебательные процессы характерны для всей окружающей среды, для живой и неживой природы. В тоже время колебательные процессы в технике (вибрация) долго рассматривались как вредные, приводящие к аварийным ситуациям и поломкам механизмов. Лишь в последние столетие начался процесс постепенного развития вибрационной техники.

В вибрационных машинах, применяемых в химической промышленности, металлургии, строительстве, в процессах переработки полезных ископаемых, вибрации создаются специально с целью воздействия на перерабатываемые материалы. Широкое распространение получили различные транспортно-технологические вибрационные машины, в частности инерционные грохоты. Инерционный грохот представляет собой вибрационное сито, в котором происходит разделение (размельчение) сыпучих материалов.

При эксплуатации грохотов требования к процессу грохочения и технике безопасности вступают в противоречие - с одной стороны необходимо обеспечить эффективное протекание процесса вибрации, с другой стороны - не допустить воздействия вибрации на человека и окружающую среду. Указанное противоречие устраняется путем внедрения разнообразных систем виброизоляции, от простейших до сложных конструктивных решений. Последнее характерно для зарубежной техники, где вопросам виброизоляции уделяется значительное внимание [1].

В отечественной промышленности распространены инерционные грохоты серии ГИСЛ. Виброизолирующие опоры указанного грохота включают в себя витые металлические пружины.

Необходимо отметить неустранимые недостатки такого конструктивного решения:

- обеспечение требуемой грузоподъемности системы виброизоляции требует значительной жесткости металлических пружин, что снижает эффективность виброизоляции и не позволяет заметно снизить вибрационную нагрузку на строительные конструкции вокруг грохота;
- работа пружин сопровождается значительным акустическим эффектом (скрипом);
- малая долговечность пружин (средняя наработка пружин до их разрушения составляет не более 2 000 часов).

Общий вид грохота серии ГИСЛ показан на рис. 1.

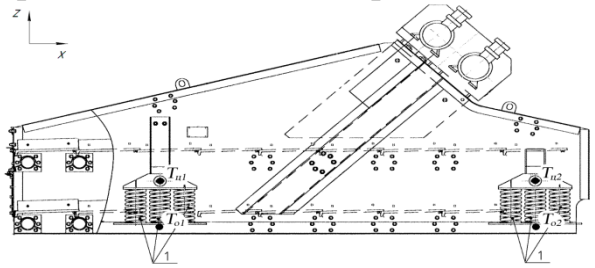


Рис. 1. Общий вид грохота серии ГИСЛ с опорами из металлических пружин (1)

На рисунке 1 точками $T_{о1}$, $T_{о2}$ обозначены точки опорных плит грохота (нижние точки крепления виброизолирующих опор), точками $T_{ц1}$, $T_{ц2}$ – точки цапф (верхние точки крепления опор). На противоположной стороне грохота симметрично указанным расположены точки $T_{о3}$, $T_{о4}$ и $T_{ц3}$, $T_{ц4}$.

Среднее значение соотношений значений $T_{о}$ / $T_{ц}$ можно считать показателем эффективности снижения вибраций виброизолирующими опорами μ:

$$\mu = \left(\sum_{i=0}^{4} \frac{T_{o\ i}}{T_{ц\ i}} \right) \Big/ 4.$$

Первым этапом совершенствования конструкции являлся выбор нового конструктивного решения. В целях устранения указанных выше недостатков опор из металлических пружин, было предложено заменить металлические пружины пневматическими виброизолирующими элементами (ПВЭ). ПВЭ представляет собой резинокордную оболочку (РКО), закрепленную в металлоарматуре и способную выполнять функции пневматического амортизатора. Их применение в системах корабельной виброизоляции позволяет [2]:

- повысить плавность работы механизмов, значительно снизить шумность;
- увеличить продолжительность межрегламентного периода и, соответственно, непосредственное время работы механизма;
- снизить вибрационную нагрузку на конструкции вокруг механизмов, увеличив таким образом их долговечность и снизив вредное воздействие на обслуживающий персонал.

Применение ПВЭ в конструкции вибрационных машин является актуальным направлением развития вибрационной техники. В работе [3] приводятся результаты практической реализации виброизолирующей системы на пневматических элементах. Интенсивность вибраций была снижена на 28%.

Для обеспечения контроля и регулирования параметров амортизаторов в конструкцию виброизолирующих опор грохота включается пневматическая система. Поскольку каждая опора содержит две РКО, общее число РКО в рассматриваемой виброизолирующей системе равняется восьми.

Прототип новой опоры грохота показан на рисунке 2.

Вторым этапом улучшения конструкции являлся расчет оболочки, обеспечивающей требуемые параметры системы.

Поскольку долговечность РКО во многом зависит от начального напряженно-деформированного состояния её бортового соединения, в примененных РКО использовалось бортовое соединение, рассчитанное на ЭВМ методом конечных элементов [4].

Как рабочий элемент пневмоамортизатора РКО должна обладать следующими характеристиками:

- обеспечение заданной необходимой амплитуды перемещения как при установившемся режиме (малые перемещения с высокой частотой), так и при переходных режимах (большие перемещения с изменяющейся частотой);
- достаточная жесткость.

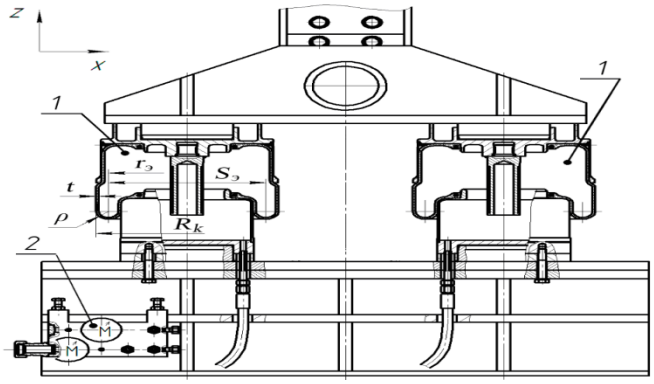


Рис. 2. Конструкция опоры грохота на основе пневматических виброизолирующих элементов (1) и пневматической системы (2)

В работе [5] приведены уравнения для расчета перемещений точек вибрационного грохота в рамках матричного описания рассчитываемой системы. Однако, используемый при этом математический аппарат достаточно сложен. Предварительный расчет может производиться по упрощенным зависимостям [6].

Расчет статической поперечной жесткости:

$$C_x = \frac{G \cdot t\sqrt{r_э^2 - \rho^2}}{\rho} + \frac{P_0(R_k^2 - r_э^2)\sqrt{r_э^2 - \rho^2}}{2\rho \cdot R_k} \frac{1+\sin^2\theta_k}{1-\sin^2\theta_k} + 0.2\,\pi^2 r_э P_0,$$

где C_x – поперечная жесткость, кгс/см;

G – модуль сдвига резины, кгс/см^2;

R_k – радиус экватора гофра РКО, см;

$r_э$ – эффективный радиус, см;

t – толщина резины в стенке РКО, см;

ρ – радиус кривизны гофра РКО, см;

θ_k – угол закроя корда на экваторе РКО, град.

Расчет осевой жесткости:

$$C_Z = \frac{n(P_0 + P_a)S_э^2}{V_0},$$

где C_z – осевая жесткость, кгс/см;

P_0 – давление воздуха в оболочке ПВЭ в начальном положении, кг/см^2;

P_a – атмосферное давление воздуха, кг/см^2;

$S_э$ – эффективная площадь оболочки ПВЭ, см^2 (геометрические параметры РКО см. на рис. 2);

V_0 – начальный объем рабочей полости ПВЭ, см^3;

n – показатель политропы воздуха при статической нагрузке.

Частота собственных колебаний:

$$\nu_{z,x} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{g\ C_{z,x}}{Q_{0\ ном}}},$$

где ν – частота собственных колебаний в оси z или x, Гц;

$C_{z,\,x}$– осевая либо продольная жесткость РКО, кгс/см;

$Q_{0\ ном}$ – начальная номинальная нагрузка на один ПВЭ, кг;

g – ускорение свободного падения, см/с^2.

Числовые значения начальных и рассчитанных величин приведены в таблице 1.

Таблица 1

Данные к расчетам жесткости и собственной частоты ПВЭ

P_0, кг/см^2	**P_a, кг/см^2**	**$S_э$, см^2**	**V_0, см^3**	**n**	**G, кгс/см^2**
2,5	1	446,8	10 493	1	10
R_k, см;	**$r_э$, см**	**t, см**	**ρ, см**	**θ_k, град**	**$Q_{0\ ном}$, кг**
13,85	11,9	0,35	1,7	40	1100
g, см/с^2	**C_x, кгс/см**	**C_z, кгс/см**	**ν_x, Гц**	**ν_z, Гц**	
980	123.2	66,6	1.36	1.01	

На рисунках 3 и 4 приведены нагрузочные характеристики ПВЭ по осям xи z, полученные экспериментальным путём. Из графиков видно, что расчетные данные совпадают с экспериментальными исследованиями. Например, сила реакции РКО при деформации на 1 см по оси x составляет 122,4 кгс, по оси z – 64,5 кгс. Соответствующие отклонения от расчетных значений C_x и C_z составили 0,7 % и 3,1 % при условии, что экспериментальные результаты были получены на опытных образцах ПВЭ.

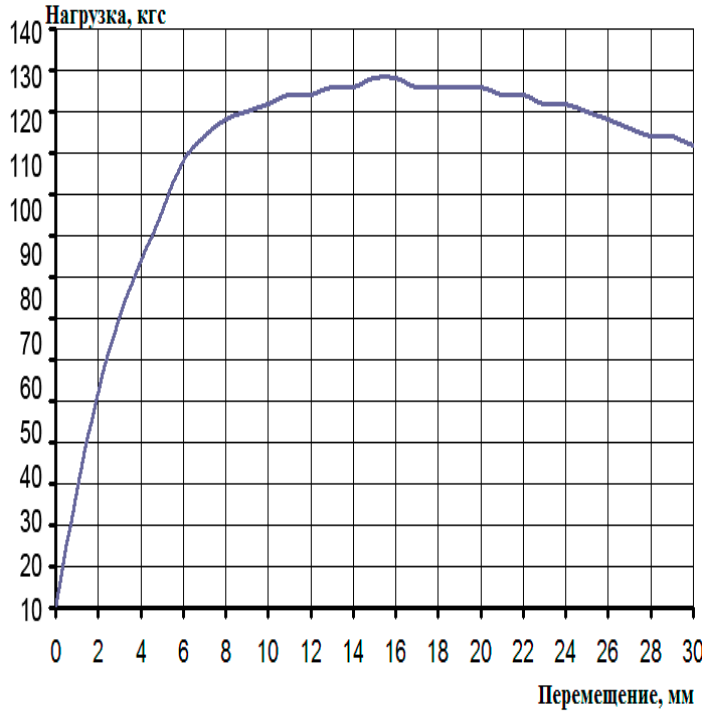


Рис. 3. Статическая нагрузочная характеристика ПВЭ по оси x

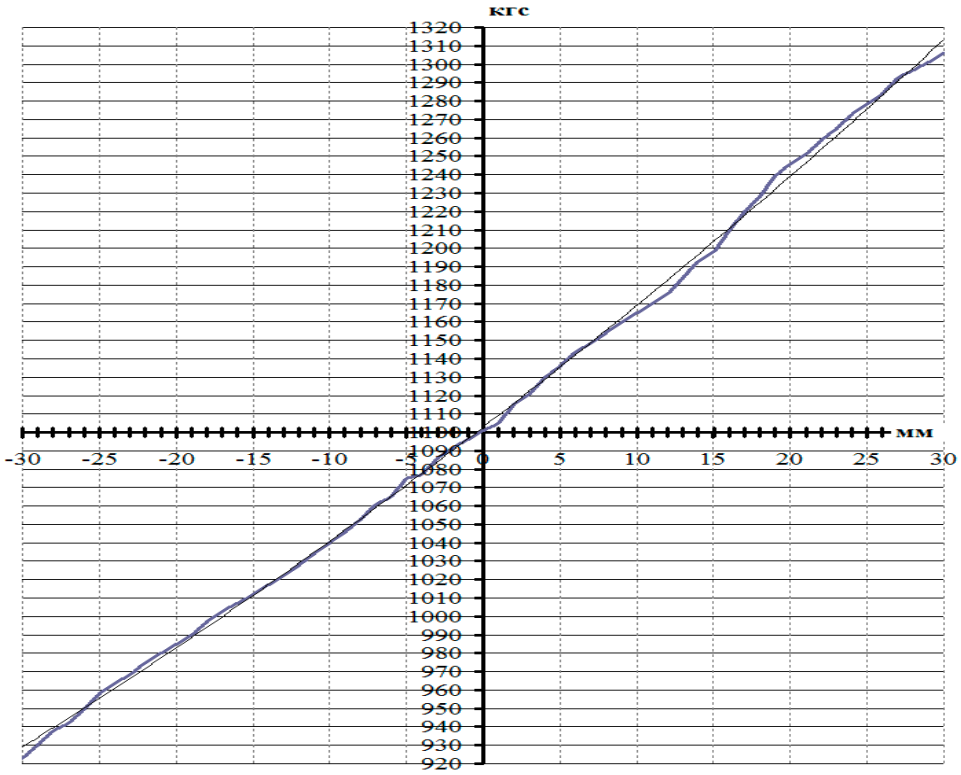


Рис. 4. Статическая нагрузочная характеристика ПВЭ по оси z

Таким образом, применение пневмоамортизаторов на основе РКО в системе виброизоляции грохота инерционного является перспективным. Разработанная опорная конструкция способна увеличить конкурентное преимущество грохота, повысив его эксплуатационные характеристики, что подтверждается данными расчета. Приведена последовательность расчета соответствующей пневматической виброизолирующей опоры.

Список литературы

1. *Rivin E.I.* Stiffness and Damping in Mechanical Design. Marcel Dekker, 1999. – 514 p.
2. *Цысс В.Г., Зубарев А.В., Погорелый Б.Ф.* Амортизирующие конструкции на основе резинокордных оболочек. Омск: Амфора, 2011. – 344 с.
3. *Xiao L. Y., Ji F. L., Bing Z. K., Xiao L. J., Xiao F. Y., Biao H.* Vibration Isolation Analysis of Vibrating Screen with Two-Mass and High Energy // Applied Mechanincs and Materials, Vol. 427-429. – 2013. PP. 112-115. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.427-429.112.
4. *Звонов А.О., Янишевская А.Г.* Расчет процессов объемного сжатия композиционных материалов с полимерной матрицей в современных CAE-системах // Автоматизация и современные технологии, 2014. №7. С. 24 – 27.
5. *Belovodskiy V. N., Bukin S. L., Sukhorukov M. Y.* Nonlinear Antiresonance Vibrating Screen // Mechanisms and Machine Science, Vol. 8 – Aug 2012/ PP 167-173. DOI: 10.1007/978-94-007-5125-5_22.
6. *Трибельский И.А., Шалай В.В.* Расчетно-экспериментальные методы проектирования сложных резинокордных конструкций. Омск: ОмГТУ, 2011. – 240 с.

Испытания оригинальной пневматической системы виброизоляции грохота инерционного

Климентьев Е.В., Аникин Е.С.
ФГУП "НПП "Прогресс", г. Омск
info@progress-omsk.ru

Аннотация: В настоящее время вибрация в качестве полезного фактора используется во многих областях промышленности и, зачастую, является незаменимой. При этом возникает проблема сохранения здоровья обслуживающего оборудование персонала и обеспечения комфортных условий работы с вибрационной техникой. Фактор вибрации широко используется в горной промышленности, в частности в вибрационных грохотах. В статье исследуется возможность улучшения характеристик системы виброизоляции грохота инерционного серии ГИСЛ. Описаны этапы и результаты проверки ранее спроектированной виброизолирующей опоры грохота инерционного в рабочих условиях. На основе данных, полученных в ходе тестовой эксплуатации, определена эффективность применения спроектированной опоры. Результатом работ стало снижение вертикальной составляющей вибрационной нагрузки на строительные конструкции до 60 % с одновременным двукратным увеличением межрегламентного периода.

Ключевые слова: Инерционный грохот, пневматический виброизолятор, осевая жесткость, продольная жесткость.

Разрабатываемые человеком машины всегда имеют движущиеся части. В то же время различные погрешности в изготовлении, неравенства сил и т.д. создают вибрации, негативно сказывающиеся на работе машины.

Однако в вибрационных машинах, применяемых в химической промышленности, металлургии, строительстве, в процессах переработки полезных ископаемых, вибрации создаются специально с целью воздействия на перерабатываемые материалы. Широкое распространение получили различные транспортно-технологические вибрационные машины, в частности инерционные грохоты. Инерционный грохот представляет собой вибрационное сито, в котором происходит разделение (размельчение) сыпучих материалов.

При эксплуатации грохотов требования к процессу грохочения и технике безопасности вступают в противоречие - с одной стороны необходимо обеспечить эффективное протекание процесса вибрации, с другой стороны - не допустить воздействия вибрации на человека и окружающую среду. Указанное противоречие устраняется путем внедрения разнообразных систем виброизоляции, от простейших до сложных конструктивных решений. Последнее характерно для зарубежной техники, где вопросам виброизоляции уделяется значительное внимание [1].

В отечественной промышленности распространены инерционные грохоты серии ГИСЛ. Виброизолирующие опоры указанного грохота включают в себя витые металлические пружины.

Необходимо отметить неустранимые недостатки такого конструктивного решения:

- обеспечение требуемой грузоподъемности системы виброизоляции требует значительной жесткости металлических пружин, что снижает эффективность виброизоляции и не позволяет заметно снизить вибрационную нагрузку на строительные конструкции вокруг грохота;

- работа пружин сопровождается значительным акустическим эффектом (скрипом);

- малая долговечность пружин (средняя наработка пружин до их разрушения составляет не более 2 000 часов).

Конкуренция с ведущими производителями вибрационной техники требует постоянного улучшения её рабочих характеристик. Так, для грохотов ГИСЛ62 актуальна задача обеспечения следующих параметров:

1) статическая нагрузка на одну опору без грохотимого материала: 1975 кгс;

2) вес грохотимого материала: 750 кг;

3) амплитуда динамической составляющей нагрузки грохота в установившемся режиме:

- в вертикальном направлении (ось Z): не более 530 кгс,

- в горизонтальном направлении (оси X, Y): не более 320 кгс;

4) в период пуска и остановки грохота амплитуда динамической составляющей нагрузки кратковременно увеличивается в 4–6 раз;

5) коэффициент неравномерности нагружения передних и задних опорных точек: до 1,5;

6) частота собственных колебаний компонентов виброизолирующей системы:

- в вертикальном направлении (ось Z): не более 1,8 Гц,

- в горизонтальном направлении (оси X, Y): не более 1,4 Гц;

7) количество периодов пуск-остановка грохота: 1–2 раза в сутки;

8) продолжительность периода пуска грохота: 10 секунд;

9) продолжительность периода остановки грохота: 30 секунд;

10) виброизолирующая система в течение срока эксплуатации должна выдерживать без потери работоспособности от установочного положения повторно-статические перемещения грохота с частотой 16,1±0,25 Гц и амплитудой до 5 мм в продольной плоскости симметрии (в направлении оси Z). Общий вид грохота серии ГИСЛ показан на рис. 1.

На рисунке 1 точками $T_{о1}$, $T_{о2}$ обозначены точки опорных плит грохота (нижние точки крепления виброизолирующих опор), точками $T_{ц1}$, $T_{ц2}$ – точки цапф (верхние точки крепления опор). На противоположной стороне грохота симметрично указанным расположены точки $T_{о3}$, $T_{о4}$ и $T_{ц3}$, $T_{ц4}$.

Среднее значение соотношений значений $T_{о}$ / $T_{ц}$ можно считать показателем эффективности снижения вибраций виброизолирующими опорами μ:

$$\mu = \left(\sum_{i=0}^{4} \frac{T_{o\_i}}{T_{ц\_i}} \right) \Big/ 4. \qquad (1)$$

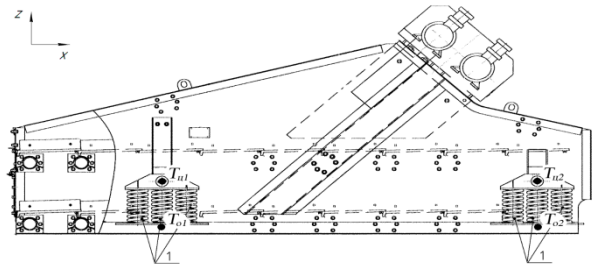


Рис. 1. Общий вид грохота серии ГИСЛ с опорами из металлических пружин (1)

В целях устранения указанных выше недостатков опор из металлических пружин, было предложено заменить металлические пружины пневматическими виброизолирующими элементами (ПВЭ). ПВЭ представляет собой резинокордную оболочку (РКО), закрепленную в металлоарматуре и способную выполнять функции пневматического амортизатора. Их применение в системах корабельной виброизоляции позволяет [2]:

- повысить плавность работы механизмов, значительно снизить шумность;
- увеличить продолжительность межгламентного периода и, соответственно, непосредственное время работы механизма;
- снизить вибрационную нагрузку на конструкции вокруг механизмов, увеличив таким образом их долговечность и снизив вредное воздействие на обслуживающий персонал.

Применение ПВЭ в конструкции вибрационных машин является актуальным направлением развития вибрационной техники. В работе [3] приводятся результаты практической реализации виброизолирующей системы на пневматических элементах. Интенсивность вибраций была снижена на 28%.

Для обеспечения контроля и регулирования параметров амортизаторов в конструкцию виброизолирующих опор грохота включается пневматическая система. Поскольку каждая опора содержит две РКО, общее число РКО в рассматриваемой виброизолирующей системе равняется восьми.

Прототип новой опоры грохота показан на рисунке 2.

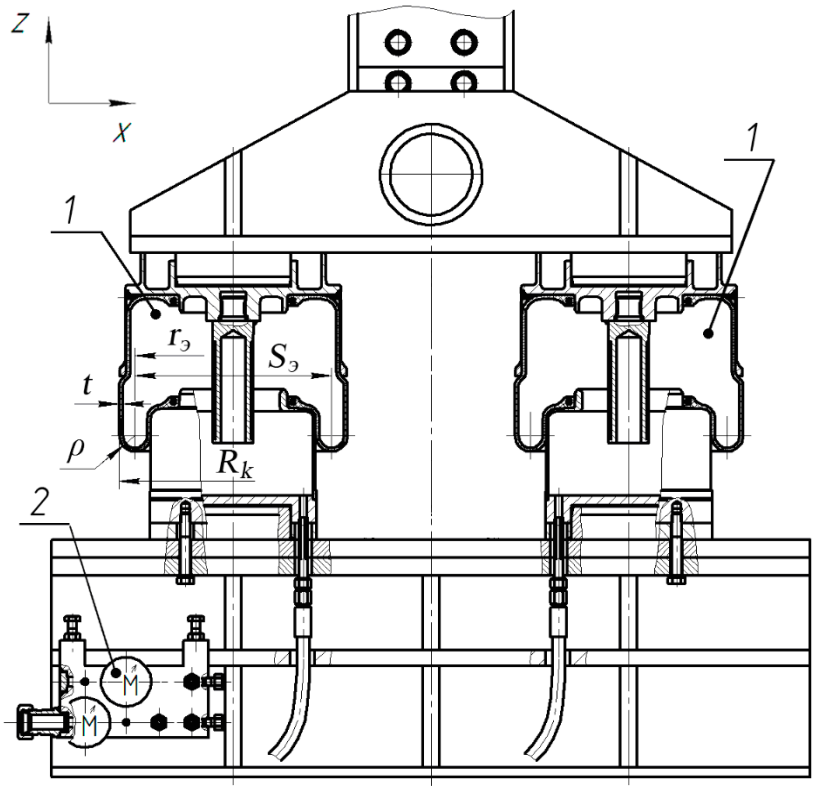


Рис. 2. Конструкция опоры грохота на основе пневматических виброизолирующих элементов (1) и пневматической системы (2)

Сравнение эффективности двух описанных конструктивных решений было проведено экспериментально. Этапы экспериментальной проверки:

1) проведены измерения уровня вибрации опорной металлоконструкции грохота с загруженным грохотимым материалом, установленного на пружинных опорах, при рабочей амплитуде;

2) демонтированы пружины опор грохота, на их место установлены ПВЭ;

3) проведен пробный пуск грохота без грохотимого материала;

4) проведены измерения уровня вибрации опорной металлоконструкции грохота (с ПВЭ) без грохотимого материала;

5) проведены измерения уровня вибрации опорной металлоконструкции грохота (с ПВЭ) с грохотимым материалом при рабочей амплитуде.

Измеренные на этапах 1, 4 и 5 значения представлены в таблицах 1 и 2.

Таблица 1

Компоненты вибрации точек грохота по оси x

№ этапа	**Компоненты вибрации по оси *x* в точках 1–4, мм/сек**							
	$T_{о1х}$	$T_{о2х}$	$T_{о3х}$	$T_{о4х}$	$T_{ц1х}$	$T_{ц2х}$	$T_{ц3х}$	$T_{ц4х}$
1	0,08	0,1	0,1	0,1	135	152	159	164
4	0,14	0,2	0,2	0,1	122	184	163	168
5	0,18	0,2	0,2	0,2	180	140	173	184

Таблица 2

Компоненты вибрации точек грохота по оси z

№ этапа	Компоненты вибрации по оси z в точках 1–4, мм/сек							
	T_{o1z}	T_{o2z}	T_{o3z}	T_{o4z}	$T_{ц1z}$	$T_{ц2z}$	$T_{ц3z}$	$T_{ц4z}$
1	0,7	0,8	0,9	0,7	147	136	130	156
4	0,5	0,5	0,5	0,4	165	152	158	142
5	0,3	0,3	0,3	0,4	138	152	158	154

По данным таблицы 1 рассчитан коэффициент μ (1): для горизонтальной составляющей колебаний коэффициент μ на первом этапе равнялся $0.6 \cdot 10^{-3}$, а после установки ПВЭ (этап 5) его значение составило $1.2 \cdot 10^{-3}$.

Аналогично коэффициент μ для вертикальной составляющей на первом этапе: $5.5 \cdot 10^{-3}$, на втором этапе: $2.16 \cdot 10^{-3}$.

Завершающий этап улучшения конструкции и проверки эффективности ПВЭ - её эксплуатация в стандартных для пружинного грохота условиях. Итоговая наработка ПВЭ составила более 4 000 часов без снижения степени виброизоляции.

Из приведенных данных следует, что результатом работ по улучшению конструкции грохота путем установки грохота на виброизолирующих опорах – ПВЭ стало снижение вертикальной составляющей вибрационной нагрузки на строительные конструкции до 60 % с одновременным двукратным увеличением межрегламентного периода (с 1 500-2 000 часов при использовании витых металлических пружин до 4 000 часов при использовании пневматических элементов).

Возрастание же горизонтальной составляющей вибраций не выводит этот показатель за пределы допустимых значений, однако может стать предметом последующей расчетной и конструкторской проработки.

Таким образом, экспериментально доказана перспективность применения пневматических виброизолирующих элементов в составе такого промышленного оборудования как инерционные грохоты.

Список литературы

1. *Rivin E.I.* Stiffness and Damping in Mechanical Design. Marcel Dekker, 1999. – 514 p.
2. *Цысс В.Г., Зубарев А.В., Погорелый Б.Ф.* Амортизирующие конструкции на основе резинокордных оболочек. Омск: Амфора, 2011. – 344 с.
3. *Xiao L. Y., Ji F. L., Bing Z. K., Xiao L. J., Xiao F. Y., Biao H.* Vibration Isolation Analysis of Vibrating Screen with Two-Mass and High Energy // Applied Mechanincs and Materials, Vol. 427-429. – 2013. PP. 112-115. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.427-429.112.

ОСНОВНЫЕ ИСТОЧНИКИ ШУМОВОЙ НАГРУЗКИ МЕГАПОЛИСОВ НА ПРИМЕРЕ Г.НИЖНЕГО НОВГОРОДА И ПРОБЛЕМЫ НОРМИРОВАНИЯ И ОЦЕНКИ КОММУНАЛЬНЫХ ШУМОВ

Спиридонов П.Ю.
ФБУЗ "Центр гигиены и эпидемиологии в нижегородской области"
spiridon_1980@mail.ru

Аннотация: В докладе рассматриваются вопросы, которые касаются основных источников и гигиенической оценки шума на территории жилой застройки и в жилых помещениях на примере г. Нижнего Новгорода.Рассматриваются спорные вопросы, которые встают перед санитарным врачом в практической работе при проведении измерений и оценке шума.Были рассмотрены основные источники шума. Сформулирована и предлагается к применению формулировка поправки (Δ= - 5 дБА), с учетом в ней всех источников шума, за исключением шума от воздушных судов, автомобильного и железнодорожного транспорта. Предлагается проводить нормирование по эквивалентному и максимальному уровню звука, а октавные полосы использовать как вспомогательные. Предлагается нормировать в помещениях общий шум (совместное влияние фона и шума источника), а в случаях, когда необходимо оценить шумовое влияние оборудования с использованием поправок исключающих влияние фонового уровня, полученные результаты необходимо сопоставлять с требованиями к источникам.
Предлагается изменить трактовку фразы из методических указаний«контроль уровня шума на территории жилой застройки, в жилых и общественных зданиях и помещениях»на следующий вариант «Если разность между измеренным и фоновым уровнем шума менее 3 дБ, то данное оборудование не является источником приводящим к гигиенически значимому увеличению фоновых уровней шума».

Ключевые слова: Источники шума, гигиеническая оценка шума, шумовая нагрузка.

В своем докладе мне бы хотелось осветить вопросы касающиеся основных источников и гигиенической оценки шума на территории жилой застройки и в жилых помещениях, поскольку именно это вызывает наибольшее беспокойство населения.

В последние годы в г. Нижнем Новгороде возросло число обращений граждан на неблагоприятные условия проживания связанные с воздействием физических факторов из которых ведущую роль занимает повышенный уровень шума.

Высокая шумовая загрязненность крупных современных городов – явление столь же обыденное, сколь и неизбежное. Городских жителей повсюду окружают рев автотранспорта, грохот трамваев, вой сирен, гул промышленных предприятий и с этим постоянно окружающим шумом многие свыклись, а некоторые приобрели «шумовую зависимость». В связи с этим некоторые люди оказавшись в деревне в дали от городского шума попросту не могут уснуть без привычных звуков.

Но шум шуму рознь. Если к обычному городскому шуму добавляются еще и локальные источники, шумовое воздействие которых превышают фоновые уровни и носят продолжительный характер, это понижает качество жизни и может привести к хроническим заболеваниям. Данный шумовой дискомфорт вызывает у людей болезненные реакции, действует угнетающе, утомляет, раздражает, мешает сосредоточиться. Как только такой шум смолкает, человек испытывает чувство облегчения и покоя.

С каждым годом увеличивается число жалоб и заявлений от населения связанных с воздействиемименно локальных источников шума.

Основными источниками шума, оказывающими негативное воздействие на акустическую обстановку в жилых помещениях, является разнообразное оборудование встроенных объектов.

Первое место среди таких объектов занимают предприятия общественного питания и торговли, имеющие значительное количество вентиляционного, холодильного оборудования, наружные блоки системы кондиционирования и охлаждения.

На втором месте стоят объекты культурно-зрелищные, спортивно-оздоровительные учреждения, предприятия отдыха и развлечения (бильярдные, дискотеки, клубы). Основным источником шума по данной группе объектов является музыка, оборудование систем вентиляции и кондиционирования. Подавляющая часть объектов сферы развлечения, размещенных в первых и цокольных этажах жилых зданий, работает в ночное время суток, что в большинстве случаев вызывает беспокойство населения.

За последние два годана третье место вышли источники, вызывающие жалобы в связи со сверхнормативным акустическим воздействием на условия проживания населения, такие как встроенные в здания объекты инженерного обеспечения и сантехническое оборудование зданий (индивидуальные тепловые пункты, повысительные насосные, трансформаторные подстанции). Так же к этой группе нужно отнести и лифтовые установки, некоторые из которых создают повышенные уровни шума в помещениях, прилегающих к шахтам.

Следует отметить, что источники, относящиеся к последней группе, в большинстве случаев фиксируются в новостройках.

На четвертом месте как раз шум возникающий при строительстве жилых и административных зданий. В центре города, при сложившейся застройке под строительство используется каждый клочок земли. Основными источниками которые вызывают беспокойство людей, являются: забивание свай, подвоз строительных материалов, работа отбойных молотков, перфораторов и т.д.

Немаловажная и пятая группа, хотя ей уделяется меньше внимания со стороны жителей, это - авто- и электротранспортный шум. Интенсивность движения с каждым годом растет, что приводит к увеличению уровней шума как на магистральных так и на второстепенныхулицах.

Данная ситуация характерна и для большинства крупных городов как в частности Нижегородской области, так и Российской Федерации в целом.

Теперь хотелось бы озвучить те спорные вопросы встающие перед санитарным врачом в практической работе при проведении измерений и оценке шума.

Под шумом понимается любой нежелательный звук или совокупность такихзвуков. В связи с этим, источником шума может являться любое колеблющееся тело.

Шумы содержат звуки различных частот и различаются между собойраспределением уровней по отдельным частотам и характером изменения общего уровня во времени.

Для гигиеническойоценки шума в зависимости от его характера используют:

- звуковой диапазон частот от 45 до 11000 Гц включающий 9 октавных полос со среднегеометрическими частотами (31,5; 63; 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000 и 8000 Гц) и уровень звука - для постоянного, уровень звука которого за 8-часовой рабочий день или за период контроля в помещениях жилых и общественных зданий, на территории жилой застройки изменяется во времени не более чем на 5 дБА при измерениях на временной характеристике шумомера S (медленно);

- эквивалентные и максимальные уровни звука - для непостоянного, уровень звука которого за 8-часовой рабочий день, рабочую смену или за период контроля в помещениях жилых и общественных зданий, на территории жилой застройки изменяется во времени более чем на 5 дБА при измерениях на временной характеристике шумомера S (медленно).

На этом месте хотелось бы остановиться первоначально и обратить ваше внимание на то, что при измерениях шума в жилых помещениях найти постоянный шум не изменяющийся во времени - практически не возможно, так как по мимо самого источника шума, генерирующего постоянные звуковые колебания, и вызывающего беспокойство населения, всегда присутствуют дополнительные источники, которые невозможно исключить, относящиеся к жизнедеятельности города (автотранспорт, соседи, лай собак и т.д.). В связи с этим жесткое регламентирование оценки по октавным полосам, даже если сам источник создает постоянный шум, теряет свою актуальность и более логично проводить нормирование по эквивалентному и максимальному уровню звука, а октавные полосы использовать как вспомогательные.

Следующим актуальным моментом является формулировка, трактовка и применение поправки указанной в таблице 3 [4]: *«Уровни звукового давления в октавных полосах частот дБ, уровни звука и эквивалентные уровни звука в дБА для шума, создаваемого в помещениях и на территориях, прилегающих к зданиям, системами кондиционирования воздуха, воздушного отопления и вентиляции и другим инженерно-технологическим оборудованием,следует принимать на 5 дБА ниже (поправка Δ= - 5 дБА), указанных в табл. 3 (поправку для тонального и импульсного шума в этом случае принимать не следует)»*. В п. 6.1.3. [3], а также в п. 2.5 [2]в формулировку добавлена фраза «*…и другим инженерно-технологическим оборудованием* ***самого здания*****».**

1. Формулировка данной поправки закономерно вызывает вопрос: Почему оборудование только самого здания, разве оборудование размещенное на придомовой территории (котельная, трансформаторная подстанция и др.) или на

соседнем здании (системы вентиляции, кондиционирования и т.д.), не мешает жителям и не ухудшает их условия проживания. Плюс данная формулировка не дает возможности контролирующим организациям (Роспотребнадзор, Инспекция по строительному надзору и др.) возможности обязать строительные и проектирующие организации, а также других юридических лиц размещающих дополнительные источники шума, учитывать все возможные источники оказывающие влияние на шумовую обстановку.

2. Очень часто данная поправка трактуется и применяется, как неоправданное снижение допустимых уровней указанных в таблице на 5 дБ, тем самым изменяя указанный норматив, который должен оставаться не прикосновенным.

Предлагаем формулировать и применять поправку:

«Уровни звукового давления в октавных полосах частот дБ, уровни звука, эквивалентные уровни звука в дБА и максимальные уровни звука в дБА для шума, создаваемого в помещениях и на территориях, прилегающих к зданиям**, всеми источниками (за исключением шума от воздушных судов, автомобильного и железнодорожного транспорта),** следует принимать на 5 дБА ниже (поправка Δ= -5 дБА) указанных таблице 3 данного СанПиНа (поправку для тонального и импульсного шума в этом случае принимать не следует)».

Таким образом, шум от всех источников самого здания и источников расположенных на прилегающей территории, в контролируемой точке, должен быть на 5 дБ ниже, чем установленная норма для данного помещения, **которая при этом остается неизменной.**

Примечание: данная поправка применяется в двух случаях:

1. при расчетах шумовой нагрузки при проектировании, размещении и эксплуатации указанных источников.
2. при оценке шума конкретного источника измеренного и рассчитанного согласно предлагаемой методики:

Возможная методика:

При наличии помех, а также при необходимости оценки шума конкретного источника измерения рекомендуется выполнять методом автоматической регистрации уровней звука и звукового давления с временной коррекцией S (медленно) и среднеквадратичных уровней, с последующим расчетом методом энергетического суммирования.

В случаях когда следует оценить шум конкретного источника, сначала проводят измерения как при включенном (общий уровень) так и при выключенном (в той же точке) оборудовании (фоновый уровень), затем рассчитывают путем использования поправок согласно таблицам: если разность более 3 дБА, то используется таблица 1; если менее 3 дБА то используется таблица 2.

Таблица 1

Расчет методом энергетического суммирования

В случае когда шум контролируемого источника выше фонового уровня

Разность между двумя уровнями (дБА)	более 10	9,5	8,7	7,8	6,9	6,2	5,4	4,8	4,2	3,7
Величина добавляемая к фоновому уровню	без поправок	9	8	7	6	5	4	3	2	1

Таблица.2

Расчет методом энергетического суммирования

В случае когда шум фонового уровня выше контролируемого источника

Разность между двумя уровнями (дБА)	3	2,7	2,2	1,8	1,4	1,2	0,9	0,8	0,7	0,5	менее 0,5
Величина, вычитаемая из фонового уровня	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	без поправок

Оценка должна проводиться по эквивалентному уровню звука. Шаг записи должен быть не более 1 с. Продолжительность регистрации должны быть достаточной для учета всех особенностей шумового процесса. При оценке железнодорожного и авиационного шума рекомендуется проводить регистрацию уровней в течение не менее 24 часов.

Примеры:

При измерении уровней шума в квартире с 23^{00} до 7^{00} (ночное время) – получены результаты:

1. - при включенном оборудовании (общий уровень)=35,4 дБА;
- при выключенном оборудовании (фоновый уровень)=30,0 дБА

Разность между двумя уровнями составила 5,4 дБА – используем таблицу 1, к фоновым значениям прибавляем поправку 4 (30+4=34) уровень шума самого оборудования составил 34 дБА, что не соответствует установленным нормам;

2. - при включенном оборудовании (общий уровень)=32,2 дБА;
- при выключенном оборудовании (фоновый уровень)=30,0 дБА

Разность между двумя уровнями составила 2,2 дБА – используем таблицу 2, из фоновых значений вычитаем поправку 2 (30-2=28) уровень шума самого оборудования составил 28 дБА, что не соответствует установленным нормам, так как разница относительно нормы (30дБА) менее 5 дБА и общий уровень 32,2 дБА;

3. при включенном оборудовании (общий уровень)=31,1 дБА;
- при выключенном оборудовании (фоновый уровень)=30,0 дБА

Разность между двумя уровнями составила 1,1 дБА – используем таблицу 2, из фоновых значений вычитаем поправку 5 (30-6=25) уровень шума самого оборудования составил 25 дБА, что соответствует установленным нормам, так как разница относительно нормы (30дБА) 5 дБА и общий уровень 31,1 дБА (при этом нужно учитывать, что погрешности приборов ± 0,7-1,0 дБА);

Еще одним спорным вопросом является п. 2.6.[2] «Контроль уровня шума на территории жилой застройки, в жилых и общественных зданиях и помещениях»:

При организации измерений уровня шума от оборудования следует принять меры к снижению уровня фонового шума. Для уменьшения влияния фонового шума источников измерения следует проводить в период наименьшей интенсивности движения транспорта. В случае если разность между измеренным уровнем шума от оборудования и его фоновой величиной не превышает 10 дБ (дБА), необходимо вносить поправку в результаты измерения (табл. 3).

Таблица 3.

Учет влияния фонового шума

Разность уровней измеряемого и фонового шума, дБ (дБ А)	*3*	*4-5*	*6-9*	*10 и более*
Величина, вычитаемая из измеренного значения уровня шума, дБ (дБА)	*3*	*2*	*1*	*0*

В случае, когда необходимо оценить шумовое влияние оборудования, измерения проводятся сначала при работающем оборудовании, затем в той же точке при выключенном оборудовании (фоновый уровень).

Если разность между измеренным и фоновым уровнем шума менее 3 дБ, то использовать результат измерения недопустимо. Измерения уровня шума проводят в дневное или в ночное время суток в зависимости от режима работы оборудования.

При круглосуточной эксплуатации оборудования измерения можно проводить в любое время суток, если это позволяет фоновый уровень. В этом случае возможно сравнение результатов с гигиеническими нормативами для ночного времени.

Если измеренные в помещении или на территории суммарные уровни шума от всех источников не превышают допустимых значений, уровни фонового шума не измеряются и поправки на влияние фоновых уровней не принимаются.

Разночтения в данном пункте вызывают два момента:

1. Внесение поправки в результаты измерений согласно таблице № 1, исключает влияние фонового уровня и дает возможность, очень приблизительно, определить шум самого источника. Вопрос?Какие значения, при оценке шумового влияния оборудования (измерения при работающем и при отключенном оборудовании), необходимо нормировать – измеренные (шум оборудования + фоновый уровень) или полученные после применения поправки согласно таблицы 1, п. 2.6., [2] «Контроль уровня шума на территории жилой застройки, в жилых и общественных зданиях и помещениях» (шум оборудования).

Следует заметить, что в реальной жизни исключить влияние фона – невозможно и нормирование шума оказывающего влияние на население следует проводить по общему измеренному уровню (шум оборудования + фоновый уровень) сравнивая с допустимыми показателями указанными в таблице. При оценке шума самого источника следует руководствоваться поправкой оговоренной ранее *(поправка* $\Delta = -5$ *дБА)*.

2. Фраза «Если разность между измеренным и фоновым уровнем шума менее 3 дБ, то использовать результат недопустимо», очень часто трактуется как невозможностью дать оценку – мы с этим в корне не согласны и считаем, что в данном случае необходимо трактовать так «Если разность между измеренным и фоновым уровнем шума менее 3 дБ, то данное оборудование не является источником приводящим к гигиенически значимому увеличению фоновых уровней шума».

Выводы:

Анализ имеющихся данных по условиям размещения, эксплуатации и уровням шумового воздействия различных источников шума показывает, что основными причинами возникновения неблагоприятной акустической обстановки являются: низкое качество или совсем отсутствие расчетов возможного шумового воздействия, отсутствие предварительных (перед началом эксплуатации) инструментальных измерений уровней шума, а также экономия средств на обеспечение эффективной шумозащиты.

Предложения:

В связи с тем, что на сегодняшний день осуществляется разработка нового СанПиНа по физическим факторам окружающей среды (территория жилой застройки, жилые и общественные здания), предлагаем в раздел по шуму внести:

1. Нормируемые параметры и предельно допустимые уровни шума в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки - эквивалентные и максимальные уровни звука, а октавные полосы использовать как вспомогательные.

2. Изменить формулировку поправки (– 5 дБ) учитывая в ней все источники (за исключением шума от воздушных судов, автомобильного и железнодорожного транспорта), а также указать случаи ее применения с описанием предложенной методики.

3. Четко разъяснить, что в помещениях нормируется общий шум (совместное влияние фона и шума источника), а в случаях, когда необходимо оценить шумовое влияние оборудования с использованием поправок исключающих влияние фонового уровня, полученные результаты необходимо сопоставлять с требованиями к источникам.

4. Фразу из п. 2.6., [2] - «Если разность между измеренным и фоновым уровнем шума менее 3 дБ, то использовать результат недопустимо», трактовать так «Если разность между измеренным и фоновым уровнем шума менее 3 дБ, то данное оборудование не является источником приводящим к гигиенически значимому увеличению фоновых уровней шума».

Список литературы

1. Контроль физических факторов окружающей среды, опасных для человека: энциклопедия «Экометрия» / Науч. ред. В.Н. Крутикови др. - М.: ИПК Изд-во стандартов, 2003. - 376 с.
2. МУК 4.3.2194-07. 4.3. Методы контроля. Физические факторы. Контроль уровня шума на территории жилой застройки, в жилых и общественных зданиях и помещениях. Методические указания. М.: Федеральный центр гигиены и эпидемиологии Роспотребнадзора. 2007. - 12 с.
3. СаНПиН 2.1.2.2645-10. Санитарно-эпидемиологические требования к условиям проживания в жилых зданиях и помещениях. – М.: ФГУП «ИнтерСЭН», 2010. – 18 с.
4. СН. 2.2.4/2.1.8.562-96 Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. 2.2.4 Физические факторы производственной среды. 2.1.8 Физические факторы окружающей природной среды. М.: ФГУП «ИнтерСЭН», 6с.
5. СП 51.13330.2011. Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003. М.: Минрегион России, 2010- 42 с.
6. Суворов Г.А., Прокопенко Л.В., Якимова Л.Д. Шум и здоровье (эколого-гигиенические проблемы). - М., Союз, 1996, 150 с.
7. Физические факторы. Эколого-гигиеническая оценка и контроль: Руководство / Измеров Н. Ф., Суворов Г. А., Куралесин Н. А. и др. — М., 1999. — Т. 2, 439 с.

АКУСТИЧЕСКИ ВЯЗКИЕ ПОВЕРХНОСТИ В ГОРОДСКОЙ СРЕДЕ

Колмаков А.В.
Уральская государственная архитектурно-художественная академия г. Екатеринбург РФ
kolmakov_av@mail.ru

Ключевые слова: Шумопоглощающее здание, шуморассеивающее здание, акустически вязкая поверхность.

Аннотация: В статье освещается проблема возникновения и увеличения уровня шума при его распространении в городском пространстве. Предлагаются варианты снижения уровня распространяющегося шума средствами архитектуры, расположенной вблизи источника(-ов) шума в зоне его отражения. Представлены примеры обработки поверхностей фасадов архитектурных объектов европейских городов для создания шумопоглощающих или шуморассеивающих плоскостей.

Для выявления способов борьбы с шумом, возникающим в городской среде в результате деятельности человека, следует выделить определенные зоны этой среды, где локально присутствует повышенный уровень шума, возникающий в результате трудовых процессов или развлекательных мероприятий.Такие зоны можно разделить на два типа. К первому типу стоит отнести аудио-информационное загрязнение, которое включает в себя закрытые или открытые торгово-развлекательные площадки, пешеходные улицы, где шум создается непосредственно человеком или системами звукоусиления (аудио-реклама, трансляция радио или музыки). Ко второму типу можно отнести зоны, где источником шума является работа транспорта, строительных инструментов, уборочных машин и т.д. Зачастую эти пространства совмещены друг с другом и, следовательно, отличаются более сильным шумовым загрязнением: транспортные узлы, характеризующиеся наличием нагруженной автомагистрали, пересечений маршрутов наземного транспорта и метро, административных учреждений, торговых и развлекательных заведений. Во всех случаях создается и присутствует определенный уровень шума, который увеличивается за счет интерферирования звуковых волн в процессе распространения. Звуковые волны имеют большую проникающую способность за счет свойств отражения, переотражения, дифракции и эффекта резонанса. Произведенный и усиленный при отражении от различных плоскостей шум (фасады зданий, покрытия дорог, тротуаров и площадей и т.д.) известным негативным образом воздействует на человека.

Административные меры, регламентирующие время воздействия шума или запрещающие использование источников интенсивного шума, а также применение малошумных механизмов не всегда эффективны или возможны. В таких случаях, в местах создания и распространения шума целесообразно применять поверхности с

повышенным свойством звукопоглощения или рельефные поверхности для более эффективного рассеивания (дифракции) звуковых волн. Другими словами, возможно создание пространства, где поверхности зданий и элементы малых архитектурных форм представляли бы собой акустически вязкие поверхности, препятствующие распространению шума.

Акустически вязкими поверхностями могут служить материалы или конструкции, где уплотненный по фронту звуковой волны воздух претерпевает значительное сопротивление при перемещении. Это поверхности с перфорацией различной формы, размеры которых зависят от требований необходимости фильтрации полос частотного спектра, работающие по принципу акустических панелей, или выпуклые препятствия, создающие акустически шероховатую поверхность. Оба типа поверхностей могут быть использованы для решения различных плоскостей городского пространства (фасады домов или малых архитектурных форм, покрытия пешеходных путей, внутренние поверхности навесов, рекламные щиты).

В случае устройства акустически вязких поверхностей на фасадах, здания выгораживающие шумные зоны города, можно разделить две группы: шумопоглощающие и шуморассеивающие.

К первой группе стоит отнести здания, где в результате замены всего материала покрытия фасада или его части, поверхности перестали участвовать в нежелательном отражении или переотражении звуковых волн. В качестве звукопоглощающих фасадных материалов могут выступать жалюзийные и декоративные солнцезащитные решетки, а также специально выполненная перфорация в обшивке вентилируемых фасадов.

Примеры использования подходящих солнцезащитных решеток или жалюзи можно наблюдать в южных европейских городах. Особенность конструктивного решения заключается в следующем: при проектировании решетки или жалюзи между ячейками, представляющими сетку, создается некое пространство, напоминающее короткую трубу сложной конфигурации (замкнутый объем по периметру и открытый с противоположных сторон), чаще всего срезанную под углом. В этом случае заключенный в таком объеме воздух, при перемещении от распространения фронта набегающей звуковой волны, будет испытывать большее трение, увеличивая тем самым амортизирующее действие для звуковых волн более низких частот большей интенсивности. Кроме того, при выходе из трубки решетки падающая звуковая волна подвергается дифракции (Рис. 1).

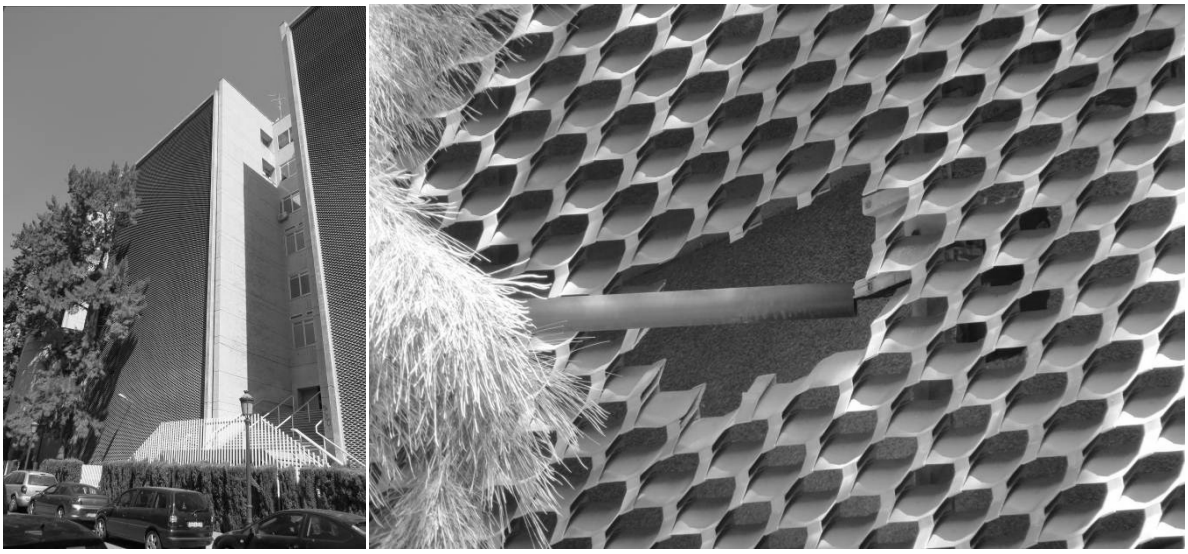


Рис 1. Солнцезащитные жалюзи (г.Валенсия, Испания). Фото Колмакова А.В.

Декоративные решетки лоджий - перемещаемые ставни, задача которых сводится к частичному ограничению видимости приватного пространства со стороны улицы, своим практически двумерным решением не столь эффективны как предыдущий вариант. Однако их достаточно крупные модульные размеры и свободное расположение на фасаде повышают общую рельефность здания и тем самым относят его к группе шуморассеивающих (Рис. 2).

Рис 2. Декоративные решетки лоджий (г.Париж, Франция). Фото Колмакова А.В.

В случае, если утепление здания выполнено с использованием систем вентилируемого фасада, можно предложить использовать обшивки таких зданий в качестве звукопоглощающей поверхности большой площади. При устройстве перфорации в декоративной обшивке необходимо повторить конструктивную схему, используемую при создании панелей широкополосного звукопоглотителя. Такое решение усложнит привычную принципиальную схему вентилируемого фасада ввиду необходимости сохранения определенного принципа физической

работы системы и, как следствие, увеличит стоимость квадратного метра шумопоглощающего вентилируемого фасада.В виду значительной площади фасада здания и требований экономической целесообразности, зону шумопоглощения следует устроить локально - в месте расположения источника шума или, в случае линейных источников шума, подвергнуть обработке определенный ярус фасада. Художественно-выразительное решение перфорации в декоративной обшивке обогатит эстетическое содержание фасадов большой площади и одновременно станет функциональным украшением здания. При определении формы, размера, типа исполнения (сквозная пробивка ли резка, просечное выдавливание) отверстий, а также их количества на определенной площади, следует руководствоваться техническим расчетом и учитывать художественную выразительность будущего вида здания (Рис. 3, 4).

Рис 3. Типы перфорации: верх – сквозная пробивка; низ – просечное выдавливание (г.Лилль, Франция). Фото Колмакова А.В.

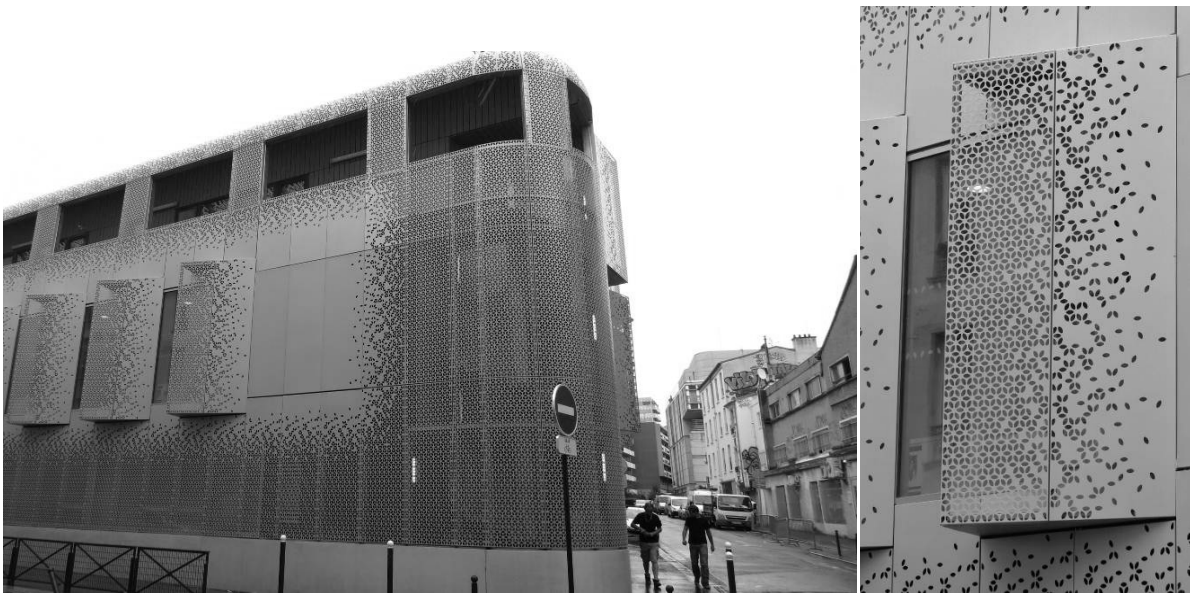


Рис 4. Пример художественного перфорирования поверхностей (г.Париж, Франция). Фото Колмакова А.В.

К группе шуморассеивающих фасадов можно отнести здания с повышенным рельефом поверхностей фасада, наличием крупных архитектурных элементов (эркеры, балконы, козырьки) и активным использованием крупного масштаба декоративных элементов.

Введение рельефной обработки поля стен или использование фактурных бетонных поверхностей не всегда эффективны в отношении рассеивания звуковых волн, так как рельеф создаваемой поверхности будет недостаточным по высоте для эффективного рассеивания звуковых волн.

Согласно представлениям, сформулированным в теории звукопоглощения [3], эффективная толщина звукопоглощающего материала для определенной длины звуковой волны должна составлять **λ**/4 (**λ** – длина звуковой волны), а размер звукопоглощающей поверхности для достаточной дифракционной расходимости падающей волны внутри материала должен составлять **λ**¾. Используя метод аналогий, можно предложить подобные соотношения между размерами препятствий для дифракционного отражения падающих звуковых волн. В этом случае для смещения фронта определенной длины звуковой волны размеры препятствия (длина, ширина, диаметр) должны составлять **λ**¾, а высота (рельефность) - не менее **λ**/4 (таблица 1).

Таблица 1

Рекомендуемые размеры для дифракционного отражения некоторых частот, при условии скорости распространения звуковой волны 340 м/с.

Частота f, Гц	**Длина волны λ, м. λ =340/f**	**Рекомендуемые размеры для плоскости рассеивающего препятствия 0.75*λ, м**	**Минимальная глубина рельефа рассеивающего препятствия 0.25*λ, м**
63	5,4	4, 05	1,35
125	2,72	2,04	0,68
250	1,36	1,02	0,34

500	0,68	0,51	0,17
1000	0,34	0,26	0,09

Из таблицы 1 следует, что для дифракционного отражения широкого спектра частот звуковых волн фасады зданий должны иметь большое количество разных по размеру и значительных по рельефу архитектурных элементов и декоративных деталей. В качестве примера, отвечающего предложенным требованиям, лучше всего подходят такие архитектурные решения фасадов или объемов, где при использована крупная и средняя пластика с основной концентрацией в месте (уровне) шумоотражения (Рис. 6, 7).

Рис 6. Рельефная поверхность фасада, созданная посредством архитектурных элементов (г.Бильбао, Испания). Фото Колмакова А.В.

Рис 7. Рельефная поверхность фасада, созданная посредством архитектурных и декоративных элементов (г.Париж, Франция). Фото Колмакова А.В.

Повышая рельефность фасада посредством выступающих и западающих архитектурных элементов (балконы, ниши, эркеры, рельефные наличники, лепнина и прочее), архитектор задает шероховатую в акустическом отношении поверхность, где различного размера детали фасада служат «волнорезом» для широкого спектра звуковых волн, способствуя их дифракционному рассеиванию.

При использовании малых архитектурных форм и элементов благоустройства как рассеивающего элемента, стоит обращать внимание на их физические размеры. Большие площади для эффективной дифракции должны иметь рельефную фактурную поверхность. Такие объемы и рельефные поверхности также будут служить своеобразным «волнорезом» для звуковых волн.

Использование акустически вязких поверхностей и звукорассеивающих элементов в условиях городской среды с повышенным воздействием шума позволит уменьшить его рост, тем самым снизив его вредное влияние, а также придать эстетически привлекательный вид указанным зонам.

Список литературы.

1. *Грибов С.А*. Особенности проектирования и производства шумозащитных экранов // Защита населения от повышенного шумового воздействия: Сб. науч тр./ Санкт-Петербург, 22-24 марта 2011 года.
2. Колмаков А.В. Использование складчатых структур для устранения однообразного вида акустических экранов // Академический вестник УралНИИпроект РААСН / Екатеринбург, № 4 2013. С. 70-74.
3. Е Шильц, Х.-Ф.Кассельман «Строительная физика». Москва Стройиздат 1982

СИСТЕМА ВИБРАЦИОННОЙ ЗАЩИТЫ С УПРАВЛЯЕМЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

Корчагин А.Б., доцент, к.т.н., доцент, Аверьянов Г.С., профессор, д.т.н., профессор, Бельков В.Н., профессор, к.т.н., декан
Омский государственный технический университет
omankor@mail.ru

Аннотация: Представлены результаты исследований в области защиты от вибраций. Приведен краткий перечень публикаций в области полуактивного управления системами подвески на основе использования магиитореологического эффекта, содержащих описание демпфирующих устройств, методов математического моделирования и расчета систем подвески в автомобилестроении, гражданском строительстве, сейсмозащите зданий и сооружений, мостостроении. На основании результатов развития концепции управления упругодемпфирующими характеристиками пневматических пружин приведено обоснование возможности совместного использования управляемых пневматических пружин и магнитореологических демпферов. Предложена схема конструктивного исполнения пневматического амортизатора с управляемой пневматической пружиной и демпфирующим устройством на основе магнитореологического эффекта. Даны основные расчетные зависимости для математического описания упругого и демпфирующего элементов при проектировании виброзащитного устройства с указанием необходимости учета характеристик человеческого тела.

Ключевые слова: Вибрационная защита, магнитореологический демпфер, пневматическая пружина.

Системы подвески транспортных средств и неподвижных объектов обеспечивают, наряду с вибрационной защитой, определенный уровень комфорта для пассажира, пользователя или оператора; для транспортных систем дополнительно улучшаются управляемость и устойчивость [1]. Исключение составляют вибрационные механизмы, в которых вибрация применяется в технологичеком процессе.

Результаты научно-технического прогресса в области использования магнитореологического эффекта, начавшегося на границе сороковых-пятидесятых годов прошлого века с первых попыток разработки магнитореологических демпферов [2], с оценок возможностей применения магнитореологических жидкостей в машиностроении [3],в настоящее время отражены в подвесках с изменяемыми в реальном времени характеристиками, называемых «интеллектуальными» подвесками [4].

Интерес исследователей к полуактивным системам подвески, в которых управляемым элементом является демпфер, т.е элемент, осуществляющий дисспацию энергии колебаний, подтверждается многочисленными публикациями, в которых обобщены результаты исследований о применении магнитореологических демпферов в автомобильной отрасли, гражданском строительстве, сейсмозащите зданий и сооружений, мостостроении и др. [5,6,7].

С другой стороны, развивается направление управления жесткостью упругих элементов – пружин, а именно управления упруго-демпфирующими характеристиками пневматических пружин, широко применяемых в настоящее время в системах подвески транспортных средств и других объектов [8, 9, 10]. Известны пневматические упругие элементы подвесок с количеством камер более одной, соединенных постоянно или периодически с целью изменения их упруго-демпфирующих характеристик [11,12]. Если E. Guglielmino и др., сосредоточенные на совершенствовании моделей магнитореологического демпфера, только упоминают о возможности исполнения упругого элемента подвески в виде пневматической пружины [1], то S.M. Savaresi и др. сообщают о разработке технологии воздушного демпфирования с электронным управлением клапанами [5].

Авторы [1,5] используют известную схему системы подвески с регулируемым демпфирующим элементом (рис. 1).

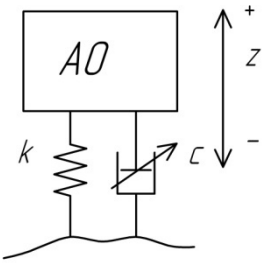


Рис. 1. Схема системы подвески с регулируемым демпфирующим элементом
АО – амортизируемый объект, *k* – упругий элемент (жесткость),
c – демпфирующий элемент, *z* – направление перемещения АО

Движение амортизируемого объекта (АО) массой *M* описывается уравнением [1]

$$M\ddot{z} + F_d(z, \dot{z}, \ddot{z}) + F_s(z) = P(t) \,, \qquad (1)$$

где *z*– смещение АО,

$F_d(z, \dot{z}, \ddot{z})$ - полуактивная демпфирующая сила,

$F_s(z)$ - упругая сила,

$P(t)$ - возмущающая сила, задающая движение АО.

Авторы настоящей работы рассматривают упругий элемент как регулируемый элемент системы подвески, что не противоречит известным моделям вязкоупругого тела [12]. Система подвески, содержащая пневматический упругий элемент с управляемой жесткостью и управляемый демпфирующий элемент, показана на рис. 2.

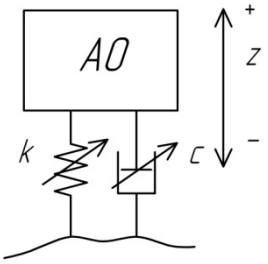


Рис. 2. Схема системы подвески с регулируемыми упругим и демпфирующим элементами

АО – амортизируемый объект, *k* – упругий элемент (жесткость), *c* – демпфирующий элемент, *z* – направление перемещения АО

Уравнение (1) необходимо переписать с учетом того, упругая сила пневматической пружины зависит от давления газа в ней.

Движение выполненного по такой схеме АО описывается уравнением

$$M\ddot{z} + F_d(z, \dot{z}, \ddot{z}) + F_s(z, p) = P(t), \quad (2)$$

где $F_s(z, p)$ – управляемая упругая сила.

Согласно предложенной схеме (рис.2), пневматическая пружина с регулируемой жесткостью устанавливается в системе подвески совместно с магнитореологическим демпфирующим элементом, т.к. при многообразии видов возмущающих воздействий создаются условия, когда преобладающую долю нагрузки, в т.ч частотной, периодически воспринимает либо один, либо другой элемент подвески, либо оба одновременно. Такая схема позволяет значительно расширить возможности системы подвески за счет применения конструктивных преимуществ пневматических пружин с воздушным демпфированием, чем обеспечивается более эффективная защита от вибраций как в системах с одной степенью свободы, так и в более сложных системах.

Авторами разработаны конструктивные схемы выполненных по такой схеме виброзащитных устройств, например, [13]. Управление величиной жесткости пневматической пружины осуществляется по сигналам связанных с системой управления датчиков перемещения, скорости и ускорения посредством исполнительных элементов.

В представленной на рис. 2 схеме системы подвески процессы в пневматической пружине рассматриваются с учетом допущений:

4. рабочий газ имеет свойства идеального газа;
5. температура окружающей среды постоянна;
6. вследствие кратковременности процессов внешний теплообмен не учитывается, и рабочий процесс считается адиабатическим;
7. движение АО происходит в вертикальном направлении, причем принято считать положительной скорость перемещения объекта при движении его вверх;
8. эффективная площадь пневматической пружины при движении АО не меняется;
9. утечки газа из пневматической пружины отсутствуют.

Сила тяжести АО в положении статического равновесия уравновешивается силой упругости сжатого газа в пневматической пружине в соответствии с равенством

$$Mg = p_0 S_e, \quad (3)$$

где p_0 – абсолютное давление в полости А в статическом положении АО,

S_e - эффективная площадь пневматической пружины.

Выведенная из положения равновесия система (рис. 2) с одной степенью свободы совершает свободные колебания при действующих силах: $M\ddot{z}_1$ - инерции, $p_0 S_e$ - упругости пневматической пружины, R_Σ - трения в пневматической пружине.

Дифференциальное уравнение движения АО для свободных колебаний запишется в виде

$$M\ddot{z} + (p_1 - p_0)S_e + R_\Sigma \operatorname{sgn} \dot{z} = 0, \quad (4)$$

где $z = z_0$, $\dot{z} = 0$ при $t = 0$.

Значения давления и объема пневматической пружины связаны между собой известным соотношением [14]:

$$p = p_0 \left(\frac{V_0}{V_0 + S_e z} \right)^\kappa, \quad (5)$$

где V^0 – начальный объем пневматической пружины в статическом положении, к – показатель адиабаты, *z* – текущее смещение АО.

С учетом (5) уравнение (4) преобразуется к виду

$$M \cdot \ddot{z} + P_0 \cdot S_э \cdot \left[\left(\frac{V_0}{V_0 + S_e \cdot z} \right)^\kappa - 1 \right] + R_\Sigma \cdot \operatorname{sgn} \dot{z} = 0 \quad (6)$$

На основании преобразований получено линеаризованное уравнение [9]:

$$M \cdot \ddot{z} + \frac{\kappa \cdot P_0 \cdot S_e^2}{V_0} \cdot z = 0, \quad (7)$$

где выражение

$$\frac{\kappa \cdot P_0 \cdot S_e^2}{V_0} \quad (8)$$

представляет собой приведенную жесткость пневматической пружины, обозначаемую k_p и предназначенную для использования в уравнении (2).

Демпфирующая сила $F_d(z, \dot{z}, \ddot{z})$ (1) определяется из следующих условаий. магнитореологическая жидкость рассматривается как несжимаемая жидкость, согласно [1]

$$\begin{cases} \nabla \cdot \mathbf{V} = 0, \\ \rho \dfrac{D\mathbf{V}}{Dt} = \rho \mathbf{F} - \nabla p + \nabla \boldsymbol{\tau}_{ij}, \end{cases} \quad (9)$$

содержащим уравнение неразрывности и уравнение Навье- Стокса, где $\mathbf{V}$ - вектор скорости, t – время, ρ – плотность МРЖ, $\mathbf{F}$ – вектор внешней силы, p – давление, $\boldsymbol{\tau}_{ij}$ – тензор напряжений.

В процессе демпфирования колебаний АО закон убывания амплитуды зависит от характера сил трения. В магнитореологическом демпфере при движении поршня возникает разность давлений за счет сопротивления течению жидкости в зазоре между поршнем и стенкой цилиндра [1]

$$\Delta p = \Delta p_\eta + \Delta p_\tau, \quad (10)$$

где Δp_η – вязкостная составляющая магнитореологической жидкости, имеющая

постоянную величину, Δp_τ – зависящая от изменяемого под действием приложенного поля предела текучести. Изменяя ток в обмотке электромагнита, а следовательно, и напряженность магнитного поля в зазоре между поршнем и цилиндром, можно в широких пределах изменять эффективную вязкость магнитореологической жидкости. При заданных конструктивных параметрах цилиндра магнитореологического демпфера демпфирующая сила определяется в соответствии с моделью движения потока, управляемого давлением [1]

$$F = \Delta p_\eta S_P + \Delta p_\tau S_P = F_\eta + F_\tau, \tag{11}$$

где S_P – площадь поперечного сечения поршня,

$$F_\eta = \frac{12\eta S_{R_m} v_p}{S_g h^2} S_p L, \quad F_\tau = \frac{c\tau_y(H) S_P}{h} L \ , \tag{12}$$

где R_m – средний радиус зазора между поршнем и цилиндром,
S_{R_m} – площадь сечения до середины зазора,

$$S_{R_m} = \pi R_m^2 = S_P + \frac{S_g}{2} \ , \tag{13}$$

S_g – площадь зазора,
η – динамическая вязкость,
v_r – относительная скорость магнитного полюса,
v_p – скорость поршня,
L – длина полюса,
h – зазор между полюсами,
c – функция профиля скорости потока,

$$c = 2.07 + \frac{12\eta S_P v_P}{12\eta S_P v_P + 0.4 S_g h \tau_y}, \tag{14}$$

τ_y – предел текучести,
H – напряженность поля.
Далее, с учетом назначения системы подвески и характера возмущающих воздействий, необходимо ввести в рассмотрение механические модели человеческого тела с учетом того, что собственные частоты подушки сиденья и внутренних органов ниже 6 Гц и зависят от частот внешних возмущений. Также необходимо введение модели сиденья в виде массы и нелинейной пружины [1,15], в качестве которой возможно использование управляемой пневматической пружины. Управляемые пневматические пружины с возможностью воздушного демпфирования [9] позволяют настраивать систему подвески в соответствии с изменениями характера вибрации. Дополнительно в систему вводятся модели ограничителей хода, если это необходимо.

За счет введения в модель системы подвески АО с одной степенью свободы механических моделей человеческого тела, сиденья и ограничителей хода получается модель системы с числом степеней свободы, равным сумме исходной и добавленных. Описывающие полученную систему уравнения будут представлять

собой более адекватную математическую модель системы подвески рассматриваемого АО, в которой механические модели человеческого тела, сиденья и ограничителей хода обеспечивают определение граничных условий для полученной модели системы подвески АО.

В заключение следует отметить, что системы подвески с регулируемыми элементами упругим с возможностью воздушного демпфирования и демпфирующим отличаются меньшими габаритамимагнитожидкостных демпфирующих элементов и подвески в целом благодаря тому, что часть энергии внешних возмущений рассеивается в пневматических пружинах при изменении их параметров.

Список литературы

1 - *Guglielmino, E.*Semi-active Suspension Control / E. Guglielmino, T. Sireteanu, C. W. Stammers et al. – Springer, Verlag London Limited //2008. – 294 p. – ISBN 978-1-84800-230-2.

2 - US Patent 2,667,237 Magnetic Fluid Shock Absober / J. Rabinow. – Filed Sept. 27, 1948. Jan. 26, 1954.

3 - Орлов, Д. В. Магнитные жидкости в машиностроении / Д. В. Орлов, Ю. О. Михалев, Н. К. Мышкин и др. - М.: Машиностроение, 1993. – 272 с.

4 - *Коробко,Е.В.*Системы демпфирования большегрузных трааспортных средств с использованием интеллектуальных жидкостей / Е.В. Коробко и др. //Новости науки и технологии. – 2007. – № 2 (6) – С.23 – 29.

5 - *Savaresi, S.M.* Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles / S.M. Savaresi, C. Poussot-Vassal et al. – Elsevier, 2010. – 240 p. – ISBN: 978-0-08-096678-6.

6 - *TruongD. Q., Ahn K. K* . MR Fluid Damper and Its Application to Force Sensorless Damping Control System/ http://dx.doi.org/10.5772/51391 (датаобращения: 14.02.2015).

7 - *Maślanka, M.*Experimental Study of Vibration Control of a Cable with an Attached MR Damper / M. Maślanka, Sapiński B., Snamina J. – Warsaw: Journal of theoretical and applied mechanics. 45, 4,2007. – pp. 893-917.

8 - *Акопян, Р.А.* Пневматическое подрессоривание автотранспортных средств. – Львов: Вища школа, 1979. – Ч.1. – 220 с.

9 - *Аверьянов, Г.С.* Исследование процессов и путей повышения эффективности воздушного демпфирования в пневматических амортизаторах виброзащитных систем. – Омск, Омский гос. тех. ун-т., 1999. – 115 с. – Деп. в ВИНИТИ 17.06.99, № 1957 – В99.

10 - *Калашников, Б.А.* Система амортизации объектов с дискретной коммутацией упругих элементов / Б.А. Калашников. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2008. – 344 с.

11 - *Грибов, М.М.* Регулируемые амортизаторы РЭА. – М.:Сов. Радио. –1974. – 144 с.

12 - *Мейз, Дж.* Теория и задачи механики сплошных сред. – М.: Мир. – 1974. – 319 с.

13 - Пат. 2449188 Российская Федерация, МПК F16F9/08, F16F9/53. Регулируемый магнито-реологическийпневматический амортизатор / А.Б. Корчагин, В.В. Шалай, В.Н. Бельков и др. – № 2010132098/11; заявл. 29. 07. 2010; опубл. 27.04.2012, Бюл. № 12.

14 - *Джохадзе, Г.Д.* Исследование воздушного демпфирования в пневматической подвеске автомобиля: Автореф. дис.…Канд. техн. наук. – Тбилиси, 1969. – 22 с.

15 - *Корчагин, П.А.*Снижение динамических воздействий на оператора автогрейдера в транспортном режиме: Монография / П.А. Корчагин, Е.А. Корчагина, И.А. Чакурин. – Омск: СибАДИ, 2009. – 195 с. ISBN 978–5–93204–465–0.

Комбинация энергетического метода и МКЭ при виброакустических расчётах

Грушецкий И. В., Смольников А. В.
Крыловский государственный научный центр, Санкт-Петербург
krylov6@krylov.spb.ru

Аннотация: Представлено два способа определения с применением метода конечных элементов (МКЭ) коэффициентов энергетической связи, используемых в статистическом энергетическом методе (ЭМ). Применение обоих способов показано на примере определения коэффициентов энергетической связи двух балок, соединенных под прямым углом. Результаты численных расчетов хорошо согласуются с известным аналитическим решением для такого соединения полубесконечных балок.

Ключевые слова: Виброакустические расчёты, метод конечных элементов**,** статистический энергетический метод.

ВВЕДЕНИЕ

Наиболее распространенными в современной практике методами расчетов вибрации и звука сложных инженерных конструкций являются метод конечных элементов (МКЭ) и энергетический метод (ЭМ). Эти методы реализованы в виде коммерческих программ: ANSYS, NASTRAN, ABACUS (МКЭ), AutoSEA, SEAM, SEADS (ЭМ) и др.

МКЭ является более точным и универсальным, но затратным методом расчета, поскольку требует построения весьма подробной модели конструкции, высокопроизводительных средств вычислительной техники и продолжительных вычислений особенно при решении динамических задач в области высоких звуковых частот. Поэтому МКЭ применяется обычно на инфразвуковых и низких звуковых частотах. ЭМ приближенный, но более экономичный. Экономичность определяют упрощенное моделирование конструкции, меньший объем исходных данных, сравнительно невысокие требования к вычислительной технике.

При расчете ЭМ надо знать коэффициенты энергетической связи (КЭС) элементов, составляющих конструкцию — подсистем. КЭС подсистем могут быть рассчитаны аналитически — из коэффициентов прохождения энергии через соединение подсистем. Однако такие коэффициенты прохождения известны из аналитических решений лишь для некоторых элементарных типов соединений (Г-, Т-, крестообразные соединения полубесконечных балок или пластин и некоторые другие [1]). В данной работе рассматривается два способа определения КЭС, в основе которых лежит численное моделирование (с применением МКЭ) подсистем, входящих в соединение.

16 - Система уравнений энергетического баланса

Основным этапом при реализации ЭМ является построение математической

модели конструкции — системы уравнений энергетического баланса (СУЭБ). Матрица СУЭБ описывает потери в элементах конструкции (подсистемах) и связи подсистем: механические и акустические. В правой части содержатся колебательные мощности, вводимые в подсистемы. Неизвестными величинами являются звуковая или вибрационная энергия в подсистемах, из которых определяются уровни шума и вибрации. СУЭБ имеет вид

$$\omega \begin{pmatrix} \eta_1 + \sum\limits_{\substack{i=1 \\ i\neq 1}}^{n} \eta_{1i} & -\eta_{21} & \cdots & -\eta_{n1} \\ -\eta_{12} & \eta_2 + \sum\limits_{\substack{i=1 \\ i\neq 2}}^{n} \eta_{2i} & \cdots & -\eta_{n2} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{1n} & -\eta_{2n} & \cdots & \eta_n + \sum\limits_{\substack{i=1 \\ i\neq n}}^{n} \eta_{ni} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} E_1 \\ E_2 \\ \vdots \\ E_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} W_1 \\ W_2 \\ \vdots \\ W_n \end{pmatrix}, \quad (1)$$

где η_1, $\eta_2, \ldots \eta_n$ — коэффициенты внутренних потерь энергии в подсистемах; η_{12}, η_{21}, η_{ni} — коэффициенты энергетической связи подсистем; E_1, E_2, E_n — неизвестные колебательные энергии подсистем; W_1, W_2, W_n — энергии, вводимые в подсистемы; ω — круговая частота.

17 - Использование МКЭ для определения коэффициентов энергетической связи

Общая схема определения коэффициентов энергетической связи (КЭС) с использованием МКЭ состоит в следующем. Создается конечно-элементная модель подсистем (элементов конструкции), входящих в соединение, КЭС которых требуется найти. К модели прикладываются внешние силы. Определяются колебательные мощности, вводимые в подсистемы, и смещения в узлах сетки элементов. По смещениям определяется энергия колебаний подсистем. По известным энергиям и вводимым мощностям определяются КЭС, которые используются затем в системе уравнений () для всей конструкции.

Рассмотрим для примера систему из двух подсистем [2]. Для определения КЭС СУЭБ составляются для случаев введения энергии в систему через каждую из подсистем по отдельности. Для системы из двух подсистем получается система из четырех уравнений для определения четырех неизвестных: двух КЭС (η_{12}, η_{21}) и двух коэффициентов внутренних потерь (η_1, η_2):

$$\begin{aligned} &\eta_1 E_{11} + \eta_1 E_{12} - \eta_2 E_{21} = W_1 / \omega; \\ &\eta_2 E_{21} + \eta_2 E_{21} - \eta_1 E_{12} = 0; \\ &\eta_1 E_{12} + \eta_1 E_{12} - \eta_2 E_{21} = 0; \\ &\eta_2 E_{22} + \eta_2 E_{21} - \eta_1 E_{12} = W_2 / \omega, \end{aligned} \quad (2)$$

где E_{11}, E_{12} E_{21}, E_{22} — энергии колебаний подсистем 1 и 2 (первый

индекс) при введении энергии в подсистему 1 и 2 (второй индекс), соответственно; W_1 и W_2 — вводимые мощности. Энергии колебаний и вводимые мощности определяются МКЭ.

Аналитическое решение системы уравнений () имеет вид:

$$\eta_{12} = \frac{(W_2/\omega)E_{21}}{E_2 E_{21} - E_2 E_{11}}; \quad (3) \qquad \eta_{21} = \frac{(W_1/\omega)E_{12}}{E_2 E_{21} - E_2 E_{11}}; \quad (4)$$

$$\eta_1 = \frac{(W_1/\omega)E_2 - (W_2/\omega)E_2}{E_2 E_{21} - E_2 E_{11}}; \quad (5) \qquad \eta_2 = \frac{(W_2/\omega)E_1 - (W_1/\omega)E_1}{E_2 E_{21} - E_2 E_{11}}. \quad (6)$$

При известных коэффициентах внутренних потерь для определения двух неизвестных η_{12} и η_{21} можно использовать по одному уравнению из каждой пары, например:

$$\begin{aligned} &\eta_2 E_2 + \eta_2 E_{12} - \eta_1 E_{21} = 0, \\ &\eta_1 E_1 + \eta_1 E_{21} - \eta_2 E_{12} = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Отсюда

$$\eta_{12} = \frac{E_2(\eta_2 E_2 + \eta_1 E_1)}{E_1 E_{12} - E_1 E_{22}}; \qquad \eta_{21} = \frac{E_1(\eta_1 E_1 + \eta_2 E_2)}{E_1 E_{12} - E_1 E_{22}}. \quad (8)$$

При одинаковых внутренних потерях в подсистемах:

$$\eta_{12} = \frac{\eta E_2(E_2 + E_1)}{E_1 E_{12} - E_1 E_{22}}; \qquad \eta_{21} = \frac{\eta E_1(E_1 + E_2)}{E_1 E_{12} - E_1 E_{22}}. \quad (9)$$

При использовании решений () или () не требуется определять вводимую мощность, что упрощает расчёты.

18 - Пример определения КЭС двух балок в угловом соединении

Для примера найдем КЭС соединения двух одинаковых балок, представленного на рис. . Жесткое соединение балок свободно оперто. В такой конструкции под действием поперечной силы возникают только поперечные колебания, что упрощает расчеты и анализ результатов, но не ограничивает выводы. Длина балок — 1 м, поперечное сечение — 5×1 см (балки соединены между собой вдоль длинной стороны сечения), материал — сталь, коэффициент внутренних потерь — 0.01. Гармоническая сила поочередно приложена к свободным концам.

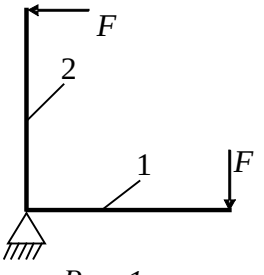


Рис. 1.
Конструкция, используемая для расчета КЭС МКЭ

При моделировании МКЭ балки разбивались на стандартные балочные элементы длиной около1 см. Энергии колебаний балок (E_b) рассчитывалась из комплексных смещений в узлах сетки элементов, полученных в результате решения МКЭ, по формуле

$$E_b = \frac{1}{2}\omega^2 \sum_{n=1}^{N} M_n \xi_n^2, \tag{10}$$

где ξ_n — амплитуда смещения в узле, M_n — масса балки, приходящаяся на узел, N — число узлов сетки элементов.

Расчеты энергии колебаний выполнялись на частотах свободных колебаний конструкции, результаты суммировались в октавных полосах частот. В результате автоматической процедуры модального анализа колебаний системы среди этих частот оказывались резонансные частоты не только изгибных, но и продольных колебаний. На резонансных частотах продольных колебаний, которые не возникают в рассматриваемой системе, энергии колебаний балок и вводимые мощности относительно невелики, поэтому вклад этих частот в суммарную энергию в октавных полосах незначителен. Расчет КЭС выполнялся по формулам ().

Аналитически КЭС определялись по формуле

$$\eta_{ij} = \frac{\tau_{ij} c_{g\,i}}{\omega L_i}, \tag{11}$$

где τ_{ij} — коэффициент прохождения (по энергии) изгибных волн из балки i в балку j; c_{gi} — групповая скорость изгибных волн в балке i, L_i — длина балки i. Для соединения балок одинакового поперечного сечения под прямым углом коэффициент прохождения энергии через соединение (τ) составляет 0.5.

Помимо расчётов для двух одинаковых балок было выполнено девять расчетов, в которых длины балок являлись случайными выборками из нормального распределения со средним значением 1 м и дисперсией 0,05 м. При такой величине дисперсии различие между случайным образом генерируемыми длинами балок может составлять 10 см и более. Столь большое различие формально одинаковых элементов не характерно для большинства инженерных конструкций. Однако на распространение энергии в конструкции (на КЭС) влияет не соотношение размеров непосредственно, а соотношение между частотами свободных колебаний элементов, зависящее в реальных условиях как от размеров, так и от множества других факторов: начальной кривизны, остаточных и статических напряжений и т. д. Этот факт приближенно учитывается повышенным значением дисперсии длины балок. Варианты соединений, для которых определялись КЭС представлены в табл. .

Результаты расчета представлены на рис. . Там же представлены аналитические значения КЭС, рассчитанные по формуле .

Таблица 1. **Длина балок (м), составляющих соединение (случайные выборки из нормального распределения со средним значением 1 м и дисперсией 0,05 м)**

	Вариант соединения								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
балка 1	1.067	0.995	1.018	0.919	1.076	1.021	1.010	0.959	1.008
балка 2	0.986	1.094	0.944	1.043	0.949	0.989	1.037	1.074	0.992

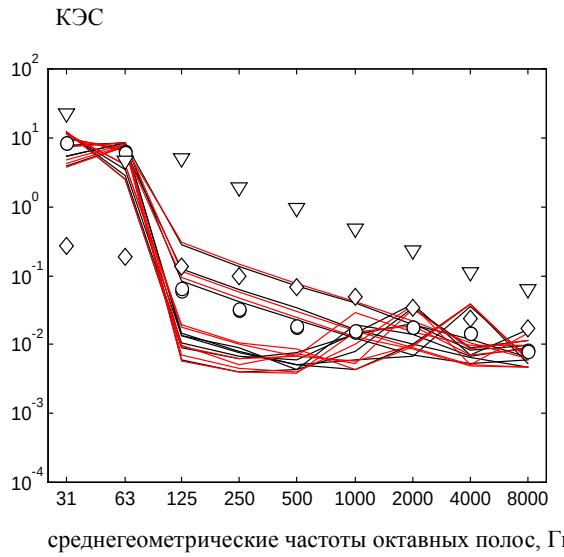


Рис. 2.

КЭС двух балок,
рассчитанные МКЭ:

девять случайных значений η_{12} ,

девять случайных значений η_{21} ,

средние значения η_{12} , η_{21} ,
а также

КЭС для одинаковых балок,

аналитические КЭС

Из рис. видно, что разброс значений КЭС весьма значителен, особенно в полосах частот, содержащих низшие частоты свободных колебаний балок (125…500 Гц). КЭС максимальны при равных длинах балок, т. е. при совпадении резонансных частот подсистем. Небольшое отклонение от равенства длин приводит к резкому уменьшению КЭС. Такие результаты согласуются с теоретическими представлениями, подтвержденными экспериментально, о прохождении вибрационной энергии через препятствия [1], а также с результатами исследований периодических конструкций с применением МКЭ [3]. С повышением частоты «рукав» КЭС сужается. Отличие коэффициентов связи в паре η_{12} и η_{21} незначительное.

По полученным результатам определялись статистические характеристики КЭС: закон распределения, среднее значение и дисперсия. Если выборки длин балок для расчета были сделаны из совокупности, подчиняющейся нормальному закону распределения, то наиболее подходящим законом распределения КЭС является нормальное распределение десятичного логарифма КЭС. На такой же закон распределения указывается в работе [4].

19 - Моделирование второй подсистемы как полубесконечной

При определении КЭС рассмотренным выше способом система уравнений для определения КЭС часто оказывалась плохо обусловленной [4], а ее решения в значительной степени зависящими от малых изменений свойств подсистем, например, геометрических размеров.

Рассмотрим и проверим на примере соединения балок другой способ определения коэффициентов энергетической связи, состоящий в моделировании присоединенной подсистемы — балки, на которую сила не действует, — как полубесконечной [5]. Именно такая модель используется для проведения физических экспериментов по изучению распространения колебательной энергии в неоднородных конструкциях (например, при исследовании прохождения энергии через препятствия). Для этого в физических экспериментах демпфируют подсистемы, удаленные от возбуждаемой, например, погружают удаленный конец балки или пластины в песок. При моделировании (в расчетах МКЭ) полубесконечная конструкция заменялась конечной, но с высоким коэффициентом внутренних потерь.

Согласно закону сохранения энергии вводимая в систему энергия равна поглощенной:

$$\eta E = W/\omega . \qquad (12)$$

Если балка входит в состав какой-либо конструкции, то потери энергии колебаний в возбуждаемой балке обусловлены не только внутренними потерями в ней, но и оттоком энергии в присоединенные конструкции. Определяемый из соотношения () коэффициент потерь есть сумма коэффициента внутренних потерь (η) и коэффициента потерь, описывающего отток энергии в присоединенные конструкции (КЭС, η_c). Уравнение энергетического баланса для подсистемы, в которую вводится энергия, имеет вид:

$$(\eta + \eta_c)E = W/\omega . \qquad (13)$$

В этом уравнении не учитывается обратный приток энергии из присоединенной подсистемы, т. е. считается, что вся энергия, уходящая из возбуждаемой подсистемы, полностью поглощается в присоединенной подсистеме.

Из уравнения () можно найти КЭС:

$$\eta_c = W/(\omega E) - \eta . \qquad (14)$$

20 - Пример определения КЭС при моделировании одной из балок как полубесконечной

Рассмотрим процедуру определения неизвестных КЭС на том же примере, что и в разделе 18 - , но материал балки 2 имеет высокий коэффициент потерь (0.9). Энергия, вводимая в балку 1, определяется по формуле

$$W = \frac{1}{2}\mathrm{R}\left(F \cdot v^*\right), \qquad (15)$$

где F — воздействующая на балку сила (действительное число, задается при моделировании МКЭ, 1 Н), v^* — комплексно-сопряженная колебательная скорость в месте приложения силы. Скорость связана со смещением (ξ), получаемым в результате решения МКЭ, соотношением $v = i\omega\xi$. Поэтому $W = -\omega(F \cdot \mathrm{I}\,\mathrm{m}\xi)/2$. Мнимая часть смещения в точке

приложения силы по расчету МКЭ всегда оказывается отрицательной, поэтому вводимая мощность всегда положительна.

Расчеты для одной отдельно взятой балки, возбуждаемой поперечной силой, показали, что коэффициент потерь, определенный из соотношения (), совпадает с его значением, введенным в качестве исходного данного при моделировании МКЭ, при относительно невысоких значениях коэффициента потерь (менее 0.05). При увеличении коэффициента потерь, введенного в качестве исходного данного, разница между введенным и рассчитанным коэффициентами потерь увеличивается. Причина в том, что в смещениях балки все более заметной становится бегущая составляющая. Поэтому в дальнейших расчетах коэффициент потерь в балке 1 принимался равным 0.01.

Расчеты вводимой мощности и энергии колебаний по формулам и выполнялись на частотах свободных колебаний системы балок, результаты суммировались в октавных полосах частот.

И вводимая энергия, и энергия колебаний, в общем случае, зависят от точки приложения силы. Поэтому расчеты выполнялись при действии силы в двенадцати произвольно взятых точках (узлах), а результаты усреднялись. Результаты расчета по формуле () представлены на рис. , количество резонансных частот колебаний системы из двух балок, попадающих в октавные полосы частот, — в таблице . Из рис. видно, что результат расчета практически не зависит от точки приложения силы, если количество резонансных частот колебаний в октавной полосе три (например, 250 и 500 Гц, табл.) и более.

Результаты расчета коэффициента энергетической связи балок по формуле () при условии, что $\tau = 0.5$ также представлены на рис. , из которого очевидно хорошее совпадение результатов численного и аналитического расчетов.

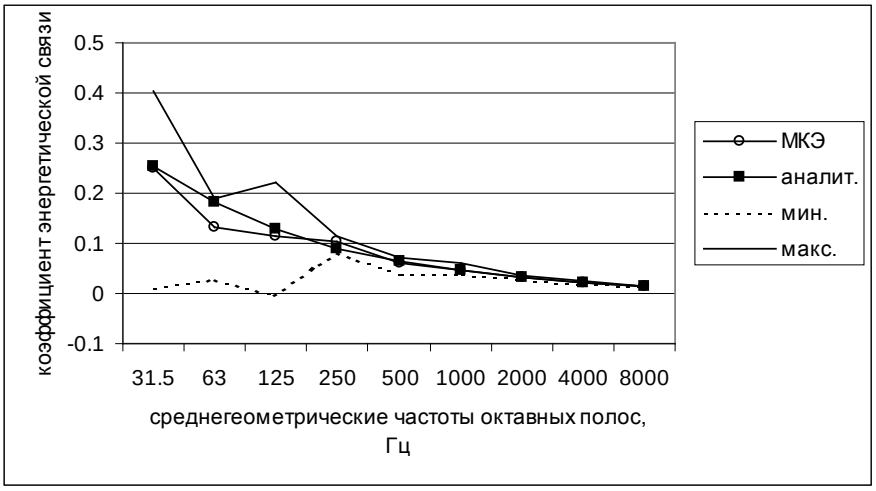


Рис. 3. Коэффициент энергетической связи балок, соединенных под прямым углом (рис.), при условии, что энергия, проходящая через соединение в балку 2, полностью поглощается (η_2 =0.9), рассчитанный с использованием МКЭ (среднее по 12 точкам приложения силы) и аналитически (при условии, что $\tau = 0.5$), а также минимальные и максимальные значения, полученные МКЭ при приложении силы в 12 разных точках

Таблица 2

Количество резонансных частот колебаний системы из двух балок, попадающих в октавные полосы частот

31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	1	1	3	3	5	9	11	19

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Одним и перспективных путей совершенствования виброакустических расчётов является комбинация статистического энергетического метода (ЭМ) и метода конечных элементов (МКЭ). В рамках экономичного ЭМ МКЭ целесообразно применять для определения коэффициентов энергетической связи (КЭС) элементов конструкции в соединении, для которых отсутствуют аналитические зависимости для коэффициента прохождения, или для определения мощностей, вводимых в конструкции динамическими силами. Для выполнения таких расчетов можно моделировать отдельные фрагменты конструкции (например, соединения элементов), а не конструкцию в целом. Поэтому затраты на их выполнение относительно невелики.

Представлено два способа определения КЭС подсистем, состоящих в моделировании системы МКЭ. Один способ заключается в прямом моделировании подсистем в соединении. По другому способу в подсистеме, удаленной от источника колебаний, приходящая энергия полностью поглощается. В обоих случаях связь подсистем в соединении с другими элементами системы не учитывается.

Оба способа применены для определения КЭС двух балок, соединенных под прямым углом. Результаты численного расчета хорошо согласуются с известным аналитическим решением для такого соединения полубесконечных балок. Для получения результата, более адекватно описывающего поведение реальной конструкции, требуется выполнить комплекс расчетов МКЭ с использованием наборов данных, учитывающих возможные отклонения характеристик конструкции от средних значений. Это особенно важно в полосах частот, где мала плотность частот свободных колебаний подсистем.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Ляпунов В. Т., Никифоров А. С.* Виброизоляция в судовых конструкциях. Л. «Судостроение», 1975.
2. *Грушецкий И. В., Смольников А. В.* Определение коэффициентов энергетической связи двух балок с использованием метода конечных элементов. Электронный журнал «Техническая акустика», http://www.ejta.org, 2005, 24.
3. *Грушецкий И. В., Смольников А. В.* Сопоставление метода конечных элементов и

статистического энергетического метода для расчета вибрации в периодических конструкциях. Электронный журнал «Техническая акустика», http://www.ejta.org, 2005, 9.
4. *C. Hopkins.* Statistical energy analysis of coupled plate systems with low modal density and low modal overlap. JSV. 2002, V. 251, No 2, pp. 193–214.
5. *Грушецкий И. В., Смольников А. В.* Применение метода конечных элементов для расчета коэффициентов энергетической связи, используемых в статистическом энергетическом методе, на примере углового соединения балок. Электронный журнал «Техническая акустика», http://www.ejta.org, 2004, 6.

Полимерный низкочастотный виброизолятор с квазинулевой жесткостью

Валеев А.Р.
ФГБОУ ВПО Уфимский государственный нефтяной технический университет
anv-v@yandex.ru

Аннотация: Работа посвящена разработке компактного полимерного виброизолятора с квазинулевой жесткостью. Задача заключалась в создании средства защиты от вибрации, имеющем нелинейную силовую характеристику, что позволит иметь высокие виброизоляционные свойства при малой массе и габаритах, также защищать от низкочастотной вибрации. Проведено аналитическое исследование разрабатываемого виброизолятора, его изготовление и экспериментальное исследование. Частота собственных колебаний разработанного виброизолятора с квазинулевой жесткостью составила менее 1 Гц.

Ключевые слова: Вибрация, квазинулевой жесткость, низкочастотная вибрация, виброизолятор, силовая характеристика.

Научно-технический рывок за последние годы привел к возможности строить большие и мощные машины, оборудование, и в то же время, изготовлять высокоточное оборудование и системы с тонкой настройкой. Несмотря на различие в размере всех этих машин и оборудования, их объединяет одинаковая проблема - вибрация. Развитие техники приводит к концентрации все большей мощностей в меньшем объеме, машины становятся все мощнее и при этом более компактнее. Это неумолимо ведет к росту вибрации оборудовании.

В прецизионном оборудовании проблема вибрации стоит не менее остро, но в данном случае необходимо снижать не уровень создаваемой вибрации, а уровень вибрации, передающейся на оборудование. С каждым годом прецизионное оборудование становится все более точным, проводимые операции все более мелкими, поэтому даже тот же самый уровень вибрации что и несколько лет назад становится в настоящие дни уже может быть слишком высоким. Таким образом, к прецизионному оборудованию предъявляются все большие и большие требования по защите от вибрации.

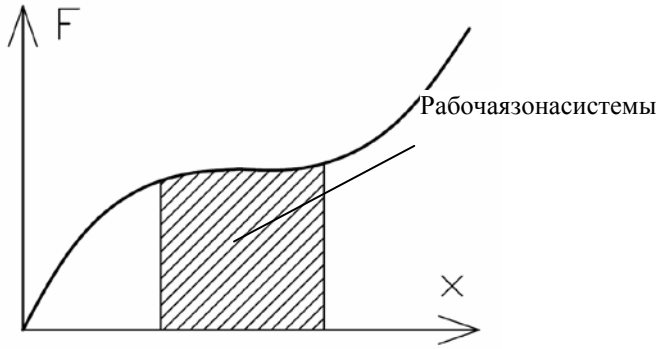
Помимо требований к снижению общего уровня вибрации дополнительно возникает проблема изоляции низких частот. Вибрация высокой частоты хорошо снижается традиционными упругими материалами, в частности резиной и другими полимерами. Вибрация низкой частоты распространяется лучше чем высокой; хуже демпфируется.

Частота основной гармоники при вибрации поршневых газоперекачивающих агрегатов составляет 6-12 Гц (частота вращения ротора 300-600 об/мин), ветровых электрогенераторов - 6-10 Гц. Аналогичные показатели также и у газомотокомпрессорного оборудования, в целом у поршневых агрегатов, у оборудования ударного типа (молоты) и целого ряда другого оборудования.

Вибрацию такой частоты снижать сложно. Чтобы эффективно снижать вибрацию некоторой частоты f соответствующие виброизоляторы должны иметь частоту собственных колебаний не более f/4 [1]. Для упомянутого оборудования данное значение составит порядка – 1,5-3 Гц и менее. Таким образом, в данном случае виброизоляторы должны обладать одновременно и малой жесткостью, и значительной выдерживаемой нагрузкой, что принципиально труднодостижимо для традиционных пружинных и резиновых виброизоляторов, поскольку тогда они должны будут иметь слишком большие габариты. К примеру, чтобы обычный пружинный виброизолятор имел частоту собственных колебаний 1 Гц, он должен иметь просадку 25 см, следовательно, длина такой пружины составит метр и более, что, очевидно, неприемлемо.

Получаем, что в данном случае использовать традиционные средства виброизоляции с линейной силовой характеристикой (пружинные и резиновые виброизоляторы) невозможно. Далее будет предложено как можно спроектировать и изготовить полимерный виброизоляторы с низкой частотой собственных колебаний на основе эффекта квазинулевой жесткости.

Система с квазинулевой жесткостью – это упругая система, имеющая в своей статической силовой характеристике пологий участок, т.е. участок с жесткостью, близкой к нулю. Принципиальный вид силовой характеристики с квазинулевой жесткостью представлен на рисунке 1. Штриховыми линиями обозначена рабочая зоны системы.



F – сила (нагрузка); x - перемещение

Рис. 1 Силовая характеристика системы с квазинулевой жесткостью

Системы с квазинулевой жесткостью позволяют получить одновременно и большую статическую нагрузку и малую жесткость. Такое качество делают их очень перспективными в области защиты от вибрации и ударов, а также в качестве компенсаторов перемещений. Малая жесткость системы при значительной нагрузке позволяет уменьшить частоту собственных колебаний до значений 1 Гц и менее, что дает возможность изолировать широчайший спектр колебаний, включая экстремально низкие частоты.

Создавая постоянную восстанавливающую силу на большом диапазоне перемещений, данные системы позволяют не только обеспечивать высокую степень виброизоляции, но так же и компенсировать просадки конструкций и сейсмические воздействия.

Хотя стоит отметить и некоторые недостатки, такие как усложнение конструкции, требования к настройке.

Системы с квазинулевой жесткостью являются еще достаточно новым направлением в машиностроении, поэтому актуальны работы по их теоретическому и практическому исследованию.

Впервые упругие системы с квазинулевой жесткостью были предложены профессором Алабужевым П.М. в 1967 г [2] на основе ферм Мизеса (системы с "перескоком"), однако до настоящего времени так и не разработаны достаточно простые и в тоже время эффективные системы с квазинулевой жесткостью.

Данную конструкцию развивает и продолжает подробно исследовать ученый из Великобритании А.Карелла (Carella) [3]. Он предлагает в качестве фермы Мизеса использовать изогнутую пластинку с двумя устойчивыми состояниями (бистабильная пластина) для получения системы, имеющей силовую характеристику с участком квазинулевой жесткости. Несмотря на такие достоинства, как высокие виброизолирующие свойства и простота, на сегодняшний день использование систем данным автором не получило широкого распространения.

Известны способы создания квазинулевой жесткостью при помощи электромагнитных систем [4].

Перспективной является установка роторов машин на упругой подвеске с квазинулевой жесткостью [5]. Однако обеспечивать малую жесткостью и определенную несущую способность в очень ограниченном пространстве соразмерным с габаритами подшипника ротора является сложной инженерной задачей.

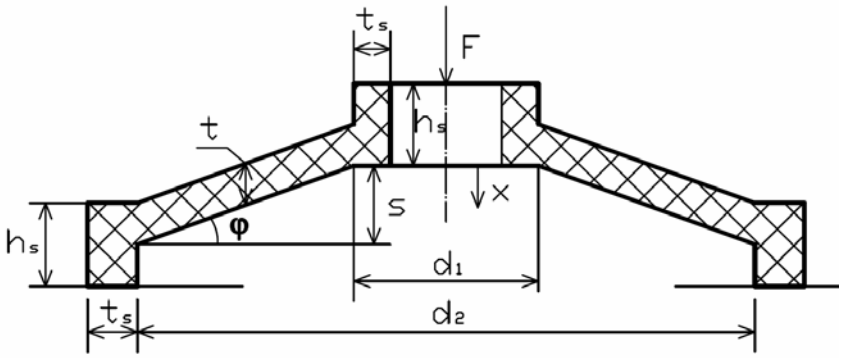
Анализ различных систем с квазинулевой жесткостью показал, что данные системы имеют огромный потенциал в виброизоляции, однако достижение данного эффекта на надежном уровне вызывает проблемы [6]. Обзор современных достижений в данной области показывает, что, несмотря на высокую теоретическую виброизоляционную способность практические реализации данных систем почти отсутствуют даже на уровне прототипов. Большинство разрабатываемых систем с квазинулевой жесткостью характеризуются наличием нескольких узлов (для большинства конструкций необходимо наличие несущего элемента и компенсатора жесткости), совместная работа которых и дает необходимые свойства [6]. Однако наличие несколько узлов ведет к повышению сложности конструкции, увеличению габаритов, и, самое важное, увеличивает трение в конструкции, что значительно ухудшает виброизоляционные качества системы.

Таким образом, создание компактного, малого по высоте виброизолятора с квазинулевой жесткостью, который обладает минимумом узлов и деталей, является перспективным направлением для машиностроения в целом, и в некоторых областях особенно, где существуют ограничения по габаритам или массе. Яркий пример - судовые двигатели, к виброизоляторам которых предъявляются серьезные требования по размерам, и в то же время по эксплуатационным параметрам.

Развитие виброизоляторов с квазинулевой жесткостью на данный момент наиболее актуально с минимальным количеством элементов, желательно с

единственным, что обеспечит наибольшую простоту, и при этом высокую надежность. Стоит отметить, что в данном случае падает теоретическая максимальная виброизоляционная способность данных систем, однако простота и надежность в практической реализации перекрывает данный недостаток. Таким образом, простые виброизоляторы с квазинулевой жесткостью могут обходить их сложные аналоги по суммарной эффективности.

Принято решение проектировать виброизолятор с квазинулевой жесткостью в виде одиночного элемента (или нескольких идентичных, сложенных вместе). Основный вид виброизолятора принят тарельчатой (купольной) формы - таким образом становится возможным получение эффекта квазинулевой жесткостью в одном элементе, т.е. без движущихся частей. Чертеж виброизолятора в ненагруженном состоянии, представлен на рисунке 2. Отмечаем, что регулировать рабочую нагрузку можно при помощи хомута/металлического кольца, опоясывающего виброизолятор.



d_1 - внутренний диаметр стенки; d_2 - наружный диаметр стенки; t - толщина стенки; S - высота подъема стенки; φ - угол наклона стенки; h_s - высота опорной стенки; t_s - толщина стенки; F - нагрузка; x - сжатие

Рис. 2 Виброизолятор с квазинулевой жесткостью

Была разработана методика расчета виброизолятора с квазинулевой жесткостью с формой, изображенной на рисунке 2. На основе данной методики получены следующие рабочие нагрузки виброизолятора

Таблица 1

Номинальная нагрузка виброизолятора (в кг)

Типоразмер формы	**Жесткость резины по Шору (модуль упругости в МПа)**							
	42	50	58	66	74	85	90	95
	(0,4)	(1,5)	(3,3)	(6)	(10)	(18)	(24)	(30)
45/28-4	1	3,8	8	15	25	45	60	75
55/32-5	1,3	4,7	10	18,8	31	56	75	94
70/42-6	1,7	6,6	14	26,2	44	79	105	131
80/50-7	3	11,3	25	45	75	135	180	225
90/55-8,5	4,9	18,3	40	73	121	219	292	365
100/60-10	7,2	27	59	108	180	324	432	540
110/65-12	12,1	45,5	100	182	303	546	728	910

Были изготовлены прототипы компактного виброизолятора с квазинулевой жесткостью. Это происходило следующим образом. По принятым размерам

строилась компьютерная 3d модель, далее методом 3d печати изготавливалась пластиковая объемная модель виброизолятора с квазинулевой жесткостью. Следующий шаг - изготовление отливочной формы. В качества материала для создания отливочных форм использовались силиконы Alcosil 315 и MoldStar 15. Сначала готовилась нижняя половина формы, с помещенной туда моделью, далее заливалась верхняя часть. Пример модели из abs-пластика и отливочной формы представлен на рисунке 3.

Рис. 3 Создание отливочной формы

Для заливки в формы использовались следующие полиуретаны холодного застывания: VytaFlex 30, VytaFlex 40, VytaFlex 60, PMC-790. Это позволяло получать на одной отливочной форме виброизоляторы разной жесткости и разной рабочей нагрузки.

Примеры изготовленным прототипов виброизоляторов с квазинулевой жесткостью представлены на рисунке 4.

Рис. 4 Изготовленные прототипы виброизолятора с квазинулевой жесткостью

Параметрами, характеризующими виброизолятор с квазинулевой жесткостью, помимо габаритных, примем следующие:

- рабочая нагрузка (нагрузка виброизолятора, при которой жесткость минимальная);
- рабочая жесткость (жесткость виброизолятора при рабочей нагрузке);
- частота собственных колебаний под рабочей нагрузкой;
- эффективность квазинулевой жесткости, т.е. параметр, показывающий какой эффект в повышении виброизоляционных свойств дает квазинулевая жесткость.

Данный параметр равен отношению жесткости виброизолятора при малой нагрузке (когда силовая характеристика виброизолятора с квазинулевой жесткостью линейна) к рабочей жесткости.

На рисунке 5 представлена силовая характеристика одного из изготовленных прототипов виброизолятора с квазинулевой

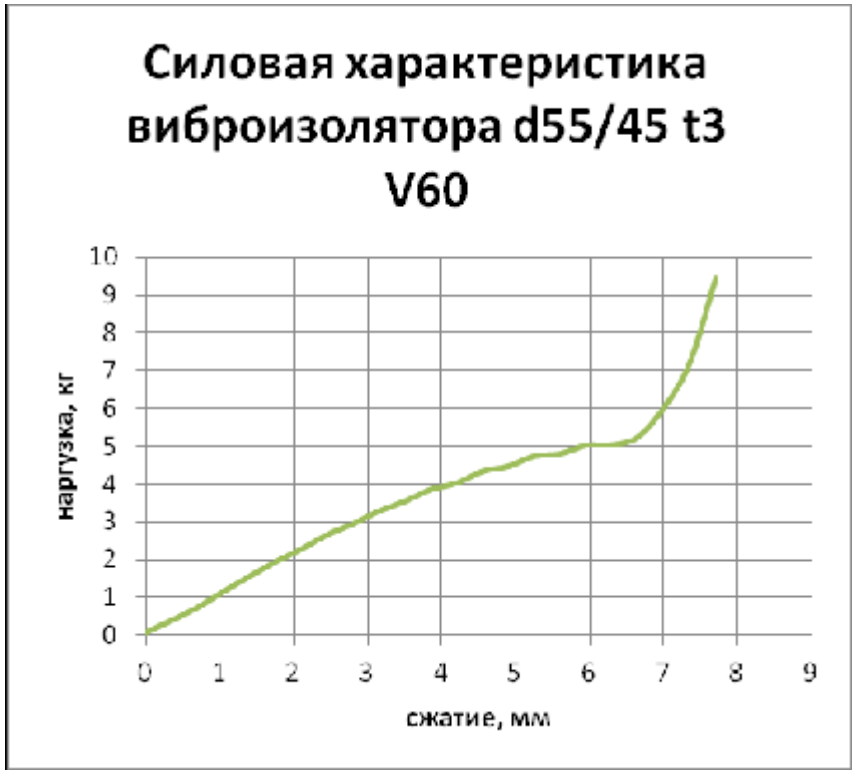


Рис. 5 Силовая характеристика прототипа марки d55/45 t3 V60

В экспериментальных исследованиях получены следующие результаты:

- рабочая нагрузка - 5,04 кг;
- рабочая жесткость - 0,036 кгс/мм (360 Н/м);
- частота собственных колебаний под рабочей нагрузкой - 1,34 Гц;
- эффективность квазинулевой жесткости - 25,4;
- высота виброизолятора в ненапряженном состоянии - 18 мм; под нагрузкой - 14 мм.

Сводные результаты испытаний различных прототипов виброизоляторов с квазинулевой жесткостью приведена в таблице 2.

Таблица 2

Результаты испытаний различных прототипов виброизоляторов с квазинулевой жесткостью

Обозначение	**Рабочая нагрузка, кг**	**Рабочая жесткость, кгс/мм**	**Частота собственных колебаний под рабочей нагрузкой, Гц**	**Эффективность квазинулевой жесткость**
d55/45 t3 V30	0,54	0,0036	1,29	53
d55/45 t5 V30	1,51	0,09	3,9	3,5
d55/45 t3 V60	5,04	0,036	1,34	25,4
d55/45 t5 V60	9,26	0,6	4,05	2,96
d55/45 t3 P	11,36	0,028	0,8	98

Применение полиуретанов различной жесткости позволяет изменять рабочую нагрузку в широких пределах, при этом используя ту же самую форму и технологию производства.

Отмечаем, что регулировать рабочую нагрузку достаточно легко при помощи стягивающего хомута. Пример применения стягивающего хомута приведен на рисунке 6.

Рис. 6 Усиление виброизолятора с квазинулевой жесткостью стягивающим хомутом

Установлено что по мере увеличения силы натяжения хомута рабочая нагрузка повышается. При наибольшем стягивании рабочая нагрузка увеличивается почти в 2 раза. При этом жесткость виброизолятора несколько падает, что положительно влияет на коэффициент виброизоляции.

Применение разработанных виброизоляторов по сравнению с традиционными позволяет улучшать виброизоляцию и экономить материал до пяти раз, что делает их не только эффективнее, но и экономичнее.

Производство разработанных виброизоляторов не требует специального оборудования, для их изготовления достаточно технологий по изготовлению резинотехнических изделий

Разработка запатентована как "Амортизатор с квазинулевой жесткостью" (рег. № 2014125159).

Список литературы

1. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удар. Л.: Политехника, 1990. 272 с.

2. Алабужев П.М. Виброзащитные системы с квазинулевой жесткостью / П.М. Алабужев, А.А. Гритчин, И.И.; под ред. К.М. Рагульскиса. – Л.: Машиностроение, 1986. – С. 96.

3. Carella A., Brennan M., Waters T. Static analysis for a passive vibrationisolator with quasi-zero stiffness characteristic // Journal of Sound and Vibration, 2007. - 12 p.

4. Will Robertson, Rohin Wood, Ben Cazzolato, Anthony Zander Zero-stiffness magnetic springs for active vibration isolation 18-20 SEPTEMBER 2006 ADELAIDE AUSTRALIA

5. Валеев А.Р. Виброизоляционная подвеска валов с квазинулевой жесткостью / А.Р. Валеев, А.Н. Зотов, А.Ю. Тихонов // Проблемы сбора, подготовки и транспорта нефти и нефтепродуктов – 2010. - №3 – С.68 – 77.

6. Валеев А.Р., Зотов А.Н. Защита от вибрации и ударов системами с квазинулевой жесткостью. Уфа: Нефтегазовое дело, 2013. 166 с.

Расчет звукоизоляции акустически однородных ограждающих конструкций

Щелоков Ю.А.
ООО "Акустические расчеты"
info@acoustic-services.ru

Аннотация: В работе рассмотрены основные методы расчета звукоизоляции акустически однородных преград. Рассмотрен графоаналитический метод определения изоляции воздушного шума массивных конструкций. Для чисто теоретического решения задачи определения звукоизоляции массивных конструкций введен параметр - фактор переизлучения. Получено выражение для коэффициента прохождения звука с учетом сдвиговых волн и фактора переизлучения. Получены универсальные аналитические зависимости для расчета звукоизоляции акустически однородных конструкций. Произведено сравнение предлагаемого расчетного метода с графико-аналитической методикой Свода Правил СП 23-103-2003 “Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий” на 5 строительных конструкциях

Ключевые слова: Звукоизоляция, строительная акустика, коэффициент механических потерь, фактор переизлучения, защита от шума**.**

Особое место при строительстве жилых и общественных зданий занимают акустически однородные конструкции. К акустически однородным конструкциям относят гомогенные однослойные конструкции, а также конструкции состоящие из двух или более слоев твердых материалов (бетона, кирпичной кладки, дерева и т.д.), жестко связанных между собой по всей площади ограждения [1].

Теоретические исследования звукоизолирующей способности акустически однородных конструкций выполнены Л. Беранеком, А. Лондоном, Б. Шарпом, М. Хеклем, В. Крейтаном, Л. Кремером, В. Заборовым, М. Седовым, И. Боголеповым, Б. Уотерсом, Л. Осиповым и др.

Согласно данным исследованиям массивные и тонкие акустически однородные конструкции имеют различный частотный характер звукоизоляции.

В 1942 г. Кремер [2] для коэффициента прохождения через стену представил выражение

$$\tau(\theta)=\frac{1}{\left|1+\frac{Z(\theta)\cdot\cos\theta}{2\rho_0 c_0}\right|^2}, \qquad (1)$$

где Z - импеданс преграды, θ - угол падения, ρ_0 - плотность воздуха, c_0 - скорость звука в воздухе.

Выражение для расчета импеданса пластины [3] имеет вид

$$Z(\theta)=i\left[\omega m-\frac{D(1+i\eta)\omega^3\sin^4(\theta)}{c_0^4}\right], \qquad (2)$$

где $i = \sqrt{-1}$ - мнимая единица, $\omega = 2\pi f$ - циклическая частота, m - поверхностная масса пластины, $D = \frac{Eh^3}{12\left(1-\mu^2\right)}$ - цилиндрическая жесткость пластины, E - модуль Юнга, h - толщина пластины, μ - коэффициент Пуассона, η - коэффициент механических потерь.

В реальных условиях звуковое поле падающее на ограждающую конструкцию можно считать диффузным. Коэффициент прохождения для диффузного поля определяется как

$$\tau_{diff} = \frac{\int_0^{78^\circ} \tau(\theta)\cos\theta\sin\theta}{\int_0^{78^\circ} \cos\theta\sin\theta}. \quad (3)$$

С учетом диффузного коэффициента порхождения звукоизоляция пластины *R*будет равна

$$R = -10 \cdot \log\left(\frac{1}{\tau_{diff}}\right). \quad (4)$$

Характерный вид частотной зависимости звукоизоляции листовых материалов представлен на рис.1.

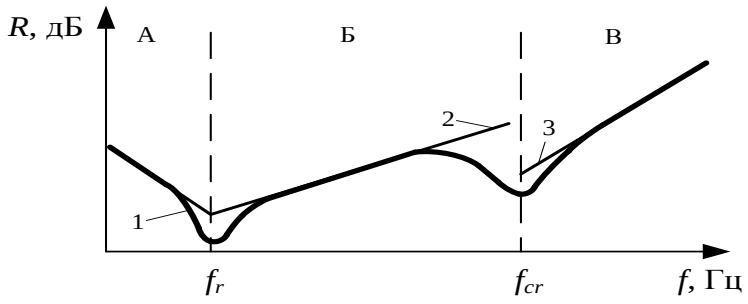


Рис. 1. Характерный вид частотной зависимости звукоизоляции тонких пластин

Как видно, из рис.1 частотная характеристика звукоизоляции пластины имеет 3 области: А - область спада звукоизоляции на резонансной частоте, Б - область роста звукоизоляции по закону массы и спада на критической частоте, В - область роста звукоизоляции.

Представленные формулы справедливы только для тонких листовых конструкций, где звук распространяется в виде изгибных волн.

Распространение акустических волн через массивные конструкции (из тяжелого, легкого бетона, кирпичной кладки и т.п.) сопровождается возникновением не только изгибных, но и продольных сдвиговых колебаний. В результате чего, характерные частотные характеристики массивных и тонкостенных конструкций не совпадают.

Ряд авторов (М. Седов [4], Л. Осипов [5]) после трудоемких вычислений получили результаты близкие к экспериментальным, однако практическое использование их затруднено.

Трудности испытываемые при расчете звукоизоляции чисто теоретическими

методами послужили причиной появления практических методов расчета изоляции воздушного шума массивных акустически однородных конструкций .

Путем обобщения экспериментальных результатов Б. Уоттерс, Л. Беранек, С. Алексеев и В. Заборов предложили схожие графоаналитические методы расчета звукоизоляции. Суть методов заключается в представлении частотной характеристики звукоизолирующей способности в виде ломаной линии (см. Рис.2). В области прилегающей к граничной частоте, располагается горизонтальный отрезок прямой - “плато”, до и после него - наклонные отрезки прямых.

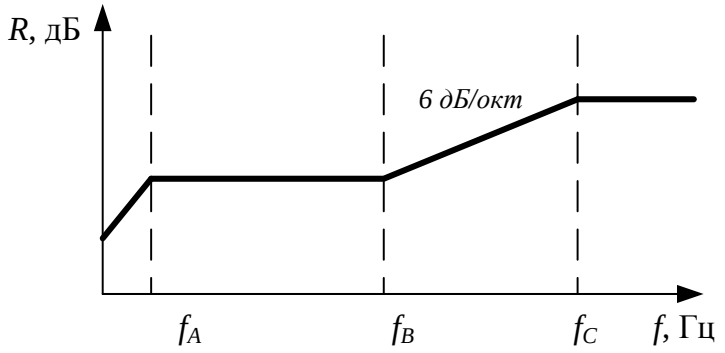


Рис. 2. Характерный вид частотной зависимости звукоизоляции массивных конструкций

Графоаналитический метод положен в основу методики Свода Правил СП 23-103-2003 “Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий”.

Согласно методике Свода Правил абсциссу точки В определяют в зависимости от толщины и плотности материала конструкции. Учет упругих свойств материала обеспечивается введением эмпирического коэффициента *K,* определенного для 8 видов материалов: бетон, аглопоритобетон, шлакопемзобетон, газобетон, кладка из кирпича, гипсобетон, перлитобетон, керамзитобетон.

В настоящей работе рассматривается методика определения звукоизоляции акустически однородных конструкций путем модернизации рассмотренных аналитических зависимостей.

Предположим, что полученная Кремером формула (1) для коэффициента прохождения толстостенной конструкции справедлива с импедансом преграды $Z'(\theta)$, учитывающим сдвиговые волны и фактор переизлучения.

Чтобы учесть сдвиговые волны в материале преграды [6] запишем импеданс в виде

$$Z'(\theta) = i\omega m + \frac{z_B z_S}{z_B + z_S}, \qquad (6)$$

где $z_B = -\frac{i\omega^3 D}{c_0^4}\sin^4\theta$ - импеданс изгиба, $z_S = -\frac{i\omega G h}{c_0^2}\sin^2\theta$ - импеданс сдвига, $G = \frac{E}{2(1+\mu^2)}$ - модуль сдвига.

Для учета фактора переизлучения перепишем формулу (1) следующим образом

$$\tau'(\theta) = \frac{1}{\left|1 + \frac{\Phi(\theta) \cdot Z'(\theta) \cdot \cos\theta}{2\rho_0 c_0}\right|^2}, \quad (7)$$

где $\tau'(\theta)$ - коэффициент прохождения звука, учитывающий сдвиговые волны в материале преграды и фактор переизлучения, $\Phi(\theta) = \begin{cases} 1 \\ \tan(\theta) \end{cases}$ - фактор переизлучения, равный 1 для тонкостенных конструкций и $\tan\theta$ - для массивных конструкций.

Для определения звукоизоляции акустически однородной преграды при диффузном падении на нее акустической энергии, необходимо полученное выражение для коэффициента прохождения $\tau'(\theta)$ подставить в формулы (3) и (4), соответственно.

В качестве примера рассчитаем звукоизоляцию строительных конструкций, параметры которых представленны в таблице 1.

Таблица 1

Параметры исследуемых конструкций

№п/п	Материал	Плотность, кг/м^3	Толщина, мм	Модуль Юнга, ГПа	Коэффициент Пуассона	Коэффицинт механических потерь
1	Керамзитобетон	1400	120	12	0,35	0,015
2	Кирпич	1600	110	10	0,4	0,04
3	Кирпич	1600	380	10	0,4	0,04
4	Бетон	2300	100	23	0,2	0,05
5	Бетон	2300	500	23	0,2	0,05

На рис. 3-7 представлены кривые звукоизоляции, полученные посредствам формул (6), (7), (3), (4) и графоаналитическим методом Свода Правил 23-103-2003 “Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий”.

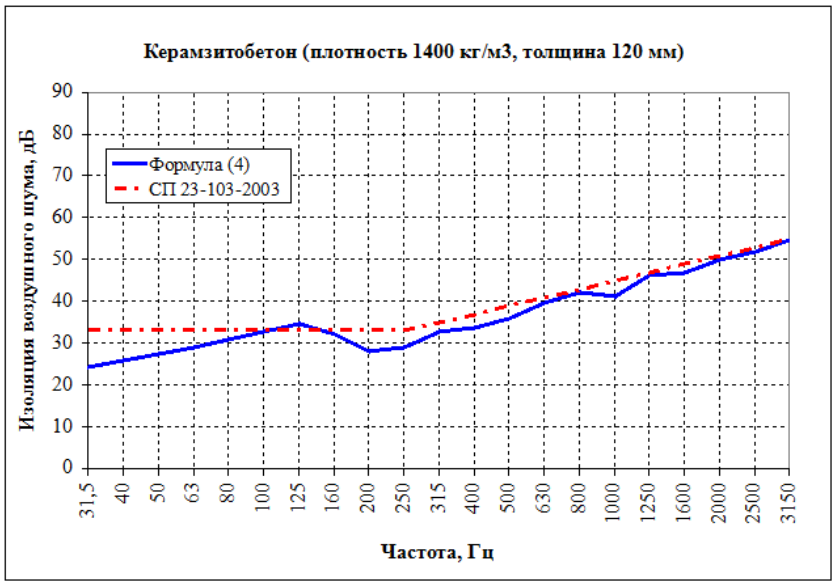


Рис.3. График звукоизоляции конструкции №1

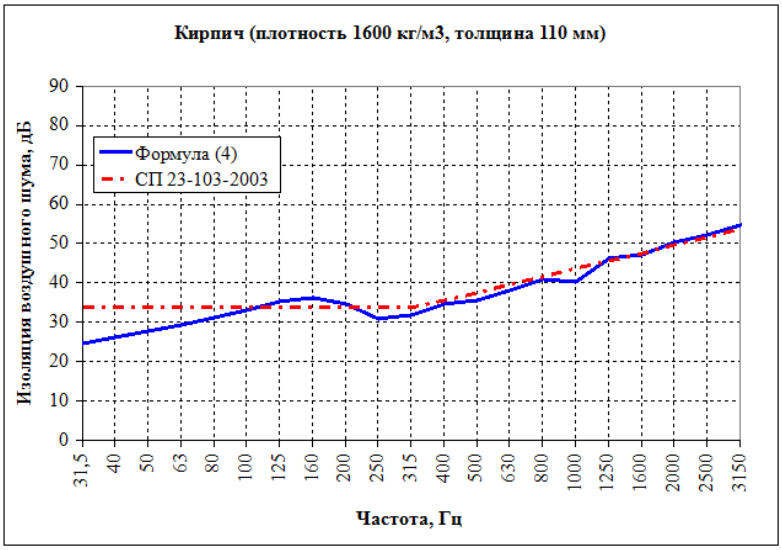


Рис.4. График звукоизоляции конструкции №2

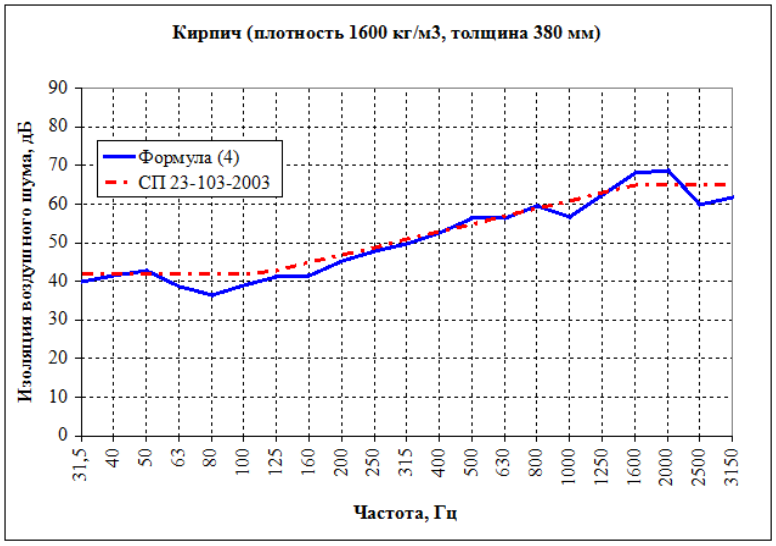


Рис.5. График звукоизоляции конструкции №3

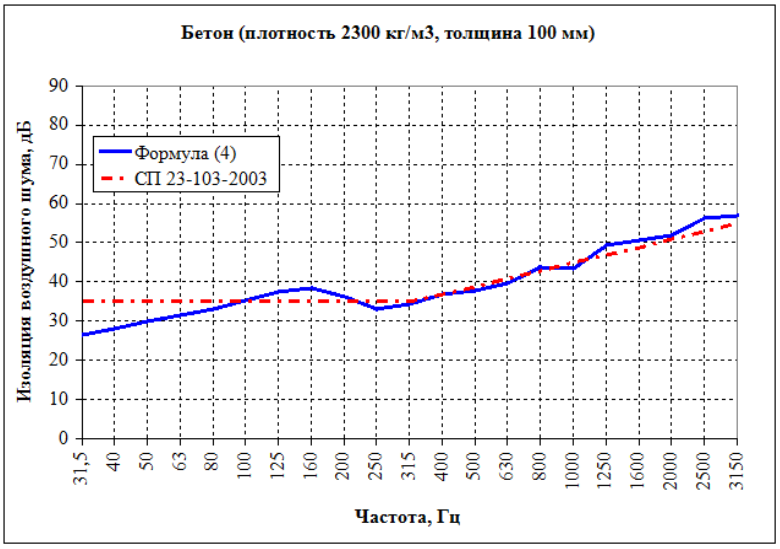


Рис.6. График звукоизоляции конструкции №4

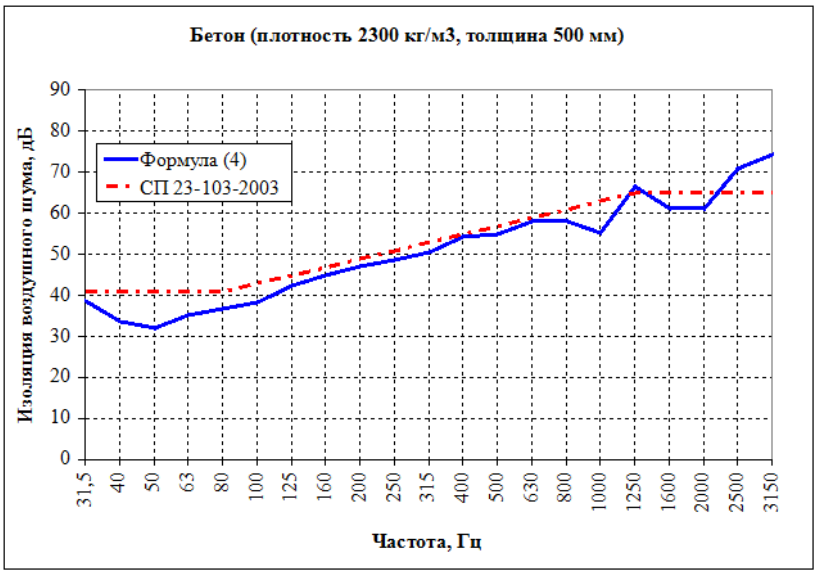


*Рис. 7.*График звукоизоляции конструкции №5

Как, видно из рис. 3-7, результаты расчетов звукоизоляции массивных однородных конструкций по предлагаемой методике хорошо согласуются с экспериментальными данными [3] и расчетными значениями по СП 23-103-2003 для всех исследуемых конструкций.

Список литературы

1. *Крейтан В.Г.* Защита от внутренних шумов в жилых домах. Москва., 1990.- 171 с.
2. *Cremer L.* Theorie der Schalldämmung dünner Wände bei schrägem Einfall / L. Cremer // Akustische Zeitschrift. – 1942. – №.7. – S. 81-125.
3. *Боголепов, И.И.* Архитектурная акустика / И.И. Боголепов. СПб: Политехника, 2001. - 158 с.
4. *Седов, М. С.* Расчёт звукоизоляции однослойных ограждений на низких частотах / М. С. Седов, В. Н. Бобылёв – Горький: Изд-во ГГУ, 1976. – 46 с.
5. *Осипов Г.Л.* 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 с.
6. *Marshall Long.* Architectural Acoustics. 2nd Edition /M. Long, 2014. – 950 p.

Транспортный шум и вибрация как факторы риска для здоровья водителей и кондукторов городского пассажирского транспорта

Климова М.Г., Зюзина И. В.
Дальневосточный федеральный университет (филиал) в г. Находке, РФ
leontey1905@yandex.ru

Аннотация: Проблема акустического загрязнения в больших и малых городах очень актуальна. Основной вклад в общий акустический фон города дает транспортный шум. Авторы проанализировали результаты измерений уровней шума и вибраций на дорогах и улицах города Находки, а также в салонах пассажирских автобусов на рабочих местах водителей и кондукторов. Установлено превышение санитарных норм по шуму. Проведен статистический анализ показателей заболеваемости водителей и кондукторов одного из автотранспортных предприятий города. Установлена корреляция между фактором риска и заболеваемостью работников данного предприятия.

Ключевые слова: Транспортный шум, вибрация, превышение санитарных норм, воздействие на здоровье, заболеваемость.

Проблема акустического загрязнения окружающей среды в больших и средних городах назрела давно и в настоящее время очень актуальна. Транспортная система любого города, состоящая из городских и пригородных электрифицированных железных дорог, легковых и грузовых автомобилей, автобусов, метрополитенов, трамваев, фуникулеров, создает агрессивный шумовой фон, воздействующий негативно на самочувствие и здоровье людей.

Находка – второй по значению город Приморского края. И не последний по значению для России в целом, так как занимает выгодное географическое и геополитическое положение, представляя собой морские торговые ворота в нашу страну для стран всего Азиатско-Тихоокеанского региона. Находка административно входит в Находкинский городской округ.

Основными источниками внешнего шума в городе Находке являются автомобильный и железнодорожный транспорт, а также промышленные предприятия и объекты хозяйственного назначения. Весь промышленно-хозяйственный комплекс города Находки и его инфраструктура создают определенный шумовой фон, основную долю которого составляет шум от транспортных средств. На рис. 1 представлен спутниковый снимок города, на котором хорошо видно, что селитебная территория города расположена вокруг залива в виде амфитеатра, а береговая полоса занята промышленными предприятиями.

Рис. 1. Спутниковый снимок города Находка

Главная транспортная артерия города вытянулась дугой вдоль залива, наиболее протяжённым участком которой является 11-километровый Находкинский проспект. Параллельно ей с севера на юг проходит объездная дорога длиной 18,5 км, предназначенная для транзитного транспорта. Улицы Находки достаточно узкие; дороги, как правило, не превышают более 2-3 полос; 4 полосы встречаются только на 2-х городских магистралях. В часы пик движение по Находкинскому проспекту нередко замедляется, возможны километровые пробки (особенно в случае дорожных происшествий и проведения ремонтных работ).Параллельно главной магистрали тянется железная дорога, по которой ежедневно курсируют пассажирские электропоезда и поезда с цистернами, перевозящими нефтепродукты на перевалочное предприятие ООО «НК Роснефть–Находканефтепродукт».

В Находке действуют 4 автотранспортных предприятия, насчитывающих 178 автобусов, из которых 78-80 автобусов ежедневно выходят на городскую линию.

Известно, что в г. Находка, наряду с другими крупными городами Приморского края, сосредоточено большое количество личного автотранспорта – около 100 тыс. на 158 тыс. населения, - которое вместе с автотранспортными средствами промышленного и хозяйственного значения и автобусами создает высокую интенсивность движения - 500-4400 тр.ед./ч. (транспортных единиц в час). С каждым годом в нашем городе увеличивается интенсивность транспортных потоков, а, значит, усиливается шумовой фон. Перенасыщение городов автомобилями создает настоящий транспортный кризис, нарушает экологическую систему и неблагоприятно отражается на жизни людей.

Официальные данные свидетельствуют, что в России примерно 35 млн. человек (примерно 30% городского населения) подвержены существенному, превышающему нормативы воздействию транспортного шума [1].Подсчитано, что свыше 130 млн человек населения объединенной Европы проживает в районах, где уровень шума более 65 дБ, а 400 млн. подвергаются действию шума с уровнем более 55 дБ [2]. В ряде стран получены статистические данные о росте общей заболеваемости населения в связи с увеличивающимся городским шумом, особенно в районах, примыкающих к городским автомагистралям [3].

К проблеме шума, создаваемого автотранспортными потоками, добавляется проблема вибрации, которую прежде всего испытывают люди, находящиеся вблизи различных источников вибрационных воздействий. В рамках данной статьи речь идет о вибрации, исходящей от различных узлов и механизмов работающего автотранспортного средства и от дорожного полотна. По мнению многих ученых вибрации, особенно низкочастотные, оказывают на человека отрицательное влияние.

Цели исследования:

1) Измерение и анализ уровней шума, создаваемого транспортными потоками на дорогах и улицах города.

2) Измерение и анализ шумовых характеристик и уровней вибраций в салонах пассажирских автобусов и на рабочих местах водителей и кондукторов.

3) Оценка степени воздействия шума и вибраций на самочувствие и здоровье водителей и кондукторов городских пассажирских автобусов.

Объекты исследования: транспортный шум и вибрации. Для оценки шумового воздействия на самочувствие и здоровье водителей были проведены натурные измерения шумовых и вибрационных характеристик, создаваемых транспортными потоками вдоль главной магистрали города – Находкинского проспекта, а также измерение шумовых характеристик рабочих мест водителей и кондукторов городского пассажирского автотранспорта. Натурные измерения шумовых характеристик проводились в теплое время года с мая по сентябрь 2010 г. и в марте 2012 г. днем и вечером в часы наибольшей интенсивности транспортного потока вдоль главной магистрали города – Находкинского проспекта, а также прилегающих к нему внутрирайонных дорог и улиц. Общее количество станций наблюдения – 32. Общее количество выполненных измерений – 576. Замеры уровней шума, создаваемых внутри автотранспортных средств, проводились в различных точках салонов и на рабочих местах водителей и кондукторов маршрутных пассажирских автобусов городского транспорта. Число измерений в каждой октавной полосе для каждой исследуемой точки составило пять, число измерений эквивалентных уровней шума в каждой точке салона – не менее пяти. Таким образом, общее количество измерений в салоне каждого автобуса составило 110. В эксперименте участвовало 8 автобусов южнокорейских компаний «Daewoo» и «HyundaiAeroCity». Измерения проводились в течение всего пути маршрутного следования автобуса. При измерениях шума был использован шумомер-анализатор спектра «Октава-110» с инвентарным номером А 060189 и государственной поверкой. Средством измерения уровней вибраций внутри салонов пассажирских автобусов на рабочих местах водителей был шумомер, анализатор спектра, виброметр SVAN-958 за №16413 с государственной поверкой с № 004462 от 10.02.2012г.

Материалы и методы исследования. Для оценки степени воздействия шума на самочувствие и здоровье водителей и кондукторов пассажирских автобусов были использованы следующие материалы и методы.

Для составления карты дорожно-уличной сети, характеризующей степень шумовой нагрузки на работников автотранспорта на различных участках городской автомагистрали и населения, проживающего или находящегося вблизи дорог,

использованы географические карты побережья залива Находка, а также спутниковый снимок города, выполненный ООО «Центр международной спутниковой связи».

Данные о количественном, возрастном и профессиональном составе работающих исследуемого предприятия предоставлены отделом кадров автотранспортного предприятия ООО «Ориент-Авто» г. Находки.

Результаты измерений уровней общей и локальной вибраций на рабочих местах водителей городских пассажирских автобусов были предоставлены специалистами лаборатории инструментальных исследований условий труда АНО « Приморский центр охраны труда».

Анализ некоторых видов и количество заболеваний жителей города выполнен на основе ежегодных отчетов отдела статистики Департамента здравоохранения Находкинского городского округа.

Сведения о временной утрате трудоспособности (ВУТ) работников были предоставлены Департаментом Находкинского отделения обязательного медицинского страхования.

Для определения состояния здоровья работников исследуемых групп была изучена медицинская документация (личные медицинские карточки, заключительные акты) о прохождении периодических медицинских осмотров и амбулаторные карты поликлиники №1 г. Находки и других поликлиник Находкинского городского округа.

Для изучения структуры, динамики и основной тенденции заболеваний был использован ретроспективный метод, заключающийся в анализе первичной заболеваемости, обращаемости за медицинской помощью и результатов ежегодных диспансеризаций работников исследуемого предприятия. Когортный метод, используемый в работе, предполагает выделение опытной и контрольной групп, главным отличием которых является наличие и отсутствие одинакового вредного фактора производственной среды. Так опытная группа, состоящая из водителей и кондукторов городских пассажирских автобусов, как доказано в исследовании, подвергалась в течение всей рабочей смены негативному шумовому и вибрационному воздействию, тогда как контрольная группа, включающая работников других профессий этого же предприятия, по роду выполняемой работы не была подвержена этому вредному фактору.

Анализ измерений уровней шумовых характеристик, создаваемых транспортными потоками на дорогах и улицах города.

Анализ всех измерений и вычислений [5], выполненных для двух микрорайонов, позволяет сделать еще ряд важных выводов:

- Интенсивность движения в центре города и в жилых микрорайонах на второстепенных дорогах различна. Вдоль главной автомагистрали она составляет в среднем в час пик утром 3340-1850 тр.ед./ч (транспортных единиц в час), вечером – 2070-204 тр.ед/ч. Следствием высокой интенсивности движения автотранспорта вдоль главной магистрали - Находкинского проспекта - является повышенные эквивалентные уровни шума (72-85дБА). Интенсивность движения на дорогах районного значения, например, в микрорайоне «Южный», значительно меньше (500-1850 тр.ед./ч), и, уровни шума здесь соответственно ниже (62-77дБА).

- Доля грузового транспорта в общем потоке составляет в среднем 4%, общественного пассажирского транспорта – 3,5%, легкового автотранспорта – 92,5%, причем такое распределение по видам автотранспортных средств, в среднем, сохраняется для различных значений интенсивности движения. Следовательно, загруженность городских дорог обусловлена большим количеством легковых автомобилей, и повышенные эквивалентные уровни шума в центре города создает многочисленный парк личного легкового автотранспорта.

-На фасадных сторонах зданий со стороны магистралей эквивалентный уровень шума, создаваемого всеми видами источников шума вдоль Находкинского проспекта в центральной части города, составляет 72-85дБА. Эти значения значительно превышают нормативные показатели. Акустическая дискомфортность территории, т.е. превышение нормы, достигает 7-20дБА. В зоне акустического дискомфорта находятся жилые дома, расположенные в непосредственной близости от главной автомагистрали в районе «Рыбный порт» в центре города. Здесь отмечаются самые высокие уровни шума. В центральной части города выделяются шесть станций с высокими уровнями шума (70-85 дБА), где превышение ПДУ составляет 5-20 дБА.

- Превышение нормативных показателей уровней шума на фасадных сторонах зданий со стороны второстепенных дорог районного значения составляет 1-6дБА, со стороны центральной автомагистрали Находкинский проспект – 7-20дБА, что обусловлено большой загруженностью автотранспортными средствами центральной дорожной магистрали, даже, несмотря на открытие объездной дороги, принимающей на себя достаточно плотный транспортный поток.

Выводы:

- В результате исследования получена количественная характеристика шумового фона городской среды на примере двух микрорайонов.

- Результаты изучения шумового загрязнения выявили превышение санитарных норм на территориях, где проживает или находится большое количество людей.

- Анализ измерений эквивалентных уровней шума показал, что в зоне акустического загрязнения в центре города находятся дома, непосредственно прилегающие к главной городской автомагистрали, следовательно, большое количество людей, находясь в своих домах, постоянно и длительное время подвергаются вредному шумовому воздействию.

- Водители и кондукторы городских пассажирских автобусов большую долю рабочего времени подвергаются влиянию повышенных шумов, идущих от других автотранспортных средств дорожного движения.

Измерение шумовых характеристик и уровней вибраций в салонах пассажирских автобусов и на рабочих местах водителей

Основными источниками шума в автобусах являются двигатель, коробка передач, выпускной трубопровод, шины, двери, аэродинамический шум, возникающий при движении потоков воздуха при открытых окнах в процессе движения и, конечно, автодорожный шум, создаваемый всеми автотранспортными средствами на дорогах города.

При сравнении полученных в ходе исследования шумовых характеристик на рабочих местах водителей и кондукторов, а также в разных точках салона с ПДУ шума выявляется превышение санитарных норм в разной степени. В области низких частот от 31,5 Гц до 250 Гц превышение составило 8-16%, в области средних частот от 250 Гц до 1000 Гц – 16-26%, в области высоких частот от 2000 Гц до 8000 Гц – 6-28%. ПДУ для частоты 16000 Гц в нормативных документах отсутствует.

Наибольшее превышение санитарных норм по шуму наблюдается в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 500 Гц, 1000 Гц, 2000 Гц и 4000 Гц, т. е. в области средних и высоких частот. Превышение санитарных норм эквивалентных уровней шума составило 28,3-30%.

Измерения корректированных уровней локальной вибрации в режимах «ожидание» и «движение» на сиденье и руле водителя показали соответствие нормативным значениям, регламентирующим ПДУ.

Статистические данные и анализ показателей заболеваемости водителей и кондукторов пассажирских автобусов.

Авторы сочли целесообразным и единственно возможным из всего спектра вредных условий труда водителей и кондукторов выявить наиболее опасные для здоровья факторы производственной среды как шум и вибрация и проследить на результатах статистических данных обращаемости за медицинской помощью их влияние на самочувствие и здоровье работников.

По многочисленным данным научной литературы автотранспортные шумы и вибрации, наряду с другими неблагоприятными факторами производственной среды, оказывают негативное воздействие на органы и системы человеческого организма и вызывают патологии сердечно-сосудистой, эндокринной, нервной систем и органов чувств, а также болезни органов пищеварения, костной системы и мышечной ткани, являются причиной снижения иммунитета.

Состояние здоровья работников рабочих специальностей автотранспортного предприятия (АТП) ООО «Ориент-Авто» в г. Находке оценивалось по отчетности о временной утрате трудоспособности (ВУТ) за период 2010-2012 гг., предоставленной Департаментом Находкинского отделения обязательного медицинского страхования. Из всех работающих на предприятии была сделана выборка численностью 216 человек, включающая 131 мужчин и 85 женщин.

В структуре всех заболеваний, попадающих в поле нашего исследования и соответствующих Международной классификации болезней, на 1 месте стоят болезни органов дыхания, причем основными являются грипп, острые респираторные заболевания, острый фарингит и тонзилит, пневмония, бронхит; на 2-ом – болезни кожно-мышечной и соединительной ткани; на 3-ем – травмы, отравления и другие последствия (вывихи, растяжения и перенапряжения капсульно-связочного аппарата); далее в порядке убывания доли в общей структуре заболеваний: болезни систем кровообращения (хронические ревматические болезни сердца, болезни, характеризующиеся повышенным кровяным давлением, ишемическая болезнь сердца, цереброваскулярные болезни), пищеварения (язва желудка и 12-перстной кишки, гастрит и др.) и мочеполовой системы,

новообразования, патологии уха и сосцевидного отростка, нарушения эндокринной системы и обменных процессов, болезни глаз и его придаточного аппарата. Болезни кожи и подкожной клетчатки, а также заболевания нервной системы стоят на последнем месте. Долевое распределение исследуемых заболеваний в общей структуре болезней для работников АТП отображено на рис.2.

Сведения по заболеваемости для работников административно-управленческого персонала (АУП) автотранспортных предприятий города были собраны, систематизированы и проанализированы с помощью тех же методов, что и для работников опытной группы АТП. Количество испытуемых контрольной группы 52 человека, из них 11 мужщин и 41 женщина. Для сопоставления показателей заболеваемости по всем классам заболеваний для 2-х когортных групп результаты исследования были ранжированы и сведены в табл.1.

Таблица 1

Сопоставление показателей заболеваемости по всем классам заболеваний по рангам (на 100 работающих) для работников АТП и АУП за период2010-2012гг.

Классы заболеваний	Работники АТП			Работники АУП			Превышение(+) или снижение (-) показателей при сравнении 2-х групп, %
	Число случаев ВУТ на 100 работающих	Структура %	Ранг	Число случаев ВУТ на 100 работающих	Структура %	Ранг	
Инфекционные и паразитарные болезни	10,7	3,9	17	19,2	4,8	13	+79,4
Новообразования	16.2	4,1	14	3,8	1,0	24	-326,3
Болезни эндокринной системы	9,3	2,4	20	7,7	1,9	21	-17,2
Болезни нервной системы	2,8	0,7	25	13,5	3,3	16	+382,1
Болезни глаза и его придаточного аппарата	7,4	1,9	22	7,7	1,9	21	-4,1
Болезни уха и сосцевидного отростка	9,7	2,4	18	9,6	2,4	19	-1,0
Болезни системы кровообращения	37,5	9,6	7	27,0	6,7	10	-28,0
Болезни системы дыхания	114,8	29,4	2	121,2	30,1	1	+5,6

Болезни системы пищеварения	29,2	7,5	9	50,0	12,4	5	+71,2
Болезни кожи и подкожной клетчатки	6,9	1,8	23	15,4	3,8	15	+123,2
Болезни костно-мышечной системы	77,3	19,8	3	69,2	17,2	4	-10,5
Болезни мочеполовой системы	21,3	5,5	12	25,0	6,2	11	+17,4
Травмы, отравления и др. последствия	43,1	11,0	6	32,7	8,1	8	-24,1

Можно видеть (табл.1), что удельный вес и число случаев ВУТ (на 100 работающих) некоторых видов заболеваний для опытной и контрольной групп различаются количественно весьма существенно. Диапазон наибольших различий лежит в пределах от 10,5% до 382,1%. Анализ данных показывает, что по ряду заболеваний, таких как новообразования, болезни эндокринной системы, системы кровообращения, костно-мышечной системы, травмы, отравления и другие последствия, показатели, отражающие число случаев ВУТ для работников АТП, превышают аналогичные показатели для работников АУП (значения со знаком минус в 8-ом столбце таблицы). Однако, следует отметить, что распространенность некоторых заболеваний среди работников АУП напротив превышает показатели аналогичных заболеваний в опытной группе (значения со знаком плюс в 8-ом столбце таблицы). Речь идет об инфекционных и паразитарных заболеваниях, болезнях нервной системы, болезнях системы пищеварения, кожи и подкожной клетчатки, мочеполовой системы. Показатели по оставшимся классам заболеваний для работников исследуемых групп относительно сопоставимы.

Сравнительный анализ распространенности и причин заболеваний среди работников АТП и АУП был проведен с использованием статистических методов.

В данной работе для оценки различий используются критерии χ^2-квадрат (Хи - квадрат) Пирсона, χ^2-квадрат с поправкой Йейтса и χ^2-квадрат с поправкой на правдоподобие. Для оценки силы связи между фактором риска и исходом рассчитаны критерии сопряженности Пирсона, Крамера и критерий φ (Фи). Перечисленные методы используются при любом распределении данных.

Для оценки статистической значимости различий исходов в зависимости от воздействия фактора риска, в качестве которого в данном исследовании мы принимаем воздействие транспортных шумов и вибраций, были рассчитаны значения критериев и уровни значимости по всем классам заболеваний между выборками. Анализ полученных значений показывает, что только для заболеваний органов дыхания, нервной, пищеварительной систем и новообразований уровень значимости различий между двумя выборками, включающими и мужчин и женщин, определен как $p \leq 0,01$ или $p \leq 0,05$ - это означает, что различие статистически достоверно. Для остальных классов заболеваний уровень

значимости p≥0,05 (различие недостоверно). Однако, рассчитав критерии оценки силы связи между фактором риска и исходом, т. е. приобретенным заболеванием, получили доказательство того, что установлена статистическая связь между двумя выборками и для таких заболеваний как заболевания системы кровообращения (сила связи слабая), кожи и подкожной клетчатки, а также костно-мышечной и соединительной ткани (сила связи слабая), для которых уровень значимости p≥0,05. Сила связи «очень сильная» установлена для заболеваний органов дыхания. Для остальных заболеваний уровень значимости p≥0,05 и сила связи определена как «несущественная». Это касается в первую очередь патологий органов слуха – анализ установил недостоверный уровень значимости p≥0,05, однако, в других более тщательных исследованиях, опирающихся на результаты периодических профосмотров с применением методов тональной аудиометрии, установлена статистическая достоверность в различии медицинских данных в двух независимых выборках. О результатах этого исследования говорится отдельно в другой статье [4].

Далее, продолжая анализировать медицинские показатели по разным классам заболеваний для выборок по признаку пола из опытной и контрольной групп, мы установили следующие статистические значения и связи: для выборок «мужчины-мужчины» уровень значимости p≤0,05 был определен для заболеваний уха и сосцевидного отростка и для системы органов дыхания(сила связи между фактором и исходом слабая и средняя для обоих видов патологий); для заболеваний систем пищеварения, костно-мышечной и болезней кожи и подкожной клетчатки уровень значимости p≤0,01 (сила связи средняя и относительно сильная). Для некоторых инфекционных и паразитарных заболеваний, а также заболеваний систем кровообращения и мочеполовой при уровне значимости p≥0,05 сила связи обнаружилась как «слабая» и «средняя».

Для выборок «женщины-женщины» из опытной и контрольной групп значения критериев оценки значимости различий исходов в зависимости от воздействия фактора риска и силы связи между фактором риска и исходом были вычислены с помощью вышеперечисленных методов. Анализ рассчитанных критериев показал, что для таких заболеваний как новообразования (уровень значимости p≤0,01), заболеваний нервной системы (p≤0,05) и кровообращения (p≤0,01), случаев травм, отравлений и других последствий (p≤0,05) сила связи определена как «средняя». Сила связи как «сильная и очень сильная» была установлена для заболеваний костно-мышечной и соединительной ткани (p≤0,01) и органов дыхания (p≤0,01).

Выводы:

1. На основе статистического анализа установлено достоверное различие между показателями ряда заболеваний для работников АТП и работников, не участвующих непосредственно в автодорожной транспортной производственной сфере.
2. Методы статистического анализа позволили установить разной степени силу связи между факторами воздействия производственной среды таких как шум и вибрация и заболеваниями водителей и кондукторов городских пассажирских автобусов.
3. Установлена разной степени корреляция между фактором риска и исходом

для двух независимых выборок по признаку пола из опытной и контрольной групп. Выявлен факт достоверного различия между некоторыми заболеваниями для испытуемых этих выборок.

4. На основе собранного материала и анализа результатов статистической обработки данных можно сделать вывод о негативном воздействии транспортного шума и вибрации на здоровье работников автотранспортного предприятия.

Список литературы

1 - Трунова И.Г. Выбор и расчет средств защиты от шума и вибрации: Учеб. пособие / Трунова И.Г. , Елькин А.Б., Смирнова В.М. Нижний Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2012. 116 с.

2 - Васильев А.В. Анализ шумовых характеристик селитебной территории г. Тольятти // Экология и промышленность России. 2005. №4. С.20-23.

3 - Васильев А.В. Снижение шума транспортных потоков в условиях современного города // Экология и промышленность России. 2004. №6. С.37-41.

4 - Климова М.Г., Христофорова Н.К. Физическое воздействие шума на здоровье водителей. Вестник Российского университета дружбы народов. Серия «Экология и БЖД». Москва: Изд-во РУДН, 2012. №1. С. 38-46.

5 - Климова М.Г., Христофорова Н.К. Оценка шумового фона в городе Находка. Вестник Российского университета дружбы народов. Серия «Экология и БЖД». Москва: Изд-во РУДН, 2011. №2. С. 120-129.

Определение исходных данных для выполнения проектно-конструкторских решений по защите населения от шумового загрязнения

Горбунова О.А., Павлов Г.И.
Казанский национальный исследовательский технический университет им.А.Н.Туполева (КНИТУ-КАИ)
rox-22@mail.ru

Аннотация: В статье рассмотрены вопросы, связанные с шумовым загрязнением селитебной зоны от деятельности городской котельной. Экспериментально определены уровни звука на территории населенного пункта, показаны зоны повышенной шумовой нагрузки. Проведением сравнительного анализа спектральных характеристик акустических сигналов, записанных в контрольных точках, определялось местоположение предполагаемых источников шума. Контрольные точки располагались как внутри здания, так и снаружи. Кроме исследования шумовых характеристик, анализировались параметры вибрации предполагаемых источников шума. Сравнением спектральных характеристик вибро- и акустических сигналов были определены источники шума, а также значения частот с доминирующими уровнями звукового давления. Эти данные могут быть использованы при разработке технического задания для выполнения проектно-конструкторских решений по защите населения от шумового загрязнения.

Ключевые слова: Шумовое загрязнение, селитебная зона, «энергонесущие частоты», спектральная характеристика акустического сигнала, акустическое поле.

Шумовое загрязнение крупных городов является одной из основных экологических проблем, которая требует неотлагательного решения. Ежегодно возрастающее количество автомобильного транспорта усугубляет эту проблему. Нередки случаи, когда из-за допущенной, в прошлом, неправильной планировки городской застройки, санитарная защитная зона некоторых промышленных объектов граничит с селитебной территорией без должной организации.

В качестве примера можно привести городскую котельную г.Казани (далее – Котельная), санитарно-защитная зона которой перекрывает жилой массив. Рассматриваемая жилая зона (поселок) расположена к югу от границы Котельной на расстоянии 8-10 метров и представлена одно- и двухэтажными домами с приусадебными участками. Постоянный шум, излучаемый объектами городской котельной, оказывает негативное влияние на жителей поселка. Сотрудниками кафедры промышленной и экологической безопасности КНИТУ-КАИ проводился подомовой опрос местного населения. Респондентами были лица мужского и женского пола работоспособного возраста, проживающие на данной территории не менее 10 лет. Всего опрошено 204 человека. 100 % указали на существующий дискомфорт от постоянного шума (гула), 83 % жаловались на плохой сон, постоянное чувство усталости, 48 % отметили наличие частых головных болей, снижение остроты зрения и чувство заложенности в ушах, у 30% - жалобы на боли в области сердца, повышенную частоту сердечных сокращений, 8% указали на

постоянное чувство тревоги и повышенную раздражительность.

Из-за многочисленных жалоб населения на повышенный уровень шума и по рекомендации санитарно-эпидемиологической службы города генерирующей компанией ОАО «Татэнерго» была инициирована научно-исследовательская работа, целью которой является подготовка исходных данных к техническому заданию для разработки проектно-конструкторских решений для защиты населения от шума.

Задачами НИР являются:

- определение уровня звука на территории населенного пункта;
- определение «энергонесущих частот» на основе анализа спектральных характеристик акустических сигналов, записанных в ближнем и дальнем акустическом поле;
- определение источников шума на основе сравнительного анализа вибро- и акустического сигналов, записанных в ближнем акустическом поле;
- поиск причин генерации шума котельным оборудованием.

Для определения параметров шума в жилой зоне на территории поселка были определены 25 контрольных точек (Рис.1.), в которых проводились измерения акустического сигнала. Местоположение контрольных точек определялось по результатам предварительных исследований шумового загрязнения жилой зоны и жалобам местного населения на повышенный уровень шума. Первый ряд точек располагался на расстоянии 10 метров от границы Котельной, следующие ряды точек - на равном удалении от предыдущего. Измерения проводились измерительным комплексом «Экофизика» 110А. В каждой точке измерения акустического сигнала проводились по 3 раза через пятиминутный интервал времени. Микрофон располагался на высоте 1.5 м от поверхности земли. Результаты трех измерений усреднялись. Время проведения измерений соответствовал интервалу 18.30-21.00.

Санитарными нормами [1] определено допустимое значение эквивалентного уровня звука проникающего шума в жилых помещениях и шума на территории жилой застройки на уровне 55 дБА в дневное время.

Рис.1. Схема района исследования акустических шумов, расположения точек измерения, измеренные уровни звукового давления, дБА

Результаты измерений эквивалентного уровня шума на обследуемой территории показали превышение норматива в 12 точках. Это точки, расположенные в 10 и 40 метрах от границы забора котельной (№№ 1, 10, 15, 16, 25, 2, 9, 14, 17), а также в точках №18, 5, 6. Наибольшее превышение в 1.2ПДУ (64дБА) зафиксировано для точки №10.

Рассматривая частотные характеристики измеренных акустических шумов, необходимо отметить, что превышения нормативов выявлено в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами 500 Гц, 1000 Гц, 2000Гц.

Характер распределения точек с превышением санитарных норм на территории поселка (Рис.1) однозначно определяет, что источником неблагоприятной шумовой обстановки является Котельная. Превышение норматива в 1,02ПДУ в точках № 5 и № 6 может быть связано с близостью автомобильной дороги и шумом от транспортных средств. Это подтверждается совпадением

качественной картины спектра акустического сигнала, записанного в жилой зоне и возле автомобильной дороги, расположенной в другом районе.

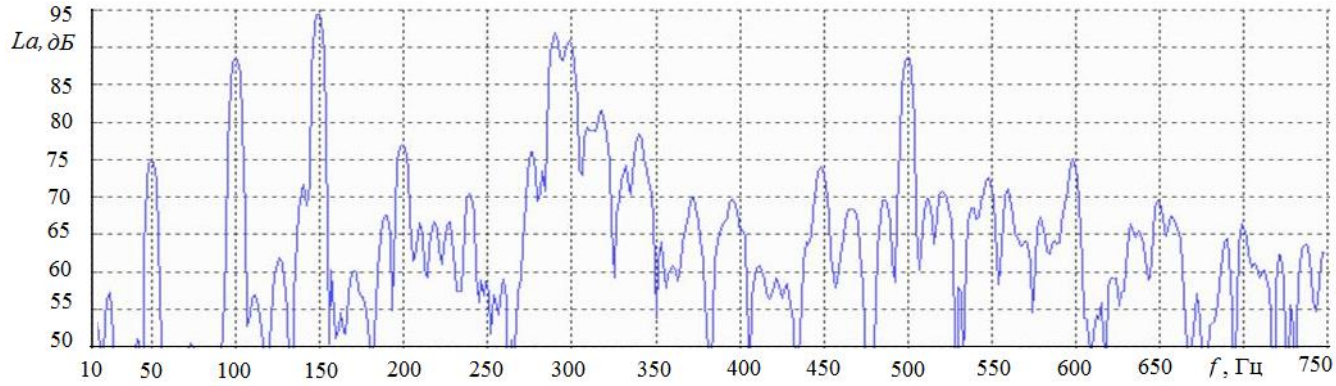
Выполненные работы позволили получить экспериментальные данные, доказывающие превышение уровня звукового давления в некоторых диапазонах частот. Жалобы местного населения на шумовое воздействие обоснованы. Из литературных источников известно, что длительный шум ослабляет функциональное состояние центральной нервной системы и снижает сопротивляемость организма, что способствует развитию тяжелых болезненных процессов, невротических состояний, гипертонической или гипотонической болезней, язвы желудка и двенадцатиперстной кишки, гастрита, колита. Уровень звукового давления 40-50 дБ даже во сне вызывает вегетативную реакцию организма. Привыкания к постоянному шуму не наблюдаются, восстановление же вегетативной функции происходит очень медленно. Акустический дискомфорт отрицательно сказывается на самочувствии и работоспособности людей. Установлено, что у человека под влиянием интенсивного шума могут развиваться нарушения высшей нервной деятельности, характеризующиеся изменением силы, уравновешенности и подвижности основных нервных процессов. Шум вызывает беспокойство, повышенную утомляемость, нарушение сна, головные боли. [2].

Чтобы минимизировать шумовое загрязнение среды, необходимо выполнение мероприятий по снижению уровня шума в источнике его образования – Котельной. Территория Котельной представляет собой ровный участок местности. Котельная введена в эксплуатацию в 1989 г. и специализируется на производстве тепловой энергии для обеспечения прилегающих жилых районов. На станции работают 3 водогрейных котла с общей установленной мощностью – 540 Гкал/час. Режим работы предприятия круглосуточный. С севера Котельная граничит с пустырями, с запада и востока – гаражно-строительными кооперативами. Рассматриваемая жилая зона расположена к югу от границы на расстоянии 8-10 метров.

Для идентификации источников излучения шумов максимальной амплитуды необходимо было провести детальные исследования акустических параметров в ближнем акустическом поле. С этой целью на внешней территории Котельной и внутри ее цехов проводилась запись реальных акустических сигналов. Кроме того, внутри помещений в зоне расположения предполагаемых источников шума одновременно записывались акустический и вибросигнал. Путем сравнения спектральных характеристик этих сигналов определялся источник шума. Далее проводился сравнительный анализ этих спектров со спектрами акустических сигналов, записанных на внутренней территории промышленного объекта и жилой застройки. Это позволило установить в спектрах шума значения «энергонесущих частот» или их диапазон, которые являются одним из исходных данных для разработки технического задания на выполнение проектно-конструкторских работ по защите населения от шума.

Для примера, на рисунке 2 приведены спектры вибро- и акустического сигналов, записанных в один и тот же момент времени применительно к насосному агрегату котельной.

а)



б)

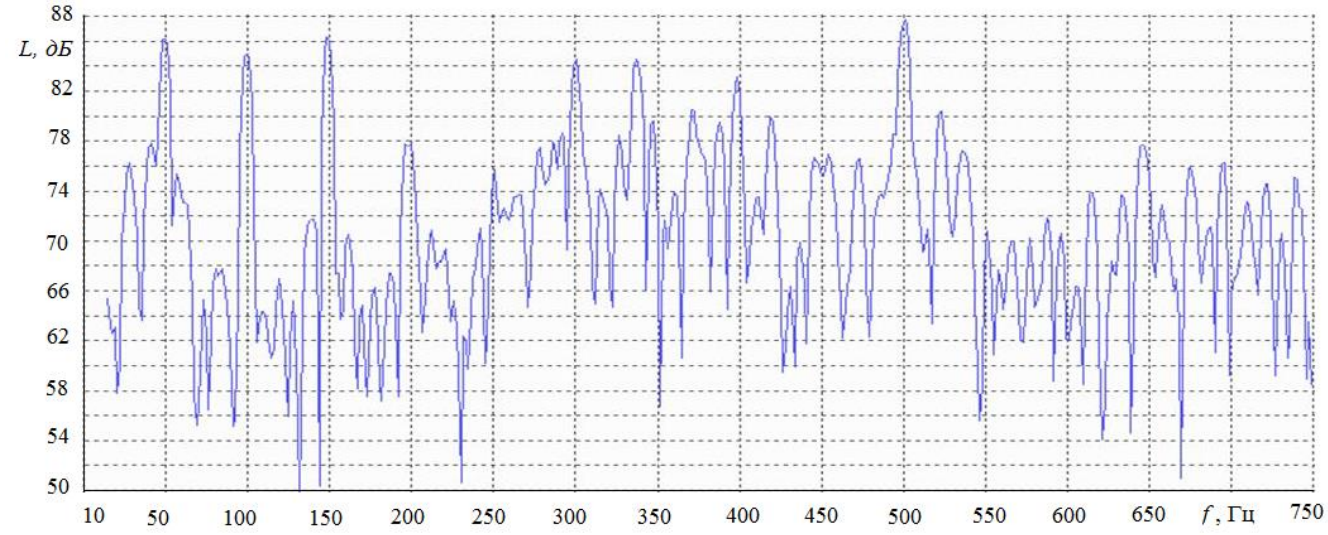


Рис.2. Спектры вибрационного (а) и акустического (б) сигналов электродвигателя насосного агрегата Котельной.

Схема расположения насосного агрегата и трубопроводов приведена на рисунке 3.

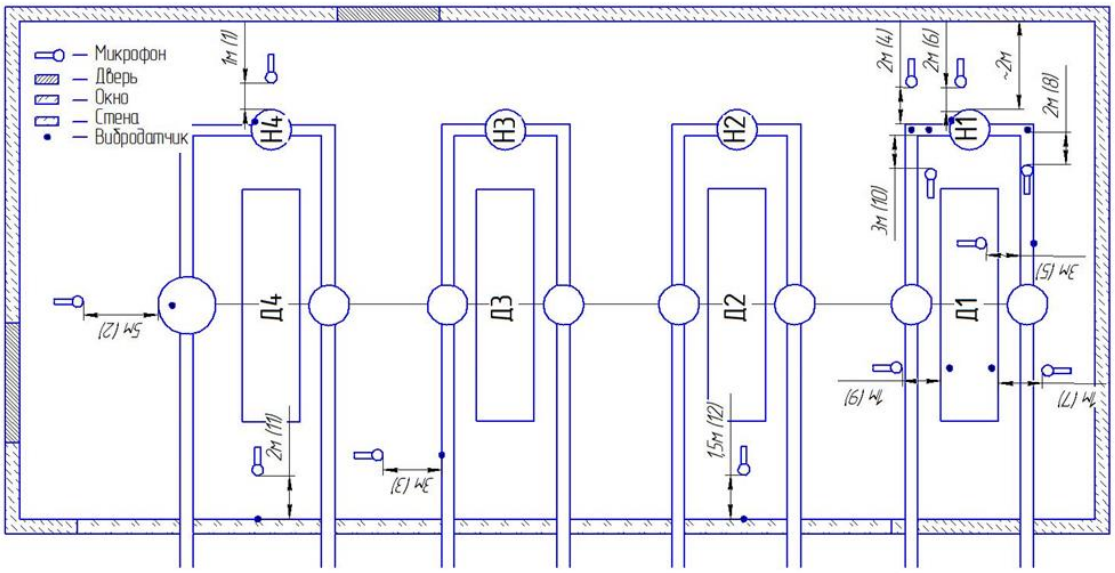
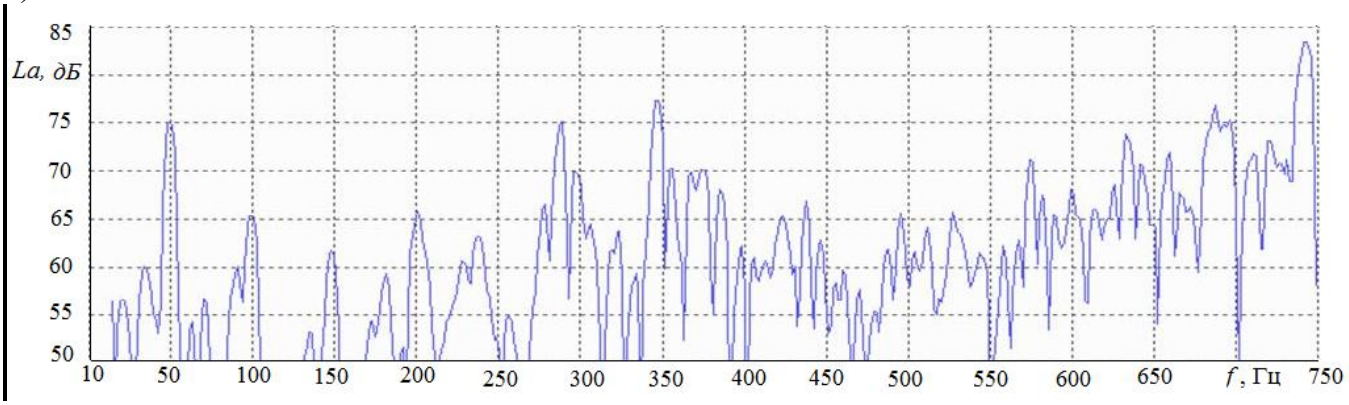


Рис.3. Схема насосного цеха.

Из анализа сигналов (Рис. 2.) видно, что причиной генерации шума на частотах 50Гц, 100Гц, 150 Гц, 300 Гц, 500Гц является работа электродвигателя, служащего приводом для водяного насоса. Следует отметить, что вибрационные колебания, возникающие в электродвигателе, передаются водяному насосу (Рис. 4.).

а)



б)

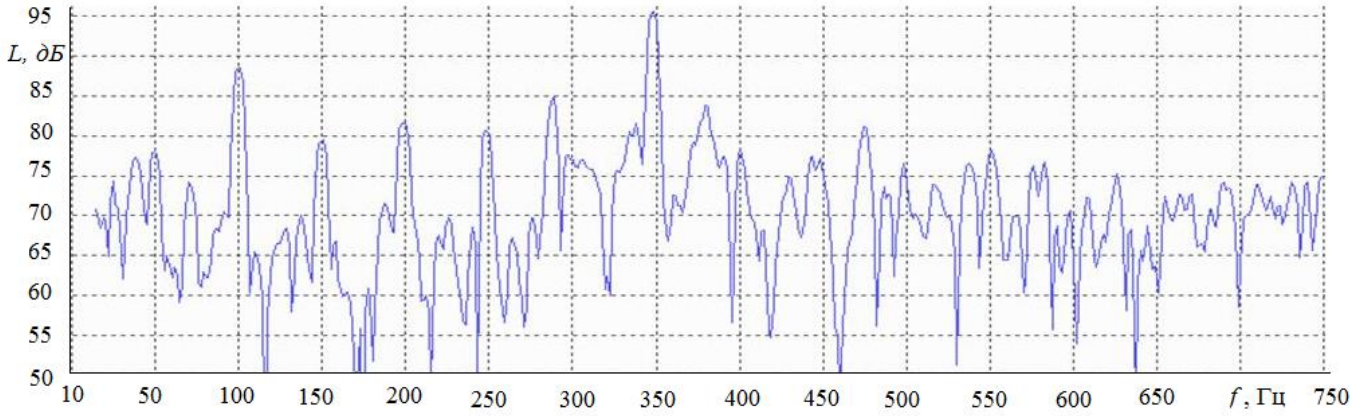


*Рис.4.*Спектры вибрационного (а) и акустического (б) сигналов водяного насоса.

В спектре вибросигнала видны «энергонесущие частоты», которые наблюдались в спектре вибросигнала электродвигателя. Это можно объяснить тем, что водяной насос и электродвигатель между собой связаны кинематической (жесткой) связью и вибрации легко передаются от одного агрегата к другому. Также замечено, что водяной насос генерирует характерный шум в области частот от 250 до 450 Гц, отчетливо проявляющихся в спектре акустического сигнала и в спектре вибросигнала водяного насоса (Рис. 4).

С целью определения влияния этих источников на шумовое загрязнение окружающей среды акустический сигнал записывался возле здания котельной, в котором располагался электронасосный агрегат. В качестве примера, на рисунке 5 приведен спектр такого сигнала.

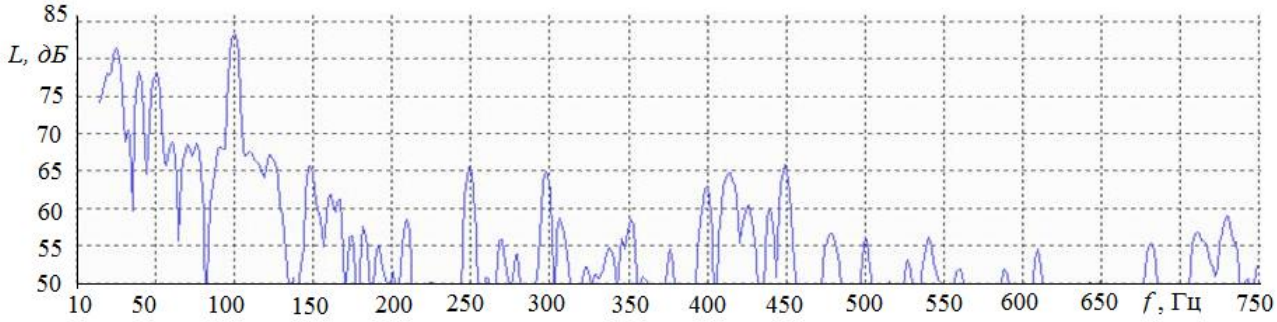


Рис.5. Спектр акустического сигнала в 10 м от внешней стены насосного цеха, со стороны первого электронасосного агрегата.

На рисунке отчетливо видны «энергонесущие частоты», наблюдаемые в спектрах акустических сигналов записанных внутри цеха. Это свидетельствует о том, что здание не экранирует шум, исходящий от электронасосного агрегата. При осмотре здания обнаружено, что в некоторых окнах отсутствует стекло. Часть окон закрыты оргстеклом, и невооруженным глазом можно заметить его дребезжание. Шум на этих частотах распространяется до жилых зданий. Это доказывается сравнительным анализом спектральных характеристик, полученных для разных контрольных точек, расположенных как на селитебной территории, так и на территории Котельной. Причем, уровни звукового давления, измеренные в удаленных контрольных точках существенно ниже, чем в точках, расположенных вблизи стен Котельной. Жилые здания, расположенные возле Котельной частично выполняют функцию шумоглушащих экранов.

Список литературы

1. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах в помещениях жилых и общественных зданий и на территории жилой застройки»
2. Кочергин А.В., Гармонов С.Ю. Воздействие физических антропогенных факторов на организм человека. Казань, 2005. 116 с.

Пути повышения разборчивости речи в крупных соборных мечетях

Ланэ М.Ю.[1], *Локшин Г.А.*[2]
1-НИИ строительной физики (НИИСФ РААСН)
2-ОАО "Арис-Про"
mlannie@mail.ru

Аннотация: Основным требованием к акустике мечетей является обеспечение достаточной разборчивости речи, когда люди четко и без напряжения понимают содержание читаемых молитв. Однако при использовании в интерьере исключительно жестких звукоотражающих материалов (штукатурка, камень, лепной декор) помещение характеризуется высокой гулкостью. Это затрудняет обеспечение достаточной разборчивости даже при использовании звукоусиления, которое повсеместно применяется в крупных мечетях. Решение данной задачи может быть связано с применением в интерьере мечетей звукопоглощающих материалов, а также с использованием в составе систем звукоусиления узконаправленных акустических систем. На примере крупной соборной мечети, акустические показатели которой были предварительно измерены, показана возможность реализации этих двух подходов. Их эффективность определялась в ходе расчетов, выполненных методом компьютерного моделирования. Полученные результаты свидетельствуют о возможности обеспечения достаточной разборчивости речи в мечетях, имеющих изначально очень большие значения времени реверберации.

Ключевые слова: Мечеть, разборчивость речи, время реверберации, звукопоглощающие материалы, звукоусиление.

В последние годы акустика мечетей стала предметом пристального изучения. Помимо работ, посвященных акустике отдельных сооружений [1,2], появились обобщающие исследования и рекомендации по их акустическому проектированию [3]. Получены данные о звукопоглощении людей, находящихся на ковре в разных позах, характерных для мусульманской службы [4]. Эти данные убедительно свидетельствуют, что достижение высокой разборчивости речи в крупных соборных мечетях возможно только при тщательном подходе к их акустическому проектированию и использованию систем звукоусиления с современными акустическими системами (АС), имеющими узкую направленность в вертикальной плоскости.

Тем не менее, достаточно часто встречаются случаи, когда в ходе проектирования мечетей и их систем звукоусиления этим требованиям не уделяется должного внимания. В результате в построенных мечетях не обеспечивается требуемая разборчивость речи и возникает необходимость реализовывать мероприятия по улучшению акустических условий уже в готовом помещении. В данной публикации рассмотрена именно такая ситуация применительно к крупной соборной мечети современной постройки.

Соборная мечеть Хазрати Имам была построена в Ташкенте (Республика Узбекистан) 2007 году. Здание мечети имеет П-образную форму (рис. 1). Оно

состоит из трех связанных объемов и полностью симметрично относительно продольной оси. К основному прямоугольному объему длиной 76 м и шириной 22 м примыкают два также прямоугольных объема шириной 17 м и длиной 29 м каждый. Они отделены от основного объема мечети внутренними колоннами. Один из этих двух объемов предназначается для моления женщин. На время службы в нем в уровне внутренних колонн устанавливаются ажурные ширмы, что требуется по мусульманскому канону.

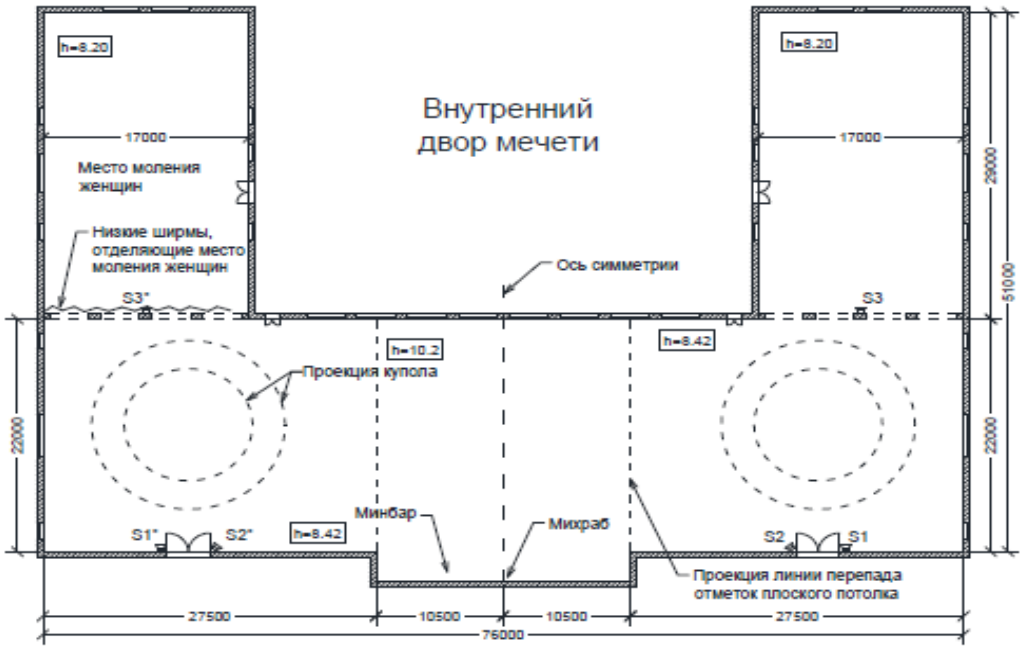


Рис. 1. План молельного зала

Потолок мечети плоский, высота которого составляет 10,2 м в центральной части, где расположена ниша михраба, и несколько ниже (8,2-8,4 м) на остальной его площади. Над боковыми частями центрального объема расположены два купола, имеющие цилиндрические барабаны с окнами. Зал мечети хорошо освещен благодаря большим окнам в стенах, а также остеклению в нижней части барабанов куполов. Мечеть способна вместить до 4000 человек.

В пустой мечети были выполнены детальные акустические измерения в соответствии с методикой [5]. В строке 1 табл. 1 показаны измеренные значения времени реверберации (RT).

Таблица 1

Значения времени реверберации округленные до 0,05 с.

№		Частоты октавных полос, Гц					
		125	250	500	1000	2000	4000
1.	RT,с (измерено в пустой мечети)	5,80	5,10	4,75	3,60	2,80	1,65
2.	RT,с (расчет на модели для пустой мечети)	5,70	5,15	4,90	3,60	2,60	1,65
3.	RT,с (расчет на модели для пустой мечети при облицовке звукопоглотителем 40% площади потолка)	3,10	2,50	2,70	2,30	1,75	1,20
4.	RT,с (расчет на модели для пустой мечети при облицовке звукопоглотителем 40% площади потолка)	2,45	1,95	2,15	1,90	1,45	1,05

Измеренные значения разборчивости по критерию индекса передачи речи (STI) оказались низкими. Уже на нескольких метрах от источника звука они находились в пределах STI=0,38-0,49. Среднее по залу значение STI составляло 0,42. Как известно, это соответствует плохой разборчивости речи. В зале была смонтирована простая система звукоусиления из нескольких двухполосных АС с широкими диаграммами направленности, которые размещались на передней стене. При включении этой системы звукоусиления заметного повышения разборчивости не наблюдалось.

Для разработки мероприятий по улучшению акустических условий была подготовлена компьютерная акустическая модель мечети. На рис. 2 показана изометрия зала согласно этой модели.

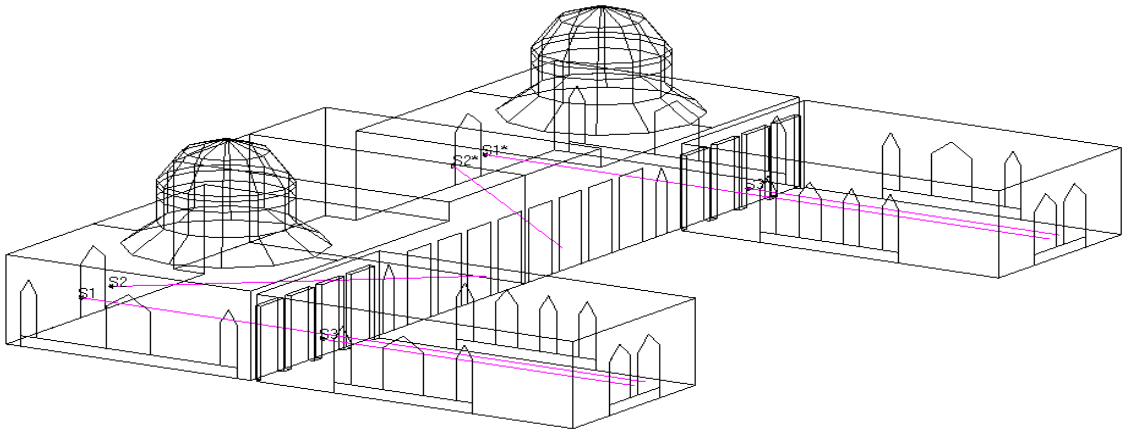


Рис. 2. Изометрия мечети. Компьютерная акустическая модель

При построении модели поверхностям помещения были поставлены в соответствие значения коэффициентов звукопоглощения тех материалов, которые реально на них размещались. Полученные при этом значения RT показаны в строке 2 табл. 1. Из сравнения со строкой 1 той же таблицы следует хорошее совпадение значений времени реверберации, измеренных в пустой мечети и рассчитанных на компьютерной модели. Это свидетельствует о корректности построения модели и возможности ее использования для разработки мероприятий по улучшению условий слышимости в помещении.

Было решено проводить все расчеты применительно к пустой мечети. В реальной практике на повседневных службах иногда присутствует сравнительно небольшое число людей. Однако, поскольку по мусульманскому канону мужчины и женщины должны находиться в разных частях мечети, то даже при небольшом числе людей требуется озвучивание всей площади помещения. Поэтому проведение расчетов на наиболее "тяжелый" случай пустой мечети представляется оправданным. При этом во время присутствия на молитве большего числа людей акустические условия заведомо будут только лучше за счет закономерного снижения гулкости помещения.

Первоначально была смоделирована новая система звукоусиления, основанная на применении АС в виде линейной группы акустических излучателей. Вид этой АС, состоящей из 20 громкоговорителей, показан на рис. 3. Все громкоговорители

имеют отдельные усилители мощности с системой электронного управления. Это позволяет изменять наклон и ширину узкого лепестка излучения АС в вертикальной плоскости. Всего для зала было применено шесть таких АС. Их положение отмечено на рис. 1 и 2, где они обозначены буквой S с соответствующим цифровым индексом. В ходе вычислений были оптимизированы места размещения всех шести АС; ориентации их акустических осей; ширина лепестков диаграмм направленности в вертикальной плоскости; развиваемые уровни звукового давления и электрические задержки излучаемых сигналов.

Полученные в итоге этой оптимизации значения разборчивости приведены на рис. 4. Они представлены в виде гистограммы распределений значений STI по всей площади мечети. При этом озвучиваемая поверхность размещалась параллельно коврам на полу мечети на удалении от него в 90 см (средняя высота стоящего на коленях человека). Полученный результат показывает, что среднее по залу значение STI возросло до 0.49, а условие STI> 0,45 , при котором достигается удовлетворительная разборчивость, обеспечивается на 95% площади мечети.

Рис. 3. Внешний вид АС в виде линейной группы из 20 громкоговорителей

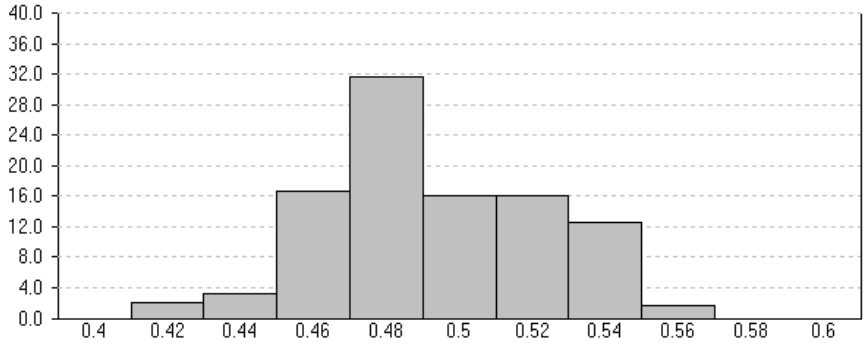


Рис. 4. Гистограмма распределений значений STI по всей площади пола при работе системы звукоусиления в пустой мечети. Исходное состояние зала

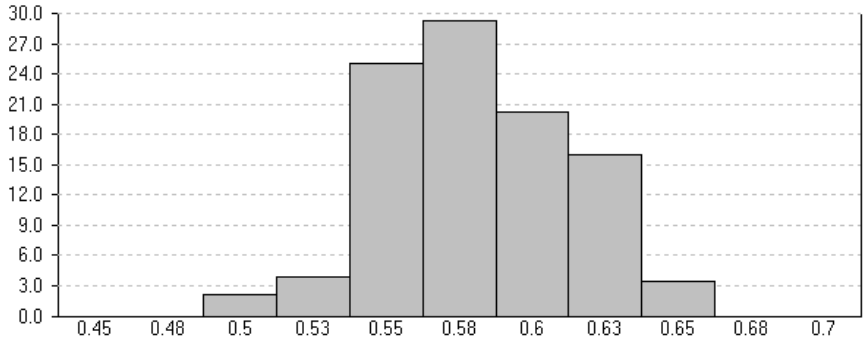
Дальнейшие мероприятия по повышению разборчивости были связаны с применением в интерьере звукопоглощающих материалов. Поскольку речь шла о существующем помещении, то было важно принять меры по сохранению интерьера мечети. С учетом этого было использовано звукопоглощающее покрытие на основе 14 мм панелей из стеклогранулята, которое могло размещаться на потолке мечети. В ходе монтажа данные панели покрываются акустически прозрачными составами, что позволяет получить гладкую бесшовную поверхность белого цвета внешне неотличимую от штукатурного покрытия или панельной гипсокартонной обшивки. Поскольку в мечети изначально были выполнены горизонтальные потолки белого цвета, то подобное решение не приведет к изменению интерьера. Следует отметить, что такие бесшовные звукопоглощающие покрытия достаточно часто используются при акустическом проектировании [6], и их применение становится распространенной практикой. Результаты расчета разборчивости при размещении

данного звукопоглощающего покрытия на 40% и 65% площади потолка показаны рис. 5, а соответствующие значения времени реверберации указаны в строках 3 и 4 табл. 1.

Для последнего случая на рис. 6 показаны также изолинии значений STI на озвучиваемой поверхности мечети. Из полученных данных следует, что при размещении звукопоглощающего покрытия на 40% площади потолка среднее по залу значение STI=0,58 , а при увеличении этой площади до 65% STI=0,62. Таким образом, наличие звукопоглощающего покрытия обеспечивает повышение разборчивости речи от удовлетворительной до хорошей.

Неравномерность поля уровней на озвучиваемой поверхности оказывается вполне допустимой. Так, применительно к показанному на рис. 6 варианту, неравномерность полного уровня звукового давления (с учетом диффузной составляющей поля) в октавных полосах от 250 Гц до 4 кГц не превосходит 5 дБ.

А)



Б)

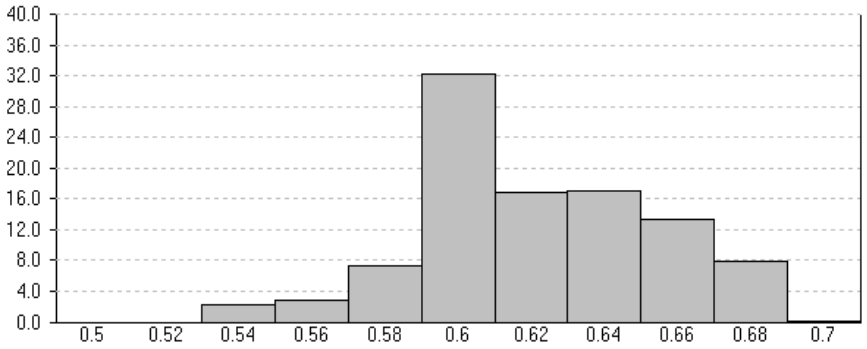


Рис. 5. Гистограмма распределений значений STI по всей площади пола при работе системы звукоусиления в пустой мечети. Звукопоглощающая отделка размещена на: А) 40% площади потолка; Б) 65% площади потолка

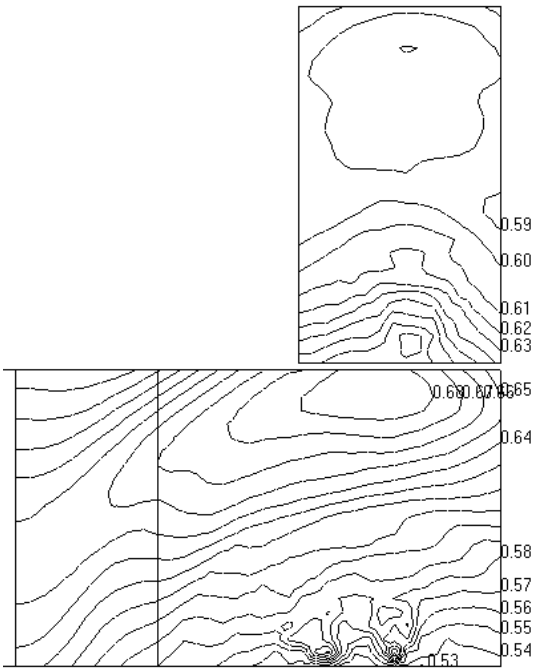


Рис. 6. Линии равных значений STI при работе системы звукоусиления в пустой мечети. Звукопоглощающая отделка размещена на 65% площади потолка. Показано для половины симметричного зала

Полученные результаты позволяют сделать вывод, что имеется реальная возможность значительно повысить разборчивость речи в крупных соборных мечетях с большим временем реверберации путем устройства систем звукоусиления с остронаправленными акустическими системами, а также применением современных звукопоглощающих материалов, не искажающих традиционный для архитектуры мечетей интерьер.

Список литературы

1 **-** *Suarez, R., Sendra, J.J., Navarro, J., & Leon, A.L.* The acoustics of the cathedral mosque of Cordoba. Proposals for architectural intervention. // Acta Acustica United with Acustica. 2004. Vol. 90. PP. 362-375.

2 **-** *Abdou, A.A.* (2003). Measurement of acoustical characteristics of mosques in Saudi Arabia. // The Journal of Acoustical Society of America. 2003. Vol. 113, №3. PP. 1505-1517.

3 **-** *Wasim Orfali.* Room Acoustic and Modern Electro-Acoustic Sound System Design during Constructing and Reconstructing Mosques. Unpublished PhD thesis. Von der Fakultat V-Verkehrs- und Maschinensysteme der Technischen Universitat Berlin. 2007.

4 **-** *W.Ahnert, S.Feistel, T.Behrens.* Speech intelligibility prediction in very large sacral venues // Architectural Acoustics Session 4pAAa. ICA 2013 Montreal Montreal, Canada 2 - 7 June 2013.

5 **-** *ISO 3382-1:2009.* Acoustics. Measurement of room acoustic parameters. Part 1: Performancespaces.

6 **-** *Ланэ М.Ю.* Акустическое решение по реконструкции Большого зала Совета Федерации. //Сб. трудов научной конференции "XXVII сессия российского акустического общества и сессия научного совета РАН по акустике". Санкт-Петербург, 16-18 апреля 2014 г.

ОСОБЕННОСТИ ОЦЕНКИ И НОРМАЛИЗАЦИИ ШУМА И ВИБРАЦИИ ПРИ СТРОИТЕЛЬСТВЕ И ЭКСПЛУАТАЦИИ САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО МЕТРОПОЛИТЕНА

Гендлер С.Г.[1], Введенский Р.В.[2], Могильный М.В.[2], Рыжова Л.В.[2]
1-Национальный минерально-сырьевой университет «Горный»
2-ОАО Научно-исследовательский, проектно – изыскательский институт «Ленметрогипротранс»
sgendler@mail.ru

Аннотация: Отмечены особенности шумового воздействия на окружающую среду при строительстве Санкт-Петербургского метрополитена. Приведены результаты мониторинга шума и вибрации. Осуществлен анализ влияния транспортного шума и шума от машин и оборудования на акустическое загрязнение селитебных зон, расположенных вблизи стройплощадок. Установлены закономерности распределения уровней шума по высоте фасадов зданий. Определена эффективность снижения уровня шумового воздействия на окружающую среду за счет сооружения вокруг строительных площадок разновысокого ограждения. Выполнена оценка влияния вибрации на окружающую среду при строительстве и эксплуатации метрополитена.

Ключевые слова: Шум, вибрация, метро, транспорт, строительство, станция, перегонные тоннели.

1. Введение

Шум и вибрация являются неотъемлемой частью деятельности человека. Являясь, по сути дела, производителем шума и вибрации, человек одновременно попадает под их воздействие, которое в зависимости от его интенсивности приводит к различному негативному результату: от неприятного ощущения до шумовой травмы и вибрационной болезни.

В городских условиях основными источниками шума и вибрации являются транспортные потоки на поверхности (автомобильный и рельсовый транспорт), строительные площадки с размещенной на ней техникой и оборудованием, различные объекты, связанные с производством продукции, трансформаторные подстанции и т.п.

Как отмечает ряд исследователей, транспортный шум в условиях Санкт-Петербурга, определяемый интенсивностью транспортного потока, видом, структурой, составом и скоростью движения, состоянием дорожного покрытия и трамвайных путей, техническим состоянием транспортных средств, по эквивалентному уровню может достигать 70-80 дБа, что на 15-25 дБа превышает нормативные значения [1].

На сегодняшний день метрополитен является одним из основных видов городского пассажирского транспорта, объем перевозки которого составляет более

780 млн. пассажиров в год. Удельный вес метрополитена в общегородских объемах пассажирских перевозок составляет около 40%.

Первые станции метрополитена были открыты для пассажиров в 1955 году. На 01.01.2014 основные технические характеристики метрополитена определяются следующими параметрами: количество линий - 5; количество станций - 67; количество вестибюлей - 73; количество площадок депо - 5; эксплуатационная длина линий в двухпутном исчислении - 113,6 км; максимальный размер движения - 34 пары поездов в час; минимальный интервал движения - 87 сек.; количество станций с эскалаторами - 61; количество станций без эскалаторов - 6.

Зона пешеходной доступности станций метрополитена покрывает около 32% территории плотной застройки (площадь без учета площадей акваторий, парков и садов, объектов транспорта и т.п.). Доля территорий в зоне пешеходной доступности станций метрополитена в центре города составляет 58%, в северных районах - 24%, в восточных - 23,5%, в южных - 12,7%. Не обслуживаются метрополитеном Красносельский район, значительные части Приморского, Красногвардейского, Фрунзенского, Калининского, Выборгского районов. В часы пик наполнение подвижного состава метрополитена превышает нормативное в 1,3-1,7 раза, 50% вестибюлей станций метрополитена в пиковые периоды работают с перегрузкой. Недостаточная провозная и пропускная возможность метрополитена вынуждает ограничивать вход на станции, что приводит к дополнительным задержкам, достигающим 20 минут.

По сравнению с другими видами наземного городского пассажирского транспорта общего пользования, метрополитен обеспечивает самую высокую скорость движения, составляющую 32-40 км/ч (скорость движения на автобусе, трамвае и троллейбусе составляет не более 15-18 км/ч, снижаясь в часы пик до 5-10 км/ч) и высокую частоту движения. Интервал движения поездов в часы "пик" в среднем составляет порядка 2 мин.

В соответствии с «Концепцией развития метрополитена и других видов скоростного внеуличного транспорта в Санкт-Петербурге на период до 2020 года», к 2020 году эксплуатационная длина линий метрополитена увеличится на 25,8 км и составит 139,4 км. Будут введены в действие 13 новых станций. Получат развитие действующие линии метрополитена: Линия 3 (Невско-Василеостровская) от станции «Приморская» до станции «Улица Савушкина», включая стацию «Новокрестовская»; Линия 4 (Правобережная) от станции «Спасская» до станции «Большой проспект», включая станцию «Театральная»; Фрунзенский радиус Линии 5 (Фрунзенско-Приморская) от станции «Международная» до станции «Южная», включая станции «Проспект Славы» и «Дунайский проспект». Будет введена в действие Линия 6 (Красносельско-Калиниская) в составе пускового комплекса от станции «Обводный канал – 2» до станции «Юго-Западная». Для обеспечения работы линий метрополитена будут введены в действие 2 электродепо – «Южное» и «Красносельское» [2].

Инфраструктура строящегося метрополитена (станции, вентиляционные шахты, депо), наряду с другими объектами строительства, вносят определенный вклад в шумовое загрязнение окружающей среды. В отличие от типовых

строительных площадок работы по сооружению метрополитена связаны с использованием мощных источников шума (дизельные электростанции, сваебойное и подъемное оборудование, вентиляционные установки и т.п.), а продолжительность строительных работ может достигать 2-3 лет. При размещении объектов строительства метрополитена вблизи жилых зон, соприкасающихся с транспортными магистралями, суперпозия шумового воздействия от нескольких источников с разными уровнями шума, одним из которых являются транспортные потоки, приводит или к полному поглощению более мощными источниками менее мощных, или к повышению суммарной величины шумового воздействия. Одновременно появляется социально-экономическая проблема, связанная с желанием людей «списать» повышенный шум только на работы по сооружению объектов метрополитена и соответственно профинансировать мероприятия по его снижению за счет средств строительных организаций. Между тем, только на основе адекватной оценки удельного веса каждого из источников шума в его суммарной величине представляется возможным разработать систему профилактических мероприятий по снижению акустического загрязнения окружающей среды.

Вибрационное воздействие объектов метрополитена на окружающую среду имеет, как правило, заметное значение при эксплуатации метрополитенов мелкого заложения. Об этом свидетельствует многолетний опыт эксплуатации Московского метрополитена, где глубина расположения перегонных тоннелей от поверхности составляет 15 - 20 м [3]. В Санкт-Петербурге эта проблема может возникнуть в связи со строительством и последующей эксплуатацией участка Фрунзенского радиуса за станцию «Международная» до станции «Южная».

2. Результаты мониторинга шумового воздействия строительных площадок Санкт-Петербургского метрополитена на прилегающую территорию

Контроль шумового воздействия на прилегающие территории при сооружении объектов метрополитенавыполняется лабораторией геоэкологии и аэрологии Научно-исследовательского отдела ОАО НИПИИ «Ленметрогипротранс» в рамках горно-экологического мониторинга, осуществляемого на основании «Временного положения о горно-экологическом мониторинге» и «Методического руководства по комплексному горно-экологическому мониторингу при строительстве и эксплуатации транспортных тоннелей»[4].

Измерения уровней шума проводятся шумомером-виброметром, анализатором спектра ЭКОФИЗИКА-110А в заранее выбранных точках по периметру строительной площадки, а так же на границе ближайшей жилой застройки. Измерения эквивалентного и максимального уровня шума производятся ежемесячно, начиная с июня 2013 г. на 10 строительных площадках. Результаты измерений эквивалентного уровня шума на следующих строительных площадках: вестибюль станции «Спортивная -2», вестибюль станции «Дунайский проспект», вентиляционная шахта №462 Невско-Василеостровской линии приведены на рисунках 2-3, 5 и 7.

Строительная площадка вестибюля станции «Спортивная -2» вытянута вдоль наб. Макарова (рис 1.). В процессе строительства постоянно изменялось расстояние от проезжей части, по которой осуществлялось движение автотранспорта до жилой застройки по наб. Макарова. Кроме того, на последнем этапе строительства между проезжей частью и жилым домом №26 (т. 1) было установлено ограждение из металлического профиля. Это привело к снижению уровня эквивалентного шума с 73 - 77 дБа в начальный период до 60 дБа к настоящему времени (рис 2). В то же время у жилого дома №59 (2 линия В.О.) уровень эквивалентного шума в течение периода наблюдений колебался только в результате изменения интенсивности транспортного потока (рис. 3).

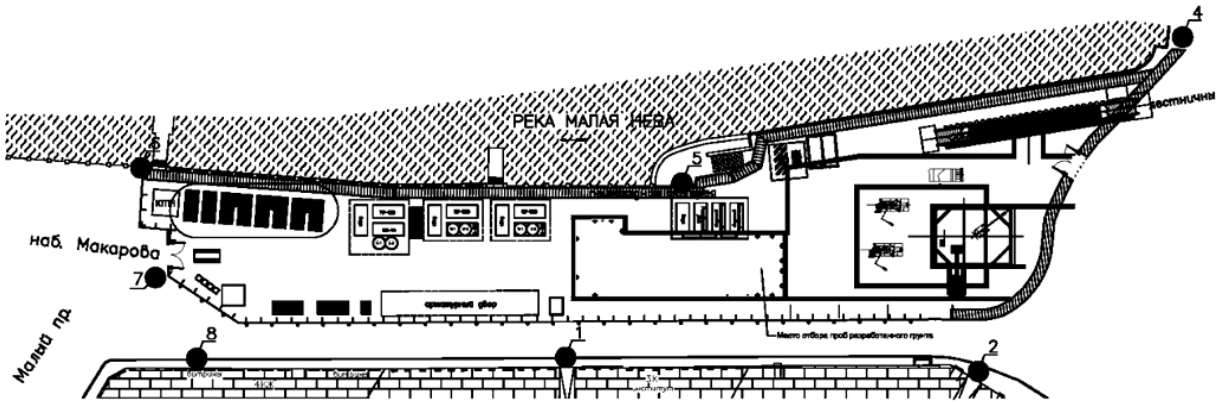


Рис. 1. Расположение точек измерений на границах строительной площадки ст. «Спортивная-2» (т. 4, 5, 6, 7) и жилой застройки (т. 1 - дом №26 по наб. Макарова, расстояние от границы стройплощадки 8 м); т.8 - дом №2 по 2-ой линии В.О., расстояние от границы стройплощадки 10 м).

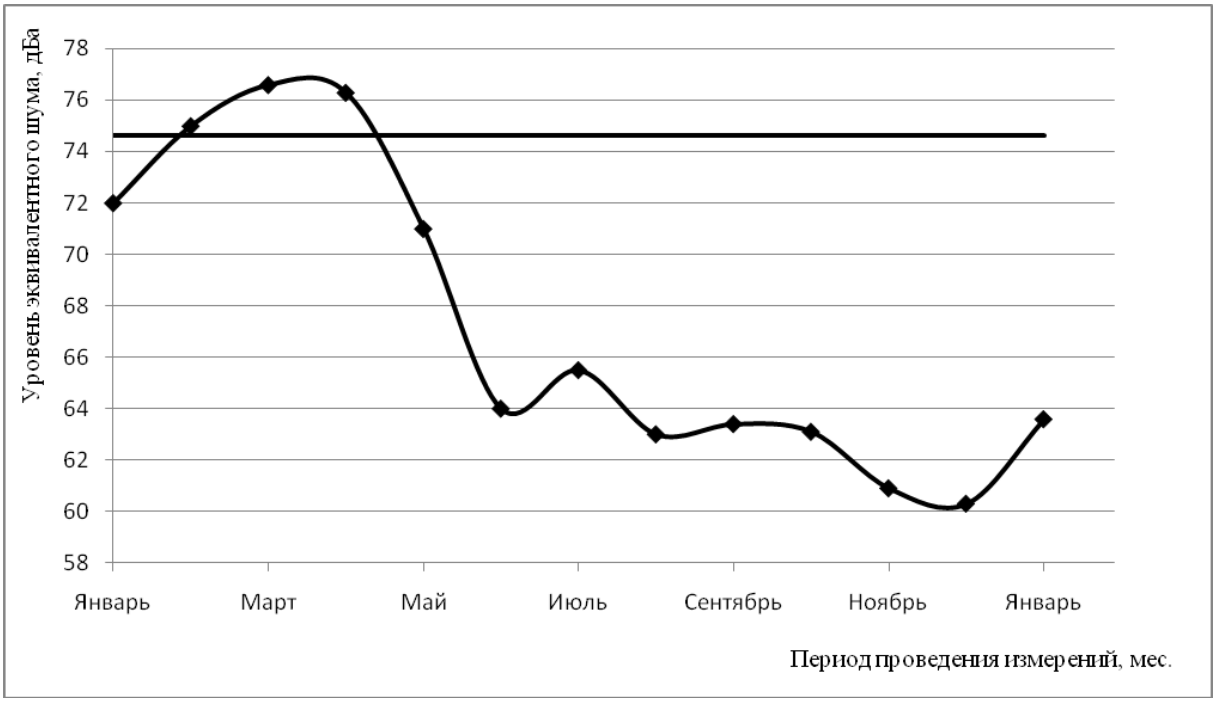


Рис. 2. Уровни эквивалентного шума у фасада жилого дома №26 (т. 1.), где

— - значения эквивалентного шума до начала строительных работ

-◆- - уровни эквивалентного шума у фасада

дома № 26

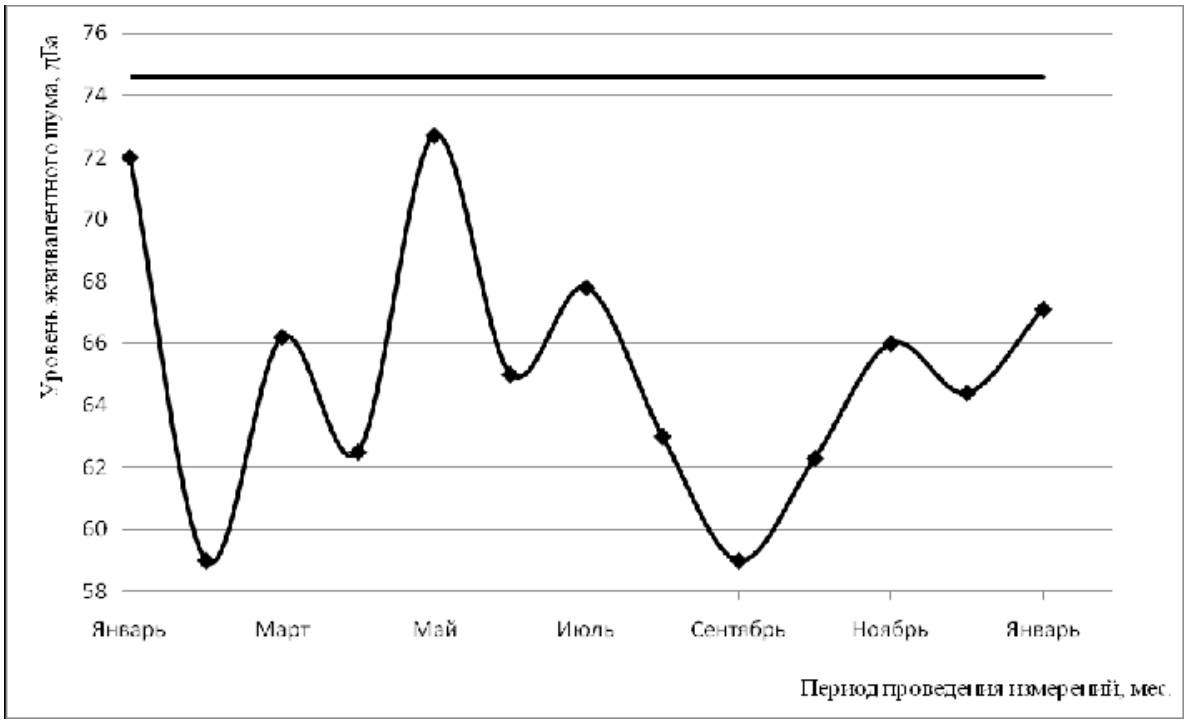


Рис. 3. Уровни эквивалентного шума у фасада дома №59 (т. 8.)
(сплошная линия – значения эквивалентного шума до начала строительных работ)

— - значения эквивалентного шума до начала строительных работ

◆— - уровни эквивалентного шума у фасада дома № 26

Аналогичная ситуация была характерна для стройплощадки вестибюля станции «Дунайский проспект» (рис. 4). Анализ кривых, представленных на рис. 5, показывает, что шумовое воздействие на окружающую среду определяется, главным образом, шумом от транспортного потока по ул. Бухарестская. Это подтверждается тем, что разница между уровнями транспортного шума и шума от строительных работ в большинстве случаев превышает 10 дБа, т.е. транспортный шум «поглощает» шум от строительных работ.

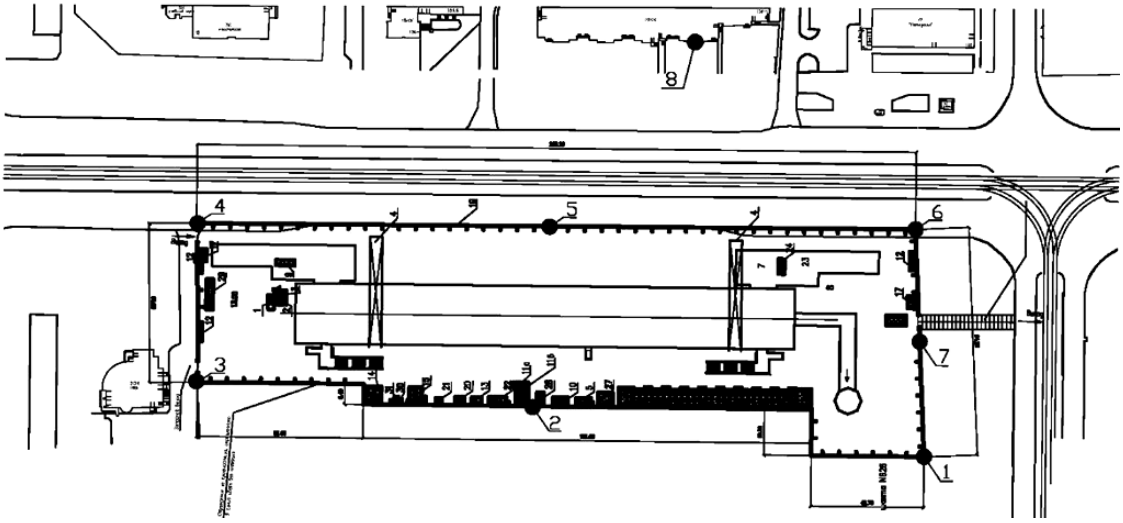


Рис. 4. Расположение точек измерений на границах строительной площадки ст. «Дунайский пр.» (тт. 1-7) и жилой застройки (т. 8-дом №130 к.1 по ул. Бухарестской расстояние от границы стройплощадки 76 м).

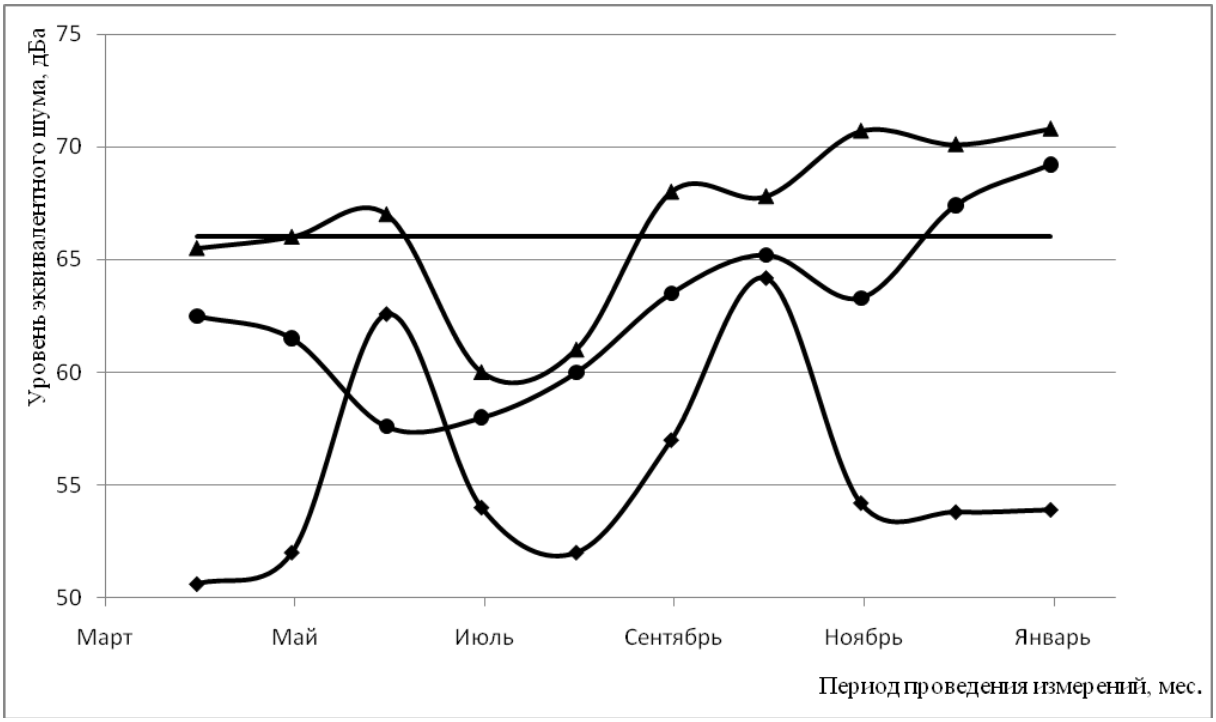


Рис. 5. Результаты измерений эквивалентного уровня шума на строительной площадке ст. «Дунайский проспект» и фасаде дома № 130 к. 1 по ул. Бухарестская, где

- Уровни эквивалентного шума на строительной площадке (т. 1-2)
- Уровни эквивалентного шума на строительной площадке (т. 5)
- Уровни эквивалентного шума у фасада дома №130 к.1 (т. 8.)
- Значения эквивалентного шума до начала строительных работ

Распространение шума от источника имеет пространственный характер. В том случае, если вокруг строительной площадки установлено ограждение, то распределение шума носит сложный характер, приводящим к тому, что изменение эквивалентных и максимальных уровней по высоте зданий может описываться функцией, имеющей выраженный максимум. Для проверки этого предположения были выполнены измерения эквивалентного и максимального уровней шума по высоте дома № 18 корп.1, расположенного по Туристской улице (т.7 на Рис.6), который находится на расстоянии 46 м от границы строительной площадки открытого способа работ шахты №462, предназначенной для устройства стартового котлована тоннелепроходческого механизированного комплекса (Приморский район Санкт-Петербурга).

Результаты измерений эквивалентного уровня шума, представлены на рис. 7. Их анализ показывает, что ограждение высотой 5 м вокруг строительной площадки приводит к перераспределению уровню эквивалентного шума по высоте здания. Если на малых высотах, совпадающих с высотой ограждения, эквивалентный

уровень звука незначительно превосходит нормативный, то на высотах 10-45 м это превышение составляет 7-12 дБа, достигая максимальной величины на высоте 30 м.

Таким образом, если снижение шумового воздействия на территории, прилегающей к строительной площадке, достигается за счет установки ограждения, имеющей необходимую высоту, то для снижения шума в квартирах, расположенных на втором и последующих этажах, необходимы иные мероприятия, например шумозащитное остекление.

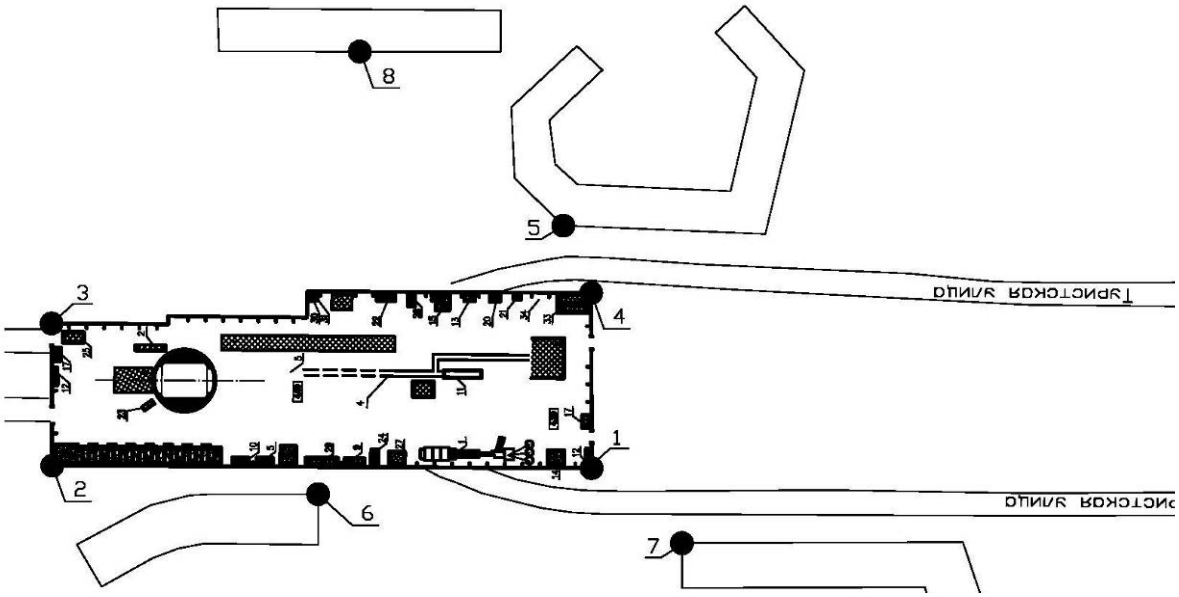


Рис. 6. Расположение точек измерений на границах строительной площадки вентиляционной шахты №462 (тт. 1-4) и жилой застройки по ул. Туристская (т. 5 - дом № 11 корп.1, расстояние от границы стройплощадки 26 м; т.6 - д.22, расстояние - 10 м; т.7 - дом № 18 корп.1, расстояние - 46 м; т.8 – дом 9, расстояние - 85 м)

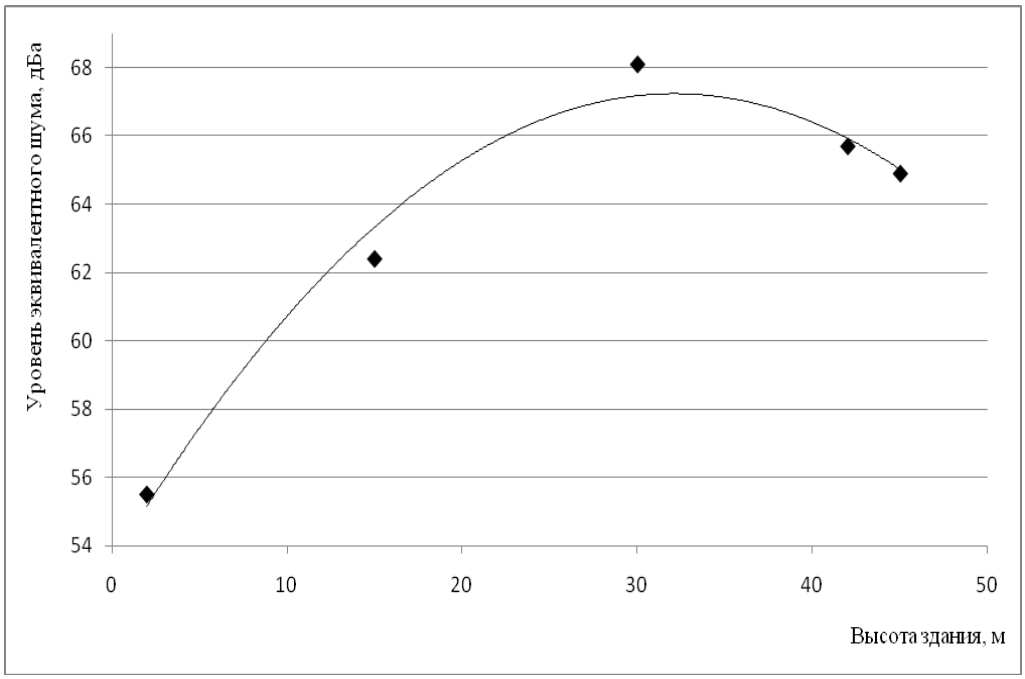


Рис. 7. Результаты измерений уровней шума на фасаде дома по адресу: ул. Туристская, д.18 корп.1 (точки – результаты замеров; сплошная линия -

параболическая аппроксимация с корреляционным соотношением 0,99 и статистической надежностью 95%)

3. Особенности выбора мероприятий по снижению шумового воздействия строительных работ по сооружению объектов метрополитена на окружающую среду

При выборе защитных мероприятий от сверхнормативного шума необходимо, в первую очередь, установить перечень основных источников шума и соотношение между их вкладами в суммарную величину акустического загрязнения. Если основным источником шума, как отмечалось ранее, являются транспортные потоки, то, несмотря на известность мероприятий по снижению шума [1], возможности их эффективного применения в городских условиях крайне ограничены. По-видимому, наиболее рациональными мероприятиями следует считать защиту помещений, где находятся люди, от проникновения шума. Понятно, что основные затраты на снижение шума до нормативных значений в этих случаях должны нести городские власти.

Однако когда строительные работы оказывают шумовое воздействие, по крайней мере, соизмеримое с транспортным шумом, то вопрос об ответственности за сверхнормативный шум, должен рассматриваться коллегиально городскими властями и строительной компанией.

Для установления соотношения между степенью влияния на шумовое загрязнение окружающей среды транспортного шума и строительных работ на основе программного комплекса «Эколог-шум» для условий строительной площадки вестибюля станции «Спортивная-2» была осуществлена серия расчетов. Расчеты выполнялись в два этапа. На первом этапе при замеренном в конкретной расчетной точке до начала строительных работ значении эквивалентного уровня шума устанавливалась «условная» интенсивность и структура транспортного потока, приводящая к данному шумовому воздействию. На втором этапе решалась задача по оценке совместного влияния строительных работ и транспорта на распределение уровня шума по высоте фасада дома №26 по наб. Макарова (см. рис.1). При этом, источники шума на строительной площадке и их шумовые характеристики соответствовали реальной ситуации.

В рамках второго этапа расчеты производились для различной высоты ограждения вокруг строительной площадки, равной 2,5 м и 5 м.

Результаты расчетов представлены на рисунках 8 и 9.

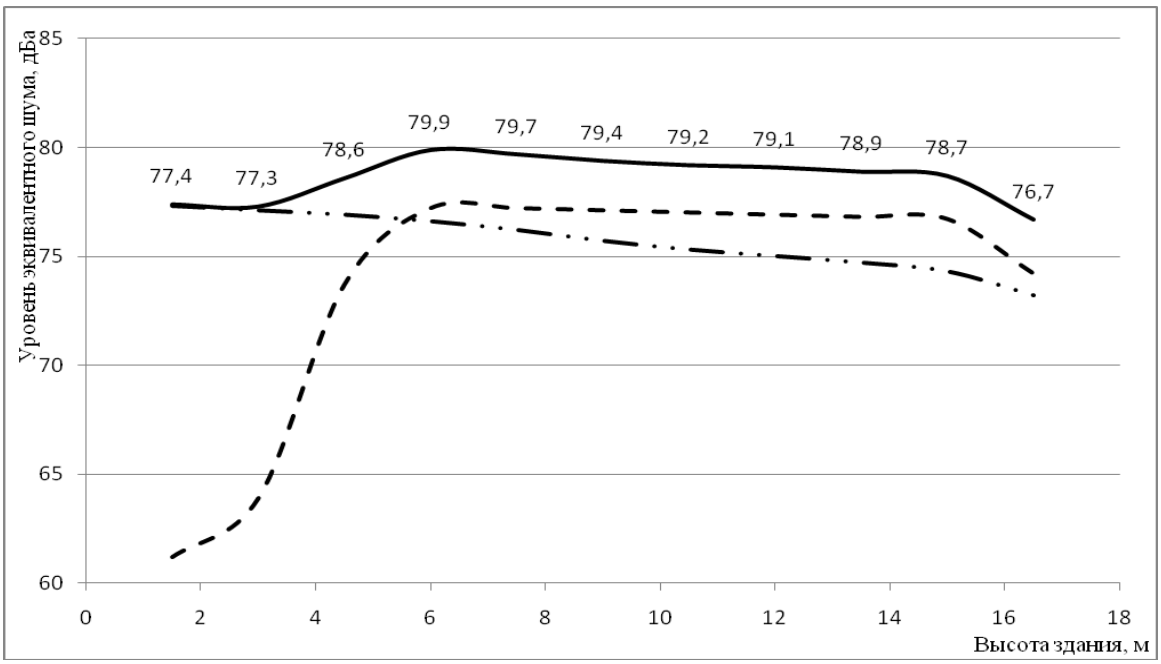


Рис. 8 – Распределение эквивалентного уровня шума по высоте фасада здания при высоте ограждения строительной площадки 2,5 м, где

- Уровни эквивалентного шума, создаваемого строительным оборудованием
- Уровни эквивалентного шума, создаваемого транспортными потоками
- Суммарные уровни эквивалентного шума

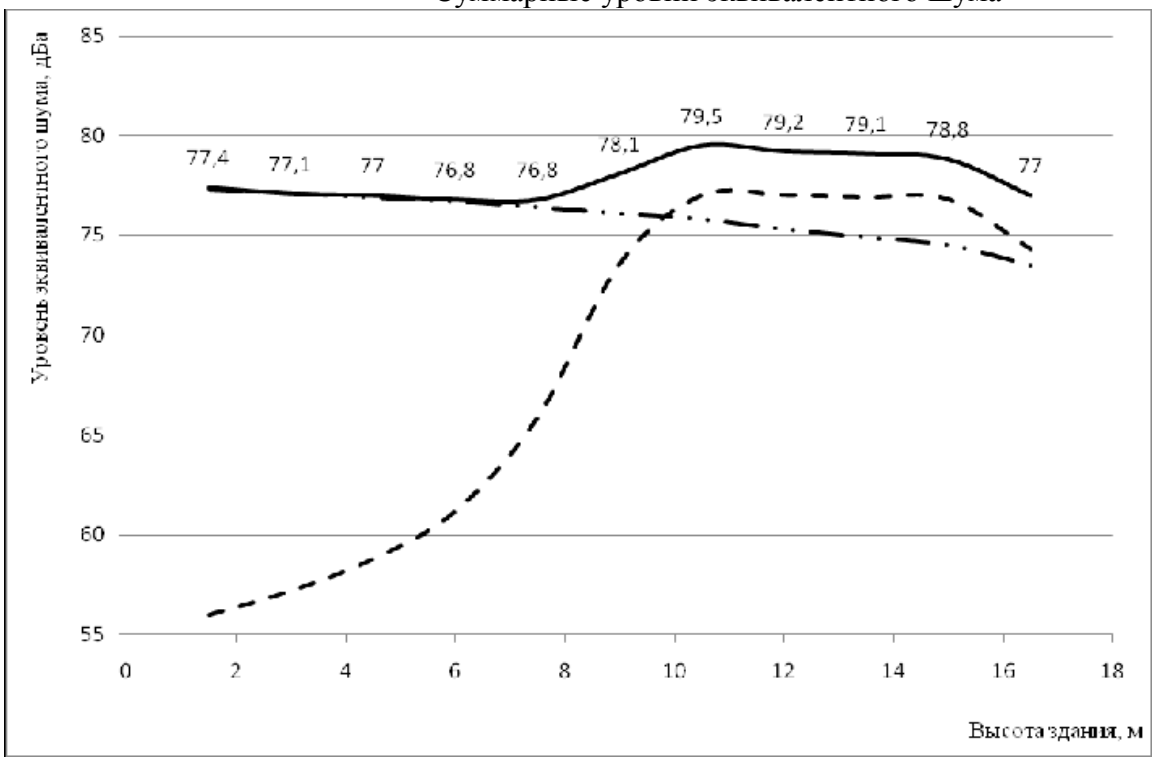


Рис. 9. Распределение эквивалентного уровня шума по высоте фасада здания при высоте ограждения строительной площадки 5 м, где

- Уровни эквивалентного шума, создаваемого строительным оборудованием
- Уровни эквивалентного шума, создаваемого транспортными потоками
- Суммарные уровни эквивалентного шума

Показанные на рисунках 8 и 9 графические зависимостимеждуэквивалентным уровнем шума и высотой здания, дают основание для вывода о том, что влияние строительных работ на уровень эквивалентного шума пренебрежимо мало по сравнению с движущимся транспортом до высоты 3 м (первый этаж) при высоте заграждения 2,5 м и до высоты 8 м (третий этаж) при высоте заграждения 5 м.

Таким образом, на первых этажах зданий ответственность за сверхнормативный шум несут транспортные потоки, а на верхних этажах – как транспортные потоки, так и строительные работы.

Следует отметить, что этот вывод в полной мере отражает лишь рассматриваемые условия. В иных ситуациях, при сохранении общей тенденции, конкретные значения интервалов высот, характеризующихся различными соотношениями между влиянием транспортного шума и шума от строительных работ, могут претерпевать изменения.

4. Оценка уровня вибрационного воздействия на окружающую среду при строительстве и эксплуатации метрополитена в Санкт-Петербурге

В качестве показателя, характеризующего вибрационное воздействие работающего оборудования и транспортных потоков на жилую застройку, расположенную вблизи строительных площадок станций «Спортивная-2» и «Дунайский проспект» выбран эквивалентный корректированный уровень виброускорения. Его величина измерялась виброметром-анализатором спектра ЭКОФИЗИКА-110В на фундаментах зданий в тех же точках, что и шум. Полученные значения эквивалентного корректированного уровня виброускорения сравнивались с нормативным значением, составляющим 72 Дб, и с результатами измерений до начала строительных работ.

Во всех случаях измеренные значения эквивалентного корректированного уровня виброускорения оказались ниже нормативных величин: для станции «Спортивная-2» они изменялись в пределах 54 -63 Дб, а для станции «Дунайский проспект» - 59-63 Дб. До начала проведения строительных работ эквивалентный корректированный уровень виброускорения составлял для станций «Спортивная-2» и «Дунайский проспект» соответственно 66 Дб и 63 Дб, что свидетельствует о незначительном вибрационном влиянии на объекты жилой застройки, работающих на строительных площадках машин и оборудования.

Возможное вибрационное воздействие на жилую застройку при эксплуатации метрополитена от движущихся по перегонным тоннелям поездов было оценено на основании расчетов, выполненных в соответствии с СП 23-105-2004 «Оценка вибрации при проектировании, строительстве и эксплуатации объектов метрополитена». При этом учитывались глубина расположения тоннелей относительно поверхности земли, расстояние по горизонтали от оси тоннелей до жилых домов, физико-механические свойства грунтов, где пройдены тоннели, а также тип и величина их сечения. Результаты расчетов, представленные на рис.10, свидетельствуют о том, что эксплуатация двухпутного тоннеля, имеющего специальную «утяжеленную обделку», приведет к снижению вибрационного

воздействия поездов на здания и сооружения, расположенных на поверхности, до допустимых величин даже без применения специальных виброзащитных конструкций верхнего строения пути [5].

5. Заключение

Строительство и последующая эксплуатация метрополитена в Санкт-Петербурге приводит к различным видам негативного воздействия на окружающую среду, одним из которых является шумовое загрязнение, прилегающей к строительным площадкам и уже эксплуатируемым объектам (станции, перегонные тоннели), селитебных зон.

В зависимости от места расположения строящегося объекта метрополитена относительно жилой застройки и магистралей с транспортными потоками акустическое воздействие от строительных работ может в одних случаях усиливаться транспортным шумом, а в других – «поглощаться» им.

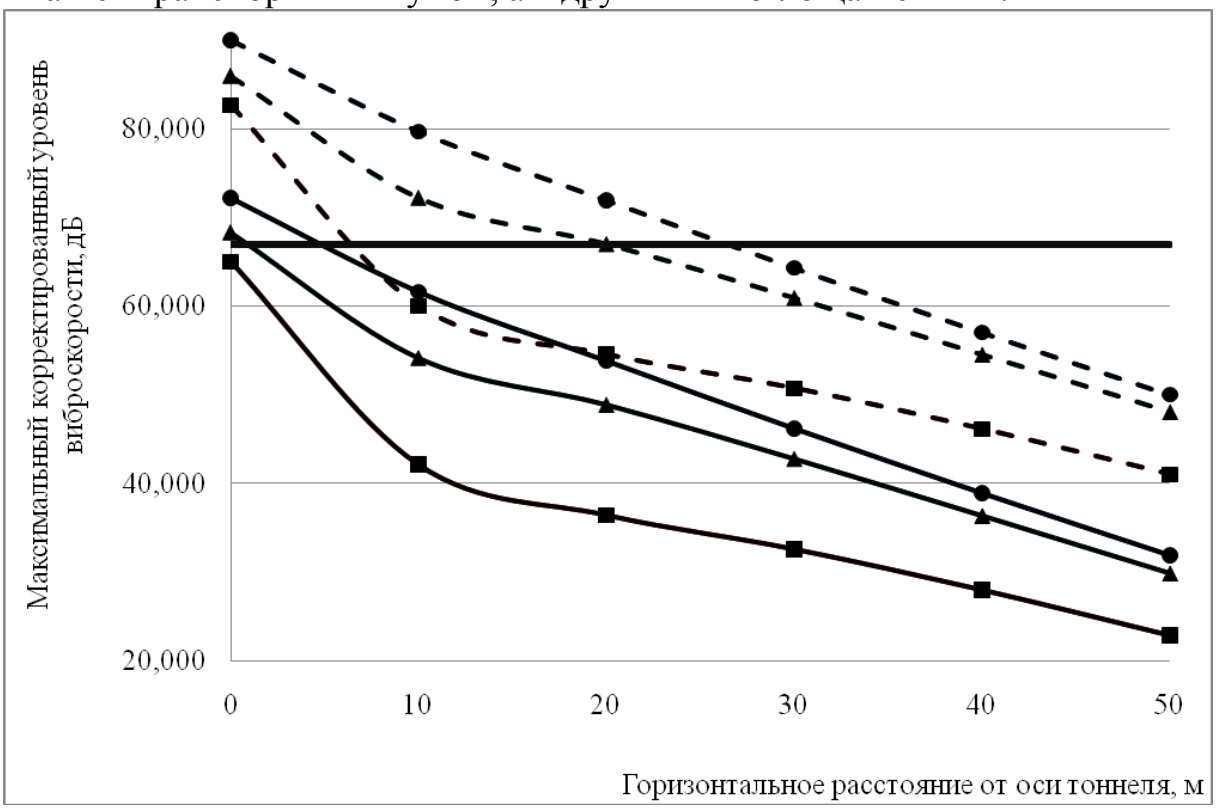


Рис. 10. Зависимость максимальных корректированных уровней виброскорости на поверхности земли для различных глубин расположения тоннеля Н и горизонтальных расстояний от вертикальной оси тоннеля (пунктирные линии при стандартной обделке, используемой при сооружении однопутных тоннелей; сплошные линии для обделки двухпутного тоннеля, сооружаемого с помощью ТПМК), где

Н=10 Н=10

Н=20 Н=20

Н=40 Н=40

Допустимое значение

В результате натурных измерений и расчетов установлено, что характер взаимодействия шума от работающего оборудования и транспорта при прочих равных условиях определяется высотой ограждения вокруг строительных площадок и меняется по высоте зданий. При этом высота здания, на которой достигается максимальное значение эквивалентного уровня шума, в значительной степени зависит от расстояния от границ строительной площадки до жилой застройки.

Вибрационное воздействие работающего оборудования и транспортных потоков на жилую застройку, оцениваемое по величине эквивалентного корректированного уровня виброускорения, не превышает нормативное значение.

Снижение вибрационного воздействия на жилую застройку движущихся поездов при расположении перегонных тоннелей на глубинах 15-25 м может быть обеспечено за счет использования двухпутных тоннелей, имеющих специальную конструкцию обделки.

Список литературы

1 - *Ракитин И.А., Мельцер А.В., Ерастова Н.В., Башкетова Н.С.* Обоснование мероприятий снижения акустической нагрузки на население Санкт-Петербурга на основе результатов социально-гигиенического мониторинга // Сборник докладовIII Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита населения от повышенного шумового воздействия» / СПб, 2011, с.23-28.

2 - Постановление правительства Санкт-Петербурга от 30 июня 2014 года N 552 О государственной программе Санкт-Петербурга «Развитие транспортной системы Санкт-Петербурга» на 2015-2020 годы.

3 - СП 23-105-2004 Оценка вибрации при проектировании, строительстве и эксплуатации объектов метрополитена / Москва, 2004.

4 **-** Методическое руководство по комплексному горно-экологическому мониторингу при строительстве и эксплуатации транспортных тоннелей.-Тоннельная ассоциация России, ОАО НИПИИ «Ленметрогипротранс» / УРАН ИПКОН РАН / СПб, 2009 с. 67.

5 - *Гендлер С.Г., Маслак В.А., Безродный К.П., Лебедев М.О.* Новые технологические решения для тоннелей метрополитена в условиях мегаполиса // Горный журнал. №5 / Москва. 2014. с. 57-60.

Способы снижения транспортного шума. Мониторинг шума транспортных потоков и способы защиты от него

Полякова Т.Ю., Ильясов О.Р.
УрГУПС
TPolyakova@usurt.ru

Аннотация: В статье рассматривается вопрос ограничения воздействия транспортного шума. Произведен анализ натурных замеров реальных объектов г. Тюмени. Предложены мероприятия по снижению шума.

Ключевые слова:Транспортный шум, мониторинг, санитарные нормы, асфальт

В докладе рассматривается вопрос ограничения воздействия транспортного шума. В России вопрос в последние годы решается в основном за счет применения различных методов шумозащиты: устройства шумозащитных экранов, улучшений свойств их покрытий, введения дополнительных мер - озеленения, устройства звукоизолирующих окон. Однако, можно предположить, что эта проблема шумозащитных конструкций должна рассматриваться комплексно – не только с точки зрения снижения акустического дискомфорта, но и учитывать технические и экономические аспекты, вопросы их содержания, вплоть до учета эстетического восприятия.

Распространение шума в застройке имеет отличия от распространения звука в свободном звуковом поле. Эти отличия объясняются в первую очередь наличием отражения от строений, звукопоглощением в зелёных насаждениях, дифракцией звука через различные сооружения, а также наличием реальных источников: например, линейных (транспортные потоки), плоских (стенки шумящих сооружений), точечных (заборные шахты вентиляционных установок, отдельные транспортные экипажи, трансформаторы, самолёты).

Современные шумозащитные панели стали неотъемлемыми элементами шумоизоляции огромного количества объектов недвижимости.

Они востребованы и незаменимы вблизи автомобильных дорог, а в частности автострад, способных создавать большой поток шума, вызывающий дискомфорт у рабочего коллектива, который трудится в недалеко расположенных офисах компаний.Для этого шумозащиты устанавливают на мостах, в местах транспортных развязок либо вблизи эстакад.Шум от движения транспортных средств в основном возникает от трех источников: выхлопных труб, двигателей транспортных средств и шин, взаимодействующих с дорожным покрытием. Каждый из этих источников производит звуковую энергию, которая, в свою очередь, является источником движущихся и вибрирующих звуковых волн - колебаний атмосферного давления.

Мы рассматриваем и проводим анализ натурных замеров по реальным объектам Тюмени.

Площадь города Тюмени составляет 235 квадратных километров, общая протяженность автомобильных дорог – около 300 км. Увеличение количества автомобилей влечет за собой проблему организации улично-дорожной сети города, в т.ч. решение вопросов по расширению имеющихся «проблемных» участков, пробивку тупиковых улиц, создание улиц-дублеров основных магистралей города, строительство многоуровневых развязок, развязок «клеверный лист» и т.д.

Автомобильная дорога проходит с юго-западной стороны города. Рассматриваемый участок обеспечивает выход на юго-западное направление одной из основных транспортных магистралей города.

Кроме таких параметров, как скорость движения, продольный уклон, шероховатость дорожного покрытия, на эквивалентный уровень звука оказывает значительное влияние интенсивность движения, состав транспортного потока, характер прилегающей территории, геометрия участка дороги.

После расчетов при реализации проектных решений ожидаемый уровень транспортного шума на границе жилой застройки превысит предельно допустимый эквивалентный уровень транспортного шума в дневное и в ночное время суток в расчетных точках. Уровень шума внутри жилого помещения в дневное и ночное время суток не превысит предельно допустимых эквивалентных уровней шума.

Для выполнения санитарных норм по шуму на прилегающей территории необходимо соорудить вдоль рассматриваемого участка шумозащитный экран, снижающий шум от транспортного потока.

Анализ полученных значений показывает, что установка шумозащитных экранов позволит снизить уровень шума от транспортных потоков на рассматриваемой территории до допустимых значений.

Но так как мы рассматриваем проблему уменьшения транспортного шума комплексно, необходимо учесть и свойства дорожного покрытия, а также свойства самих шин.

Возможно попытаться снизить большую часть шума и за счет изменения состава асфальтобетонного покрытия.

В России данный вопрос, по снижению транспортного шума, рассматривается не столько отлично, сколько с негативом, ввиду того, что создавать асфальтобетонное покрытие для создания бесшумных дорог более дорого, чем установить шумовые экраны, но многие зарубежные страны уже активно используют различные добавки для поддержания цели экологичности и комфорта.

По территории России (ну на примере Тюменской области) по большей части используются щебеночно-мастичные асфальтобетонные покрытия.

Щебеночно- мастичные асфальтобетонные покрытия характеризуются комфортабельностью и безопасными ездовыми качествами, а их текстура отличается шероховатостью и способностью поглощать шум при движении автотранспортных средств. Жесткая скелетная структура из щебня обуславливает прекрасную сопротивляемость слоя пластическим сдвиговым деформациям, а наличие большого количества битумного вяжущего, который заполняет пространство между каменными материалами, делает щебёночно-мастичный асфальтобетон (ЩМА) более долговечным материалом.

В то время как многие разработчики Португалии, Германии уже используют более экологичный материал.

Эти проблемы будут рассматриваться нами в дальнейшей научно-исследовательской работе.

Вибропоглощающие пленочные материалы типа ВПС-2,5 и многослойные композиты на их основе

Сятковский А.И., Скуратова Т.Б.
ОАО "Пластполимер"
nauka@plastpolymer.com

Аннотация: ОАО Пластполимер представляет ассортимент новых вибропоглощающих пленок на основе поливинилацетата. По сравнению с хорошо известным материалом ВПС-2,5 новые материалы имеют более широкий температурный интервал максимального вибропоглощения от -5°С до +80°С в широком интервале частот. Для решения целевых задач пленки выпускаются в армированном стеклотканями виде, что позволяет использовать их при изготовлении вибропоглощающих покрытий. Приведены данные по свойствам вибропоглощающих многослойных композитов, полученных с использованием указанных пленок и полиуретанов.

Ключевые слова: Вибропоглощение, пленки, поливинилацетат, покрытия, композиты, полиуретан, армирование

Среди вибропоглощающих полимерных материалов синтетические материалы на основе поливинилацетата (ПВА) являются «рекордсменами» по вибропоглощающим свойствам. Вибропоглощающая термопластичная пластифицированная самозатухающая пленка (ВПС-2,5) на основе ПВА, разработанная в ОАО «Пластполимер» в течение целого ряда лет успешно используется в различных изделиях морской техники. Пленка ВПС-2,5 является также основным компонентом эффективного промышленного металлолистового вибропоглощающего материала ВИПОНИТ.

Недостатками, препятствующими расширенному применению пленки ВПС-2,5 для снижения вибропоглощения, являются узкий диапазон рабочих температур и ее недостаточная технологичность при сборке и монтаже в составе конструкций.

В ОАО «Пластполимер» разработан ассортимент пленочных вибропоглощающих материалов, существенно превосходящих ВПС-2,5 по физико-механическим и эксплуатационным характеристикам (ВПНС-3, ВПНС-4, ВПС-АН и т.п.).

Разработанные пленочные полимерные материалы на основе ПВА обладают высоким вибропоглощением в интервале температур от -5°С до +80°С (рис. 1). Перекрываемый одним материалом из этого типоряда температурный диапазон эффективной работы составляет порядка 20°С. Максимальное значение коэффициента механических потерь для каждого из этих материалов $\eta_{max} > 1,0$. На границах перекрываемого каждым из материалов типоряда диапазона температур коэффициент потерь $\eta_{min} > 0,5$. Все разработанные материалы имеют высокие коэффициенты вибропоглощения в интервале частот 0 – 10 000 Гц (рис. 2).

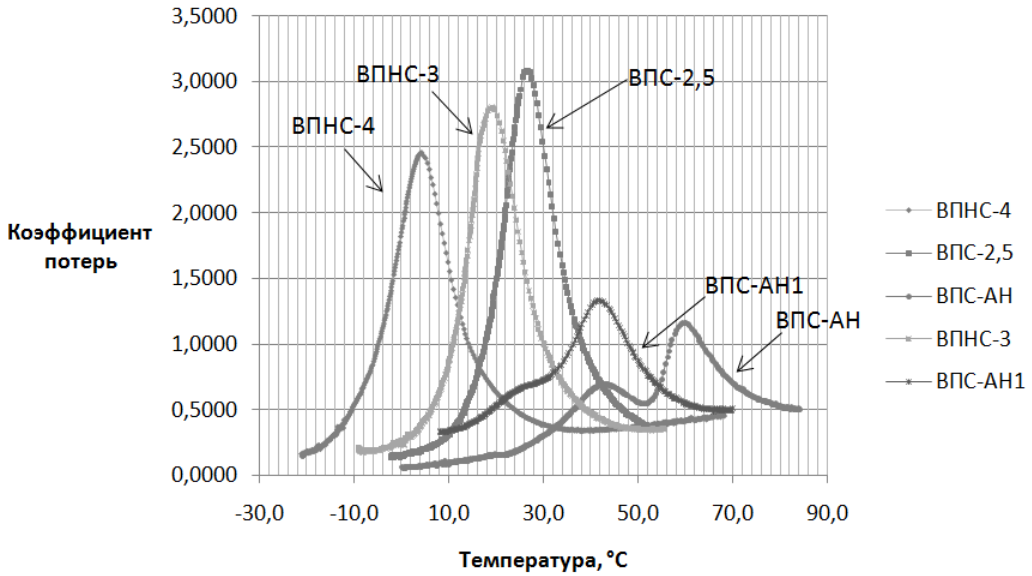


Рис. 1. Коэффициенты механических потерь разных марок ВПС в зависимости от температуры

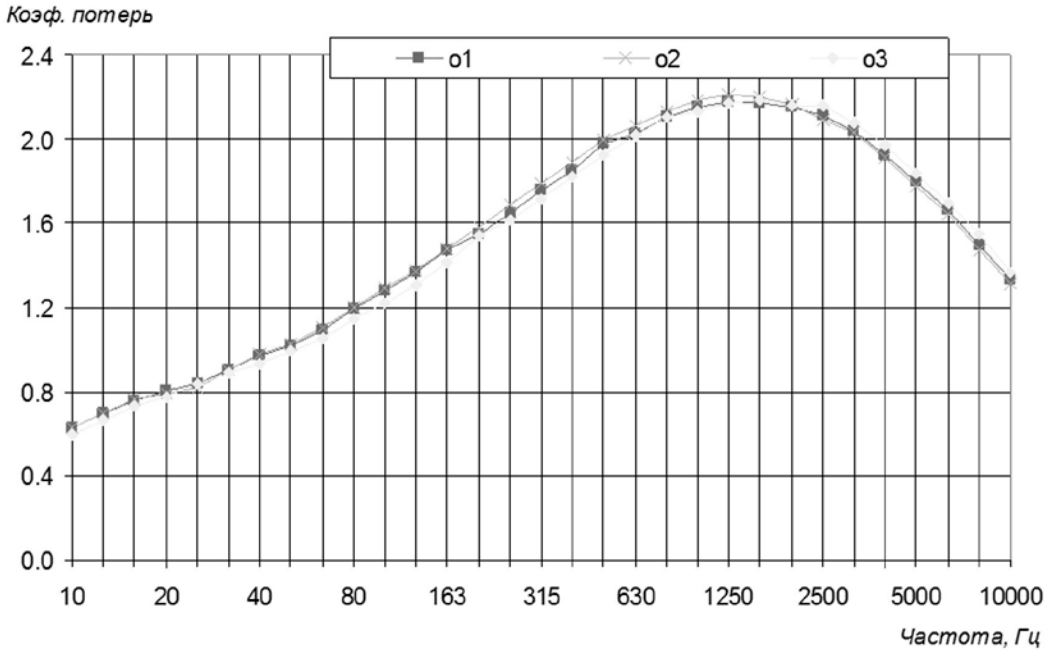


Рис. 2а Коэффициент механических потерь образцов ВПНС-3 на средних частотах 1/3-октав при температуре 25°С.

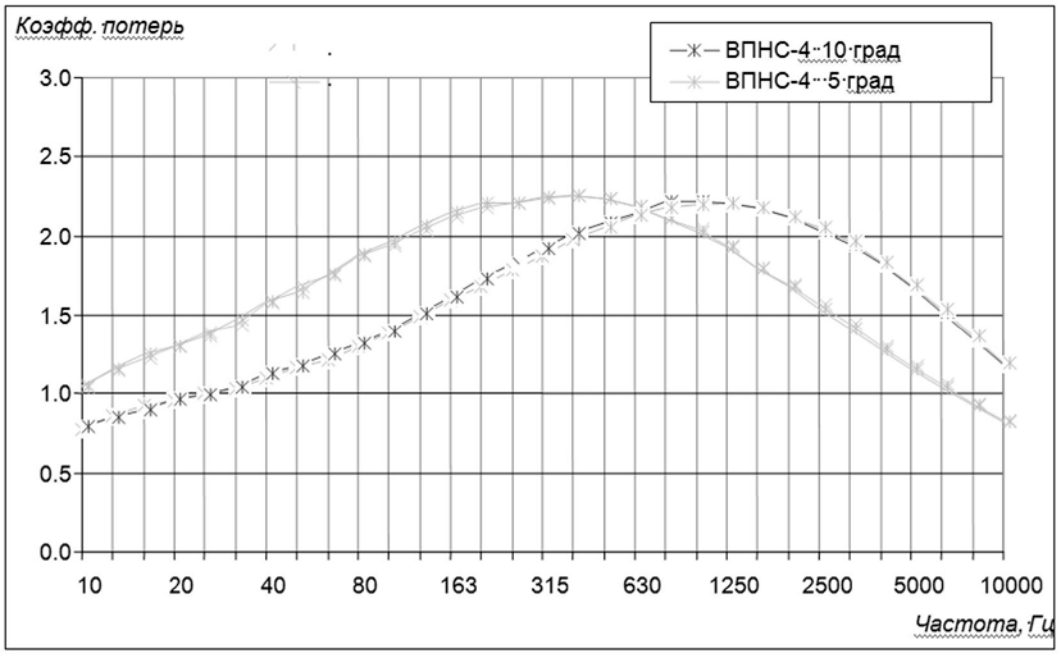


Рис. 2б Коэффициент механических потерь образцов ВПНС-4 на средних частотах 1/3-октав при температурах 10 □С и 5

Высокие вибропоглощающие свойства пленок ВПНС реализуются и в моделях металлоконструкций. Результаты испытаний в ОАО «Прометей» и ЦНИИТС по определению коэффициентов механических потерь энергии изгибных колебаний стальных стержней, демпфированных пленками ВПС, показывают, что и в этом случае пленки ВПС демонстрируют существенно более высокие показатели, чем другие вибропоглощающие материалы.

Характеристика товарной продукции (ТУ 4515-001-00203521-93). Пленки выпускаются в виде рулонов весом до 15 кг. Толщина выпускаемой пленки 0,5 – 0,8 мм, ширина 540 мм. Пленка выпускается на легко удаляемой полиэтиленовой подложке, предотвращающей слипание при транспортировке и хранении. Пленка самоклеящаяся, хотя, в ряде случаев, для достижения максимального эффекта целесообразно использовать специальный праймер.

Кроме того, на базе всех перечисленных пленок ВПНС разработаны и подготовлены для испытаний двухслойные композиционные пленки, армированные стеклотканью (ВПНС-3А, ВПНС-4А и т.п.) Такая двухслойная пленка пригодна для изготовления вибропоглощающих покрытий. Пленка наносится липкой стороной на основную конструкцию, на другую сторону закрепленной на демпфируемой поверхности пленки допускается нанесение теплоизоляции, линолеума, керамической плитки, выравнивающей мастики и т.п. Предполагаемая выпускная форма: рулоны (или листы) шириной 540 мм и длиной 15 – 20 м (листы длиной 1 – 1,5 м), толщина двухслойной пленки ~ 1 – 2 мм.

Перспектива работ основана на том факте, что высокие демпфирующие свойства ПВА пленок проявляются уже при толщине ~ 0,5 мм. Это дает возможность создавать уникальные составные многослойные вибропоглощающие пленки, которые при общей толщине 1 – 3 мм эффективно работают в широком интервале температур. На рисунке 3 представлены температурные зависимости

коэффициентов механических потерь составной трехслойной композиции ПУ-ВПНС-ПУ (где ПУ-полиуретановый эластомер) и полиуретана в отдельности. При одинаковой общей толщине, составная трехслойная пленка имеет более низкие показатели вибропоглощения при конкретной температуре, чем его составляющие компоненты, но зато она работает как единое целое в широком интервале температур. Таким образом, используя пленочные материалы, представленные на рисунке 1, можно создавать многослойные вибропоглощающие пленки (или листы), перекрывающие интервал температур шириной до ~ 80°С.

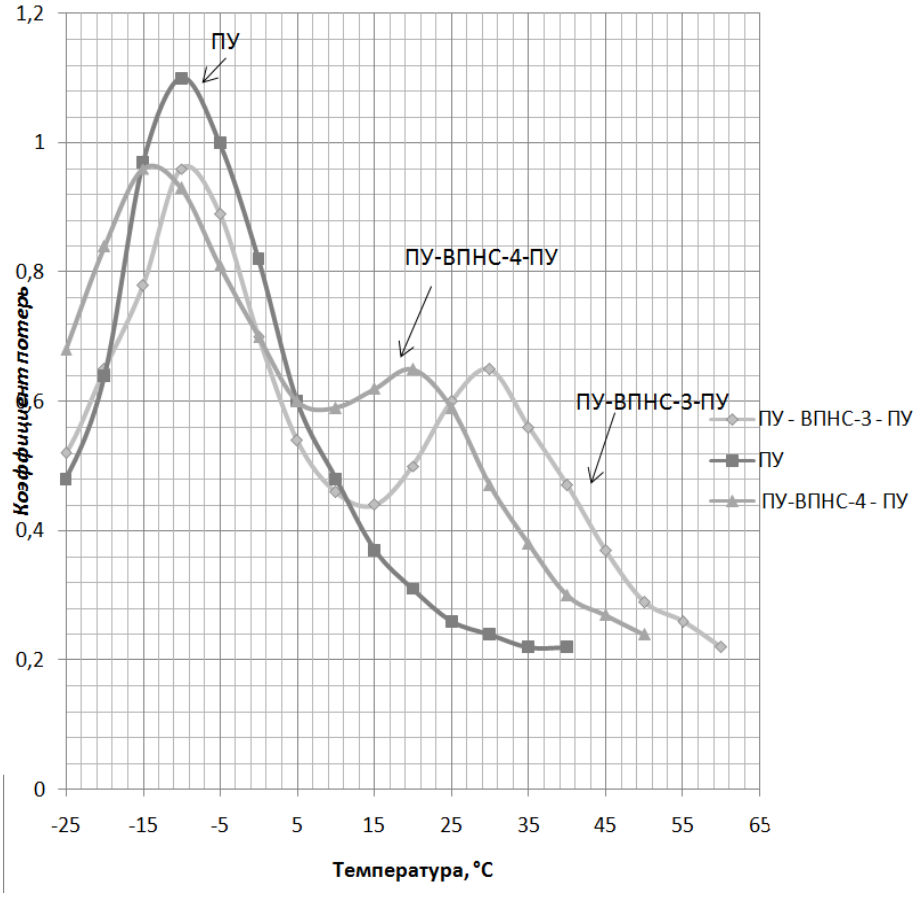


Рис. 3. Коэффициент механических потерь образцов полиуретана и трехслойных конструкций полиуретан-ВПНС-3 – полиуретан и полиуретан-ВПНС-4-полиуретан в зависимости от температуры

Шум от оборудования автомоек

Калашникова Н.К.[1], *Веретина И.А.*[1], *Лазаренко Н.В.*[1], *Гончаренко И.А.*[2]
1-ФБУЗ «Центр гигиены и эпидемиологии в городе Москве»
2-ГУП «НИ и ПИ Генплана Москвы»
goncharenko_i@bk.ru

Аннотация: В статье речь идет об автомойках, расположенных в жилой застройке и являющихся источниками шумового воздействия для населения ближайших жилых домов. Рассмотрены возможные источники шумового воздействия и приведены их шумовые характеристики. Так как в настоящее время для объектов автомоек закладываются, как правила, именно современные типы оборудований, актуальной становится проблема исследования их шумовых характеристик и разработка мероприятий по снижению шума.

Ключевые слова: Шум, автомойка, моечный пост, приточная система, вытяжная система, вода, дБ.

В статье речь идет об автомойках, расположенных в жилой застройке и являющихся источниками шумового воздействия для населения ближайших жилых домов. В п. 2.1 [1], что расчёт и обоснование размеров санитарно-защитной зоны (далее СЗЗ) должны быть обязательным документом для любого объекта, который является источником химического и физического воздействия на среду обитания и здоровье человека. Согласно п. 3.7. [1] размер санитарно-защитной зоны устанавливается с учетом санитарной классификации, результатов расчетов ожидаемого загрязнения атмосферного воздуха и уровней физических воздействий, а для действующих предприятий - и с учетом натурных исследований. В соответствии с п. 9 [1] мойка автомобилей с количеством постов не более 2-х относится к V классу опасности с ориентировочным размером СЗЗ - 50 м, а автомойка с количеством постов от 3 до 5 (п. 16 [1]) - к IV классу опасности с ориентировочным размером СЗЗ - 100м.

Согласно п. 3.17 Изменения и дополнения №3 [1] ***для проектируемых объектов малого бизнеса*** при размещении автомойки в условиях сложившейся градостроительной ситуации (при невозможности соблюдения размеров ориентировочной СЗЗ) необходимо ***разработать обоснование размещения автомойки с расчётами*** ожидаемого загрязнения атмосферного воздуха и ***физического воздействия*** на атмосферный воздух - ***(шум, вибрация, электромагнитные излучения***). При подтверждении расчётами на границе жилой застройки ***соблюдения установленных гигиенических нормативов*** загрязняющих веществ в атмосферном воздухе и уровней физического воздействия на атмосферный воздух населенных мест, ***проект обоснования санитарно-защитной зоны не разрабатывается***, натурные исследования, и измерения атмосферного воздуха не проводятся.

Для действующих объектов малого бизнеса V класса опасности (автомойка на 2 поста) в качестве обоснования их размещения используются данные исследований атмосферного воздуха и измерений физических воздействий на атмосферный воздух, полученных в рамках ***проведения надзорных мероприятий.*** При размещении автомойки (с магазином сопутствующих товаров, кафе и санитарными узлами) необходимо уведомление о соблюдении санитарно-гигиенических требований и нормативов на границе жилой застройки. Подтверждением являются результаты натурных исследований и измерений в рамках проведения надзорных мероприятий.

Источниками шума в автомойке для прилегающей территории являются:

- приточно-вытяжная вентиляция;
- инженерно - технологическое оборудование;
- въезд, выезд и проезд по территории автотранспорта;
- механизм открывания въездных ворот, тепловая завеса у ворот.

Режим автомойки – 365 дней в году с дневной или круглосуточной работой.

Как правило, в помещении автомойки располагаются: участок мойки на 2 и более постов, касса, подсобное помещение с очистными сооружениями. В подсобном помещении с очистными сооружениями устанавливается система очистки воды и оборотного водоснабжения, например, типа «Волна», предназначенная для очистки сточных вод и обеспечения водооборотного водоснабжения автомоек. Мойка и ополаскивание автомобилей осуществляется оборотной водой. Выполняется мойка автомашин поточной линии с помощью шланговых моечных установок высокого давления. Также используют оборотную систему водоснабжения с применением установки по очистке и рециркуляции воды СОВР 2\120-Р-Д. Производительность одного поста – 3–4 автомобиля в час. Мойка автомобилей производится аппаратами высокого давления типа Керхер.

Вентиляция в мойке является обязательной и заключается в том, что воздушная среда в подобных объектах представляет собой «гремучую смесь» паров и капель воды, смешанных с взвесью частиц чистящих и моющих средств, выхлопных газов въезжающих и выезжающих автомобилей, а также грязи, удаляемой контактным или бесконтактным методом с поверхностей транспортных средств.

Таким образом, если в обычных помещениях с повышенным влагосодержанием основной задачей является поддержание необходимой влажности и температуры, то в ситуации с автомойками - задача очистка воздуха и создания интенсивного воздухообмена с целью скорейшего отведения из помещения всех загрязняющих веществ образующихся в процессе мойки машин. Приточный воздух следует подавать только в «чистую» зону мойки. Вытяжка должна быть сосредоточенной на верхней части помещения, причем из «грязной» зоны -2/3, из «чистой» -1/3 обмена отсасываемого воздуха. Объем воздуха при вытяжке должен быть на 20% больше объема приточного воздуха. Частная кратность воздуха в «грязной» зоне помещений мойки должна составлять не мене 10.

На мойках в большинстве случаев устанавливают канальные вентиляторы с глушителями шума со стороны территории. Длина глушителя зависит от удаленности автомойки от жилой

*застройки. Эффективность снижения шума глушителем (*1 – трубчатого, 2 – канального, 3 – пластинчатого) *приведена на рис. 1. и рис. 2.*

Глушители обеспечивают снижение звуковой мощности шума, распространяющегося в воздушном канале в широком диапазоне частот. Недостатком глушителей, как и других средств шумоглушения, является относительно низкая их эффективность ($\Delta L_{гл}$, дБ) на частотах менее 300-350 Гц.

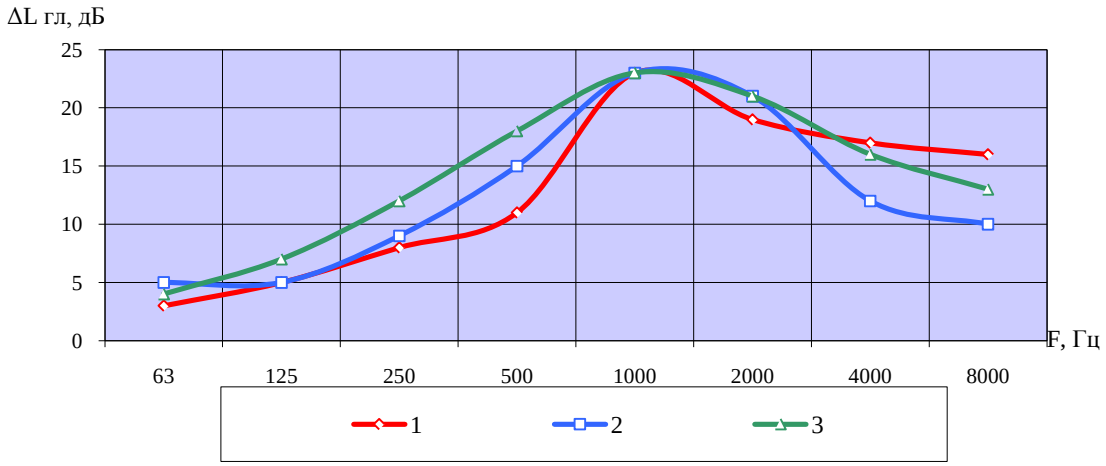


*Рис. 1.*Эффективность шумоглушителя длиной 1000 мм.

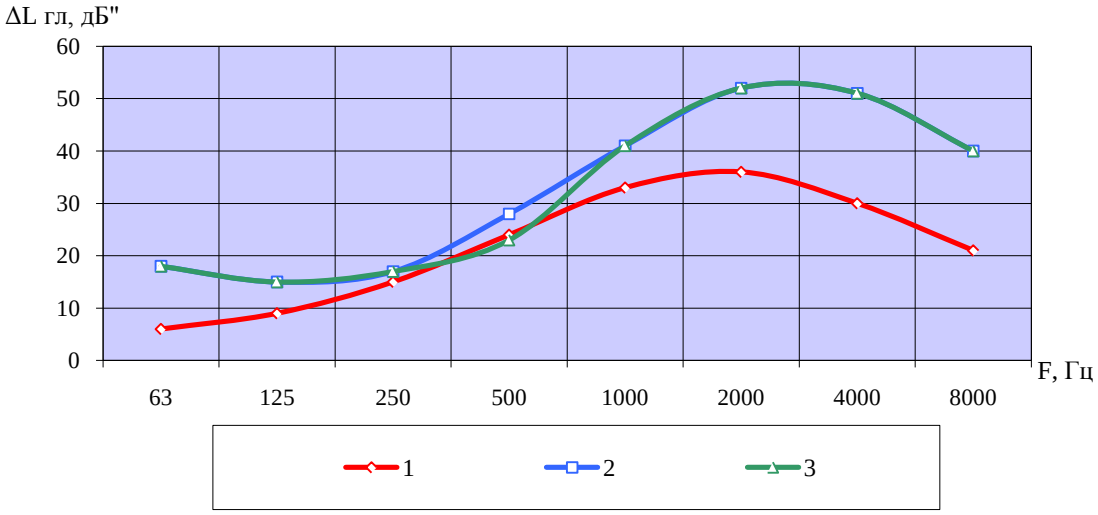


*Рис. 2.*Неверная эффективность шумоглушителя длиной 1000 мм.

Не рекомендуется устанавливать на кровле здания крышные вентагрегаты, уровни шума которых могут достигать от 60 до 80дБА, см. табл. 1 (при допустимых уровнях для территории жилой застройки (с учетом поправки -5 дБ на шум от вентиляции) 50дБА в дневное время и 40дБА - в ночное время суток).

Таблица 1

Уровни шума от работы крышных вентагрегатов на кровле автомоек

NN пп	Тип вентилятора	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц								УЗД, дБА	УЗМ, дБА
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
		Уровни звуковой мощности, дБ									
1	ТХР 8М -крышный, L 3140 м³/ч*	90	90	82	85	67	65	60	51		
2	ТХР 8М -крышный по каталогу к окружению		74	73	82	67	66	61	50	55	93
3	ТХР 18Т -крышный по каталогу к окружению УЗД в 3м - 65дБА, УЗМ=93дБА с коррекцией		89	88	85	81	76	75	68	65	93
4	Крышный VS 56\40 - 4D	В проекте автомойки по ул. Суздальская									70

*Примечание: * частотный спектр шума представлен проектировщиком или заказчиком*

Глушение крышных вентагрегатов достигается только нестандартными способами и малоэффективно, а малошумные крышные вентагрегаты создают шум не менее 55-60дБА и намного дороже стандартных.

Например, в одном из проектов автомоечного комплекса запроектирована работа приточных и вытяжных вентсистем фирм VTSClima и Sistemair, табл. 2.

Таблица 2

Уровни шума от работы приточных и вытяжных вентсистем автомоек

NN пп	Тип вентилятора	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц								Уровни звука, дБА
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
		Уровни звуковой мощности, дБ								
1	Вентилятор CV-A2-/NL-6; H=831Па, Q=2600-4000м³/ч	70	75	80	79	71	60	76	44	81
2	Вентилятор ВР-300-45-2.5; H=460Па.	76	76	77	78	79	74	72	70	83
3	Вентилятор К315М; H=150Па; Q=1100м³/ч	59	64	67	67	53	52	40	32	65
4	Вентилятор NVS-N23-F|NMS	68	74	74	75	71	63	55	45	
5	Канальный осевой вентилятор модель IRB 250 E1 EC к выходу	66	68	78	67	63	60	57	54	79

Некоторое из применяемого для автомоек технологическое оборудование имеет высокие уровни шума. В табл. 3 приведены уровни шума от технологического оборудования из проектных материалов автомоек.

Таблица 3

Уровни шума технологического оборудования автомоек

NN пп	Тип оборудования	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц								Уровни звука, дБА
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
		Уровни звуковой мощности, дБ								
1	Аппарат высокого давления с подогревом воды типа HD 10/21S		62	65	68	75	84	80	71	87
2	Аппарат высокого давления Maer Polo 200\15 производительностью 900 л/ч,	83	83	73	74	71	70	62	57	76
3	Пылесос в контейнере NT 361ECO Karcher		67	65	61	57	52	46	40	63
4	Струя падающей воды	83	86	83	85	84	85	85	85	92
5	Аппарат высокого давления Tekhmann PW 1412S (Germany) без подогрева воды (2 шт.)									91

По данным фирмы-производителя технологического оборудования уровни звуковой мощности аппарата высокого давления Karcher HD9-20 4M составляют 85 дБА, компрессора Fiac - 80дБА, моющий ручной пистолет Karcher типа HD 8/18-4 3Т-Н - 72 дБА. Частотная характеристика шума оборудования не представлена.

Автомобили ополаскиваются оборотной водой из накопительной емкости оборотной воды с помощью насосных модулей повышения давления. Автошампунь и моющиеся средства на автомобиле смываются с помощью аппаратов высокого давления.

В техническом помещении устанавливается компрессор для подачи сжатого воздуха к узлу пенообразования и быстросъёмным пневмо- розеткам для обдува автомобиля на каждом моечном посту.

Дозирующие насосы пропорционального действия устанавливаются в техническом помещении. Один насос обслуживает 2 моечных поста.

Каждый моечный пост оснащается пистолетом, копьем и шлангом для нанесения пены, а также комплектом аксессуаров для обдува автомобиля (пневмопистолет, воздушный шланг, сопло для пистолета). При полировке кузова автомобиля проводится шлифовка с применением мелкоабразивной шкурки и полировка с помощью необразивной пасты.

Шум от технологического оборудования проникает на прилегающую территорию через наиболее слабый (по звукоизоляции) элемент - через ворота. В расчётах обычно принимается, что процесс мойки идет при закрытых воротах. Однако в помещении находятся обычно 2 поста, и при отпирании ворот один из моечных постов будет работать, создавая шум.Процесс мойки длится приблизительно 20 минут. Производительность мойки с двумя постами - 6 легковых автомобилей в час. Ворота открыты в период въезда одной машины - 2 минуты. Следовательно, за один час ворота открыты: 2 мин/маш. х 6маш.= 12 мин, т.е. 20 % времени в течение часа.

Согласно п.п. 2.8, 2.10 *[2]* такие объекты, как автомойки, автосервисы, не должны размещаться на внутридворовых территориях. Однако, в пределах квартала, с соблюдением санитарно-гигиенических нормативов такие объекты могут эксплуатироваться и оказывать услуги жителям, не создавая угрозы здоровью и благополучию населения.

Приведем пример конкретной жалобы жильцов на автомойку и шиномонтаж, которые находятсяна расстоянии 18м напротив жилого дома по ул. Михайлова. Между автомойкой и жилым домом расположена проезжая часть дороги. Автомойка и шиномонтаж состоят из 6 боксов: бокс №1 принадлежит шиномонтажу, боксы 2,3,4,5,6 – моечные боксы, каждый на 2 автомашины. Режим работы – круглосуточный. Въезды в боксы оборудованы воротами, которые открываются-закрываются вручную.

Измерения шума были выполнены в дневное время при проведении работ в 3-х моечных боксах. Измерения были сделаны в 3-х точках на расстоянии 2м от фасада жилого дома при минимальном движении автотранспорта и при закрытых воротах боксов. Во время измерений работали: моечное оборудование, шуруповёрт и пылесос. Шум, проникающий на территорию жилой застройки от проведения мойки автомашин моечным оборудованием, субъективно прослушивался.

Также были проведены инструментальные исследования в ночное время суток (в 00час. 30мин). Для проведения замеров шума была организована мойка одной автомашины. Моечное оборудование состояло из двух шлангов, по которым под давлением подавалась вода и пена. Салон автомашины чистился пылесосом. Измерения шума были проведены напротив бокса на расстоянии 2м от фасада жилого дома со стороны автомойки. Во время измерений шума ворота в боксах были закрыты. Измерялись также фоновые уровни шума при неработающем оборудовании автомойки.

Результаты измерений показали, что при работе моечного оборудования во время мойки одной автомашины уровни звука на прилегающей территории к жилому дому превышают допустимые уровни до 9дБА для ночного времени в соответствии с п. 6.3 [3]. При анализе спектра измеренного шума видно, что максимальные уровни звукового давления зафиксированы в октавной полосе со среднегеометрической частотой 1000Гц. Для дневного времени превышений шума не обнаружено.

Уровни шума, проникающего на прилегающую к жилому дому территорию от работы на автомойке пылесоса (при закрытых воротах), не превышают допустимые величины для дневного и ночного времени (п. 6.3 в [3]).

В течение всей смены работы ворота будут открыты 20% времени, и в это время уровни проникающего наружу шума будут значительно выше, чем измеренные при закрытых воротах. Уровни проникающего на территорию шума будут зависеть от ширины открытия ворот и их ориентации относительно жилого дома.

Самым оптимальным средством для обеспечения допустимых уровней шума, создаваемых оборудованием автомойки на прилегающей к жилым домам территории, являются правильные планировочные решения на стадии разработки проекта размещения автомойки. В проектах размещения автомойки должен быть

выполнен акустический расчёт уровней распространяющегося шума с обеспечением допустимых уровней шума за счет специальных мероприятий по шумоглушению: установка глушителей на вентсистемы, устройство дополнительного тамбура для ворот и дверей, ориентация ворот в сторону без жилой застройки, ДДУ, больниц и т.п.

Список литературы

1 - СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 «Санитарно-защитные зоны, санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов». Новая редакция. 2014.

2 - СанПиН *2.1.2.2645-10 «Санитарно-эпидемиологические требования к условиям проживания в жилых зданиях и помещениях». М., 2011.*

3 - СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки». М.,1997.

НЕОБХОДИМОСТЬ РАЗРАБОТКИ ТИПОВЫХ ЗОН САНИТАРНОГО РАЗРЫВА ДЛЯ ОБЪЕКТОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЙ ИНФРАСТРУКТУРЫ

Курепин Д.Е.
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I»
13akela13@mail.ru

Аннотация: В связи с развитием железнодорожного транспорта и жилищного строительства вопрос экологической безопасности, с точки зрения снижения уровня шума от железнодорожных объектов остается приоритетной задачей.

Данная статья рассматривает вопрос о необходимости создания специализированных типов санитарно-защитных разрывов для железнодорожного транспорта. В статье приводится оценка жалоб граждан на шум от железнодорожного транспорта. Для оценки влияния железнодорожного шума с расстоянием, был произведен анализ с помощью программного комплекса АРМ "Акустика". Согласно анализу правовых норм, существуют значительные пробелы в создании минимальных и приемлемых санитарных разрывов для железнодорожного транспорта. Для предотвращения избыточного воздействия, необходимы мероприятия по снижению шума не только на стадии проектирования, но и проведение организационных мер, которые включают в себя градостроительную область, разработку стандарта санитарных разрывов, а также изменения в законодательстве в области здравоохранения.

Ключевые слова: Железнодорожный транспорт, повышенный шум, акустика, санитарно-защитная зона, экология**.**

Введение

Повышенный шум относится к перечню значимых экологических факторов окружающей среды, который негативно влияет на качество жизни и состояние здоровья населения.

В России почти 35 миллионов жителей вынуждены испытывать постоянный акустический дискомфорт, и в основном из-за некорректного проектирования и строительства транспортных магистралей.

На сегодняшний день, автомобильный транспорт, наряду с железнодорожным, являются одними из главных негативных факторов воздействующих на акустическую обстановку в крупных населенных пунктах.

Основными источниками внешнего шума автомобильного транспорта являются: двигатель, шум выхлопа отработанных газов; шум от контакта шин с поверхностью; аэродинамическая составляющая.

Несмотря на то, что за последнее десятилетие шум от отдельно взятого автомобиля снизился, ввиду более современных систем шумоизоляции, шум от транспортных потоков в целом значительно возрос.

Основными источниками шума на железнодорожном транспорте являются движущиеся поезда, взаимодействие пути и подвижного состава при движении (появление шума при взаимодействии колеса с рельсом), путевые машины, сортировочные станции, звуковые сигналы, громкоговорящие системы оповещения [1].

Причиной повышения акустического загрязнения мегаполисов в нашей стране следует считать несоблюдение размеров зон санитарного разрыва от источников шума (транспортные магистрали, железнодорожная инфраструктура и т.д.), увеличение плотности дорожной сети и застройки, а так же рост интенсивности и скорости движения транспортных потоков.

Целью данной работы является обоснование необходимости разработки типовых зон санитарного разрыва для предприятий железнодорожного транспорта.

Для обоснования необходимости разработки типовых зон санитарного разрыва для железнодорожного транспорта был проведена оценка жалоб населения, компьютерное моделирование.

Анализ жалоб был проведен за 2012, 2013 и 9 месяцев 2014 года (рис 1).

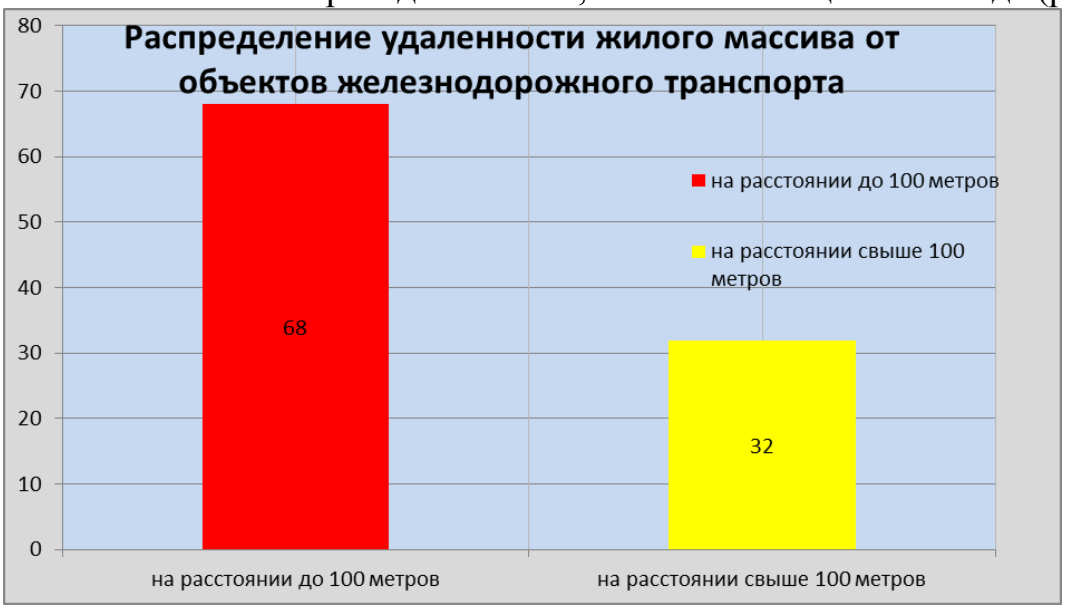


Рис.1. Распределение удаленности жилого массива от объектов железнодорожного транспорта (в %).

Как показывает рисунок, подавляющее большинство жалоб населения поступало от жильцов домов расположенных на расстоянии менее 100 м от объектов железнодорожного транспорта, т.е. домов, расположенных в зонах санитарного разрыва.

Для дальнейшей оценки было использовано моделирование участка железной дороги при помощи программы АРМ «Акустика».

Степень достоверности использования данного программного продукта в качестве оценки акустической оценки отражено в литературе [3, 6].

В качестве анализа шума от железнодорожного транспорта использовалось моделирование железнодорожной обстановки которая включает в себя: участок железной дороги протяженностью 400 м; ширина колеи 1520 мм; количество железнодорожных путей – 3; 1 и 2 путь используются для пассажирских и пригородных поездов, 3 путь только для грузовых поездов.

Расчетные точки (РТ) взяты на расстоянии от 7,5 м до 100 м от источника шума, и на высоте от 1,5 м до 30 м (рис.2).

Интервал движения днём (07:00 до 23:00): пригородных поездов 4 единицы в час; пассажирских 1 единица в час; грузовых 1 единица в час. Интервал движения ночью (23:00 до 02:00): пригородных поездов 2 единицы в час; пассажирских 2 единицы в час; грузовых 1 единица в час. Расстояние между осями путей для трехпутной железной дороги соответствует ГОСТ 9238-13 «Габариты железнодорожного подвижного состава и приближение строений».

Измеряемые параметры: $L_{экв}$, L_{max}, уровни звукового давления со среднегеометрическими частотами: 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000; 8000 Гц.

Тип железнодорожного пути – с открытыми стыками на железобетонных шпалах.

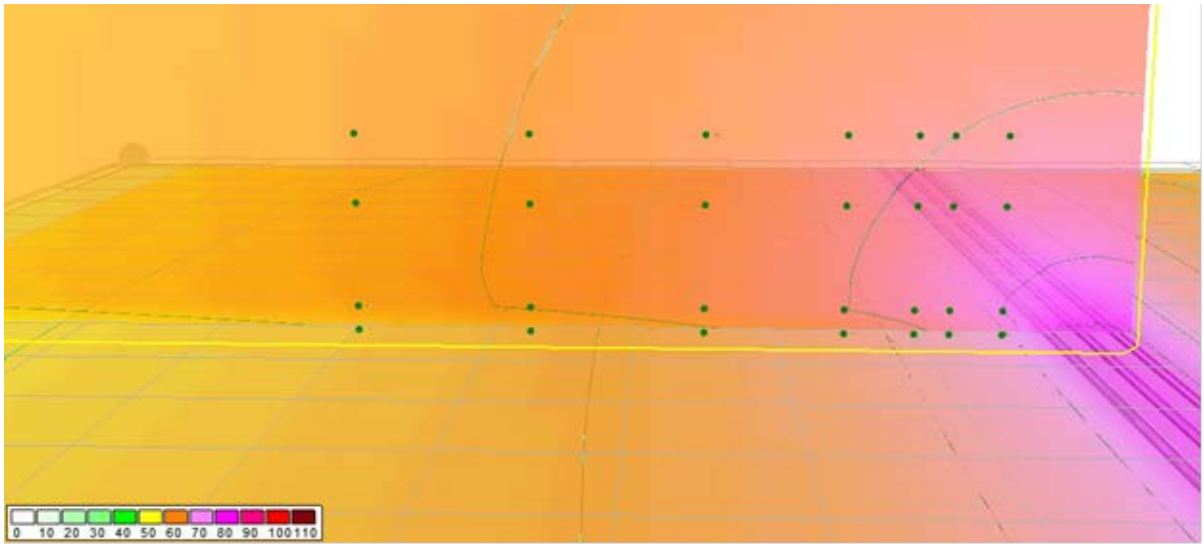


Рис.2. Шумовая карта и шумовой разрез модельного участка железной дороги.

Результаты, полученные при помощи расчетов, позволяют построить номограмму распределения эквивалентного уровня звука в зависимости от расстояния и высоты от источника шума для участка железной дороги (рис. 3).

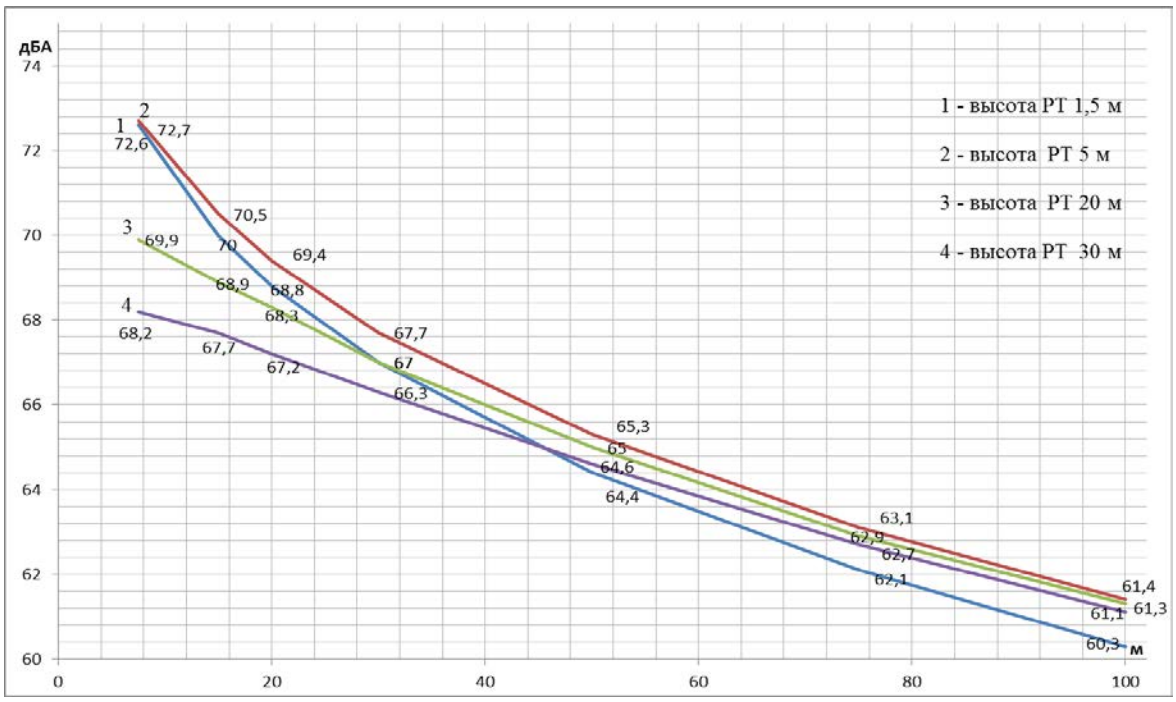


Рис.3. Распределение эквивалентного уровня звука в зависимости от расстояния и высоты от железной дороги.

Данные номограммы показывают превышение гигиенических нормативов шума от железнодорожного транспорта даже на значительном расстоянии (100 и более).

Заключение

Данные полученные при оценке жалоб населения и моделировании позволяют сделать следующие выводы:

1 - Вопрос разработки специализированного норматива типовых зон санитарного разрыва для объектов железнодорожного транспорта является актуальным. Так за 2013 год в адрес ОАО «РЖД» поступило свыше 200 предписаний Роспотребнадзора о разработке проектов санитарно – защитных разрывов. Вместе с тем, для линий железнодорожного транспорта, конкретные, максимальные, минимальные зоны санитарного разрыва не установлены.

2 - СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200 – 03 не устанавливает четких требований и процедур разработки и согласования проекта зон санитарного разрыва для линий железнодорожного транспорта, отсутствуют утвержденные методики разработки проектов.

3 - Предусмотренные СанПиН 2.2.1/1.1.1200 – 03 требования к установлению зон санитарного разрыва не соотнесены с градостроительным и земельным законодательством, законодательством о кадастровой деятельности.

4 - Без отражения информации о санитарном разрыве в публичных кадастровых картах возможно строительство, в том числе и жилищное, на этой территории. Органы местного самоуправления, выдающие разрешения на строительство, а так же инвесторы, не обладают информацией о наличии зон с особыми условиями использования территорий в границах предполагаемой застройки.

Таким образом, разработка типовых норм зон санитарного разрыва для предприятий и линий железнодорожного транспорта является необходимым.

Список литературы

1. Н. И. Иванов. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник. – М.: Университетская книга, Логос, 2008. – 424 с.
2. М. В. Буторина, Н. Н. Минина. Особенности расчета уровней шума автотранспортных потоков // Журнал «Безопасность жизнедеятельности», 2009 №8. С. 22 – 24.
3. А .В. Леванчук, Д. Е. Курепин. Гигиеническая оценка шума автомобильного транспорта в зависимости от расстояния и высоты от источника шума // Интернет-журнал «Науковедение», 2014, Выпуск 6 (25).
4. А. В., Никифоров. Трехмерное моделирование и визуализация шумового загрязнения окружающей среды // Журнал «Жилищное строительство», 2013 №6. С. 16 – 20.
5. Д. Н., Кошурников. Опыт 3D визуализации результатов акустических расчетов // Сборник докладов IV Всероссийской научно – практической конференции с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации». – Санкт – Петербург, 2013. С. 306 – 309.
6. И. Л. Шубин, И. Е. Цукерников. Расчет автодорожного шума жилого района Москвы с использованием двух программных средств//Журнал «Жилищное строительство», 2013 №6. С. 2 – 5.
7. Н. И. Иванов, Д. А. Куклин, П. В. Матвеев, М. В. Буторина. Снижение шума железнодорожного транспорта // Безопасность жизнедеятельности. – 2012. – №12.

Идентификация путей распространения шума и вибрации от лифтового оборудования и разработка рекомендаций по снижению шума в жилых квартирах

Пименов И.К.[1], *Кузнецова А.Д.*[2], *Дышкин П.Н.*[2]
СПбГМТУ
ООО "Акустическое бюро "Сайленс"
ikpimenov@list.ru

Аннотация: Рассмотренно влияние шума и вибрации лифтового оборудования на жилые помещения. Предложены мероприятия по снижению шума и вибрации.

Ключевые слова: Виброизоляция, инженерное оборудование, вентшахты, жилые комнаты,

Превышения нормативных уровней шума в жилых комнатах квартир зачастую обусловлено работой инженерного оборудования. Для разработки мероприятий следует выполнить идентификацию путей распространения на основе расчетных моделей, либо экспериментальных исследований. В данной статье рассматривается методология идентификация путей распространения шума на примере лифтового оборудования.

При инструментальных замерах шума и вибрации были обследованы 4 подъезда с машинными отделениями (МО), в различных корпусах жилого комплекса, различающегося установленным лифтовым оборудованием, планировкой лифтовых холлов (круговой холл вокруг лифтовой шахты и квартира смежная с лифтовой шахтой) и конструктивным выполнением лифтовых шахт (отрезная и неотрезная). Принципиальная схема представлена на Рис.***1*.**

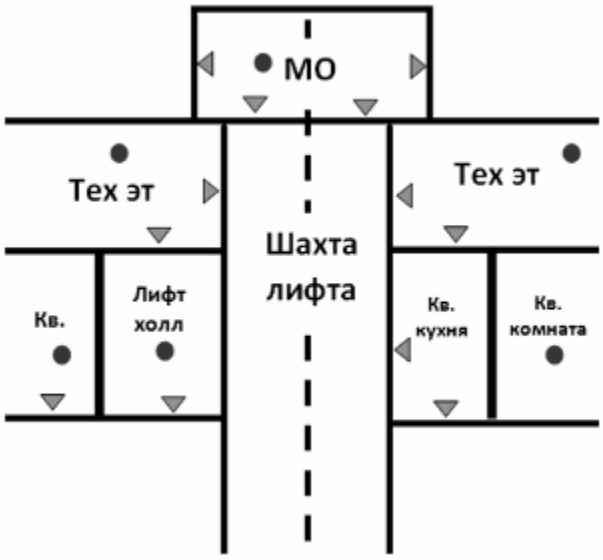


Рис. 1. Схема исследуемых корпусов и расположение точек измерения вибрации и шума

Исходя из конструктивных особенностей дома, расположения лифтового оборудования, возможные пути распространения шума и вибрации, можно выделить следующие пути распространения шума:

– Воздушный шум, распространяющийся через перекрытия жилого дома.

Измерения в жилых комнатах последнего жилого этажа, когда шум лифтового оборудования (предварительно записанного на ноутбук) воспроизводился посредством акустической колонки, показали, что уровни звука (УЗ) составляют значения 22дБА-24дБА. Это значение существенно ниже шума измеренного в этой комнате при работе лифтового оборудования (33дБА).

– Воздушный шум от лебедок лифта, распространяющийся по лифтовой шахте и далее в жилые квартиры. А так же воздушный шум от лебедок лифта, проникающий на технический этаж и далее через открытые выбросы вентблоков по вентшахтам - в жилые квартиры. Первый путь возможен, но проведенные инструментальные обследования показали, что УЗ в МО лифта составляют значения 63-70дБА, что в пересчете на нормируемый показатель шума для лифтовых лебедок не превышает уровня звуковой мощности 78дБА и соответствует нормативным значениям для скоростных лебедок [1].

Распространение шума через вентшахты так же исключается. Измерения шума показали, что УЗ на технических этажах составляют значения 41-47дБА. С учетом потерь звуковой мощности по трассе вентблока (8-12дБ) и звукоизоляции двух межкомнатных дверей [2] (т.к. естественные вытяжки выведены в с/у и кухню), шум в жилой комнате, обусловленный этим путем распространения не может превышать значения 47-8-12-12-5=10дБА[3]. Это значение существенно ниже шума измеренного в этой комнате (33дБА) и ниже допустимого уровня звука - 25дБА[4,5].

– Структурный шум, обусловленный вибрацией лебедки, распространяющейся по строительным конструкциям здания (от вибрации лебедки на пол МО, далее на вертикальные стены далее на перекрытия в квартирах).

3а) Воздушный и структурный шумы, обусловленные перемещением кабины лифта по направляющим. При инструментальном анализе объединен с предыдущим путем распространения п 4) в связи с невозможностью их разделения на данном этапе обследования.

– Структурный шум стенок и потолка МО (не облицованных дополнительной звукоизоляцией), обусловленный шумом лебедки, распространяющейся по строительным конструкциям здания (от шума лебедки на стены и потолок МО, далее на стены техэтажа, далее на перекрытия в квартирах).

– Воздушный и структурный шумы, обусловленные работой переключателей в шкафах управления, а так же воздушный и структурный шумы, обусловленные открыванием/закрыванием дверей кабины лифта.

Оба пути исключены на основе замеров.

Важность/ранжирование путей распространения шума зависит от:

– Частотного диапазона, в котором зафиксированы превышения шума в жилых комнатах.

На *Рис. 2* представлены корректированные по шкале «А» уровни звукового давления (УЗД) в жилых комнатах, которые определяют общий УЗ в квартирах верхних этажей различных подъездов.

Из рисунка видно, чтодля всех жилых комнат УЗД на частотах 125Гц-200Гц на 5-7дБ и более превышают УЗД в других треть-октавных полосах частот. При этом, корректированные УЗД на частоте 20-40Гц практически не дают вклада в суммарный УЗ. Следовательно, УЗ определяются в первую очередь УЗД на частоте 125Гц-200Гц и превышение УЗ над нормативными значениями также обусловлено работой оборудования на этой частоте.

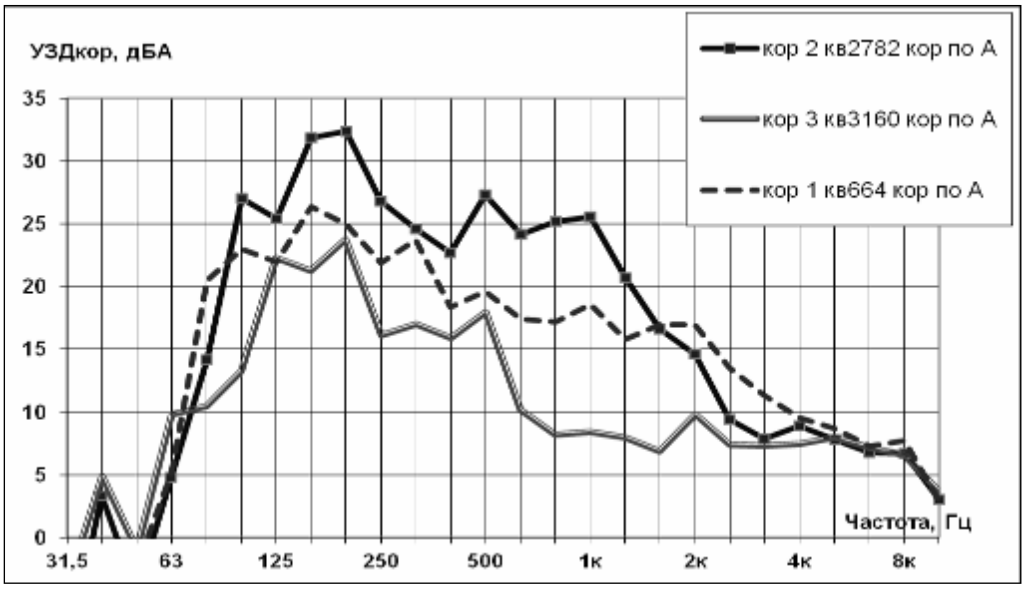


*Рис. 2*Корректированные по шкале «А» УЗД в жилых комнатах.

– От конструктивных особенностей машинного отделения, шахты лифта, лифтового холла и планировки квартир.

При инструментальных замерах шума и вибрации были обследованы 4 подъезда с МО, в различных корпусах жилого комплекса, различающимися установленным лифтовым оборудованием, планировкой лифтовых холлов (круговой холл вокруг лифтовой шахты и квартира смежная с лифтовой шахтой) и конструктивным выполнением лифтовых шахт (отрезная и неотрезная). Сводная таблица обследованных корпусов, с указанием их планировочных и конструктивных особенностей, приведена ниже (Табл.1).

Таблица 1.

Перечень обследуемых корпусов и их планировочно- конструктивные особенности

Обозначение корпуса	1	2	3	4
Нумерация квартир	664	2782	3160	769/365
Источник шума	лифт/динамик	лифт	лифт	лифт
Шахта отрезная/ неотрезная	неотрезная	отрезная	отрезная	отрезная
Расположение квартиры относительно лифт. шахт	не примыкает	не примыкает	примыкает	примыкает
Измеренные УЗ, дБА	**33/23**	**38**	**30**	**28/27**

Обозначения, приведенные в таблице, в дальнейшем используются при представлении результатов измерений и анализе экспериментальных данных.

Таким образом, шум в жилых помещениях квартир обусловлен вибрацией ограждающих конструкций жилых помещений, включая пол, стены и потолок. Однако, с точки зрения нормирования вибрации в жилых комнатах, нормируется только вибрация пола, а вибрации стен и потолка не нормируются. Более того измерения вибрации на указанных элементах ограждений жилого помещения не подкреплены методически [6]. Следует также отметить отсутствие нормы по вибрации лифтовых лебедок.

На *Рис. 3* представлены графики вибрации стены МО, стены технического этажа и стены жилой комнаты, а также спектр шума в жилом помещении, сопоставленный с фоном.

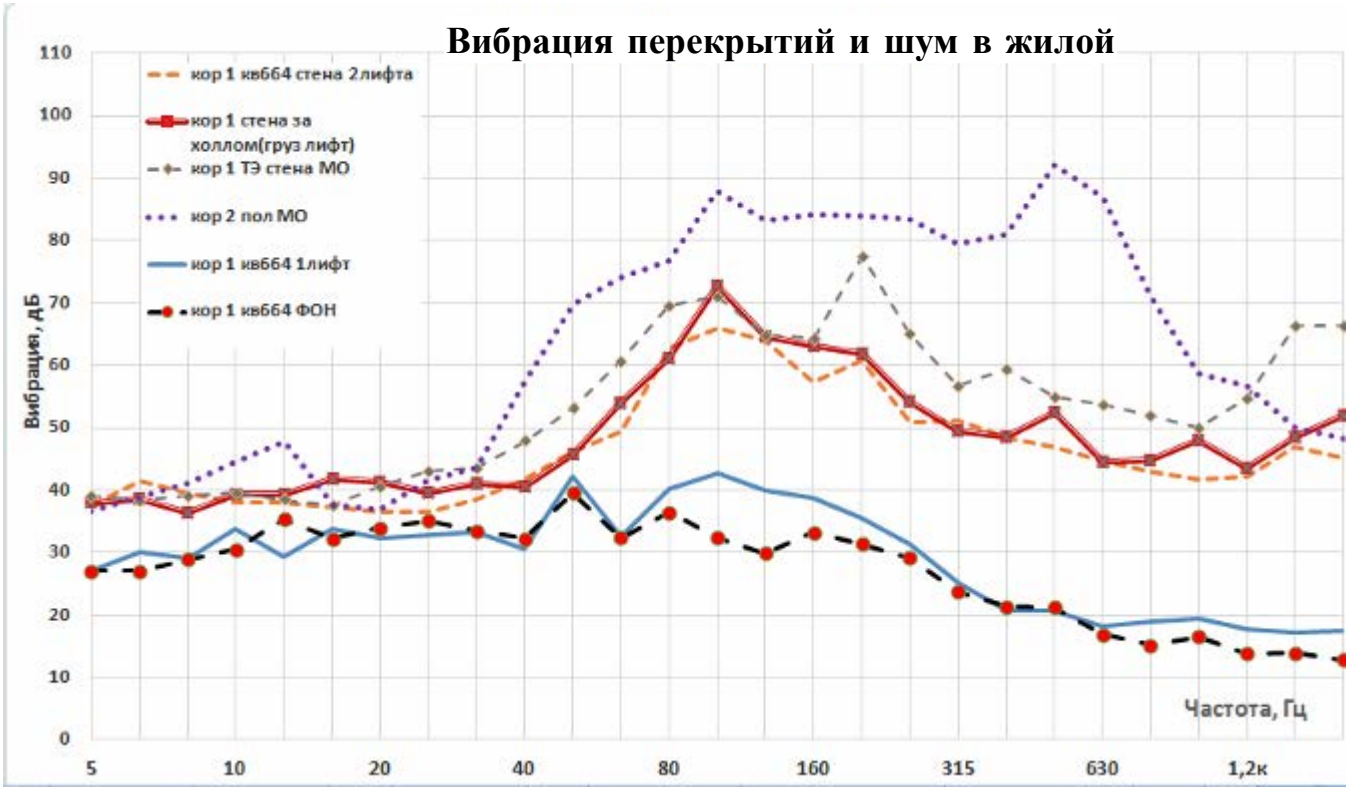


Рис. 3. Вибрация перекрытий и шум в жилых помещениях

Спектральный анализ показывает схожесть частотных характеристик шума в жилой комнате и вибрации стены в жилой комнате. Другими словами, вибрация стен МО хорошо передается на стены квартиры и излучает шум (структурный звук).

Следует особо отметить, что частотный диапазон превышения фоновых уровней шумов в жилых комнатах практически соответствует частотному диапазону превышения фоновых уровней вибрации стен, ограждающих квартиру.

Такие образом, для снижения шума в квартирах необходимо снижение вибрации установочного перекрытия МО.

Существует несколько путей снижения вибрации перекрытий в МО:

6. Выбор инженерного оборудования с низкими уровнями вибрации.
7. Виброизоляция существующего оборудования.

2а. Для уменьшения вибрации и структурного шума, передаваемых на перекрытие МО лифтовые лебедки установлены на штатные амортизаторы (виброизоляторы), которые размещены между рамой лебедки и опорной конструкцией, жестко связанной с плитой МО (*Рис. 4*) Была реализована попытка усовершенствовать виброизолирующее крепление лифтовых лебедок, в части повышения их эффективности.

Рис. 4. Внешний вид лифтовых лебедок в машинном отделении до и после замены амортизаторов

Для оценки эффективности новых виброизоляторов был рассчитан [7] и построен перепад вибрации (П) на амортизаторах рамы лифтовой лебедки как разность двух уровней

$$П = L_{рамы} - L_{опоры},$$

который показал невысокую эффективность виброизолирующих прокладок, причем на всех конструкциях обследованных рам лебедок.

На *Рис. 5* измеренные перепады вибрации на опорах лебедки, установленной на прокладки из материала «Sylomer» (сплошные линии) сопоставлены с аналогичными перепадами вибраций на традиционных прокладках/ виброизоляторах (штриховые линии). Видно, что в актуальном диапазоне частот (125Гц-250Гц) значения перепадов вибраций с использованием материала «Sylomer» составляют величины 8-12дБ, использование штатной виброизоляции дает значение 2-15дБ в определяющем шум диапазоне частот, что не достаточно эффективно. При этом минимальная эффективность виброизоляции лебедок наблюдается на частоте 100Гц, которая определяет шум в жилых комнатах.

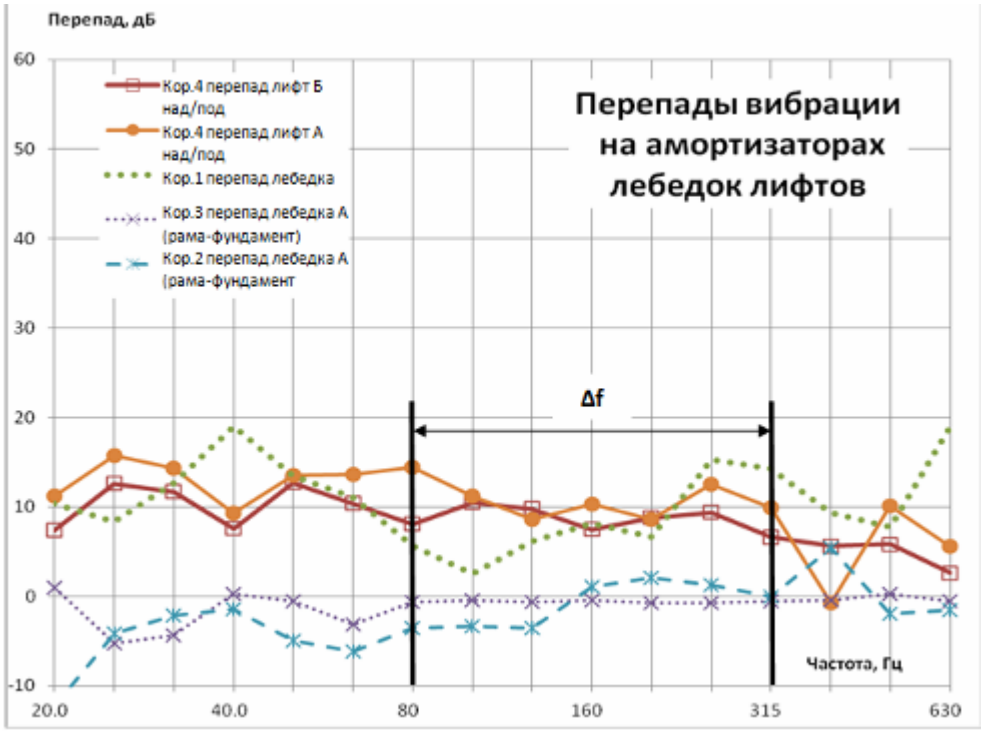


Рис. 5. Перепады вибрации на амортизаторах лифтовых лебедок (где Δf – актуальный частотный диапазон)

На *Рис. 6* измеренные перепады вибрации на прокладках/виброизоляторах сопоставлены с расчетными оценками виброизоляции для нескольких типов виброизоляторов: жестких (с собственной частотой f_0=37Гц) и мягких (на основе материала «Sylomer»). Вертикальными линиями выделен актуальный диапазон частот.

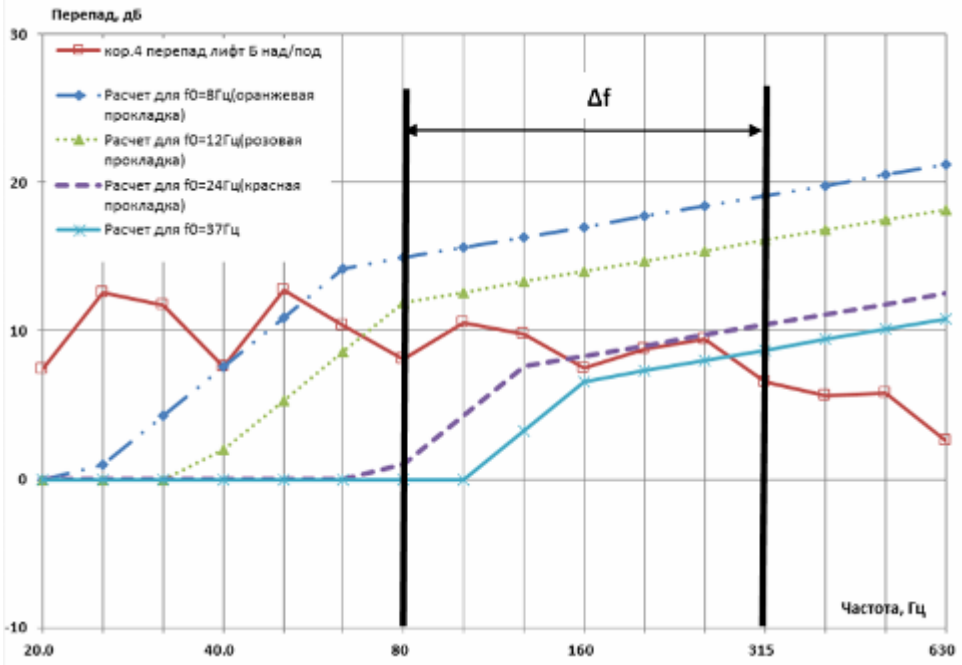


Рис. 6.Перепады вибрации на амортизаторах и раме лебедки

2б. Альтернативным способом решения задачи уменьшения шума в жилых комнатах от работы лифтового оборудования является установка в машинном отделении 2х каскадного плавающего пола.

Учитывая, что увеличение эффективности виброизоляции крепления лебедки связано с уменьшением жесткости амортизаторов, которое может отрицательно отразиться на работоспособности лебедки, был выполнен 2-х каскадный плавающий пол, показанный на *Рис. 7*.

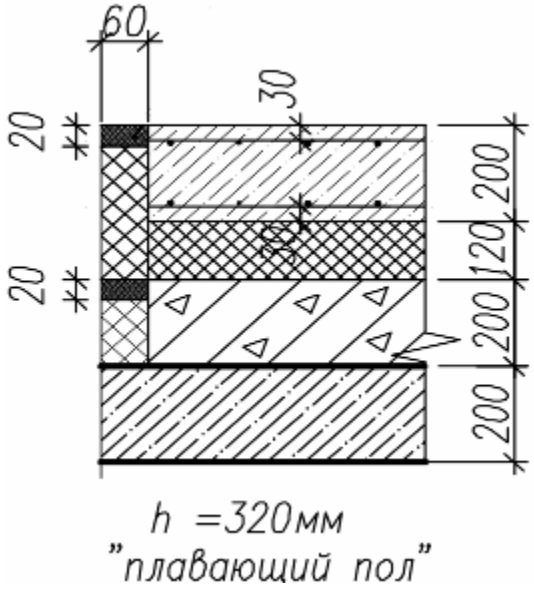


*Рис. 7.*Дополнительный плавающий пол в МО

Второй (верхний) каскад представляет собой ЖБ армированную плиту толщиной не менее 200мм установленную на слой из жестких минераловатных плит (плотность 120кг/м3) толщиной 120мм. В плане такая плита для исключения выдавливания минваты по кромкам должна быть не менее чем 1м х 2м. На *Рис.8* показан внешний вид двух лифтовых лебедок, установленных на общий второй каскад виброизоляции.

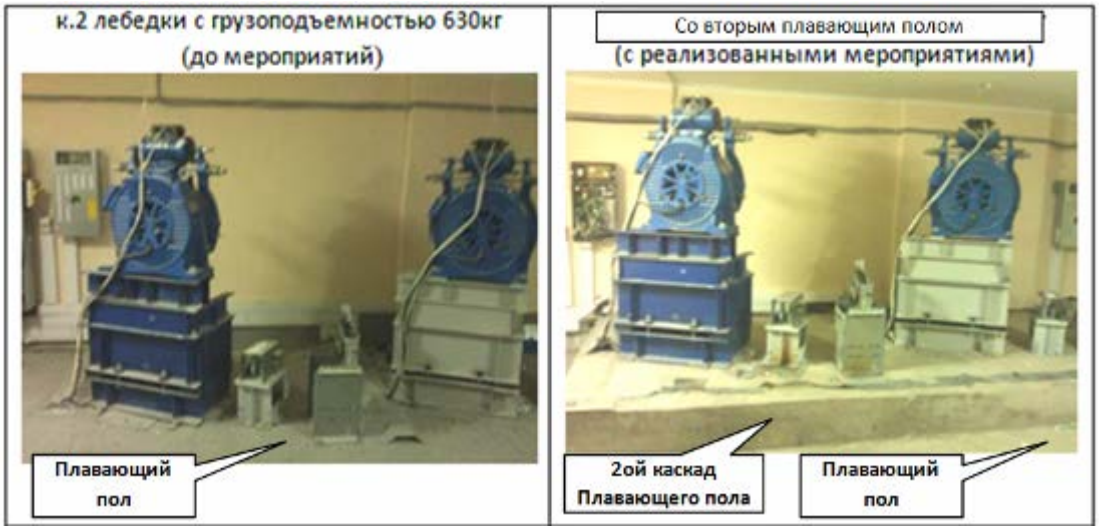


Рис. 8. Внешний вид 2го каскада плавающего пола в машинном отделении

Эффективность применения двухкаскадного варианта плавающего пола показана на Рис.9 –для шума в жилой комнате и на Рис.10 – для вибрации несущих стен МО. В обоих случаях снижение контролируемого параметра в актуальном

диапазоне частот составило 8-10дБ. При этом уровни звука в жилой комнате были уменьшены с 33дБА до 25дБА, что количественно соответствует приведенному снижению вибрации стен МО.

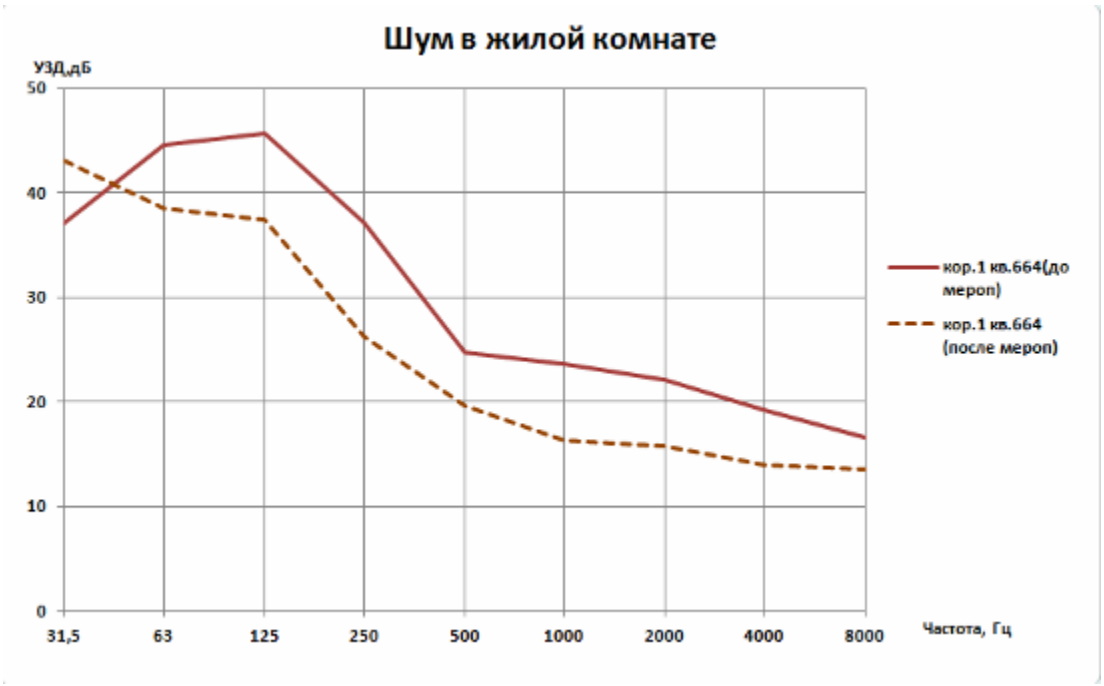


*Рис. 9.*Шум в жилой комнате до и после установки лифтовых лебедок на 2-ой плавающий пол

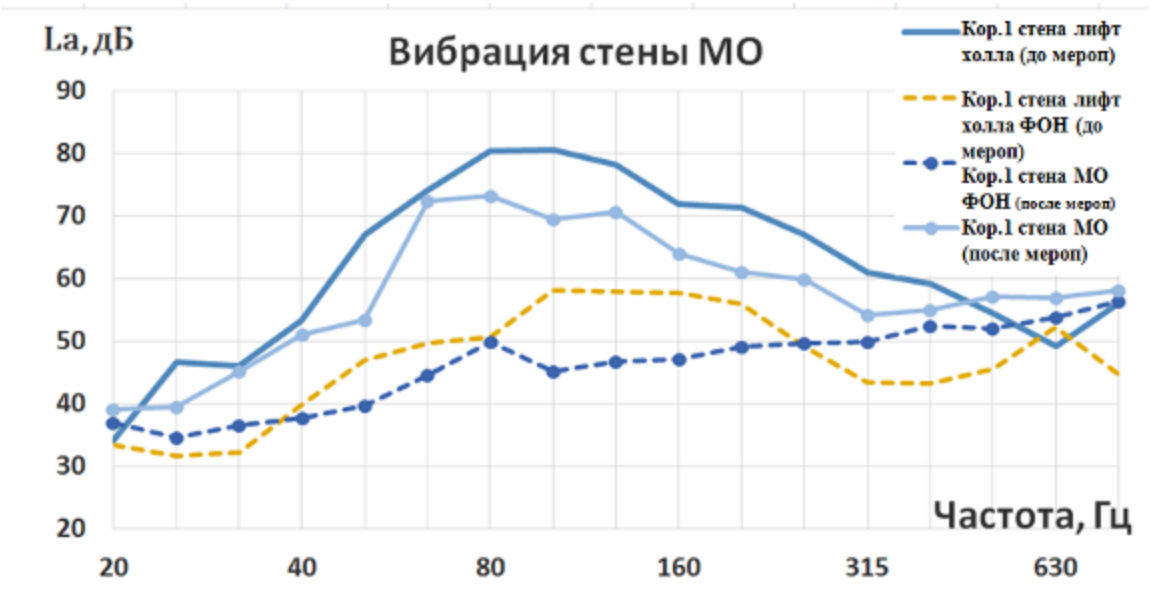


Рис. 10. Вибрация стены машинного отделения

Заключение

1 - На современном этапе монолитного домостроения основной причиной превышения нормативных уровней шума от работы лифтового оборудования является структурный шум, обусловленный вибрацией лифтовых лебедок.

2 - Ситуация усугубляется отсутствием норм по вибрации лебедок, а так же отсутствием регламентированных методов измерения вибрации стен в жилых помещениях.

3 - Для снижения шума в жилых помещениях, обусловленного работой лифтового оборудования наиболее целесообразно повышать эффективность виброизоляции рам лифтовых лебедок. Однако это область ответственности производителей лифтового оборудования и для архитектурно-проектных мастерских не является объектом проектирования.

4 - Для снижения структурного шума в жилых домах от лифтового оборудования, на стадии проектирования жилого дома для увеличения виброизоляции строительных конструкций МО целесообразно выполнение 2-х каскадного плавающего пола в машинном отделении.

Список литературы

1. ГОСТ 22011-95. Лифты пассажирские и грузовые. Технические условия.
2. Крейтан В.Г. Защита от внутренних шумов в жилых домах М. Стройиздат, 1990.с.260.
3. СП 23-103-2003. Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий.
4. СП.51.13330.2011. Защита от шума Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003.
5. СН 2.2.4/2.1.8.562-96. «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых и общественных зданий и на территории жилой застройки».
6. ГОСТ 31191.2-2004 «Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 2. Вибрация внутри зданий».
7. Мюллер М., Хекл М. Справочник по технической акустике. Л.Судостроение, 1980, с.438.

Воздействие на окружающую среду от низкочастотного шума и инфразвука от трамваев на примере г. Ижевска

Гагарин С.А., Рожихин Н.С.
ФГБОУ ВПО «Удмуртский государственный университет»
2002gsa@mail.ru

Аннотация. Проведен эксперимент по снижению уровня звукового давления в режиме инфразвука и низкочастотного шума от городского электротранспорта трамвая в г. Ижевске. Определена количественная зависимость ослабления шумового воздействия на расстоянии до 60 метров.

Ключевые слова: Инфразвук, низкочастотный шум, уровень звукового давления

Современный городской транспорт крупных и средних городов практически повсеместно представлен таким экологически «чистым» типом, как трамваи. Действительно, с позиции химического загрязнения атмосферного воздуха, этот вид транспорта весьма привлекателен. Но с точки зрения шумового загрязнения, трамваи могут значительно усугублять акустическую обстановку.

В различных справочных и нормативных изданиях предлагаются поправки увеличивающие эквивалентный уровень звукового давления (УЗД) в зависимости от типа трамваев, способа укладки шпал, наличия сцепных вагонов и др. Авторы рассмотрели трамваи как источник низкочастотных колебаний (НЧ) в слышимом диапазоне и инфразвука (ИЗ).

Исследования производились в городе Ижевске. Участок местности, где проводился эксперимент характеризуется тем, что единственным источником техногенного низкочастотного звука является трамвайный транспорт. На рис. 1 выделен маршрут движения трамваев и указаны пункты измерений НЧ и ИЗ.

Целью исследования была оценка интенсивности НЧ и ИЗ от трамваев и постепенное ослабление с удалением от трамвайных путей.

Измерения проводились шумомером-анализатором «Октава 110А».

Условия проведения эксперимента:

1. - погодные условия: температура воздуха составляла – 10°С, скорость ветра колебалась в пределах от 0 до 2 м/с, глубина снежного покрова составляла 50 см.
2. - территория, на которой производились исследования, представляет собой выровненную поверхность с отсутствующими древесным и кустарниковым покровом, а также рукотворными экранирующими поверхностями в радиусе 100 метров.
3. - движение трамваев эпизодическое, учитывались маршруты с одним вагоном
4. - типтрамваев: Tatra T3, Tatra KT4, Tatra t6b5
5. - измерения проводились на удалении в 20, 40 и 60 метров от трамвайного полотна в момент прохождения трамвая

6. - количество измерений не менее 20 на каждом контрольном отрезке
7. - длительность наблюдений от 8 до 14 секунд, что обусловлено временем прохождения трамвая по исследуемому участку
8. фоновый уровень определялся в отсутствии проходящих трамваев

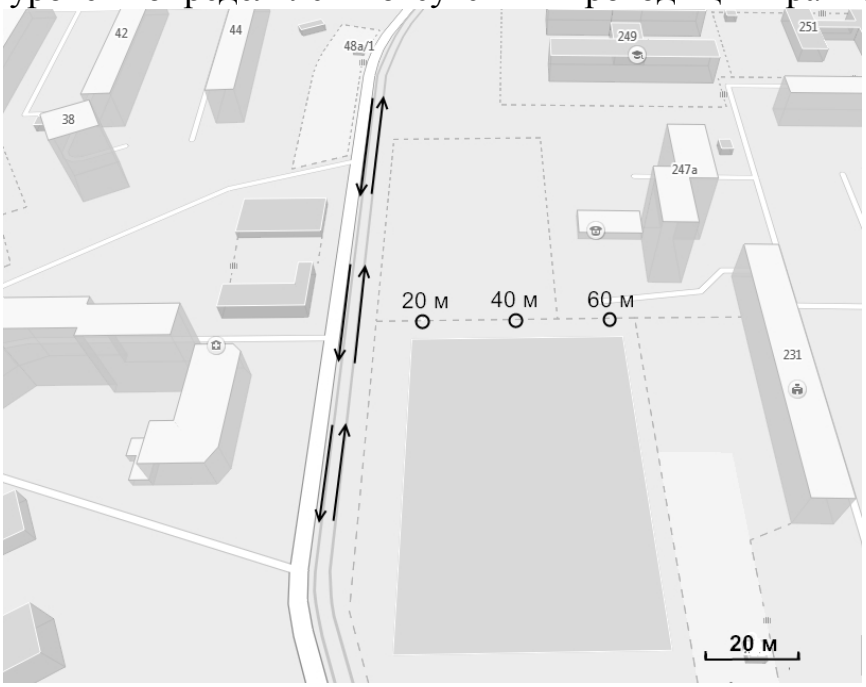


Рис. 1. Карта-схема маршрута наблюдений. Стрелками обозначено направление движения трамваев.

Результаты эксперимента:

1. Инфразвук.

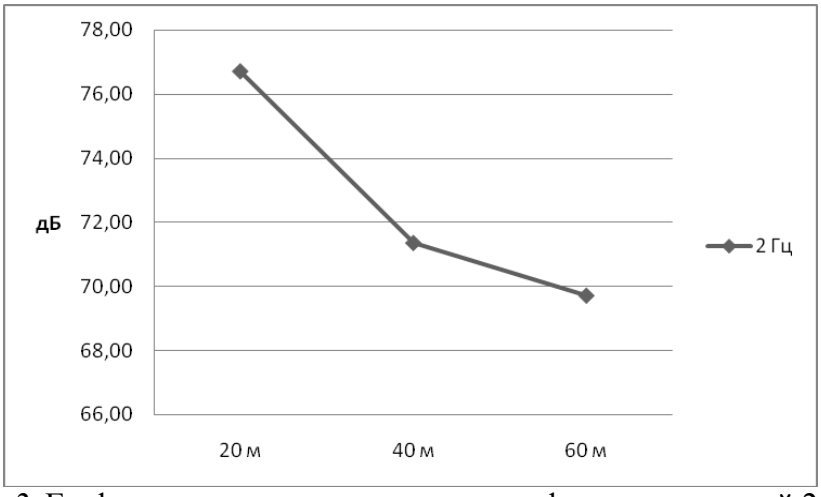


Рис.2. График снижения интенсивности инфразвука частотой 2 Гц

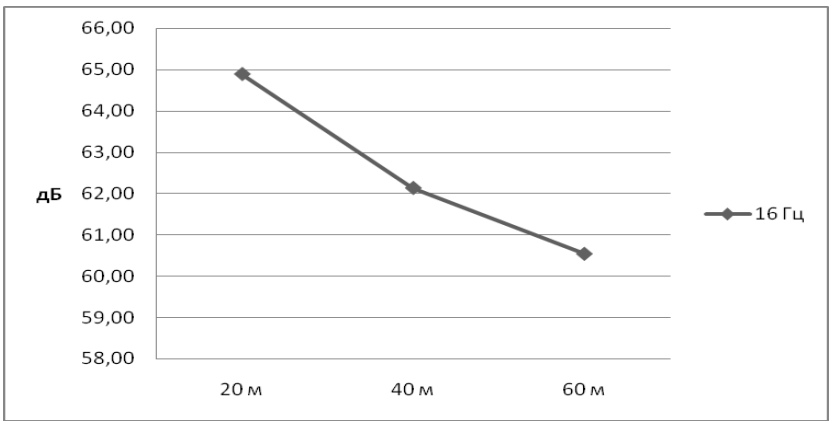


Рис.3. График снижения интенсивности инфразвука частотой 16 Гц

2. Низкочастотный звук.

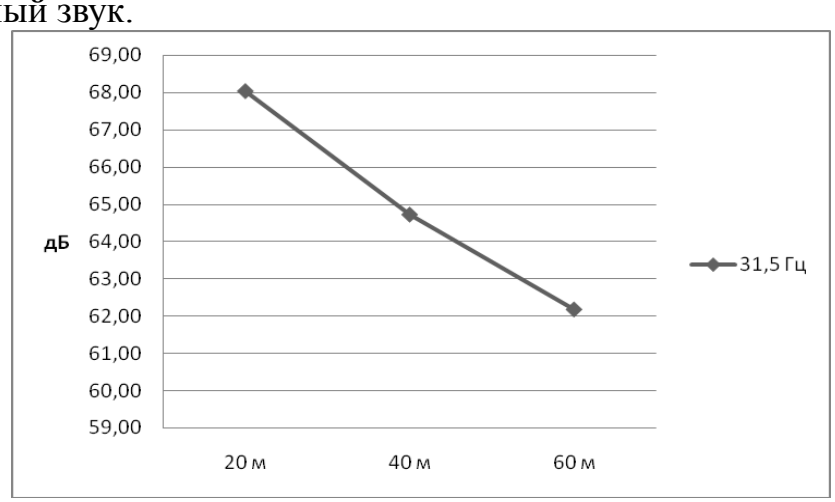


Рис.4. График снижения интенсивности звука частотой 31,5 Гц

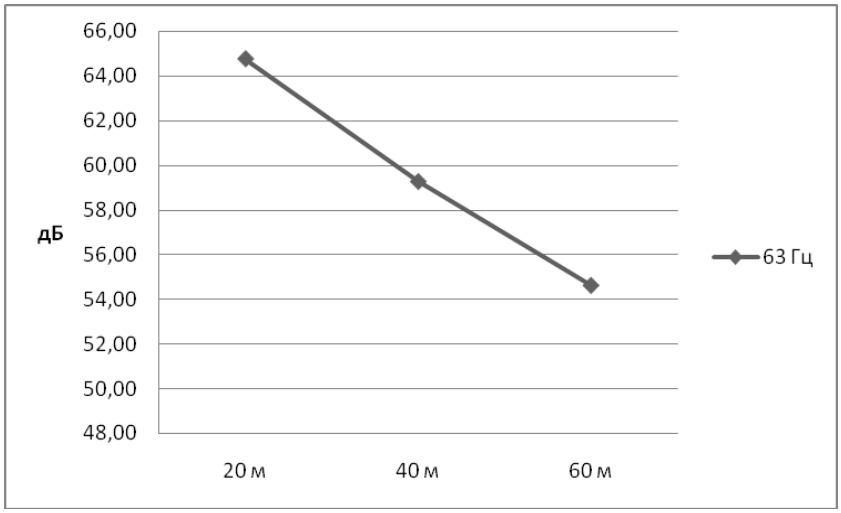


Рис.5. График снижения интенсивности звука частотой 63 Гц

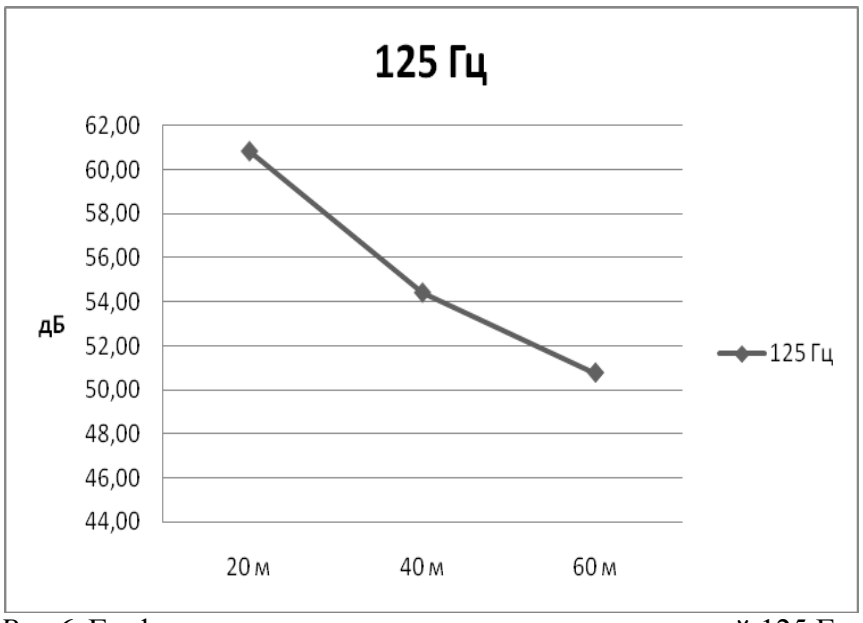


Рис.6. График снижения интенсивности звука частотой 125 Гц

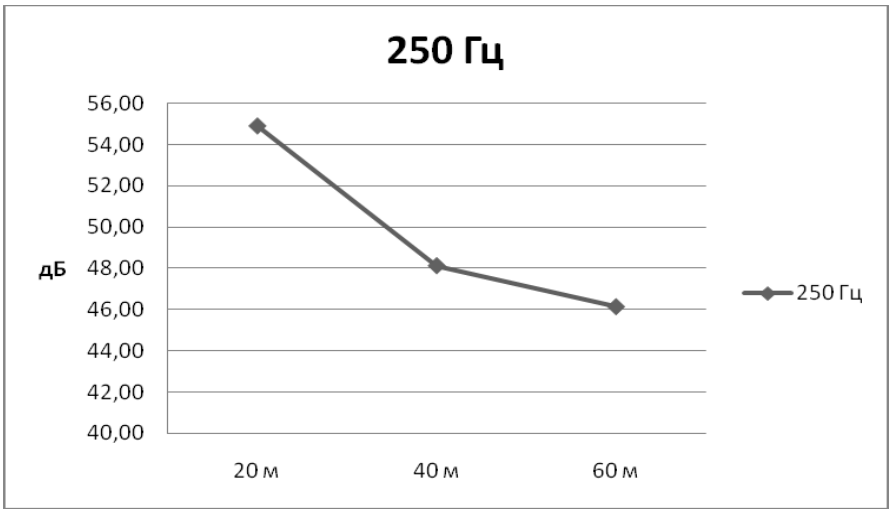


Рис. 7. График снижения интенсивности звука частотой 250 Гц

По данным наблюдений следует, что через 60 м от трамвайной трассы уровень звукового давления понижается от 5 до 10 дБ. В области самых низких частот приближается к фону.

Таблица 1

Интенсивность уровней звукового давления (дБ) по частотам в сравнении с фоном.

Частота, Гц	Удаление от источника шума, м			Фон, дБ
	20	40	60	
2	77	71,6	69,7	69
16	65	62	60,5	58
31,5	68	64,6	62,2	57
63	65	59	54,3	48
125	61	54,1	50,6	44
250	55	48	46	42

По данным предварительных исследований в зимнее время интенсивность НЧ воздействия (от 31,5 Гц до 250 Гц) снижается через 60 м на 9 – 10 дБ. В то время, как в области ИЗ на 5 – 7 дБ. Подобная закономерность очевидна, но снижение ИЗ показывает более высокие значения, по сравнению с данными литературных источников [2, 5]. Возможно, это объясняется низкой энергией НЧ и ИЗ колебаний от источников шума.

В специальной литературе вопросы низкочастотного воздействия и ИЗ от трамваев рассмотрены явно недостаточно. Упор делается на рельсовый транспорт который имеет гораздо большие скоростные характеристики. Так Иванов Н.И. [1, 3], Куклин Д.А. [1], Буторина М.В. [1], Колыхалин В.М. [4] и др. рассмотрели большой спектр типов железнодорожных составов вплоть до высокоскоростных «Сапсанов». Рельсовый транспорт в городе по определению не может быть высокоскоростным и характер покрытия дороги заметно отличается, поэтому использовать выводы и рекомендации требуется с большой долей осторожности.

Список литературы

1. Буторина М.В., Иванов Н.И., Куклин Д.А., Матвеев П.В. Снижение шума железнодорожного транспорта // Безопасность жизнедеятельности. 2012. №12.
2. Ахметзянов И.М., Гребеньков С.В., Ломов О.П. Шум и инфразвук. Гигиенические аспекты. СПб, Бип, 2002. – 100 с.
3. Иванов Н.И., Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом. Учебник. — М., Логос, 2013. – 432 с.
4. Колыхалин В.М., Давыдов В.В. О возможности ослабления воздушного шума колесных пар рельсового транспорта. Сборник докладов научно-практической конференции с международным участием «Защита населения от повышенного шумового воздействия». Санкт-Петербург, 17-19 марта 2009, 231 - 237 с
5. Куклев Ю.И. Физическая экология: Учебное пособие / Ю.И.Куклев. 3-е изд. – М.: Высш. шк., 2008. 392 с.

Разработка 3D-виброизолятора

Гурова Е.Г.
Новосибирский государственный технический университет
lena319@mail.ru

Аннотация: Работа предлагает развитие 3D-виброизолятора, обладающим плавающим участком нулевой жесткости. В таких механизмах параллельно упругим элементам включаются компенсаторы жесткости – устройства, имеющие падающие силовые характеристики, то есть отрицательный коэффициент жесткости. В работе предложена методика описания пространственной вибрационных колебаний и виброизоляции на основе математического аппарата – кватернионы, что позволяет увидеть, как изменится суммарный вектор колебаний в пространстве и оценить мгновенные изменения вибрации относительно всех трех осей. Разработан вариант конструкции виброизолятора с трехмерным электромагнитным компенсатором жесткости, позволяющего исключить вибрацию во всем пространстве и отвечающего требованиям идеальной виброизоляции. Предлагаемое виброизолирующее устройство может быть использовано в любой области машиностроения и техники в качестве устройства, снижающего уровни вибрации.

Ключевые слова: Виброизолятор, вибрация, электромагнитный компенсатор жесткости.

В последнее время с развитием транспортной промышленности появляются более мощные энергетические установки, обладающие малыми массогабаритными параметрами, которые являются значительными источниками вибрационных колебаний. Вибрация, генерируемая работающими машинами и механизмами приводит к выходу из строя, к преждевременному разрушению находящегося рядом оборудования, технических объектов, и особенно вредно влияет на организм человека, вызывая различные заболевания.

На сегодняшний день различными научными коллективами разработано достаточно много средств снижения уровней вибрационных колебаний, например, пассивные и активные виброизоляторы, динамические гасители колебаний, динамическое уравновешивание двигателей, активные виброзащитные системы и т.д. Однако наиболее перспективным методом снижения уровня вибрации следует считать применение виброизолирующих устройств с плавающим участком нулевой жесткости [1, 2]. В таких механизмах параллельно упругим элементам включаются компенсаторы жесткости – устройства, имеющие падающие силовые характеристики, то есть отрицательный коэффициент жесткости. Суммарная жесткость виброизолятора, определяемая суммой жесткостей упругого элемента и компенсатора, может быть сведена вплоть до нуля, что теоретически позволит обеспечить идеальную виброизоляцию. В работе [2] представлена конструкция виброизолятора с электромагнитным компенсатором жесткости для исключения вибрации относительно одной оси пространства. Виброизолятор с электромагнитным компенсатором жесткости обладает рядом преимуществ над механическими корректорами, так как он наиболее полно отвечает требованиям идеальной виброизоляции, а именно, у такого компенсатора нет взаимодействующих частей, а следовательно, нет сил трения и износа деталей, исключены силы инерции, и самое главное, снабжен системой перестройки, обеспечивающей максимальное исключение вибраций как при постоянных по величине нагрузках, так и при произвольно меняющихся нагрузках. Однако для исключения пространственной вибрации необходимо установка как минимум шести подобных виброизоляторов. Поэтому сегодня актуальной задачей является разработка устройств, снижающих уровни пространственной вибрации.

В работе [3, 4] предложена методика описания пространственной вибрационных колебаний и виброизоляции на основе математического аппарата – кватернионы, что позволяет увидеть, как изменится суммарный вектор колебаний в пространстве и оценить мгновенные изменения вибрации относительно всех трех осей с помощью одного уравнения, а также учесть при разработке устройства управления компенсатором жесткости. На основе разработанной методики предложена конструкция перестраивающегося виброизолятора с трехмерным электромагнитным компенсатором жесткости.

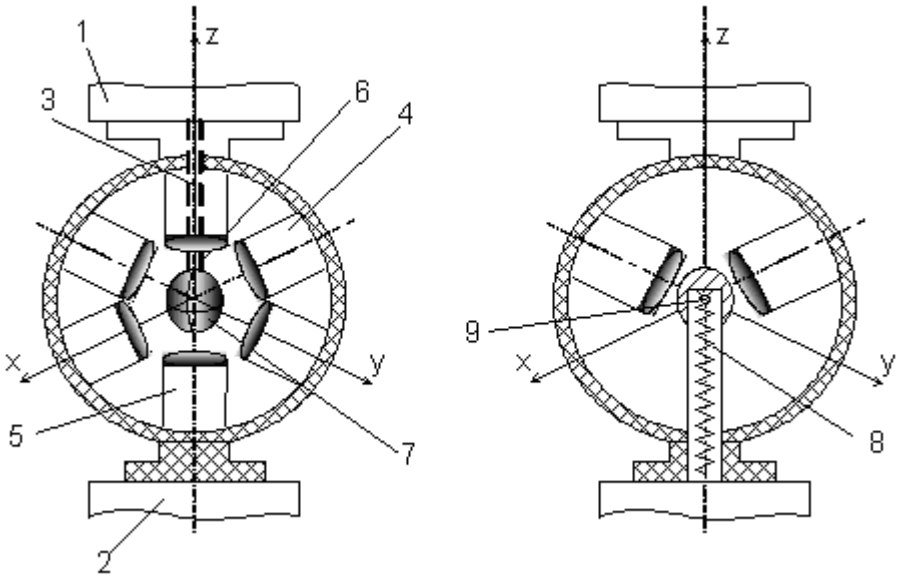


Рис. 1. Конструкция 3D-виброизолятора с электромагнитным компенсатором жесткости

3D - виброизолятор представляет собой упругий элемент 8 и параллельно включенный ему трехмерный электромагнитный компенсатор жесткости. Обе составляющих расположены между двумя основаниями (вибрирующим – 1 и защищаемым - 2). Упругий элемент в виде пружин закреплен между вибрирующим 1 и защищаемым 2 основаниями таким образом, чтобы защищаемое основание находилось в пространстве. Электромагнитный компенсатор жесткости представляет собой по две встречно включенных электромагнитных платформы 4 и 5. Компенсатор жестко закреплен на вибрирующем основании. Каждая платформа выполнена в виде шести электромагнитных катушек, изолированных друг от друга, расположенных по две относительно каждой из трех осей пространства. Каждая катушка запитывается отдельно от источника питания. Компенсатор жесткости снабжен устройством управления, контролирующим изменение относительного положения вибрирующего и защищаемого объектов и перераспределяющим напряжение на катушках таким образом, чтобы исключить вибрацию. Общий якорь 7 жестко соединен с защищаемым основанием через шток 3. Шток является основной направляющей для якоря электромагнитного компенсатора жесткости.

В результате разработан вариант конструкции виброизолятора с трехмерным электромагнитным компенсатором жесткости, позволяющего исключить вибрацию во всем пространстве и отвечающего требованиям идеальной виброизоляции. Разработка проводится при финансировании РФФИ «Мой первый грант» № 14-01-31386. На сегодняшний день подана заявка на патент. Применение разработанного виброизолирующего устройства скорректировать методики расчета и проектирования трехмерных виброизолирующих устройств. Предлагаемое виброизолирующее устройство может быть использовано в любой области машиностроения и техники в качестве устройства, снижающего уровни вибрации.

Список литературы

1. *Зуев А. К.* Высокоэффективная виброизоляция судового энергетического оборудования //А.К.Зуев, О.Н. Лебедев. – Новосибирск : Новосиб. гос. акад. вод. трансп., 1997. – 119 с.
2. *Гурова Е. Г.* Виброизолирующие подвески транспортных энергетических установок с нелинейными электромагнитными компенсаторами жесткости / Е. Г. Гурова. – 2012. - Издательство НГТУ: Новосибирск, 2012. - 156 с.
3. *Gurova E. G.* Development of Spatial Vibration Protection Devices /, V. Y. Gross, V. S. Kurbatov, S. V. Makarov, A. A. Sergeev, N. I. Shchurov // World Applied Sciences Journal. - 2013. - Vol. 22 (Special Issue on Techniques and Technologies). - P. 44-48.
4. *Гурова Е. Г.* К проектированию трехосного электромагнитного компенсатора жесткости// Е.Г. Гурова// Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока : сб. науч. тр. / Новосиб. гос. акад. вод. трансп. – Новосибирск, 2013. – №1. – С. 347-349.

ОПЫТ СНИЖЕНИЯ ШУМА В КВАРТИРЕОТ РАБОТЫ ОБОРУДОВАНИЯ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

В.Ю. Кирпичников1, Л.Ф. Дроздова2, Д.В. Ляпунов1
[1] ФГУП Крыловский Государственный Научный Центр, Санкт-Петербург, Россия
[2] Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, Россия

Аннотация: В статье рассматриваются основные источники шума от оборудования теплоснабжения и пути распространения шума в жилые помещения. Обобщен опыт снижения шума от работы теплооборудования, приведены основные причины шума и рекомендации по их устранению.

Ключевые слова: Шум, вибрация, частота, спектр, шумозащита, оборудование теплоснабжения.

В последние годы источниками повышенного шума в квартирах все чаще оказывается оборудование находящихся в жилых зданиях тепловых пунктов, на что ранее указывалось в работах, например, [1], [2].

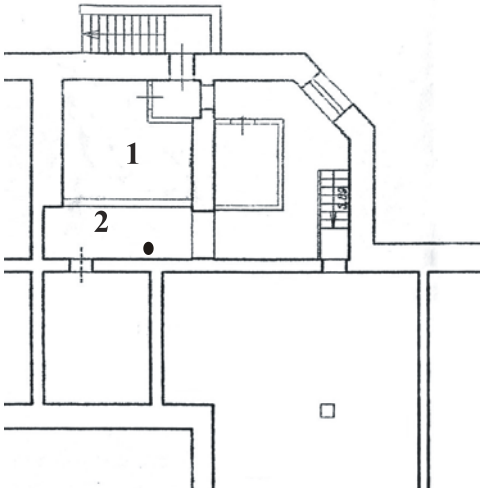
В случае расположения механизмов теплоснабжения в подвальных технических помещениях наиболее уязвимыми оказываются помещения первого этажа. При размещении технических помещений (котельных) на кровле зданий неблагоприятная шумовая обстановка возникает, как правило, в квартирах, находящихся на последнем этаже. Повышенный шум от работы оборудования теплоснабжения регистрируется также и в квартирах, более удаленных от технических помещений. Наибольшие уровни шума обычно регистрируются с наступлением устойчивой холодной погоды, когда оборудование теплоснабжения работает в режиме повышенной мощности.

Превышения уровня звука (УЗ) в частотной полосе А в жилых комнатах над его предельно допустимым значением (25 дБА) для ночного времени суток (с учетом поправки $\Delta = -5$ дБА в соответствии с п. 3 примечания к таблице 3 санитарных норм СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых и общественных зданий и на территории жилой застройки») достигают величины 20 дБА и более. При этом повышенные уровни звукового давления (УЗД), как правило, имеют место в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 250, 500, 1000 и 2000 Гц. Реже превышения УЗД над предельно допустимыми величинами наблюдаются также и в октавных полосах с более низкими и более высокими среднегеометрическими частотами. В спектрах шума, создаваемого оборудованием теплоснабжения, часто обнаруживаются тональные составляющие, которые оказывают на жильцов наибольшее раздражающее воздействие.

Кратко рассмотрим типичные причины возникновения повышенных уровней шума в квартирах от работы оборудования теплоснабжения и пути устранения акустических недоработок.

Неудачный выбор мест расположения технических помещений и (или) шумящего и виброактивного оборудования был выявлен во всех обследованных зданиях. Технические помещения находились вблизи квартир, в которых были зарегистрированы повышенные уровни шума от работы оборудования теплоснабжения. На рис. 1 приведены планы теплового пункта (ТП), находящегося в подвале одного из зданий (а) и расположенной над ним квартиры (б), источником повышенного шума в которой являлось оборудование теплоснабжения. Столовая (5), ванная (6), туалет (7) и коридор (8) квартиры находятся непосредственно над техническими помещениями ТП.

а)



б)

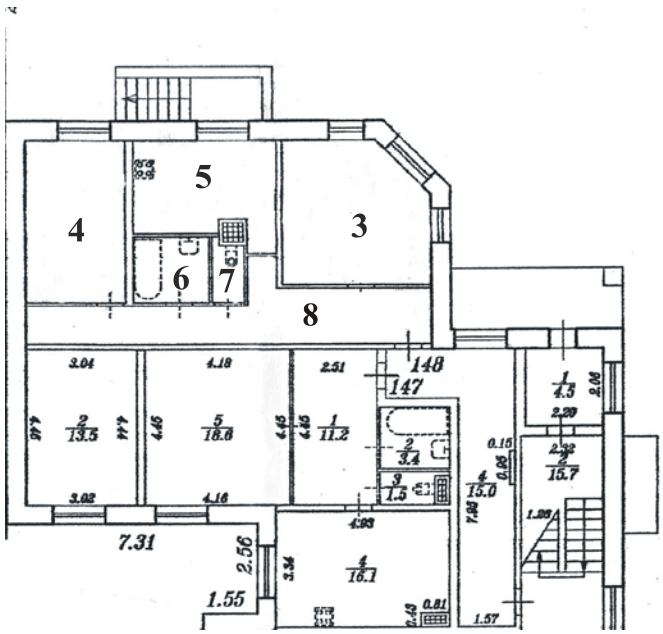


Рис. 1. Схема расположения: теплового пункта (а) и квартиры (б): 1 - техническое помещение, 2 – техническое помещение с насосом, 3 - гостиная, 4 – спальная комната, 5 – столовая, 6 – ванная, 7 – туалет,
(● – место нахождения наиболее шумного насоса)

Основными отступлениями технических решений от известных положений обеспечения малой шумности в технических помещениях и расположенных по соседству с ними квартирах являются следующие.

1. Установка шумящего оборудования без принятия мер по уменьшению уровней шума в технических помещениях (отсутствие кожухов на наиболее шумных механизмах, например, на насосе в помещении (2) на рис. 1; отсутствие средств звукопоглощения на ограждениях); в большинстве тепловых пунктов величины УЗ, измеренного даже в периоды умеренной холодной погоды (с температурой не ниже–5ºС) составляли 60–70 дБА.

2. Наличие щелей между трубопроводами и перекрытием, разделяющим ТП и квартиру, и (или) находящихся у трубопроводов участков перекрытия с пониженной звукоизолирующей способностью; появление таких участков связано с созданием «удобных по размерам» (до 0,3х0,3 м) отверстий для проводки трубопроводов; качественное восстановление перекрытия не производится; отверстия преимущественно заполняются звукопоглощающим материалом, звукоизоляция которого на порядок меньше звукоизолирующей способности перекрытия.

3. Размещение в шумных технических помещениях (см. фото на рис. 2) сливных пластиковых трубопроводов (из ванной и туалета) с малой толщиной стенки без использования средств, увеличивающих звукоизоляцию и вибропоглощение; наличие соответствующего звукового канала приводит к повышенным уровням шума в квартирах в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 2000, 4000 и 8000 Гц, в которые попадают резонансные частоты внутреннего воздушного объема трубопроводов.

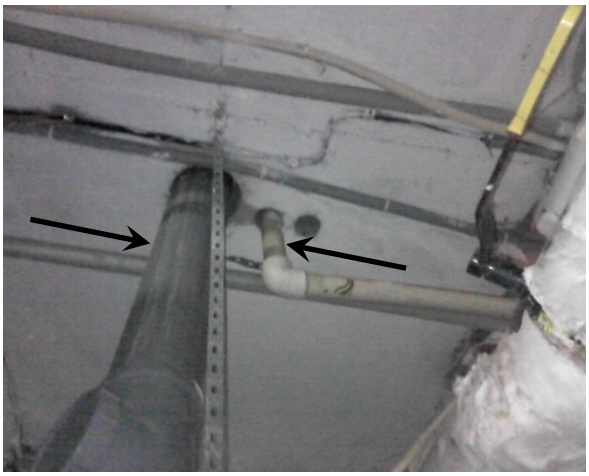


Рис. 2. Вид на сливные пластиковые трубопроводы

4. Жесткое крепление виброактивного оборудования, например, ранее указанного насоса к строительным конструкциям.

5. Отсутствие средств виброизоляции трубопроводов от насосов и опирание вибрирующих трубопроводов на консольные стержневые элементы в виде тонких пластин или профилированных уголков; подобные элементы, особенно при их креплении к пластинчатым стержням (см. фото на рис. 3) имеют малое

механическое сопротивление по отношению к возбуждающим усилиям; в спектрах вибровозбудимости таких опор присутствуют многочисленные ярко выраженные резонансные максимумы с частотами, находящимися в диапазоне повышенных уровней шума в квартирах.

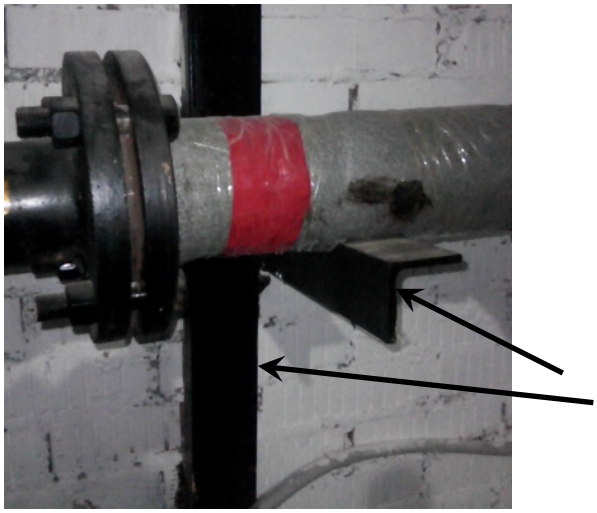


Рис. 3. Пример опирания вибрирующего трубопровода на профилированный уголок, приваренный к пластинчатому стержню

6. Размещение фундаментов под оборудование и опор (подвесок) трубопроводов с учетом только удобства их монтажа; крепление опор (подвесок) к перекрытию между ТП и жилой квартирой или к внутренним стенам здания и перегородкам, имеющим существенно лучшую вибровозбудимость, чем наружные стены; такая перегородка (см. рис.1), на которой закреплена большая часть опор под трубопроводы ТП показана на фото (рис. 4), она находится между технологическими помещениями (1) и (2), жестко соединена с перекрытием и передает ему большую часть вводимой колебательной энергии, что способствует увеличению уровней структурного шума, обусловленного вибрацией перекрытия и связанных с ним ограждений квартиры.

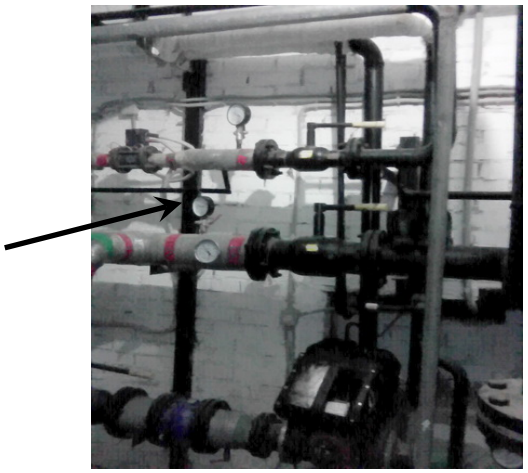


Рис. 4. Пример перегородки с креплениями к ней опор под трубопроводы

7. Нерациональная («по месту») прокладка трубопроводов (наличие дублирующих участков с противоположным направлением движения воды; отводы от распределительных трубопроводов без учета направления движения воды, как правило, под прямым углом; наличие «лишних» поворотов; малый радиус поворотов и т.д.).

8. Некачественное выполнение строительно-монтажных работ, например, отсутствие зазоров между цементно-песчаной стяжкой, на которой жестко установлено оборудование теплоснабжения, и стенами технического помещения, наличие звуковых мостиков между стяжкой и опорной конструкцией и.д.

Важнейшей задачей улучшения шумовой обстановки в конкретной квартире является выявление основного источника повышенного шума и конкретизация преимущественного канала распространения колебательной энергии из технического помещения в квартиру. Для ее решения, как правило, выполняется включение (выключение) оборудования с контролем шума и вибраций в техническом помещении и квартире. На основании полученной информации разрабатывается комплекс противошумовых мероприятий и порядок их внедрения с целью достижения наибольшего эффекта при наименьших трудозатратах и стоимости.

Приведем несколько примеров. При снижении шума в квартире, план которой изображен на рис. 1а, было установлено, что основным источником повышенного шума является насос, расположенный в помещении (2) теплового пункта. Анализ результатов акустических измерений показал, что с высокой вероятностью возникновение повышенного шума в квартире связано с проникновением звуковой энергии из технических помещений по сливным пластиковым трубопроводам, а также через участки перекрытия в местах ввода магистральных трубопроводов в ванную, туалет и столовую.

Основные предложения по снижению шума включали:

– улучшение акустических свойств сливных трубопроводов путем установки вокруг них, через слой пористой резины, соединенных друг с другом металлических полутруб большего диаметра, облицованных снаружи звукопоглощающим материалом типа Rockwool плотностью не более 60 кг/м^3 и металлической сеткой или листом кровельного железа толщиной 0,3–0,5 мм с перфорацией не менее 30%; возможен вариант замены пластиковых трубопроводов металлическими с примерно той же толщиной стенок;
– установка на участки перекрытия у вводимых в квартиру трубопроводов шумозащитных средств, состоящих (в порядке от перекрытия в техническом помещении) из листа пористой резины толщиной ~10 мм, стального листа толщиной не менее 3 мм, звукопоглощающего материала толщиной 50 мм и листа кровельного железа с ранее указанными толщиной и коэффициентом перфорации.

Эффективность первоочередных предложений оценивалась величиной порядка 6–10 дБА.

Для гарантированного выполнения санитарных норм по шуму в жилых комнатах квартиры были рекомендованы следующие дополнительные противошумовые мероприятия (реализацию разработанных противошумовых

мероприятий предложено проводить в порядке перечисления с контролем их эффективности):

- установка шумозаглушающего кожуха на насос в помещении (2) ТП с выполнением стенок и крыши кожуха из стальных листов толщиной не менее 3 мм, облицованных изнутри звукопоглощающим материалом толщиной не менее 50 мм и плотностью не более 60 кг/м^3, сохраняющего свойства в условиях теплового поля, создаваемого насосом, и не вызывающего его перегрев (возможна конструкция кожуха с глушителем на его крыше); нижние кромки стенок кожуха предлагалось подкрепить стальной полосой толщиной не менее 5 мм и шириной ~40 мм; зазор между трубопроводами и стенками кожуха следует выполнить не более 1 мм;
- виброизолирование насоса от опорной строительной конструкции;
- выполнение щели в узле соединения перегородки между помещениями ТП с перекрытием; размер щели – минимально возможный, порядка 1–5 мм; для сохранения прочностных свойств перегородки, ее рекомендовано подкрепить вертикальными стойками, закрепленными только на полу технических помещений.

В процессе акустико-визуального обследования одной из котельных и помещений здания, на крыше которого она размещалась, были выявлены следующие основные причины возникновения повышенного шума в жилых квартирах:

- трубопровод (диаметром 200 мм) подачи теплой воды имеет жесткие связи со строительными конструкциями;
- между перекрытием и цементно-песчаной стяжкой, на которой жестко установлены котлы и насосы, имеются звуковые мостики;
- зазоры между стяжкой и стенами котельной отсутствуют;
- опоры трубопроводов жестко закреплены на боковых стенах котельной, которые опираются на перекрытие над жилой квартирой.

Были проведены многочисленные измерения шума в технических и жилых помещениях, а также вибрации строительных конструкций, оборудования и трубопроводов, в том числе при искусственном возбуждении шума и вибраций при неработающем оборудовании теплоснабжения. Был сделан вывод, что основной причиной шума в квартирах является вибрация трубопровода подачи теплой воды, распространяющаяся через его жесткие связи на строительные конструкции. Был разработан и внедрен комплекс следующих мероприятий:

- перенесение опор трубопровода со стен котельной на «плавающий» пол;
- отключение пола от стен котельной;
- устранение, по возможности, звуковых мостиков между полом и перекрытием;
- создание кольцевого воздушного зазора вокруг трубопровода в местах прохода через стены;
- установка гибких вставок в трубопровод у его выхода из котельной.

После внедрения мероприятий снижение уровней шума в квартире с наиболее неблагоприятной шумовой обстановкой составило 7–8 дБА. На слух шум в квартире от работы оборудования теплоснабжения стал почти незаметен на фоне

помех даже в ночное время. Видимо, по этой причине другие разработанные противошумовые мероприятия заказчиком не внедрялись.

Авторами были также исследованы и другие источники повышенных уровней шума в жилых помещениях от работы оборудования теплоснабжения.

В нескольких случаях возникновение повышенных уровней шума в квартире было связано с вибрацией батарей системы отопления. Основными причинами интенсивной вибрации батарей являлись следующие:

– несовершенство их конструкции (введение в нее протяженной металлической пластины);
– малый диаметр трубчатых элементов, соединяющих батареи с магистральным трубопроводом, что увеличивало скорость движения воды;
– наличие «лишних» поворотов этих элементов, в том числе непосредственно у батарей.

Результаты измерений третьоктавных уровней шума в одной из жилых комнат на различных расстояниях (0,1, 0,5 и ~1,5 м) от батареи показаны на рис. 5. Можно отметить, что в большинстве третьоктавных полос наблюдается уменьшение уровней шума с удалением от батареи.

Узкополосные спектры шума (рис. 6) содержат большое число тональных составляющих. Частоты некоторых наиболее выраженных составляющих шума, зарегистрированных в различных жилых комнатах с батареями одного типа, оказались одинаковыми и близкими, что свидетельствовало об одинаковой физической природе их возникновения (например, частоты 630–643 Гц, 2327–2330 Гц, 4657–4667 Гц). Именно эти тональные составляющие и вызывали раздражающее действие на жильцов.

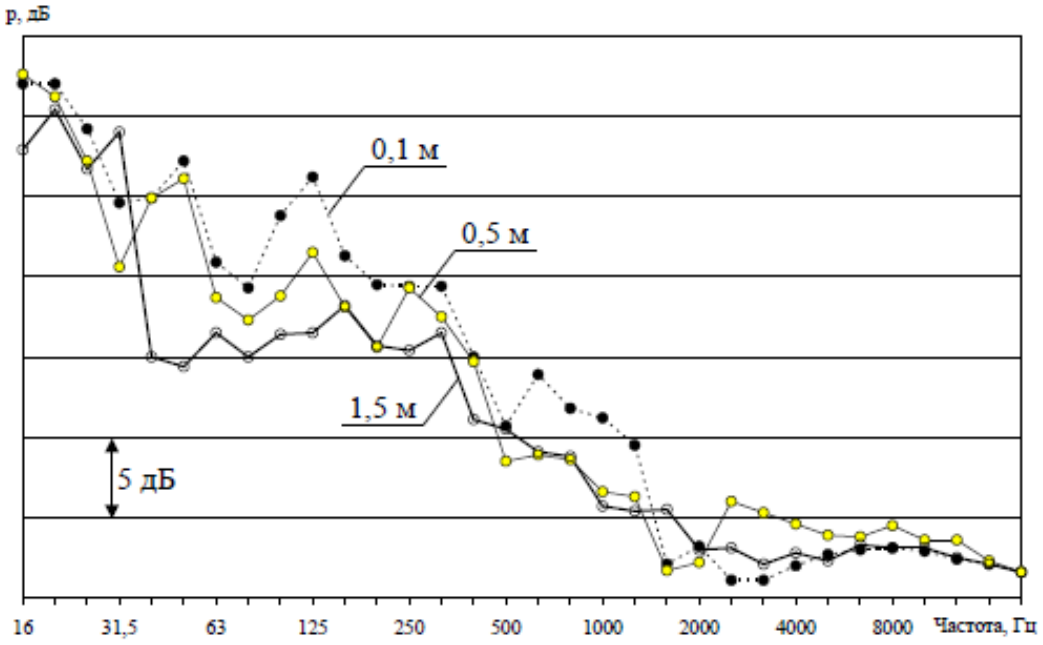


Рис. 5 – Третьоктавные спектры шума на различных расстояниях от батареи

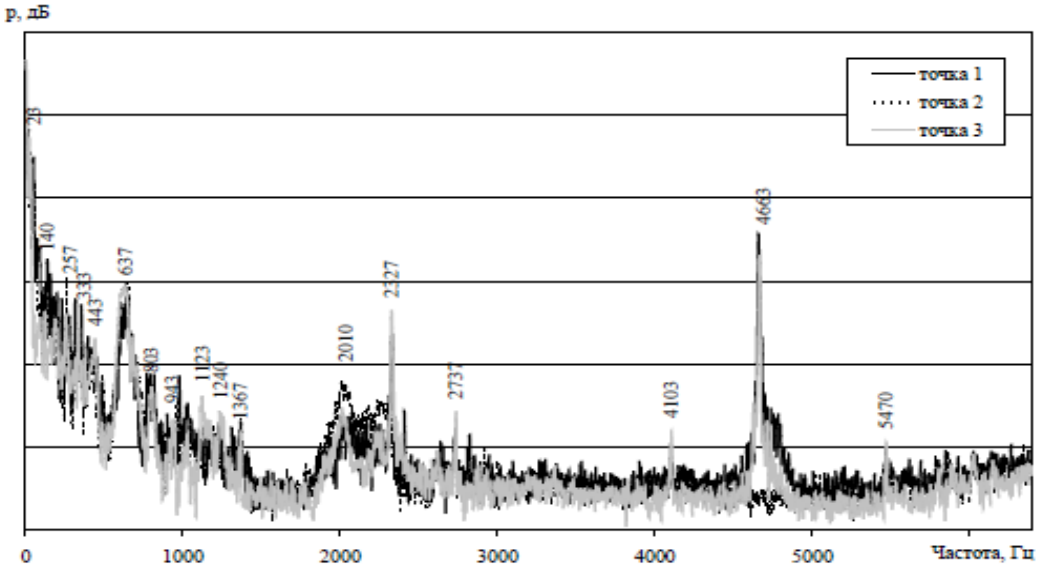


Рис. 6 – Узкополосные спектры шума

Аналогичную форму – с большим числом тональных составляющих – имели узкополосные спектры вибрации батарей. Совпадение частот наиболее выраженных тональных составляющих в спектрах шума и вибрации свидетельствовало о том, что эти составляющие имеют одинаковую природу возникновения, а причиной повышенных уровней шума в квартире является шумоизлучение металлической пластины батарей на ее резонансных частотах.

Замена батарей на секционные аналоги с большим числом малоразмерных пластинчатых элементов вместо одной пластины, которая имела существенно бóльшие (чем у отдельных пластинчатых элементов) размеры в плане, привела к улучшению шумовой обстановки в жилых комнатах.

В результате выполнения описанных и других подобных работ был сделан вывод, что основной причиной возникновения повышенных уровней шума от работы оборудования теплоснабжения является невыполнение известных положений акустики на стадиях проектирования и строительства зданий, а также монтажа, размещаемого в них оборудования. Процедура разработки и внедрения противошумовых мероприятий в условиях построенного и заселенного здания, как правило, является сложно решаемой организационной и технической задачей.

Список литературы

1. Кирпичников В.Ю. О причинах повышенного шума в жилых зданиях от работы инженерно-технологического оборудования / В.Ю. Кирпичников, Л.Ф. Дроздова Л.Ф, Е.В. Яковлева // Защита населения от повышенного шумового воздействия: труды 3-ей Всерос. науч.-практ. конф. (22-24 марта 2011 г., С-Петербург). - С-Петербург, 2011. – С.526–531.
2. Кирпичников В.Ю. Практика снижения шума от работы инженерно-технологического оборудования / В.Ю. Кирпичников, Л.Ф. Дроздова Л.Ф. // Защита от повышенного шума и вибрации: труды 4-ой Всерос. науч.-практ. конф. (26-28 марта 2013 г., С-Петербург). - С-Петербург, 2013. – С.89-104.

Использование вычислительного эксперимента для оценки звукопоглощения шумопоглощающих конструкций

Шаклеин А.А.
ФГБОУ ВПО «ИжГТУ имени М.Т. Калашникова»
e-mail: tohaa@tohaa.ru

Аннотация: Статья направлена на формирование концепции использования вычислительного эксперимента для оценки звукопоглощения комплексных шумопоглощающих конструкций. Сравнение результатов, полученных в рамках вычислительного и физического экспериментов необходимы для оценки эффективности разработанного алгоритма в диапазоне частот 500-1500 Гц. Работа выполнена в рамках гранта ГШ-3-13 от 01.07.2013 г. «Развитие методов научной визуализации акустических полей в цилиндрическом волноводе».

Ключевые слова: Конечно-элементный анализ, коэффициент звукопоглощения, акустический интерферометр, шумозащитная конструкция.

В современном мире с активным развитием техники, роста транспорта, как основного источника паразитного звука, постоянно ухудшается шумовая обстановка. Большие усилия в настоящее время направлены на создание конструкций и материалов, которые позволяют снизить излучение звука от узлов и агрегатов. Это необходимо для удовлетворения растущих строгих требований по шуму. Существует также сильная конкуренция между различными производителями, которая приводит к снижению шума от выпускаемой продукции.

Существует огромный перечень потенциальных источников шума, воздействующих на человека в современных условиях. Транспорт в современном мире является одним из главных, если не основным источником паразитного шума. Двигательная установка в самолете, является основным источником шума на протяжении всего полета. Шум двигателя автомобиля является преобладающим источником излучаемого звука, особенно в городах. В контексте данных утверждений, следует, что эти отрасли требуют серьезного внимания в оценке излучаемого звука, а также разработке методик для их снижения.

Результаты многих последних исследований, касающихся снижения уровня шума с помощью специальных материалов и конструкций, отражают возможности использования перфорированных пластин, обладающих относительно малым весом, при высоком значении прочности материала и высоким значением теплоизоляции и звукоизоляции (рис. 1, 2).

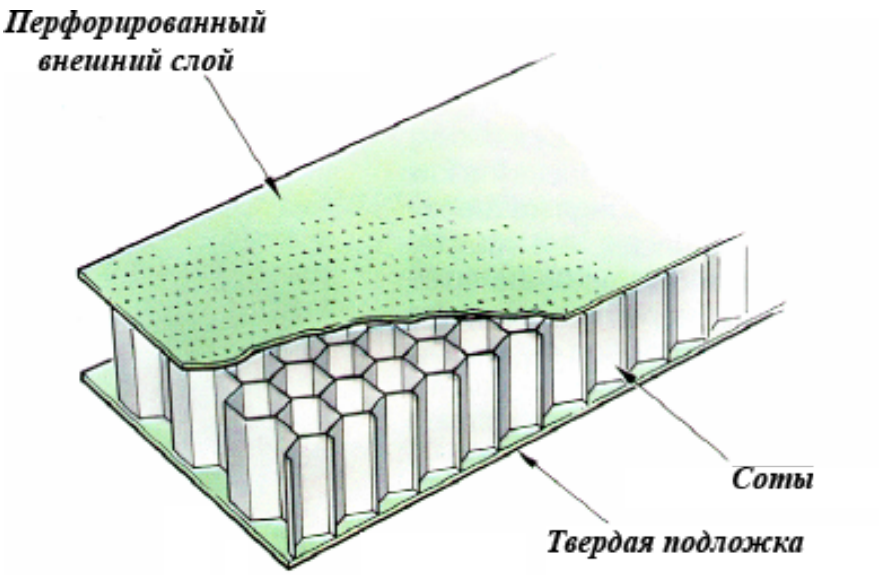


Рис. 1. Модель сотовой конструкции

Рис. 2. Сотовая звукоизолирующая обшивка фюзеляжа самолета ЯК-42 авиакомпании Ижавиа

С другой стороны, существует множество проблем при использовании таких конструкций. Наиболее важной из них является то, что они используются во враждебной к ним среде, например, обладающей повышенной влажностью. Таким образом, вкладыши должны быть спроектированы в зависимости от ситуации с целью наиболее эффективного применения. Полномасштабное моделирование, которое обычно необходимо для определения эффективности снижения уровня шума, является и трудоемким и дорогостоящим. Таким образом, потребность в точной численной модели является необходимым условием на этапах проектирования какой-либо конструкции. При достаточной проработанности математической модели можно получать как характеристики звукового поля, которое она формирует около себя, так и некоторые физические ее характеристики,

например, коэффициенты звукопоглощения. Последние можно получать в случае виртуальной реализации физического эксперимента по методикам, утвержденным соответствующими требованиями.

В контексте данного исследования для нахождения коэффициентов звукопоглощения был применен следующий подход: на первом этапе с помощью экспериментальной установки и шумоизмерительного прибора находились значения уровней звукового давления в определенных точках. На втором этапе с использованием программного обеспечения вычислялись значения уровней звукового давления в тех же самых точках для диапазона коэффициентов звукопоглощения. Далее осуществлялся подбор совпадающих значений уровня звукового давления и соответствующих им коэффициентов звукопоглощения. По полученным значениям строился график звукопоглощения. В случае необходимости, второй этап может быть повторен для более точного определения коэффициентов звукопоглощения.

Экспериментальная установка представляла собой акустический интерферометр с двумя измерительными микрофонами, размещенными в соответствии с методикой оценки звукопоглощения материалов по методу передаточной функции. В общем виде акустический интерферометр представляет собой цилиндрическую трубу, с одной стороны которой размещен исследуемый материал, а с другой – источник звукового сигнала.

Были рассмотрены два случая получения коэффициентов звукопоглощения, для двух различных материалов, активно применяющихся в качестве шумозащитных – для битопласта и изолона (рис. 3).

Рис. 3. Звукопоглощающий материал – битопласт и изолон

В физическом эксперименте генерировались гармоники в диапазоне частот от 500 до 1500 Гц, с шагом 100 Гц. Микрофоны фиксировали уровни звукового давления, которые в виде цифрового сигнала поступали на персональный компьютер. Значения уровней звукового давления заносились в таблицу на каждой исследуемой частоте.

Для выполнения численного эксперимента была построена 3d модель установки (рис. 4) в конечно-элементном пакете с использованием конечных элементов fluid30. Геометрия 3d модели задавалась согласно размерам

экспериментального стенда.

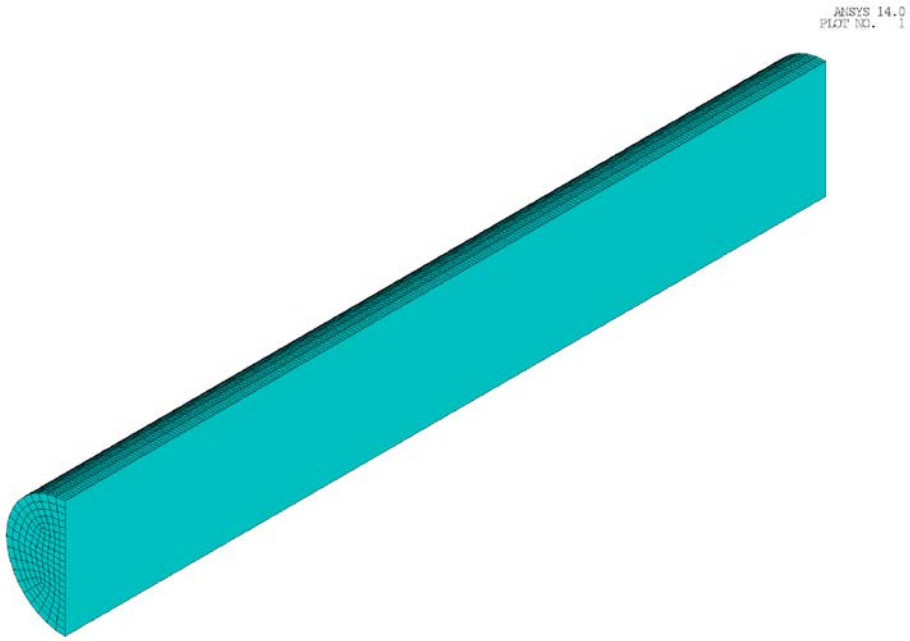


Рис. 4. КЭ модель цилиндрического волновода

Для упрощения расчетов и ускорения вычислений использовалась не полная модель, а ее симметричная часть – 1/2, 1/4.

В численном эксперименте для каждой частоты, в диапазоне от 500 до 1500 Гц, с шагом 100 Гц, для двух микрофонных позиций, вычислялось значения уровня звукового давления, при различных значениях коэффициента звукопоглощения от 0 до 1, с шагом 0,1. В дальнейшем, полученные результаты сводились в MSExcel и путем сравнения их со значениями из физического эксперимента, получали коэффициенты звукопоглощения материала на определенной частоте.

Далее, уже по полученным из численного эксперимента коэффициентам звукопоглощения был построен график кривой звукопоглощения для исследуемого диапазона частот – от 500 до 1500 Гц (рис. 5).

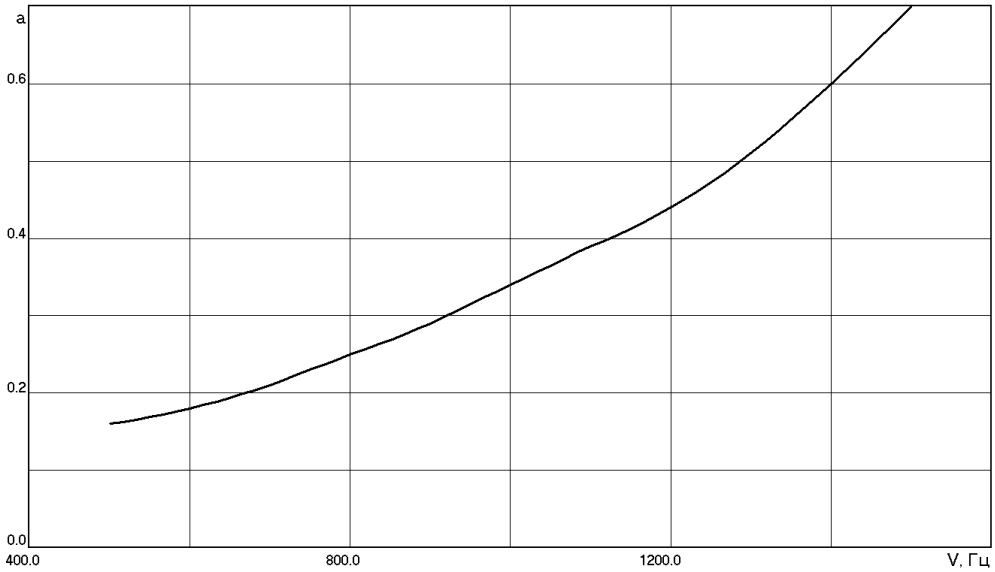


Рис. 5. График зависимости коэффициента звукопоглощения битопласта от частоты

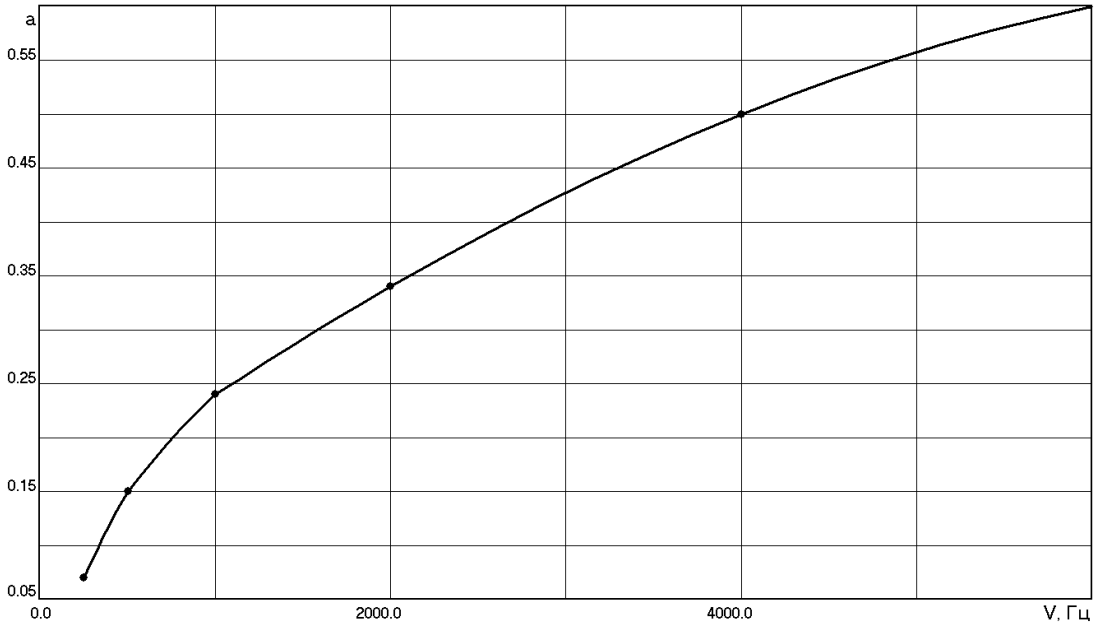


Рис. 6. График зависимости коэффициента звукопоглощения изолона от частоты

Результаты данных исследований являются основой в проектировании и оценке звукопоглощающих свойств конструкций, изготовленных на основе сотового наполнителя. Предполагается, что использование конечно-элементного программного обеспечения позволит эффективно моделировать процессы распространения звука в цилиндрическом волноводе и получать коэффициенты звукопоглощения для различных материалов. Заключительным этапом является совокупность рекомендаций для оптимального с точки зрения шумозащитных свойств конструкций, в том числе конструкций сложного профиля.

Этапами численного эксперимента являются:

1. Моделирование геометрии цилиндрического волновода;

2. Создание сетки конечных элементов;

3. Применение граничных условий на обоих торцах, а также на наружной поверхности;

4. Размещение в центре цилиндрического волновода исследуемого образца в соответствии с планом эксперимента и требованием методик, например, сотовой конструкции;

5. Вычисление характеристик акустического поля, снятие показаний уровней звукового давления. По значениям уровня звукового давления в двух точках – до и после образца (рис. 6), можно давать прогнозную оценку об эффективности его звукопоглощения.

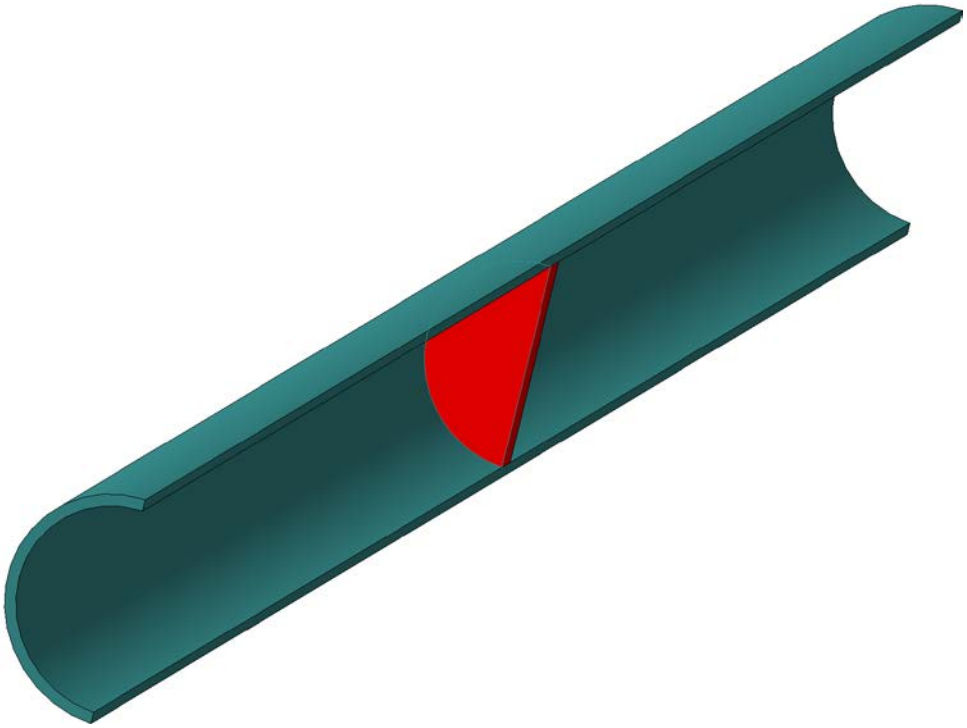


Рис. 6. Конструктивная схема цилиндрического волновода с исследуемым образцом в центре

Перспективными результатами исследования являются:

1. Создание и развитие эффективных методов расчета и экспериментальных исследований конструкционных материалов, строительных конструкций, наиболее полно учитывающих специфику воздействий на них, свойства материалов, специфику конструктивных решений и другие особенности.
2. Развитие теоретических основ акустических методов и средств оценки звукоизоляции и звукопоглощения материалов и конструкций в цилиндрических волноводах – акустических интерферометрах.
3. Разработка рекомендации для проектирования конструкций, в том числе для конструкций сложного профиля.

Разработка измерительного стенда по исследованию средств индивидуальной защиты слуха

Тюрин А.П., д.т.н., проф., asd1978@mail.ru;
Шаклеин А.А., аспирант, tohaa@tohaa.ru;
ФГБОУ ВПО «ИжГТУ имени М.Т. Калашникова»

Аннотация: Одним из актуальных направлений исследований наряду с проектированием средств индивидуальной защиты слуха активного или пассивного типов является оценка их акустической эффективности. Реализация измерительного оборудования может быть выполнена на основе головы и торса человека или на основе имитатора головы, как правило, выполненных с учетом требований международных руководящих документов. Испытательными сигналами являются 1/*n*-октавные спектры розового шума. Выполненные в рамках данной работы этапы разработки испытательного стенда на основе имитатора головы человека показали его работоспособность при пилотных испытаниях пассивных наушников.

Ключевые слова: Испытательный стенд, средства индивидуальной защиты слуха, акустическая эффективность.

Одним из современных направлений защиты от шума является проектирование и изготовление средств индивидуальной защиты слуха [1].

Для проверки эффективности средств индивидуальной защиты слуха необходимо иметь специальное лабораторное оборудование,такое, например, как [2]. Стоимость такого оборудования достаточно высока, тем не менее, методы оценки эффективности – известны.

Измерительный стенд для исследования эффективности работы наушников содержит базовое устройство, представляющее собой имитатор головы человека, изготовленный в исполнении 1 (рис. 1) или 2 (рис. 2). Исполнение 1 предполагает соответствие всех геометрических параметров устройства размерам головы среднестатистического человека, а также его туловищу.

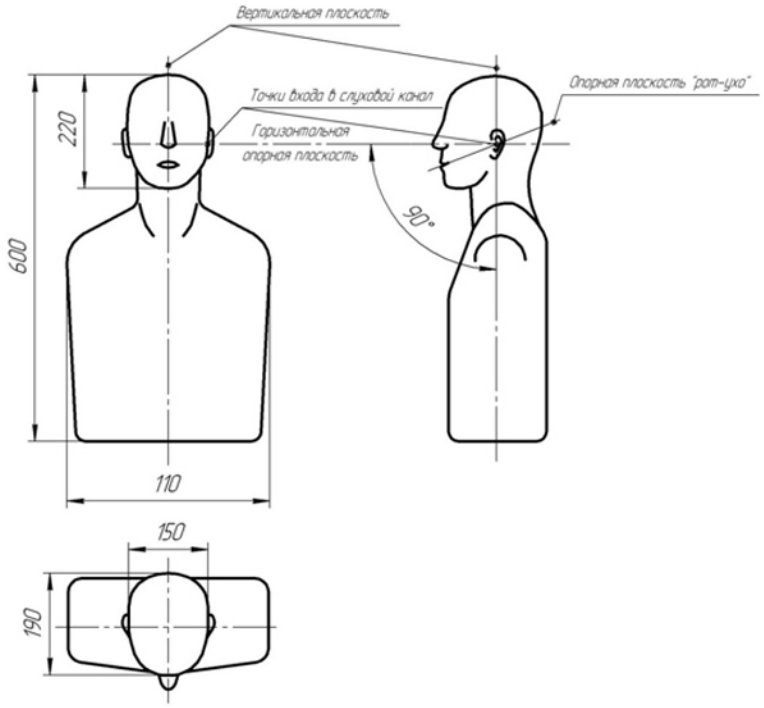


Рис. 1. Устройство для акустических испытаний наушников в исполнении 1

Стенд предназначается для акустических измерений, в которых звук передается по воздуху, иначе говоря, для измерений по воздушной проводимости. Измерения, имитирующие костную проводимость, на этом стенде не проводятся. Экспериментальный стенд имитирует акустическую дифракцию, аналогичную той, которая возникает вокруг человеческого туловища и головы в нормальных условиях, как в ближнем, так и в дальнем акустическом поле. Экспериментальный стенд является устройством, который точно воспроизводит передачу звука, восприятие им звуковых волн подобно органам слуха головы взрослого человека. Дополнительно реализуется анализ характеристик шумового воздействия. Измерительный стенд в исполнении 1 состоит из имитатора головы, смонтированной на туловище, заканчивающемся талией. Имитатор головы содержит один или два искусственных уха и может иметь имитатор ротовой полости. Такой стенд можно назвать измерительно-имитационным.

Использование экспериментального стенда в исполнении 2 (рис. 2) дает не меньшую точность акустических испытаний наушников.

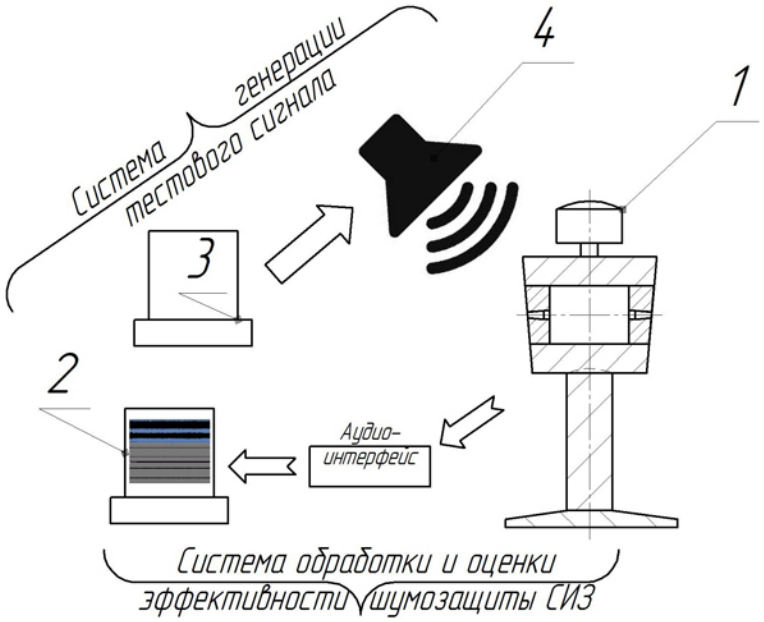


Рис. 2. Измерительный стенд для проведения акустических испытаний наушников в исполнении 2: 1 – устройство (имитатор головы); 2 – персональный компьютер для регистрации результатов измерений; 3 – персональный компьютер для генерации тестового сигнала; 4 – ненаправленный источник звука для излучения тестового сигнала

Его изготовление состоит из этапов:

1. Изготовление конструкции имитатора головы взрослого человека, точнее, ее средней части.

2. Изготовление вкладышей для имитаторов ушных раковин и имитации слуховых каналов.

3. Изготовление имитаторов ушных каналов. Для их изготовления используется двух компонентный силикон на основе оловаTASK-8.

4. Монтаж измерительных микрофонов, например, микрофонов МКЭ-204У.

5. Сопряжение микрофонов с переносным аудиоинтерфейсом, в качестве которого используется Saffire PRO 40 или M-Audio Fast-TrackPro.

Измерительный стенд для акустических испытаний в исполнении 2 наушников имеет следующие основные узлы:

8. устройство, выполненное в виде имитатора средней части головы взрослого человека среднестатистических размеров, например, в соответствии с рекомендациями [3];
9. персональный компьютер с программным обеспечением для фиксации результатов испытаний и их записи;
10. персонального компьютера для генерации тестового сигнала;
11. источника звука всенаправленного действия для излучения тестового сигнала.

Устройство-имитатор состоит из собственно имитатора средней части головы взрослого человека, имеющего форму цилиндра, станины, держателя оголовья наушников, регулируемого по высоте. Устройство содержит вкладыши для закрепления на них моделей ушных раковин и два измерительных микрофона. Устройство для акустических испытаний должно обеспечивать правильное расположение шумозащитных наушников для измерения снижения уровня

звукового давления тестового сигнала путем расположения одной или двух чашек таких наушников поверх измерительных микрофонов.

Устройство-имитатор изготавливается из немагнитного металла, например, алюминиевого сплава или латуни для минимизации помех.

Размеры измерительного микрофона зависят от его амплитудно-частотной характеристики и его номинальный диаметр в устройстве составляет 5 мм. Используются микрофоны конденсаторного типа с рекомендуемой плоской частотной характеристикой в диапазоне частот 30 – 10 000 Гц.

Испытательный сигнал представляет собой розовый шум в 1/3 октавных полосах частот 63-8000 Гц, воспроизводимый через источник ненаправленного излучения.

Требования к особенностям использования испытательного стенда

Стенд для акустических испытаний находится в определенных акустических условиях, которыми характеризуется место проведения испытаний. В случае удаленного расположения стенда для проведения испытаний в условиях диффузного поля уровень звукового давления измеряется как минимум при шести положениях ненаправленным микрофоном.

Уровень фонового шума в месте проведения испытания, измеренный в полосе в одну треть октавы, составляет уровень, на 10 дБ меньше, чем уровень звукового давления испытательного сигнала, причем измерительный микрофон помещается в эталонной точке.

В качестве устройства для индикации используется виртуальный шумомер, выполненный на базе персонального компьютера. Оборудование для испытаний генерирует следующие уровни звукового давления, дБ:

75 – в пределах частот 63 Гц – 250 Гц;

90 – в пределах частот 315 Гц – 4000 Гц;

85 – в пределах частот 5000 Гц – 8000 Гц.

Амплитудно-частотная характеристика испытательного стенда в полосе шириной в одну треть октавы проникающего шума во время испытания такова, что разница между двумя близлежащими частотными полосами составляет не более 5 дБ. В случае испытаний в реверберационном помещении ненаправленный источник звука для проведения испытания помещается в условия поля свободного пространства.

Методика испытания

Для выполнения акустических испытаний противошумные наушники располагаются на имитаторе головы человека таким образом, что амбушюры наушников на каждом из торцов достаточно плотно к ним прилегают. Оголовье размещается симметрично и таким образом, что оно прикасается только к соответствующей подставке для этого оголовья.

Уровень звукового давления на микрофоне или микрофонах (в случае одновременного испытания обеих чашек наушников) первоначально измеряется при отсутствии противошумных наушников. Затем размещаются сами наушники. Количество измерений на каждой частоте испытаний выполняется не менее трех раз.

По окончании испытаний формируется отчет о результатах измерений,

выполненного в виде графика или таблицы. Для оценки результирующей заглушающей способности, выражаемая как разность между уровнем звука без наушников и с наушниками на имитаторе, используется шкала «А» виртуального или реального измерительного прибора.

Изготовление экспериментального стенда

Основу изготовленного измерительного стенда [3] для исследования составляет имитатор головы человека, представленный на рис. 3.

а) б)

*Рис. 3.*Имитатор головы человека для исследований эффективности средств индивидуальной защиты слуха

Структурная схема измерительного стенда в совокупности с необходимым оборудованием изображена на рис. 4. Для образца на имитатор головы помещены стандартные наушники пассивного типа российского производителя.

Рис. 4. Фактически действующий экспериментальный стенд в работе

Синтетические сигналы представляют собой сигналы, как гармонические так и недетерминированные (белый, розовый шумы), воспринимаемые микрофонами, размещенными в имитаторе головы экспериментального стенда.

Изготовленный таким образом стенд показал удовлетворительные результаты испытаний средств индивидуальной защиты слуха пассивного типа.

В таблице представлены преимущественные критерии изготовленного экспериментального стенда по сравнению с имеющимися аналогами.

Таблица. Преимущественные критерии изготовленного стенда

Преимущественный критерий	Экспериментальный стенд	Оборудование компании G.R.A.S. (Дания)	Оборудование компании Bruel&Kjer (Дания)
1. Стоимость, руб.	149000	> 1 млн.	> 1 млн.
2. Возможность модификации заложенных алгоритмов	Существует	Отсутствует	Отсутствует
3. Возможность замены узлов и деталей	Существует	Существует, но высокозатратна и долговременна	Существует, но высокозатратна и долговременна
4. Особенности обслуживания	Не требуется привлечение сторонних специалистов	Существует необходимость повышения квалификации для обслуживания либо привлечение сторонних специалистов	Существует необходимость повышения квалификации для обслуживания либо привлечение сторонних специалистов

Список литературы

1. *Балагуров А.В., Тюрин А.П.*Современные направления защиты от шума / А.В. Балагуров, С.А. Балагуров, А.П. Тюрин / Безопасность жизнедеятельности глазами молодежи: Сб. материалов II-ой Всероссийской студенческой конференции (с международным участием) / под ред. А.И. Сидорова - Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2011 - 305 с., С. 8-9.

2. ITU Recommendation P.58:1994, Head and Torso simulator for telephonometry – International Telecommunication Union/ITU Telecommunication Sector. Publish Date: 2013-05-01, pp. 38.

3. «Hearing-Protector Test Fixture Type 45CA» – http://www.gras.dk/media/docs/files/items/m/a/man_45CA.pdf (датаобращения: 12.12.2014).

4. *Балагуров А.В., Корепанова Е.П., Тюрин А.П.* Оценка эффективности шумозащиты средств индивидуальной защиты слуха / Безопасность жизнедеятельности в третьем тысячелетии: Сб. материалов V-ой Международной научно-практической конференции, 3-5 октября: в 2-х томах / под ред. А.И. Сидорова - Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2012 - Т. 2. - 422 с. С. 228 – 232. ISBN 978-5-696-04314-6.

АВТОМАТИЗАЦИЯ РАСЧЕТа ШУМА В ПОМЕЩЕНИЯХ с помощью программы АРМ «Акустика» 3D

Иванов А.В., Кузьмицкий А.М., .Никифоров А.В.
ООО «ТЕХНОПРОЕКТ», Санкт-Петербург, Россия
support@noiseview.ru

Аннотация: Рассматриваются основные возможности дополнительного модуля «Внутренний шум» программы АРМ «Акустика» 3D, предназначенного для проведения акустических расчетов в помещениях.Программа предоставляет расширенные возможности для моделирования внутренней планировки помещений зданий и расчёта проникающего шума в помещения из атмосферы и соседних помещений, а также уровней шума от собственных источников в помещении, с учетом геометрических параметров объекта и акустических характеристик материалов ограждающих конструкций. Результаты акустических расчётов внутреннего шума могут быть представлены в виде подробных, удобных для анализа отчётов, а также наглядной визуализации в виде шумовых карт и разрезов. Программа позволяет решать широкий спектр задач в сфере оценки шумового воздействия и помогает уменьшить трудоемкость проведения акустических расчетов.

Ключевые слова: Шум, акустический расчёт, моделирование, помещение, программа**.**

Одной из важных задач в процессе развития возможностей программы АРМ «Акустика» 3D(www.noiseview.ru)стала автоматизация расчётов акустического воздействия в помещениях жилых, общественных и промышленных зданий. Для её реализации был создан модуль «Внутренний шум», являющийся дополнительным расширением программы.

При создании этого модуля авторы руководствовались следующим набором предпосылок:

- расчёт распространения шума внутри помещений должен проводиться в соответствии с действующими нормативными документами РФ;
- расчёт должен быть связным, т.е. учитывать распространение шума не только в отдельно взятом помещении, а во всей совокупности помещений здания с учётом проникающего шума с территории и выходящего шума на территорию из шумных помещений;
- интерфейс модуля должен быть максимально наглядным и минимизировать трудозатраты пользователей программы;
- отчётная информация расчёта должна быть представлена в стандартном для АРМ «Акустика» виде (подробные отчёты, шумовые карты и разрезы).

В дальнейшем, процессе проведения собственных акустических расчётов и диалога с пользователями программы авторы значительно расширили функциональные возможности этого модуля.

Основным нормативным документом для проведения акустических расчётов внутри помещений до сих пор является СНиП 23-03-2003 «Защита от шума»[1]. Он и был взят за основу построения расчётной модели. Так как в [1] описаны методы определения уровней звука только в смежных помещениях, то для моделирования

распространения шума в глубину здания более чем на одно помещение, по положениям из [2] модель была дополнена механизмом определения мощности вторичных (комплексных) источников шума, представляющих собой излучение шума, прошедшего через элементы конструкции помещений.

На первом этапе проектирования, перед проведением акустического расчёта,в соответствии с архитектурнымпланом создаются этажи и помещения рассматриваемых зданий. При этом интерфейс программы позволяет пользователю достаточно быстро провести разметку помещений и проёмов, скопировать планировку одного этажа на другой и т.п. Оценить результаты планировки можно как в двухмерном, так и в трёхмерном режиме отображения (Рис. 1). Также программа позволяет задавать и учитывать в расчёте двухсветные помещения высотой в несколько этажей.

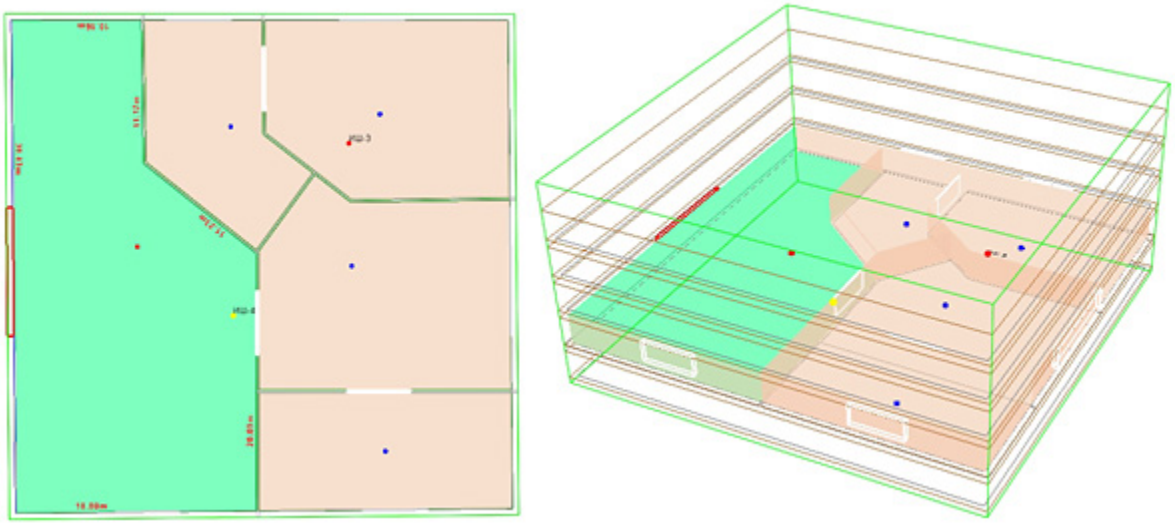


Рис.1. Моделирование помещений

Для каждой внутренней стены могут быть добавлены один или несколько проёмов, представляющих из себя окна, двери и технологические отверстия.

Свойства ограждающих конструкций могут быть заданы для всего здания, а также отдельно для каждого помещения, внутренней стены, пола, потолка и проёма. Данные по звукопоглощению и звукоизоляцииконструкций могут быть заданы вручную или выбраны из встроенного справочного каталога.

Для проёмов при наличии форточки или вентиляционного клапана в расчете учитываются их геометрические характеристики и паспортные значения звукоизоляции клапана.

В созданных помещениях могут быть размещены источники шума, представляющиесобой шум технологического оборудования, систем вентиляции и кондиционирования, производственных операций и т.п. Шумовые характеристики источников задаются пользователем вручную или выбираются из встроенного в АРМ «Акустика» каталога. Программа позволяет автоматизировать трудоёмкие работы по расчету снижения звуковой мощности в сложных сетях воздуховодов систем вентиляции, определению октавных значений звуковой мощности источников по разнородным наборам исходных данных.

В каждом отдельно взятом помещении расчёт уровней звукового давления в произвольно выбранной точке помещения осуществляется по формуле (1) [1], учитывая влияние источников шума, находящихся в этом же помещении, а также комплексных источников шума, образованных проникновением шума в исследуемое помещение через ограждающие конструкции. При этом автоматически вычисляются: акустическая постоянная помещения, эквивалентная площадь звукопоглощения и средние коэффициенты звукопоглощения по соотношениям (2), (3), (4) [1], соответственно. В качестве исходных данных служат геометрические характеристики помещения, коэффициенты звукоизоляции и звукопоглощения стен, пола, потолка и проёмов, заданные пользователем.

Расчёт прохождения шума в соседние помещения осуществляется с помощью **комплексных источников** шума. Комплексные источники шума представляют собой систему из трёх элементов: расчётной точки в «шумном» помещении (или на территории) на дистанции 2 метра от преграды, преграды с набором звукоизоляционных характеристик, точки излучения в «тихом» помещении или на территории за преградой (Рис. 2).

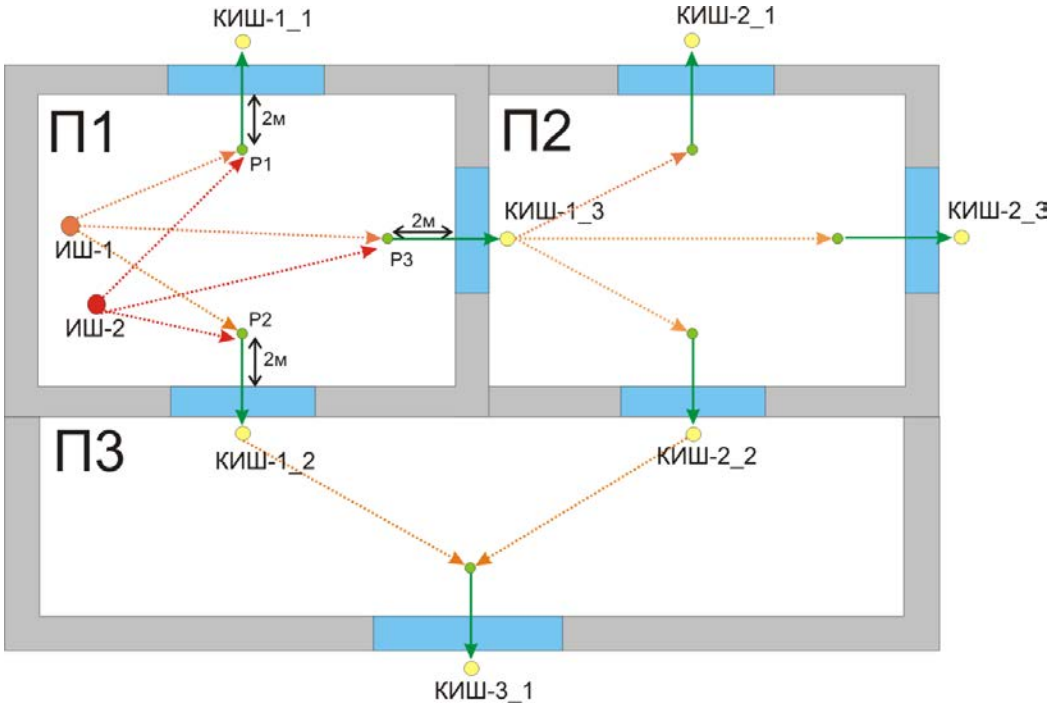


*Рис.2.*Моделирование источников шума в помещениях. Схема прохождения звука из «шумного» помещения (П1) в «тихие» помещения (П2 и П3) и на территорию

Октавные уровни звуковой мощности комплексного источника в точке излучения определяются по соотношению:

$$Lw = Lp_{2m} + 10\lg(S) - R - \delta \quad (1)$$

где Lp_{2m}– суммарное звуковое давление в 2 метрах перед ограждающей конструкцией, S – площадь ограждающей конструкции, R – изоляция ограждающей

конструкции, δ – поправка, учитывающая характер падения звука на преграду, описывается в [2], [3] и ряде других.

Звукоизоляция ограждающей конструкции может быть вычислена по (14) [1] с учётом всех элементов ограждающей конструкции или взята по слабому элементу ограждающей конструкции с малой звукоизоляцией(по выбору пользователя). При наличии форточки или вентиляционного клапана в окне, звукоизоляция оконного проёма вычисляется по (15) [1] при учёте окна, как слабого элемента ограждения.

«Стандартными» комплексными источниками являются оконные или дверные проёмы. Дополнительнопользователь может создать такие источники для стен, пола и потолка. При этом со стороны точки излучения шума источник можно представить как точечным, так и площадным, последнее полезно при моделировании распространения шума от ангаров и цехов производственных предприятий. В этом случае при проведении дальнейшего расчёта площадной источник будет динамически разбиваться программой на серию эквивалентных точечных источников по положениям [4].Также с помощью комплексных источников могут моделироваться звуковые каналы. В этом случае предполагается, что поступление звука из шумного в тихое помещение происходит по звуковому каналу (через вентиляционную сеть, отдушину, решётку в стене), и в расчете учитывается площадь звукового канала, элементы вентиляционной сети и снижение в них.

Таким образом, пользователь может полностью смоделировать систему распространения шума в здании между всеми этажами и помещениями, а также проникающий шум от источников на окружающей территории и выходящий из здания на территорию. По созданной сети и шумовым характеристиками источников программа автоматически определяет трассы прохождения шума по сети связанных помещений от наиболее шумных к наименее шумным. В случае наличия сложных по высотному профилю или планировке зданий, программа позволяет создать группу смежных зданий с индивидуальными планировками и связать их системой комплексных источников шума в единое целое.

Возможность выполнения расчета по сети связанных помещений, позволяет более полно оценить всю совокупность факторов, влияющих на уровни шума в защищаемом помещении и выявить наиболее значимые пути проникновения шума. Например, в случае, когда малая звукоизоляция внешних ограждающих конструкций в соседнем ненормируемом помещении (часто это тонкие и большие окна кухни без клапанов для микропроветривания) приводит к тому, что через него в защищаемую жилую комнату, имеющую достаточную звукоизоляцию наружных стен и окон, проникает значительная доза шума, приводя к превышению санитарных норм (Рис. 3).

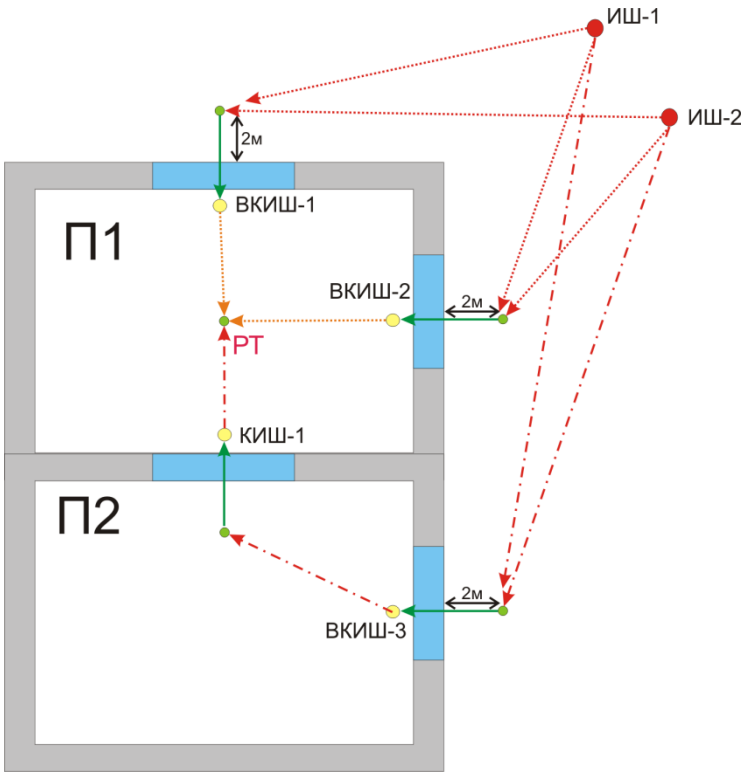


*Рис.3.*Трассы проникновение шума в защищаемое помещение П1, через собственные проёмы и через проёмы слабо изолированного помещения П2

Для визуализации и графического анализа уровней шума в программе предусмотрены опции построения шумовых карти разрезов с изолиниями уровней шума. Учитывая полную интеграцию модуля «Внутренний шум» в программу АРМ «Акустика» 3Di вышеупомянутый принцип связности расчётов, шумовые карты и разрезы представляют непрерывную картину распространения шума на территории и в помещениях (Рис. 3).Это позволяет выявить критические зоны, для которых в дальнейшем проводится детальный акустический расчет с подбором, при необходимости, комплекса шумозащитных мероприятий. Пользователь имеет расширенные возможности по настройке параметров визуализации и выводу графических материалов на печать.

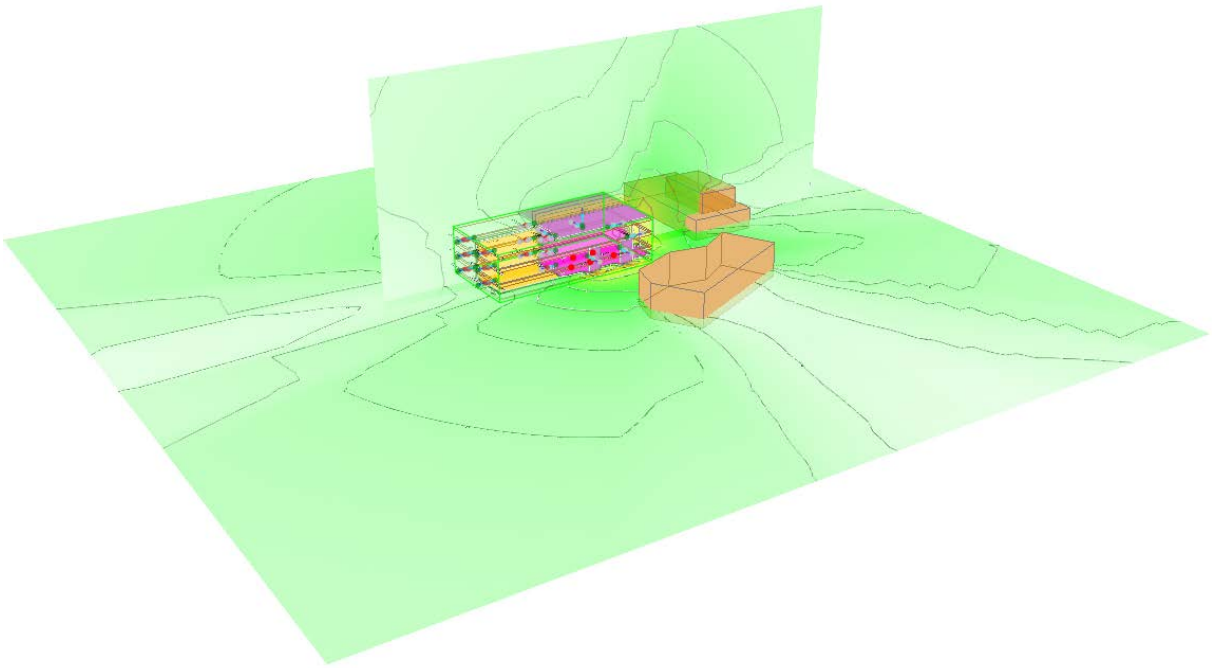


*Рис.3.*Построение изолиний уровней шума

Результаты акустических расчётов как внутри помещений, так и на окружающей территории могут быть представлены в виде подробных отчётов в формате MicrosoftExcel с указанием всех промежуточных вычислений и нормативных ссылок. Отчёты могут быть использованы для проведения детального анализа составляющих акустического воздействия в выбранных точках, а также для предоставления проекта на экспертизу в проверяющие органы.

Таким образом, программа АРМ «Акустика» 3D позволяет решать широкий спектр задач в сфере оценки шумового воздействия и помогает уменьшить трудоемкость проведения акустических расчетов.

Список литературы

1. СНиП 23-03-2003 «Защита от шума».
2. Звукоизоляция и звукопоглощение / Под редакцией Г.Л.Осипова и В.Н Бобылева. -М.: ООО «Издательство АСТ: ООО «Издательство Астрель», 2004.
3. СНиП II-12-77 "Защита от шума".
4. ГОСТ 31295.1-2005 "Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчёта".

Некоторые медико-правовые аспекты акустического загрязнения окружающей среды.

Попов В.Л., профессор, Попова Н.П., доцент,
СПбГТУ («Военмех») им. Д.Ф. Устинова
e-mail: expertfm@mail.ru

Аннотация: В статье показано негативное влияние акустического загрязнения окружающей среды на функцию сердечно - сосудистой системы и психическое здоровье человека. Приведены нормы трудового законодательства и Постановления Правительства РФ о порядке медицинских осмотров и психиатрического освидетельствования лиц, выполняющих работу в условиях повышенной опасности для здоровья с вредными производственными факторами. Сформулировано положение о принципах психиатрического освидетельствования этой категории работников.

Ключевые слова: Производственная зона, акустическое загрязнение, медицинский контроль, правовое регулирование.

Негативное влияние акустического загрязнения на состояние здоровья людей, рост профессиональных заболеваний, психических и нервных расстройств является серьезной проблемой не только в России, но и во всем мире.

Широкое распространение во многих областях деятельности источников низкочастотных акустических колебаний, интенсивное строительство, внедрение в промышленность новых технологий и производств, развитие всех видов транспорта и бытового оснащения, использование в концертно-развлекательной деятельности мощного акустического оборудования – все это в совокупности приводит к тому, что в результате многократного вредного воздействия шума на организм человека его здоровье повреждается и разрушается.

В крупных городах большинство населения подвергается акустическому загрязнению и как следствие - специфические изменения в органах слуха. По данным Н.И.Иванова (2004) у человека, находящегося в условиях повышенного шума, через 5 лет слух ухудшается, а через 10 лет развивается неврит слухового нерва и глухота.

Как пишут Е.С. Алексеева, А.В.Митько, К.Ю.Шилин (1997) запороговый шум приводит к возбуждению коры головного мозга, отрицательно влияет на вегетативную нервную систему, снижает амплитуду кровяного давления, увеличивает частоту пульса и приводит к сужению мелких артериальных сосудов. Изменения в системе кровообращения наблюдаются при продолжительном звуковом раздражении до 70 Дб.

Начиная с 75 Дб наблюдается расширение зрачков и уменьшается острота зрения.

Систематическое воздействие шума на нервную систему человека проявляется дисциркуляторной дистонией.

Возбуждение коры головного мозга приводит к психическим расстройствам виде страха, тревоги, хронической бессонницы, угнетенного состояния, а иногда и к суициду, особенно при включении в шум инфразвукового компонента. Психические реакции проявляются уже начиная с уровней шума в 30 Дб, а с повышением высоты тона, увеличением громкости и предрасположенности человека к неврозу отрицательное воздействие на психику резко возрастает.

Устойчивый рост психических заболеваний в последнее десятилетие вызывает обоснованную тревогу во всем мире и это связано не только с акустическим загрязнением, но и с терроризмом, экономическими кризисами, природными катаклизмами и военными конфликтами.

В 2005 году по данным Всемирной Организации Здравоохранения (ВОЗ) психическими заболеваниями в мире страдали:

120 млн. чел. – депрессией;

50 млн.чел. – эпилепсией;

37 млн.чел. – болезнью Альцгеймера;

24 млн.чел. – шизофренией;

219 млн.чел. – имели другие нервные и психические расстройства, особенно в регионах с повышенным шумовым загрязнением окружающей среды.

Косвенно можно установить связь систематического шумового воздействия и самоубийств. В 2011 году эксперты ВОЗ установили, то ежегодно в мире путем суицида уходят из жизни 4 млн. человек. В России по данным Росстата ежедневно кончают жизнь самоубийством около 3 тысяч человек.

Показатель самоубийств является одним из параметров оценки психического здоровья общества. К сожалению, Россия по этому показателю занимает одно из «призовых» мест.

По этой причине, а также в связи с тем, что влияние шума вызывает такие неспецифические изменения в организме человека как ослабление памяти, замедление психических реакций, снижение темпа работы и ухудшение качества умственной переработки информации, в действующем законодательстве предусмотрены нормы, направленные на снижение рисков от шумового загрязнения окружающей среды, на эффективность юридической ответственности к причинителям вреда здоровью людей, на выявление психических заболеваний, их раннюю диагностику, профилактику и проверку профессиональной пригодности работников.

С 1 февраля 2002 года в трудовом законодательстве в разделе охраны труда предусмотрены обязательные (т.е. принудительные) психиатрические освидетельствования не реже одного раза в пять лет для работников, чья деятельность связана с источниками повышенной опасности, с влиянием вредных веществ и неблагоприятных производственных факторов, а также работающих в условиях повышенной опасности (ст.213 ТК РФ).

Медицинские осмотры и психиатрические освидетельствования осуществляются за счет средств работодателя. Правила данного освидетельствования утверждены Постановлением Правительства РФ от 23.09.2002 г. №695. На практике эта норма применяется с учетом требований Закона РФ 1992 года «О психиатрической помощи и гарантиях граждан при ее

оказании», по которому любое психиатрическое лечение и психиатрическое освидетельствование допускаются только на добровольной основе, а принуждение возможно лишь в судебном порядке к лицам, совершившим преступления.

Поэтому правила психиатрического освидетельствования работников, выполняющих некоторые виды деятельности, начинаются с указания на их добровольный характер, чтобы таким образом снять противоречия вышеуказанных двух законов. Освидетельствование проводится комиссией с участием не менее трех врачей-психиаторов. Эта норма направлена на исключение врачебных ошибок в определении психического здоровья работника и его возможности выполнять работу в условиях повышенной опасности, с вредными и неблагоприятными производственными факторами.

На освидетельствование отводится 20 дней. Врачам дается право затребовать не только различные медицинские документы, но и документы из личного дела работника, чтобы получить объективную оценку как состояния здоровья, так и адекватности его поведения.

Работодатель обязан сообщитьработнику какие документы по запросу комиссии были переданы.

Принятое комиссией решение в течение трех дней отправляется работодателю и выдается на руки работнику, т.к. он имеет право обжаловать его в суд.

Правила психиатрического освидетельствования закрепили очень важные принципы:

- добровольности;
- комиссионности;
- всесторонности,
- объективности;
- правовой защиты.

Исходя из специфики реализации данной правовой нормы, работодатель обязан при приеме на вышеперечисленные виды работ подробно знакомить работников с действующим законодательством, разъясняя обязательный и добровольный характер этих правоотношений.

Только при наличии письменного согласия на такой порядок выполнения трудовых обязанностей и при отсутствии противопоказаний состороны состояния здоровья, работник оформляется на работу, так как это согласие является основным и обязательным условием такого трудового договора.

В противном случае работодатель имеет законное основание отказать в заключении трудового договора и это не считается дискриминацией в сфере труда.

Таким образом, действующее законодательство, гарантии государства в области психиатрии и охраны труда, нормирование шума с учетом отечественных и международных стандартов, реализация специальной оценки условий труда – являются способами нейтрализации вредного акустического воздействия на здоровье работников и всего населения.

Литература

1. Инженерная экология и экологический менеджмент/Учебник. Под ред.Н.И.Иванова, И.М.Фадина изд.2-е доп.и перераб. М., «Логос»,2004.

2. Е.С.Алексеева,А.В.Митько,К.Ю.Шилин. Квопросу о воздействии акустических полей. Сборник докладов научно-практической конференции «Промышленная экология – 97», СПб, 1997.

3. Н.И.Иванов, А.С.Никифоров. Основы виброакустики:Учебник.СПб, Политехника,2000.

Малый шумозащитный экран

Шашурин А.Е.
БГТУ «Военмех» им. Д.Ф. Устинова

7596890@mail.ru

Аннотация: Одним из возможных способов увеличения эффективности шумозащитных мероприятий является установка экрана в непосредственной близости к железнодорожному полотну. В настоящей статье рассматривается проектирование экранов, расположенныхвблизирельсовсповоротно-откидным устройством для ремонта дорог и очистки от снега. Такие сооруженияназываютсямалымишумозащитнымиэкранами.

Ключевые слова: Шумозащитные экраны, малые шумозащитные экраны, эффективность экрана, конструкция крепления**.**

В настоящее время, в эпоху так называемой экологической революции большое внимание уделяется вопросам борьбы с шумом. В населенных пунктах все чаще можно увидеть «стенки от шума» вдоль железных дорог, так называемые шумозащитные экраны. Их высота порой достигает от 3-х до 7-8м, а на перегоне Лосево-Каменногорский экраны достигают высоты 12 м. По информации из прессы Октябрьская железная дорога (ОЖД) потратит на строительство **шумозащитных экранов** на участке **Лосево**–Каменногорск в Ленобластив 2015г 654,8 млн рублей. А везде ли нужны ли такие глобальные экономические затраты?

Анализ информации показывает, что решение проблемы борьбы с шумом от движения большегрузных железнодорожных составов решается в двух направлениях: устранение или уменьшение шума непосредственно в местах его возникновения (прежде всего от движения колесных тележек состава по рельсам и стыкам, от вибраций и колебаний рельсового пути, выброса гравия и пр.) и созданием защитных устройств от возникающих шумовых волн. Согласно утвержденной нормативной документации шумозащитные экраны устанавливаются на расстоянии не менее 4,5м от оси пути. Учитывая большое количество различных коммуникаций, расположенных вдоль железной дороги и стесненные условия, экран обычно устанавливается на расстоянии не ближе 5-5,5м от источника шума. На таком расстоянии эффективность экрана становится значительной только при высоте от 5м и выше, а стоимость экрана составляет свыше 70млн.руб. за километр.

Одним из возможных способов увеличения эффективности является установка экрана в непосредственной близости к железнодорожному полотну. Так в Европе, еще в 90 годах прошлого столетия начали применяться так называемые «малые шумозащитные экраны». В нашей статье мы рассмотрели конструкцию экрана для применения на российских железных дорогах, размещенную в непосредственной

близости к рельсам с поворотно-откидным устройством, для возможности ремонта путей и очистки от снега.

Устройство изготавливают следующим образом: В непосредственной близости от оси пути (не более 2-х метров) устанавливается фундамент неглубокого залегания, например на основе винтовых свай. Сваи вкручиваются в землю до проектного положения и заполняются бетоном. Сваи связываются между собой металлическим ростверком.

Секция экрана устанавливается на три винтовые сваи. Секция крепится к сваям за счет устройств фиксации и опрокидывания. Секция состоит из основания к которому приварены боковые стойки. Промежутки между стойками заполняются акустическими панелями. После монтажа панелей, для их фиксации, на стойки устанавливаются колпаки. Для возможности очистки снега или ремонта путей, предусмотрен поворотно-опрокидывающий механизм. Опрокидывание секции происходит за счет устройства опрокидывания на шарнирной основе. В рабочем положении секция удерживается устройством фиксации. Схематичное изображение предлагаемой конструкции указано на рис. 1.

Проведенные в местах установки таких экранов измерения (Финляндия) показывают, что при высоте всего лишь 1,2м и при расстоянии от оси пути до 2м такие экраны дают эффективность до 8дБА, что сравнимо с экраном высотой 3-4м, установленном на расстоянии 5-5,5м от оси пути. А стоимость экрана, учитывая, что высота снижается в 4-5 раз снижается пропорционально высоте экрана.

Установка таких экранов значительно снижает себестоимость конструкции, но требует точных проектных проработок и согласований.

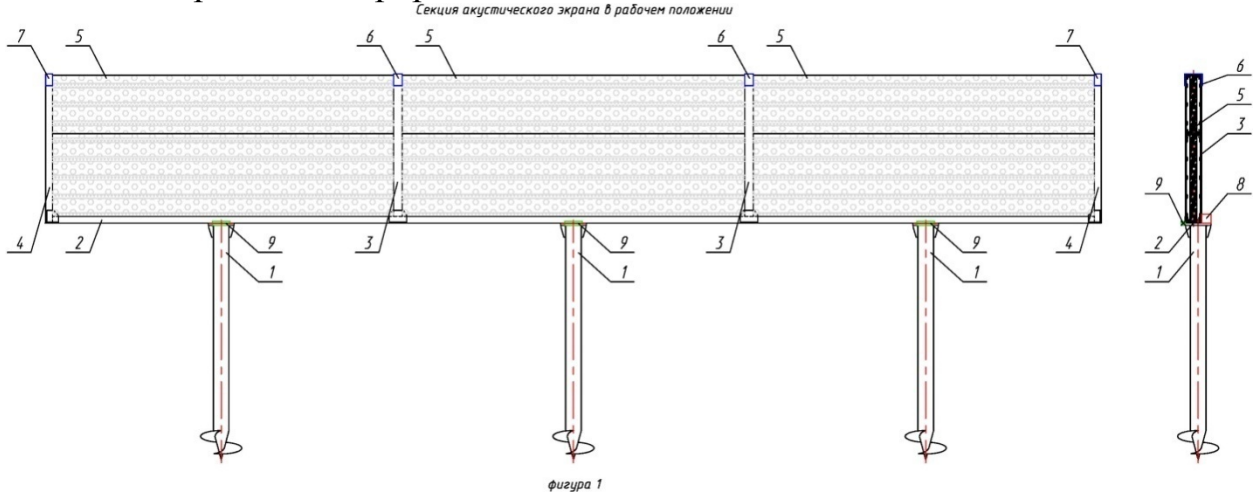


Рис.1 Секция малого шумозащитного экрана

1 – винтовая свая, 2 Основание, 3 – Стойка, 4 - Стойка боковая, 5 - Акустическая панель, 6 – Колпак, 7 - Колпак боковой, 8 - Устройство фиксации секции,9 - Устройство опрокидывания секции

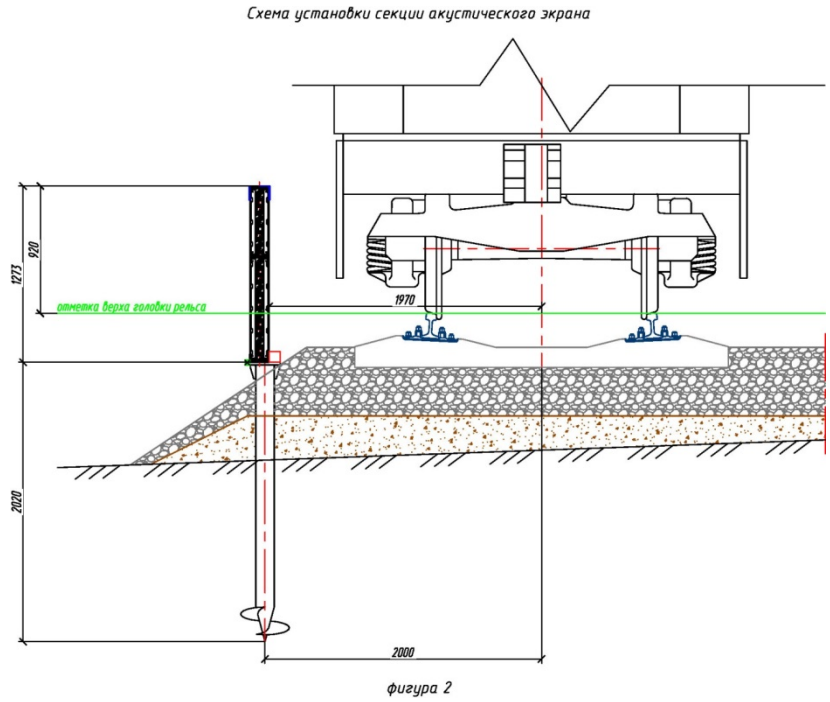


Рис. 2. Размещение малого шумозащитного экрана

Литература

1. *Иванов Н.И.* Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом.: учебник.– 3-е издание, перераб. и до.– М.: Университетская книга. Логос, 2013. – 431с.

2. *Матвеев П.В.* Автореферта диссертации на соскание ученой степени к.т.н. «Расчет и снижение шума качения поездов», СПБ, БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова 2015г

Различные типы фундаментов, применяемые при установке акустических экранов

Шашурин А.Е., Бужинский К.В., Корнилов В.А.
БГТУ «Военмех» им. Д.Ф. Устинова

7596890@mail.ru

Аннотация: Акустические (шумозащитные) экраны являются одним из самых распространенных средств защиты от шума в жилой застройке. Учитывая, что нормируемые объектызачастую расположены вблизи с источниками шума (автомобильные и железные дороги), нередкотребуется проектирование шумозащитных конструкций высотой до 8 м и выше, для которых необходимо предусматривать массивные конструкции для надежного крепления экрана. В статье приведены основные типы фундаментов, используемые для обустройства экранов, применяемые в настоящее время.

Ключевые слова: Шумозащитные экраны, нагрузки, фундамент, сваи, анкера, закладные детали.

Проблема борьбы с шумом давно уже занимает одну из первых строчек в вопросе улучшения экологической обстановки в населенных пунктах. Одним из самых распространенных средств защиты от шума в жилой застройке являются акустические (шумозащитные) экраны. В России только за 2014 год установлено свыше 100 км шумозащитных экранов. Учитывая, что жилая застройка часто расположена вблизи с источниками шума (автомобильные и железные дороги, и др.) часто необходимо проектировать шумозащитные конструкции высотой до 8 м и даже выше. При такой высоте на всю конструкцию экрана действуют высокие горизонтальные нагрузки, поэтому необходимо предусматривать массивные конструкции для надежного крепления экрана, что в свою очередь ведет к сильному удорожанию все конструкции. В статье приведены основные типы фундаментов, используемые для обустройства экранов, применяемые в настоящее время.

Нагрузки на фундаменты формируются по результатам расчета конструкции надземной части АЭ. Нагрузки делятся на постоянные и временные. К постоянным нагрузкам относятся собственный вес конструкции экрана и давление грунта по подошве фундамента. временным нагрузкам относятся снеговые и ветровые нагрузки кратковременного действия. В особых случаях, учитываются такие временные нагрузки, как сейсмические, от просадки основания при его замачивании, дополнительные аэродинамические нагрузки и прочие.

Для расчета формируются сочетания нагрузок:

– основные, составляемые из постоянных и кратковременных нагрузок;

– особые, состоящие из постоянных, возможных кратковременных и одной из особых нагрузок.

Различные типы фундаментов под шумозащитные экраны

Выбор типа фундамента производится на основе технико-экономического обоснования.

Основными факторами, влияющими на выбор типа фундамента, являются:

- инженерно-гидрометеорологические и инженерно-геологические условия площадки строительства;
- особенности профиля дороги и рельефа местности;
- наличие подземных коммуникаций;
- ограничения по условиям производства работ.

При выборе типа фундамента необходимо учитывать в отдельных случаях выполнение специальных работ, связанных с инженерной подготовкой площадки строительства: планировочные работы, водопонижение, водоотлив, наличие инженерных сетей и т.п. Выполнение этих работ требует дополнительного времени и затрат и может влиять на выбор конструкций фундаментов.

Выбор основания (несущего слоя) производится в зависимости от инженерно-геологических условий площадки строительства и возможностей строительных организаций

В качестве материала фундаментов следует применять железобетон или бетон. При устройстве железобетонных фундаментов должен применяться бетон, класс которого определен на основании прочностных расчетов, не ниже В25.

Армирование фундаментов следует производить согласно действующей нормативной документации.

Фундаменты мелкого заложения

Для проектирования шумозащитных экранов рекомендуется применять следующие типы фундаментов мелкого заложения: столбчатые и ленточные.

Отличительные особенности фундаментов мелкого заложения заключаются в следующем:

- нагрузка на основание передается преимущественно через подошву фундамента;
- фундаменты устраивают в открытых котлованах или в полостях заданной формы, создаваемых в массиве грунта.

Фундаменты рекомендуется выполнять в монолитном варианте непосредственно в котловане или в сборном варианте из заранее изготовленных на заводе элементов.

Глубина заложения назначается по конструктивным соображениям, а также исходя из условий промерзания или напластования грунта с учетом расположения уровня подземных вод. При выборе глубины заложения фундаментов рекомендуется:

- предусматривать заглубление фундаментов в несущий слой грунта на 10-15 см;
- избегать наличия под подошвой фундамента слоя грунта малой толщины, если его строительные свойства значительно хуже свойств подстилающего слоя;
- закладывать фундаменты выше уровня подземных вод для исключения необходимости применения водопонижения при производстве работ.

Глубину заложения фундаментов следует определять с учетом сезонного промерзания грунтов. Если глубина заложения фундаментов по условиям несущей способности и деформируемости грунтов основания оказывается чрезмерно большой, рекомендуется переход на свайные фундаменты.

Допускается уменьшение глубины заложения фундаментов по условиям морозного пучения за счет применения постоянной теплозащиты грунта по периметру фундамента; водозащитных мероприятий, уменьшающих степень морозной пучинистости грунта; полной или частичной замены пучинистого грунта на непучинистый под подошвой фундаментов; обмазки боковой поверхности фундаментов, уменьшающей смерзание с ней грунта; засоления грунтов и т.п. Целесообразность применения тех или иных мероприятий должна быть технико-экономически обоснована.

Фундамент следует выполнять в виде конструктивно армированной фундаментной стены или нижней армированной ленты и неармированной фундаментной стены.

Схема фундаментов мелкого заложения приведены на рисунке 1.

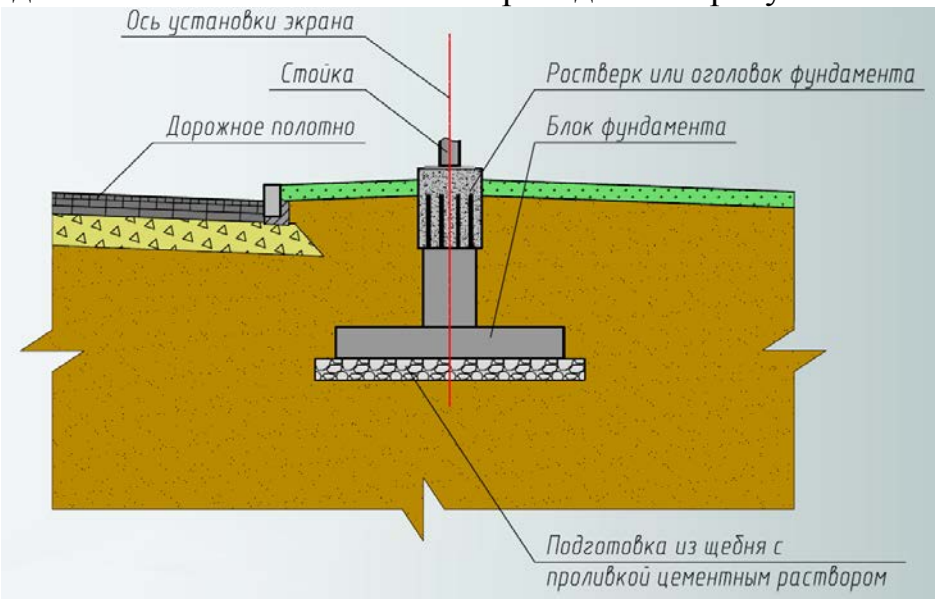


Рис. 1. Схема установки шумозащитного экрана на столбчатом фундаменте на естественном основании

Фундамент на железобетонных сваях

Применение железобетонных свай, один из самых распространенных способов для обустройства фундаментов при установке шумозащитных экранов. Такие сваи подразделяются на забивные и буровые. Рекомендуется применять забивные сваи при любых сжимаемых грунтах, подлежащих прорезке, за исключением насыпи с твердыми включениями, прослоек или линз твердого глинистого грунта, или плотного песка, а также других видов грунтов с включением валунов. При проектировании следует учитывать, что в грунтах с ленточной текстурой погружение свай может привести к дополнительным деформациям основания сооружений, расположенных на расстоянии до 3 м.

Буровые сваи следует применять в сложных инженерно-геологических условиях, когда требуется прорезка слабых отложений, содержащих включение валунов, гравия, гальки. При изготовлении свай в водонасыщенных грунтах рекомендуется использовать в качестве защиты от обрушения стенок скважины обсадные трубы.

На рис.2 схематично изображено устройство фундамента шумозащитного экрана на забивной или буровой свае.

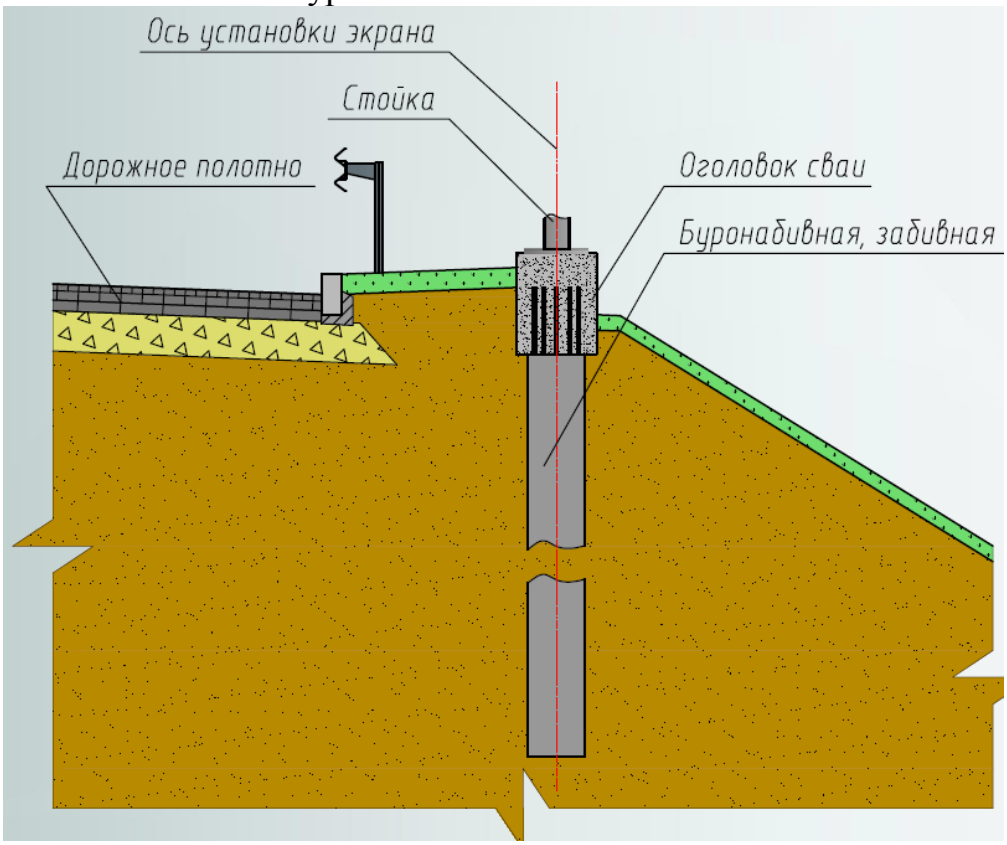


Рис.2. . Схема установки шумозащитного экрана на забивной или буровой свае

Винтовые сваи

В последнее время в строительстве шумозащитных экранов стали использоваться винтовые сваи.

Винтовые сваи состоят из металлической трубы и винтовой металлической лопасти, обеспечивающей погружения сваи вращением (рисунок 3). Винтовые лопасти изготавливают литыми и сварными из углеродистых (ВСт3сп5, 09Г2С) и низколегированных (10хСНД, 10Г2СХ) сталей. Диаметр лопастей не должен превышать 4,5 диаметра трубы. Диаметр ствола определяется сортаментом стальных труб по ГОСТ 10704-91. Рекомендуемые параметры винтовых наконечников: шаг винтовой лопасти – 200-250 мм, диаметр ствола (ступицы) – 168, 219, 273 и 325 мм, диаметры лопасти 500, 700, 850 и 1000 мм.

Конструкцию винтовой сваи следует выбирать исходя из свойств грунта. В талых грунтах рекомендуется использовать широколопастные винтовые сваи с лопастью переменной ширины, которая начинается на конической части винтового наконечника и с увеличением ширины плавно переходит на цилиндрическую. В мерзлых грунтах рекомендуется использовать узколопастные сваи, которые завинчивают в лидерные скважины диаметром, равным диаметру ствола сваи.

Механизированный способ погружения обеспечивает легкость монтажа, и специальная конструкция сваи позволяет выдерживать высокие нагрузки на сваю. Возможно погружение сваи под наклоном или погружение куста свай, состоящим из 2-х,3-х или более свай, объединенных или металлическим или бетонным ростверком.

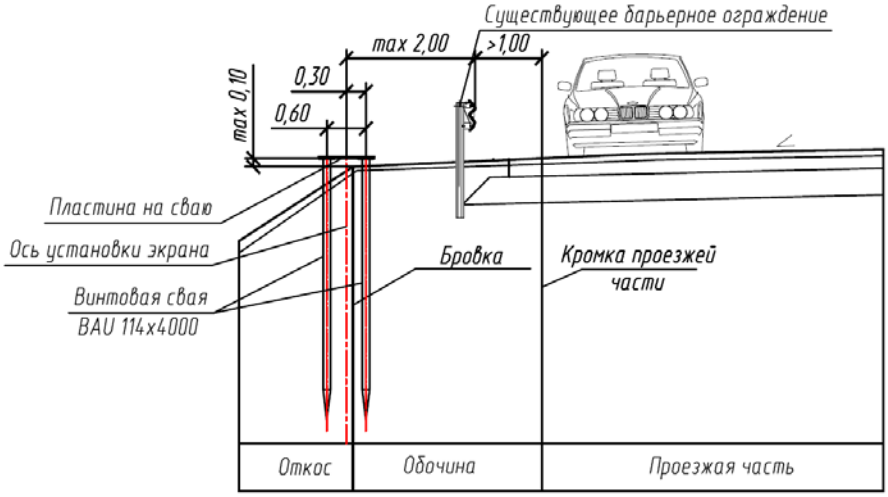


Рис.3. Схема установки шумозащитного экрана на винтовых сваях (куст из двух свай)

Фундаменты из металлических труб

Фундамент из металлических труб устраивают по технологии вдавливания. Расчет свай производится как для свай-оболочек, погружаемых без выемки грунта, в соответствии с требованиями действующих нормативных документов. Фундаменты из металлических труб следует использовать на песчаных насыпях, особенно при необходимости существенно сократить сроки строительства.

Учитывая, что при вдавливании торцы трубы остаются открытыми, в процессе погружения труба заполняется грунтом. После погружения трубы из нее удаляют грунт для устройства бетонного оголовка. Высоту бетонного оголовка назначают по наибольшему значению, определяемому условием размещения анкерной группы под стойки АЭ или выпусков арматуры для устройства ростверка, глубиной промерзания грунта, или величиной, равной трем диаметрам сваи. При определении толщины стенки трубы необходимо учитывать скорость коррозии металла за расчетный период эксплуатации.

Конструктивные решения сопряжения акустических экранов с фундаментами

Фундаменты, в которых сваи не объединены ростверком, называются безростверковыми Такие фундаменты рекомендованы для сильнопучинистых грунтов.

При проектировании акустического экрана с ростверком для непучинистых грунтов ростверки рекомендуется закладывать у поверхности земли на 0,1-0,15 м ниже планировочных отметок. В слабопучинистых грунтах под ростверками в пределах глубины промерзания рекомендуется укладывать слой шлака толщиной не менее 30 см или песка не менее 50 см.

Крепление стоек экрана к фундаментам осуществляется или на химические анкера (рис.4) либо на закладные фундаментные болты (рис. 5).

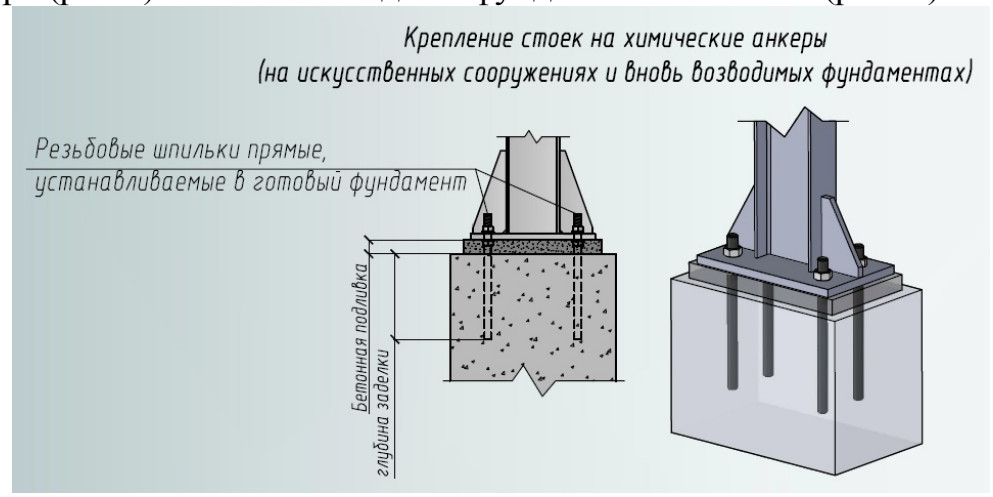


Рис.4 Крепление стоек на химические анкера

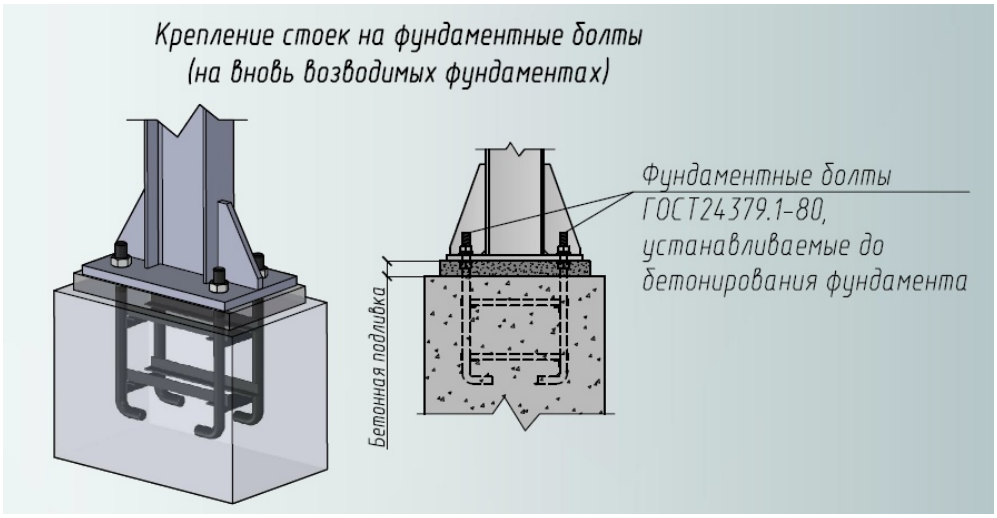


Рис.5 Крепление стоек на фундаментные болты

Литература

1. *Иванов Н.И.* Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом.: учебник.– 3-е издание, перераб. и до.– М.: Университетская книга. Логос, 2013. – 431с.
2. *Иванов Н.И., Семенов Н.Г, Тюрина Н.В.* Проблемы конструирования акустических экранов и их применение для снижения шума железнодорожного и автомобильного транспорта. Сборник трудов IV научно-практической конференции с международ- ным участием «Защита населения от повышенного шумового воздействия», СПб, 26-28 марта 2013 г., с. 52-88.
3. *Иванов Н.И., Семенов Н.Г., Тюрина Н.В.* Акустические экраны для снижения шума в жилой застройке, «Безопасность жизнедеятельности», апрель №4/2012, с. 1-24.

Методы управления процессами преобразования энергии

Будрин С. В[1]*., Рыков С.А*[1]*, Щеголев Д.В*[2]
[1]Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
[2]Щеголев Дмитрий Валентинович ООО «Стандартпласт» г. Иваново
e-mail: N_L_ALL@mail.ru

Аннотация: Практика разработки и создания средств акустической защиты (САЗ) от повышенного шума и вибраций показывает, что наиболее целесообразным методом надежного решения задач такого типа является оперирование с процессами распространения и преобразования энергии источника возбуждения конструкции в энергию результата. Необходимым и достаточным условием успешного практического применения такого подхода является использование таких методов расчета эффективности САЗ, которые имеют контролируемую степень точности результатов расчета и прошли проверку практического использования. В статье в качестве такого метода рассматривается Метод граничных импедансных элементов

Ключевые слова: Преобразователи энергии, средства акустической защиты

1. *Природные и инженерные преобразователи энергии*

Все окружающие нас живые биологические и технические объекты можно рассматривать как преобразователи энергии одной формы ее существования в другую (ПЭ). Для разделения этих объектов все биологические ПЭ будем в дальнейшем называть природными преобразователями энергии, т.е. ППЭ.

Все искусственные, создаваемые человеком и его техническими средствами, будем называть искусственными преобразователями энергии, т.е. ИПЭ. Все САЗ можно рассматривать как ИПЭ, которые предназначены для направленного управления процессами преобразования энергии, с целью снижения акустических и вибрационных полей инженерных объектов.

Не следует думать, что у ППЭ отсутствуют САЗ. Более того, наиболее целесообразным путем создания САЗ для ИПЭ, следует считать разумное следование образцам, реализованных в ППЭ. Например, из общей теории возникновения и методов управления процессами автоколебаний следует, реализация необходимых и достаточных средств преобразования энергии упругих колебаний в тепловую энергию. Если внимательно рассмотреть выходные кромки перьев птиц, то можно заметить, что на этих кромках расположено большое количество тончайших волосков, в которых «запутываются» потоки воздуха и реализуется диссипация энергии колебаний крыла. Таким же способом была реализована успешная попытка устранения автоколебаний перьев рулей на стабилизаторах ПА. По существу при этом за основу было выбрано решение Творца, которое прошло проверку «экспериментом». Обобщенная схема такого решения будет рассмотрена в конце доклада.

В общем случае процесс преобразования энергии в ИПЭ и САЭ приведен в виде диаграммы Рис. 11**Ошибка! Источник ссылки не найден.**.

В основе работы любых ПЭ лежат одинаковые физические законы. Не может быть такого положения, при котором принцип действия ППЭ основывается на основании одной системы физических закономерностей, а ИПЭ основываются на некоторой другой системе основных физических законов и законов сохранения. Можно привести примеры реализации вариантов ППЭ, в принципе действия которых заложены закономерности, которые до сих пор еще не познаны человеком. Такими примерами являются физические основы организации полета майского жука и закономерности организации движения рыбы-меч. Для указанных примеров ППЭ пока не разработана теория их движения и не созданы физические модели преобразования энергии. Это, однако, не означает, что такой теории нет.

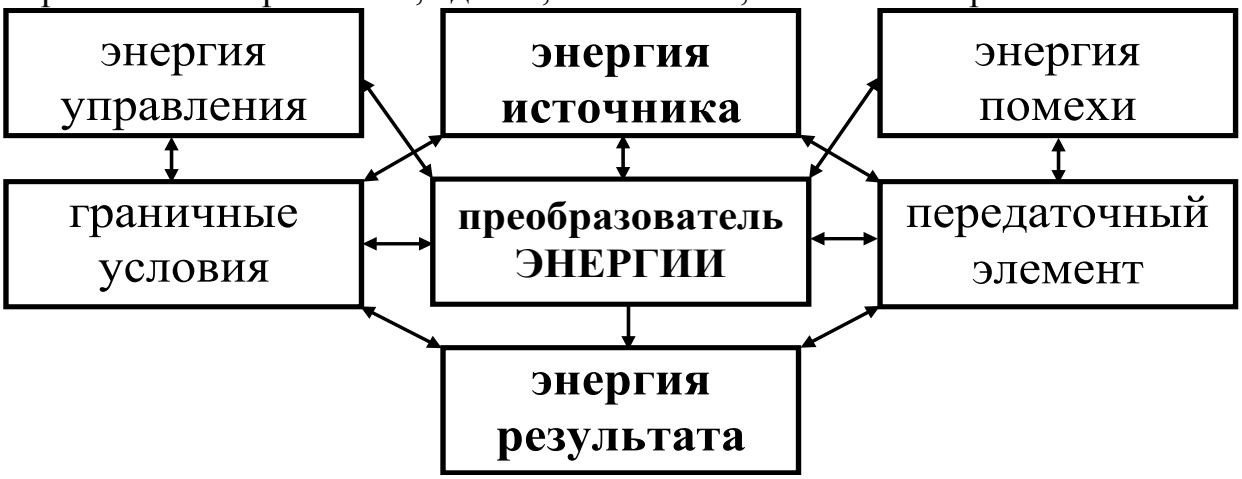


Рис. 11. Общая схема преобразователя энергии и связанных элементов

Схема ИПЭ, приведенная на Рис. 11 достаточно условна и предельно упрощена. В действительности эти схемы должны отображать всю сложность процессов преобразования энергии в реальных объектах. На Рис. 12 приведена схема процессов преобразования энергии для корпуса автомобиля. На Рис. 13 условно представлены потоки энергии упругих волн между вибрационными и акустическими энергетическими элементами, на которые разбивается корпус автомобиля.

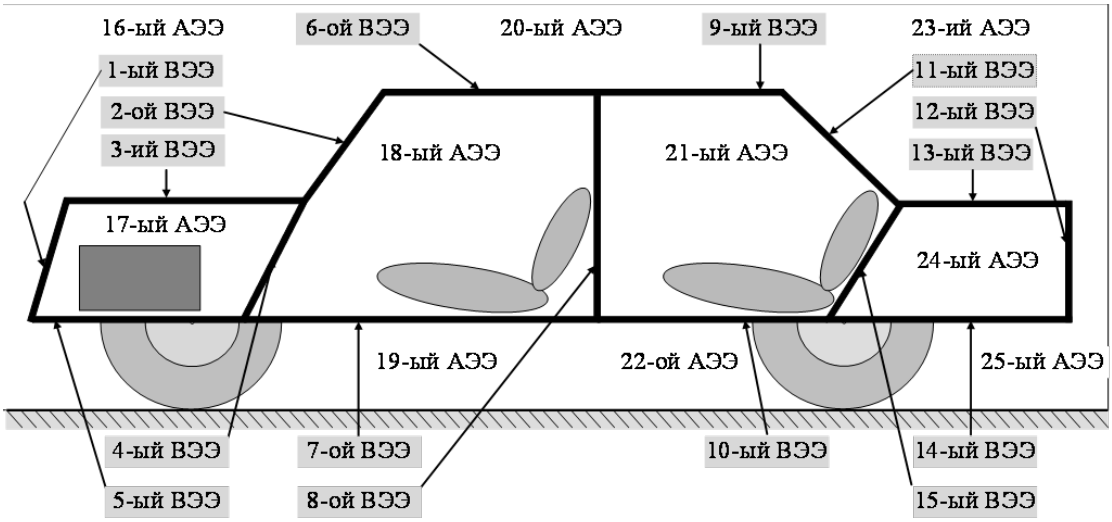
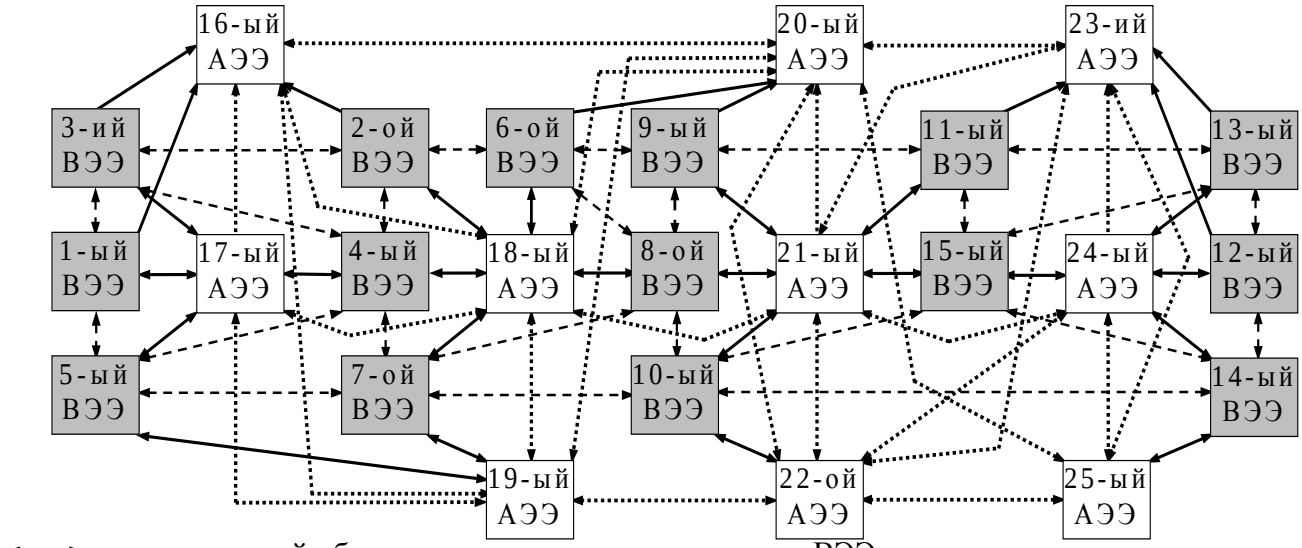


Рис. 12. Условная схема разбиения корпуса транспортного средства на вибрационные и акустические энергетические элементы



– двусторонний обмен энергии упругих волн между ВЭЭ;

– двусторонний обмен энергии акустических волн между АЭЭ;

– излучение энергии акустических волн из внутренних АЭЭ во внешнюю среду через элементы корпуса ТС;

– двусторонний обмен энергии упругих волн между ВЭЭ и АЭЭ;

– излучение энергии акустических волн из ВЭЭ во внешнюю среду.

Рис. 13. Схема потоков энергии упругих волн, которые необходимо учитывать при анализе процессов преобразования энергии в корпусе автомобиля

2. *Требования к исходной характеристикам проектируемой САЗ*

Основные технические характеристики проектируемых и создаваемых САЗ должны оговариваться ТЗ на разработку конкретного САЗ. Традиционно к числу основных характеристик следует отнести:

- весогабаритные характеристики САЗ;
- условия эксплуатации САЗ, т.е. температура, влажность и режим работы;

амплитудно-частотная характеристика эффективного применения САЗ;

задается методика контроля эффективности САЗ.

В действительности при применении методов расчета эффективности САЗ, имеющих контролируемую достоверность этих параметров недостаточно. При традиционном порядке задания исходных параметров невозможно создать качественные САЗ.

Для решения задач создания качественных САЗ, обладающих надежной эффективностью, кроме традиционных исходных данных необходимо задавать для всех материалов, используемых при создании САЗ параметры:

- комплексные модули сдвига во всем диапазоне частот;
- комплексные коэффициенты Пуассона во всем диапазоне частот;
- комплексные плотности звукопоглощающих материалов во всем диапазоне частот.

Примеры таких характеристик для резины 2701/02 приведенные на Рис. *14* и Рис. *15* [3]. Методика определения комплексной плотности звукопоглощающего материала известна и приведена в [13].

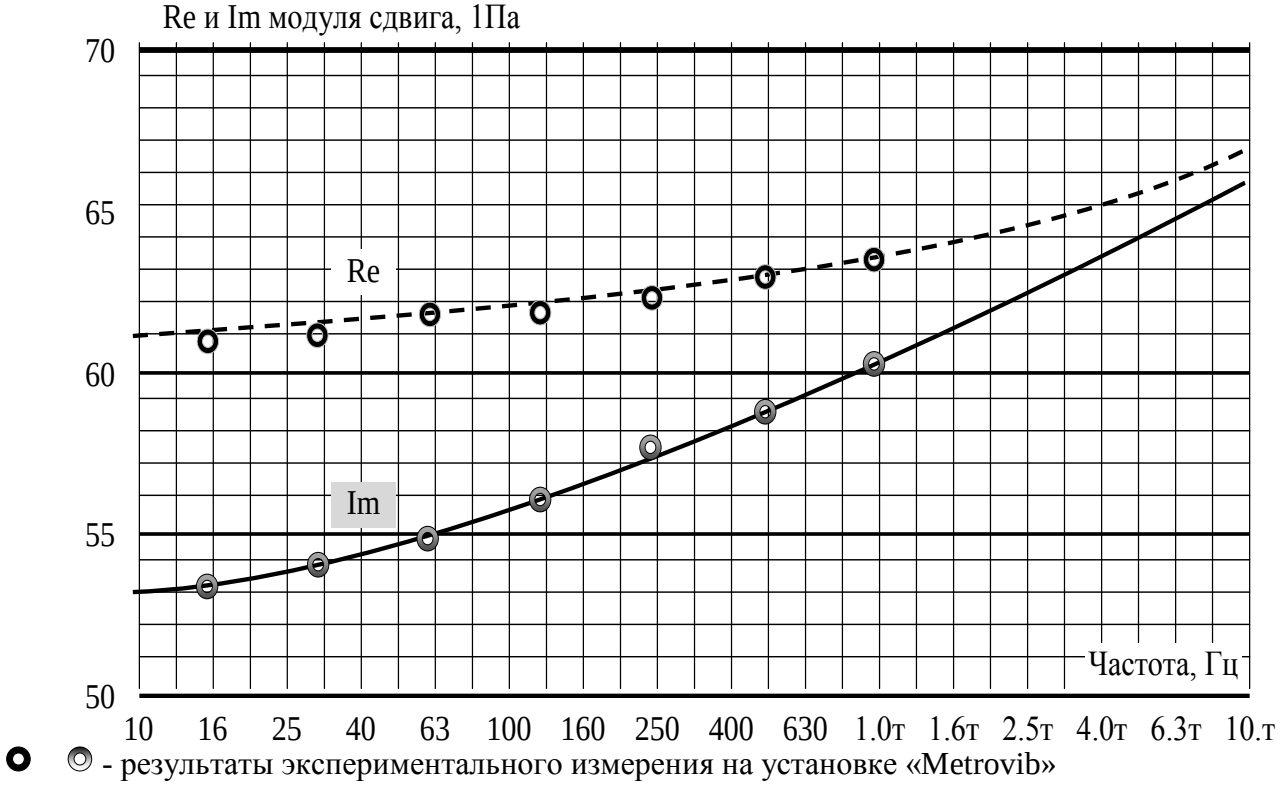


Рис. 14. Частотные характеристики модуля сдвига резины 2701/02

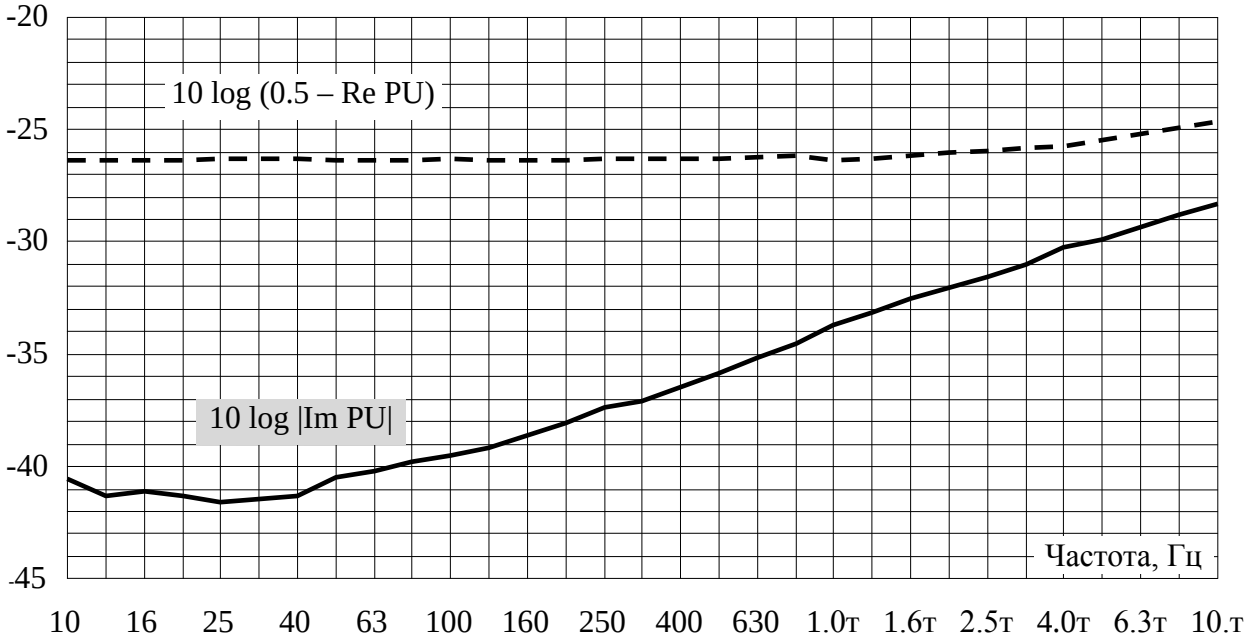


Рис. 15. Частотные характеристики действительной и мнимой частей коэффициента Пуассона резины 2701/02

Мало того, эти параметры учитывают только варианты использования изотропных материалов для которых упругие характеристики полностью определяются двумя независимыми модулями упругости. Естественно, дело усложняется при применении в конструкциях САЗ анизотропных материалов. В этом случае в соответствии с положениями классической теории упругости

необходимое и достаточное количество упругих постоянных материала зависит от степени анизотропии используемого материала

Опять же это только часть вопроса и проблемы, которую следует рассматривать при создании САЗ не самих по себе, а для применения в реальных конструкциях, т.е. для улучшения ВАХ существующих ИПЭ. Для таких сугубо прикладных целей важными исходными характеристиками ИПЭ, по существу определяющих реализуемую величину эффективности САЗ, является наличие достоверной информации о частотных характеристиках величин конструкционных коэффициентов потерь. По существу необходимость информации об этих величинах реальных конструкций и методическое руководство по их определению в реальных условиях в литературе отмечается сравнительно редко. Следует отметить работу [2]. Имеется еще ряд публикаций, но отсутствует необходимая и достаточная база данных, что отрицательно сказывается на решении проблемы создания САЗ с контролируемой эффективностью.

3. *Оценка максимально возможной эффективности САЗ*

При заключении ТЗ на проектирование и изготовление любых САЗ весьма важным представляется умение осуществлять оценку частотной характеристики максимально возможной эффективности САЗ. Такая оценка может быть выполнена при наличии результатов эксперимента по определению выходного энергетического параметра ИПЭ, для которого создается САЗ и величины динамических сил, приложенных к корпусу ИПЭ в процессе его эксплуатации. Учитывая, что в соответствии с работой [3], имеется возможность определить величину энергии акустического поля, излучаемую произвольным телом при действии на него внешнего воздействия, то полагая корпус ИПЭ абсолютно твердым телом, и зная величину действующей силы, можем определить величину внешнего поля. Далее, сопоставляя эту величину с измеренной величиной поля, получаем частотную величину максимально возможной эффективности САЗ, которая обусловлена изменением условий преобразования энергии за счет изменения входного импеданса корпуса ИПЭ за счет применения САЗ. На Рис. 16 приведены частотные характеристики максимальной величины эффективности САЗ, предназначенных для снижения шума гребных винтов подводного аппарата, полученные в работе [8].

При разработке и создании конструкций, проектируемых на заданную величину средней звукоизоляции $R_{ср}$ [1] не сложно сразу же определить массовые и диссипативные характеристики используемой конструкции, применение которой позволит выполнить поставленную задачу. Величина массы конструкции на единицу ее поверхности определяется непосредственно из Рис. 17. В том случае, если получаемой величины эффективности будет недостаточно, то можно использовать, например, материал «тяжелая резина» или в соответствии с Рис. 18 выбрать необходимую и достаточную величину коэффициента потерь пластины [13].

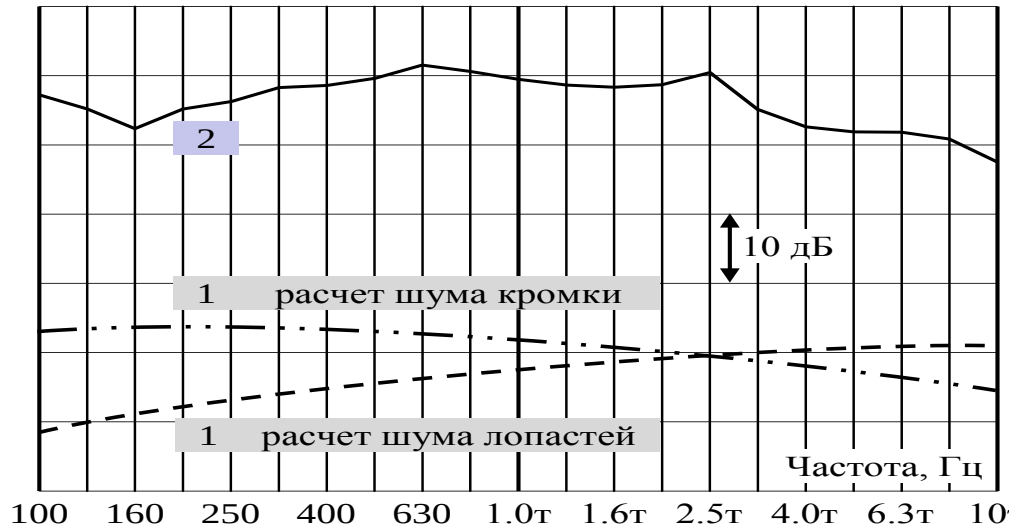
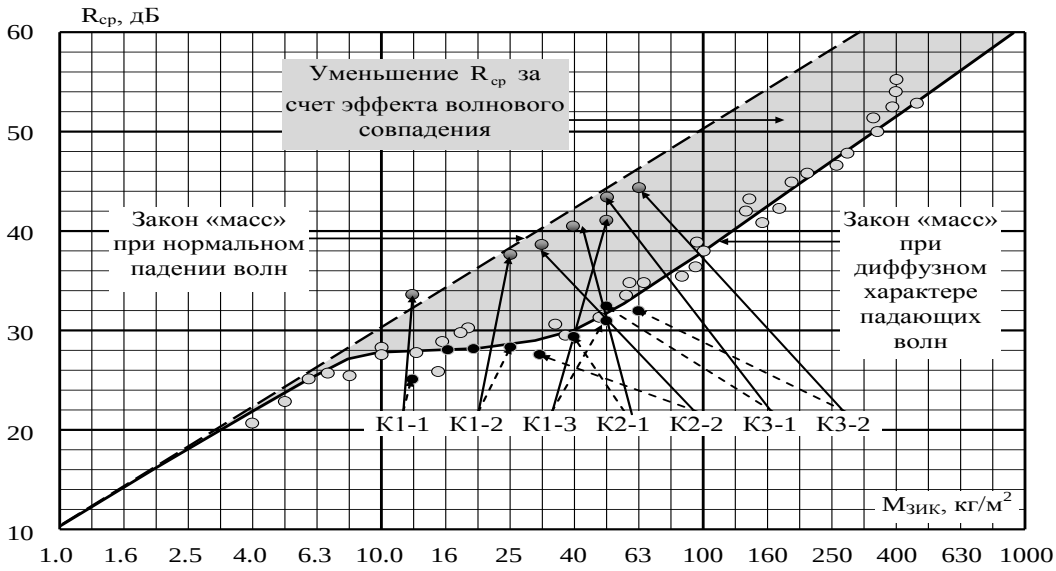


Рис. 16. Оценка максимальной величины эффективности по эксперименту для заданной конструкции гребного винта



○ - результаты эксперимента для строительных конструкций [1];

● - расчет по МКВЭ при нормальном падении акустических волн,

● - расчет по МКВЭ при диффузном падении акустических волн,

——— — — — - ожидаемая величина $R_{ср}$ для закона масс, при использовании МКВЭ для диффузного и нормального падения.

Рис. 17. Зависимость $R_{ср}$ от величины массы единицы ее поверхности

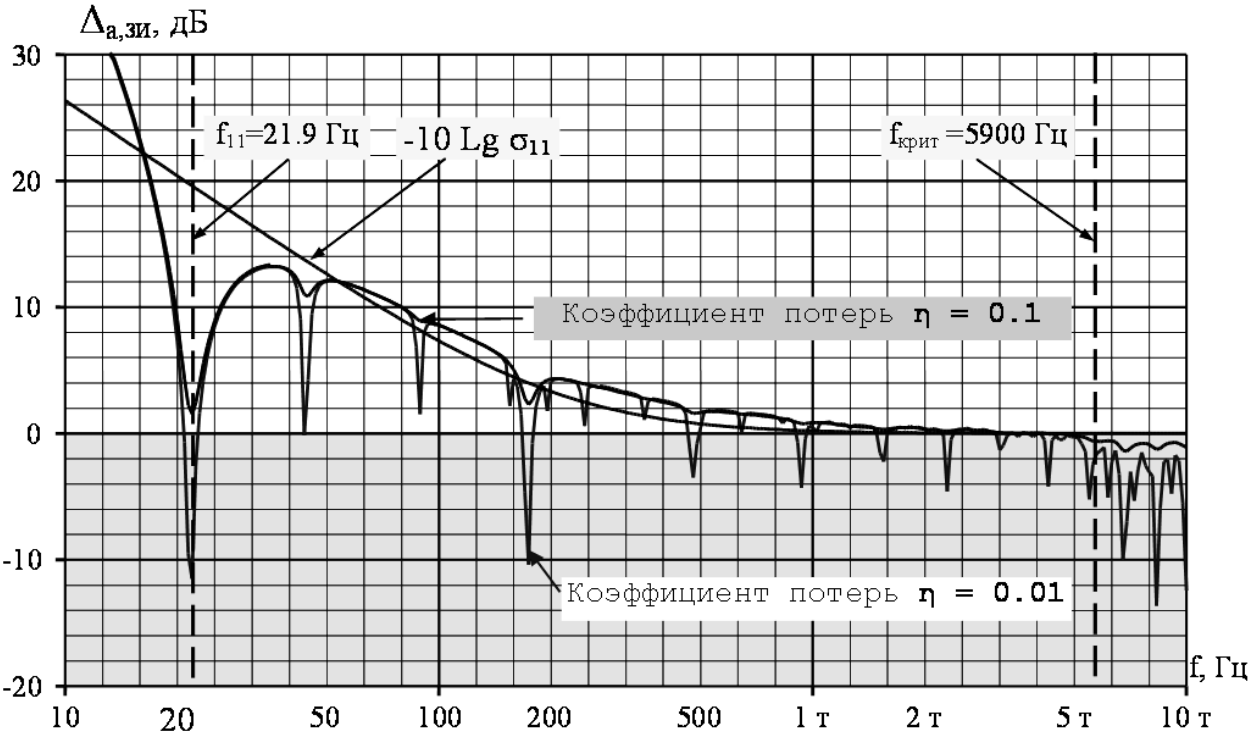


Рис. 18. Влияние потерь на величину ЗИ конечной пластины по сравнению с звукоизолирующей эффективностью бесконечной пластины

4. *Анализ процесса преобразования энергии упругих волн при наличии нескольких источников шума, работающих одновременно в исследуемом объекте*

Часто на практике, при создании эффективных САЗ возникают проблемы анализа процессов преобразования энергии упругих волн при наличии нескольких источников шума, работающих одновременно. К числу ИПЭ для которых эти проблемы приобретают решающее значение, следует отнести движущиеся ИПЭ, а именно автомобили, скоростные поезда и подводные аппараты.

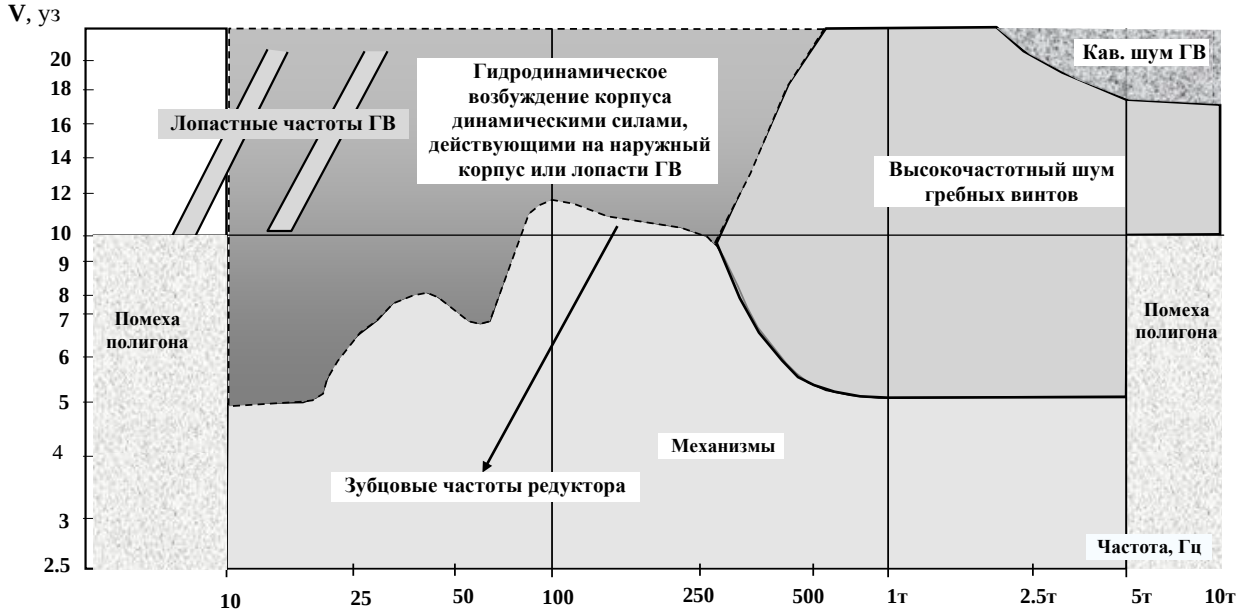


Рис. 19. Вид «акустического портрета» движущегося ИПЭ

Рассмотрим последовательность действий по оценке вклада отдельного источника шума, в суммарный уровень шума движущегося ИПЭ, обусловленный

работой всех источников шума на примере подводного аппарата. На Рис. 19 приведен пример «акустического портрета» подводного аппарата, на котором наглядно показано влияние различных источников шума на формирование суммарного шума подводного аппарата в зависимости от скорости хода подводного аппарата [8].

Наиболее эффективным способом экспериментального разделения процессов формирования внешнего шума ИПЭ, обусловленного источниками шума, имеющими различную физическую природу, является организация и проведение экспериментальных исследований в режиме выбег (РВ). ИПЭ разгоняется до определенной скорости и движется на этой скорости стационарно, т.е. без изменения режимов работы механизмов, обеспечивающих его движение и вспомогательных механизмов, работа которых не связана непосредственно с обеспечением движения объекта на заданной скорости.

В заданный момент времени осуществляется достаточно быстрое прекращение подачи энергии от источника, обеспечивающего движение объекта. Техническая реализация процесса отключения источника движения может осуществляться разными способами, зависящими от технических характеристик ИПЭ. Важным условием является обеспечение минимальных уровней переходных процессов в момент реализации РВ. В течении всего времени реализации РВ производится регистрация выходного параметра с учетом изменения дистанции от ИПЭ до места регистрации шума.

Временные зависимости величин уровней шума подводного аппарата, обусловленных источниками, имеющими различную физическую природу приведены на Рис. 20 – Рис. 23. В качестве источников шума рассматриваются: 1) стационарный шум корабельных механизмов; 2) шум гребных винтов; 3) шум, обусловленный реализацией явления автоколебаний.

Рис. 20. Вид временной зависимости поля при стационарном движении

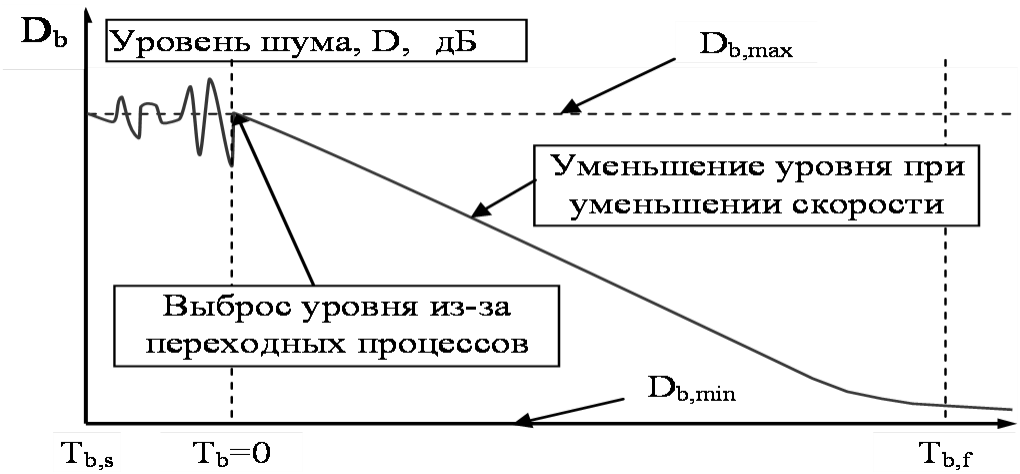


Рис. 21. Вид временной зависимости уровней шума ИПЭ при реализации РВ в случае, когда шум определяется шумом обтекания наружного корпуса

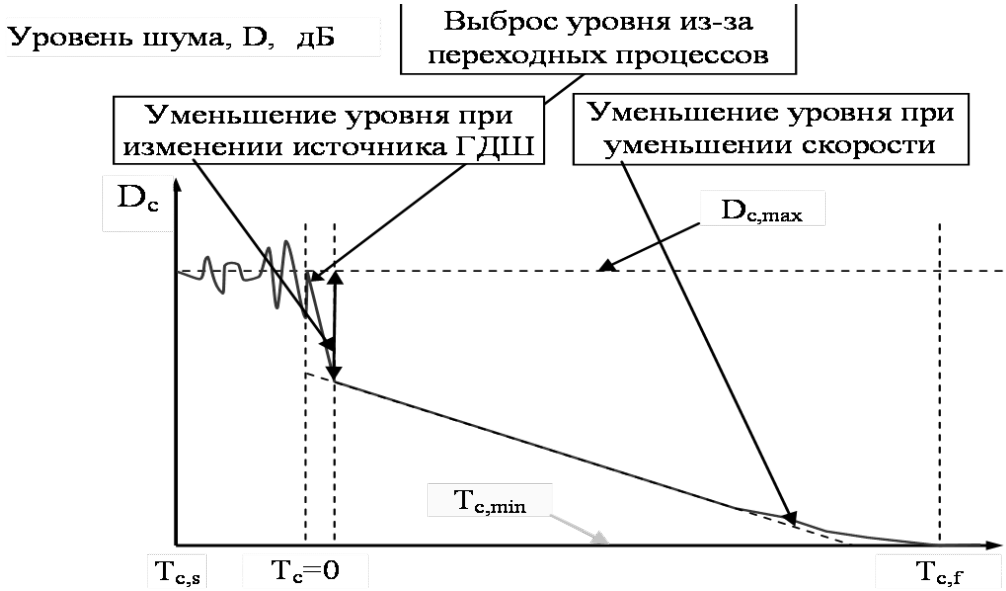


Рис. 22. Уровни шума подводного аппарата при РВ, когда суммарный шум подводного аппарата определяется шумом гребных винтов (ГВ), на фоне шума обтекания наружного корпуса

Из результатов, приведенных на рисунках, в общем случае ясно, что имея результаты экспериментальных исследования, выполненных при различных скоростях движения, мы получим необходимую и достаточную информацию для составления акустического портреты ИПЭ. Типовой «акустический портрет» для подводного аппарата приведен на рисунке 9. Видно, что представление результатов экспериментальных исследований в виде акустического портрета обладает большой информативностью при решении задач создания новых САЗ. Следует отметить, что диаграмма акустический портрет ИПЭ соответствует некоторому полю в декартовой системе координат, у которого по горизонтальной оси отложен весь диапазон частот, для которого в ТЗ формулируются требования к выходной энергии акустического шума ИПЭ. По вертикальной оси отложены скорости движения ИПЭ. При этом те области, этого поля для которых суммарные уровни шума всего ИПЭ определяются источниками шума, имеющими одинаковую физическую природу, закрашиваются одинаковым цветом. В результате все поле диаграммы получается закрашенным разными цветами. По этой причине в те

времена, когда такая диаграммы создавалась, она получила название диаграмма Ренуара (ДР).

Преимущества ДР заключаются в том, что при ее наличии и достоверности упрощается решение проблемы выбора САЗ, предназначенных для снижения шума в заданном диапазоне частот и для оговоренных режимах использования ИПЭ. В частности, из рисунка 9 видно, что придвижении подводного аппарата со скоростями менее 5 узлов источниками шума, определяющего суммарные уровни шума подводного аппарата, являются корабельные механизмы. По существу, для каждого ИПЭ должны быть проведены специализированные испытания и получены ДР. Эти ДР должны входить в техническую документацию, фиксирующую уровень развития техники и степень совершенства механизма.

Безусловно, ДР является необходимым, но не достаточным документом, характеризующим техническое состояние ИПЭ.

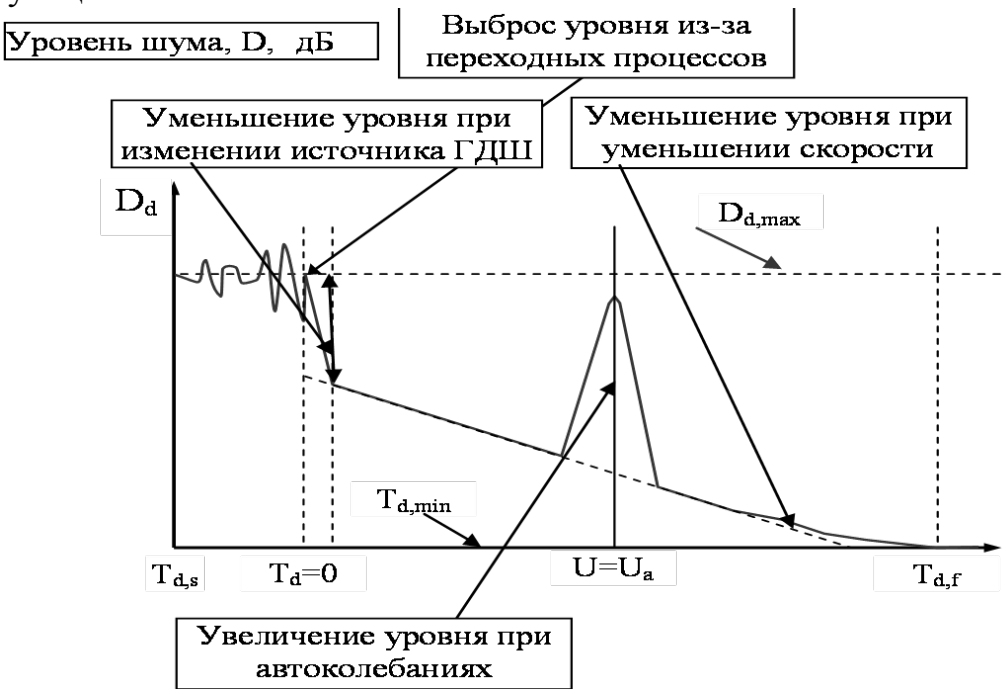


Рис. 23. Уровни шума ПА при РВ, когда суммарный шум ПА определяется шумом ГВ, но на уровне шума обтекания наружного корпуса проявляется максимум, связанный с возникновением автоколебаний на скорости U_a

5. *Методы расчета САЗ*

Анализ методов расчета ВАХ инженерных конструкций (ИК) и методов проектирования и расчета эффективности САЗ показывает, что в основном для этих целях используются литературные источники и алгоритмы, выпущенные или разработанные в прошлом и позапрошлом веках, т.е. классиками [1,2,4,6, 9 и т.д.]. Это связано с тем обстоятельством, что в то время еще не было широкого распространения вычислительной техники, и алгоритмы расчета разрабатывались, исходя из практических возможностей их выполнения. Это, естественно отражалось на реализации разработанных методов расчета, и достоверности получаемых результатов.

Требования практики вынудили разрабатывать более точные методы расчета. При этом развитие методов расчета в основном шло в двух направлениях, и в настоящее время широко применяются две группы методов расчета ВАХ ИК.

5.1. Метод конечных элементов (МКЭ).

Первая группа методов оперирует с анализом систем с сосредоточенными параметрами. Эти методы, которые принято называть методами конечных элементов, начали развиваться для решения задач прочности конструкций. Этот подход определил особенности программных комплексов, разработанных для их практического применения. Программные комплексы, позволяющие производить расчеты деформаций, собственных частот и других характеристик инженерных конструкций условно назовем программными комплексами типа ANSIS и др. Для расчета связи колебаний конструкций с окружающей средой были разработаны программные комплексы расчета на основе использования метода граничных элементов (МГЭ) и совместного применения МКЭ и МГЭ. Примером таких программных комплексов является «SYSNOISE» и др. Преимущество этих методов состоит в том, что формально они применимы к конструкциям, имеющим произвольную геометрию. Но одно дело метод расчета и другое дело программный комплекс, предназначенный для реализации этого метода. Анализ существующих программных комплексов показывает, что в настоящее время отсутствуют программные комплексы позволяющие учитывать в процессе расчетов диссипативные характеристики материалов, имеющие различные потери для различных направлений деформаций. Кроме того, при решении задач, в которых в качестве отдельного элемента рассматривается жидкий или газообразный элемент, и при наличии у конструкции острых углов возникают сложности в способах формирования размеров элементов. Кроме того, точность выполнения расчетов при использовании МКЭ и МГЭ вообще не оговаривается. Отсюда следует, что эти методы имеют ограниченную достоверность результатов расчета. По существу эти методы применимы в области относительно низких частот и без оценки достоверности результатов расчетов. Для перехода к области относительно высоких частот или к жидким средам требования к количеству учитываемых элементов возрастает, и порядок решаемых систем уравнений возрастает до 107. Учитывая, что для выполнения расчетов систем уравнений столь высоких порядков ужесточаются требования и к числу значащих цифр при выполнении расчетов. Таким образом, можно сказать, что для выполнения расчетов в области относительно высоких частот резко ужесточаются требования к техническим характеристикам вычислительных машин.

5.2. Энергостатистические методы (ЭСМ).

Вторая группа методов начала интенсивно развиваться в конце прошлого века. Основоположником этой группы методов принято считать Westphal [7]. Эта группа подошла к описанию колебаний конструкций с энергетической точки зрения. Общее название второй группы методов в русской транскрипции соответствует энергостатистическим методом (ЭСМ). Важным преимуществом этих методов состоит в том, что в их основе лежат законы сохранения, которые пока не нарушались. Кроме того, в процессе расчетов операции выполняются с величинами, имеющими одинаковую размерность энергии или потока энергии. В

работе [5] были сформулированы единые алгоритмы расчета для акустических и вибрационных процессов.

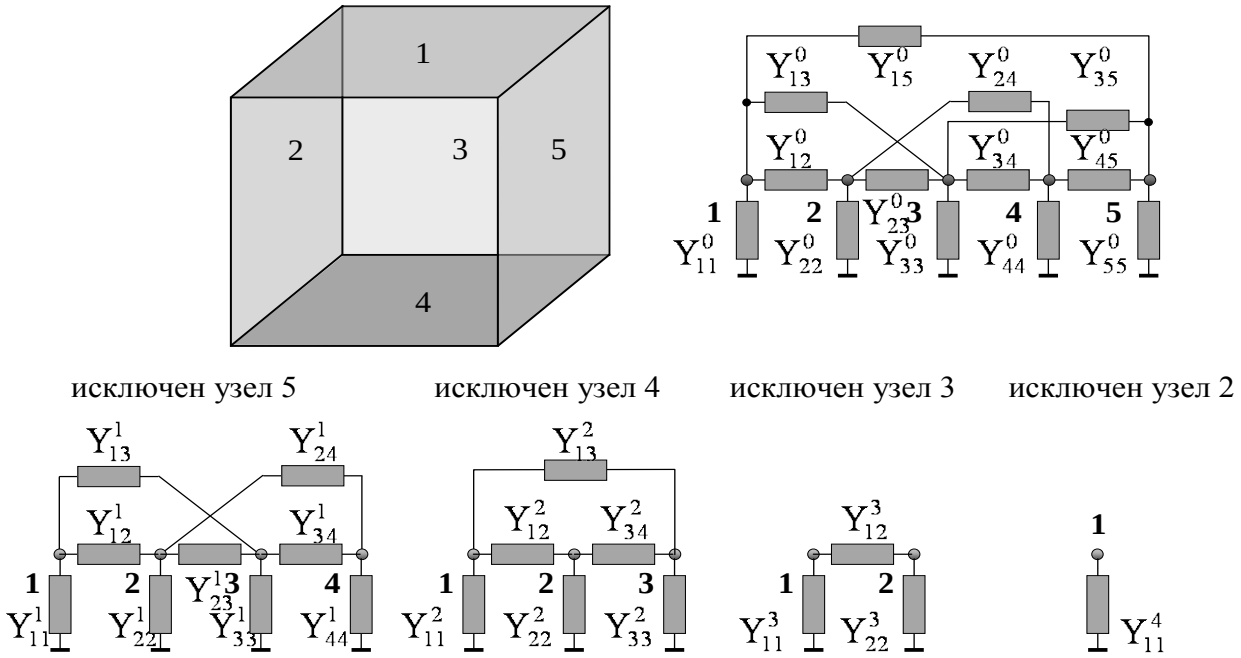


Рис. 24. Участок пространственной конструкции и его электрическая модель при учете одного типа упругих волн в конструкции

Формально ЭСМ для сложных конструкций ИПЭ соответствуют законам Кирхгофа для разветвленных электрических цепей (Рис. 24). По этим причинам, какой бы сложной ни была эквивалентная схема ИПЭ или САЗ расчет распределения электрической цепи производится при использовании стандартных методов расчета электрических цепей [3]. Для практического использования этих методов разработан программный комплекс AUTOSEA, который широко применяется в практике инженерных расчетов. Это положительные особенности метода ЭСМ. Есть у этих методов и недостатки. Энергетические методы применимы и позволяют получать результаты, соответствующие результатам экспериментальных исследований только при наличии нескольких резонансных частот конструкции в выбранной частотной полосе производимых расчетов. Это требование однозначно ограничивает возможность их применения областью относительно высоких частот. Вопросы точности результатов расчетов, выполненных при использовании ЭСМ, не поддается аналитическому анализу и определяется эмпирически путем сопоставления результатов расчета и эксперимента.

5.3. Метод граничных импедансных элементов

Широкое применение двух вышеуказанных групп методов и, соответствующих им программных комплексов привело к тому, что сложилась ситуация не соответствующая требованиям практики. В самом деле, МКЭ работает на низких частотах и допустимость его применения в области высоких частот ограничена техническими параметрами вычислительных комплексов. С другой стороны ЭСМ допустимо использовать лишь в области высоких частот.

Единственно, что объединяет обе группы методов это отсутствие достоверности результатов расчета.

Для дальнейшего развития методов расчеты необходимо было создать такие методы, которые удовлетворяли следующим требованиям:

- алгоритмы расчета были бы основаны на «точных» методам математической физики;
- расчеты велись для переменных связанных с процессами распространения энергии упругих волн по конструкциям ИПЭ и САЗ произвольной сложности;
- допустимость применения не ограничена по диапазону частот.
- точность расчета должна быть такой, чтобы результаты не противоречили результатам эксперимента.

В конце прошлого века такие методы принципиально удалось разработать [3,10]. Общее название метод граничных импедансных элементов (МГИЭ) и его упрощенный вариант метод конечных волновых элементов МКВЭ.

В соответствии с МГИЭ расчет всей конструкции предполагает использование для описания колебаний конструкции обобщенных кинематических (КП) и динамических переменных (ДП). Под динамическими переменными понимаются вектора динамических сил, моментов или давлений. Под кинематическими переменными понимаются смещения или скорости. Расчет инженерной конструкции последовательное выполнение следующих этапов:

Разбиение конструкции на отдельные однородные элементы произвольного размера, для которых расчет матриц входных импедансов или проводимостей для всех границ элементов конструкции, может быть выполнен любыми известными методами.

Расчет входной матрицы импеданса или проводимости всей конструкции в месте ее возбуждения внешними динамическими воздействиями.

Определение распределения КП и ДП по всей конструкции и всем ее элементам не только на границах элементов, но и внутри каждого элемента.

Определение распределения энергии, поступающей от источника возбуждения в рассматриваемую конструкцию, по всем возможным ее потребителям с учетом поглощения при колебаниях элементов конструкции и излучения во внешнюю среду.

Выбор типа ВЭ определяется не связано с длинами упругих волн, а с удобством представления рассматриваемой конструкции ИПЭ в виде комбинации типовых ВЭ.

Например, при распространении упругих волн по системе плоскопараллельных слоев предпочтительно рассматривать при помощи ВЭ типа слой, приведенного на Рис. 25.

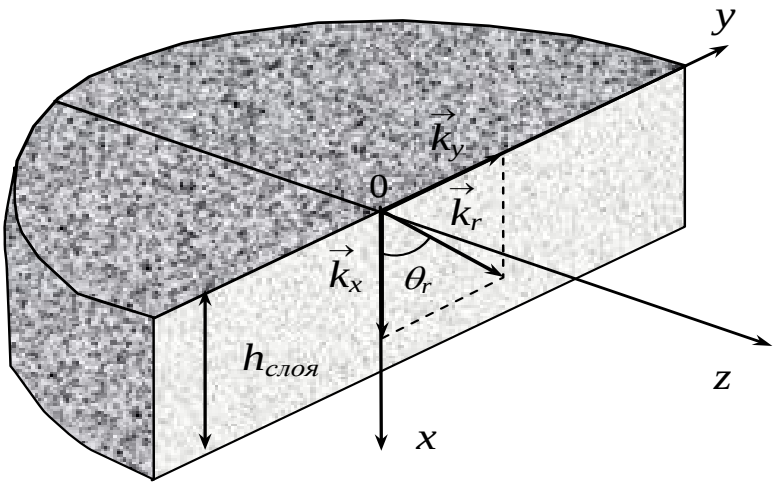


Рис. 25. Эскиз ВЭ в виде однородного плоского слоя конечной постоянной толщины и бесконечной протяженности.

При проведении расчетов распространения упругих волн по корпусным конструкциям с неоднородностями в качестве ВЭ используется ВЭ, схема которого приведена на Рис. 26.

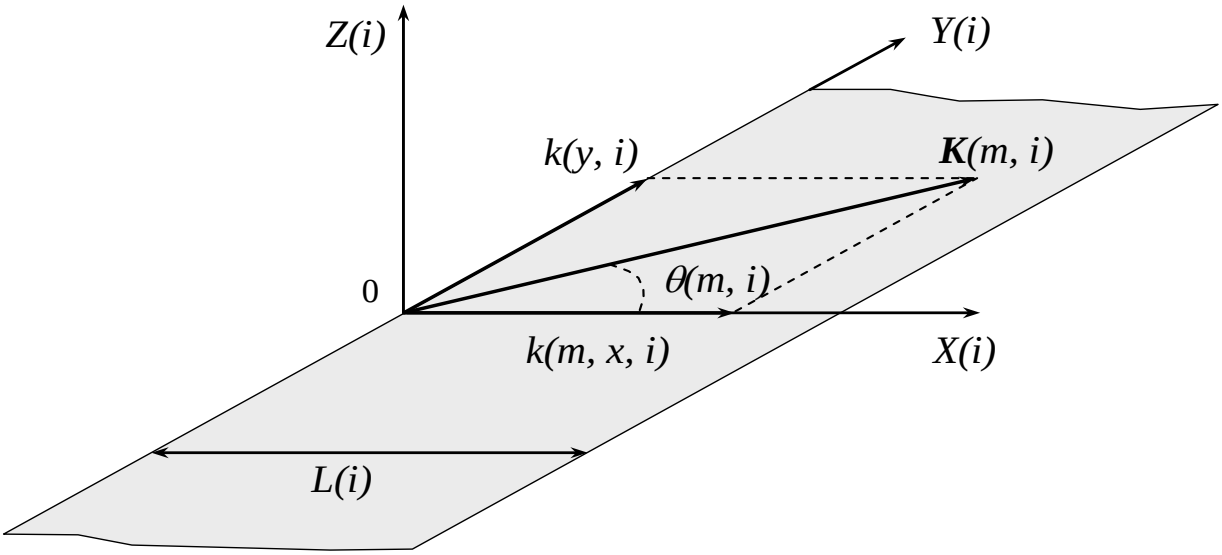


Рис. 26. Эскиз ВЭ элемента в виде однородной полосы конечной ширины и бесконечной протяженности с расположением координатных осей

При расчете распространения упругих волн по оболочкам в качестве ВЭ используются два типа волновых элемента, схемы которых приведены на Рис. 27. При этом разбиение корпусной конструкции на отдельные ВЭ осуществляется, как показано на Рис. 28.

Алгоритмы для кольцевых и цилиндрических волновых элементов приведены в работе [3]. Для расчета распространения упругих волн по конструкциям других типов рационально использовать другие типы ВЭ. Важно, что процесс описания распространения упругих волн по сложным конструкциям соответствует использованию типовых одинаковых алгоритмов, справедливых для любых конструкций.

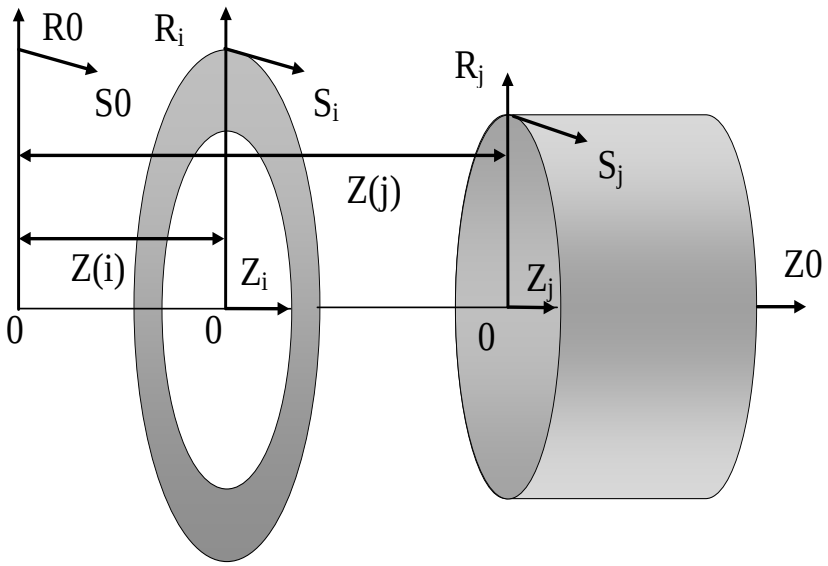


Рис. 27. Цилиндрический и кольцевой волновые элементы одноканальной осесимметричной конструкции неоднородной цилиндрической оболочки с их собственными системами координат

Рис. 28. Схема деления на цилиндрические и кольцевые волновые элементы неоднородной конструкции корпуса подводного аппарата

5.4. Асимптотические методы расчета

Наш краткий экскурс по существующим методам расчета позволяет сформулировать положение, которое трудно оспорить: все метода расчета на самом деле являются приближенными. Точных методов расчета не существует в природе. По существу, единственным методом расчета, имеющим контролируемую достоверность, является метод аналитических оценок при асимптотическом стремлении независимой переменной к предельным значениям . В соответствии с результатами работы [3] величина эффективности излучения произвольного источника конечных размеров, который в дальнейшем будем называть погружной механизм (ПМ), так как именно для механизмов такого типа создавалась методика расчета, которая успешно использовалась на практике в течении 50 лет, без нареканий со стороны ее потребителей. Эта методика имеет условное название «домик».

Обозначения, которые применяются при использовании методики:

- ПМ - механизм или элемент конструкции ограниченных размеров, для которого необходимо применить методику «домик».

- ДПВ - величина разности уровней (СКВ) величин акустического давления, создаваемого при работе ПМ на заданном расстоянии от центра ПМ и (СКВ) уровней колебательного ускорения поверхности корпуса ПМ.
- ЭС1 – эквивалентный источник осциллирующего типа, который при действии на него заданной динамической силы излучает во внешнюю среду такую же величину энергии, как и корпус ПМ, колеблющийся, как твердое тело.
- ЭС0 – эквивалентный источник пульсирующего типа, который имеет объемную скорость равную объемной скорости корпуса ПМ.
- ФМ – физическая модель, модель представления процесса колебаний и излучения корпуса ПМ в рассматриваемом диапазоне частот.

В процессе разработки методики рассмотрено три физических модели представления колебаний и излучения корпуса ПМ.

ФМ–01 – модель, соответствующая колебаниям и излучению твердого тела.

ФМ–04 – модель, соответствующая колебаниям и излучению твердого тела и возможности балочных и оболочечных резонансов корпуса ПМ.

ФМ–05 – модель представления, соответствующая осесимметричным пульсирующим колебаниям корпуса ПМ.

Изменение частотных характеристик ДПВ представлено на Рис. 29-Рис. 31.

Эффективности излучения определяются в соответствии с работой [3].

Задача, схема которой приведена на рисунке 22 может быть решена различными методами. Она может быть решена методами математической физики при представлении решения в виде функций Матье. Имеется возможность решения этой же задачи и при использовании МКВЭ и волновых элементов в виде полосы конечных размеров. Именно этот подход и был использован для получения точного решения, приведенного на этом рисунке. Асимптотические решения для точечной и линейной сил взят из [2]. Видно, что погрешность расчетов, полученная при использовании МКВЭ по сравнению с известными асимтотическими решениями не превышает величины порядка 1 дБ на частоте, где эти решения совпадают.

Еще один пример иллюстрирующий возможности применения метода аналитической оценки результата расчета при асимптотическом стремлении частоты к предельным значениям приведен на Рис. 32.

6. *Проверка результатов расчета САЗ и их практическая реализация*

После проведения расчетов эффективности САЗ для конкретных конструкций необходимо удостоверится в правильности получены результатов. Здесь два пути:

- Сопоставление результатов собственных расчетов с экспериментом.
- Сопоставление результатов расчета выполненных разными методами.

а) Сопоставление расчета и эксперимента.

Критерием точности расчетов эффективности САЗ и методики, по которой эти расчеты выполнены является эксперимент, условия проведения которого соответствуют условиям расчетов.

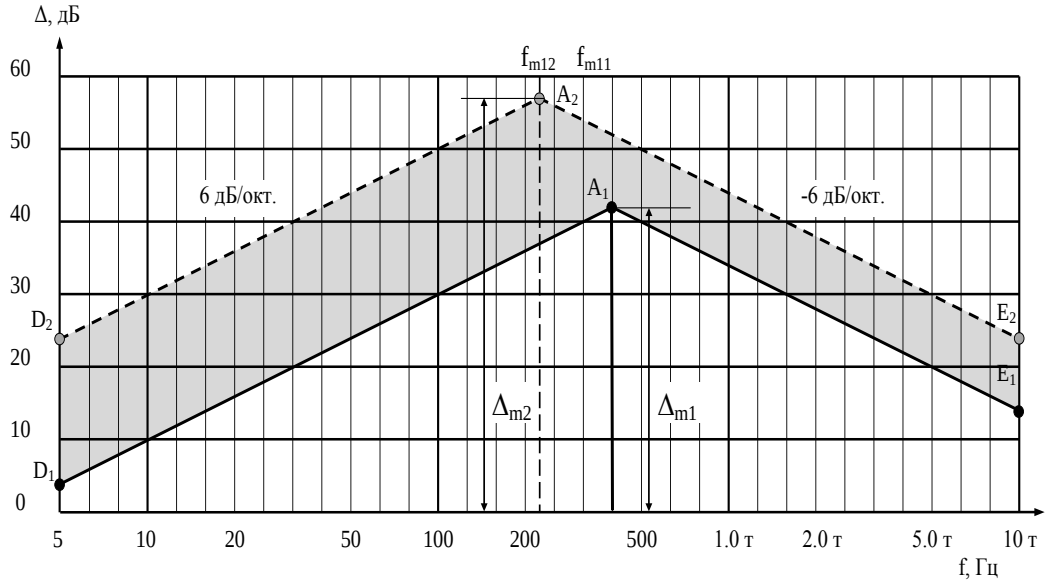


*Рис. 29.*Пример построения частотных характеристик ДПВ для вариантов размеров ПМ, соответствующих работе [3]. Иллюстрация ФМ-01

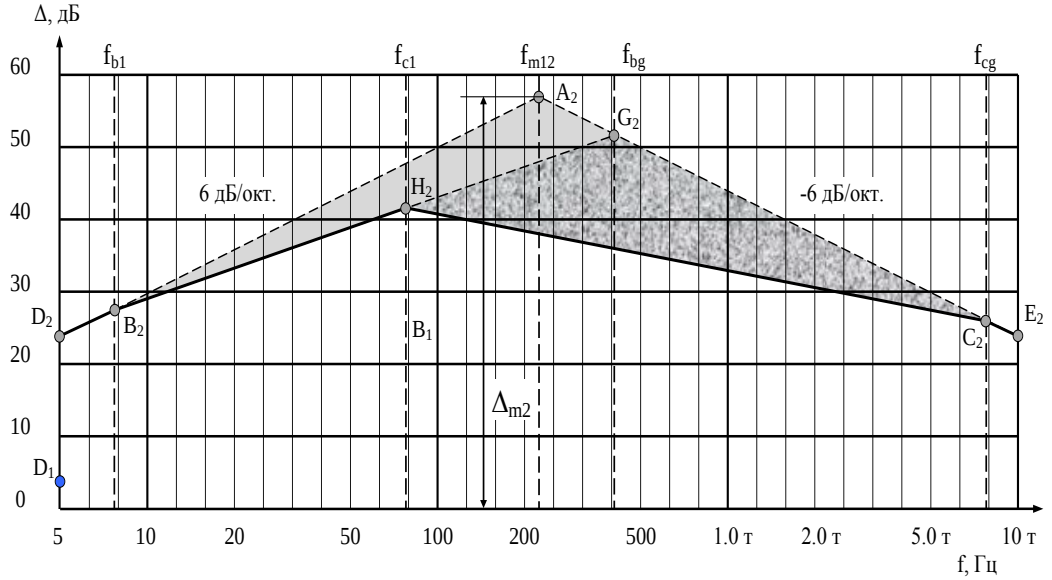


*Рис. 30.*Пример построения частотной характеристики ДПВ для ФМ-04

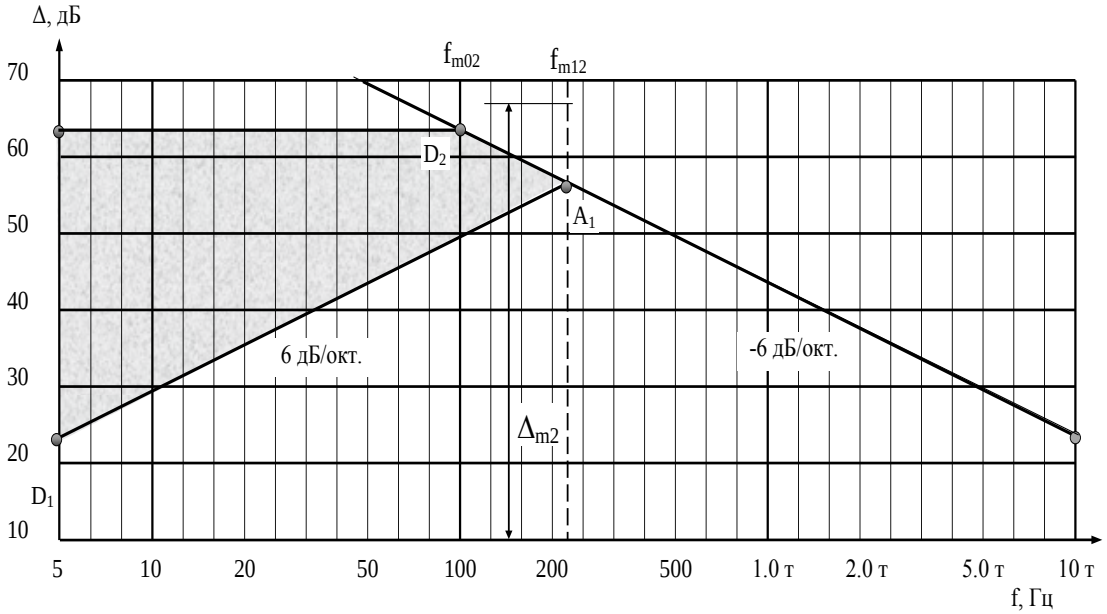


Рис. 31. Пример построения частотной характеристики ДПВ для ФМ-05

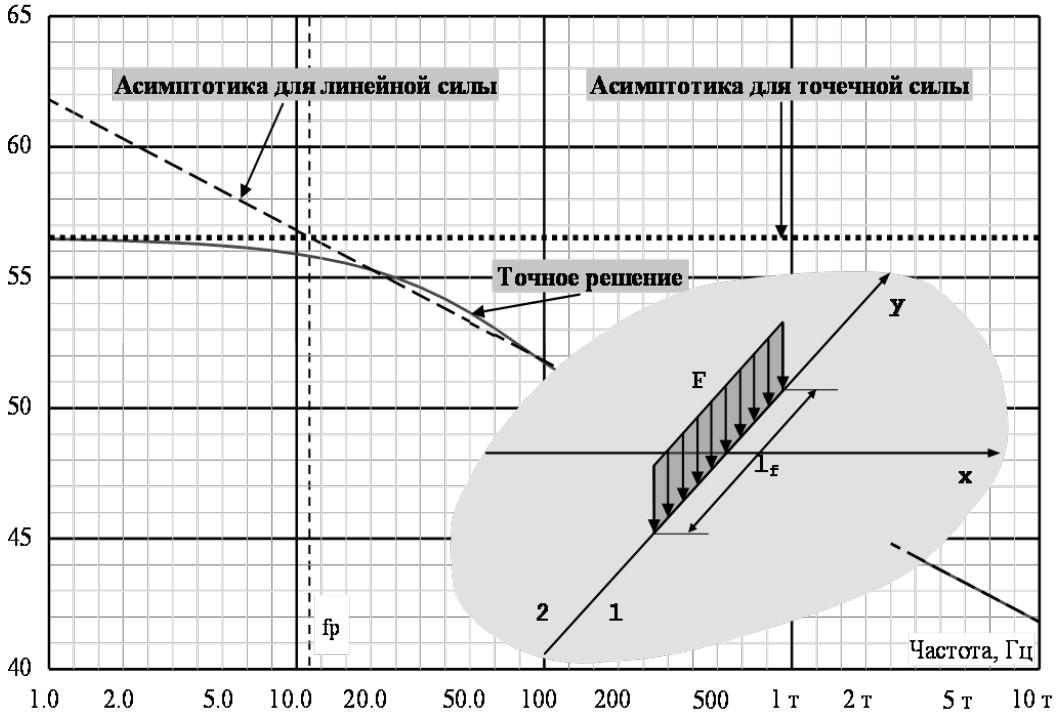


Рис. 32. Частотные характеристики величины энергии вибраций, передаваемой в бесконечную пластину при возбуждении ее силой, равномерно распределенной по отрезку прямой конечной длины

Как уже отмечалось ранее, методика «домик» используются различными организациями уже около 50 лет.

На Рис. 32 приведены результаты сопоставления расчета (по методики «домик») и эксперимента разности шума и вибрации для отдельных механизмов, используемых на подводных аппаратах.

На Рис. 34 приведены результаты сопоставления расчета и экспериментального определения внешнего шума подводного аппарата в целом.

Сравнение результатов расчета и эксперимента показывает их хорошее соответствие. Следовательно, выбранный метод расчета и его программная реализация основаны на правильных физических представлениях о процессах происходящих при движении подводного аппарата.

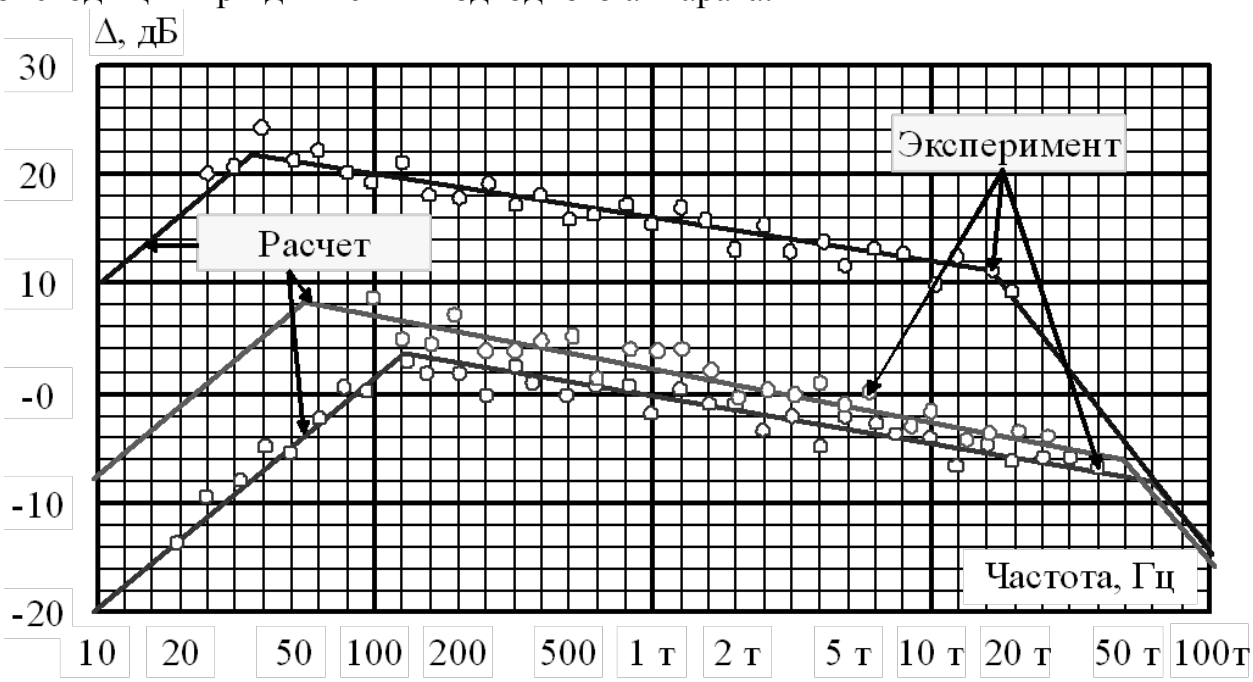


Рис. 33. Разность уровней подводного шума и вибрации подводного аппарата

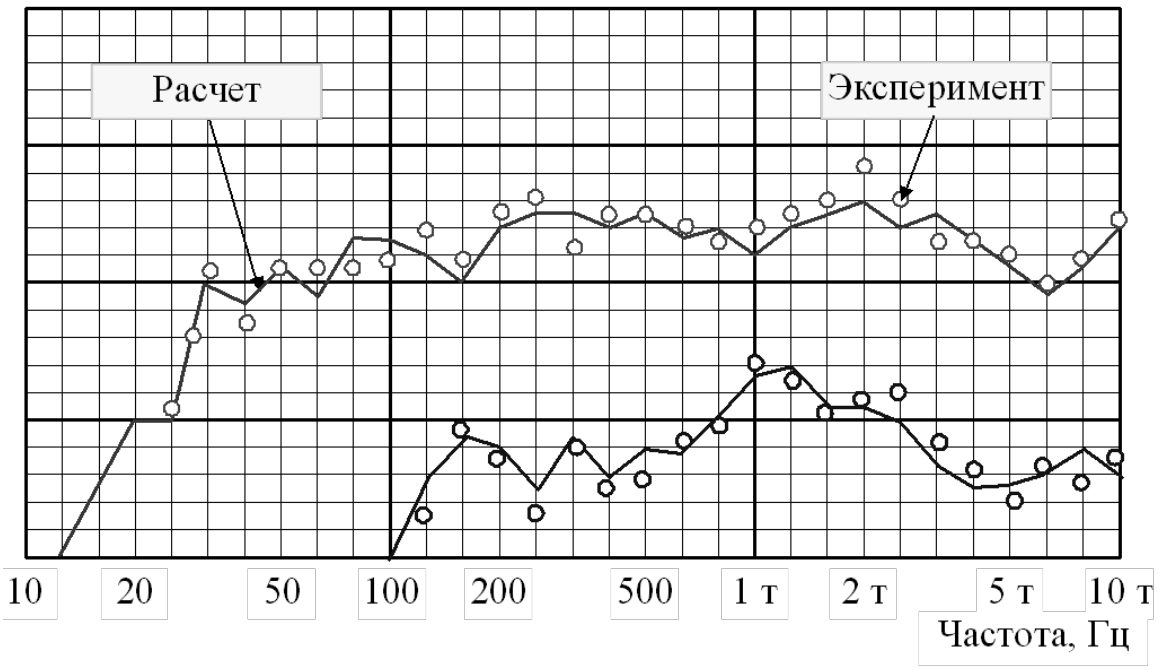


Рис. 34. Внешний шум подводного аппарата

б) Сопоставление расчетов, выполненных разными методами.

Другим критерием установления достоверности выполнения расчетов является сопоставление результатов, выполненных разными методами.

Примеры 1 и 2 из работы [11].

На Рис. 35 и Рис. 36 сопоставлены результаты расчета звукоизоляции слоистой конструкции, выполненные двумя разными методами (МКВЭ [3] и инженерным методом по [12].

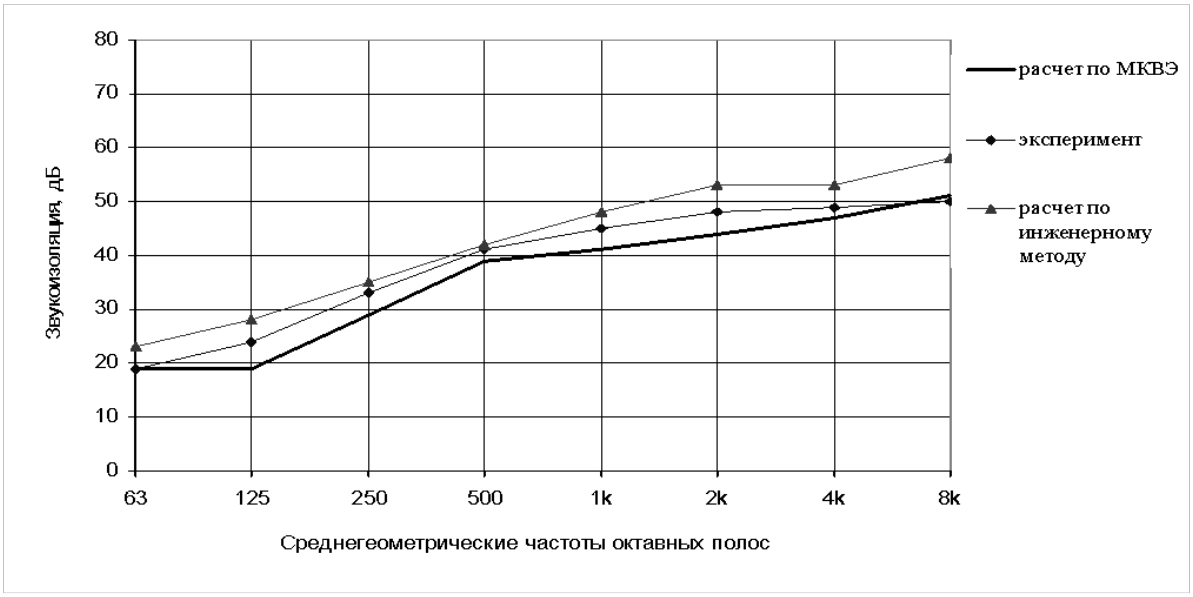


Рис. 35. Звукоизоляция многослойной конструкции (масса 1 м^2 27,5 кг))

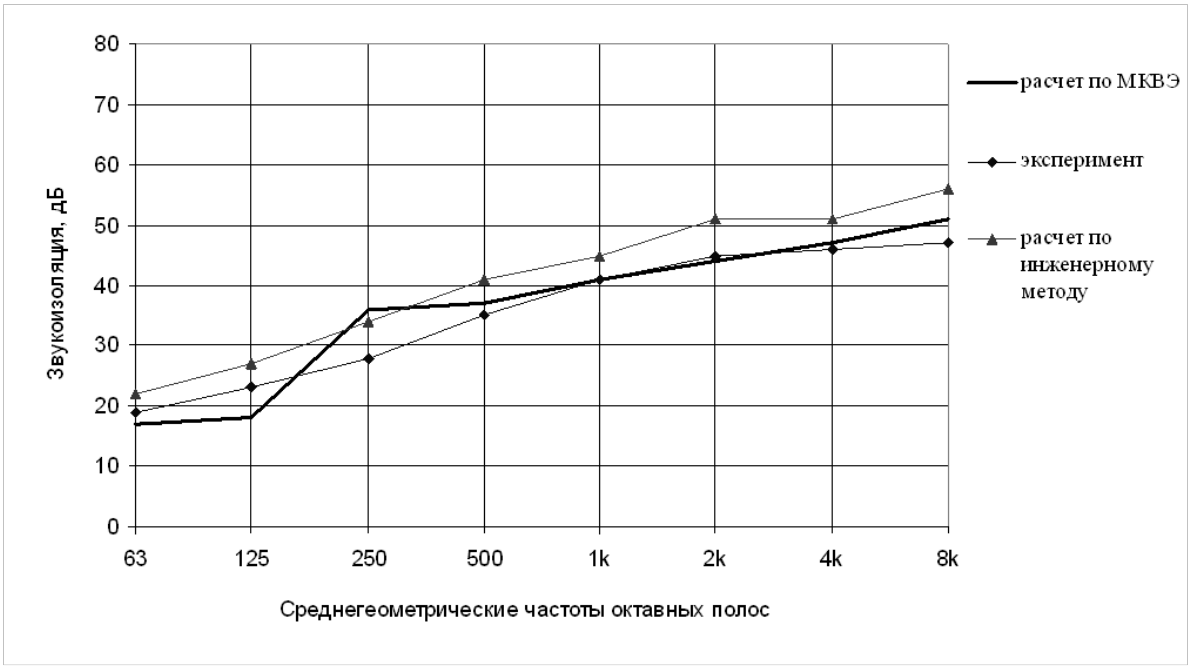


Рис. 36. Звукоизоляция многослойной конструкции (масса 1 м^2 26,2 кг)

Сопоставление результатов расчета звукоизоляции, выполненных различными методами с результатами эксперимента показывает, что рассматриваемые методы расчета вполне удовлетворительно соответствуют результатам эксперимента. Для того, чтобы судить о преимуществах одного метода выполненного объема работ не достаточно.

Пример 3. Звукоизоляция стальной пластины толщиной 1 мм

На *Рис. 37*приведены расчетные оценки звукоизоляции платины, выполненные двумя методами: МКЭ и МГВЭ. Видно хорошее согласование методов расчета.

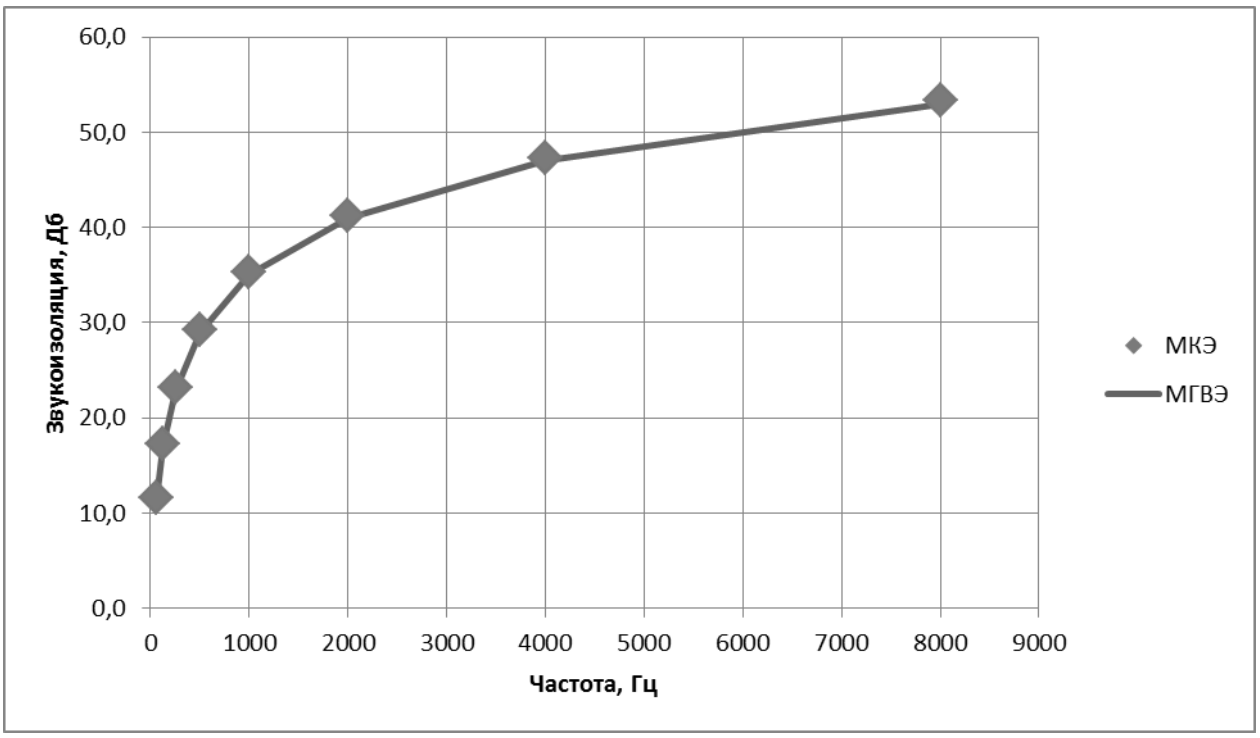


Рис. 37. Звукоизоляция стальной пластины толщиной 1 мм

в) Практическая реализация результатов расчета САЗ

Очень важным моментом при проектировании САЗ является его практическая реализация.

Пример № 1. Флаттер горизонтального руля подводного аппарата

Экспериментальные исследования показали, что на некоторых режимах движения подводного аппарата возникает явление флаттера на горизонтальны рулях. Математические расчеты с использованием ЭСМ в работе [8] показали, что для исключения эффекта автоколебаний рулей необходимо увеличить диссипацию энергии колебаний пера руля. Техническая реализация этого решения приведена на Рис. 38 и заключается в создании сквозных узких щелей в пере руля.

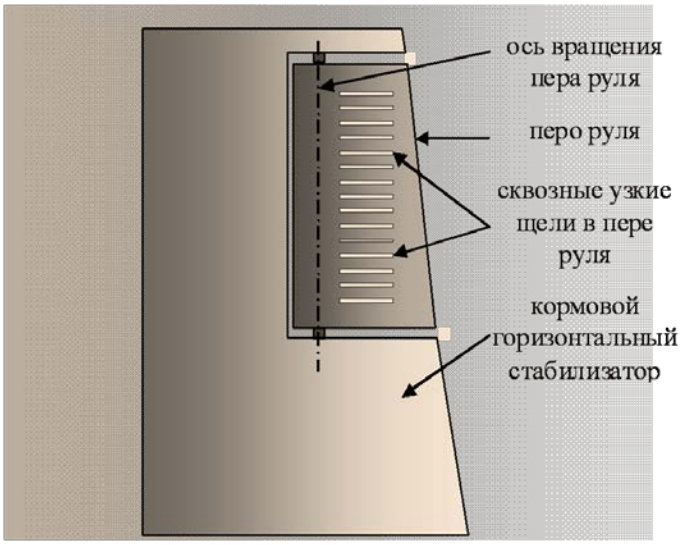
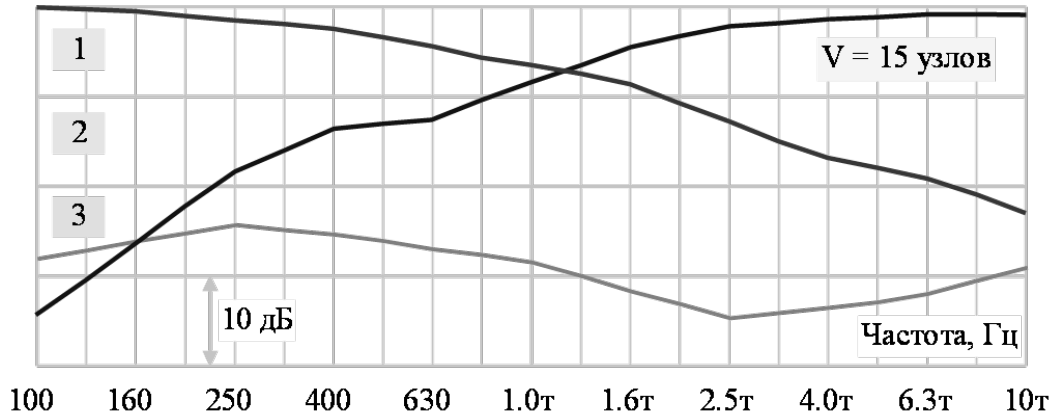


Рис. 38. Схема организации внесения гидродинамического поглощения в колебательную систему горизонтального стабилизатора подводного аппарата

Пример №2 Демпфирование лопасти винта подводного аппарата

Перед организацией и осуществлением направленного управления преобразованием энергии упругих волн в сложных конструкциях ИПЭ необходимо установить и экспериментально подкрепить данными информацию о фактическом распределении энергии, поступающую в конструкцию по всем возможным каналам распространения.

При решении задачи снижения шума излучаемого движителем подводного аппарата были проведены теоретические при использовании ЭСМ и экспериментальные исследования трех путей фактического распределения энергии вращающегося гребного винта. Результаты этих исследований приведены на Рис. 39.



1 – уход в ступицу;2 – излучение лопастью,3 – поглощение

Рис. 39. – Распределение энергии, поступающей в лопасти семилопастного гребного винта ПА [8].

Только после получения информации, приведенной на рисунке 28, был сделан вывод о необходимости увеличения поглощения энергии упругих волн при распространении ее по лопасти винта.

Пример №3 Демпфирование подкрепленных пластин судна

При установлении необходимости увеличения поглощения энергии упругих волн в сложных инженерных конструкциях можно принимать решение о применении типа конструкции, позволяющей получить максимальный эффект (Рис. 40 и Рис. 41).

На Рис. 40 показана схема конструктивного исполнения армирующего материала - сферопластик с вибропоглощающим материалом «ВПС-2.5». При расчете (Рис. 41) затухания вибраций использовались размеры, указанные на этой схеме.

Выводы

1. Процесс преобразования энергий в ППЭ и ИПЭ однотипен и управляется одинаковыми физическими закономерностями.
2. Использование традиционного подхода при задании исходной информации о параметрах материалов при расчете САЗ конструкций иногда не позволяет получить достоверные результаты расчета.

Предлагаемый порядок задания исходных данных позволяет существенно увеличить достоверность расчетных оценок САЗ конструкции.

3. При разработке САЗ конструкции на заданную эффективность необходимо проводить оценку максимальной эффективности САЗ. В статье предложен порядок проведения такой оценки во всем расчетном диапазоне частот.
4. Предложен порядок разделения одновременно работающих источников энергии и порядок выбора источника определяющего суммарную выходную энергии устройства, для которых требуется разрабатывать САЗ конструкции.
5. Поведено сопоставление возможности проведения расчета распределения энергии в процессе ее преобразования по элементам конструкции включая САЗ. Оценена достоверность применения каждого метода.
6. Необходимо сравнивать результаты расчета эффективности САЗ с другими методами расчета и (или) экспериментом. Только в этом случае можно гарантировать надежность применения метода расчета САЗ конструкции.

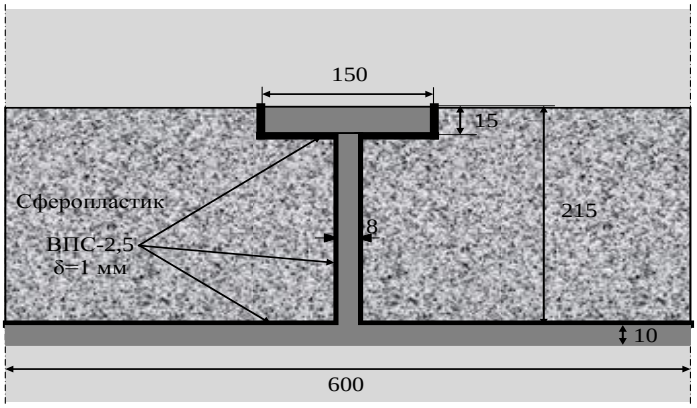


Рис. 40. Схема конструктивного исполнения армирующего материала - сферопластик с вибропоглощающим материалом «ВПС-2.5»

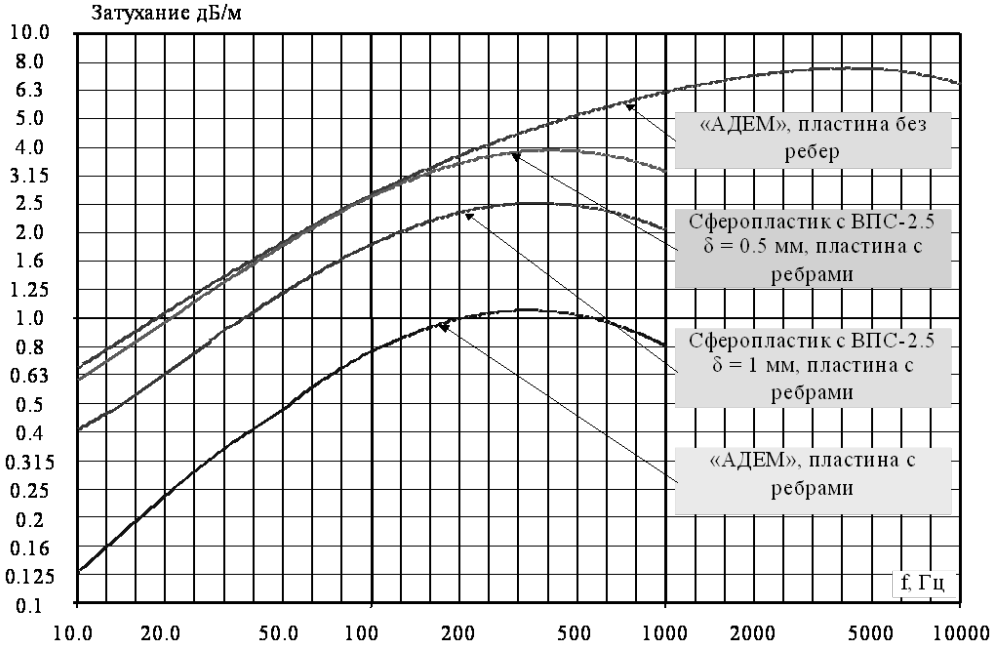


Рис. 41. Частотная характеристика величин погонного затухания уровней вибраций при распространении изгибных волн в направлении перпендикулярном плоскости рисунков.

Список литература

1. Справочник по технической акустике» под редакцией М. Хекла и Х.А. Мюллера, SPRINGER-VERLAG, 1975. 440 с.
2. Никифоров А.С., Будрин С.В., Распространение и поглощение звуковой вибрации на судах, «Судостроение», Ленинград, 1968, 216с.
3. Маслов В,Л., Будрин С.В. Методы управления виброакустическими характеристиками инженерных конструкций. ЦНИИ им. А.Н. Крылова. 2010, 328с.
4. Релей, Теория звука, ГТТЛ, 1955. т.1 503с.,т.2 476с.
5. Никифоров А.С., Будрин С.В. Развитие энергетических методов расчёта вибраций инженерных конструкций. Труды 2-го международного конгресса по достижениям в области виброакустики, AuburnUSA, 1992г.
6. Борьба с шумом на производстве. Справочник. Под общей редакцией Е.Я. Юдина, Издательство «Машиностроение» Москва 1985. 400с.
7. Westphal W. Ausbreitung von Korperschall in Gebäuden. Akustische Beihefte, 1957, Bd. 1, H. 1, S. 335.
8. Баранов И.Л., Будрин С.В. Программный комплекс расчета виброакустических характеристик инженерных конструкций - инструмент при создании инженерных конструкций. Thirdinternationalshipbuildingconference - ISC’2002. St. Petersburg 2002.
9. СкучикЕ. Простыеисложныеколебательныесистемы. Издательство «МИР», Москва, 1971, 558с.
10. Будрин С.В. Особенности применения метода конечных волновых элементов для расчета сложных инженерных конструкций, Труды международной конференции по вибрациям механизмов ИМАШ РАН, Москва, 2001г.
11. Е.Н. Митрофанова , А.В. Безъязычный Расчет звукоизоляции многослойных ограждающих конструкций на объектах морской техники. Труды XXVII сессии Российского акустического общества, посвященной памяти ученых акустиков ФГУП «Крыловский государственный научный центр» А.В. Смольякова и В.И. Попкова. Санкт-Петербург 16-18 апреля 2014 г.
12. . Боголепов И. И. Строительная акустика. СПб., изд-во Политехнического университета, 2006.
13. Технический отчет. Разработка алгоритма для создания программного продукта по оценке уровня шума объекта методом конечных волновых элементов.Договор 70 с ООО «Стандартпласт» г. Иваново. Этапы 1-6. 2002-5 г.

РЕГИСТРАЦИЯ ИНФРАЗВУКА, ВЫЗВАННОГО ОТКОЛОМ АЙСБЕРГОВ

Виноградов Ю.А., Баранов С.В., Петров С.И.
Кольский филиал федерального государственного бюджетного учреждения науки Геофизическая служба Российской академии наук, г.Апатиты, РФ
vin@krsc.ru

Аннотация: Был произведен мониторинг геофизических процессов в криолитосфере архипелага Шпицберген. Экспериментально доказано, что деструкция ледников генерирует как сейсмическую, так и инфразвуковую эмиссии. Кроме того, были обнаружены сейсмоинфразвуковые события, генерируемые ледниками Эсмарк и Нансена.

Ключевые слова: Инфразвук, ледник, айсберг, инфразвуковая станция, Арктика.

Известно, что растрескивание, аномально-быстрые подвижки, пульсирующих ледников, краевое обрушение выводных ледников генерируют дискретные сейсмические сигналы - так называемые «льдотрясения». Эти процессы также сопровождаются и акустической эмиссией, однако акустическому отклику деструкции ледниковых покровов в научной литературе до сих пор не уделено должного внимания. В спектре акустических волн присутствуют инфразвуковые волны, которые в силу своей низкой частоты способны распространяться на значительные расстояния. Архипелаг Шпицберген является идеальным полигоном для изучения процессов, связанных с движением ледников, т.к. там расположено более 100 ледников различной мощности, большинство из которых являются пульсирующими (т.е. подвержены кратковременным подвижкам). В 2012-2013 годах Кольским филиалом Геофизической службы РАН проводились работы по мониторингу геофизических процессов в криолитосфере архипелага Шпицберген. За период наблюдений с июня по октябрь было зарегистрировано более 400 инфразвуковых событий. В данной работе обсуждается методика регистрации инфразвуковых сигналов в Арктике, проводится анализ полученных данных и рассматривается возможность применения метода инфразвукового мониторинга для обнаружения схода крупных айсбергов, потенциально опасных для судоходства и оффшорных промысловых сооружений.

ВВЕДЕНИЕ

Известно, что растрескивание *(crevassing)*, аномально-быстрые подвижки *(surging)* пульсирующих ледников, краевое обрушение выводных ледников *(calving)*, налегающих на поверхность моря (*tidalglaciers*) генерируют дискретные сейсмические сигналы (Amundsonetal., 2012; Kohleretal., 2012; Lefauconnier, Hagen, 1991), регистрируемые как особый класс сейсмических событий в криосфере - так называемые «льдотрясения». Имеются многочисленные свидетельства очевидцев и

видеозаписи этих деструктивных процессов, указывающие на то, что сейсмогенные процессы сопровождаются акустической эмиссией, однако акустическому отклику деструкции ледниковых покровов в научной литературе до сих пор не уделено должного внимания. Сейсмоакустическая эмиссия генерирует волны 2 типов – сейсмические, распространяющиеся в земной коре, и акустические, распространяющиеся в атмосфере. В спектре акустических волн присутствуют инфразвуковые волны, которые в силу своей низкой частоты способны распространяться на значительные расстояния (Куличков С.Н., 1992). Комплексирование сейсмоинфразвукового мониторинга и GPS наблюдений способно не только дать приращение научного знания по механизмам взаимодействия геосфер, но и продвинуться в решении прикладных задач в области безопасности жизнедеятельности и природопользования на ледниковых территориях, в частности – улучшить системы контроля опасных ледниковых подвижек на арктическом побережье и образования айсбергов на морских коммуникациях в Арктике.

Архипелаг Шпицберген является идеальным полигоном для изучения процессов, связанных с движением ледников, т.к. там расположено более 100 ледников различной мощности, большинство из которых являются пульсирующими (т.е. подвержены кратковременным подвижкам). В то же время на архипелаге Шпицберген имеется хорошая сеть сейсмических станций, как российских, так и международных, хорошая инфраструктура и доступность для организации экспедиций.

ОБОРУДОВАНИЕ

В 2012-2013 годах Кольским филиалом Геофизической службы проводились работы по мониторингу геофизических процессов в криолитосфере архипелага Шпицберген. Нами было установлено оборудование для наблюдения за активностью ледников на северном берегу залива Ис-фиорд. Для контроля возможных подвижек тела ледника была установлена пара высокоточных одночастотных GPS-приемников Spectra Precision Epoch 10, один из которых находился в поселке Баренцбург и исполнял роль опорной станции, второй, на удалении порядка 27 км, был установлен непосредственно на поверхности ледника. Совместная обработка данных пары таких GPS-приемников при подобной конфигурации, позволяет определять координаты измеряемой точки с ошибкой, не превышающей десятков сантиметров. На южном берегу залива Ис-фиорд (в 22 км южнее ледника Эсмарк) проводился сеймоинфразвуковой мониторинг широкополосной сейсмической станцией BRBB и инфразвуковой группой BRBB, расположенной стационарно вблизи вертолетной площадки Баренцбург и состоящей из 3 низкочастотных микрофонов MPA-201, фирмы BSWACorporation, размещенных триангулярно на расстоянии 150-200 метров друг от друга. (Асминг и др., 2012) (рис.1). Основными причинами проведения эксперимента в осенне-летний период являлись следующие факторы. Во-первых, навигационная доступность района исследований - полярный день позволяет добраться на лодке из п. Баренцбург до северного берега Ис-фиорда и начать работы по монтажу оборудования в любое время суток, как только установиться хорошая погода. Во-вторых, как показали предыдущие исследования, пик активности ледников

северного полушария приходится на период с начала июля по конец сентября (Ekstrom, et al., 2006, Асминг, и др., 2009). В-третьих, на этот же период приходится максимум инфразвуковой эмиссии из района ледников, регистрируемой инфразвуковой станцией BRBB, выявленный в предыдущие годы мониторинга (Асминг и др., 2012).

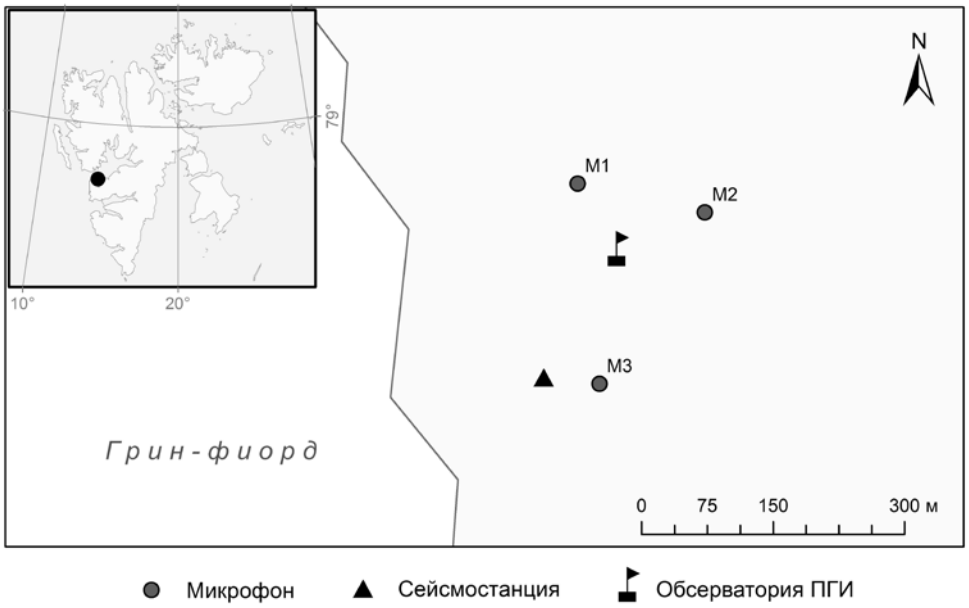


Рис. 1. Географическое местоположение и расположение элементов сейсмоинфразвуковой станции BRBB

РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТ

В 2012 г. было обнаружено 894 инфразвуковых события (рис. 2а), не считая акустической эмиссии от пролетов самолетов и вертолетов, которые идентифицировались по наличию эффекта Допплера. К сожалению, по данным одной акустической группы невозможно определить координаты источника инфразвуковой эмиссии, т.к. определяется только азимут на источник. При наличии двух станций можно осуществлять локацию события по пересечению азимутов. Поэтому на сегодняшний день каталог инфразвукового мониторинга содержит только азимуты, времена прихода волн на станцию и кажущиеся скорости.

События, азимуту которых направлены в южную полуплоскость от станции BRBB (от 90^0 до 270^0) связаны с антропогенной активностью в поселке Баренцбург.

Азимуты 83% инфразвуковых событий лежат в диапазоне от 315^0 до 45^0 (рис. 2б), т.е. направлены на ледники Эсмарка и Нансена, находящиеся на расстоянии 20 и 30 км от станции BRBB. Поскольку эти направления свободны от антропогенной активности, то логично предположить, что часть зарегистрированных сейсмических событий и большая часть инфразвуковых событий связаны с процессами, происходящими в соответствующих ледниках.

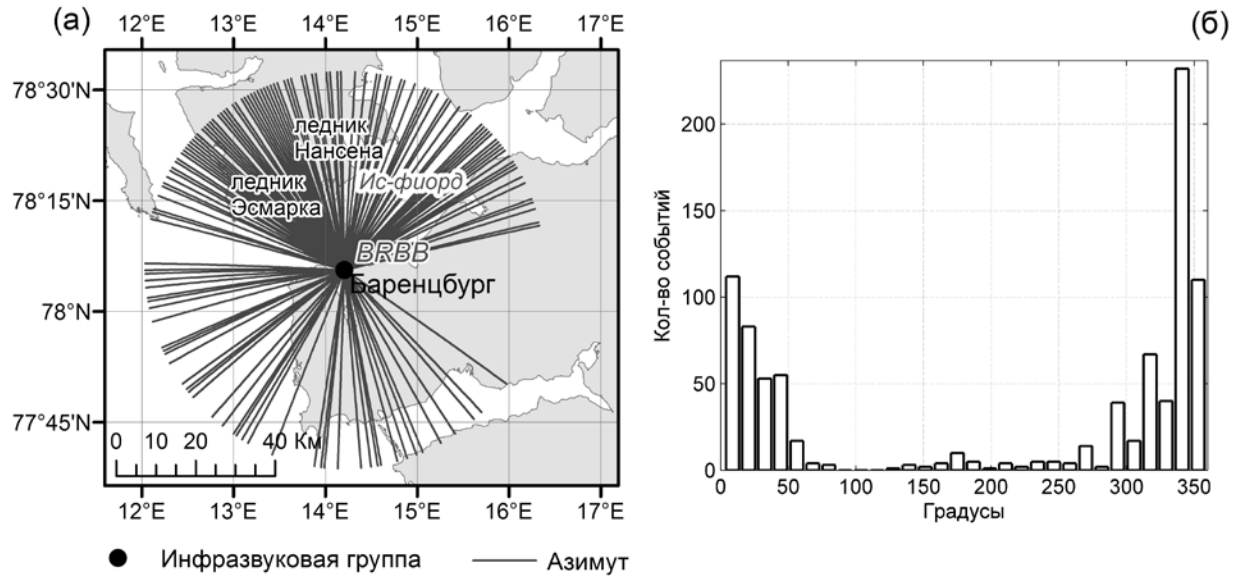


Рис. 2. Азимуты инфразвуковых событий, зарегистрированных инфразвуковой группой BRBB в 2011 г. (а) и распределение азимутов (б)

В пользу гипотезы о ледниковой природе акустической эмиссии свидетельствует тот факт, что большинство событий, азимуты которых направлены на ледники Нансена и Эсмарка, наблюдается в августе, при этом месячные вариации количества событий не зависят от скорости ветра, которая является основной помехой, препятствующей надежной регистрации инфразвуковых сигналов. Сопоставляя вариации количества инфразвуковых событий и температуры воздуха в приземном слое за 2011 г., можно заметить, что увеличение акустической активности соответствует периоду положительных температур. В июне температура воздуха становится положительной, начинается таяние ледников и через месяц увеличивается количество инфразвуковых событий с соответствующих направлений. Таким образом, мы фиксируем акустические проявления часто наблюдаемого явления «весеннего ускорения» (springspeedup) ледников, инициированного изменением гидрологического режима из-за увеличения потока талых вод (WillisI.C., 1995). В силу климатических особенностей архипелага Шпицберген термин «весеннее ускорение» более уместно заменить «летним ускорением». Дальнейшая интенсификация процесса таяния в августе месяце приводит к большему усилению акустической активности. В сентябре вместе с понижением среднемесячной температуры воздуха начало уменьшаться и количество инфразвуковых событий.

Было отобрано 400 событий. Затем был произведен совместный анализ полученного каталога инфразвуковых событий и ранее отобранных сейсмических событий, зарегистрированных станцией ESM. Суть анализа – поиск пар сейсмических и инфразвуковых событий, согласующихся по времени возникновения. Если разность времени прихода звуковой волны на станцию BRBB и времени срабатывания детектора STA/LTA находилась в интервале от 28 до 120 сек, что приблизительно соответствует задержке прихода звуковой волны с расстояний до 100 км от станции ESM, то анализируемое событие и сейсмический

сигнал помечались как потенциальное сейсмоинфрзвуковое событие. Согласно критерию было выделено 110 потенциальных сейсмоинфразвуковых событий.

На следующем этапе вручную выполнялась отбраковка ложных ассоциаций и определение координат эпицентров (локация) потенциальных сейсмоинфразвуковых событий. Локация осуществлялась совместно с использованием сейсмических и инфразвуковых сигналов. В случае выраженной поляризационной картины сейсмической записи уточнялись времена прихода объемных волн на станцию ESM и определялся азимут на источник. Координаты эпицентра определялись с учетом азимута, рассчитанного по инфразвуковой группе BRBB (рис. 3). Если же поляризационная картина сейсмической записи была выражена слабо, из-за чего момент вступления S-волны определяется нечетко, то за координаты эпицентра принималась точка пересечения азимутов, рассчитанных по сейсмической (P-волна) и инфразвуковой записям.

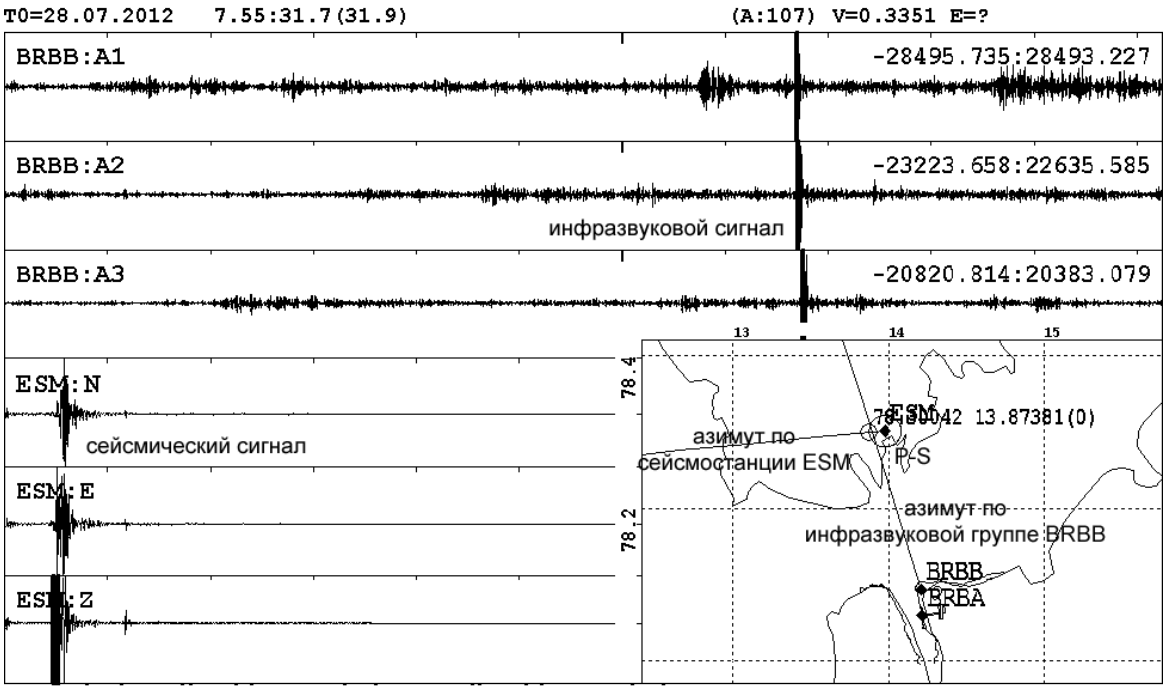


Рис. 3. Определение координат эпицентра Пример инфразвуковой (станция BRBB) и сейсмической (станция ESM) записей события с ледника Нансена

По определенным таким образом координатам оценивалась скорость прихода звуковой волны на группу BRBB. Если она составляла 0.34±0.03 км/сек (скорость звука в атмосфере), то анализируемая пара сигналов считалась сейсмоинфразвуковым событием, в противном случае – отбраковывалась. По этой методике было выделено 71 сейсмоинфразвуковое событие (рис. 4), 46 из которых приходится на ледник Эсмарка, 19 – на его край. Логично предположить, что эти 19 событий вызваны обрушением края ледника (calving). События, произошедшие на удалении от края ледника, по всей видимости, связаны с образованием трещин (crevassing). Каждое обнаруженное событие имеет четкую запись на сейсмостанции ESM и на инфразвуковой группе BRBB.

Таким образом, было экспериментально доказано, что деструкция ледников генерирует как сейсмическую, так и инфразвуковую эмиссии.

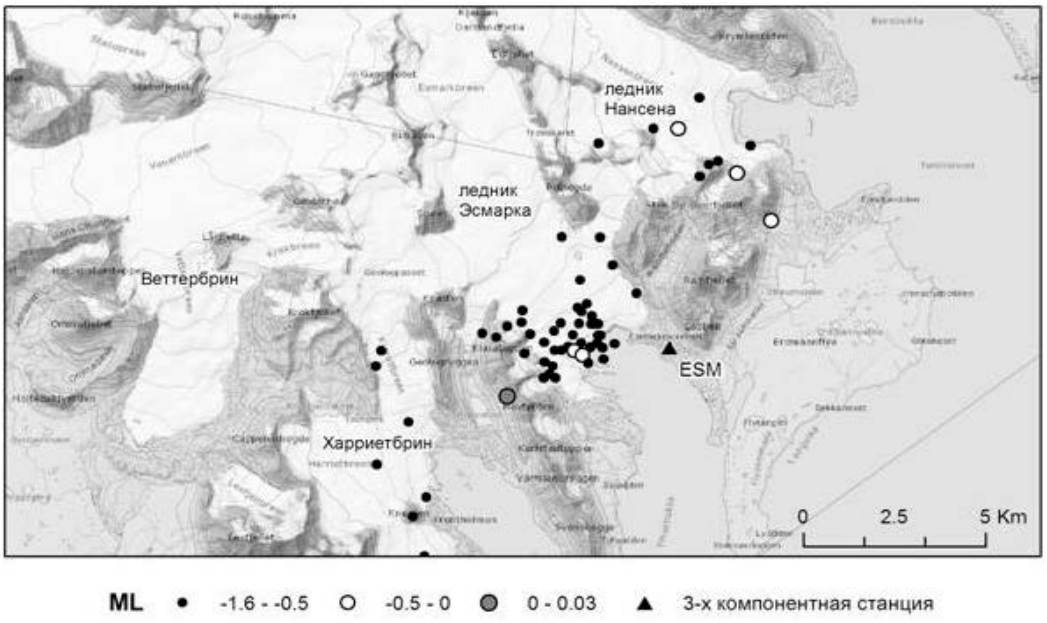


Рис. 4. Сейсмоинфразвуковые события, произошедшие в районе ледников на северном берегу залива Ис-фиорд за период с 11.06.2012 по 22.09.2012

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Впервые в условиях архипелага Шпицберген были обнаружены сейсмоинфразвуковые события, генерируемые ледниками Эсмарк и Нансена. События, произошедшие на краях ледников, генерируются обрушениями (calving). В случае, если край ледника находится в море (tideglacier), подобные обрушения приводят к образованию айсбергов. События, произошедшие на удалении от краев, связаны с образованием трещин (crevassing). Для обнаружения и определения координат сейсмоинфразвуковых событий была разработана методика, основная на использовании сейсмических записей и данных инфразвукового мониторинга.

Таким образом, было экспериментально доказано, что деструкция ледников генерирует как сейсмическую, так и инфразвуковую эмиссии. В результате эксперимента была убедительно показана возможность мониторинга деструкции ледников и образования айсбергов сейсмоинфразвуковым методами. Полученный результат свидетельствует, что дистанционный контроль деструкции ледниковых покровов на арктических островах методами геофизического мониторинга является перспективным направлением в Арктике. Практическая значимость этого вида мониторинга определяется возможностью раннего обнаружения схода в акваторию крупных айсбергов, потенциально опасных для судоходства и оффшорных промысловых сооружений. Наблюдения последних лет показывают, что на грани веков в Арктике усилились потери массы ледников вследствие повышения стока льда в море посредством откола айсбергов. В Баренцевом море суммарная длина фронта айсбергообразования достигает 3 000 км, а в базе данных ААНИИ Росгидромета за период с 1928 по 2007 г. зарегистрировано 23700 айсбергов в акватории, при этом наиболее крупные из них имели массу до 8 миллионов тонн и

линейные размеры до 749 м по длинной оси (*Бузин И.В.,* 2008). В связи с планируемым освоением арктического шельфа, а также интенсивной эксплуатации Северного морского пути в ближайшие годы необходимо существенно усилить мониторинг айсберговой опасности.

Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки России при выполнении прикладных научных исследований и экспериментальных разработок (ПНИЭР) по теме «Создание новых методов и средств мониторинга гидрометеорологической и геофизической обстановки на архипелаге Шпицберген и в Западной Арктической зоне Российской Федерации» (Соглашение о предоставлении субсидии от 20.10.2014 № 14.610.21.0006, уникальный идентификатор ПНИЭР RFMEFI61014X0006).

Литература

1. *Асминг В.Э., Баранов С.В., Виноградов А.Н., Виноградов Ю.А.* Сезонный характер сейсмичности в районе архипелага Шпицберген // Вестник МГТУ. 2009. Т. 12. № 4. С. 571-575.
2. *Асминг В.Э., Баранов С.В., Виноградов Ю.А., Воронин А.И.* Сейсмоинфразвуковой мониторинг на Шпицбергене // Сейсмические приборы. 2012. Т. 48, № 3. С. 20-33.
3. *Бузин И.В., Глазовский А.Ф., Гудошников Ю.П. др.*Айсберги и ледники Баренцева моря: исследования последних лет.Часть 1. Основные продуцирующие ледники, распространение и морфометрические особенности айсбергов // Проблемы Арктики и Антарктики, 2008 , № (1) 78. С.66-80.
4. *Куличков С.Н.* Дальнее распространение звука в атмосфере (обзор). // Известия Академии наук. Физика атмосферы и океана. М., Наука, 1992, Т.28, N. 4, с. 339-360
5. *AmundsonJ.M, FahnestockM., TrufferM., BrownJ., LüthiM.P., MotykaR.J.*Icemélangedynamicsandimplicationsforterminusstability, JakobshavnIsbræ, Greenland // J. Geophys. Res. 2010. V. 115. Issue F1. DOI:1029/2009JF001405.
6. *Ekstrom G, Nettles M., Tsai V.C.* Seasonality and Increasing Frequency of Greenland Glacial Earthquakes // Science. 2006. V. 311. P. 1756-1758.
7. *Kohler A., Chapuis A., Nuth C., Kohler J., Weidle C.* Autonomous detection of calving-related seismicity at Kronebreen, Svalbard // The Cryosphere. 2012. V. 6. P.393–406.
8. *Lefauconnier B., Hagen J.O.* Surging and calving glaciers in eastern Svalbard / Norsk Polarinstitutt Medlelser. Oslo: NPI, 1991. 116 p.
9. *Scholz C.* Microfractures, aftershocks, and seismicity // Bulletin of Seismological Society of America. 1968. V. 58. P. 117–1130.
10. *Vinogradov Yu.A. Baranov S.V.* Seasonality of Svalbard Region seismicity //Books of abstracts 33rd General Assembly of the European Seismological Commission (GA ESC 2012), 12-24 August 2012, Moscow. P. 46-47.

Экспериментальное исследование вибрационного воздействия обусловленного движением трамваев

Марков С.Б.
ЗАО «ЭКОТРАНС-ДОРСЕРВИС», Санкт-Петербург
markovsb1966@rambler.ru

Аннотация: Вибрационное воздействие, вызванное движением трамваев, влияет как на комфортность проживания и работоспособность людей, так и на прочность зданий и сооружений.

Поскольку в настоящее время отсутствуют расчетные методики для оценки вибрационного воздействия, то были проведены экспериментальные исследования. По результатам эксперимента получены следующие результаты:

1. Построены графические зависимости характеризующие снижение уровня вибрационного воздействия с расстоянием. Зависимости построены для двух разных типов покрытий территорий прилегающих к трамвайным путям.
2. Установлена зависимость между воздействием от движения одиночного трамвая и групп трамваев с разной интенсивностью движения.

Полученные результаты дают основание говорить о возможности выполнения расчетной оценки вибрационного воздействия основанной на результатах измерений вибрации от движения одиночного трамвая и заданной интенсивности движения. Оценка может выполняться для произвольного интервала времени и различных расстояний от трамвайных путей.

Ключевые слова: Вибрация, трамвай, интенсивность, комфортность, норматив, методика.

Введение

Трамвай, как вид городского транспорта до настоящего времени сохраняет одно из ведущих мест, как по объему пассажиропотоков, так и по количеству и разнообразию маршрутов.

Как и любой вид городского транспорта, трамвай является источником негативного воздействия на окружающую среду. В частности, при движении трамваи оказывают значительное акустическое и вибрационное воздействие на прилегающие к трамвайным путям селитебные территории и жилую застройку. При этом, если акустическое воздействие трамваев сопоставимо с шумом от других нерельсовых видов транспорта, то вибрационное существенно больше. Эта особенность обусловлена спецификой взаимодействия колеса с рельсом, происходящего без какой – либо амортизации и демпфирования.

Для зданий и сооружений, расположенных в непосредственной близости от трамвайных путей, вибрационное воздействие, вызванное движением трамваев, является существенным фактором, влияющим как на комфортность проживания и работоспособность людей, так и на прочность самих зданий и сооружений.

Для выполнения оценок такого воздействия необходимо располагать соответствующими методиками расчета. Однако в настоящее время в РФ такие методики отсутствуют, причем не только для трамваев, но и для автотранспорта. Единственным действующим документом подобного рода является СП 23-105-2004

«Оценка вибрации при проектировании, строительстве и эксплуатации объектов метрополитена», но для оценки вибрации от наземного транспорта этот документ не предназначен.

Следует отметить, что проблема разработки методов расчета и оценки вибрационного воздействия наземного, и в частности рельсового, транспорта уже неоднократно рассматривалась в различных научных работах. В частности, отдельные аспекты этой проблемы были рассмотрены автором в [14].

В указанной работе подробно рассмотрена ситуация с методическим обеспечением для расчетов вибрационного воздействия. За прошедшее после публикации этой работы время ситуация не претерпела существенных изменений и в настоящее время новых методик не появилось.

Действующие в РФ методические документы дают оценку, основанную на экспериментальных данных.

Так, например, в Пособии к Московским городским строительным нормам МГСН 2.04-97 [4] установлены определенные размеры границ расположения зданий различного назначения от транспортных магистралей и трамвайных путей, которые гарантируют обеспечение требований по допустимым уровням вибрации. При этом указывается, что в случаях более близкого расположения зданий к источникам вибрации необходимо проведение инструментального обследования вибраций в месте предполагаемого строительства и, если это потребуется, проведение мероприятий по виброзащите. Документ дает самые обобщенные представления о зонах воздействия вибраций и не вдается в такие немаловажные подробности как строение пути, состояние грунтов, тип подвижного состава, его скорость и т.п.

Существуют и другие подобные нормативно-методические документы, например СП 98.13330.2012 «Свод правил. Трамвайные и троллейбусные линии» [5] и «Рекомендации по учету требований по охране окружающей среды при проектировании автомобильных дорог и мостовых переходов» [13]. Эти документы содержат похожие рекомендации – установление минимально допустимых расстояний от источника вибрации до объектов защиты.

Таким образом, строительные нормы задают некоторые безопасные расстояния, по достижении которых вибрационное воздействие можно считать незначительным. Однако в условиях плотной городской застройки такие расстояния далеко не всегда удается выдержать, что приводит к необходимости определения, пусть и приближенных, параметров вибрации, а также учета различных особенностей и технических возможностей, влияющих на снижение вибраций.

В условиях отсутствия расчетных методик практически осуществим только прогноз вибрационного воздействия проектируемого объекта, который основывается на сопоставлении с существующими объектами – аналогами, для которых выполнены натурные измерения. При оценке величин и измерениях вибраций следует руководствоваться стандартами [1, 2 и 3] и санитарными нормами [6,7].

Критерии определения опасности вибрационного воздействия

Критерии, определяющие опасность вибрационного воздействия устанавливаются из условий нежелательного действия на здоровье и комфорт людей, а также на прочность зданий и иных сооружений. В первом случае критерии устанавливаются санитарными нормами, правилами и стандартами [6,7 и 10], а во втором – стандартами, содержащими требования к эксплуатации зданий [2] и ведомственными документами ВСН 490-87, ТСН 50-302-2004 [8,9].

Критерии для санитарно-гигиенической оценки

Подробно проблемы нормирования вибрационного воздействия, рассмотрены в работе «Исследование вибрационного воздействия обусловленного движением трамваев в городских условиях» [14]. Поэтому ниже кратко изложены только основные требования нормативных документов, которые необходимы для дальнейшего анализа и оценки результатов эксперимента.

Измерения вибрации с целью получения санитарно-гигиенической оценки в РФ выполняются исходя из требований стандартов на методы измерения ГОСТ 31191.1-2004 «Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 1. Общие требования» [10] и ГОСТ 31191.2-2004 «Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 2. Вибрация внутри зданий» [11].

В соответствии с [10] при измерении вибрации всегда используется основной метод, при котором измеряемым параметром является среднеквадратичное значение корректированного виброускорения (RMS). В отдельных случаях стандартом предусмотрено использование альтернативных методов. В частности, при использовании одного из альтернативных методов производится измерение максимального текущего среднеквадратичного виброускорения (MTVV). Спектральная оценка воздействия проводится для получения дополнительной информации об источнике воздействия.

Для санитарно-гигиенической оценки вибрации согласно СН 2.2.4/2.1.8.566-96 [7] используется нормируемый параметр –среднеквадратичное значение корректированного виброускорения или виброскорости (RMS), выраженное в абсолютных единицах или в логарифмических уровнях.

Другой документ – СанПиН 2.1.2.2645-10 [6], кроме среднеквадратичного значения, предписывает определять максимальное значение измеряемого уровня вибрации (сам термин не раскрывается и его определение отсутствует). Максимальное значение измеряемого уровня вибрации согласно СанПиН не должно превышать допустимое среднеквадратичное по [7] более чем на 10 дБ. Поскольку понятие максимального значения уровня вибрации в [6] не раскрыто, то для ориентировочной санитарно-гигиенической оценки максимальных значений в настоящей работе рассматривался параметр MTVV.

В [6,7] предусмотрено существенное ужесточение требований для непостоянных вибраций и для ночных условий (поправка -10 дБ в период с 23^{00} до 7^{00}). Поэтому самые строгие гигиенические требования соответствуют критериям допустимых значений для непостоянных вибраций применительно к ночному периоду времени.

Функции частотной коррекции (весовые коэффициенты) для санитарно-гигиенической оценки W_z и W_{x-y} принимались по таблице 2 [7].

Для дальнейших оценок приняты нормативные значения для RMS W_z – 62 дБ, для MTVV W_z – 72 дБ.

Следует отметить, что ГОСТ 31191.1-2004 [10] не содержит санитарно-гигиенических нормативов, но устанавливает условия комфортности проживания. В качестве критерия рассматривается порог чувствительности к пиковому значению корректированного виброускорения (PEAK). Человек способен обнаруживать действие вибрации, как только пиковое значение корректированного по характеристике W_k виброускорения превысит 0,015 м/с^2 или 83,5 дБ (см. таблицу 4 приложения С.3 [10]).

Для получения полной информации о вибрационном воздействии при проведении эксперимента одновременно измерялись все указанные параметры, включая величины, определяемые альтернативными методами, предусмотренными [10]. Такая возможность имеется при использовании современной виброизмерительной аппаратуры.

Критерии воздействия на здания и сооружения.

Критерии для определения опасных вибраций, влияющих на прочность зданий и сооружений, рекомендованы ГОСТ Р 52892-2007 [2]. Они сформулированы для пиковых значений виброскорости на фундаментах зданий и представлены в виде графиков как зависимости от частоты доминирующей составляющей спектра сигнала (см. рис. Б1 указанного стандарта).

Критерии в [2] установлены для трех категорий зданий:

12. зданий делового назначения, производственных зданий и сооружений, имеющих аналогичную конструкцию (категория 1);
13. жилых зданий и зданий, имеющих аналогичную конструкцию или назначение (категория 2);
14. сооружений, не относящихся к категориям 1 или 2, имеющих высокую социальную важность (например, охраняемых памятников архитектуры).

В стандарте указывается, что параметром вибрации, в наибольшей степени коррелированным с риском повреждения конструкции здания, является пиковое значение скорости. Однако, в зависимости от типа используемого датчика, измеряемой величиной, помимо скорости, может быть ускорение.

Для единообразия изложения предельные значения, указанные на графиках, приведенных в [2], пересчитаны в уровни виброускорений и представлены в табличной форме (табл. 1).

Таблица 1

Предельные значения пиковых виброускорений на фундаменте здания, дБ

Среднегеометрические частоты полос, Гц	**Предельные значения по осям X_o, Y_o, Z_o**		
	Виброускорение, дБ		
	Здания		
	категория 1	**категория 2**	**категория 3**
2	108	96	92
4	114	102	98
8	120	108	104
16	127	117	112
31,5	136	126	120
63	145	136	130
125	152	145	140

Примечание: указанные значения в дБ приведены к опорным значениям $1 \cdot 10^{-6}$ м/с^2 по виброускорению.

Экспериментальные исследования вибрационного воздействия при движении трамваев

Как было отмечено выше, в начале 2013 г. испытательной лабораторией ЗАО «ЭКОТРАНС-ДОРСЕРВИС» проводились экспериментальные исследования вибрационного воздействия трамваев. Исследования проводились в центральной части города в условиях плотной городской застройки. В ходе эксперимента измерены уровни вибрационного воздействия на малых расстояниях (порядка 10-15 м) и установлена степень воздействия вибрации создаваемой трамваями, по критериям безопасности и комфортности как для людей находящихся в зданиях, так и для самих зданий.

Полученная информация может быть использована для выполнения оценки вибрационного воздействия при проведении проектных работ, однако она имеет довольно ограниченный характер.

В связи с этим экспериментальные исследования были продолжены с целью решения следующих задач:

8. Определение эквивалентного уровня вибрационного воздействия для различной интенсивности движения трамваев.
9. Исследование закономерностей снижения уровня вибрационного воздействия с расстоянием.
10. Исследование спектрального состава вибрационного воздействия.

По результатам таких измерений можно получить необходимые данные для последующего выполнения оценок вибрационного воздействия расчетным путем.

Условия проведения эксперимента

Для получения необходимой информации в октябре 2013 г. были проведены экспериментальные исследования на двух трамвайных маршрутах Санкт-Петербурга. Измерения выполнены испытательной лабораторией ЗАО «ЭКОТРАНС-ДОРСЕРВИС».

В ходе эксперементов обследованы два трамвайных маршрута:

- Объект № 1 - трамвайные пути на участке Петергофского шоссе.
- Объект № 2 - трамвайные пути на участке ул. Десантников.

Трамвайные пути объекта № 1 вынесены за пределы проезжей части Петергофского шоссе. Расстояние от ближайшего рельса до проезжей части 4-5 м. Измерения проводились на территории, непосредственно прилегающей к трамвайным путям со стороны противоположной проезжей части Петергофского шоссе. Точки измерения располагались на расстояниях 4, 8, 15, 30, 45 и 60 м от ближайшего рельса. Прилегающая территория представляет собой открытую местность с невысоким травяным покровом. Трамвайные пути выполнены по старым технологиям - рельсы установлены на шпально-щебеночном основании. Состояние путей хорошее.

Трамвайные пути объекта № 2 расположены по центру проезжей части ул. Десантников, на выделенной полосе. Выделенная полоса покрыта брусчаткой и ограничена бортовым камнем. Расстояние от ближайшего рельса до края выделенной полосы 3 м, а до бортового камня проезжей части 12 м. Трамвайные пути выполнены по новым технологиям – рельсы со шпалам установлены на монолитной железобетонной плите, уложенной на щебеночную подушку. Пространство между рельсами заполнено железобетонными плитами на щебеночной засыпке. Состояние путей хорошее. Точки измерения располагались на расстояниях 3, 12, 30 и 45 от ближайшего рельса. Измерения проводились на бортовом камне выделенной полосы (3 м), на бортовом камне проезжей части (12 м) и территории, непосредственно прилегающей к проезжей части (30 м и 45 м). Прилегающая к границе проезжей части территория представляет собой открытую местность с невысоким травяным покровом.

При измерениях на поверхности с твердым покрытием для установки акселерометров использовался шайба-адаптер. При измерениях на поверхности без твердого покрытия использовался металлический штырь с площадкой для датчика. Штырь погружался в грунт на глубину 40 см (на всю длину).

При измерениях одновременно определялись следующие параметры:

- RMS - среднеквадратичное значение корректированного виброускорения.
- MTVV - максимальное текущее среднеквадратичное виброускорение.
- PEAK - пиковое значение корректированного виброускорения.

Поскольку основное направление вибрационного воздействия от трамвая происходит в вертикальной плоскости, измерение и оценка проводились для вертикальной составляющей ускорения. Все параметры определялись одновременно в трех вариантах (профилях) с разными функциями частотной коррекции (корректирующими фильтрами) – W_z, W_k и HP.

В ходе проведения эксперимента отмечены следующие общие особенности:

- Скорость движения составляла от 30 до 40 км/час. При этом не наблюдалось явно выраженной зависимости уровня виброускорения от скорости движения.
- Подвижной состав на всех обследованных участках примерно одинаков. Проведение измерений среднеквадратичного значения корректированного виброускорения проводилось при произвольном порядке движения трамваев разных типов. В таких условиях проведения эксперимента влияние особенностей подвижного состава нивелируется.
- Наполненность трамвая пассажирами практически не оказывает влияния на результаты измерений.

Методика измерений

Измерения проводились с учетом общих положений ГОСТ 31191.1-2004 [10] и ГОСТ 31191.2-2004 [11].

Измерения проводились во время прохождения единичного трамвая относительно точки измерения.

Для измерений выбирались прямолинейные участки трамвайных путей между остановками. Измерение начиналось в момент, когда приближающийся трамвай находился на расстоянии 100 м от середины участка, и заканчивалось, когда трамвай удалялся на 100 м. Экспериментально установлено, что такие расстояния соответствуют началу и концу вибрационного воздействия для точек измерения расположенных на расстоянии от 3 до 60 м по перпендикуляру от середины участка. Критерием начала и конца воздействия, служило отклонение текущего уровня вибрации от фонового значения.

Время прохождения трамваем контролируемого участка и соответственно время измерения составляло 20-25 с.

Кроме большого количества кратковременных измерений выполненных при прохождении единичных трамваев, в каждой точке выполнялось по одному долговременному измерению. При этом измерялись те же параметры вибрации, однако количество трамваев проходящих мимо точки наблюдений составляло 7-8 единиц, что соответствовало времени наблюдения 10-15 мин.

Обработка результатов измерений

В ходе экспериментов для каждой точки проводилось несколько измерений, результаты которых потом усреднялись. Количество измерений в одной точке соответствует прохождению 10-14 трамваев в разных направлениях.

В ходе проведения измерений контролировались фоновые уровни вибрации в каждой точке. Например, для оценок RMS W_z уровень фона находился в пределах 45-50 дБ, и таким образом не оказывал влияние на результаты измерений. То же самое относится и к другим параметрам.

Следует отметить, что полученные в ходе эксперимента результаты RMS характеризуют воздействие только за время проезда единичного трамвая. Использовать полученные результаты для сравнения с нормативными уровнями

некорректно, поскольку оценка должна быть основана на результатах, полученных за временной интервал, характеризующий типовой режим движения трамваев, с учетом интенсивности их движения. Таким образом, для сравнения с нормами необходимы либо долговременные измерения, либо получение расчетной оценки, основанной на обработке результатов единичных измерений. Полученные в таком случае результаты RMS, назовем их эквивалентными (далее RMS_{eq}), будут характеризовать вибрационное воздействие трамваев при типовом режиме движения.

Поскольку RMS_{eq} учитывает вибрационное воздействие не только за время прохождения трамваев, но и за периоды, когда движение отсутствует, то для расчета RMS_{eq}воспользуемся известной формулой энергетического сложения с учетом времени воздействия:

$$RMS_{eq,T} = \left({}^{1}/_{T} \sum_{i=1}^{m} T_i \, 10^{{}^{RMS_{T_i}}/_{10}} \right) \qquad (1)$$

где:

$RMS_{,Ti}$– среднеквадратичныйуровень вибрации в интервале T_i;

m - номер интервала.

T_i – временной интервал i-го измерения.

T – полное время измерений.

В нашем случае воздействие будет складываться из воздействия во время прохождения трамваев и воздействия в их отсутствие (т.е. фоновое воздействие). Время воздействия определяется по интенсивности движения трамваев и времени воздействия единичного трамвая.

Максимальные и пиковые значения виброускорения не зависят от интенсивности движения.

Анализ и оценка результатов эксперимента

Усредненные результаты измерений воздействия единичных трамваев представлены в сводных табл. 2 и 3. Значения уровней в дБ приведены к опорным значениям $1 \cdot 10^{-6}$ м/с^2 по виброускорению.

Таблица 2

Усредненные результаты измерений на Петергофском шоссе

Расстояние *, м	**Параметры вибрации, дБ**								
	PEAK W_z	**RMS W_z**	**MTVV W_z**	**PEAK W_k**	**RMS W_k**	**MTVV W_k**	**PEAK HP**	**RMS HP**	**MTVV HP**
4	103,4	84,3	92,9	107,4	88,4	97,0	117,5	98,4	107,0
8	100,5	81,6	90,0	104,6	85,7	94,2	112,4	93,5	101,8
15	96,8	78,0	86,5	101,0	82,1	90,6	108,5	89,8	98,1
30	87,9	70,6	77,7	92,0	74,7	81,9	98,1	80,4	87,6
45	79,0	63,3	69,6	83,0	67,3	73,6	89,2	72,7	78,7
60	74,4	59,6	65,0	78,3	63,3	68,9	86,4	68,4	74,2

Примечание: * расстояние от ближайшего рельса до точки измерений.

Таблица 3

Усредненные результаты измерений на ул. Десантников

Расстояние *, м	Параметры вибрации, дБ								
	PEAK W_z	RMS W_z	MTVV W_z	PEAK W_k	RMS W_k	MTVV W_k	PEAK HP	RMS HP	MTVV HP
3	102,5	80,7	89,8	106,6	84,8	93,9	117,8	95,3	104,3
12	87,5	68,4	76,4	91,7	72,5	80,5	102,6	81,9	89,9
30	80,9	64,5	70,9	85,1	68,6	75,1	92,9	76,0	82,7
45	74,8	58,0	63,3	78,8	62,0	67,3	90,3	69,4	75,4

Примечание: * расстояние от ближайшего рельса до точки измерений.

Оценка вибрационного воздействия по санитарно-гигиеническим критериям и критериям комфортности

Оценка по среднеквадратичному значению корректированного виброускорения (RMS) и максимальному текущему среднеквадратичному (MTVV)

Оценка выполнялось в сравнении с нормативными значениями установленными по СН 2.2.4/2.1.8.566-96 [7] и СанПиН 2.1.2.2645-10* [6].

Как было отмечено выше, результаты измерений RMS получены за время прохождения единичного трамвая относительно точки измерения.

Для сравнения с нормами необходимо получение расчетной оценки – эквивалентного RMS_{eq}. Для расчета эквивалентного RMS_{eq}воспользуемся формулой (1), исходя из интенсивности движения трамваев и того факта что фоновый уровень на 10-15 дБ меньше измеренных значений. Результаты расчетов приведены в таблицах 4 и 5.

Поскольку в каждой точке измерений интенсивность движения трамваев и время наблюдения несколько отличались друг от друга, то в таблицах 4 и 5 приведены поправки (рассчитанные по формуле (1)) на интенсивность и время наблюдения, сложив которые с уровнями RMS при единичном воздействии можно получить расчетный RMS_{eq}.

В таблицах 4 и 5 приведены результаты измерений эквивалентных RMS_{eq} для последующего сравнения с рассчитанными эквивалентными RMS_{eq}.

Таблица 4

Результаты измеренных и расчетных значений RMS на Петергофском шоссе

Расстояние *, м	Уровень RMS W_z, дБ			Поправка на интенсивность движения и время наблюдения
	Измеренный единичный RMS W_z	Измеренный эквивалентный RMS_{eq} W_z	Расчетный эквивалентный RMS_{eq} W_z	
4	84.3	78.4	78.5	-5.8
8	81.6	76.1	76.4	-5.2
15	78.0	72.5	73.6	-4.4
30	70.6	64.3	64.6	-6.0
45	63.3	59.7	57.4	-6.0
60	59.6	56.3	55.0	-4.6

Таблица 5

Результаты измеренных и расчетных значений RMS на ул. Десантников

Расстояние *, м	**Уровень RMS W_z, дБ**			**Поправка на интенсивность движения и время наблюдения**
	Измеренный единичный RMS W_z	**Измеренный эквивалентный RMS_{eq} W_z**	**Расчетный эквивалентный RMS_{eq} W_z**	
3	80.7	74.1	73.6	-7.1
12	68.4	61.4	61.7	-6.6
30	64.5	56.3	57.4	-7.1
45	58.0	51.6	51.2	-6.8

Результаты измерений представлены в виде графиков на рис. 1, 2, 3 и 4.

На рис. 1 и 2 представлены графики характеризующие снижение виброускорения по параметрам MTVV, RMS и RMS_{eq} в зависимости от удаления точки измерения от трамвайных путей.

На рис. 3 и 4 представлены сравнительные графики для измеренного RMS_{eq} и рассчитанного RMS_{eq}.

По результатам эксперимента можно сделать следующие выводы:

1. Уровни виброускорения на одинаковом удалении от трамвайных путей, выполненных по новым технологиям, в среднем ниже на 3-4 дБ, чем для путей, выполненных по старым технологиям.
2. Для территории с грунтовой поверхностью без твердого покрытия (Петергофское шоссе), снижение уровней происходит практически линейно. Уровни вибрации для случая, когда трамвайные пути расположены по центру проезжей части (ул. Десантников) снижаются с выраженной нелинейностью. Предположительно, это может быть связано с большими диссипативными свойствами твердого асфальтового покрытия и щебеночно-песочной подушки под полотном дороги.
3. Санитарно-гигиенические нормативные уровни по параметру RMS_{eq} достигаются на расстояниях 35 м для территории с грунтовой поверхностью без твердого покрытия (Петергофское шоссе), и на расстоянии 12 м для случая, когда трамвайные пути расположены по центру проезжей части дороги (ул. Десантников), а по параметру MTVV на расстояниях 40 м и 25 м соответственно. Таким образом, наибольшая зона воздействия определяется по критерию максимального* виброускорения, а не критерием среднеквадратичного значения. *Примечание: * поскольку понятие максимального значения уровня вибрации в СанПиН 2.1.2.2645-10 не установлено, то эту оценку следует считать ориентировочной.*
4. Сравнение изображенных на рис. 3 и 4 графиков измеренного эквивалентного RMS_{eq} и рассчитанного RMS_{eq} показывает их хорошее совпадение. Это дает основание говорить о возможности выполнения

расчетной оценки эквивалентного RMS_{eq} основанной на результатах измерения уровня вибрационного воздействия по параметру RMS при движении единичного трамвая и интенсивности движения. Выполнив такую оценку и построив графики снижения уровня виброускорения от расстояния для рассмотренных типов прилегающей территории, можно оценить расстояние необходимое для достижения санитарно-гигиенических нормативов.

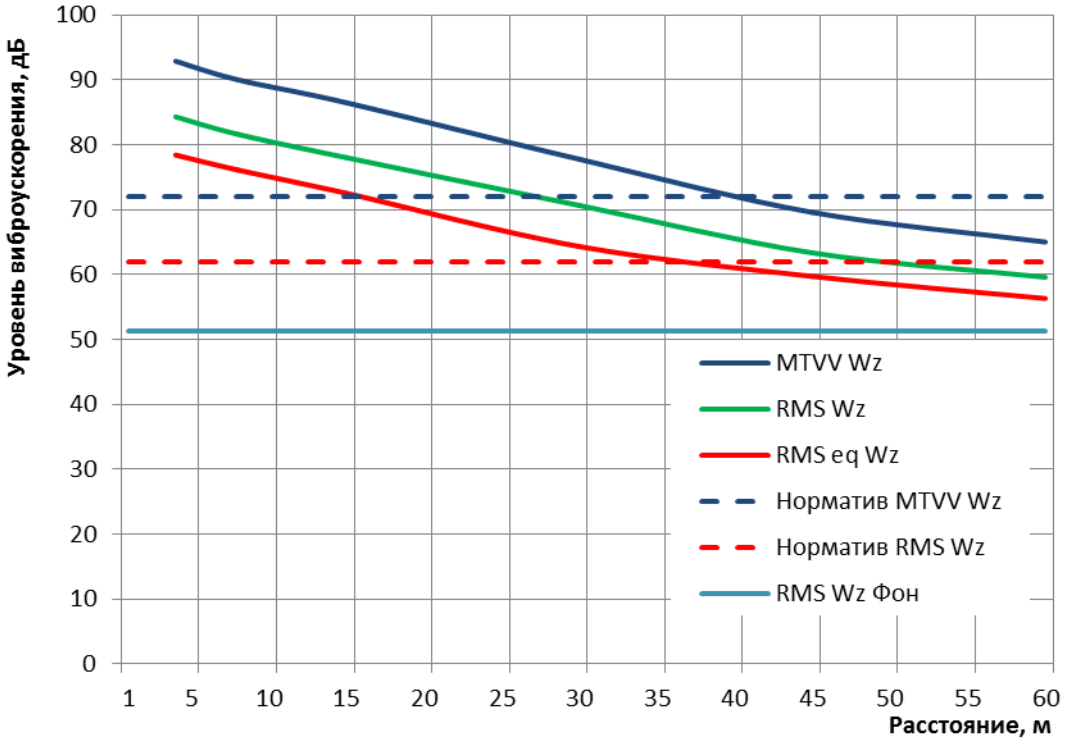


Рис. 1. Графики снижения виброускорения по параметрам MTVV, RMS и RMS_{eq}для трамвайных путей на Петергофском шоссе (объект № 1).

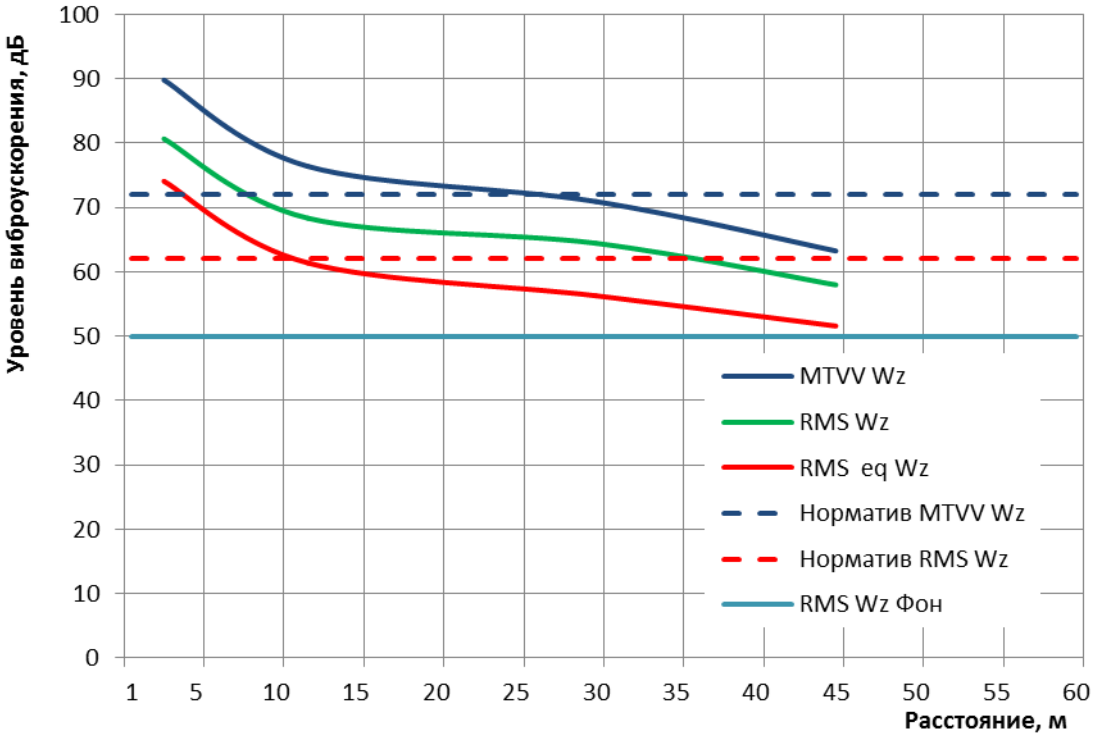


Рис. 2. Графики снижения виброускорения по параметрам MTVV, RMS и RMS_{eq}для трамвайных путей на ул. Десантников (объект № 2).

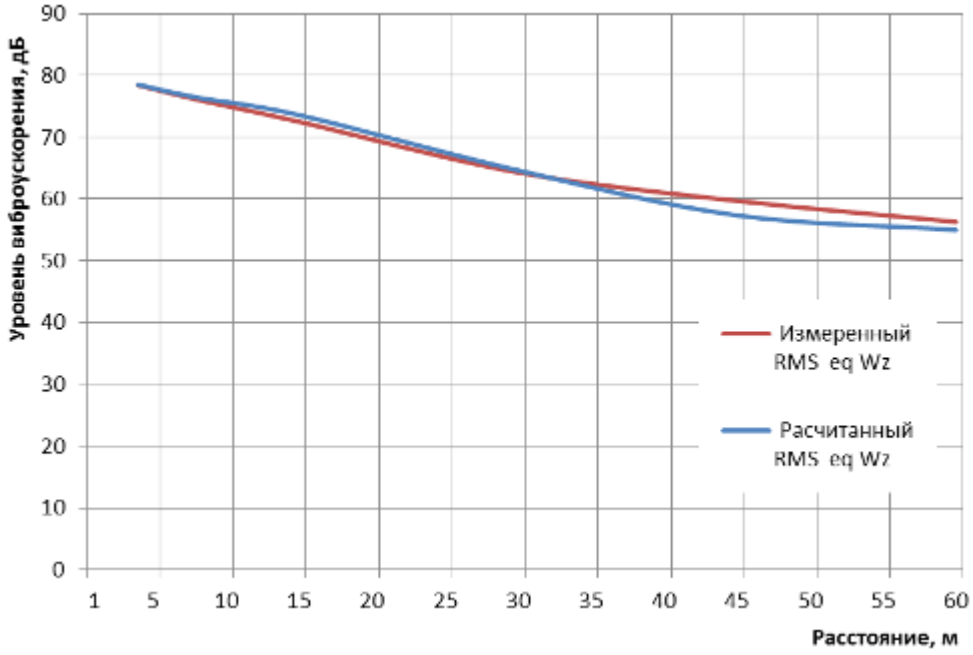


Рис. 3. Сравнительные графики для измеренного RMS_{eq} и рассчитанного RMS_{eq} для трамвайных путей на Петергофском шоссе (объект № 1).

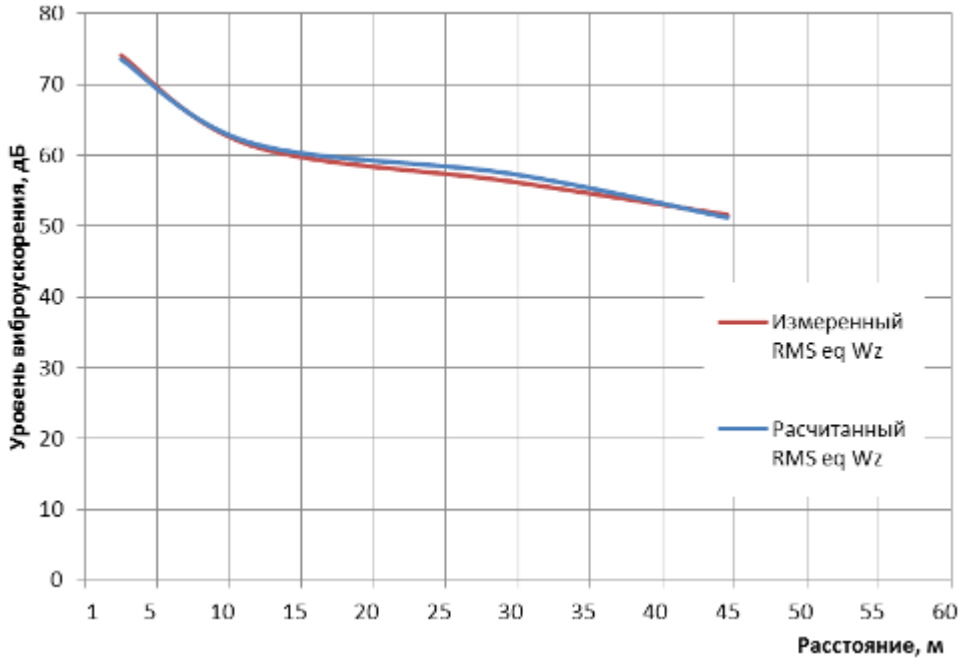


Рис. 4. Сравнительные графики для измеренного RMS_{eq} и рассчитанного RMS_{eq} для трамвайных путей на ул. Десантников (объект № 2).

Оценка по пиковому значению (PEAK) корректированного виброускорения

Оценка выполнялось в сравнении с рекомендованными нормативными значениями по ГОСТ 31191.1-2004 [10]. В качестве критерия комфортности использован порог чувствительности к пиковому значению корректированного виброускорения - PEAK W_k.

По результатам эксперимента можно говорить о том, что вибрационное воздействие достигает критерия комфортности PEAK W_k на расстоянии 45 м для территории с грунтовой поверхностью без твердого покрытия (Петергофское шоссе), и на расстоянии 30-35 м для случая, когда трамвайные пути расположены по центру проезжей части дороги (ул. Десантников).

Здесь важно отметить следующие обстоятельства.

Поскольку оценка по критерию комфортности хоть и рекомендована ГОСТ 31191.1-2004 [10], однако не является санитарно-гигиенической оценкой и, следовательно, не может быть использована для оценки вреда здоровью. С другой стороны, именно воздействие, достигающее пороговых значений чувствительности, вызывает у людей неприятные ощущения присутствия вибрации. В таких случаях возможно появление жалоб со стороны людей на сверхнормативное вибрационное воздействие, хотя санитарно-гигиенические нормативы по параметру RMS могут и не быть превышены.

Поэтому, при размещении трамвайных путей вблизи жилых зданий рекомендуется проводить оценку не только исходя из санитарно-гигиенических нормативов, но и основываясь на соблюдении критериев комфортности.

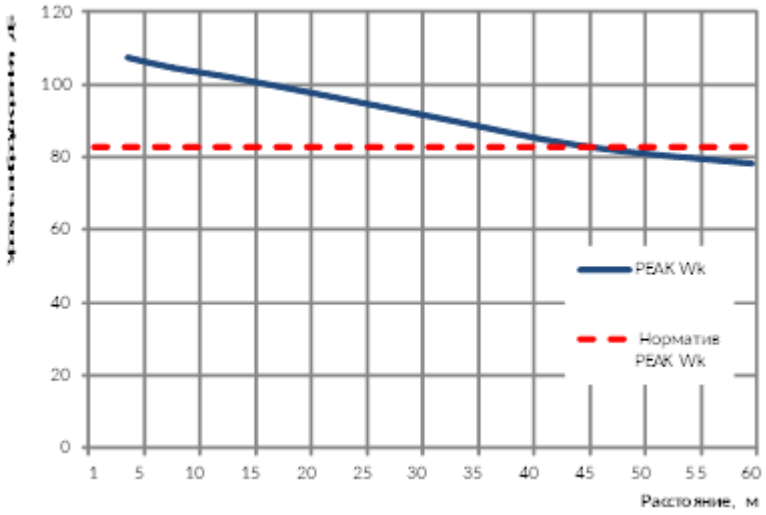


Рис. 5. График снижения виброускорения по параметру PEAK W_k для трамвайных путей на Петергофском шоссе (объект № 1).

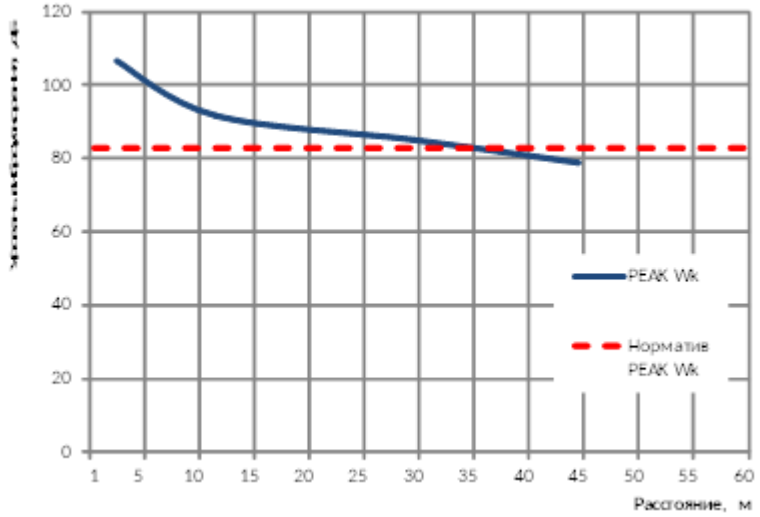


Рис. 6. График снижения виброускорения по параметру PEAK W_k для трамвайных путей на ул. Десантников (объект № 2).

Оценка вибрационного воздействия по критериям воздействия на здания и сооружения

В процессе эксплуатации трамвайных линий расположенные вблизи здания подвергаются воздействию вибрации. Вибрация может стать причиной повреждения конструкции здания, снизив ее эксплуатационную надежность.

В ходе эксперимента измерялось пиковое значение виброускорения без частотной коррекции. Критерии для определения опасных вибраций приняты по ГОСТ Р 52892-2007 [2].

Результаты измерений отображены на графиках на рис. 7 и 8. На рис. 9 и 10 изображены графики спектров вибрационного воздействия трамваев. Анализ спектров, позволяет установить, что основная часть энергии вибрационного воздействия распределена в частотном диапазоне от 25 до 80 Гц, а частота доминирующей составляющей 40-50 Гц.

Нормативные допустимые пиковые уровни вибрации для зданий, относящихся к категории 3 (см. таблицу 1) для доминирующих частот 40-50 Гц составляют 120 дБ. При сравнении графиков снижения виброускорения по параметру PEAK, изображенных на рис. 7 и 8, с нормативным уровнем видно, что опасность повреждения существует только для зданий, расположенных на расстоянии менее 3-4 м от трамвайных путей. На больших расстояниях опасность отсутствует.

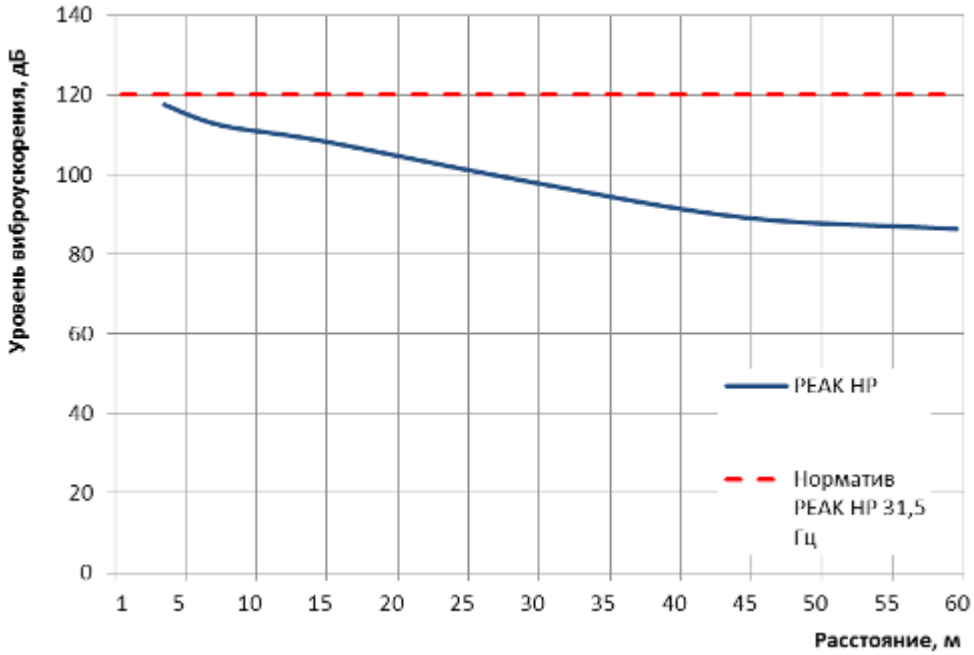


Рис. 7. График снижения виброускорения по параметру PEAK HP для трамвайных путей на Петергофском шоссе (объект № 1).

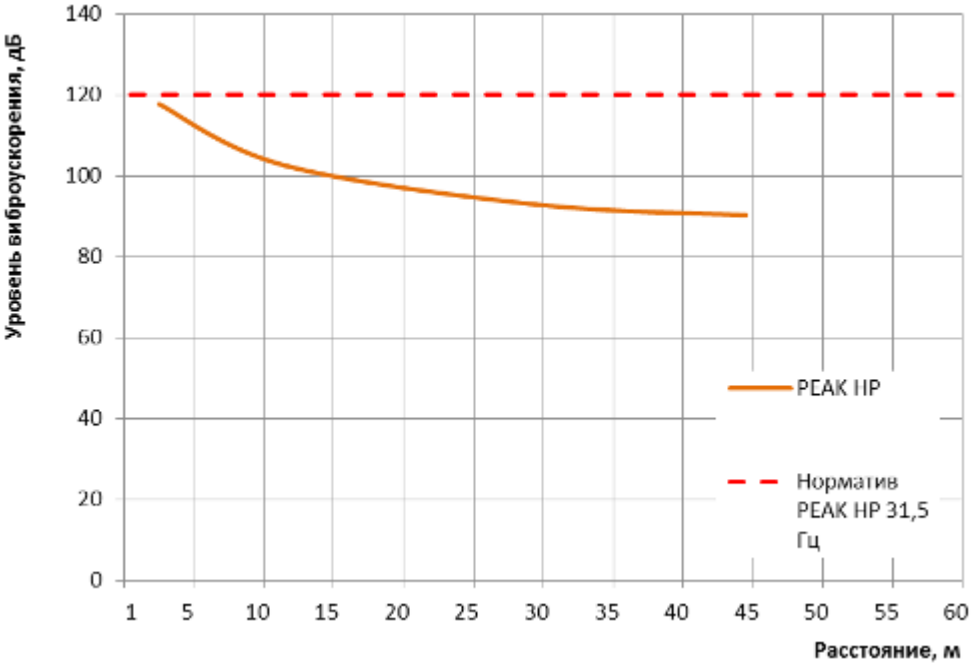


Рис. 8. График снижения виброускорения по параметру PEAK HP для трамвайных путей на ул. Десантников (объект № 2).

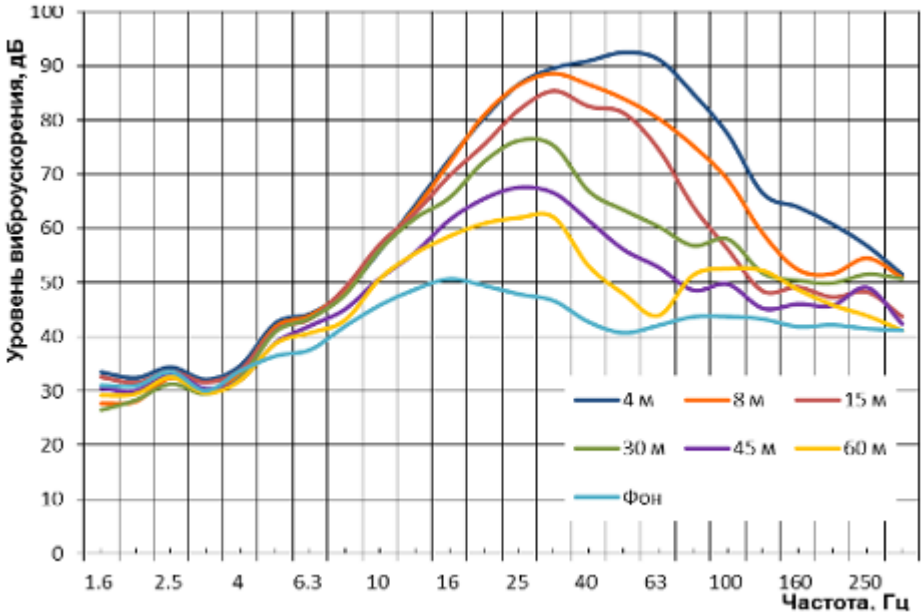


Рис. 9. Спектры виброускорения измеренные на различном удалении от трамвайных путей на Петергофском шоссе (объект № 1).

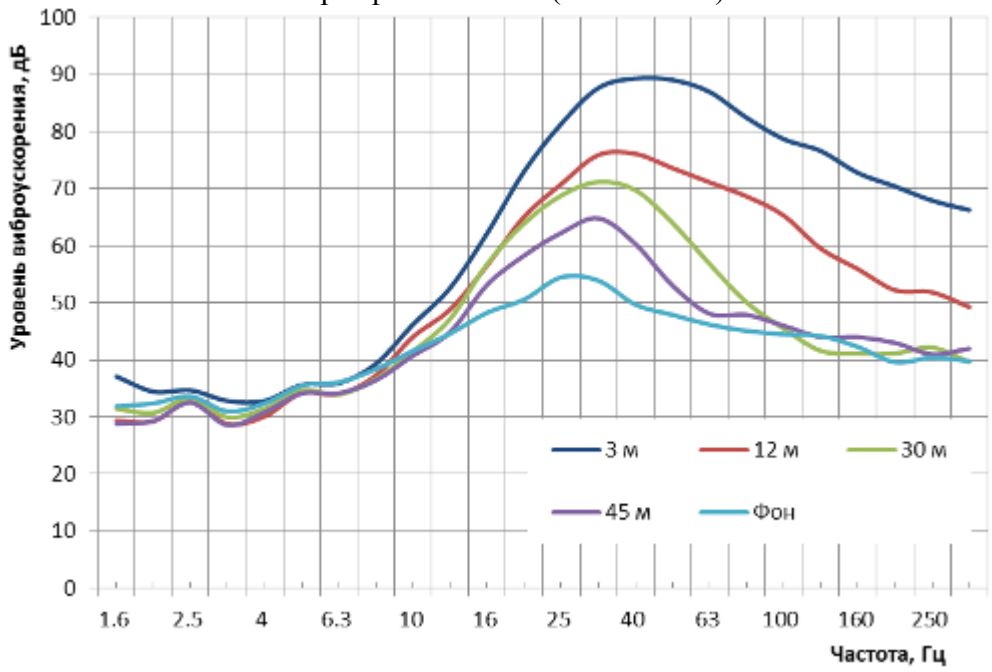


Рис. 10. Спектры виброускорения измеренные на различном удалении от трамвайных путей на ул. Десантников (объект № 2).

Кроме анализа пиковых уровней и спектров вибрации, следует обратить внимание на особенности изменения спектральных составляющих с расстоянием. На рис. 11 и 12 представлены графики снижения уровней основных спектральных составляющих в зависимости от удаления от источника вибрационного воздействия.

Из представленных графиков видно, что основная энергия вибрационного воздействия на малых расстояниях (до 10-15 м) приходится на частоты от 25 до 80 Гц. Однако по мере удаления от источника, уровни вибрации на частотах выше 40 Гц снижаются значительно быстрее, чем низкочастотные составляющие. На расстояниях, превышающих 15-20 м, основная энергия вибрационного воздействия

передается на частотах 31,5 и 40 Гц. То же относится и к вибрациям на частоте 25 Гц, однако их вклад в общий уровень несколько ниже.

Таким образом, подтверждается особенность процесса распространения вибрации описанная в п. 5 ГОСТ Р 52892-2007 [2], а именно: при увеличении расстояния происходит перераспределение энергии в область низких частот и соответственно снижается частота доминирующей составляющей.

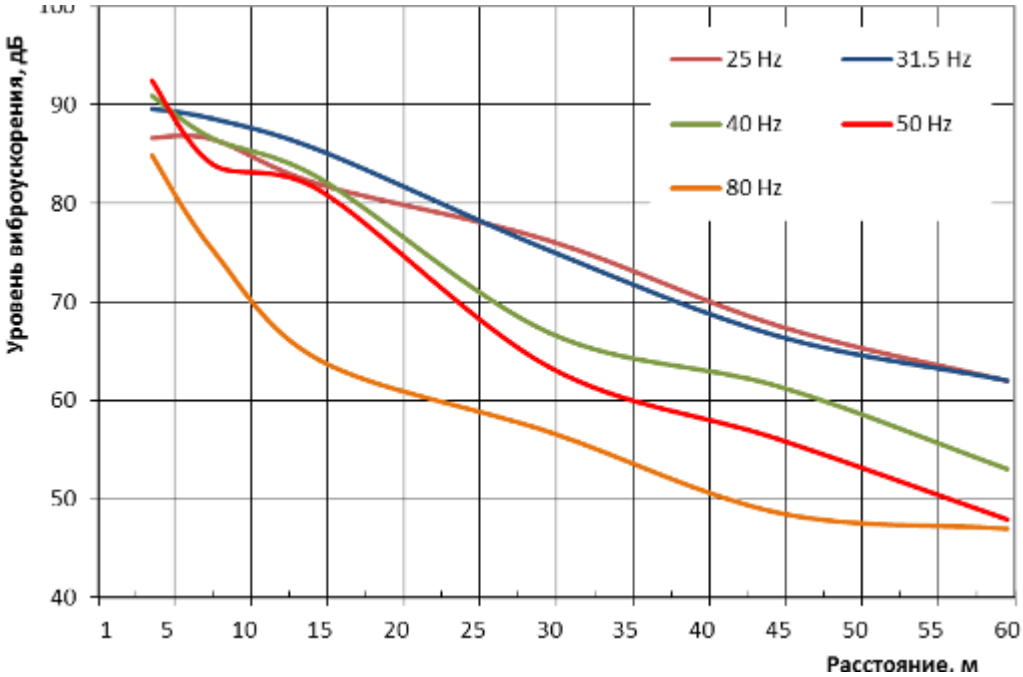


Рис. 11. График снижения уровней спектральных составляющих виброускорения для трамвайных путей на Петергофском шоссе (объект № 1).

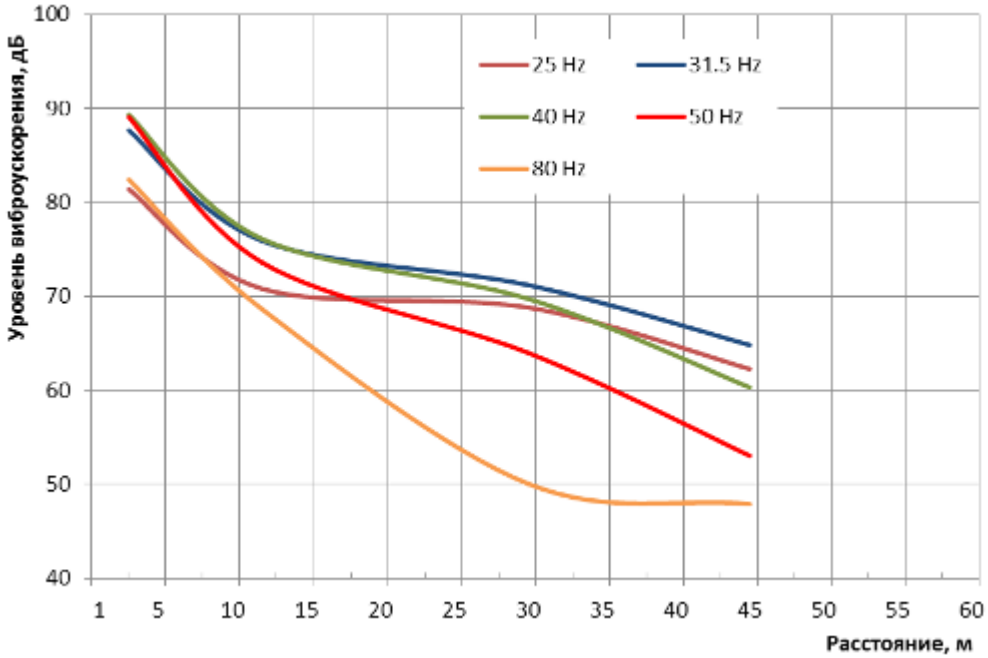


Рис. 12. График снижения уровней спектральных составляющих виброускорения для трамвайных путей на ул. Десантников (объект № 2).

Список литературы

1. ГОСТ Р ИСО 14837-1-2007. Шум и вибрация, создаваемые движением рельсового транспорта.
2. ГОСТ Р 52892-2007. Вибрация и удар. Вибрация зданий. Измерение вибрации и оценка ее воздействия на конструкцию.
3. ГОСТ Р 53964-2010. Вибрация. Измерения вибраций сооружений. Руководство по проведению измерений.
4. Пособие к МГСН 2.04-97. Проектирование защиты от транспортного шума и вибраций жилых и общественных зданий.
5. СП 98.13330.2012. Свод правил. Трамвайные и троллейбусные линии. Актуализированная редакция СНиП 2.05.09.90.
6. СанПиН 2.1.2.2645-10 Санитарно-эпидемиологические требования к условиям проживания в жилых зданиях и помещениях.
7. СН 2.2.4/2.1.8.566-96. Санитарные нормы. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий.
8. ВСН 490-87. Проектирование и устройство свайных фундаментов и шпунтовых ограждений в условиях реконструкции промышленных предприятий и городской застройки. М.: Минмонтажспецстрой СССР, 1988.
9. ТСН 50-302-2004. Проектирование фундаментов зданий и сооружений в Санкт-Петербурге. Правительство Санкт-Петербурга. Санкт-Петербург, 2004.
10. ГОСТ 31191.1-2004 «Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 1. Общие требования».
11. ГОСТ 31191.2-2004 «Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 2. Вибрация внутри зданий».
12. Технический отчет ФГУП ГНЦ РФ ЦНИИ им. академика А. Н. Крылова «Оценка акустических и вибрационных полей воздействия транспортного потока».
13. «Рекомендации по учету требований по охране окружающей среды при проектировании автомобильных дорог и мостовых переходов». М.: Росавтодор, 1995.
14. Статья «Исследование вибрационного воздействия обусловленного движением трамваев в городских условиях». Материалы IV Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации». Санкт-Петербург, 2013.

Территория улично-дорожной сети города как источник загрязнения воздушной среды

Германова Т.В.[1], *Керножитская А.Ф.*[2]
[1]кандидат технических наук, доцент кафедры «Промышленная теплоэнергетика» Тюменский государственный архитектурно-строительный университет
[2]аспирант Тюменский государственный архитектурно-строительный университет
e-mail: ecogtv@mail.ru, Anuta.Ugra@mail.ru

Аннотация: В данной статье рассматривается улично-дорожная сеть города как источник акустического и химического загрязнения воздушной среды, так как серьезную озабоченность вызывает состояние атмосферного воздуха в городах от воздействия транспортных потоков. В сложившейся практике нормативные требования и стандарты позволяющие обеспечивать экологическую безопасность при планировке и застройке поселений не отвечают современным требованиям. Поэтому, необходима разработка мероприятий по формированию качества атмосферного воздуха на территории города с учётом воздействия магистралей города. На примере города Тюмени выполнена оценка транспортной системы как источника акустического и химического загрязнения воздушной среды. Данная оценка позволяет обеспечить экологическую безопасность при планировке и застройке территорий.

Ключевые слова: Автомобильный транспорт, выхлопные газы, акустическое загрязнение, химическое загрязнение, загрязнение воздуха, магистральные улицы, красная линия.

Согласно определению В.Даля к слову «город» относятся слова: городить, огораживать, ограждать, обносить тыном или забором, следовательно, это ограниченное пространство. В настоящее время более 50 % населения планеты это жители городов. Согласно справочных данных Некоммерческого партнерства «Национальная Гильдия Градостроителей» в 2002 г. в Российской Федерации насчитывалось 1098 городов, а доля городского населения составила 73,1 %, в настоящее время 1100 и 73,75 соответственно. Число больших городов – 165. В них проживает 45 % населения страны. Город во всем Мире играет все большую роль в создании материальных благ, усилении социального развития, привлечении инвестиций и освоении человеческих и технических ресурсов.

Существующий процесс урбанизации зафиксирован внешними проявлениями: деградация качества городской среды (автомобильные пробки на дорогах, загрязнение источников водоснабжения, ветхость систем жизнеобеспечения, уплотнение застройки, рост заброшенных территорий городов и т.д.); утрата исторически ценных городских пространств практически во всех столицах субъектов РФ. Города также являются центрами производящими материальные блага. Сегодня трудно найти город в России, который бы не сталкивался с противоречиями в градостроительной деятельности: сталкивание различных интересов и противоположных целей.

Одно из главных препятствий на пути к городу-идеалу – это недоработка нормативно-законодательной градостроительной документации и некомпетентность некоторых градоначальников. Рассмотрим шесть основных принципов законодательства о градостроительной деятельности (ст.2 Кодекса РФ от 29.12.2004 № 190-ФЗ «Градостроительный кодекс Российской Федерации») из 12 основных принципов:

1) обеспечение устойчивого развития территорий на основе территориального планирования и градостроительного зонирования;

2) обеспечение сбалансированного учета экологических, экономических, социальных и иных факторов при осуществлении градостроительной деятельности;

4) осуществление строительства на основе документов территориального планирования, правил землепользования и застройки и документации по планировке территории;

6) ответственность органов государственной власти Российской Федерации, органов государственной власти субъектов Российской Федерации, органов местного самоуправления за обеспечение благоприятных условий жизнедеятельности человека;

9) осуществление градостроительной деятельности с соблюдением требований охраны окружающей среды и экологической безопасности;

10) осуществление градостроительной деятельности с соблюдением требований сохранения объектов культурного наследия и особо охраняемых природных территорий.

Два пункта из данных принципов (2 и 9) предусматривают остановку деградации качества городской среды. Таким образом, задачи сохранения качества городской воздушной среды являются важными проблемами для застроенных территорий. Одними из острых проблем современности являются проблемы акустического загрязнения атмосферного воздуха и загрязнения выбросами автомобильного транспорта. Экологические проблемы автомобильного транспорта для города Тюмени стали особенно актуальными в последнее десятилетие. Так, по итогам 2012 года Тюменская область стала первой среди субъектов Российской Федерации по показателю ввода жилья на одного человека. Плановый показатель 2012 года по общему вводу жилья, установленный Минрегионом России был перевыполнен на 18%, где на город Тюмень приходится более 65% от запланированного объёма. В городе наблюдается высокая насыщенность автотранспортом, выбросы которого составляют более 80% от суммарного валового выброса, при этом, автомобильный парк с каждым годом увеличивается. В ежегодных государственных отчетах по охране окружающей среды Тюмень присутствует в приоритетном списке городов с наибольшим уровнем загрязнения атмосферного воздуха. Ведущее положение автотранспорта по воздействию на городскую среду в Тюмени связано со следующими основными причинами:

- динамикой уровня автомобилизации за последние годы;
- особенностями формирования и современным состоянием транспортной сети города;
- увеличением интенсивности движения автотранспорта, обусловленным

социально-экономическими причинами.

Сложившаяся структура центральной части города компактная с плотной и регулярной сеткой улиц. Будущее развитие территории, тяготеющей к размещению основных социально-культурных объектов в центральной части города, обеспечит высокую интенсивность движения автотранспорта. Кроме того, предусмотренные территории первоочередного комплексного освоения в целях жилищного строительства (на первом этапе в период с 2013 по 2016 годы – 5,4 млн.кв.м. жилья; на втором этапе с 2017 по 2020 годы – 4,4 млн.кв.м), приведут к увеличению численности населения города до 220 тыс. человек и усугублению экологической обстановки.

Массовость и постоянно растущие темпы процесса автомобилизации приводят к изменению категорий существующих дорог и улиц. Такая ситуация характерная не только для Тюмени, но и для многих городов, развивающихся от центрального района во всех направлениях, в результате чего центр начинает испытывать повышенную транспортную нагрузку при невозможности расширения существующих дорог и улиц.

Поскольку основная масса автомобилей сконцентрирована в городе, воздух не только обедняется кислородом, но и загрязняется вредными компонентами отработавших газов. Согласно литературным данным оксид углерода обладает по сравнению с кислородом в 240 раз большим сродством к гемоглобину, основным результатом этого обратимого сочетания является уменьшение способности крови транспортировать кислород от легких к тканям.

Для понимания характеристик состава и интенсивности транспортных потоков, были проведено визуальное обследование участков и узлов улично-дорожной сети города Тюмени силами студентов и аспирантов кафедр «Экология», «Автомобильные дороги и аэродромы», «Промышленная теплоэнергетика» ТюмГАСУ. Изучены следующие исследовательские материалы:

- результаты обследования пассажирских и транспортных потоков, проведенных ЗАО «Петербургский НИПИград» в декабре 2009 г (на 30 постах, выбранных таким образом, чтобы можно было выявить структуру движения на въездах в центральную деловую часть города Тюмени, на мостах через р. Туру, связях через Транссибирскую железную дорогу, въездах в город);

- результаты обследования пассажирооборотов остановочных пунктов, проведенные НТПИ ТИ, 2008 г (проект «Разработка Программы развития Транспортно-дорожного комплекса города Тюмени на 2010-2015гг. с прогнозом до 2020 г.»)

Выполнен анализ генерального плана города Тюмени (27.09.2012 г.), разработанного ООО «Институтом территориального планирования «Град»», устанавливающий границы населенного пункта, выполняющий функциональное зонирование территории, размещающий планируемые объекты местного значения.

Подготовка документации по планировке территории города Тюмени, осуществляется на основании Генерального плана города и в соответствии с действующим законодательством. Установление параметров планировки развития элементов планировочной структуры, графические материалы проекта планировки выполняются в масштабах 1:1000; 1:2000. Графические материалы проекта

межевания выполняются на топографической основе в масштабах 1:500, 1:2000.

Анализ интенсивности и состава транспортных потоков показывает, что наиболее неблагоприятная ситуация сложилась на улицах, где интенсивность прохождения автотранспортного потока достигает от 1,6 до 8,1 тысяч единиц в час. Исследование улично-дорожной сети города Тюмени показывает, что в основном она имеет капитальное исполнение (асфальтобетон), в районах индивидуальной застройки преобладает низший и переходный тип покрытия. Показатели существующей улично-дорожной сети вычислены согласно топографическим данным (табл.1).

Таблица 1

Показатели существующей улично-дорожной сети

Показатели	**Ед.изм.**	**Кол-во**
Протяженность улично-дорожной сети всего	км	1865,0
В том числе:		
- магистральные улицобщегородского значения	км	209,0 97,0
- магистральные улицрайонного значения	км	1230,0 329,0
- улицы и дороги местного значения		
- улицы и дороги без категорий		

По данным Постановления Администрации города Тюмени № 49-пк от 02.07.2009 «Об утверждении перечня автомобильных дорог общего пользования местного значения города Тюмени» [10], протяженность автомобильных дорог общего пользования местного значения, к которым отнесена значительная часть улиц, составляет 861,4 км, из которых с твердым покрытием 732,2 км. Плотность сети линий магистрального транспорта города Тюмени в настоящее время – 0,6 км/км^2, на перспективу предусматривается 1,4 км/км^2.

Значительную роль в обеспечении комфортных условий проживания в городской среде играет грамотная организация транспортно-дорожного комплекса, которая направлена на обеспечение безопасности дорожного движения, снижение загрузки магистралей по плотности автомобилей и повышение эффективности транспортного движения в городе, что достигается выполнением планировочных и технологических мероприятий.

В тоже время современное состояние транспортных потоков города как источников повышенного химического загрязнения воздушной среды требует увеличения расстояния от улиц и дорог до жилой застройки, которое должно стать нормируемым по химическим и физическим показателям состояния атмосферного воздуха и быть учтено при установлении красных линий. Ширина дорог и улиц в красных линиях в первую очередь определяется их категорией и значением и установлена, исходя из требуемой ширины проезжей части (зависит от пропускной способности), технической зоны, тротуаров [1].

Для достижения экологической безопасности, необходимо обеспечивать

нормативные требования по уровню звукового давления и уровню химического загрязнения на расстояниях с учетом разрывов (рекомендуемых и фактических) от границы проезжей части до границы жилой застройки (рис.1-3) [2].

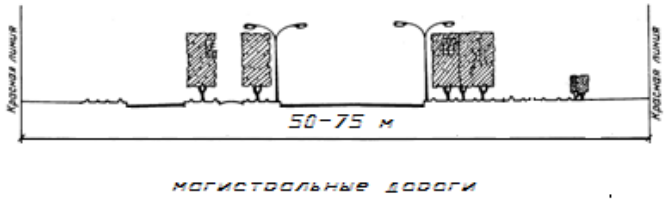


Рис. 1. Рекомендуемая ширина магистральных дорог в красных линиях

*Рис. 2.*Рекомендуемая ширина магистральных улиц в красных линиях

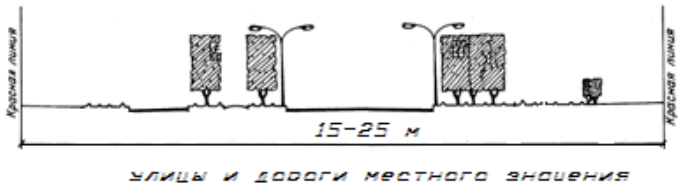


*Рис. 3.*Рекомендуемая ширина улиц и дорог местного значения в красных линиях

Как правило, ширина улиц и дорог в красных линиях принимается: магистральные дороги – 50-75 м; магистральные улицы – 40-80 м; улицы и дорог местного значения – 15-25 м [3]. В сложившейся практике, нормативы градостроительного проектирования существуют только в небольшом количестве регионов и муниципальных образований и в большинстве случаев они не отвечают современным требованиям. При этом на застроенных территориях выгодно размещать вновь проектируемые объекты за счет придомовых территорий, что приводит к приближению источников выбросов к объектам проживания или общественного использования населением города. В связи с этим, при планировке и застройке необходимо использовать красные линии как основы для установления других линий, определяющих особые условия использования и застройки территорий городов и других поселений [4].

Понятия красные линии и территории общего пользования определяются ст. 1, п.11, п. 12 Кодекса РФ от 29.12.2004 № 190-ФЗ «Градостроительный кодекс Российской Федерации» которые в свою очередь призваны защищать право граждан на городскую среду. Красная линия является границей, разделяющей кварталы, микрорайоны и другие элементы планировочной структуры и улицы, дороги, проезды, площади. Согласно ст. 42, 43 Кодекса РФ от 29.12.2004 № 190-ФЗ «Градостроительный кодекс Российской Федерации» утверждается в составе проекта планировки территории. Задача которого, установить конкретные, точные границы планировочных элементов: улично-дорожной сети, районов,

микрорайонов, кварталов, а результат – четкая, зафиксированная координатами улично-дорожная сеть и все необходимые территории общего пользования.

В Тюмени, как и большинстве городов России, ежегодно осуществляется сбор, анализ данных наблюдений и производится оценка состояния загрязнения атмосферного воздуха. Оценка показывает, что почти 70% из них имеют высокую или очень высокую степень загрязнения, а средняя за год концентрация одной или нескольких примесей превышает установленный санитарно-гигиенический норматив. При определенных метеорологических условиях концентрации примесей в воздухе увеличиваются и могут достигать опасных значений. Поэтому, на территории поселений необходимо обеспечивать достижение нормативных требований и стандартов, определяющих качество атмосферного воздуха [5, 6], обеспечивающих экологическую безопасность и охрану здоровья населения при планировке и застройке поселений.

Для получения экспериментальной информации об уровне загрязнения атмосферного воздуха передвижной лабораторией ФГУЗ «Центр гигиены и эпидемиологии в Тюменской области» были проведены натурные исследования (маршрутные наблюдения в течение 2009-2010 гг. в рамках стажировки) на наиболее загруженных автомобильным транспортом магистралях. Анализ проводился по оценке акустического воздействия и химического загрязнения. Химическое загрязнение оценивалось по основным загрязнителям: взвешенные вещества, диоксид азота, диоксид серы, оксид углерода [7]. Оценка акустического воздействия производилась по эквивалентному уровню звука (экспериментальным способом и расчетным методом).

Исследования проводились в Ленинском административном округе в планировочном районе: ул. Республика – ул. Холодильная – ул. 50 лет Октября – ул. Мельникайте. Характерное шумовое воздействие на жилую застройку, прилегающую к транспортным потокам города Тюмени, проявляется в районах пересечения улиц Мельникайте – Республика – 50 лет Октября. В рассматриваемом районе минимальное расстояние от границы проезжей части до фасада жилого здания (ул. Мельникайте, д. 102) составляет 15 м; от красной линии до фасада жилого здания – 7 м; от границы проезжей части до красной линии – 6,5 м. Результаты выполненного расчета показывают: с учетом того, что уровень шума на магистрали в 7,5 м от первой полосы движения при интенсивности 1500 ед/ч составляет 77 дБА, снижение уровня шума с расстоянием составит 3 дБА, а увеличение уровня шума в связи с отражением звука между фасадами зданий – 1,9 дБА. В итоге уровень звука в 2 м от фасадов жилых зданий, наименее удаленных от проезжей части улиц, составит 75,9 дБА. Сравнивая полученное расчетное значение с допустимым для дневного времени суток в жилых помещениях Lдоп=50 дБА [8], получаем величину превышения санитарно-гигиенического норматива шумового воздействия для территории жилой застройки: 20,9 дБА [9]. Характерное химическое воздействие автотранспорта на жилую застройку, прилегающую к транспортным потокам рассматриваемого района проявляется в районе пересечения магистральных улиц общегородского значения регулируемого движения Холодильная – Энергетиков. Планировочная характеристика участка: минимальное расстояние от границы проезжей части до фасада жилого здания по

ул. Холодильная, д. 62 составляет 23 м; от красной линии до фасада жилого здания – 11,5 м; от границы проезжей части до красной линии – 11,5 м. Результаты исследований среднесуточных концентраций показали, что значительное содержание загрязняющих веществ отмечено: на обочине данной магистрали взвешенных веществ от 1,5 до 3,13 ПДКс.с., диоксида азота – от 1,25 до 1,75 ПДКс.с.; у фасада здания, близлежащем от реперной точки диоксид азота – 1,25 до 2 ПДКс.с. Проведенные замеры показали превышения санитарно-гигиенических нормативов химического воздействия на обустроенной территории, что характеризует качество атмосферного воздуха на данном участке как неблагоприятное [11].

В целом, выполненные исследования и полученные результаты позволяют оценить существующий уровень акустического и химического воздействия автотранспорта на конкретных территориях. На основе имеющихся данных можно прогнозировать изменение состояния атмосферного воздуха при принятии планировочных решений. Территория улично-дорожной сети, как основной источник городского шума и химического загрязнения, ограниченная красными линиями, на сегодняшний момент во всех крупных городах с высоким уровнем автомобилизации требует оптимизации, перестройки и расширения. При этом мероприятия по организации дорожного движения в городе должны быть направлены не только на создание благоприятных условий для транспортных потоков, но также должно быть учтено оказываемое воздействие на прилегающую территорию.

Своевременная организация селитебных территорий за счет грамотного закрепления линий градостроительного регулирования активно формирует экологически безопасный фон города, снижая необходимость проведения в будущем специальных мероприятий. В условиях же сложившейся застройки, подвергающейся повышенному уровню воздействия, использование современных научно-технических достижений позволяет в некоторых случаях создать благоприятные условия для жизнедеятельности населения. Передвижения по городу не должны достигаться в ущерб комфортным с санитарно-экологической точки зрения условиям проживания в городе, так как согласно Конституции Российской Федерации каждый гражданин имеет право на благоприятную окружающую среду, достоверную информацию о ее состоянии и на возмещение ущерба, причиненного его здоровью или имуществу экологическим правонарушением. Таким образом, необходимо дальнейшее уточнение и изменение нормативно-законодательной базы исходя из практического опыта их применения на основе результатов научных исследований – нормативные предложения.

Список литературы

1. *Германова Т.В., Перцева И.И.* К вопросу обеспечения акустической безопасности городов // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе: материалы междунар. науч.- практич. конф./ под. ред. М.Ю. Петухова. – Пермь, 2013. – Т.2. – С.81-87.
2. РДС 30-201-98 «Инструкция о порядке проектирования и установления

красных линий в городах и других поселениях Российской Федерации». - Введ.1998-07-01.- НПЦ «Региональное развитие».
3. *Сотникова А.Ф., Германова Т.В.* К вопросу экологического мониторинга воздушной среды территорий вблизи транспортных потоков // ELPIT 2011: сборник трудов III Международного экологического конгресса (V Междунар. науч.-технич. конф.)/ под. ред. А.В. Васильева. – Тольятти, 2011. – Т.4. – С.289-292.
4. *Береговских А.Н.* Исследования. Концепция. – Омск: Омскбланкиздат, 2011. – С. 69-71.
5. СНиП 2.07.01-89* «Градостроительство. Планировка и застройка городских и сельских поселений». - Введ. 2010-05-20. - М.: Министерство регионального развития РФ, 2011.
6. СП 42.13330.2011 «Градостроительство. Планировка и застройка городских и сельских поселений». Актуализированная редакция. - Введ. 2011-05-20. - М.: Министерство регионального развития РФ, 2010.
7. *Германова Т.В., Керножитская А.Ф.* О загрязнении атмосферного воздуха г.Тюмени автомобильным транспортом // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе: материалы междунар. науч.- практич. конф./ под. ред. М.Ю. Петухова. – Пермь, 2013. – Т.2. – С.74-80.
8. СН 2.2.4/2.1.8.562-96. 2.2.4. Физические факторы производственной среды. 2.1.8. Физические факторы окружающей природной среды. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки – Введ. 1996-10-31. – М.: Госкомсанэпиднадзора РФ, 1996.
9. *Германова Т.В., Перцева И.И.* Роль линии застройки в обеспечении акустической безопасности на жилых территориях, прилегающих к автомагистралям // ELPIT 2011. Экология и безопасность жизнедеятельности промышленно-транспортных комплексов: сборник трудов III Международного экологического конгресса (V Международной научно-технической конференции), научный симпозиум «Урбоэкология. Технологии нового города».– Тольятти: ТГУ, 2011. – Т.5. – 147с.
10. Постановление Администрации города Тюмени № 49-пк от 02.07.2009 г. «Об утверждении перечня автомобильных дорог общего пользования местного значения города Тюмени».
11. *Германова Т.В., Керножитская А.Ф.* К вопросу экологической оценки транспортной системы на урбанизированных территориях (на примере г. Тюмень) // Известия Самарского научного центра РАН, т. 16, №1(6), 2014 – С.1713-1716.

Разработка резин для подвесок амортизирующих судовых трубопроводов

Акопян Л.А.[1], *Бурьян Ю.А.*[2], *Фалёса В.Ю.*[1]
ОАО «Научно-исследовательский институт резиновых покрытий и изделий», г. Санкт-Петербург
Омский Государственный Технический Университет, г. Омск
akopyan_niirpi@mail.ru

В работе принимали участие: Абрамова Н.Л., Ганжа А.А., Порошенко И.Г., Снетков П.П.

Аннотация: Разработан модульный ряд резин на основе различных по природе полимеров и наполнителей, существенно различающихся по релаксационным свойствам и показателям «модуль упругости при сжатии» ($E_{упр}$) и «тангенс угла механических потерь» (tgδ). Независимо от полярности и природы полимера и наполнителя важнейший показатель виброизолирующей эффективности резины tgδ при заданной частоте в координатах lgtgδ = f(Э) линейно зависит от показателя Э – эластичности резин по отскоку. Установлено, что значение tgδ зависит от характеристик λ и π- медленных физических процессов релаксации микроблоков молекулярной сетки и диполь-дипольных полярных связей соответственно. С увеличением энергии активации λ и π- процессов релаксации резин значение tgδ возрастает во всем диапазоне исследованных частот. Полученные закономерности позволяют разрабатывать резины с повышенной виброизолирующей способностью и с заданным сроком службы подвесок амортизирующих судовых трубопроводов.

Ключевые слова: Резина, виброизолятор, модуль упругости $E_{упр}$, эластичность по отскоку Э, тангенс угла механических потерь tgδ, медленные физические λ и π- процессы релаксации.

В транспортной, авиационной, автомобильной, строительной и других отраслях к оборудованию предъявляются требования по снижению виброакустических нагрузок за счет снижения уровня шума и вибраций.

В частности, в судостроении для улучшения акустического облика кораблей к вибрации, создаваемой оборудованием, в том числе трубопроводами, предъявляются требования дальнейшего снижения нижней границы рабочего диапазона частот от 5 Гц и уровня снижения интенсивности звука от 15-25дБ (табл. 1). Наиболее эффективным способом снижения вибраций является использование виброизоляторов различных конструкций, в которых применяют резины, обладающие способностью к диссипации внешней механической и акустической энергии.

В настоящее время в подвесках трубопроводов амортизирующих применяют серийные резины ИРП-1074, ИРП-1075 в соответствии с ОСТ 5Р.5398-83 [1]. Виброизоляторы подвесок судовых трубопроводов работают на частотах от 60-200 Гц и снижают акустическую нагрузку на 10-12 дБ [1], что не полностью соответствует современным требованиям (табл. 1).

Таблица 1

Характеристики виброизоляторов

Наименование показателя	**ОСТ 5Р.5398-83 (анализ)**	**Современные требования**
f_0- собственная нижняя частота колебаний, Гц	20-25	5
Нижняя граница рабочего диапазона частот, Гц	от 60-200	от 5
Уровень снижения интенсивности звука, дБ	10-12	15-25
Рабочий диапазон (работоспособность), Гц	от 80 до 1200	от 5 до 3000

Резины с требуемым комплексом свойств отсутствуют, не изучена связь релаксационных структурных характеристик эластомеров с их виброизолирующей способностью, в частности, с тангенсом угла механических потерь.

Цель работы – исследование зависимости виброизолирующей способности резин на основе различных по природе полимеров и наполнителей от их релаксационных свойств и характеристик.

Разработан модульный ряд резин на основе различных по природе полимеров и наполнителей содержащих наноструктурные модификаторы с различными значениями модуля упругости при деформации сжатия $E_{упр.}$ от 1,4 до 11,3 МПа (табл. 2). Изменение значений $E_{упр.}$ достигали за счет варьирования содержания и природы наполнителей и вулканизующей группы. В результате получен модульный ряд резин с широким спектром молекулярной подвижности структурных λ_i-микроблоков различного размера, играющих роль физических узлов молекулярной сетки, перестройка которой вызывает группу λ_i – медленных физических процессов релаксации. Именно λ_i – процессы релаксации в основном определяют физико-механические и эксплуатационные свойства эластомерных композиций [2÷4].

Таблица 2

Характеристики исследованных резин

№ резины	**Марка резины**	**Условная прочность при растяжении, МПа**	**Относительное удлинение после разрыва, %**	**Твердость, ед.Шора А**	**Модуль упругости, МПа (23ºСх5 мин)**
1	ТМ-1, (СКИ-3+СКД+СКМС-10)	7,2	380	52	4,1
2	НМ-20-3, (СКИ-3+СКМС-10)	13,0	540	31	3,9
3	51-2186 (СКИ-3+СКДО)	13,5	710	27	1,4
4	НМ-20, (СКДО+СКИ-3+СКМС-10)	11,7	740	27	1,8
5	1-10945 (БНКС-18+СКН-26)	6,3	640	30	1,5
6	ТМ-12 (СКИ-3+СКД+СКМС-10+СКДО)	11,8	280	78	11,3
7	В-14НТ, (БНКС-18)	12,1	180	69	9,4

8	ПБХ6 [5]	13,3	260	77	-
9	ПИХ3 [5]	12,2	360	60	-
10	51-1491-7 (СКМС-30)	18,5	500	60	5,7
11	ВД-12ф, (БНКС-40)	22,2	310	72	8,5
12	ВД-12Т, (БНКС-40)	22,2	340	72	8,2
13	ВД-12-7ТФ, (БНКС-40)	23,4	310	78	11,6
14	ИРП-2025, (Nipol+байпрен)	11,2	380	57	5,3
15	ИРП-1175, (Nipol)	10,8	240	66	5,7
16	ИРП-3012, (Nipol+СКН-26)	11,2	160	67	8,8
17	51-2148 (бутилкаучук БК-2045Н)	10	500	47	4,0

Исследовали следующие физико-механические характеристики:

- сопротивление раздиру В по ГОСТ 262-93;

- модуль упругости при деформации сжатия $E_{упр.}$ через 5 мин при температуре (23±3)ºС по ГОСТ 9982-76;

- $t_{0,5}$-время достижения релаксации напряжения σ до значения $\sigma/\sigma_o=0,5$ при температуре 23±3ºС по ГОСТ 9982-76, где σ_o – напряжение через 5 мин при 20ºС;

- эластичность по отскоку Э по ГОСТ 27110-86.

- тангенс угла механических потерь tgδ измеряли на динамическом механическом анализаторе DMA-242C.

Виброизолирующую эффективность композиций оценивали по значению tgδ. Эластичность по отскоку Э - отношение возвращенной энергии к энергии, затраченной на деформацию образца резины при ударе. Показатель Э характеризует динамические свойства резины в условиях испытаний, при которых образец подвержен половинному циклу деформации [6].

На *Рис .1* приведена зависимость tgδ – Э для резин на основе различных по природе каучуков и наполнителей. Из *Рис. 1* видно, что с увеличением эластичности по отскоку Э показатель tgδ уменьшается, причём в координатах lgtgδ = f(Э) зависимость линейна. Полученные закономерности позволяют ускорить разработку рецептуры резин с заданным комплексом не только виброизолирующих свойств, но и физико-механических и релаксационных показателей, ответственных за срок службы и работоспособность резины виброизолятора как конструкционного материала.

Из анализа *Рис 2.* видно, что с увеличением частоты происходит увеличение tgδ резин независимо от значения модуля упругости и природы каучуков, кроме резин ТМ-12 и В-14НТ, у которых tgδ слабо меняется во всем интервале частот. Наиболее резкий скачок tgδ при увеличении частоты наблюдается у низкомодульных резин 1-10945, 51-2186 и НМ-20, модуль упругости которых 1,5; 1,4 и 1,8 МПа соответственно.

Исследована взаимосвязь энергии активации U_λ и U_π медленных λ и π-физических процессов релаксации [2, 3], связанных с перестройкой микроблоков молекулярной сетки и диполь-дипольных полярных связей соответственно, с

показателями виброизолирующей способности резин tgδ и Э. Значения tgδ получены экспериментально (*Рис. 2*), а также из расчёта по уравнению $l\ n\ tg\delta_{m}\ () = 1{,}4 - 0{,}36\ \ l\ 1\ 1\ Э_{m}\ 5)($[5]. С увеличением энергии активации медленных λ и π- физических процессов релаксации резин значение tgδ возрастает во всем диапазоне исследованных частот (табл. 3).

Из *Рис 3*. видно, что с уменьшением эластичности по отскоку и с ростом тангенса угла механических потерь увеличивается сопротивление раздиру (рис. 3). Это обусловлено ускорением λ_i –процессов релаксации, что подтверждается уменьшением времени достижения значения релаксации напряжения σ/σ_o=0,85 при T=50±3°C (табл. 3).

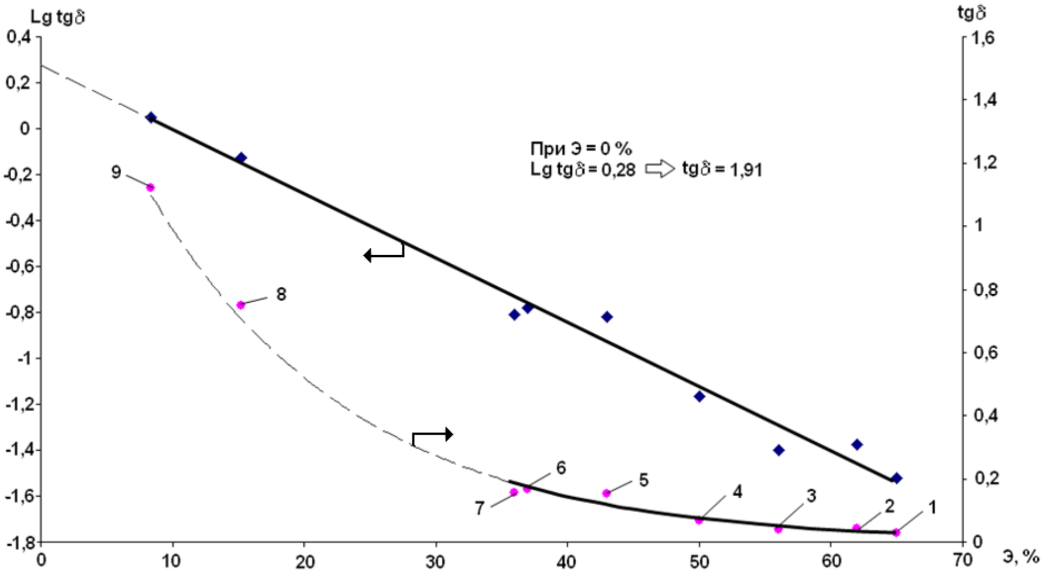


Рис. 1. Зависимость tgδ от эластичности по отскоку Э резин при температуре 20°C, частота 1 Гц. Номера на кривых соответствуют номерам резин табл. 2

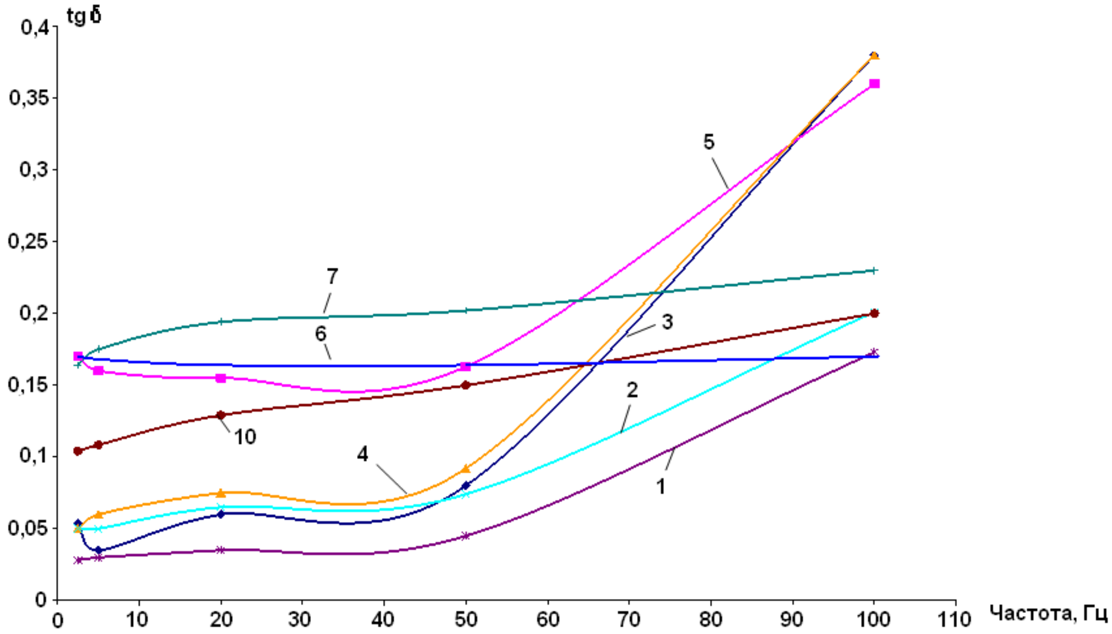


Рис. 2. Зависимость tg δ от частоты при деформации растяжения для резин с различными значениями модуля упругости. Номера на кривых соответствуют номерам резин табл. 2

Таблица 3

Виброзащитные, физико-механические и релаксационные характеристики резин

№ резины	Марка резины	tgδ	Э, %	$t_{0,85}$ при 50°С, час	Релаксационный процесс	U_i, кДж/моль [2, 3]
3	51-2186 (СКИ-3) + СКДО	0,04*	56	160	λ_3	34
5	1-10945 (БНКС-18+СКН-26)	0,152*	43	120	λ_3	50
					π	55 71
7	В-14НТ, (БНКС-18)	0,155*	36	96	λ_3	50
					π	55
11	ВД-12ф, (БНКС-40)	0,95**	11	5	λ_3	50
					π	96-100
12	ВД-12Т, (БНКС-40)	0,91**	12	5	λ_3	50
					π	96-100
13	ВД-12-7ТФ, (БНКС-40)	1,079**	9	5	λ_3	50
					π	96-100
17	51-2148 (бутилкаучук)	1,038**	9	10	-	-

Примечание:

15. $t_{0,85}$ – время достижения значения $\sigma/\sigma_o = 0,85$ при Т = 50±3°С;
16. * эксперимент, ** расчет.

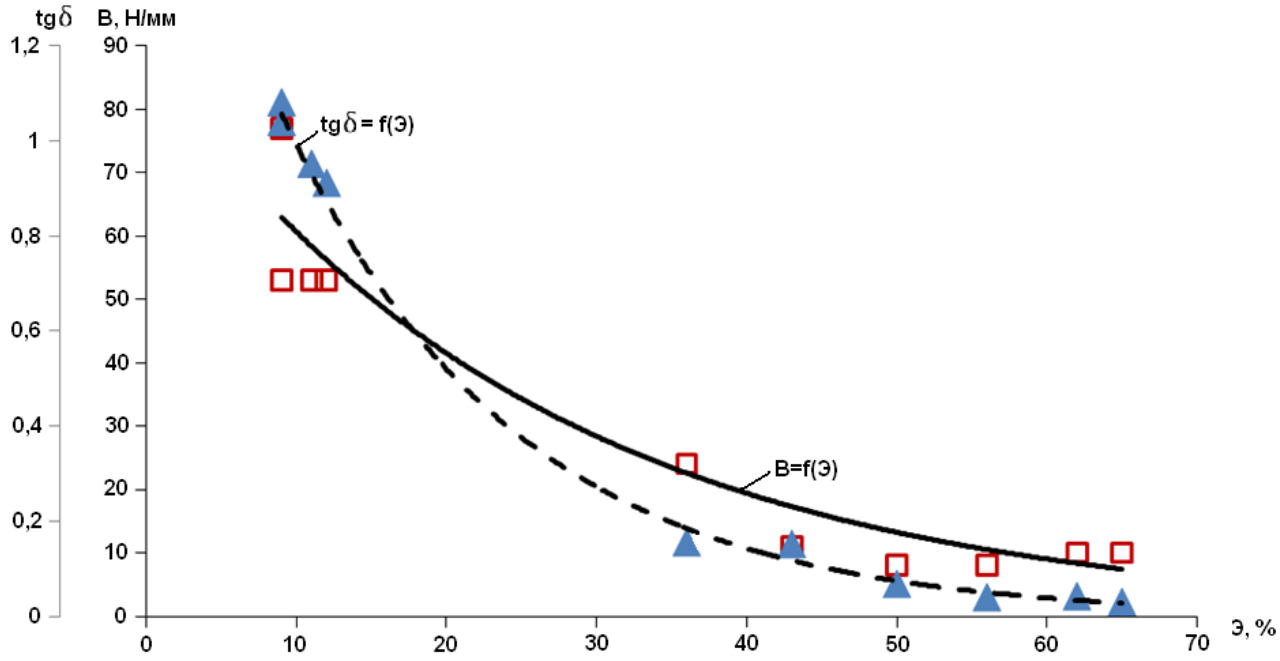


Рис. 3. Зависимость tgδ и сопротивления раздиру от эластичности В по отскоку при 20°С для исследованных резин.

Таким образом, виброизолирующие характеристики резин, обеспечивающих снижение нижней частоты колебаний и повышение уровня снижения интенсивности звука, определяются медленными физическими процессами релаксации λ_iструктурных микроблоков и π-процессов диполь-дипольных полярных связей. Полученные закономерности позволяют разрабатывать резины с

повышенной виброизолирующей способностью и с заданным сроком службы подвесок амортизирующих судовых трубопроводов.

Список литературы

1. ОСТ 5Р.5398-83, Подвески трубопроводов амортизирующие. Типы, основные параметры и размеры [Текст]. – Введ. 1985-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 1983.
2. *Бартенев Г.М.* Структура и релаксационные свойства эластомеров. М., Химия, 1979. С. 288.
3. *Бартенев Г.М.* Прочность и механизм разрушения полимеров. М., Химия, 1984. 279 с.
4. *Фалёса В.Ю., Акопян Л.А., Курлянд С.К., Абрамова Н.Л.* Влияние комбинации наноструктурных модификаторов на свойства эластомерных композиций для амортизирующих устройств /Сборник трудов XI международной научно-практической конференции //Фундаментальные и прикладные исследования, разработка и применение высоких технологий в промышленности. 27-29 апреля 2011 г., Санкт-Петербург. Изд.Политехнического института. Том 1. 2011. С.247-253.
5. *Отвалко Ж.А., Миронюк В.П., Твердов А.И., Кузьмин С.В., Трифонова Е.В.* Хлорированные полидиены с высоким содержанием винильных звеньев. Вулканизаты на их основе. Каучук и резина, 2012, № 2, с. 8-13.
6. *Махлис Ф.А., Федюкин Д.Л.* Терминологический справочник по резине. М.,Химия, 1989. С 370.

Исследование напряжено-деформированного состояния оптического стола и его системы виброзащиты

Смирнов В.А., Цукерников И.Е.
НИИСФ РААСН
belohvost@list.ru

Аннотация: Статья посвящена вопросу изучения характеристик оптических столов, которые нашли широкое применение в научно – исследовательских центрах в нашей стране и зарубежом. Целью работы является определение напряженно – деформированного состояния (НДС) оптического стола при действии статической нагрузки. В соответствии с требованиями, предъявляемыми зарубежными производителями к оптическим столам, проводится расчёт на действие точечной силы, приложенной в центре стола и определяются прогибы его центра и краёв, которые должны удовлетворять рекомендуемым значениям. Для этих целей строится численная модель оптического стола в ПК MSC Patran, которая верифицируется на основе сравнительных модальных испытаний реального стола и численной модели. Высокая сходимость результатов говорит о достоверности построенной модели, которая в дальнейшем используется при модернизации конструкции оптического стола. Проводится анализ виброзащитной системы оптического стола на основе виброизоляторов квазинулевой жесткости.

Ключевые слова: Оптический стол, высокоточное оборудование, численное моделирование, экспериментальный модальный анализ.

В настоящее время проведение высокоточных исследований в различных областях фундаментальной науки невозможно без высокочувствительных средств измерения. Такое оборудование должно быть размещено на жёстком виброизолированном основании, исключающем любые относительные перемещения размещённого на нём оборудования. В зарубежной практике на рубеже 90-ых годов появилось бурное направление по разработке и внедрению оптических столов. Проведённый патентный поиск за последние двадцать лет свидетельствует, что большинство производителей пришли к композитной слоистой конструкции оптического стола, включающего металлические листы для крепления оборудования и опирания на виброизоляторы, а также металлического сотового сердечника оригинальной конструкции. На настоящий момент все оптические столы, эксплуатирующиеся на территории РФ являются зарубежного производства. Для возможности наладки отечественного производства, отработки технологических решений и внедрения новых конструктивных решений необходимо иметь эталонный образец оптического стола. В связи со своей высокой стоимостью, для опытного производства предпочтительнее иметь численную модель оптического стола, построенную с высокой степенью достоверности. Поэтому, целью данной работы является построение точной численной модели оптического стола и её верификации на основе сравнения с опытными данными, полученные на реальной модели. В работе исследуется оптический стол компании «Standa» типовой конструкции модели 1НТ12-12-20с размерами 1,2х1,2 м, представленный на рис. 1.

Рис. 1. Оптической стол компании Standa 1HT12-12-20.

Оптический стол имеет весьма сложную конструкцию сотового сердечника, представленную на рис. 2а, от формы и размеров которого во многом зависят жесткостная показатели оптического стола. Для учёта этих факторов была разработана как можно более подробная модель оптического стола, представленная на рис. 2б.

а) б)

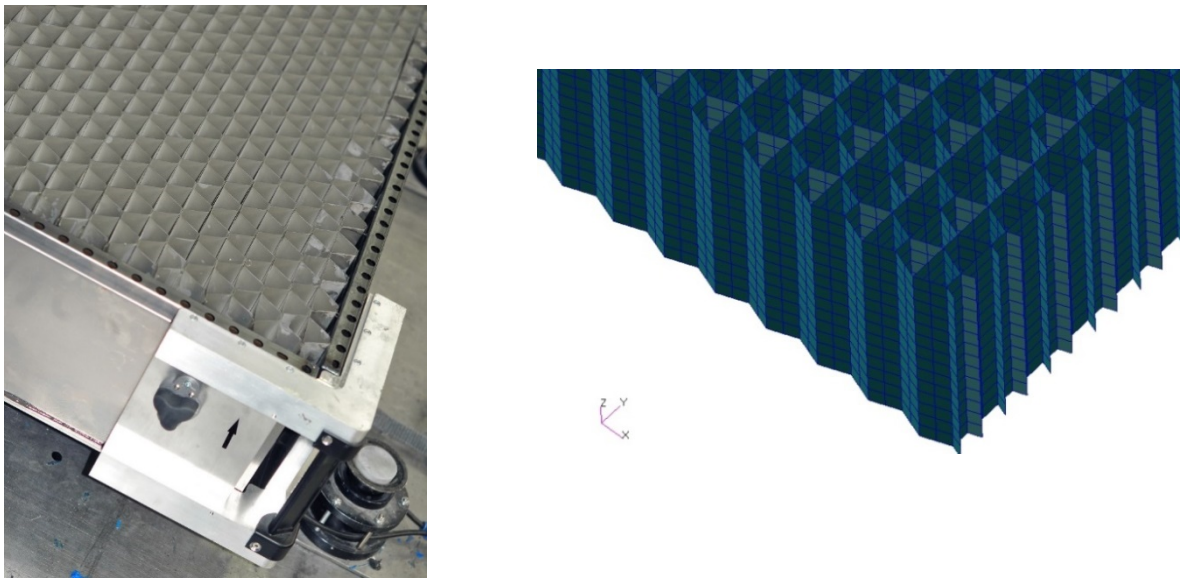


Рис. 2. Конструкция оптического стола (а) и его численная модель (б).

Численная модель стола состоит из плоских элементов типа «Plate» с толщиной в соответствии со спецификацией. Размер сетки КЭ составил 7 – 12,5 мм. Наименьшим размером сетки обладали верхний и нижние листы.

В соответствии с требованиями, предъявляемыми производителями оптических столов, прогиб центра стола и его краёв от сосредоточенного груза массой 100 кг не должен превышать 4 мкм [1, 2]. Для этих целей проведён

статический анализ оптического стола. Граничные условия представлены на рис. 3а, деформированная схема на рис. 3б.

а) б)

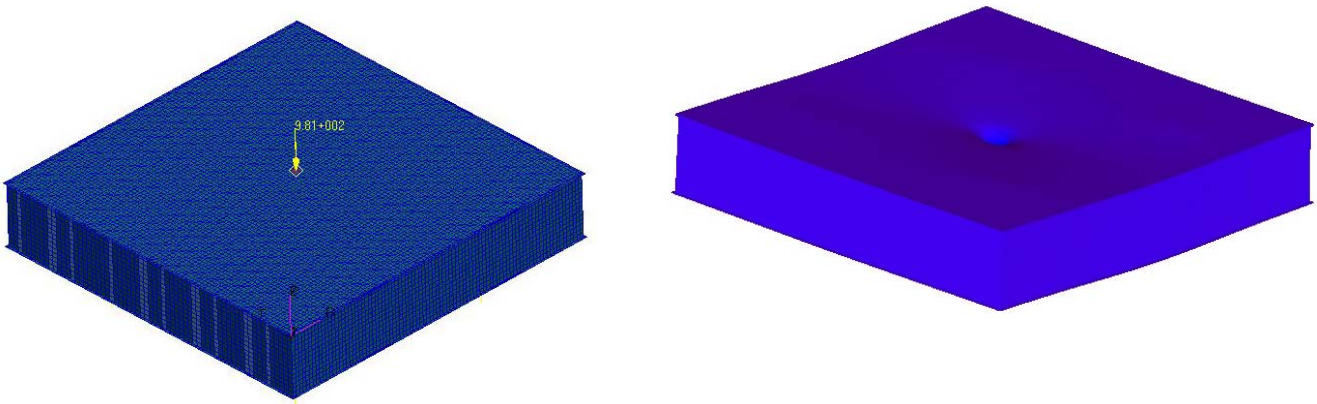


Рис. 3. Граничные условия для статического анализа (а). Деформированная форма оптического стола (б).

Из результатов статического анализа получено, что прогиб середины стола составил 3,8 мкм, а краёв 3,5 мкм. Указанные значения находятся в рамках допускаемых требований.

Напряженное состояния верхнего и нижнего листа стола, а также мест соединения с ними сотового сердечника определяется из результатов статического анализа, представленных на рис. 4.

а) б)

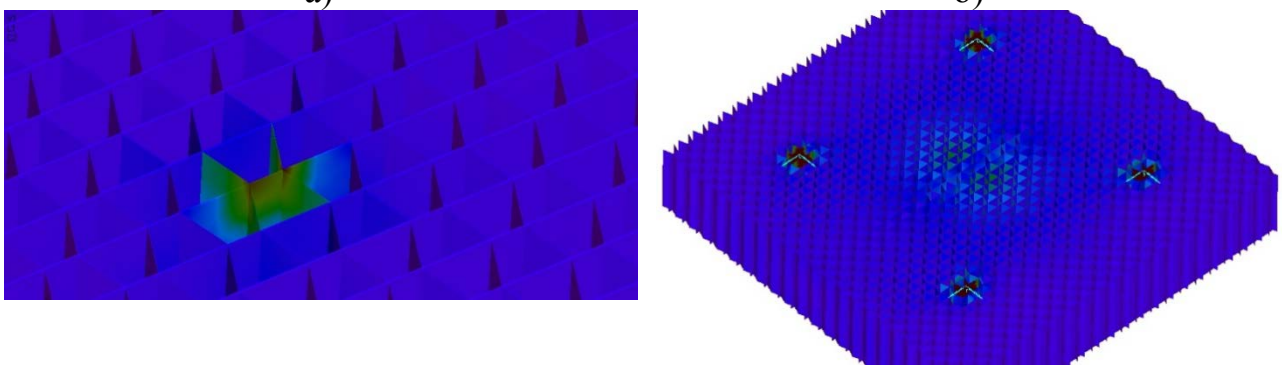


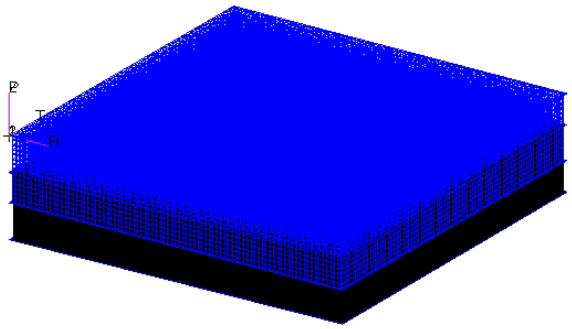
Рис. 4. Статический анализ оптического стола. Распределение напряжений в месте приложения нагрузки (а), крепления виброизоляторов (б).

По результатам расчётов нормальные напряжения в точке приложения силы составляет σ = 18,9 МПа, а касательные τ = 10,2 МПа. Нормальные и касательные напряжения у опор составляют σ = 4,8 МПа и τ = 2,4 МПа. Результаты статического анализа используются в дальнейшем для определения характеристик смол, которыми производится склеивание сотового сердечника с верхним и нижним листом оптического стола. Кроме того, важно определить величины касательных и нормальных напряжений наиболее нагруженных участков для проведения прочностных расчётов.

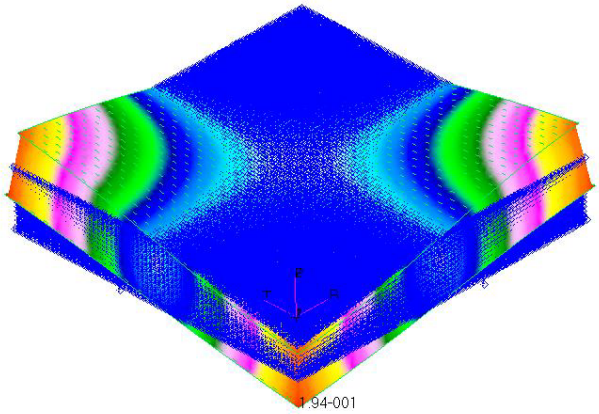
Верификация численной модели оптического стола проводилась путём сравнения частот собственных колебаний системы, полученных из модального анализа. На рис. 5 представлены первые четыре формы колебаний оптического стола, установленного на штатную систему виброзащиты. Собственные частоты колебаний реального оптического стола были получены по результатам

экспериментального модального анализа, для чего была проведена запись свободных затухающих колебаний оптического стола, после выведения его из равновесия. Регистрация колебаний осуществлялась с помощью восьмиканальной станции SCADAS – Mobile – I и акселерометров PCB, частота опроса которых составила 2000 Гц. Результаты сравнения опытных данных с экспериментальными представлены в таблице 1.

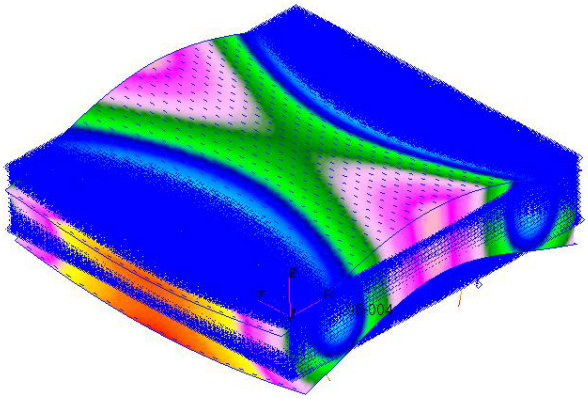
а) 1, 298 Гц



б) 480,76 Гц



в) 694,02 Гц



г) 890,31 Гц

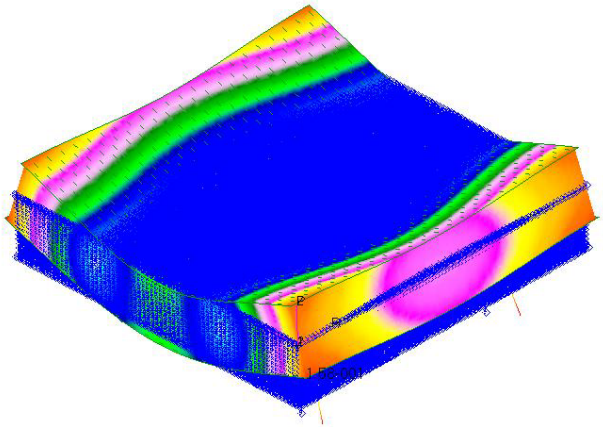


Рис. 5. Частоты и формы колебаний оптического стола.

Таблица 1.

Частоты свободных колебаний оптического стола

№ формы	Эксперимент	MSC Patran
1	1,35 Гц	1,298 Гц
2	478,3 Гц	480,76 Гц
3	688,89 Гц	694,02 Гц
4	878,10 Гц	890,31 Гц

Результаты сравнения данных модального анализа численной и реальной модели оптического стола свидетельствуют о высокой сходимости результатов. Сходимость результатов модального анализа, как показано в работе [3] является доказательством соответствия численной модели реальной, которая учитывает

основные физико – механические и инерционные свойства моделируемого объекта.

Проведём анализ виброзащитной системы оптического стола с применением разработанных в работе [4] виброизоляторов квазинулевой жесткости. Виброизолятор квазинулевой жесткости имеет нелинейную упругую характеристику, представленную на рис. 6.

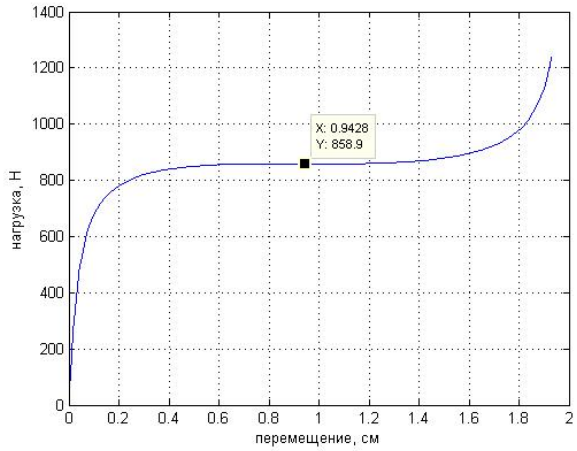
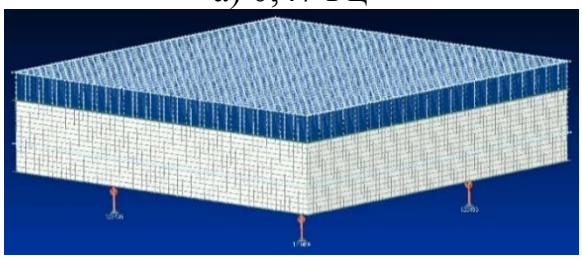


Рис. 6. Упругая характеристика виброизолятора квазинулевой жесткости.

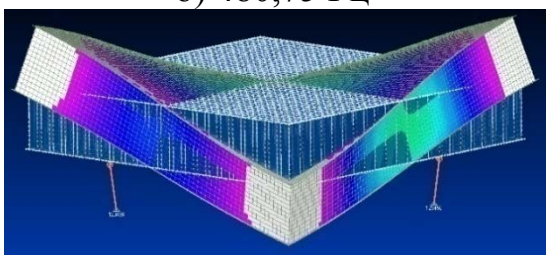
Используя полученную упругую характеристику для нелинейного КЭ в ПК MSCNastran проведём анализ вынужденных колебаний виброзащитной системы при гармоническом воздействии на основание.

Результаты модального анализа представлены на рис. 7 для первых четырёх форм колебаний виброзащитной системы.

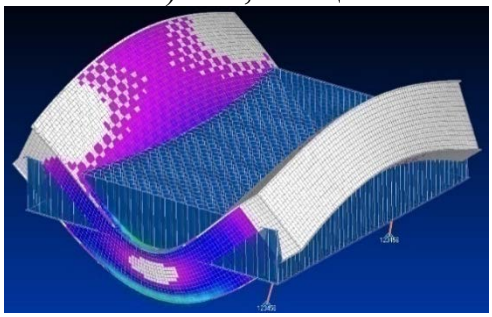
а) 0,47 Гц



б) 480,75 Гц



в) 694,03 Гц



г) 890,31 Гц

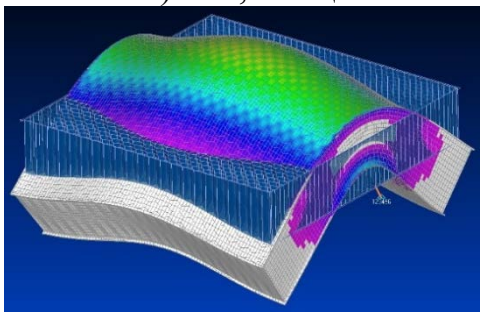


Рис. 7. Частоты и формы свободных колебаний системы.

На рис. 8 представлены осциллограммы колебаний основания и виброизолируемого оборудования при установке на типовую систему виброзащиты

и на виброизоляторы квазинулевой жесткости. В качестве внешнего возбуждения задавалось кинематическое воздействие основания, изменяющееся по гармоническому закону с частотой соответствующей преобладающим частотам спектра, полученного по результатам натурных замеров.

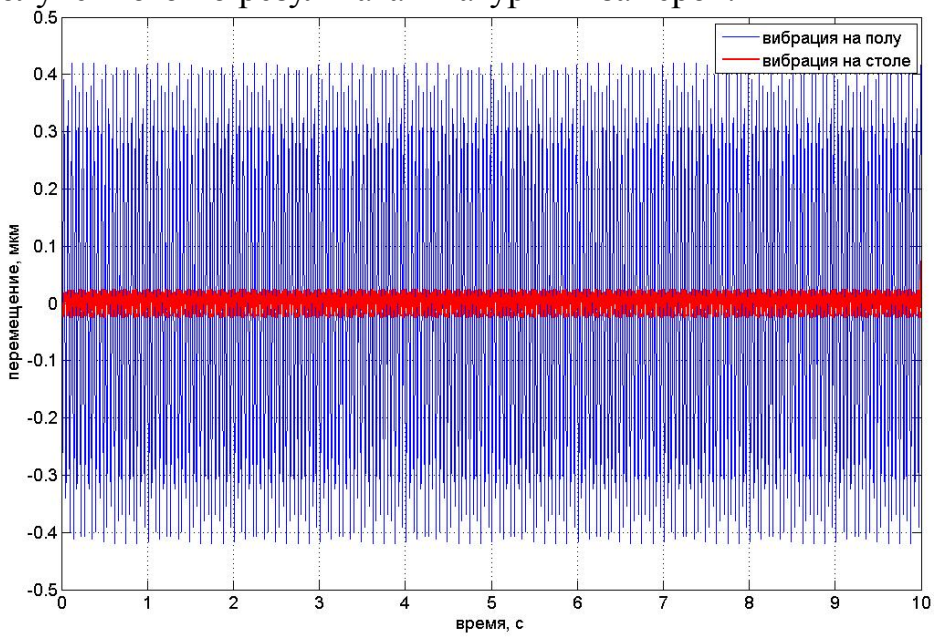


Рис. 8. Осциллограммы колебаний основания и виброизолируемого оборудования.

Таким образом, построенная численная модель с высокой степенью точности позволяет моделировать напряженно-деформированное состояние оптического стола. Данная модель будет использоваться в качестве эталонной при разработке новых конструкций оптических столов и их производстве с учётом отечественных комплектующих, и позволит оценивать эффективность от внедрения иных конструктивных решений или изменения технологии производства. Проведен динамический анализ нелинейной виброзащитной системы оптического стола при применении виброизоляторов квазинулевой жесткости. Анализ результатов расчётов показывает, что амплитуды вынужденных колебаний оптического стола снижены в 4,7 – 5 раз по сравнению с амплитудами внешнего воздействия.

ЛИТЕРАТУРА

1. Gendreau, M. and H. Amick. Maturation of the Vibration Environment in Advanced Technology Facilities. J. Institute of Environmental Sciences and Technology. Volume 48, issue 1, pp. 83 - 93 (2005).
2. G. Cloud. Optical methods of engineering analysis. Cambridge university press. 1998.
3. Heylen, W., Sas, P. Modal Analysis Theory and Testing. Leuven: Katholieke Universteit Leuven, Departement Werktuigkunde, 2006.
4. Смирнов В.А. Виброзащита высокоточного оборудования на основе виброизоляторов квазинулевой жесткости: Автореф. дис. канд. техн. наук – Москва: МГСУ, 2014. – 26 с.

Нормирование шума как поиск компромиса

Комкин А.И.[1], *Готлиб Я.Г.*[1], *Алимов Н.П.*[2]
1-МГТУ им. Н.Э. Баумана
2-ВНИИ охраны и экономики труда Минтруда РФ
akomkin@mail.ru

Аннотация: В работе рассмотрены проблемы, связанные нормированием шума в Российской Федерации. Определена актуальность проблемы, связанная с все возрастающим негативным влиянием шума в среде обитания. Отмечены основные принципы нормирования шума, и используемые с этой целью показатели. Проведен обзор основных нормативных документов, определяющих допустимые нормы шума в производственной среде и жилой застройке. Показано, что существующие отечественные нормы на шум, которые в настоящее время определяются органами здравоохранения, являются даже в сравнении с нормами, используемыми в мировой практике, неоправданно жесткими. Это обусловлено тем, что при законодательном утверждении этих норм не учитывались технические возможности их достижения при существующем уровне развития техники и технологии, вследствие чего их выполнение зачастую представляет собой чрезвычайно трудную, если вообще выполнимую на сегодняшний день, задачу. В первую очередь это относится к шуму в городской застройке, обусловленному транспортными потоками, уровни которого в большем числе случаев превышают нормированные значения. В работе предлагается ввести несколько критериев при нормировании шума: безопасность, снижение производительности труда комфорт, подобно тому, как это сделано при нормировании вибрации. При этом нормы по критерию «безопасность» предлагается несколько смягчить, но сделать обязательными к исполнению.

Ключевые слова: Шум, нормирование, критерии, безопасность, комфорт**.**

Введение

Уже почти полтора столетия известно, что шум является неблагоприятным воздействием для человека: он может и оказывать травмирующего действия на орган слуха, и вызывать профессиональную и естественную заболеваемость, ведущую к глухоте, и способствовать общим заболеваниям организма, и мешать деятельности человека, вызывая снижение производительности труда, усталость, утомление, создавая дискомфорт. Вместе с тем, шум в огромной степени является следствием функционирования современной техники, окружающей человека во всех сферах его жизнедеятельности: на работе, дома, на отдыхе, практически везде.

В современной цивилизации существуют два главных источника неблагоприятного шума. Одним из них является шум транспорта (автомобильного, железнодорожного, воздушного и др.), другим - интенсивный шум оборудования, машин, устройств и приспособлений, применяемых на производстве в процессе труда.

Поэтому последние полвека в мире и в России ведется интенсивная работа по определению границ действия шума на человека в зависимости от критериев, которые должны защитить человека в различных жизненных ситуациях от той или

иной степени неблагоприятного воздействия шума на его организм, психику и результаты деятельности. Исследования неблагоприятного воздействия шума на человека реализуются путем нормирования и ограничения выбранных для этого акустических показателей.

1. Основные принципы нормирования шума

Сложились также два главных принципиальных критерия нормирования шума для человека. Одно из этих направлений – это *создание безопасных условий* труда на производстве, обеспечивающих защиту здоровье человека, например, от опасности снижения его слуха вследствие патологического развития неврита слухового нерва. Другое направление – это *создание комфортных условий* для человеческой деятельности, отдыха при его пребывании в окружающей среде с действующим в ней шумом. Конечно, следует иметь в виду возможность пересечения условий и сред воздействия шума на человека, как работника, подвергающегося производственному шуму, и как индивидуума, сталкивающегося с воздействием шума окружающей его внешней среды.

На сегодняшний день определены общепризнанные показатели для оценки воздействия шума на человека. Для постоянного во времени шума в качестве основного оценочного показателя используется интегральная оценка в виде уровня звука $L_{\text{А}}$, дБА, а в качестве дополнительного предельный спектр ПС. В качестве показателя оценки непостоянного во времени шума используется эквивалентный уровень шума $L_{\text{Аэкв}}$, дБА.

Практическая реализация процедуры нормирования шума, действующего на человека, состоит в установлении обоснованных верхних границ значений нормируемых параметров, обеспечивающих для человека безопасные или комфортные условия жизнедеятельности.

2. Нормативные документы

Нормативные документы по шуму существуют на уровне международных стандартов ИСО, национальных стандартов в каждой стране, ведомственных стандартов, например, в виде территориальных строительных норм (ТСН), в РФ. Поскольку нормирование шума имеет главной целью здоровье и комфорт человека, то естественно, что приоритет и прерогатива в создании соответствующих документов принадлежит органам здравоохранения, например, Всемирной организации здравоохранения (ВОЗ), в России – Минздраву.

Наряду с этим формирование фактических уровней шума, воздействующих на человека на производстве и в среде обитания, происходит в сфере технической - при проектировании, создании, изготовлении, строительстве и эксплуатации машин, оборудования, устройств, предприятий, зданий, сооружений, дорог и т.п. объектов техники.

В этой связи в РФ, как и в мировой практике, существует разделение на нормативы санитарно-гигиенические (СанПиН, ГН, СН, СП), которые разрабатываются и вводятся органами Минздрава, являясь медицинскими документами, заботящиеся и гарантирующие здоровье и комфорт человека, и технические (ГОСТ, СНиП, ТСН, МГСН и др.), которые разрабатываются и вводятся техническими ведомствами Госстандарта, Строительства, Минтруда и др.

и при этом ограничиваются, а иногда фактически сдерживаются возможностями современного уровня техники и технологии, а также экономическими реалиями.

В этой двойственности нормирования шума заложено противоречие: медицина стремиться как можно жестче (в интересах здоровья и комфорта человека) ограничить свои шумовые нормы, а техника (и технология), стремясь в высокой эффективности (производительности, скорости, энергоемкости и экономичности) сталкивается с трудностями, а часто и принципиальной невозможности, обеспечить безопасные и комфортные нормативы шума, устанавливаемые органами здравоохранения.

В связи с этим, своевременно вспомнить о до сих пор действующей РФ Системы стандартов безопасности труда (ССБТ), где было реализовано, в частности и по шуму, введение одновременно санитарно-гигиенических норм, устанавливающих безопасные для здоровья работника предельно допустимые уровни, и технических норм, регламентирующих технические показатели шума машин и оборудования (шумовые характеристики – ШХ), реально могущие быть достигнуты на современном этапе развития и уровня техники, технологии и экономики страны. Иллюстрацией к такому подходу в нормировании шума может служить ситуация с установлением предельно допустимых уровней шума для производственных условий, подробно рассмотренная в [1].

3. Разночтения в нормативных документах

В настоящее время в РФ шум в среде обитания человека определяется санитарными нормами СН 2.2.4/2.1.8.562-96 [2]. Согласно этому документу шум на рабочих местах, регламентируется предельно допустимым уровнем (ПДУ), отвечающем критерию безопасность. ПДУ определяется через уровень (эквивалентный уровень) звука, дБА. При этом ПДУ шума на рабочем месте, зависит от тяжести и напряжённости трудового процесса и в любом случае не должен превышать 80 дБА.

Между тем данные, приведенные в [3], показывают, что практически во всех остальных странах мира, за исключением Нидерландов, принятый нормативный уровень превышает 80 дБА. В остальных странах, включая и такие развитые как Англия, Франция, Германия и другие страны ЕС считают достаточно безопасным ПДУ 85 дБА. Этот уровень безопасности 85 дБА рекомендует и Международный стандарт ИСО [4] . А в документах США и ряде других стран указывается даже более высокий граничный уровень 90 дБА.

Таким образом, приведенные данные показывают, что российские санитарные нормы шума для производственных условий являются чересчур жесткими с точки зрения принятых в мировой практике показателей и в следствии этого могут оказаться трудно выполнимыми с технической точки зрения.

Аналогично дело обстоит и с нормированием шума в жилых помещениях и районах жилой застройки. В этом случае шум согласно отечественным санитарным нормам регламентируется допустимым уровнем. При этом на территориях жилых застроек в дневное время шум регламентируется уровне 55 дБА, а в ночное – 45 дБА. Эти цифры вообще говоря соответствуют показателям, которые были рекомендованы ВОЗ. Вместе с тем, в последнее время, по всей видимости, понимая

реальное положение дел с шумом, ВОЗ для ночного времени стало рекомендовать нормируемый уровень 50 дБА [5, 6]. Это с нашей точки зрения знаковое решение, заслуживающее самого пристального внимания, благодаря которому, помимо всего прочего, наши нормы на шум в жилой застройке также становятся самыми строгими.

Н.И. Иванов [7] обращает внимание на еще одно противоречие, связанное с нормированием шума. В России до настоящего времени действует ГОСТ 22283-88 [8], определяющий допустимые уровни авиационного шума на территории жилой застройки вблизи аэропортов. Эквивалентные уровни звука, регламентируемые этим стандартом, на 10 дБА превышают уровни, устанавливаемы рассмотренными выше санитарными нормами. По максимальному уровню звука эта разница еще больше – 15 дБА. Конечно, отчасти такая разница может быть обусловлена особенностями действиями авиационного шума на человека [5], но главную роль здесь, как представляется, играет современный уровень авиации, как источника шума, и имеющиеся на сегодня технические и технологические возможности его снижения.

Заметим, что такое разночтение в отечественных нормативных документах можно было бы отчасти устранить, если санитарные нормы на шум в жилой застройке устанавливать дифференцированно, в зависимости от вида источника шума (индустриальный шум, автотранспортный, авиационный, железнодорожный), как это делается в некоторых зарубежных странах.

4. Трудности достижения нормативных требований

К сожалению, нормирование шума не только, как гигиенического фактора производственной среды, но и как фактора, окружающей среды, воздействующего на человека в быту, оказывается в РФ препятствием для работы инженеров, строителей, проектировщиков, занимающихся разработкой, созданием, внедрением и эксплуатацией шумящей техники. Наиболее актуальными эти проблемы являются в области защиты человека от транспортного шума.

Имеющиеся данные [5, 6] показывают, что более половины населения стран Евросоюза регулярно находится под воздействием уровней шума в окружающей среде превышающих 55 дБА. И это при том, что эта норма рекомендуется ВОЗ в качестве безопасного для населения акустического воздействия, а шум выше этого значения может вызвать раздражение, нарушение сна, сердечно-сосудистые заболевания и даже преждевременные смерти. Очевидно, что основным «виновником» повышенного шума в среде обитания, особенно в городах, являются транспортные потоки. Поэтому решение проблемы шума в городской среде, должно быть связано, во-первых, со снижением шума автотранспортных средств, а во вторых, со снижением этого шума на пути его распространения в жилую застройку.

Коснемся в начале вопроса снижения шума самих автотранспортных средств. Заметим, что нормы на внешний шум автомобилей интенсивно ужесточались, начиная с 1970-х годов и до середины 90-ых. Снижение шума автомобилей за эти годы составило 10-12 дБА. Последний раз нормы на шум были установлены правилами ЕЭК ООН №51-01 в 1995 году и вот уже 20 лет не менялись. Согласно

этим нормам шум легковых автомобилей определялся значением 74 дБА, а нормированные уровни шума для грузовых автомобилей увеличивались до 82 дБА. Однако в 2015 году планируется выход в свет новой редакции правил, регулирующих внешний шум автомобилей (правила ЕЭК ООН №51-03), согласно которым планируется долгосрочная программа постепенного, в три стадии, ужесточения норм на внешний шум автомобилей [9]. В результате ожидается, что в конечном счете нормы на шум будут ужесточены на 6 дБА для легковых автомобилей и 4 дБА для грузовиков. Это относительно скромные показатели, учитывая, что реализация этой программы рассчитана на 16 лет с момента ее введения в действие. Это означает, что в полной мере ее результаты мы можем ощутить только к 2030 году. Решение этой задачи может быть основано на доводке по шуму двигателя, а также глушителей газодинамического шума в системах выпуска отработанных газов. Кроме того, определенный резерв существует на пути снижения шин. Его снижение на в 2-4 дБА также регламентируется новыми правилами [9]. Примерно такой же эффект можно ожидать от замены обычного асфальтового покрытия на специальное малошумное.

Но конечно даже успешная реализация этой программы не позволит существенно улучшить проблему транспортного шума в районах жилой застройки. Здесь уместно процитировать замечание Н.И. Иванова [7] о том, что в настоящее время «разрыв между допустимыми нормами (около 70 дБА для легковых автомобилей) и обеспечением требований ВОЗ на шум в жилой застройке (50 дБА в ночное время) составляет 20 дБА. Приблизительно на это превышение надо ориентироваться, рассматривая проблему снижения шума от автомобильного транспорта».

Второй путь борьбы с автотранспортным шумом на территории жилой застройки состоит в снижении шума на пути его распространения. И здесь в нашем арсенале средств шумозащиты имеется по сути только одно: акустический экран. Однако и его акустическая эффективность очень ограничена. Как отмечается в [10] достигнуть снижения шума акустическим экраном на 5 дБА легко, на 10 дБА – возможно, а на 15 дБА – сложно. Эти цифры подтверждаются и данными Н.И. Иванова [7] о том, что на практике лучший результат эффективности акустического экрана для дорог в Италии составил 12-15 дБА, а для Московских и Петербургских – всего от 3 до 11 дБА.

Таким образом, имеющийся на сегодня разрыв между техническими и гигиеническим нормами хотя и может быть сокращен в обозримом будущем на 10 – 15 дБА, но все-таки еще останется заметным. Поэтому действующие нормы шума в жилой застройке не могут быть в полной мере удовлетворены при существующем техническом и технологическом уровне промышленности.

Аналогичное положение дел обстоит и с другими видами транспортного шума. Так упоминавшийся выше авиационный шум зачастую на 15-20 дБА [6] превышает предельно допустимые уровни, определяемые ГОСТ 22283-88, и это при том, что сами нормы авиационный шум на такую же величину являются менее жесткими, чем нормы шума в жилой застройке, регламентируемые санитарными нормами.

5. Поиск компромисса

Проведенный выше сравнительный анализ мировой и отечественной практики нормирования шума показал, что нормирование шума в РФ стремиться быть «самым прогрессивным в мире», и в действующих уже почти 20 лет санитарных нормах [2] для территорий, прилегающих к жилым домам, для ночного времени действует норма 45 дБА, т.е. без всякой «оглядки» на технические возможности обеспечения шума автомобилей, их шин и дорог, на реально достижимую эффективность акустических экранов и прочие «инженерские» глупости. При этом нормативные цифры санитарных норм имеют статус и силу закона, нарушение которого чревато административной, правовой и экономической ответственностью. Преодоление этих неразрешимых гигиенических и технических противоречий реально осуществляется единственно возможным способом: несоблюдением (невыполнением) закона, в данном случае представленного санитарными нормами.

Очевидно, что такой же у нас применяется и в отношении описанного выше установления избыточно жестких норм шума (80 дБА) на рабочих местах для производственных условий труда. Между тем и в этом вопросе подход в странах ЕС к нормированию шума оказывается более гибким. Так в директиве ЕС [11], рассматривающей нормирование шума на рабочих местах, устанавливают нижние, верхние и предельные уровни шумового воздействия, определяемые соответственно значениями 80, 85 и 87 дБА. Это означает, что перед предельным уровнем шумового воздействия имеется некоторая переходная зона, нахождение в которой означает, что проблема существует и необходимы мероприятия по снижению шумовой нагрузки на работающий персонал.

К сожалению в обсуждаемом в последнее время проекте новых санитарных правил и норм «Гигиенические требования к физическим факторам производственной и окружающей среды» [12] нормативные показатели шума не претерпели никакого изменения.

Между тем современная мировая тенденция нормотворчества в области шума как раз и состоит в некотором смягчении нормативных показателей шума в районах жилой застройки. Она основана на реальных технических возможностях снижения шума, как самого источника, так и на путях его распространения. Выше уже быто л упомянут переход в странах ЕС переход от нормы ночного шума в жилой застройке 45 дБА к норме 50 дБА. Эта же тенденция прослеживается и в последних документах ВОЗ. Так в вышедшей под эгидой этой организации «Европейском руководстве по контролю ночного шума» [13] отмечается, что целевым показателем ночного шума на территории жилой застройки шума для охраны здоровья населения должно быть выбрано значение 40 дБА. Вместе с тем там, где по различным причинам эта норма не может быть достигнута в ближайшее время, в качестве промежуточной цели должно быть рекомендовано для этого показателя значение 55 дБА.

Между тем существует несколько иной подход к изменению нормативных показателей шума. Вместо введения временных норм можно ввести несколько критериев при нормировании шума. Отчасти такой подход был использован в [14] при нормировании шума в жилых и общественных зданиях. Там было предложено

ввести три категории помещений А, Б и В, каждая из которых характеризовалась своими условиямивоздействия шума. Категория А должна обеспечить высоко комфортные условия, категория Б – комфортные условия,категории В – предельно-допустимые условия.Однаков этом документе авторы не смогли выйти за рамки верхнего предела норм шума, установленного в действующих санитарных нормах для такого вида помещений. Так санитарная нормы для ночного шума в жилых помещениях в 30 дБА совпадает с предельно допустимыми условиями для помещений категории В. При этом комфортные и высоко комфортные условия определяются еще более жесткими нормами на шум, так, что, например, уровень ночного шума в помещениях категории А не должен превышать 25 дБА.

Заметим, что подход, предполагающий использование нескольких критериев, был введен и при нормировании вибрации, где рассматриваются нормы по критериям «Безопасность», «Граница снижения производительности труда» и «Комфорт».

Представляется целесообразным использовать такой подход и при нормировании шума. При нормировании шума на производстве предлагается ввести по критерию «Безопасность», подняв их по сравнению с существующим гигиеническим предельно допустимым уровнем шума и доведя его уровня, рекомендуемого международными стандартами в 85 - 87 дБА, а, кроме того, существующие сейчас отечественные нормы для различных видов работ оставить неизменными, но отнести к категории «Граница снижения производительности труда».

Точно также при нормировании ночного шума в районе жилой застройки следует существующий предельно допустимый уровень шума 45 дБА поднять до 55 дБА, отнеся его критерию «Безопасность». В тоже время следует существующую в настоящее время норму 45 дБА понизить до 40 дБА и отнести ее к критерию «Комфорт».

При этом следует подчеркнуть одно важное обстоятельство. Устанавливаемые нормы по критерию «Безопасность» должны быть обязательными для исполнения, в то время как исполнение норм по двум другим критериям – желательным.

Выводы

17. Существующие отечественные нормы шума на производстве и в жилой застройки зачастую не могу быть выполнены при сегодняшнем уровне развития техники и технологии.

18. Устранение разрыва между гигиеническими нормами и уровнями шума, которые могут быть в действительности обеспечены при существующих технических нормах на шум транспортных средств, возможно путем временного ослабление гигиенических норм. Однако более целесообразным представляется подход, при которым вводятся в рассмотрение несколько критериев нормирования шума.

Список литературы

1 - Готлиб Я.Г., Алимов Н.П., Азаров В.Н. Вопросы ограничения шума для оценки условий труда // Альтернативная энергетика и экология. 2013. №13. С.70-83.

2 - СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. М.: Минздрав России, 1997. 20 с.

3 - Энциклопедия по охране и безопасности труда. Том II. Раздел VI. Глава 47. Шум: URL: http://base.safework.ru/iloenc (дата обращения: 01.02.2015).

4 - ИСО 1999:1990 Акустика. Определение экспозиции шума при профессиональной деятельности и оценка ослабления слуха под воздействием шума.

5 - Towards a Comprehensive Noise Strategy, Policy Departament Economic and Scientific Policy. Environment, Public, Health and Food Safety, 2012, 82 p.

6 - Н.И. Иванов «Проблема шума в Российской Федерации: «Кто виноват?» и «Что делать?»// Доклады IV Всероссийской научно-практической конференции «Защита от повышенного шума и вибрации». Санкт-Петербург, 26-28 марта 2014 г. С. 14-35.

7 - Иванов Н.И. Основные направления и проблемы экологической акустики // Доклады XXVII сессии Российского акустического общества. Санкт-Петербург,16-18 апреля 2014 г.

8 - ГОСТ 22283-88. Шум авиационный. Допустимые уровни шума на территории жилой застройки и методы его измерения. М.: Изд-во Стандартов, 1989. 15 с.

9 - Галевко Ю.В. , Иванова Т.В., Щепкин А.И. Европейское и российское законодательство в области ограничения шума транспортных средств// Материалы международной конференции, посвященной 100-летию со дня рождения Е.Я. Юдина, 30 октября 2014 г./ под ред. А.И. Комкина. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. С.158-166.

10 - ОДМ 218.2.013-2011. Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам. М.: Росавтодор, 2011.
123 с.

11 - Директива 2003/10/ЕС. О минимальных требованиях к безопасности и охране здоровья работников от рисков, связанных с действием физических факторов (шума) / Пер. с англ. М.: Стандартинформ, 2005. 23 с.

12 - Ведомственное постановление «Об утверждении санитарно-эпидемиологических правил и норм СанПиН «Гигиенические требования к физическим факторам производственной и окружающей среды»»: URL: http://regulation.gov.ru/project/3242.html (дата обращения: 01.02.2015).

13 - Европейское руководство по контролю ночного шума. Всемирная организация здравоохранения, Европейское региональное бюро, 2014 г. 207 с.

14 - ТСН 23-315-2000. МГСН 2.04-97. Московские городские строительные нормы. Допустимые уровни шума, вибрации и требования к звукоизоляции в жилых и общественных зданиях. Москва.1997.

Проблема акустического загрязнения в зоне трубопроводных транспортных систем. Пути решения

А.В.Пинчук[1], *В.А. Пинчук*[2], *И.В. Тараканов*[2]
[1]Научно-технический центр «ПРОТЕЙ»
[2]Балтийский государственный технический университет ВОЕНМЕХ им. Д.Ф. Устинова

Аннотация: В работе ещё раз обращается внимание на требующую решения проблему подавления акустического загрязнения окружающей среды (ОС) в зонах размещения газоперекачивающих станций (ГПС) трубопроводного транспорта. Предлагается и обосновывается целесообразность, в этой связи, использовать вместо природного газа (ПГ) для питания газовых турбин (ГТД) в составе ГПС продукты переработки ПГ в синтез-газы (СГ). Результативность снижения акустической загрязнённости таким образом обосновывается в отношении силового класса турбин в целом.

Ключевые слова: Акустическое загрязнение, шумоизоляция, газовая турбина.

Введение

Интенсивное развитие трубопроводного транспорта и связанный с этим рост числа газоперекачивающих станций (ГПС) неизбежно сопровождается повышением уровней связанного с их работой акустического загрязнения окружающей среды (ОС).

Потребности в ограничении уровней акустической загрязнённости ОС, прежде всего в зонах размещения газоперекачивающих станций (ГПС) вблизи населённых пунктов, переросли в настоящее время, таким образом, в одну из первоочередных по важностипроблем, однако трудно решаемых традиционными методами.

На изыскание и обоснование дополнительных по отношению к традиционным используемым, способов снижения обусловленного работой ГТС акустического загрязнения ОС и направлена настоящая работа.

Статья базируется на материалах работы [1] и представляет собой в этой связи её продолжение и дальнейшее логическое развитие.

Формирование подхода

В работе [1] впервые в рамках предположения предложен и исследован на результативность способ понижения уровней акустического излучения конкретной турбины силового класса (ГТЭ-160) за счёт замены штатного для её питания природного газа (ПГ) различными по составу продуктами переработки ПГ в синтез-газы (СГ). При этом показано, что, *даже с учётом необходимости* сохранения неизменной вырабатываемой мощностина валу, перевод питания турбины на содержащие продукты переработки ПГ в синтез-газ горючие смеси, действительно сопровождается понижением уровней акустического излучения ГТЭ-160 и

улучшением экологичности её рабочего процесса в целом. Тем не менее, универсальность способа, обоснованность перенесения результатов [1] на ГТД силового класса в целом, до сих пор остаются не выясненными и требуют дополнительного подтверждения. На их уточнение и направлена в первую очередь настоящая работа.

Метод исследований. Результаты

Эффективность перехода на использование *СГ* в составе топлива для снижения уровней акустического излучения питания ГТД промышленного назначения в ОС, оценивалисьв данном случае сопоставлением базовых технико-экономических показателей (ТЭП) предлагаемой рынком турбины ГТЭ-65 (см. Таблицу 1[2]) с показателями условных турбин **той же выходной механической мощности**, однако использующих как горючее содержащие *СГ* горючие смеси (*ГС*). Учитываемый структурный состав турбин представлен рисунком 4. Свойства *ПГ* оценивались свойствами метана.

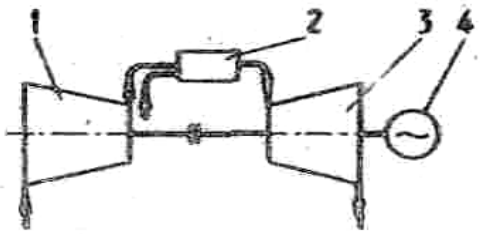


*Рис. 1*Структурный состав газовой турбины промышленного назначения1 – компрессор, 2 – камера сгорания, 3 –турбина, 4 – потребитель энергии [12]

Таблица 1

Характеристики ГТЭ-65 [13]

Топливо	Воздух+природный газ (метан)
Выходная мощность	61,5МВт
Температура продуктов сгорания (ПС) на входе в турбину	1640 К (1367^0С)
Массовый расход топлива	140,5 кг/с
Относительный перепад давления на компрессоре и турбине (π_T)	16

Как и в [1] состав горючих смесей CO_xH_{4+2x} - для *ГС-1* или $C_{1+x}O_{2x}H_4$-для *ГС-2* определялся в соответствии с лежащими в основе получения СГ реакциями паровой ($СГ_{ПК}$)

$$CH_4 + x \cdot H_2O = CH_4 \cdot (1-x) + (CO + 3H_2) \cdot x \qquad (1)$$

или углекислотной ($СГ_{УКК}$)конверсии

$$CH_4 + x \cdot CO_2 = CH_4 \cdot (1-x) + 2x \cdot (CO + H_2)\,. \qquad (2)$$

Здесь x- степень конверсии CH_4в$СГ_{ПК}$ или в $СГ_{УКК}$ согласно реакциям (1) или (2) соответственно.

Зависимостями

$$H_i^0 = \sum_j n_{ij}\mu_j H_j^0 \Big/ \sum_j n_{ij}\mu_j, \left(i = СГ_{ПК}, СГ_{УКК}\right), \quad (3)$$

$$H_{ГС-1}^0 = H_{CH_4}^0 * (1-x) + x * H_{СГ_{ПК}}^0, \quad (4)$$

$$H_{ГС-2}^0 = \left[H_{CH_4}^0 * (1-x) + x * H_{СГ_{УКК}}^0 \right] \Big/ (1+x) \quad (5)$$

оценивалась энтальпия СГ и горючих смесей.

Массовые соотношения $k_m = \dot{m}_{возд} / \dot{m}_{ГС} = f(x),\ ГС \subset (ГС-1, ГС-2)$ в области $x \in (0,1)$ для случаев использования в качестве горючего, вместо ПГ, топливных смесей *ГС-1* и/или *ГС-2*, соответствующие температуре и давлению ПС на входе в турбину ГТЭ-65 устанавливались результатами термодинамического расчёта и представлены графиками рисунка 2, (а) и (б) для *ГС-1* и *ГС-2* соответственно[1].

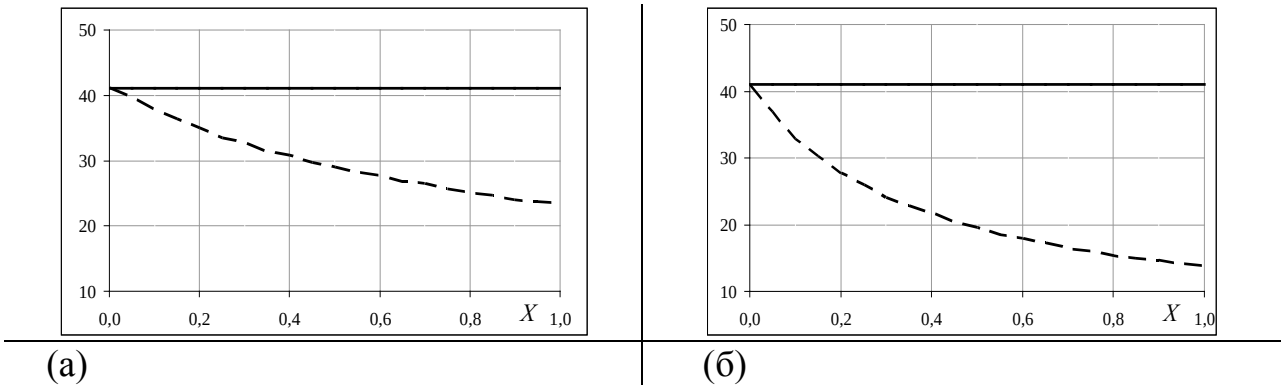


Рис. 2 $k_m = \dot{m}_{возд} / \dot{m}_{ГС} = f(x)$ для *ГС-1* – (а) и *ГС-2* – (б)

Обратим внимание, что при использовании как горючее топливных смесей уровни k_m, отвечающие условию температуры ПС перед турбиной $T_{ПС}$=1640*K* по отношению к его значению при использовании метана (или ПГ, как для ГТЭ-65) оказываются меньшими. Отмеченное представляется естественным и объясняется, прежде всего, наличием в составах топливных смесей ГС-1 и ГС-2 окисляющего элемента кислорода, который в составе ПГ и метана (CH_4) отсутствует.

При отвечающих характеристикам ГТЭ-65 температуре $T_{ПС}$=1640*K* и перепаде давления ПС $\pi_T = 16$ согласно

$$L_{ad} = \frac{k}{k-1}(RT)\left[1 - \frac{1}{\pi_T^{(k-1)/k}}\right] = f(x) \quad (6)$$

оценивалась удельная адиабатическая работа ПС на турбине.

[1]На графиках рис.2 и далее сплошной линией отмечается уровень параметра, соответствующий показателям рассматриваемой турбины ГТК-65

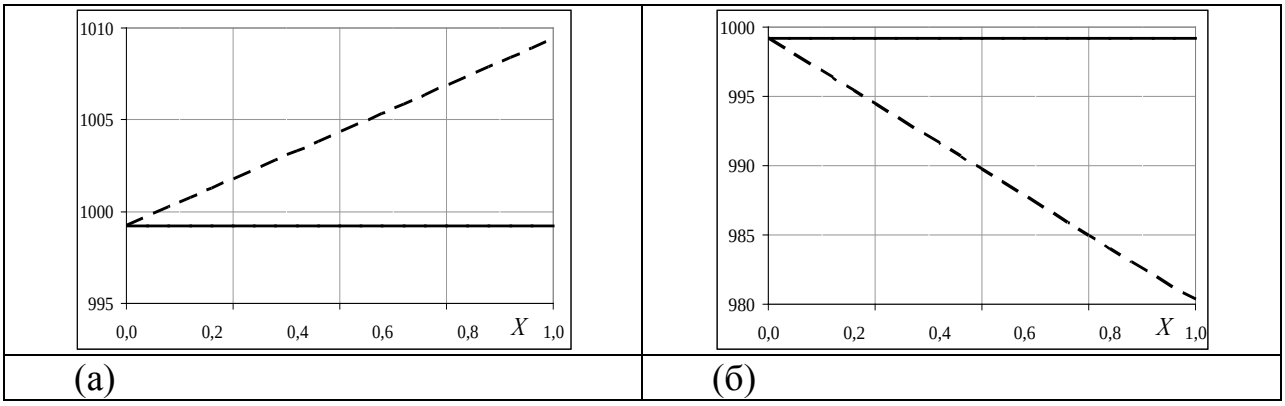


Рис. 3 Зависимости L_{ad} =*f(x)*,горючее *ГС-1* - (а) и *ГС-2* – (б)

Совокупно полученные таким образом данные позволяют перейти далее к оценке ожидаемых в связи с заменой горючего изменениям технико-экономических параметров (ТЭЭП) турбины

Важное замечание

Дальнейшие уточнения ожидаемых изменений показателей турбины, в связи с переходом на использование горючих смесей в качестве горючего вместо ПГ, проводилось в предположении неизменности не только свойственной *ГТЭ-65* выходной мощности ($N_{вал}*$ = 61,5 МВатт) и энтальпии воздуха, вводимого в камеру сгорания, но и удельных затрат мощности на компримирование воздуха ($C_{комп}$ *). К затратам мощности на компримирование условно относились в этом случае и энергетические потери, связанные с функционированием турбин вообще.

Обнаруживаемый характер и уровни изменений ТЭЭПГТЭ-65

Суммарный расход рабочего тела

В рамках учитываемых ограничений уравнение энергетического баланса записывается выражением

$$\dot{m}_{\Sigma} L_{ad} = N_{вал}^{*} + N_{комп}. \tag{7}$$

и, после представления в виде

$$\dot{m}_{\Sigma} L_{ad} = N_{вал}^{*} + \left(\frac{N_{комп}}{\dot{m}_{возд}} \right)^{*} \dot{m}_{\Sigma} \frac{k_m}{k_m + 1} = N_{вал}^{*} + C_{комп}^{*} \, \dot{m}_{\Sigma} \frac{k_m}{k_m + 1}, \tag{8}$$

позволяет оценить отвечающий условиям рассмотрения потребный расход рабочего тела через турбину

$$\dot{m}_{\Sigma} = \frac{N_{вал}^{*}}{L_{ad} - C_{comp}^{*} \times \dfrac{k_m}{k_m + 1}} \quad . \tag{9}$$

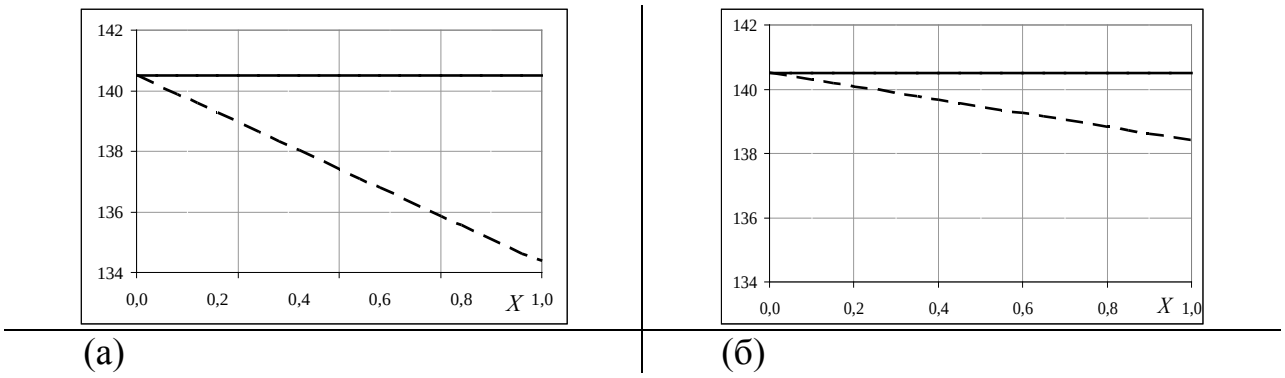
Здесь: $\dot{m}_{\Sigma}$ – общий расход ПС через турбину; L_{ad} – удельная адиабатическая работа ПС сгорания на турбине согласно (6); $N_{вал}^{*}$ – выходная мощность;

$N_{комп}$ – общие затраты мощности на компримирование воздуха[2]. Удельные затраты мощности на компримирование воздуха определяются характеристиками турбины ГТЭ-65

$$C_{комп}^{*} = \frac{(\dot{m}_{\Sigma}^{*} L_{ad}^{*} - N_{вал}^{*})(k_{m+1}^{*} + 1)}{\dot{m}_{\Sigma}^{*} k_{m}^{*}} \qquad (10)$$

и в данном случае рассматриваются постоянными.

Уравнениями (9), (10) с учётом зависимостей $k_m = f(x)$, и $L_{ad} = f(x)$ оценивался ожидаемый суммарный расход топлива $\dot{m}_{\Sigma} = f(x)$ (Рис. 4).



(а) (б)

*Рис. 4*Зависимости $\dot{m}_{\Sigma} = f(x)$, для *ГС-1* (а), *ГС-2* (б)

Как и в [1], обнаруживается, что замена ПГ содержащей СГ горючей смесью обеспечивает снижение расхода сбрасываемых в ОС продуктов сгорания ПС и способствует, таким образом, повышению экологичности рабочего процесса турбины.

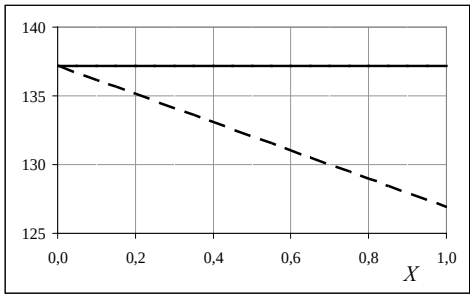
Расход воздуха в составе топлива на основе ГС

Оцениваемый согласно зависимости

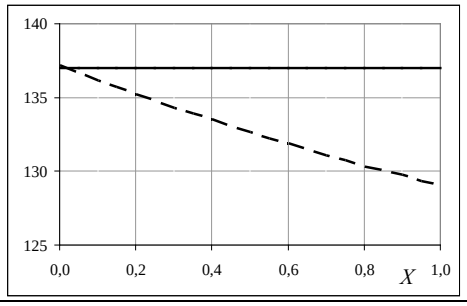
$$\dot{m}_{возд} = \frac{k_m}{k_m + 1} \cdot \dot{m}_{\Sigma} \qquad (11)$$

потребный в связи с переходом на использование *ГС* расход воздуха в составе топлива для питания турбины также обнаруживают снижение с ростом «х», при прочих равных условиях (Рис. 5).

[2] Надстрочным (*) помечаются значения параметров, отвечающие характеристикам ГТЭ-65.



(а)



(б)

Рис. 5 Зависимости $\dot{m}_{возд} = \dfrac{k_m}{k_m + 1} \cdot \dot{m}_{\Sigma}$, *ГС-1* – (а), *ГС-2* – (б)

Суммарная мощность («totalPower»)турбины

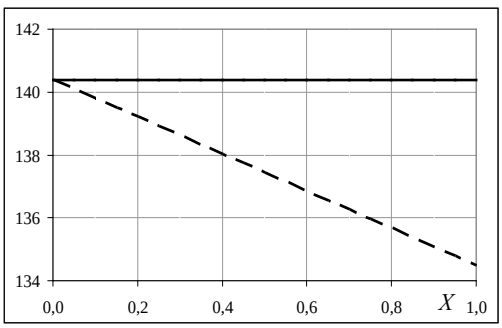
При совокупном отнесении свойственных турбинам в целом энергетических потерь и прочих, учитываемых ограничениях зависимостями

$$N_{\Sigma} = \dot{m}_{\Sigma} L_{ad} = N_{вал}^{*} + N_{комп} \tag{7}$$

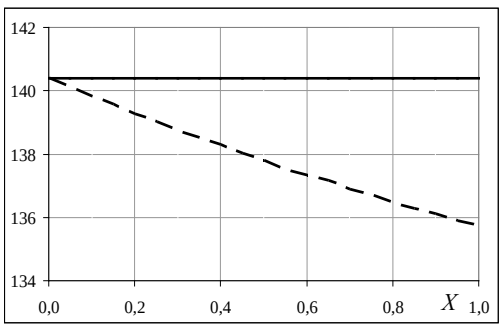
$$N_{комп} = C_{comp}^{*} \cdot \dot{m}_{возд} = C_{comp}^{*} \cdot \dot{m}_{\Sigma} \frac{k_m}{k_m + 1} \tag{8}$$

$$\text{где}: C_{комп}^{*} = \frac{(\dot{m}_{\Sigma}^{*} L_{ad}^{*} - N_{вал}^{*})(k_{m+1}^{*} + 1)}{\dot{m}_{\Sigma}^{*} k_m^{*}} \tag{10}$$

оценивалась, наконец, суммарная мощность(«totalPower»)турбины с отвечающей ГТЭ-65 вырабатываемой мощностью на валу (Рис. 6).



(а)



(б)

Рис. 6 Зависимость $N_{\Sigma} = f(x)$,для *ГС-1* – (а); *ГС-2* – (б)

Полученные зависимости обнаруживают, что при переходе на содержащие СГ горючие смеси наблюдается снижение полной мощности турбины. Иными словами, это действительно приводит к снижению габаритов, металлоемкости, уровня акустических шумов компрессора и турбины в целом.

Коэффициент целевого использования мощности турбины

Выражением

$$\eta_{эфф} = N_{вал}^{*} / N_{\Sigma} \tag{12}$$

введём в рассмотрение, наконец, коэффициент целевого использования суммарной мощности турбины (Рис.7).

В (12): $N_{вал}^{*}$=61,5 МВт (выходная мощность ГТЭ-65).

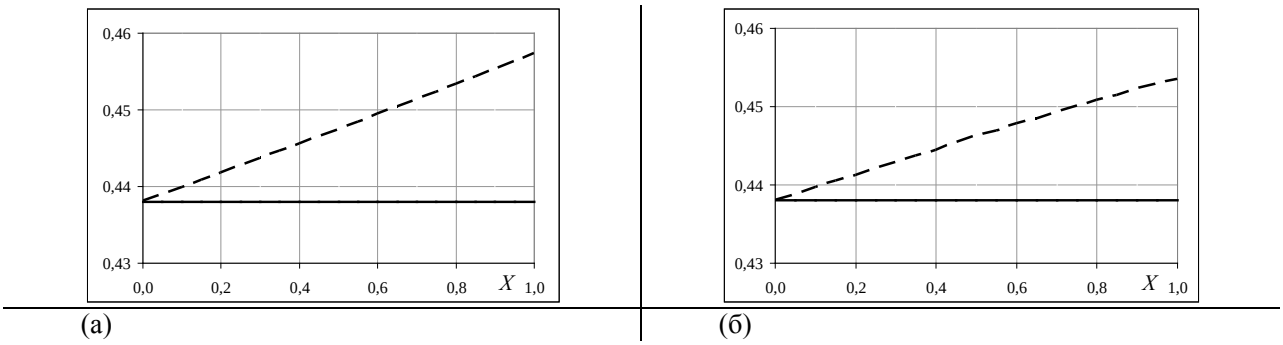


Рис. 7 $\eta_{эфф} = f(x)$, *ГС-1* – (а); *ГС-2* – (б)

Отметим, что $\eta_{эфф}$ при прочих равных условиях также представляется весьма значимой характеристикой. Его величина, в числе прочих параметров, отражает по существу степень конструктивного, технологического, энергетического совершенства турбины и, при прочих равных условиях, обусловливает её массу, материалоёмкость а, следовательно, и затраты на изготовление.

Заключение

Совокупными результатами [1] и настоящей работы обосновано, что при сохранении неизменными выходных мощностей на валу турбин и прочих учитываемых ограничениях, включение в состав штатного горючего (природный газ) продуктов его переработки в СГ действительно обеспечивает:

- снижение потребного расхода воздуха (повышение экологических характеристик рабочего процесса турбины в целом, снижение потребной мощности для работы компрессора);
- снижение общей мощности ГТУ (снижение металлоемкости и уровня акустического загрязнения окружающей среды).

Полученные результаты имеют общий характер для исследуемых образцов турбин выделенного класса, что указывает на универсальность способа и его результативность в отношении силовых турбин в целом.

Литература

1. А.В. Пинчук, В.А. Пинчук, И.В. Таракановский. Снижение шума силовых газовых турбин как проблема для решения // Сборник докладов IVВсероссийской научно-практической конференции с международным участием, 26-28 марта 2013 г. / под ред. Н.И. Иванова – СПб, 2013. 415-420 с. ISBN 978-5-98340-306-2.

2. Лебедев А.С., Варламов И.С., Росляков М.В. «Энергетическая газотурбинная установка среднего класса мощности ГТЭ-65» – Москва: журнал «Электрические станции» 2007г., №1, с.19-22

МЕТОДИЧЕСКИЕ ПОДХОДЫ К ОЦЕНКЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСТРААУРАЛЬНЫХ СРЕДСТВ ЗАЩИТЫ

Шешегов П.М.
Центральный научно-исследовательский институт ВВС Минобороны России, г. Москва

Аннотация: Рассмотрены различные средства индивидуальной защиты здоровья человека. Экспериментально оценены возможности метода тональной аудиометрии для определения звукопоглощающих свойств различных материалов.

Ключевые слова: Средства индивидуальной защиты, противошумные наушники, акустическая эффективность, тональная аудиометрия

Актуальность работы

Неблагоприятное действие шума на персонал продолжает оставаться актуальной проблемой на производстве и транспорте. Первое место (24,63 %) по распространенности среди производственных физических факторов занимает шум. Удельный вес промышленных предприятий, не отвечающих санитарно-эпидемиологическим требованиям, по уровню шума составляет 31,26 %. Доля рабочих мест работников промышленных предприятий, не соответствующих санитарно-эпидемиологическим требованиям по физическим факторам составляет 51,1%, из них по шуму 17,2%[1].

Воздействие производственных вредных факторов является основной причиной повышенного уровня общей заболеваемости работающих и формирования профессиональных заболеваний, в структуре которых доля нейросенсорной тугоухости в 2013г. составила 59,2%, а истинная распространенность этой болезни среди рабочих шумовых профессий, по мнению отечественных авторов, колеблется от 2,7 до 77 % в различных видах производства [2–6]. Возникновению патологии органа слуха способствуют несовершенство рабочих мест, не применение или отсутствие эффективных средств индивидуальной защиты (СИЗ) от шума [1, 2], а также одновременное воздействие на рабочих местах высокоинтенсивного шума и инфразвука [7–8]. К сожалению, заявленная эффективность СИЗ от шума не всегда соответствует заявленным параметрам [9].

СИЗ от шума используются главным образом в тех случаях, когда технические средства борьбы с шумом не обеспечивают снижения его до безопасных уровней. В соответствии с ГОСТ 12.1.029–80 СИЗ от шума в зависимости от конструктивного исполнения подразделяются на противошумные наушники, вкладыши, шлемы, каски и костюмы. Наиболее широко из перечисленных противошумов используются противошумные наушники (ПШН), основная цель которых обеспечить надежное перекрытие воздушного пути поступления звука в наружний слуховой проход. Для оценки акустической эффективности (заглушающей

способности) ПШН используется упрощенный метод измерения с помощью микрофонов, расположенных в устройстве для испытаний и снаружи [ГОСТР 12.4.213–99], и субъективный метод измерения поглощения шума по результатам пороговой аудиометрии, проводимой в специальном помещении [ГОСТ Р 12.4.211–99].

С целью повышения надежности акустической эффективности СИЗ от шума предлагается, кроме вышеуказанных методов, в качестве обязательного этапа проводитьих испытания в натурных условиях с использованием медицинских критериев, поскольку только при непосредственном участии конечного потребителя можно прямым способом установить степень защиты человека от неблагоприятного влияния шума. Учитывая особенности симптомокомплекса, характерного для шумовой патологии (нейросенсорная тугоухость, артериальная гипертензия, вегето-сосудистые нарушения), при проведении испытания эффективности СИЗ от шума необходимо использоватьметоды, позволяющие дать адекватную оценку изменений состояния органа слуха, сердечно–сосудистой и центральной нервной систем и уровня работоспособности.Кроме того, в процессе натурных испытаний можно оценивать эргономические и эксплуатационные характеристики противошумов [10–14].

Противошумы (ПШН, вкладыши) способны обеспечивать ослабление звука до 20–40 дБ с максимальной эффективностью в средне- и высокочастотном звуковом диапазонах. На частотах ниже 500 Гц они малоэффективны (звукопоглощение менее 15 дБ). Поэтому их целесообразно использовать на рабочих местах, где уровни звука не превышают 100–110 дБА с максимумом спектральной энергии в диапазоне частот от 1 кГц до 8 кГц[10, 15–17].

Противошумы, обеспечивающие перекрытие воздушного пути поступления звука к уху, оказываются не достаточно эффективными при действии высокоинтенсивных шумов, особенно при наличии в их спектре низких (< 250 Гц) и инфразвуковых частот (< 20 Гц). Это необходимо учитывать, в связи с тем, что одной из особенностей современных производственных шумов является наличие в них акустических частот вышеуказанных диапазонов. Показано, что если уровни звука составляют около 90–100 дБА, то можно ожидать присутствие ИЗ с УЗД 100–107 дБ[18–20]. При высоких уровнях звука необходима защита уже не только воздушного пути поступления звука в орган слуха, но и головы, чтобы уменьшить акустическую нагрузку на костный путь проведения звука. Это достигается путем использования противошумного шлема (ПШШ) [15, 21–22].

Известно, что пороги слышимости при передаче звука костно-тканевым путем на 30–40 дБ выше уровня звукового давления, воспринимаемого ухом воздушным путем [23, 24]. В настоящее время предельно допустимый уровень звука составляет 80 дБА. Превышение указанной величины создает угрозу потери слуха и является критерием необходимости использования противошумов. Используя данный подход, критериальным уровнем для применения ПШШ с целью защиты костно-тканевого пути проведения звука можно считать свыше 110 дБА (80 дБ + 30–40 дБ) [15–17].

В отличие от ПШН, стандартизированной методики исследования акустической эффективности ПШШ нет. Как правило, для этого используют

измерение уровня звука с помощью микрофона, размещенного в подшлемном пространстве, с использованием манекена головы [25, 26]. С нашей точки зрения, использование микрофона в подобных условиях носит спорный характер, поскольку в формировании звукового поля имеется много неучтенных факторов и это не соответствует требованиям при измерении микрофоном, предъявляемым ГОСТ 31296.2–2006.

Воздействие на человека акустических колебаний при высоких уровнях и наличие в спектре низких и инфразвуковых частот приводит к формированию экстраауральных эффектов в виде ощущения вибрации тела, головы, внутренних органов грудной и брюшной полости. Это связано с прямым действием акустических колебаний на механорецепторы и проприорецепторы, резонансом внутренних органов и полостей, распространением упругих волн по тканям. Этот феномен получил название «воздушная вибрация». Принято считать, что при уровнях звука свыше 125 дБА и общим уровне звукового давления ИЗ свыше 100 дБ Лин рекомендуется защищать не только органа слуха и головы, но и грудную клетку, и брюшную полость. Для этого рекомендовано использовать комплекс специальных средства защиты, в который должны входить ПШШ и противошумный жилет (ПШЖ). Это новый класс технических СИЗ, предназначенный для защиты человека от аурального и экстрааурального действия высокоинтенсивного шума и ИЗ[15, 20]. Акустическая эффективность ПШЖ проводится по аналогии с оценкой звукопоглощения ПШШ, а значит имеет те же недостатки. Кроме того, надо учитывать, что существующие способы оценивают эффективность противошумов только до 63 Гц, поэтому для экстраауральных СИЗ необходимо разрабатывать технологии исследования поглощения звука в области ИЗ [27, 28].Это позволит давать комплексную оценку эффективности таких СИЗ в инфразвуковом-звуковом диапазонах частот [25].

Отсутствие стандартных методов оценки эффективности защиты костно-тканевого пути проведения высокоинтенсивного шума определяет актуальность проведения подобных исследований. Наличие таковых позволит получать реальные величины поглощения звука СИЗ, что необходимо учитывать при выборе материалов на этапе их разработки и для рекомендации их использования в производственных условиях.

Цель работы:экспериментально оценить возможности метода тональной аудиометрии для определения звукопоглощающих свойств различных материалов.

Обоснование метода исследования

В настоящее время в медицине для оценки состояния слуха у человека широко используются тональные аудиометры, которые позволяют оценивать пороги слышимости по воздушному и костному пути проведения звука. В последнем случае используется костный телефон- вибратор (КТВ). Он с помощью специального устройства прикрепляется в области сосцевидного отростка в области уха и через него поочередно подается тональный акустический сигнал с частотой 250, 500, 1000, 2000, 4000 и 8000 Гц. Громкость регулируется ступенчато с шагом в 5 дБ.

Биофизической основой метода тональной аудиометрии (ТА) является способность тканей человека проводить акустический сигнал от места его

генерации (сосцевидный отросток) до воспринимающего органа (рецепторы улитки). Прохождение и распространение звука происходит по многослойной структуре: кожа, кость, перилимфа. Учитывая, что основным путем передачи сигнала являются костные структуры, то метод получил название – исследование костной проводимости. Причиной ухудшения костной проводимости может быть как повышение порогов слышимости на уровне рецепторов, так и нарушения на пути распространения звука. Моделирование последней причины в виде использование прокладок из материалов с различными звукопоглощающими свойствами между КТВ и сосцевидным отростком стало основой экспериментальных исследований.

При работе использовали аудиометр AD 229. Аудиологическое исследование производили в специально оборудованном помещениив соответствии с методикой регистрации аудиограмм [23, 24, 29]. В начале определяли пороги восприятия звуков по воздушной проводимости на частоты в диапазоне 125–8000Гц, затем по костной проводимости на частоты в диапазоне 250–8000Гц. Всего в исследовании принимали участие 15 человек в возрасте от 19 до 32 лет мужчины и женщины. В таблице 1 представлены показатели аудиограммы при исследовании воздушной и костной проводимости.

Таблица 1

Показатели аудиограммы у испытуемыхM ± m, дБ (n=30)

Тип проводимости	Частота акустического сигнала, Гц									
	250	500	750	1000	1500	2000	3000	4000	6000	8000
Воздушная	-1,0 ±0,4	-1,8 ±0,7	-0,2 ±0,7	1,1 ±0,7	3,0 ±0,9	7,6 ±1,2	12,8 ±1,2	13,6 ±0,9	11,2 ±0,9	11,0 ±1,0
Костная	-7,3 ±0,8	-3,5 ±1,2	-0,3 ±1,0	1,5 ±1,3	10,6 ±1,2	12,7 ±1,1	12,3 ±0,9	8,3 ±0,8	10,0 ±1,3	8,3 ±1,1

Из представленных данных в таблице 1 следует, что функциональное состояние слуха у лиц, принимавших участие в испытаниях, соответствует физиологической норме. Различий между правым и левом ухом не выявлено.

При исследовании акустических свойств материалов под КТВ помещали прокладка из различных материала размером 5×7 см и определяли пороги по костной проводимости в этом же диапазоне частот. Наушники при этом не снимались, воздушная маскировка не проводилась (определялась абсолютная костная проводимость).При измерении материалы, обладающие упругостью, эластичностью и воздушностью, за счет прижима оголовьем КТВ деформируются, что приводит к снижению звукопоглощения. Для исключения этого эффекта в ряде опытов прижатие КТВ осуществляли рукой, что позволяло достичь минимальной деформации исследуемого материала. Оценку звукопоглощения оценивали в каждой октавной полосе от 250 до 8000 Гц по разности величин между исходной аудиограммой и аудиограммой с исследуемым материалом.

При выборе материала использовали два критерия. Первый – материал по механическим свойствам должен иметь подобие биологическим тканям,

участвующим в проведении звука от места прикрепления КТВ до ушной улитки. Имитацию костной ткани осуществляли с помощью пластинок из стали и пластика; кожи, крови, воды – резины, пластилина; легких – поролона. Для сравнения подобности в таблице 2 приведены механические свойства выбранных материалов и биологических тканей [30].

Таблица 2

Величина скорости звука и удельной плотности материалов и биологических тканей человека

№ п/п	Материал	Скорость звука,м·с$^{-1}$	Удельная плотность, кг·м$^{-3}$
1	Сталь	5000-6000	7700-7900
2	Пластик	2320	900-1600
3	Пластилин	1700	900
4	Резина	35-70	1100-1400
5	Поролон	40	25
6	Кость	3300	1920
7	Кровь	1590	1048-1066
8	Кожа	1610	1093-1121
9	Вода	1500	1000
10	Легкие	70	260

Из представленных данных в таблице 2 видно, что биологические ткани имеют близкое сходство с выбранными для моделирования материалами по таким параметрам как величина скорости звука и удельной плотности.

Вторым критерием выбора материала являлось способность его поглощать звук, что позволяет в дальнейшем использовать его при конструировании и изготовлении СИЗ.

Результаты исследования

На первом этапе были проведены исследования звукопоглощающей способности каждого из материалов, обладающих различными механическими свойствами в достаточно широком диапазоне. Результаты экспериментальных исследований представлены в таблице 3.

Таблица 3

Величина звукопоглощения материалов (дБ) при стандартной фиксации КТВ (M±m, n=12)

№ п/п	Исследуемый материал	Среднегеометрическая частота в октавной полосе, Гц					
		250	500	1000	2000	4000	8000
1.	Металлическая пластина (толщина1,5мм)	0,0±0,0	-5,0±1,1	-4,6±1,1	-4,2±1,4	0,4±1,1	0,8±1,0
2.	Пластик (толщина 0,5 см)	0,0±0,0	-2,1±1,5	-2,9±1,0	2,9±1,8	1,4±0,9	5,7±1,3
3.	Резина микропористая (толщина 0,8см)	0,0±0,6	0,0±0,9	0,0±0,9	4,6±1,3	8,8±1,4	8,3±1,4
4.	Пластилин	0,0±0,0	0,4±1,0	2,5±1,0	8,8±1,9	10,4±1,9	10,4±0,7

	(толщина 1,5 см)						
5.	Поролон (толщина 1,5 см)	4,2±1,4	4,2±0,6	5,0±1,1	9,2±1,4	14,2±1,0	12,5±1,0

Из таблицы 3 следует, что стальная пластина и пластик практически не обладают звукопоглощением во всем исследуемом диапазоне частот, а в ряде случаев могут даже способствовать усилению акустического сигнала. Резина и пластилин обладают звукопоглощающей способностью только в высокочастотном диапазоне (от 1000 до 8000 Гц). Величина поглощения звука колеблется от 3 до 10 дБ. У поролона выявлена звукопоглощение от 4 до 14 дБ во всем диапазоне частот. Величина поглощения звука в низкочастотном (250 Гц) и среднечастотном (500 Гц) диапазонах не превышала 4 дБ, а в высокочастотном колебалась от 5 до 14 дБ и повышалась с частотой.

Таким образом, полученные данные показали, что методом ТА выявлена разница в величине звукопоглощения каждого из пяти исследуемых материалов, которая колеблется в достаточно широком диапазоне от –5 до 14 дБ. Звукопоглащающая способность материала зависит от его механических параметров. Она повышается с понижением удельной плотности материала и увеличением частоты звука.

Одним из способов повышения звукопоглощения является комбинация материалов, обладающих разной величиной поглощения звука. Поэтому на втором этапе работы использовали материалы, которые при испытании на первом этапе показали наличие у них звукопоглощающих свойств – это поролон, резина и пластилин. В таблице 4 представлены результаты исследования пакетов из двух материалов.

Таблица 4

Величина звукопоглощения пакетов (дБ) из двух материалов при стандартной фиксации КТВ (M±m, n=12)

№ п/п	Исследуемый материал	Среднегеометрическая частота в октавной полосе, Гц					
		250	500	1000	2000	4000	8000
1.	Поролон +резина	0,4±1,0	0,8±1,0	5,0±1,1	10,8±1,2	13,8±1,6	14,2±1,0
2.	Резина +поролон	0,8±0,8	2,9±0,7	4,5±1,6	9,2±1,6	9,6±1,3	11,3±1,8
3.	Поролон +пластилин	2,9±0,7	5,0±1,4	9,6±1,3	15,0±1,2	19,2±1,2	15,0±1,1
4.	Пластилин+поролон	2,1±0,7	5,0±1,1	3,3±0,9	12,1±2,0	11,7±0,9	10,8±1,5
5.	Резина +пластилин	-0,4±0,7	-0,0±1,1	7,1±1,1	9,6±1,1	18,3±1,7	12,9±1,0
6.	Пластилин+резина	-0,8±0,6	1,3±1,3	1,7±1,5	7,9±1,8	15,8±1,6	12,9±0,7

Примечание: здесь и в последующих таблицах первым указан материал, прилежащий к кости черепа.

Из таблицы 4 следует, комбинация поролона и резины практически не сопровождалось повышением звукопоглощения пакета по сравнению с указанными материалами в таблице 3. Изменение последовательности расположения материалов в пакете (резина+поролон) привело к некоторому снижению поглощения звука. Комбинация поролона и пластилина привела к повышению звукопоглощения пакета от 2 до 6 дБ в диапазоне частот 1000 – 8000 Гц. Изменение порядка расположения этих материалов в пакете по отношению к кости черепа

(пластилин+поролон) давало меньшие величины поглощения звука. Пакет из резины и пластилина обладал более высоким звукопоглощением чем каждый из материалов в отдельности на частотах 1000–8000 Гц. Величина ее увеличилась от 1 до 8 дБ. Изменение порядка расположения этих материалов в пакете по отношению к кости черепа (пластилин+резина) давало меньшие величины звукопоглощения.

Следовательно, комбинация из двух материалов способствовало повышению звукопоглощения. В области низких частот величина поглощения звука этих пакетов не превышала 3 дБ, в среднечастотном диапазоне она повысилась до 5 дБ и в высокочастотном – достигла наибольших значений до 19 дБ. Имел значения и порядок расположения материалов в пакете. Лучшие результаты были получены, если поролон и резина контактировали с костью черепа. Скорость распространения звука в этих материалах была меньше по сравнению с вышележащим материалом. При сочетании поролона с пластилином звукопоглощение было наибольшим среди всех комбинаций из двух материалов.

В таблице 5 представлены результаты исследования пакетов из трех материалов.

Таблица 5

Величина звукопоглощения пакетов (дБ) из трех материалов при стандартной фиксации КТВ (M±m, n=12)

№ п/п	Исследуемый материал	Среднегеометрическая частота в октавной полосе, Гц					
		250	500	1000	2000	4000	8000
1.	Поролон+резина+ пластилин	4,6±1,1	7,9±1,6	11,3±1,4	13,3±1,8	22,1±0,7	17,5±1,0
2.	Поролон+пластилин+ резина	1,7±0,7	5,4±1,1	5,0±1,4	12,9±1,4	20,0±1,1	15,8±1,4
3.	Резина+поролон+ пластилин	5,4±1,4	7,9±1,4	17,1±2,0	15,4±1,6	29,2±0,6	22,1±1,0
4.	Пластилин+поролон+ резина	3,3±1,1	4,6±1,1	8,8±1,4	11,3±1,4	17,5±1,0	16,3±1,6

Использование в комбинации поролон+резина (см. табл.4) пластилина (поролон+резина+пластилин) способствовало повышению поглощения звука во всем диапазоне частот на 3–9 дБ (см. табл.5). Изменение последовательности резины и поролона (поролон +пластилин+резина) привело к некоторому снижению звукопоглощения. Комбинация резина+поролон+пластилин сопровождалось более значимым повышением звукопоглощения на 5–20 дБ по сравнению с пакетом из двух материлов (см. табл.4). Изменение последовательности резины и пластилина (пластилин+поролон+резина) было менее эффективным по сравнению с предыдущей комбинацией.

Итак, комбинация из трех материалов (резина+поролон+пластилин) была наиболее эффективный. В области низких частот величина поглощения звука не превышала 5 дБ, в среднечастотном она повысилась до 8 дБ и в высокочастотном – достигла наибольших значений 15–29 дБ.

В таблице 6 представлены результаты исследования пакетов из четырех материалов. Введение в пакет из трех материалов (резина+поролон+пластилин) дополнительного слоя из поролона (поролон+резина+поролон+пластилин) не

привела к изменению величины звукопоглощения по сравнению с пакетом из трех материалов (см. табл.6). Уменьшение толщины поролона с 2.0 см до 0,5 см сопровождалось незначительным снижением поглощения звука.

Таблица 6

Величина звукопоглощения пакетов (дБ) из четырех материалов при стандартной фиксации КТВ (M±m, n=12)

№ п/п	Исследуемый материал	Среднегеометрическая частота в октавной полосе, Гц					
		250	500	1000	2000	4000	8000
1.	Поролон 2см+резина+поролон 2см +пластилин	3,8±1,3	8,3±1,5	13,8±1,8	17,9±1,6	29,6±1,3	20,8±1,0
2.	Поролон 1см+резина+поролон 1см +пластилин	3,8±1,1	7,9±1,6	14,2±1,2	16,7±1,1	27,5±2,0	21,3±1,3
3.	Поролон0,5см+резина+ поролон 0,5см+пластилин	2,9±1,0	5,0±1,2	13,3±1,8	17,9±1,7	26,7±0,9	20,4±1,4

На третьем этапе для исключения влияния деформации материалов за счет прижима оголовья были проведены исследования, при которых КТВ удерживался на сосцевидном отростке рукой оператора. В таблице 7 приведены величины звукопоглощения материалов при фиксации КТВ рукой оператора.

Таблица 7

Величина звукопоглощения исследуемых материалов (дБ) при фиксации КТВ рукой оператора(M±m, n=12)

№ п/п	Исследуемый материал	Среднегеометрическая частота в октавной полосе, Гц					
		250	500	1000	2000	4000	8000
1.	Сосцевидный отросток	0,4±0,4	1,3±0,7	1,7±0,7	2,1±1,3	1,3±0,7	0,0±1,1
2.	Металлическая пластинка	0,4±0,4	0,8±0,6	0,8±1,0	1,7±0,7	1,7±0,7	2,1±0,7
3.	Пластилин	1,7±0,7	2,9±1,1	5,0±1,2	9,6±1,3	11,3±0,9	12,9±1,0
4.	Резина	3,3±0,9	6,3±1,4	12,9±1,4	12,9±1,0	15,0±1,5	17,1±1,1
5.	Поролон	14,6±1,0	19,6±1,1	22,1±1,7	23,3±1,8	23,8±0,9	26,3±1,4

Примечание: Величина звукопоглощения соответствует разницы между значениями, полученными при фиксацией рукой оператора и стандартной фиксации КТВ к сосцевидному отростку с помощью оголовья.

Из табл.7 следует, что изменение способа фиксации КТВ незначительно увеличило звукопоглощение (до 2 дБ) при стандартном измерении на сосцевидном отростке и при использовании металлической стальной пластины. При проведении измерений подача акустического сигнала через КТВ повышается последовательно от подпороговых значений до пороговых с шагом 5 дБ. Соизмеримость этих двух величин позволяет утверждать, что изменении фиксации КТВ не будет влиять на величину звукопоглощения материалов с высокой удельной плотностью.

Устранение деформации привело к увеличению величины звукопоглощения во всем диапазоне частот у пластилина на 2–13 дБ, у резины – на 3–17 дБ и

максимальных значений оно наблюдалось у поролона – на 15–26 дБ (см. табл.7). У первых двух материалов существенный прирост звукопоглощения наблюдался в области высоких частот, а в последнем случае этот эффект отмечен во всем диапазоне исследуемых частот с максимумом на частотах выше 2000 Гц.

Фиксации КТВ рукой способствовало увеличению звукопоглощения и при комбинации материалов см. табл. 8).

Таблица 8

Величина звукопоглощения исследуемых пакетов (дБ) при фиксации КТВ рукой оператора(M±m, n=12)

№ п/п	Исследуемый материал	Среднегеометрическая частота в октавной полосе, Гц					
		250	500	1000	2000	4000	8000
1.	Поролон +резина	5,0±1,4	15,8±1,0	23,3±2,0	31,3±0,9	28,8±1,5	27,1±1,4
2.	Резина +поролон	11,7±0,9	22,9±1,8	26,3±2,1	32,5±1,2	27,5±2,4	31,7±1,3
3	Пластилин + поролон	11,3±0,7	22,1±0,7	30,8±1,2	34,2±1,8	32,9±1,3	37,1±1,9
4.	Поролон +пластилин	9,5±1,1	13,2±1,2	20,0±1,0	25,5±1,8	30,0±1,5	29,5±1,1
5.	Поролон+пластилин +резина	15,8±1,0	29,2±1,5	30,0±1,6	35,8±1,5	35,8±1,2	38,8±0,9
6.	Поролон+резина +пластилин	12,5±0,8	13,8±0,9	20,4±1,4	29,6±1,4	32,5±1,8	32,5±1,7
7.	Пластилин+поролон +резина	11,7±1,3	20,4±1,6	29,2±1,0	31,3±0,9	32,1±1,7	35,0±1,5
8.	Резина+поролон +пластилин	15,0±1,1	16,3±1,3	25,4±1,1	31,3±1,1	32,5±1,0	32,9±1,3
9.	Поролон+резина+ поролон+пластилин	25,0±1,5	28,8±1,3	34,6±1,6	36,7±1,7	35,0±2,0	29,2±1,8

Так, у пакетов из двух материалов наибольшие значения были при комбинации пластилин+поролон – 11–37 дБ, из трех материалов – поролон+пластилин+резина (16–39 дБ) и из четырех слоев – поролон+резина+поролон+пластилин (25–37 дБ) (см. табл.7).

Следовательно, изменение метода фиксации КТВ привело к существенному повышению величины поглощения звука во всем частотном диапазоне, что указывает на достаточную высокую чувствительность предложенного способа измерения с помощью ТА.

Обсуждение

Проведенные исследования на материалах, имеющих разные механические характеристики, с помощью КТВ показали изменение звукопроводности в широком диапазоне от –5 до 14 дБ. Наиболее высокие величины снижения акустического сигнала получены при исследовании поролона, а применение стальной пластины практически давало обратный эффект – усиление до –5 дБ.

В таблице 9 приведены коэффициенты между механическими параметрами материалов и величиной звукопоглощения при стандартной фиксации КТВ.

Таблице 9

Коэффициенты корреляции (r) между механическими параметрами материалов и величиной поглощения при стандартной фиксации КТВ

№ п/п	Исследуемая переменная	Среднегеометрическая частота в октавной полосе, Гц					
		250	500	1000	2000	4000	8000

1	Скорость звука	**-0,28**	**-0,63**	**-0,59**	**-0,62**	**-0,64**	**-0,69**
2	Удельная плотность	-0,25	**-0,62**	**-0,60**	**-0,67**	**-0,61**	**-0,71**

Примечание: жирным шрифтом выделены достоверно (p≤0,05) значимые величины.

В области низких частот это связь была малой (r=0,28 p≤0,05), в области средних и высоких частот средней (r=0,59 – 0,71 p≤0,05). Величина поглощения звука имела обратную связь и со скоростью звука материалов, и удельной плотностью.Значения коэффициент корреляции у обеих переменных практически были схожими. Из этого можно сделать два вывода. Во-первых, между величиной поглощения звука и выбранными механическими параметрами существует устойчивая связь, по которым можно оценивать звукопоглощающую способность материалов с помощью метода ТА. Во-вторых, корреляционный анализ показал, что между скоростью звука и удельной плотностью материалов имеется сильная прямая связь (r=0,88 p≤0,05), то есть обе переменные, разные по своей физической сущности, способны близко оценивать поглощающую способность материалов.

Устранение деформации со стороны оголовья КТВ показало существенное повышение величины коэффициент корреляции, особенно в области низких частот (см. табл.10).

Таблице 10

Коэффициенты корреляции (r) между механическими параметрами материалов и величиной поглощения при фиксации КТВ рукой

№ п/п	Исследуемая переменная	Среднегеометрическая частота в октавной полосе, Гц					
		250	500	1000	2000	4000	8000
1.	Скорость звука	**-0,55**	**-0,59**	**-0,72**	**-0,76**	**-0,83**	**-085**
2.	Удельная плотность	**-0,53**	**-0,56**	**-0,64**	**-0,73**	**-0,81**	**-0,82**

Примечание: жирным шрифтом выделены достоверно (p≤0,05) значимые величины.

При фиксации КТВ рукой эта связь увеличивалась до r=0,55 (p≤0,05) в области низких частот, практически не изменилась в области частот до (r=0,59 p≤0,05) и достигла максимальных значений в области высоких частот –r=0,72–0,85 (p≤0,05).

Корреляционный анализ полученных результатов показывает, что величина поглощения звука зависит и от скорости звука материалов, и удельной плотностью. Корреляционная связь существенно увеличивалась с повышением частоты звука. Снижением силы прижатия КТВ приводило к снижению деформации материала, то есть снижению плотности материала, и увеличению коэффициентов корреляции, особенно в области низких частот.

Из этого следует, что у материалов с уменьшением скорости звука и плотности увеличивается величина звукопоглощения. При выборе материалов для СИЗ можно ориентироваться на такие механические параметры как скорость звука или удельная плотность материала. Звукопоглощение материалов повышается с увеличением частоты звука, достигая максимальных значений в области высоких частот.

Связь между поглощением звука и плотностью материала используется при оценке звукопоглощения путем расчета коэффициент звукопоглощения, который также имеет обратную связь с плотностью материала. Так, у твердых материалов с плотностью 300–400 кг·м$^{-3}$ коэффициент звукопоглощения равен 0,5; у

полужестких материалов с плотностью 80–130 кг·м$^{-3}$ (минераловатные и стекловолокнистые плиты) – 0,5–0,75 и мягких материалов (минеральная вата, поролон)с плотностью до 70 кг·м$^{-3}$ – 0,7–0,95[31].

Таким образом, метод ТА позволяет давать сравнительную и количественную оценку наличия у материала звукопоглощения, что можно использовать для разработки методики оценки акустической эффективности экстрааурaльных СИЗ [32].

Одним из направлений для повышения акустической эффективности является комбинация материалов с различной степенью поглощения звука[31]. Методом ТА в экспериментальных исследованиях было показано, что сочетание нескольких материалов может приводить к усилению поглощения звука.Были выявлены определенные последовательности расположения материалов, которые влияли на звукопоглощение и позволяли оптимизировать звукопоглощающие свойства пакета.Устранение деформации материалов за счет изменение системы крепления КТВ приводило к значительному повышению поглощения звука.

Подтверждением вышеизложенного являются результаты дисперсионного анализа полученных экспериментальных данных. При стандартной фиксации КТВ на частоте 250, 500 и 1000 Гц на долю дисперсии случайных факторов приходилосьсоответственно 75,8 %; 66,4 % и 40,5 % и в большинстве случаев степень влияния носила не достоверный характер. Из этого следует, что величина звукопоглощения практически не зависела от материалов и их комбинации. С увеличением частоты звукового сигнала доля не контролируемых факторов на дисперсию величины звукопоглощения материалов существенно снизилась: на частоте 2000 Гц она составила 32,2 %, а на частоте 8000 Гц – 12,1 %. При использовании одного слоя материала степень влияния фактора не превышала 3 % и росла с увеличением слоев материалов. Так, при использовании двух материалов ее величина достигала 6 %, трех и четырех – 13 %. Подтверждением является колебание значений поглощения звука, которое на частоте 2000 Гц было от 10 до 18 дБ, на частоте 4000 Гц – 13–30 дБ и на частоте 8000 Гц – 13–22 дБ (см. табл.5–6).

При фиксации КТВ рукой максимальная доля дисперсии случайных факторов на частоте 250 Гц составила 18,2 %, и она снижалось с повышением исследуемой частоты. На частоте 8000 Гц ее доля была минимальной – 6,0 %. Обращает на себя внимание поролон, у которого величина звукопоглощения повысилась на всех частотах от 10 до 14 дБ, а у резины и пластилина существенное повышение величины поглощения звука наблюдалось только от 1000 Гц и выше (см. табл.7). У поролона степень влияния фактора на величину звукопоглощения колебалась от 4 до 8 % в исследуемом частотном диапазоне, у резины она не превысила 2 % и у пластилина – 1 %.

При комбинации двух материалов отмечалось увеличение величины звукопоглощения и степени влияния факторов. При комбинации пластилина с поролоном степень влияния фактора на частоте 250 Гц составила 5 %, а на частоте 8000 Гц – 11 %.

При использовании трех материалов тенденция повышения звукопоглощения и степени влияния факторовсохранилась. Наилучшие значения получены при

комбинации поролон+пластилин+резина. Степень влияния фактора на частоте 250 Гц составила 9 %, а на частоте 8000 Гц – 13 %.

При исследовании четырехслойного пакета существенно увеличилась величина звукопоглощения на частоте 250 Гц до 25 дБ, а также степень влияния фактора на нее до 25 % .

Таким образом, дисперсионный анализ подтверждает влияние способа фиксации на величину звукопоглощения. При использовании оголовья (стандартного способа крепления КТВ) величина случайных факторов в диапазоне 250 – 2000 Гц достаточная высокая (превышает 32 %), а на частотах выше 4000 – 8000 Гц она снижается до 10 – 12 %. Основной причиной этого является деформация материалов за счет прижима КТВ оголовьем.

Устранение деформации материалов привело к повышению поглощения звука, а дисперсионный анализ показал достаточно высокую величину контролируемых факторов (свыше 80 %), а также увеличение степени влияния факторов на величину звукопоглощения в частотном диапазоне от 250 до 8000 Гц. Кроме того, было выявлено, что степень влияния факторов повышалась от количества используемых слоев материалов в пакете и от их чередования.

Из этого следует, что метод ТА может быть использован для исследования поглощающих свойств материалов, а также оптимизации звукопоглощения путем комбинации материалов с различными акустическими свойствами и их очередности расположения.

Заключение

Методика исследования костной проводимости, применяемая при проведении ТА, позволяет оценивать акустическую эффективность материалов и их комбинаций. Это обусловлено тем, что биологические ткани и материалы имеют общие механические и акустические свойства, в том числе и звукопроводностью, одним из критериев оценки которой является слуховой анализатор. На основе существующего метода ТА можно разработать субъективный метод измерения поглощения звука, который необходим при разработке и оценке акустической эффективности экстрааурального средств защиты (противошумного шлема и противошумного жилета).

Список литературы

1. О состоянии санитарно-эпидемиологического благополучия населения в Российской Федерации в 2013 году: государственный доклад. – М.: Федеральная служба по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия, 2014. – 191 с.

2. Панкова В.Б. Новые регламенты диагностики профессиональной тугоухости // Вестник оториноларингологии. – 2014. – № 2. – С.44-88.

3.Свидовый В.И., Зинкин В.Н., Солдатов С.К. и др. Особенности условий труда и заболеваемости инженерно-технического состава авиации // Профилактическая и клиническая медицина. – 2006. – № 2. – С.46-48.

4. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Шешегов П.М. Особенности патологического действия авиационного шума на орган слуха инженерно-технического состава авиации // Российская оториноларингологии. – 2007. – № 6. –С.69-74.

5. Зинкин В.Н., Квасовка В.В., Солдатов С.К.. и др. Влияние высокоинтенсивного авиационного шума на заболеваемость инженерно-технического состава Военно-воздушных сил // Военно-медицинский журнал. – 2008. – Т.329, № 3. –С.59-63.

6. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Шешегов П.М. Действие авиационного шума на орган слуха специалистов Военно-воздушных сил // Военно-медицинский журнал. – 2009. – Т.330, № 3. –С.54-58.

7. Зинкин В.Н., Богомолов А.В., Драган С.П., Ахметзянов И.М. Кумулятивные медико-биологические эффекты сочетанного действия шума и инфразвука // Экология и промышленность России. – 2012. – № 3. – С.6-49.

8. Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М., Драган С.П. и др. Особенности сочетанного действия шума и инфразвука на организм // Безопасность жизнедеятельности. – 2011. – №9. – С.2-10.

9. Денисов Э.И., Морозова Т.В., Аденинская Е.Е., Курьеров Н.Н. Проблема реальной эффективности индивидуальной защиты и привносимый риск для здоровья работников (обзор литературы) // Медицина труда и промышленная экология. – 2013. - № 4. – С.18-25.

10. Измеров Н.Ф., Суворов Г.А., Прокопенко Л.В. Человек и шум. – М.: ГЭОТАР–МЕД, 2001. – 384 с.

11. Зинкин В.Н., Кукушкин Ю.А.,Богомолов А.В.,Солдатов С.К., Алексеенко М.С. Исследование эффективности средств индивидуальной и коллективной защиты от шума на основе оценки потенциальнойненадежности профессиональной деятельности авиационных специалистов // Безопасность жизнедеятельности. – 2010. – № 11. – С.2-6.

12. Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М., Солдатов С.К., Богомолов А.В. Медико-биологическая оценка эффективности средств индивидуальной зашиты от шума // Медицина труда и промышленная экология. – 2011. – №4. – С.31-36.

13. Зинкин В.Н., Кукушкин Ю.А., Богомолов А.В., Солдатов С.К., Шешегов П.М. Анализ эффективности средств защиты от шума во взаимосвязи с профессиональной надежностью специалистов «шумовых» профессий // Медико-биологические и социально-психологические проблемы безопасности в чрезвычайных ситуациях. – 2011. – №3. – С.70-76.

14. Свидовый В.И., Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М. Методы оценки эффективности средств индивидуальной зашиты от шума и предложения по их совершенствованию // Профилактическая и клиническая медицина. – 2012. – №1. – С.91-97.

15. Солдатов С.К., Богомолов А.В., Зинкин В.Н. и др. Средства и методы защиты от авиационного шума: состояние и перспективы развития // Авиакосмическая и экологическая медицина. – 2012. – Т.45, № 5. – С.3-11.

16. Жданько И.Б., Зинкин В.Н., Солдатов С.К. и др. Фундаментальные и прикладные аспекты профилактики неблагоприятного действия авиационного шума // Авиакосмическая и экологическая медицина.– 2014. – № 4. – С.5-16.

17. Зинкин В.Н., Шешегов П.М. Современные проблемы шума в авиации // Проблемы безопасности полетов.– 2014. – № 6. – С.3-25.

18. Карпова Н.И., Малышев Э.Н. Низкочастотные акустические колебания на производстве. – М.: Медицина, 1981. – 192 с.

19. Измеров Н.Ф., Суворов Г.А., Куралесин Н.А. и др. Инфразвук как фактор риска здоровью человека (гигиенические, медико-биологические и патогенетические механизмы). – Воронеж, 1998. – 275 с.

20. ЗинкинВ.Н., Ахметзянов И.М., Орихан М.М. Инфразвук как вредный производственный фактор // Безопасность жизнедеятельности. – 2013. – № 9. – С.2-9.

21. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Богомолов А.В., Шешегов П.М. Обоснование использования специалистами средств защиты при воздействии авиационного шума // Информатика и системы управления. – 2009. – № 4. – С.139-141.

22. ЗинкинВ.Н., Ахметзянов И.М. Экологические, производственные и медицинские аспекты инфразвука // Защита от повышенного шума и вибрации / Сборник докладов Всероссийской научной конференции. – СПб.: Балтийский государственный технический университет, 2013. – С.176-198.

23. Руководство по оториноларингологии / Под ред. И. Б. Солдатова.-М.:Медицина, 1994. – 608 с.

24. Таварткиладзе Г.А., Гвелесиани Т.Г. Клиническая аудиология. – М.: Святогор Пресс, 2003. – 74 с.

25. Драган С.П., Зинкин В.Н., Богомолов А.В., Солдатов С.К., Дроздов С.В. Акустическая эффективность средств защиты от шума // Медицинская техника. – 2013.– № 3. – С.34-36.

26. Зинкин В.Н., Шешегов П.М. Технология исследования звукопоглощающей способности материалов на основе тональной аудиометрию // Медицинская техника.– 2014. – № 4. –С.43-47.

27. Зинкин В.Н., Богомолов А.В., Еремин Г.И., Драган С.П. Технология исследования акустической эффективности средств защиты от низкочастотного шума и инфразвука // Мир измерений. – 2011. – № 10. – С.40-45.

28. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Ахметзянов И.М. и др. Методология экспериментальных исследований противошумных наушников в области низких частот // Информатика и системы управления. – 2011. – № 1. – С.72-80.

29. Исследование слуха в лечебных учреждениях Вооруженных Сил Российской Федерации / Учебное пособие ВМА. – СПб., 1999. – 128 с.

30. Березовский В.А., Колотилов Н.Н. Биофизические характеристики тканей человека. – Киев: Наукова думка. – 1990. – 224 с.

31. Борьба с шумом на производстве: Справочник / Под общ. Ред. Е.А. Юдина. – М.: Машиностроение, 1985. – 400 с.

32. Патент на полезную модель №140048 Российская Федерация; МПК G01N 29/00. Устройство для исследования звукопоглощающей способности материалов / Зинкин В.Н., Шешегов П.М., Драган С.П., Богомолов А.В. – Бюллетень. – 2014. – №12. – 2 с.

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ ПОДДЕРЖКА ЭРГОНОМИЧЕСКОЙ ЭКСПЕРТИЗЫ СРЕДСТВ КОЛЛЕКТИВНОЙ ЗАЩИТЫ ОТ АВИАЦИОННОГО ШУМА

[1]Харитонов В.В., [2]Жданько И.М., [2]Рыженков С.П., [2]Солдатов С.К., [2]Абашеев В.Ю.

[1] Государственный летно-испытательный центр им. В.П.Чкалова, г. Ахтубинск, Астраханская область

[2]Центральный научно-исследовательский институт ВВС Минобороны России, г. Москва

Аннотация: В рамках борьбы с влиянием на человека авиационного шума повышенного уровня., разработанно средство коллективной защиты в виде мобильного домика контейнерного типа в одно- и двухмодульном исполнении, предназначенное для установки в различных зонах аэродромов.

Ключевые слова: Авиационный шум, средство коллективной защиты, коэффициент эргономичности

Авиационный шум в настоящее время является одним из ведущих неблагоприятных физических факторов, действующих на инженерно-технический состав (ИТС) авиации. В связи с увеличением мощности двигателей воздушных судов произошло усиление шумового воздействия, его спектр расширился низкочастотнуюобласть [1, 2, 3].

Повышенная акустическая нагрузкана авиационных специалистов способствует увеличению риска развития профессиональных и профессионально обусловленных заболеваний, снижению работоспособности и профессиональной надежности, а проблема защиты ИТС от воздействия акустического шума и вибрации становится более актуальной[1–5].Ряд особенностей авиационного шума (высокие уровни звукового давления, широкополосный спектр с инфразвуковой составляющей) и условий труда ИТС (многочасовое воздействие, циклический характер труда) ставит задачу использования комплекса индивидуальных средств защиты (органа слуха, головы и туловища) и применение средств коллективной защиты (СКЗ)[1, 2, 6–8].

Все это обусловило интенсификацию исследований по разработке средств защиты от авиационного шума и оценке их эффективности [9– 11]. Одним из ключевых аспектов подобных исследований является эргономическая экспертиза на всех этапах создания средств защиты: от обоснования разработки до изготовления и проведения предварительных и государственных испытаний опытных образцов[12–14].

В интересах выполнения сформированных требований при создании СКЗ от авиационного шума реализована автоматизированная поддержка их

эргономической экспертизы с помощью специально разработанного программного обеспечения[15].

Разработанное средство коллективной защиты в виде мобильного домика контейнерного типа в одно- и двухмодульном исполнении предназначено для установки в различных зонах аэродромов (стоянки самолетов, стартовые позиции, площадки для гонки двигателей и др.)

При создании СКЗ был выполнен большой объем работ по определению необходимых конструктивных решений, обеспечивающих высокий уровень шумозащиты. Проведены эксперименты по инструментальной оценке поглощения шума в лабораторных и реальных условиях аэродромов. Существенное внимание было уделено санитарно-гигиеническим вопросам и эргономике СКЗ.

Автоматизированная поддержка эргономической экспертизы СКЗ предполагает получение и свертку следующих показателей:

· субъективная оценка психофизиологического статуса (отсутствие звона (шума) в ушах, отсутствие давления и тяжести в ушах, отсутствие головокружения, отсутствие головной боли, отсутствие шума и тяжести в голове, отсутствие быстрой утомляемости, отсутствие снижения работоспособности, отсутствие снижения внимания, отсутствие нарушение режима сна, отсутствие неприятных ощущений в области сердца, изменение самочувствия, активности и настроения);

· объективная оценка психофизиологического статуса (измерение частоты сердечных сокращений, артериального давления систолического и диастолического, минутного объема кровообращения, сердечного индекса, ударного объема кровообращения, ударного индекса и др.);

· обитаемость;

· освещенность (оценка освещенности рабочих мест, освещенности пола и внешней освещенности);

· микроклиматические характеристики (температурный комфорт, скорость движения воздуха, давление воздуха, эргономичность системы контроля климата);

· механоакустический фактор (эффективность защиты от шума октавных частот 31,5 Гц, 63 Гц, 125 Гц, 250 Гц, 500 Гц, 1000 Гц, 2000 Гц и 4000 Гц);

· геометрия элементов рабочего места (оценка досягаемости моторного поля, эргономичность столов, стульев и шкафов);

· поля и углы зрения (качество обзора в верх, вниз, влево, вправо достаточность обзора через окно);

· субъективная оценка рабочего места (достаточность пространства для ног, достаточность размеров помещения и окон, комфортность помещения, качество сопряжения с внешними рабочими местами, оценка применительно к полевым аэродромам, эксплуатационная оценка).

В результате взвешенной свертки показателей получают оценку коэффициента эргономичности СКЗ от авиационного шума:

$$K_э = \sum_{i=1}^{s} K_f M_f ,$$

где,K_f – коэффициент качества *f*–го сложного (менее сложного) свойства;

M_f–групповой нормированный коэффициент весомости f–го сложного (менее сложного) свойства;

S – число сложных (менее сложных) свойств, составляющих э-тое комплексное (сложное) свойство;

f – номер сложного (менее сложного) свойства, составляющего э-тое комплексное (сложное) свойство (по дереву эргономических свойств);

э – номер оцениваемого комплексного (сложного) свойства (по дереву эргономических свойств).

Более подробно методика оценки эргономических свойств объектов изложена в работах [12, 14, 16, 17].

Разработанный программный комплекс [15], реализующий описанные методики, позволяет стандартизировать процедуру эргономической экспертизы средств коллективной защиты от авиационного шума, вести базу данных эргономических экспертиз (первичной информации и интегральных оценок).

В качестве примера реализации разработанного программного комплекса в таблице приведены результаты оценки эргономических свойств двухмодульного и одномодульного СКЗ.

Таблица 1

Обобщенные и интегральные оценки эргономических свойств двухмодульного и одномодульного СКЗ

Характеристики	Оценки	
	двухмодульное	одномодульное
Эргономическая оценка комплекта СКЗ от шума (коэффициент эргономичности)	0,86	0,88
Субъективная оценка психофизиологического статуса	0,97	0,97
Объективная оценка психофизиологического статуса	0,86	0,86
Обитаемость	0,95	0,97
Освещенность	0,96	0,96
Микроклиматические характеристики	0,93	0,93
Механоакустический фактор	0,96	0,98
Геометрия элементов рабочих мест	0,81	0,81
Поля и углы зрения	1,0	1,0
Субъективная оценка рабочего места	0,7	0,7

Список литературы

1. Жданько И.Б., Зинкин В.Н., Солдатов С.К. и др. Фундаментальные и прикладные аспекты профилактики неблагоприятного действия авиационного шума // Авиакосмическая и экологическая медицина.. – 2014. – № 4. – С.5-16.

2. Зинкин В.Н., Шешегов П.М. Современные проблемы шума в авиации // Проблемы безопасности полетов. – 2014. – № 6. – С.3-25.

3. Зинкин В.Н., Богомолов А.В., Драган С.П. и др. Кумулятивные медико-биологические эффекты сочетанного действия шума и инфразвука // Экология и промышленность России. – 2012. – № 3. – С.6-49.

4. Солдатов С.К., Бухтияров И.В., Зинкин В.Н. и др. Профессионально обусловленная заболеваемость авиационных специалистов // Медицина труда и промышленная экология. – 2010. – № 9. – С.35-40.

5. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Шешегов П.М., Чуманов Ю.А., Харитонов В.В. Шум как фактор риска снижения работоспособности и профессиональной надежности авиационных специалистов // Проблемы безопасности полетов. – 2014. – № 8. – С.3-28.

6. Свидовый В.И., Зинкин В.Н., Солдатов С.К. и др. Особенности условий труда и заболеваемости инженерно-технического состава авиации // Профилактическая и клиническая медицина. – 2006. – № 2. – С.46-48.

7. Солдатов С.К., Зинкин В.Н., Богомолов А.В., Харитонов В.В. Средства и методы защиты от авиационного шума: состояние и перспективы развития // Авиакосмическая и экологическая медицина. 2011. – Т.45. – № 5. С. 3-11.

8. Солдатов С.К., Зинкин В.Н., Кукушкин Ю.А., Харитонов В.В., Шешегов П.М. Современные средства и методы защиты от авиационного шума // Проблемы безопасности полетов. – 2013. – № 8. – С.21-35.

9. Зинкин В.Н., Кукушкин Ю.А., Богомолов А.В. и др. Исследование эффективности средств индивидуальной и коллективной защиты от шума на основе оценки потенциальной ненадежности профессиональной деятельности авиационных специалистов // Безопасность жизнедеятельности. – 2010. – № 11. – С.2-6.

10. Зинкин В.Н., Богомолов А.В., Еремин Г.И., Драган С.П. Технология исследования акустической эффективности средств защиты от низкочастотного шума и инфразвука // Мир измерений. – 2011. – № 10. – С.40-45.

11. Драган С.П., Зинкин В.Н., Богомолов А.В. и др. Акустическая эффективность средств защиты от шума // Медицинская техника. – 2013. – № 3. – С.34-36.

12. Харитонов В.В., Солдатов С.К., Чуманов Ю.А. Методическое обеспечение и результаты эргономической экспертизы шумозащитного шлема для инженерно-технического состава ВВС // Межотраслевой научно-технический журнал «Оборонный комплекс – научно-техническому прогрессу России». – Москва, 2012. – № 3. – С.23-26.

13. Скуратовский Н.И., Харитонов В.В. Автоматизированная поддержка эргономической экспертизы средств индивидуальной защиты от шума // Актуальные проблемы авиационной и космической медицины: Материалы Всероссийской научно-практической конференции. – СПб. –2013. – С.106-107.

14. Харитонов В.В., Абрамов С.П., Зинкин В.Н., Солдатов С.К. Эргономическая экспертиза новых образцов средств коллективной защиты от авиационного шума // Проблемы безопасности полетов. – 2014. – № 9. – С.20-26.

15. Харитонов В.В., Сомов М.В. Автоматизированная система эргономической экспертизы средств коллективной шумозащиты: свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2014615474. – 2014. – 1с.

16. Падерно П.И. Эргономическая экспертиза: теория и практика, проблемы и трудности / П.И.Падерно // Человеческий фактор: проблемы психологии и эргономики. – 2007. – № 3. – С.122-124.

17. Козлов В.Е., Богомолов А.В., Рудаков С.В, Оленченко В.Т. Математическое обеспечение обработки рейтинговой информации в задачах экспертного оценивания // Мир измерений. – 2012. – № 9. – С.42-49.

Оценка звукоизоляции ограждающих конструкций

Буторина М.В.
ЗАО «Институт «Трансэкопроект»
mbutorina@transecoproject.ru

Аннотация: В статье приведено описание распространения шума в жилых помещениях. Приводится сравнение результатов расчета, полученных с использованием международных расчетных ручных и автоматизированных методов. Приведено описание мероприятий по улучшению звукоизоляции строительных конструкций.

Ключевые слова: Воздушный шум,звукоизоляция, расчет,улучшение звукоизоляции

Введение

Шум окружает человека везде – на улице, на работе и в быту. По данным ВОЗ около 40 % населения Европы страдают от шума с повышенными уровнями.

Организм человека неодинаково реагирует на шум разного уровня и частотного состава. В диапазоне 35-60 дБА реакция индивидуальна (по типу "мешает - не мешает"). Шумы уровня 70-90 дБА при длительном воздействии приводят к заболеванию нервной системы, а при уровнях более 100 дБА – к снижению остроты слуха разной степени тяжести, вплоть до развития полной глухоты.Функциональное состояние центральной нервной и сердечно-сосудистой систем,слуховая чувствительность зависят от уровня воздействия звуковой энергии, отпола и от возраста обследованных лиц. Наиболеечувствительные к действию шума лица старших возрастов. Так, в возрасте до 27лет на шум реагируют 46%, в возрасте 28-37 лет – 57%, в возрасте 38-57 лет– 62%, а в возрасте 58 лет и старше – 72% людей. Большое число жалоб среди пожилыхлюдей связано с возрастными особенностями и состояниемцентральной нервной системы этой группы.При среднем уровне воздействия до 75 дБжалобы на раздражающее воздействие шума поступают от 38% населения, при уровне 76-80 дБ количество жалоб увеличивается почти в два раза и составляет уже 72%.

Шум в значительной меренарушает сон. Крайне неблагоприятно действуют прерывистые, внезапновозникающие шумы, особенно в вечерние и ночные часы, на только чтозаснувшего человека. Внезапно возникающий во время сна шум нередко вызывает сильный испуг, особенно у больных людей идетей. Шум уменьшает продолжительность и глубину сна. Под влиянием уровняшума 50 дБ срок засыпания увеличивается на час и более, сон становитсяповерхностным, после пробуждения люди чувствуют усталость, головную боль, анередко и сердцебиение. Поэтому особенно важно обеспечить акустический комфорт в жилых помещениях зданий.

Для обеспечения в помещении требуемых уровней звукового давления ограждающие конструкции (стены и перекрытия) должны обладать необходимыми звукоизоляционными характеристиками.

Физические особенности распространения звука зачастуюделают невозможным проводить мероприятия по снижениюшума после постройки дома без учета его конструкции, таккак они часто касаются в том числе основных вопросов проектирования и строительства зданий. Поэтому мероприятия по снижению шумового воздействия и обеспечению требуемой звукоизоляции строительных конструкций должны быть определены и внедрены уже на стадии проектирования здания.

В соответствии с Постановлением 87 «Положение о составе разделов проектной документации и требованиях к их содержанию» описание архитектурно-строительных мероприятий, обеспечивающих защиту помещений от шума, является необходимой составной частью раздела «Архитектурные решения» проектной документациина объекты капитального строительства. В соответствии с СП 51.13330.2011(Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003 «Защита от шума») в данном разделе должны быть выполнены расчеты ожидаемых уровней шума в помещениях с нормируемыми уровнями шума, определена требуемая звукоизоляция воздушного и ударного шума ограждающими конструкциями здания и разработаны технические решения.

1. Виды источников шума

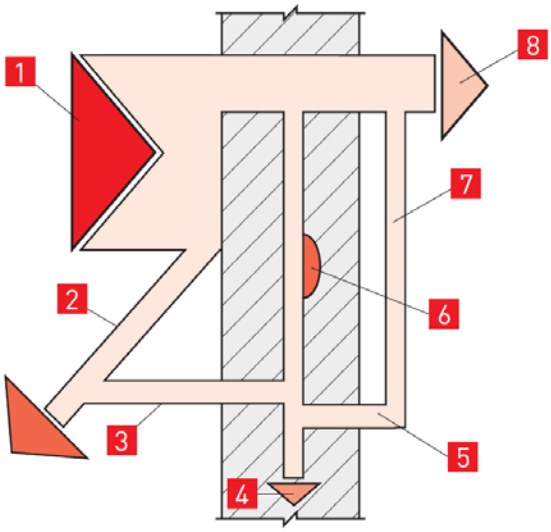
Различают два вида шума по характеру его распространения в помещении: шум воздушный и шум структурный.

Воздушный шум распространяется следующим образом: источник колебаний – голосовые связки, струны музыкальныхинструментов, диффузор громкоговорителя – вызывают колебания частиц воздуха, которые распространяются в видепродольных звуковых волн.

Ударный же шум распространяется за счет того, что механическое воздействие на конструкцию вызывает в нейизгибные колебания, которые приводят в колебательноедвижение частицы воздуха в смежных помещениях, и человек слышит ударный шум, возникающий на другом этаже.Этот тип шума распространяется на большие расстояния,чем воздушный.Например, стук по трубе центрального отопления на одном этаже слышен на всех остальных и воспринимается жильцами, как если бы его источник находился совсем рядом.

Некоторые бытовые приборы являются источниками обоих видов шума. Например, система принудительной вентиляции. Воздушный шум проникает в помещение по воздуховодам, а структурный возникает в результате вибрации стенок защитного кожуха вентилятора и самих воздуховодов.

Механизм распространения шума через ограждающие конструкции здания приведен на рис. 1 [1].



1 – падающая на конструкцию звуковая энергия; 2 – отраженная звуковая энергия; 3, 5 – энергия, излучаемая колеблющейся конструкцией в смежные помещения; 4 – энергия структурного шума; 6 – энергия, трансформирующаяся в тепловую; 7 – звуковая энергия, прошедшая через поры и неплотности; 8 – суммарная звуковая энергия, прошедшая через конструкцию

Рис. 1. Механизм распространения шума через ограждающую конструкцию

Уровни шума некоторых бытовых источников приводятся в таблице 1 в сравнении с нормативными уровнями, установленными СН 2.2.4/2.1.8.562-96.

Таблица 1

Уровни шума бытовых источников

Источник шума	**Уровень шума, дБА**
Музыкальный центр	85
Телевизор	70
Разговор (спокойный)	65
Детский плач	78
Игра на пианино	80
Работа пылесоса	75
Работа стиральной машины	68
Работа холодильника	42
Работа электрополотера	83
Работа электробритвы	60
Работа принудительной вентиляции	42
Работа кондиционера	45
Вытекающая из крана вода	44-50
Наполнение ванны	36-58
Наполнение бачка в санузле	40-67
Приготовление пищи на плите	35-42
Перемещения лифта	34-42
Стук закрываемой двери лифта	44-52
Стук закрываемого мусоропровода	42-58
Стук по трубе центрального отопления	45-60
Предельно допустимый уровень в жилых комнатах квартир согласно СН 2.2.4/2.1.8.562-96, дБА **07.00-23.00**	**40**
23.00-07.00	**30**

Как видно из таблицы, уровни шума большинства источников превышают нормативные уровни, установленные для дневного времени, и абсолютно все источники имеют уровни шума, выше, чем предельно допустимые уровни, установленные для ночного времени.

Звукоизолирующие преграды, устанавливаемые на пути распространения воздушного шума могут достаточно надежно защищать от него место пребывания человека.

Для обеспечения допустимых уровней звукового давления ограждающие конструкции должныобладать необходимыми звукоизоляционными характеристиками. В строительной акустике нормируются звукоизоляционные характеристики для воздушного и ударного шума.Нормативные значения для различных видов шума приведены в СП 51.13330.2011 Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003 «Защита от шума».Оценка индексов звукоизоляции конструкций проводится согласноСП 23-103-2003«Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий».

2. Оценка звукоизоляции ограждающих конструкций

Согласно СП 23-103-2003«Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий» [2] при ориентировочных расчетах индекс изоляции воздушного шума ограждающими конструкциями сплошного сечения допускается определять по формуле:

$$R_w = 37 \lg m + 55 \lg K - 43 \qquad (1)$$

где m –поверхностная плотность, кг/м^2;

K– коэффициент, учитывающий относительное увеличение изгибной жесткости ограждения из бетонов на легких заполнителях, поризованных бетонов и т.п. по отношению к конструкциям из тяжелого бетона с той же поверхностной плотностью.

С 01.12.2013 г. на территории РФ действует ГОСТ Р ЕН 12354-1-2012 «Акустика зданий. Методы расчета акустических характеристик зданий по характеристикам их элементов. Часть 1. Звукоизоляция воздушного шума между помещениями» [3]. В ГОСТ Р ЕН 12354-1-2012 приводится следующая формула для расчета звукоизоляции ограждающих конструкций согласно ЕН ИСО 717-1 «Акустика. Оценка звукоизоляции в зданиях и строительных элементах. Часть 1. Изоляция от воздушного шума»:

$$R_w = 37{,}5 \lg(m / m_0) - 42 \qquad (2)$$

Для m<150 кг/м^2 применяется коррекция С= - 1 дБ, для m> 150 кг/м^2 С= - 2 дБ.

Сравнение результатов измерений, представленных различными международными лабораториями за последние тридцать лет, показывает, что они лежат в пределах отклонений от минус 4 до плюс 8 дБ. Такой относительно большой разброс обусловлен многими факторами, некоторые из которых связаны с особенностями материала, другие с лабораторным оборудованием и применением различных методов измерений. Учет влияния указанных факторов привел к разработке различных эмпирических формул для «закона массы», используемых внастоящее время в европейских странах.

Так, в Австрии индекс звукоизоляции воздушного шума рассчитывается по формуле:

$$R_w = 32{,}4 \lg(m / m_0) - 26 \text{, дБ, при m}\geq 150 \text{ кг/м}^2 \qquad (3)$$

Во Франции:

$$R_w = 40{,}0 \lg(m / m_0) - 45 \text{, дБ, при m}\geq 150 \text{ кг/м}^2 \text{ C= - 1 дБ} \qquad (4)$$

В Великобритании:

$$R_w = 21{,}65 \lg(m / m_0) - 2{,}3 \pm 1 \text{, дБ, при m}\geq 50 \text{ кг/м}^2 \qquad (5)$$

Сравнение результатов расчета по различным формулам показывает, что отклонение составляет до 10 дБ. Максимальные значения индекса звукоизоляции получены по европейским методикам расчета. При этом расчет по формулам СП 23-103-2003 и ЕН ИСО 717-1 дает практически одинаковые результаты.

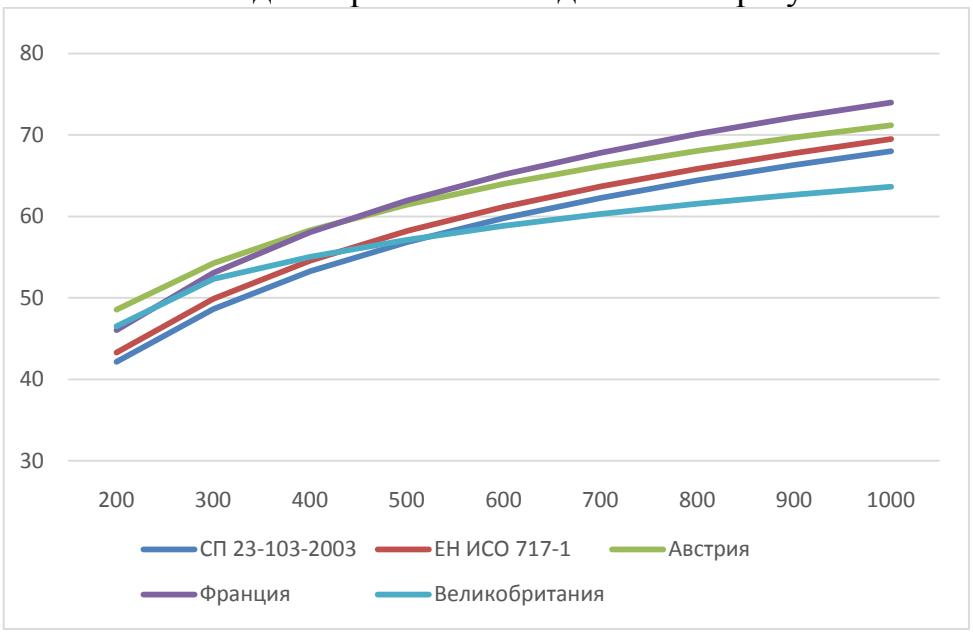


Рис. 2. Индекс изоляции воздушного шума в зависимости от поверхностной плотности конструкции

3. Автоматизированные методы расчета

С точки зрения передачи звука, различают акустическиоднородные (однослойные) конструкции и акустическинеоднородные (многослойные) конструкции. Однородныеконструкции состоят из одного или нескольких слоев, жестко связанных между собой по всей поверхности и колеблющихся как одно целое (оштукатуренные кирпичные стены,плиты перекрытий с покрытием по стяжке линолеумом идр.). Многослойные конструкции состоят из нескольких слоев, не связанных жестко друг с другом, способных колебаться с разными для каждого слоя амплитудами. Звукоизоляционные свойства неоднородных конструкций выше,чем однородных.

Для однослойных конструкций одним из факторов снижения звукоизоляции воздушного шума является явление«волнового совпадения». При возбуждении однослойнойконструкции в какой-либо точке под действием источника колебаний, в ней распространяются изгибные волны,скорость которых зависит от толщины, плотности, модуляупругости и частоты возбуждающих колебаний. В звуковойволне, падающей наклонно на конструкцию, чередующиесяобласти повышенного и пониженного звукового давлениявызывают деформацию и изгиб конструкции.

Проведение оценки индексов звукоизоляции с учетом резонансных явлений, особенно для многослойных конструкций – процесс довольно трудоемкий, поэтому предпочтение обычно отдается автоматизированным методам расчета.

Все положения стандартизированных российских расчетных методик реализованы в программном модуле «Расчет звукоизоляции» фирмы «Интеграл». Пример расчета индекса звукоизоляции приведен на рис. 3.

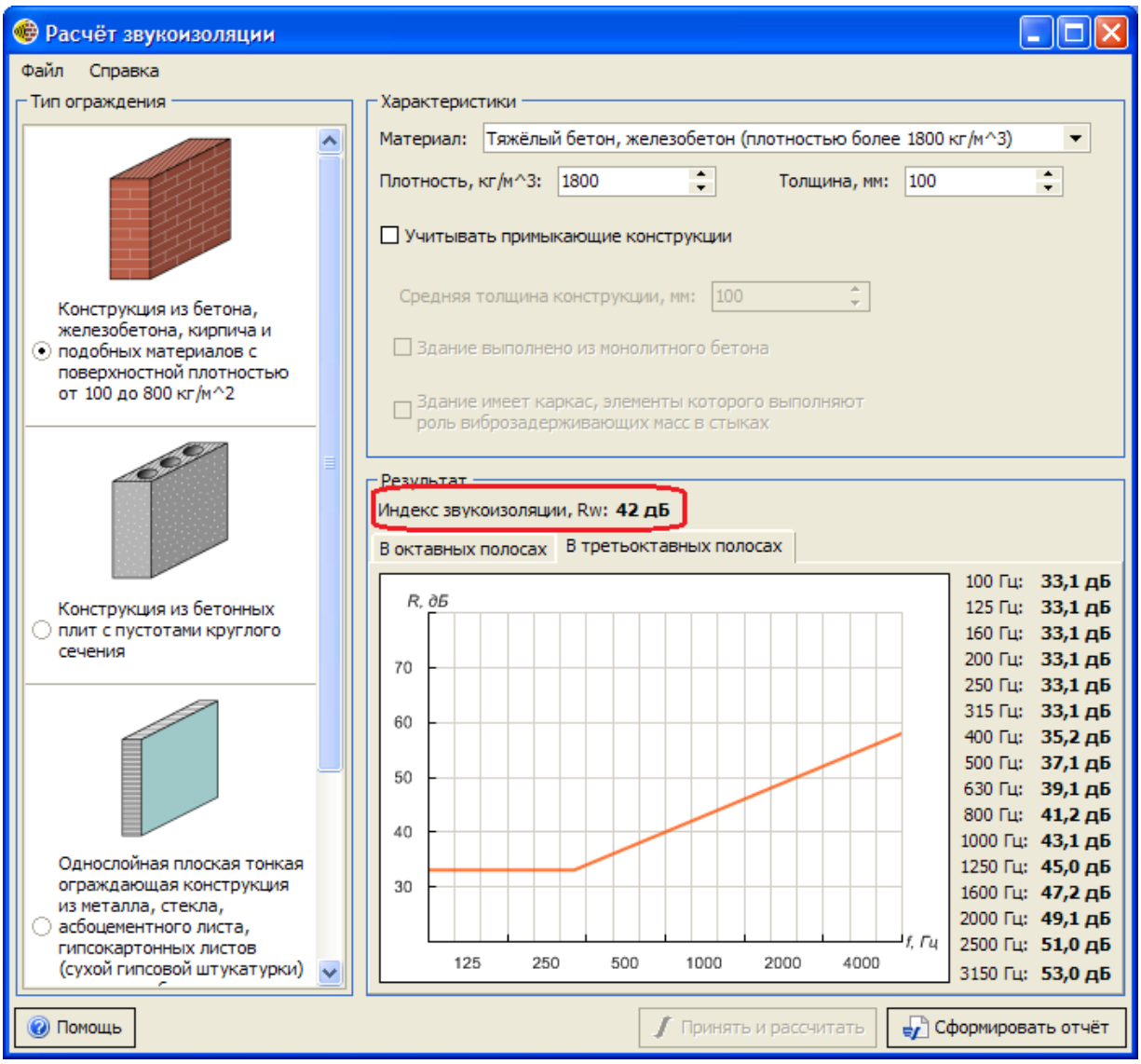


Рис. 3. Автоматизированный расчет индекса звукоизоляции

В новой версии программы имеется возможность не только получить спектральную характеристику перегородок и перекрытий различных типов, но и оценить их с помощью интегрального показателя – индекса звукоизоляции. Расчет производится автоматически для однородных материалов, многопустотных плит и многослойных конструкций.

Как известно, эффективность звукоизоляции катастрофически падает, если в ограждении есть щели и отверстия: например, если в сплошном массивном металлическом листе сделать 13 % (к общей площади) отверстий, то лист пропустит 97 % падающего на него звука. Небольшая щель при пропуске трубы или неплотно смонтированная электрическая розетка в стене на 1-3 дБ снизят звукоизоляционные свойства любой, даже самой качественной конструкции. Поэтому в расчетной программе реализована возможность оценки снижения шума при наличии отверстий.

Кроме того, программа позволяет подобрать техническое решение, позволяющее обеспечить выполнение нормативных требований.

4. Улучшение звукоизоляции ограждающих конструкций

Для однослойных массивных ограждений существует зависимость – чем оно массивнее, тем лучше оно изолирует помещение от шума.Согласно исследованиям, удвоение массы конструкцииприводит к улучшению звукоизоляции в среднем на 6 дБ.

Однако требование рациональногорасхода ресурсов диктует необходимость развития современного проектирования звукоизоляции в направлениидобеспечения требуемых акустических условий в помещениях за счет регулируемой звукоизоляции ограждений приминимально возможной их массе.

Улучшения звукоизоляции перегородки можно добиться,уменьшив жесткость узла сопряжения каркаса перегородкис несущим перекрытием и элементов перегородок друг сдругом. Для этого при монтаже перегородок между поверхностью основания и горизонтальными направляющимиустанавливают уплотнительные ленты, эластичные прокладки. Аналогично уплотняющие прокладки устраивают вузле примыкания перегородки к потолку.

Устройство обшивки из двух рядов ГКЛ по сторонам деревянных стоек, позволяющее увеличить поверхностную плотность конструкции, приводит к улучшению звукоизоляциина 8-9 дБ. Замена деревянного каркаса на одинарный металлический позволяет повысить звукоизоляцию на 3-5 дБ,при 20 %-ном снижении массы перегородки.

Хорошую звукоизоляцию могут обеспечить перегородки пометаллическому каркасу с двухслойной обшивкой, у которых индекс изоляции воздушного шума на 6 дБ больше посравнению с однослойной.

Наличие жесткого каркаса создает условия для беспрепятственной передачи звука через его конструкцию от однойобшивки к другой. Поэтому замена одинарного каркаса надвойной, состоящий из двух рядов, не связанных междусобой стоек, позволяет значительно улучшить звукоизоляционные характеристики.

Улучшение звукоизоляции слоем, таким как упруго закрепленная облицовкастен, плавающий пол или подвесной потолок, различно для косвенной и прямойзвукопередачи и зависит от типа базовых структурных элементов, на которыеустанавливается слой. Поэтому звукоизоляция должна определяться порезультатам лабораторных измерений с таким же базовым структурным элементом, который применяетсяв натурных условиях.

В настоящее время не существует стандартного метода расчетов или измерений,позволяющего определить влияние косвенной звукопередачи на прямуюзвукопередачу, а также результатов, обусловленных изменением базовогоструктурного элемента.

Однако, по результатам испытаний различных технических решений, позволяющих улучшить звукоизоляцию конструкций, набирается статистика, позволяющая использовать их в процессе проектирования. Некоторые типичные примеры улучшения звукоизоляции дополнительными слоями или при помощи

мероприятий приведены в таблице 2 согласноГОСТ Р ЕН 12354-12012, СП 55-101-2000 и каталогам производителей.

Таблица 2

Улучшение звукоизоляции конструкций

Конструкциядополнительного слоя	ΔR_W, дБ
Гипсокартон 12,5 мм; полость 73 мм, заполненная минеральной ватой50 мм; деревянный каркас	21
Гипсокартон 12,5 мм; полость 60 мм, заполненная минеральной ватой 50 мм; металлический каркас, изолированныйот стены	21
Гипсокартон(2×12,5)мм;строительнаяпена 20 мм;без каркаса	23
Цементнаяштукатурка15мм;минеральная вата 30 мм; без каркаса	6-7
Двухслойные сэндвич-панели (штапельное стекловолокно и гипсоволокнистый лист - 40 мм), ГКЛ 12,5 мм (ЗИПС-Вектор, ЗИПС-Модуль, ЗИПС-Синема)	11-18
ВИБРОФЛЕКС-коннект ПП, ПС (подвесной потолок с использованием виброизолирующего крепления)	15-18
Шуманет	5-9
Шумостоп	8-10
Шумопласт 20 мм	7-9
ЗИПС-пол	3-7
Акулайн-dB, Саундлайн-dB (трехслойный листовой материал)	5-7
Виброфлекс-Wave (стоечный профиль)	3
ВИБРОФЛЕКС-КС (виброизолирующие крепления)	7-12
Виброизолирующая прокладка ВИБРОСТЕК-М	2-4
Триплекс КСВ-51, БСИ-49	15-16
МФ-Стандарт	7-9

Заключение

Обеспечение акустического комфорта в жилых зданиях – является важной задачей, решение которой должны быть обеспечено на стадии проектирования здания во избежание жалоб со стороны населения. Для обеспечения нормативных требований необходимо правильно произвести расчет звукоизоляции ограждающей конструкции. Как показывает опыт, результаты расчета по разным методикам дают отклонение до 10 дБ. Поэтому расчет необходимо производить с использованием стандартизированных, хорошо зарекомендовавшим себя методов. Как правило, расчеты выполняются при помощи автоматизированных методов расчета, позволяющих учесть действующие в настоящее время нормативные методики и требования. В случае, когда нормативные требования не могут быть обеспечены при помощи запроектированного ограждения, необходимо применять сертифицированные технические решения, позволяющие улучшить индекс звукоизоляции на величину до 18-20 дБ.

Список литературы

1. Каталог эффективной звукоизоляции Rockwool, М, 2014, 60 с.
2. СП 23-103-2003 Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий
3. ГОСТ Р ЕН 12354-1-2012 Акустика зданий. Методы расчета акустических характеристик зданий по характеристикам их элементов. Часть 1. Звукоизоляция воздушного шума между помещениями

Шумозащитные экраны с надстройкой на свободном ребре

Шашурин А.Е., Тюрина Н.В., Корнилов В.А.
БГТУ «Военмех» им. Д.Ф. Устинова

7596890@mail.ru

Аннотация: Надстройки на верхнем свободном ребре являются одним из эффективных способов увеличения эффективности шумозащитных. Существует более 20 надстроек различного конструктивного исполнения и различного принципа действия. В настоящей статье рассмотрен и обобщен материал в этой области.Разработан вариант метода расчета акустической эффективности наиболее востребованных на практике Г-образных надстроек.

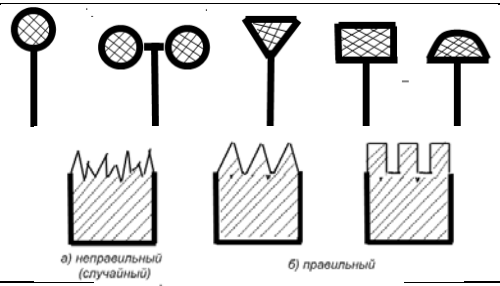
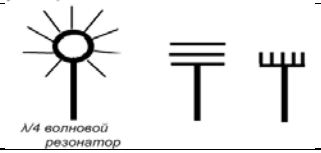
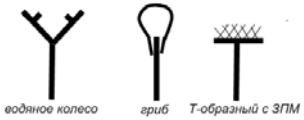
Ключевые слова: Шумозащитные экраны, дифракция, надстройка на свободном ребре, эффективность экрана.

Одним из эффективных способов увеличения эффективности шумозащитных экранов (ШЭ) является установка надстройки на верхнем свободном ребре. Из литературы известно более 20 надстроек различного конструктивного исполнения и различного принципа действия. Представляет интерес рассмотреть и обобщить материал в этой области. Была поставлена также задача разработать метод расчета акустической эффективности наиболее востребованных на практике Г-образных надстроек.

В результате выполненного анализа была предложена классификация надстроек на свободном ребре (табл. 1).

Классификация надстроек

Таблица 1

№№ п/п	Основные принципы действия	Конструктивные схемы	Примечание
1	Увеличение угла дифракции		За счет различного расположения полок в разном сочетании
2	Увеличение импеданса свободного ребра а)Звукопоглощением б) Изменением профиля свободного ребра		Расположение ЗПМ на свободном ребре с использованием сложного профиля (случайного или правильного)
3	Использованием интерференции в резонаторах		Резонаторы Гельмгольца и др.
4	Комбинированный		Принципы: звукопоглощение, увеличение угла дифракции, резонансное поглощение

Все надстройки могут быть сведены к четырем типам по принципу действия:

– увеличивающие угол дифракции (Г, Х, Y, Т – образные и др.) путем применения полок различного сочетания и расположения в пространстве;

– увеличивающие импеданс свободного ребра (ухудшающие прохождение дифрагированного звука) путем применения звукопоглощающих устройств и использованием ребра сложного профиля;

– использующие интерференцию звука в резонансных устройствах различных типов;

– комбинированные устройства в которых сочетается 2 и более из приведенных выше принципов (изменение угла дифракции, звукопоглощение на ребре, резонансное устройство).

Ниже рассмотрены работа и эффективность указанных в таблице 1.6 устройств.

В среднем по данным авторов [1-3] надстройки на свободное ребро увеличивают эффективность АЭ на 2-4 дБА

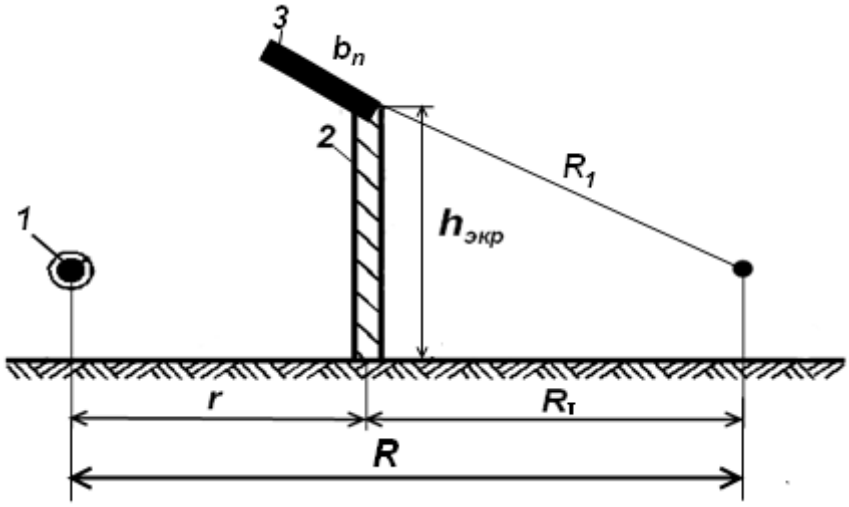


Рис. 1 Схема Г-образного транспортного АЭ: 1 – ИШ, 2 – АЭ, 3 – полка (надстройка на свободном ребре), 4 – РТ, 5 – поверхность.

$$\Delta L_{\text{экр}} = 10lg\frac{r^2 R_1}{(R_1+r)^2 r_0} + 10lg\frac{h_{\text{экр}}}{\lambda} + 10lg\frac{b_{\text{п}}}{\lambda} - 10lg\frac{1}{\beta^{\text{п}}_{\text{дифр}}} - 10\lg\big(1 - \alpha экр - 10\lg 1 - \alpha пов - 10lgarctgl экр2hэкр - 10lgarctgl экр2bп - 10lgarctgl экр2R1 + 10lgarctg\pi 3 - 6 \quad , \quad (1)$$

где $r_0 = 1$, $r -$ расстояние от источника шума до АЭ,м; R_1 – расстояние от свободного ребра АЭ до расчетной точки (РТ), м; h – высота экрана; λ – длина звуковой волны; $в_п$ – ширина полки Г-образного экрана, м.

Таким образом предложена классификация надстроек на свободном ребре экрана по принципу действия и конструктивному исполнению.

Предложен метод расчета Г- образного экрана, в котором учтены акустические и конструктивные свойства экрана, расположение его в

пространстве, а также конструктивные и акустические свойства Г-образной надстройки.

Литература

1. *Michalczyk, J., Wszolek, G.* Исследования эффективности акустических экранов типа «Лебедь». (Badaniaakustyczne ekranukomunikacyjnegotypu «Labedz».), llthInter. Cong. «Noise Control '98», 2-4 June, 1998, Warsaw, 1998, 447-452 (Польский, рез. английский), с 5, (РЖ «Шум», №5, 1999, 5.99.0436).
2. *Гойхман Л.В., Дьяков Ю.Я., Овчинников Б.Д., Пушкарев Е.И.* Шумозащитная панель: Пат. 2167983 Россия, МПК7 Е 04 В 1/86, 1/82. № 99107696/03; Заявл. 08.04.1999; Опубл. 27.05.2001. (Русский), с 12, (РЖ «Шум», №4, 2001, 01.12-99.440-П).
3. *Kankyo Kenkyu* Исследование нового типа барьера, защищающегого от шума. Environ. Res. Quart 2000;№ 119, с. 17-23 (Японский, рез. английский), с 7, (РЖ «Шум», №1, 2002, 02.03-99.031).
4. *Иванов Н.И., Семенов Н.Г., Тюрина Н.В.* Акустические экраны для снижения шума в жилой застройке, «Безопасность жизнедеятельности», апрель №4/2012, с. 1-24.

ОПТИМИЗАЦИЯ УСЛОВИЙ ТРУДА НА МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОМ ПРОИЗВОДСТВЕ ПО ШУМОВОМУ ФАКТОРУ

Парахин Д.В., Тюрин А.П.
ФГБОУ ВПО «Ижевский Государственный Технический Университет имени М.Т.Калашникова»
leon981@rambler.ru

Аннотация: Выполнен краткий анализ профессиональной заболеваемости по материалам Управления Роспотребнадзора по УР и условия труда на рабочих местах пультовщиков-операторов с доминирующим фактором шума на предприятии машиностроительного профиля ОАО «Ижметмаш». Предложен вариант снижения уровня звука внедрением бирезонансных сотовых конструкций в кабине пультовщиков, снижающих шумовой фактор до величины, соответствующей допустимым условиям труда. Обоснованные рекомендации позволяют улучшать условия труда пультовщиков-операторов в том числе на предприятиях машиностроительного профиля с технологическими циклами металлургии, в которых источником шума является внешне расположенное оборудование, станки, а защищаемым объектом – рабочее место в кабине оператора.

Ключевые слова: Рабочее место пультовщика, бирезонансные сотовые конструкции, уровень звука, коэффициент звукопоглощения, децибел.

В настоящее время большая часть производственных мощностей, задействованных на металлургических предприятиях в нашей стране, является оборудованием, введенным в эксплуатацию еще в XX веке, которое в текущем технологическом укладе является морально устаревшим и зачастую не отвечает современным нормам, предъявляемым законодательством в области охраны труда. Рост объема производства при использовании морально устаревшего оборудования сопровождается увеличением шумоизлучения, которое составляет приблизительно 5 дБА каждые 5-10 лет при использовании устаревшего оборудования.

Результаты анализа аудиометрических исследований показывают, что при работе в течение 20 лет в условиях уровня звука 95 дБА уже через 10 лет около 10% работающих могут получить профессиональное повреждение слуха. Кроме этого, общая заболеваемость в производственных помещениях с шумными технологическими процессами на 25% выше, чем в малошумных.

На основании материалов Управления Роспотребнадзора по УР за последние 7 лет в Удмуртской Республике зарегистрировано 215 случаев хронических профессиональных заболеваний у работников, в том числе у женщин – 61 (28 %).

Наибольшее количество заболеваний зарегистрировано на предприятиях металлургического производства, производства готовых металлических конструкций, машин и оборудования – 92 (43 %). На втором месте – предприятия сельского и лесного хозяйства – 45 (21 %), на третьем – учреждения здравоохранения и предоставления социальных услуг – 27 (13 %).

В структуре нозологических форм профессиональных заболеваний преобладают заболевания, связанные с воздействием физических факторов (нейросенсорная тугоухость, вибрационная болезнь) – 33 % (70 случаев), на втором месте заболевания, вызванные воздействием промышленных аэрозолей (силикоз, пневмокониоз) – 29 % (63), на третьем – заболевания, связанные с физическими перегрузками и перенапряжением отдельных органов и систем (полинейропатия, радикулопатия) – 19 % (41).

Анализ обстоятельств и условий формирования профпатологии у работников показал, что чаще всего заболевания возникали у лиц с длительным стажем работы при наличии несовершенства технологических процессов – в 36 % случаев. Далее следуют: конструктивные недостатки средств труда – 24 %, несовершенство рабочих мест – 18 %, профессиональный контакт с инфекционным агентом – 13 %, отсутствие, неприменение или несовершенство средств индивидуальной защиты – 8 %[1].

Мониторинг рабочей среды, проведенный на ОАО «Ижметмаш», подтвердил выводы, сделанные специалистами Роспотребнадзора по УР.

В ходе работы был исследован технологический процесс участка сталеплавления электросталплавильного цеха № 130. С учетом технологии производства работ было установлено, что превалирующим вредным фактором на участке является шум, основной источник которого - дуговая электросталеплавильная печь ДСП-25. В ходе исследования были выделено пять рабочих мест, непосредственно задействованных в процессе сталеплавления и находящихся вблизи источника шума (печь), подверженных его негативному воздействию (табл. 1).

Таблица 1

Классы условий труда в зависимости от шума

№	Наименование рабочей зоны (точки измерения)	Рабочее место	Фактор	Фактическое значение	Нормативное значение	Класс условий труда
1	Цех, участок электропечей	Старший мастер, занятый на горячем участке работ и на работах с вредными условиями труда	Эквивалентный уровень звука, дБА	87	80	3.2

2	Цех, участок электропечей	Сталевар электропечи	Эквивалентный уровень звука, дБА	97	80	3.3
3	Цех, участок электропечей	Подручный сталевара электропечи	Эквивалентный уровень звука, дБА	100	80	3.3
4	Цех, участок электропечей	Машинист завалочной машины 5 разряда	Эквивалентный уровень звука, дБА	90	80	3.2
5	Цех, участок электропечей	Машинист машины для ломки футеровки конвертеров и ковшей 4 разряда	Эквивалентный уровень звука, дБА	90	80	3.2
6	Цех, участок электропечей	Сталевар установки внепечной обработки стали 7 разряда	Эквивалентный уровень звука, дБА	76	80	2
7	Цех, участок электропечей	Машинист крана металлурги ческого производств а, занятый на горячих участках работ 4 разряда	Эквивалентный уровень звука, дБА	91	80	3.2
8	Цех, участок электропечей	Пультовщик электропечи	Эквивалентный уровень звука, дБА	83	80	3.2

В ходе контрольно-измерительных мероприятий установлено, что в основном рабочая среда всех работников по шумовому фактору относится к классу 3.2 по показателю «Эквивалентный уровень звука»[2]. При проведении работ использован анализатор шума и вибрации SVAN-949.

Технологический процесс в данном цехе является непрерывным. Основные звенья в технологической цепи в процессе плавления металла - сталевар и пультовщик электропечи. В процессе сталеплавления сталевар находится на площадке перед электропечью, а пультовщик располагается в специальном помещении - пультовой (рис.1).

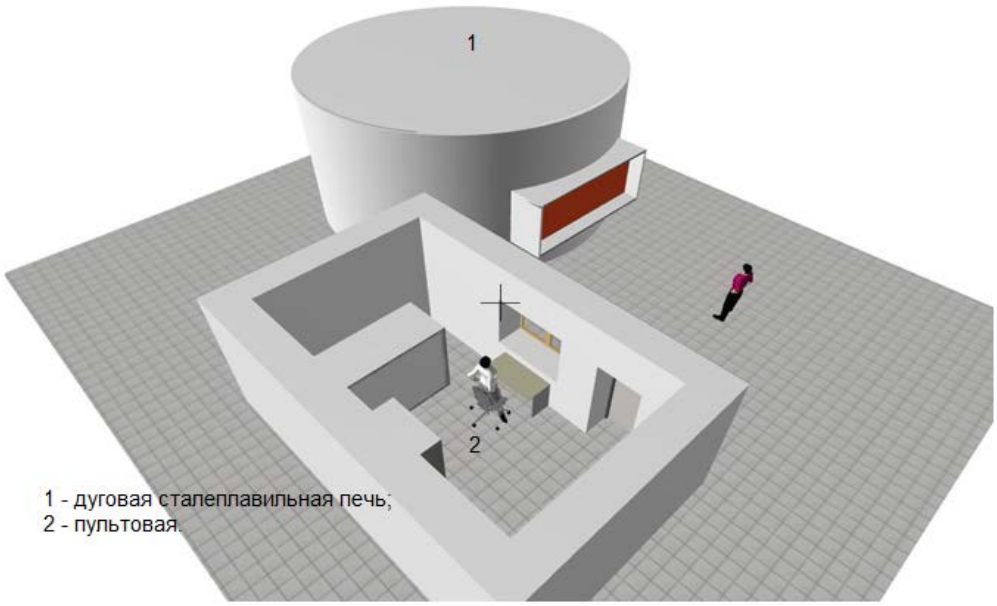


Рис.1. Участок электросталеплавильной печи

От пультовщика требуется максимальная концентрация на протяжении всего рабочего дня, так как оператор управляет предельно сложным механизмом дуговой электроплавильной печи (табл. 2).

Таблица 2

Технические параметры дуговой сталеплавильной печи

Параметры печи ДСП-25	Значение параметра
Номинальная емкость печи, т	25
Мощность печного трансформатора, МВА	15
	35
Высокое напряжение печного трансформатора, кВ	368-126
	23,6
Пределы вторичного напряжения печного трансформатора, В	400
	1250
Максимальный ток электрода, кА	
Диаметр графитированного электрода, мм	
Ход электродов, мм	

В условиях высокого уровня шума эта задача значительно усложняется. Оператор и сталевар на протяжении рабочей смены находятся в постоянном визуальном контакте. Визуальный контакт осуществляется через прозрачную оконную перегородку операторской пультовщика печи. Посредством невербальных техник общения сталевар передает пультовщику сигналы, при помощи которых пультовщик оптимизирует работу печи путем изменения параметров тока и расстояния электродов, таким образом, увеличивая или уменьшая дугу. Пультовщик, управляя печью, визуально снимает показания с приборов и при помощи речи передает их помощнику пультовщика, который заносит показания в специальный журнал, по данным которого отдел технического контроля

определяет оптимальные параметры среды внутри печи для выплавки наиболее качественного сплава. В соответствии с технологией работы пультовщика очень важно находиться в оптимальных условиях труда с точки зрения поддержания концентрации внимания на высоком уровне, чтобы наиболее адекватно оценивать и оперативно реагировать на сигналы сталевара и информацию, получаемую с контрольно-измерительных приборов управления печи.

Пультовщик, как и другие участники процесса плавления, находится в неблагоприятных условиях по шумовому фактору, а именно его рабочее место имеет класс условий труда равный 3.2.(табл. 1), что весьма затрудняет с физиологической точки зрения выполнение тех требований, которые предъявляются к пультовщику на рабочем месте, что, следовательно, может являться условием снижения качественного показателя работ.

В ходе исследования было установлено, что избыточный шум поступает в пультовую через конструктив пультовой: стены, оконный проём и дверь в связи с ее непосредственной близостью к источнику шума (печь).

В целях оптимизации рабочего места пультовщика принято решение об использовании шумопоглощающих панелей, разработанных с учетом требований, предъявляемых к отделочным материалам. В связи с тем, что операторская пультовщика по причине нахождения в ней контрольно-измерительных приборов и аппаратуры требует с определенной периодичностью влажной уборки для устранения пыли и других веществ, находящихся в воздухе рабочей зоны, при разработке панелей были использованы негорючие, влагоотталкивающие технологии, адаптированные для влажной уборки.

В ходе проведения работ установлено, что примерно 50% шума, проникающего в пультовую – это прямой шум, а оставшаяся часть – отраженный. Экспериментально выяснено, что в общей массе шум достаточно равномерно распределяется по пультовой и в равной мере фиксируется в любой точке пультовой. В связи с этим было принято решение о закреплении шумопоглощающих панелей по всем вертикальным поверхностям пультовой (стены и дверь).

В ходе эксперимента установлено, что отклонение от нормативных показателей происходит в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 500–2000 Гц (рис.2)

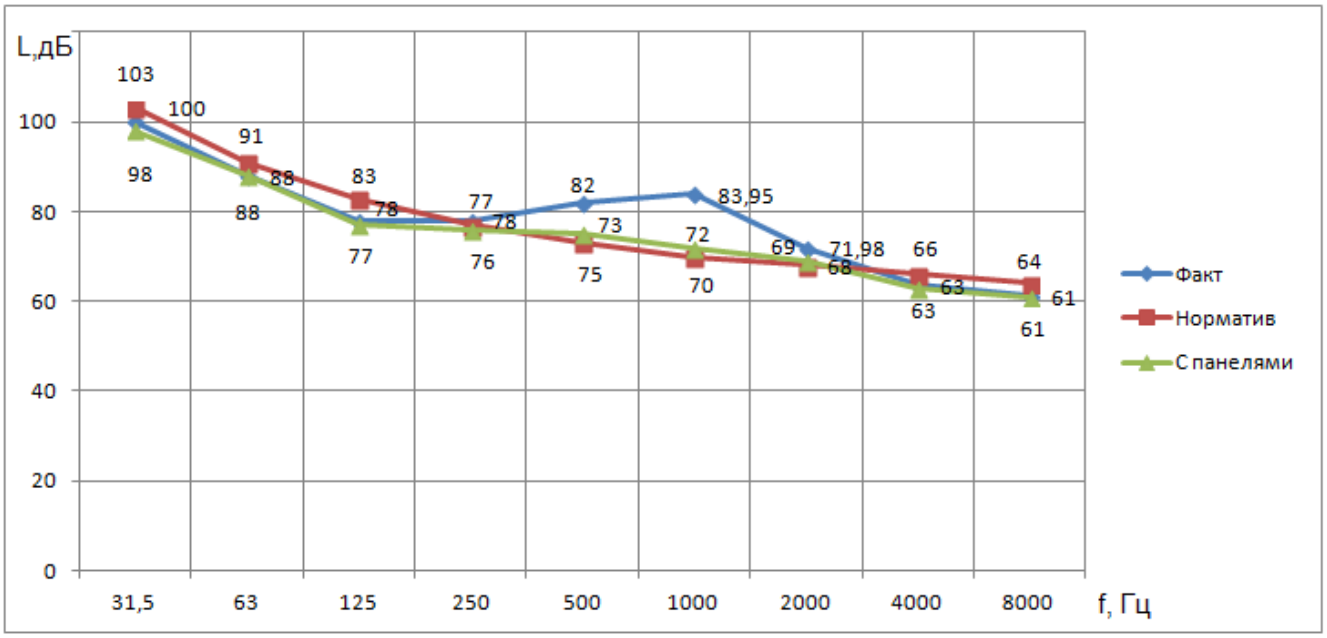


Рис. 2. Распределение звукового давления в пультовой

Шумопоглощающие свойства панелей достигаются за счет неоднородности, многослойности используемых материалов, а также перфорированной конфигурации. Поверхность панели изготовлена из гладкой полимерной пленки, что позволяет обеспечить наиболее равномерное поглощение звуковой волны на поверхности. Перфорированная конфигурация внутренней части панели позволяет рассеивать звуковую энергию при прохождении ее через тело панели. Использование неоднородной среды при использовании композиций слоев, обладающих разными акустическими свойствами, приводит к росту показателя волнового сопротивления среды и, как следствие, вызывает постоянное переотражение распространяющейся звуковой волны, увеличивая путь эффективного пробега волны, способствуя тем самым поглощению энергии звука и, как следствие, – снижению уровня шума в пультовой[3].

После установки шумопоглощающих панелей были произведены инструментальные замеры и получены показатели уровня звукового давления в пультовой (рис.2). Далее, используя расчетную формулу

$$L_{Aeq,T} = 10\lg\left(\frac{1}{T}\sum_{i=1}^{m} T_i \, 10^{L_{Aeq}, T_i/10}\right), \qquad (1)$$

где $L_{Aeq,T}$– эквивалентный уровень звука в интервале T_i; m – номер интервала,

было установлено, что при использовании шумопоглощающих панелей в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 500–2000 Гц происходит снижение звукового давления до нормативных, а показатель,

эквивалентный уровнь звука, снижается на 5 дБА и достигает значения 78 дБА, что в соответствии с требованиями ГОСТ 12.1.003-83 ССБТ «Шум. Общие требования безопасности» позволяет классифицировать рабочее место пультовщика с класса 3.2. на класс 2 условий труда по уровню шума.

Список литературы

1. *Доклад*«О состоянии профессиональной заболеваемости в Удмуртской Республике за период 2007- 2013 г.г.»: URL:http://18.rospotrebnadzor.ru/235/-/asset_publisher/N7Nh/ (дата обращения 02.02.2015).
2. *ГОСТ 12.1.003-83 ССБТ* «Шум. Общие требования безопасности».
3. *Ю.П. Щевьев*, *Е.Н. Осташевский*. Средства акустической обработки помещений: [учебное пособие] – СПб.: ООО «Типография «Береста», 2010. – 320с.
4. *СНиП 23-03-2003* «Защита от шума».

Исследования виброакустических параметров глушителя дизель-генератора магистрального грузового тепловоза

С.К. Петров[1], *А.Ю. Олейников*[1], *А.А. Лубянченко*[1].
[1]Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург,
s.k.petrov@mail.ru
alexey.ole@gmail.com
anna.voenmeh@gmail.com

Аннотация: В данной статье освещены результаты экспериментального исследования виброакустических параметров глушителя системы выпуска дизель-генератора тепловоза. Приведены результаты определения акустической эффективности глушителя экспериментальным путем, проведена сравнительная оценка результатов измерения параметров вибрации с различными действующими в РФ нормами. Определена связь между уровнями вибрации элементов конструкции глушителя шума и его вибропрочностью, предложен один из возможных критериев диагностирования работоспособности глушителя шума.

Ключевые слова: Глушитель шума выпуска выхлопных газов, акустическая эффективность, виброускорение, виброскорость, виброперемещение.

Настоящая работа посвящена экспериментальным исследованиям виброакустических параметров глушителя дизель-генератора магистрального грузового тепловоза 2ТЭ25А «Витязь». Тепловозы этого типа широко используются в настоящее время для грузовых перевозок в РФ. Исследования, включающие в себя оценку уровней шума и вибрации глушителя системы выпуска серийного тепловоза 2ТЭ25А «Витязь», проводились по причине неудовлетворительной вибропрочности конструкции штатного глушителя, выявленной в процессе эксплуатации тепловоза. Кроме того, с учетом возросшего в последние годы внимания к экологическим аспектам эксплуатации железнодорожного транспорта для разработчиков железнодорожной техники актуальными становятся задачи снижения уровня воздействия на окружающую среду, в том числе, снижение уровней шума.

Главным источником шума и вибрации любого тепловоза является силовая установка. Если не рассматривать шум, возникающий при движении локомотива от взаимодействия между ним и путём, то основными группами источников шума и вибрации тепловоза с электрической передачей являются основное оборудование (дизель-генераторная установка и ее системы, тяговые электродвигатели, тяговые редукторы и пр.) и такое вспомогательное оборудование, как вентиляторы, тормозной компрессор,

редукторы, насосы и пр. Наибольший вклад в общий шум тепловоза характерен для шума выпуска выхлопных газов дизеля.

Возмущения, генерируемые дизелем, имеют следующие [1] особенности:

- периодическая повторяемость возмущений в результате взаимосвязанности рабочих и динамических процессов в дизеле и их общая зависимость от частоты вращения коленчатого вала, тактности рабочего цикла, числа цилиндров и др.;
- дискретный характер спектра частот возмущений;
- существенная разница интенсивностей колебаний различных источников, при том, что большинство источников являются одновременно возбудителями механических и акустических колебаний.

Располагая необходимыми сведениями о рабочих и динамических процессах, а также техническими характеристиками дизель-генераторной установки, можно объяснить происхождение отдельных дискретных составляющих спектров шума и вибрации.

Главным назначением глушителя шума выпуска двигателя является способность «преграждать путь» шуму, создавая при этом минимальное сопротивление потоку выхлопных газов. Как следствие, при разработке конструкции любого глушителя шума необходимо учитывать эти противоречивые требования, оптимизируя соотношение технических решений, продиктованных ими.

Основными характеристиками глушителей шума являются [2]:

- акустическая эффективность (снижение шума);
- потери давления (противодавление, гидравлическое сопротивление) в глушителе.

Акустическая эффективность глушителя (в децибелах) определяется выражением

$$\Delta L_{ГЛ} = L_{ТР} - L_{ГЛ}$$

где $L_{ТР}$- уровни звукового давления в октавных или третьоктавных полосах частот, измеренные у конца замещенного воздуховода, заменяющего глушитель (его длина равна длине глушителя); $L_{ГЛ}$– те же величины, измеренные у выходного патрубка глушителя. Акустическую эффективность глушителя можно также определять, как снижение глушителем уровня звуковой мощности.

Исследования системы выпуска силовой установки в нашем случае проводились для тепловоза 2ТЭ25А с дизель-генератором 21-26ДГ-01. Одной из целей исследований являлось экспериментальное определение и анализ уровней шума и вибрации выпускной системы для использования этих данных при последующей оптимизации конструкции системы выпуска тепловоза, в частности, для доработки её основной составной части – глушителя шума выпуска.

Исследуемый тепловоз имеет несколько фиксированных режимов работы двигателя, которым соответствуют определенные позиции

контроллера в кабине машиниста: режим холостого хода работы двигателя, которому соответствует положение контроллера «0», и 15 режимов работы двигателя (в диапазоне мощностей от 160 кВт до 2500 кВт), каждому из которых соответствуют позиции контроллера от «1» до «15».

Исследования проводились для четырех фиксированных режимов работы двигателя (позиций контроллера): холостой ход (0), минимальные обороты (1), средний режим (7), максимальные обороты (15).

Рабочие параметры двигателя для данных режимов приведены в таблице 1.

Таблица 1

Рабочие параметры двигателя

Позиция контроллера	**Наименование параметра**		
	Мощность дизеля, кВт	**Частота вращения ротора турбокомпрессора, об/мин**	**Расход выпускных газов, кг/с**
0	-	1410	0,64
1	160	2430	0,76
7	970	12300	1,67
15	2500	22440	4,4

Испытания проводились на следующих состояниях системы выпуска: с установленным штатным глушителем и без глушителя шума. При испытаниях «без глушителя» последний заменялся прямолинейным трубопроводом выпуска, или т.н. замещающим трубопроводом, направленным вертикально вверх. Положение среза трубопровода соответствовало по высоте срезу выхлопных отверстий штатного глушителя.

В ходе измерений определялись параметры вибрации в трех осях координат для различных точек измерения на корпусе глушителя, уровень звукового давления УЗД (дБ), уровень звука УЗ (дБА), уровень звуковой мощности УЗМ (дБ, дБА).

Измерения шума выхлопа при испытаниях со штатным глушителем проводились в шести точках на сферической измерительной поверхности радиусом 1 м (рис. 1). Измерения шума выхлопа при испытаниях без глушителя (с замещающим трубопроводом) проводились в четырех точках, расположенных на расстоянии 1 м от среза выхлопной трубы (рис. 2), точки располагались на условных линиях, образующих с осью выхлопа угол 30° так, чтобы поток выходящих газов не попадал на измерительный микрофон. Для правильного расположения микрофонов на измерительной поверхности была разработана специальная система позиционирования.

Измерения проводились в соответствии с требованиями ГОСТ Р 50951-96 и ГОСТ Р 51401-99 на открытой производственной площадке. Для проведения измерений применялись: шумомер - анализатор спектра Октава

110А и 5-ти канальная система PULSE 3560B производства фирмы «Брюль и Къер».

По результатам измерений были вычислены уровни звуковой мощности, усредненные по измерительной поверхности.

За акустическую эффективность глушителя ($\Delta L_{Wг}$) был принят экспериментальный результат, полученный как разность:

$$\Delta L_{Wг} = L_{Wm} - L_{Wг},$$

где L_{Wm} – уровни звуковой мощности, полученные в измерительных точках при измерениях замещающего трубопровода с диаметром равным входному диаметру глушителя, дБ (дБА);

$L_{Wг}$ – уровни звуковой мощности, полученные в измерительных точках испытываемой модели глушителя, дБ (дБА).

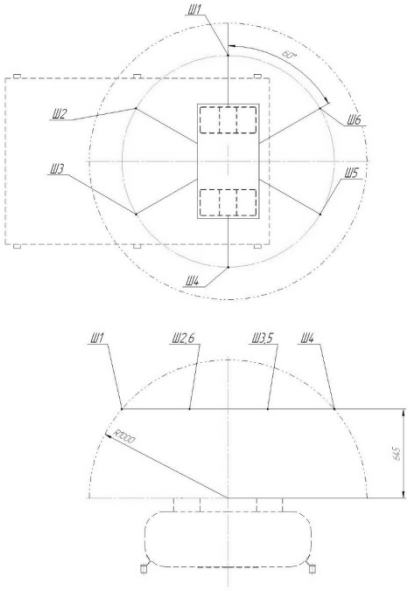


Рис. 1. Схема расположения точек измерения при установленном штатном глушителе

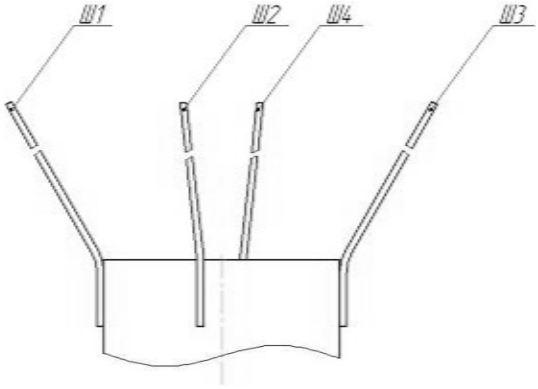


Рис. 2. Схема расположения точек измерения при установленном замещающем трубопроводе

Согласно устоявшейся теории инженерной акустики [2] шум на срезе выхлопной трубы формируют два различных процесса. Низкочастотная и среднечастотная части спектра (до 500 Гц) генерируются процессами, происходящими в камерах сгорания. Этот шум проходит через выпускные клапаны двигателей внутреннего сгорания (ДВС), идет по выпускной трубе и на выходе достигает на отдельных частотах 110-120 дБ. Частоты, которым соответствует максимальное излучение звука, связаны с частотой работающего двигателя и его гармониками 2 – 10-го порядков. Высокочастотная часть спектра, начиная с октавной полосы со среднегеометрической частотой 1000 Гц, в большей степени характеризует процесс истечения газов из выхлопной трубы.

Согласно акустической аналогии Лайтхилла, шум, генерируемый турбулентными потоками, по физическим механизмам можно разложить на «собственный» и «сдвиговый». «Собственный» шум обусловлен турбулентными пульсациями газодинамических параметров, а «сдвиговый» – наличием средней градиента скорости потока. Эти составляющие определяются пульсационными и средними значениями газодинамических параметров в каждом сечении потока (скорость, давление, температура и др.).

В таблице 2 приведены экспериментальные значения уровней звуковой мощности при установленном в системе выпуска штатном глушителе шума.

Таблица 2.

Результаты измерений уровней звуковой мощности штатного глушителя

Режим (позиция контроллера)	**Эквивалентные уровни звуковой мощности, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**										**Корректированные по А эквивалентные уровни звуковой мощности, дБА**
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	
0	117,4	111,2	99,2	90,1	87,3	80,3	76,7	73,0	67,7	57,7	90,2
1	122,7	117,1	104,7	97,3	93,5	88,3	90,0	86,6	80,9	71,6	98,2
7	127,5	126,2	117,7	114,0	103,2	98,7	101,3	99,7	98,1	82,9	110,3
15	122,9	129,5	127,8	114,3	112,0	108,0	107,6	106,4	100,5	106,7	116,2

В таблице 3 приведены экспериментальные значения уровней звуковой мощности при установке замещающего трубопровода.

Таблица 3

Результаты измерений уровней звуковой мощности замещающего трубопровода

Режим (позиция контроллера)	**Эквивалентные уровни звуковой мощности, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**										**Корректированные по А эквивалентные уровни звуковой мощности, дБА**
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	
0	110,2	113,8	98,2	82,5	84,4	88,0	83,5	81,3	79,6	71,5	92,5
1	115,2	125,4	103,0	93,4	90,9	93,9	96,2	93,4	90,5	78,2	102,6

7	123,7	130,7	114,0	107,3	107,3	105,4	107,0	106,9	115,7	96,7	117,7
15	122,4	133,7	124,4	115,6	113,9	112,6	110,8	111,5	113,4	128,0	123,8

В таблице 4 приведены результаты измерений эффективности штатного глушителя тепловоза.

Таблица 4

Эффективность штатного глушителя

Режим (позиция контроллера)	**Эффективность глушителя, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами Гц**										**Корректированная по А эффективность, дБА**
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	
0	-7,2	2,6	-1,0	-7,7	-3,0	7,7	6,8	8,2	11,9	13,8	2,3
1	-7,6	8,3	-1,7	-3,9	-2,6	5,6	6,1	6,8	9,6	6,6	4,5
7	-3,8	4,4	-3,6	-6,7	4,1	6,7	5,7	7,1	17,7	13,9	7,4
15	-0,5	4,2	-3,4	1,3	1,9	4,6	3,1	5,1	12,9	21,3	7,6

Рис. 3. Эффективность глушителя выпуска выхлопных газов на различных режимах работы двигателя (положениях контроллера)

Результаты обработки данных, полученных при измерениях параметров шума, свидетельствуют о сравнительно низкой эффективности штатного глушителя системы выпуска тепловоза 2ТЭ25А на исследованных режимах работы дизель-генератора 21-26ДГ-01. В отдельных октавных полосах на низких частотах штатный глушитель не соответствует своему

назначению, выступая как резонатор, усиливающий шум выхлопной системы тепловоза.

Измерения параметров вибрации на каждом из режимов производились в измерительных точках, согласно разработанной методике измерений (рис. 4).

Повышенный уровень вибрации конструкции глушителя обусловлен, в первую очередь, пульсационным характером истечения выхлопных газов, нестационарностью течения, высокой степенью турбулизации газового потока, очень неравномерным распределением газодинамических параметров потока выхлопных газов по объему глушителя.

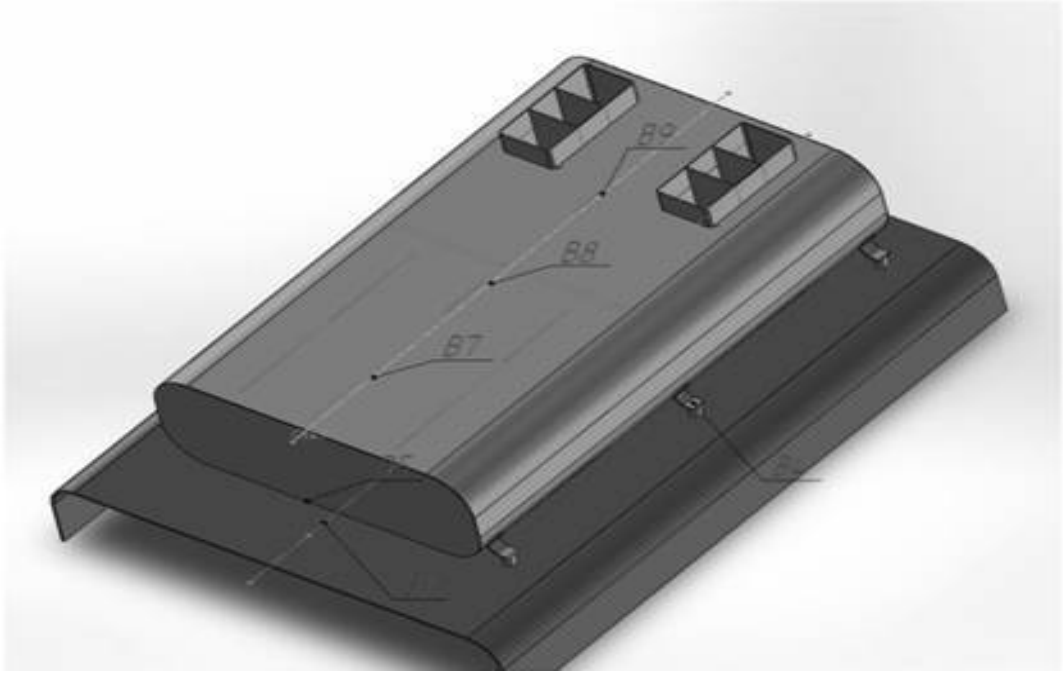


Рис. 4. Расположение точек измерения на корпусе глушителя

Ниже приведены некоторые результаты измерений параметров вибрации при работе дизель-генератора тепловоза на максимальном режиме работы - режиме 15, в отдельных измерительных точках на корпусе глушителя. Измеренные значения параметров вибрации конструкции штатного глушителя шума приведены для измерительных точек В7, В8 и В9, расположенных на верхней стенке глушителя (возрастание нумерации точек соответствует направлению потока выхлопных газов) на продольной оси симметрии камеры глушителя.

Таблица 5 Виброускорения в точках В7-9 по оси Z на режиме «15»

	Значение виброускорения,		
f, Гц	Точка В7	Точка В8	Точка В9
16	0,27	0,36	0,42
31,5	2,74	4,80	10,45
63	16,21	13,05	14,10

Таблица 6 Виброскорости в точах В7-9 по оси Z на режиме «15»

	Значения виброскорости, м/с		
f, Гц	Точка В7	Точка В8	Точка В9
16	2,33E-	3,12E-	3,71E-03
31,5	1,13E-	1,93E-	4,07E-02
63	4,52E-	3,62E-	4,29E-02

125	18,62	12,04	15,14
250	3,25	8,91	9,31
500	1,67	2,65	9,01
1000	2,53	3,57	9,21
2000	6,11	7,25	3,37
4000	6,15	6,35	2,42
8000	6,06	6,26	3,87
1600	56,71	26,78	53,00

125	2,88E-	1,71E-	2,13E-02
250	2,31E-	6,43E-	6,10E-03
500	5,06E-	8,80E-	2,62E-03
1000	4,14E-	5,72E-	1,69E-03
2000	4,42E-	5,10E-	2,81E-04
4000	2,99E-	2,94E-	1,05E-04
8000	1,13E-	1,21E-	6,84E-05
1600	6,12E-	2,87E-	5,77E-04

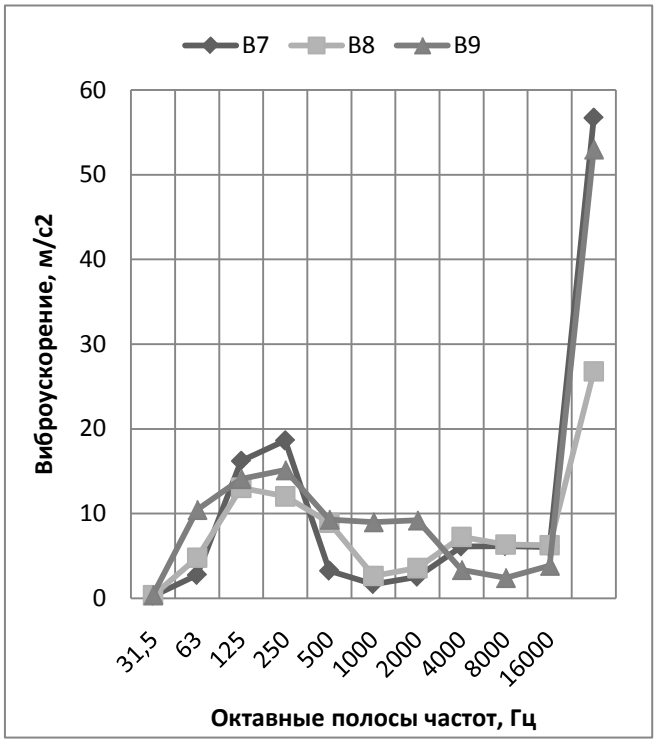


Рис. 5 Значения виброускорений по оси Z в точках В7-9 на режиме «15»

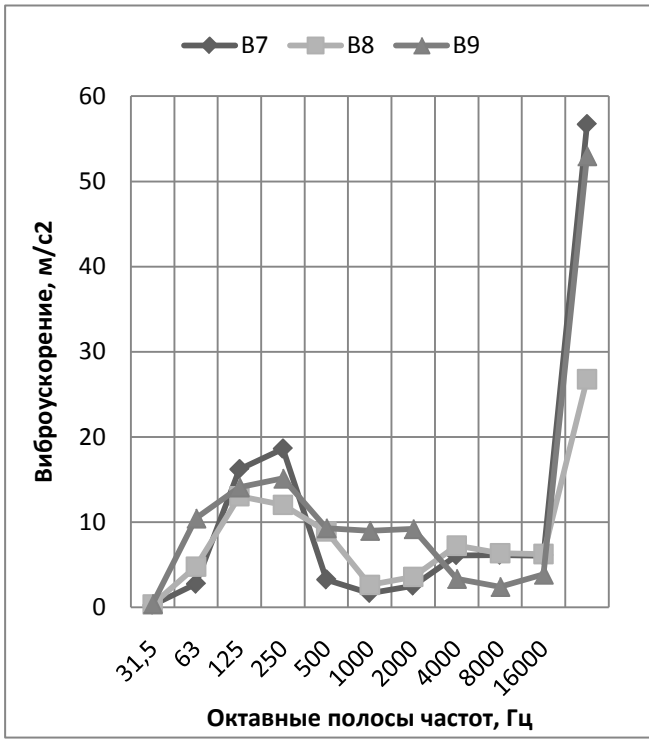


Рис. 6 Значения виброскоростей по оси Z в точках В7-9 на режиме «15»

Таблица 7

Виброперемещения в точах В7-9 по оси Z на режиме «15»

	Значения виброперемещений, м		
f, Гц	Точка В7	Точка В8	Точка В9
16	2,06E-05	2,73E-05	3,24E-05
31,5	4,24E-05	7,15E-05	1,51E-04
63	1,30E-04	1,05E-04	1,32E-04
125	4,34E-05	2,50E-05	3,06E-05
250	1,68E-06	4,35E-06	4,29E-06
500	1,68E-07	3,14E-07	8,16E-07
1000	7,19E-08	9,88E-08	3,32E-07
2000	3,52E-08	3,95E-08	2,57E-08
4000	1,49E-08	1,43E-08	4,84E-09
8000	2,29E-09	2,48E-09	1,33E-09
16000	6,70E-09	3,15E-09	6,40E-09

Наибольшие абсолютные значения параметров вибрации визмерительных точках на корпусе штатного глушителя на исследованных режимах работы дизель-генератора отмечены в низкочастотной части спектра (менее 250 Гц), достигая своих максимальных значений в октавах 31,5 Гц, 63 Гц. Для режима максимальной нагрузки, характерным является появление высокочастотной составляющей вибрации для отдельных измерительных точек.

Параметры вибрации для таких сложных в конструктивном плане изделий, как глушители шума выпуска ДВС, не нормируются. Авторами была предпринята попытка проведения сравнительного анализа результатов измерения таких параметров вибрации исследуемого глушителя, как виброперемещение и амплитуда виброперемещения, с широко применяемыми в настоящее время в промышленности*Нормами вибрации трубопроводов технологического газа компрессорных станций (КС) с центробежными нагнетателями* [10] и *Нормами вибрации технологических стальных трубопроводов* [11].

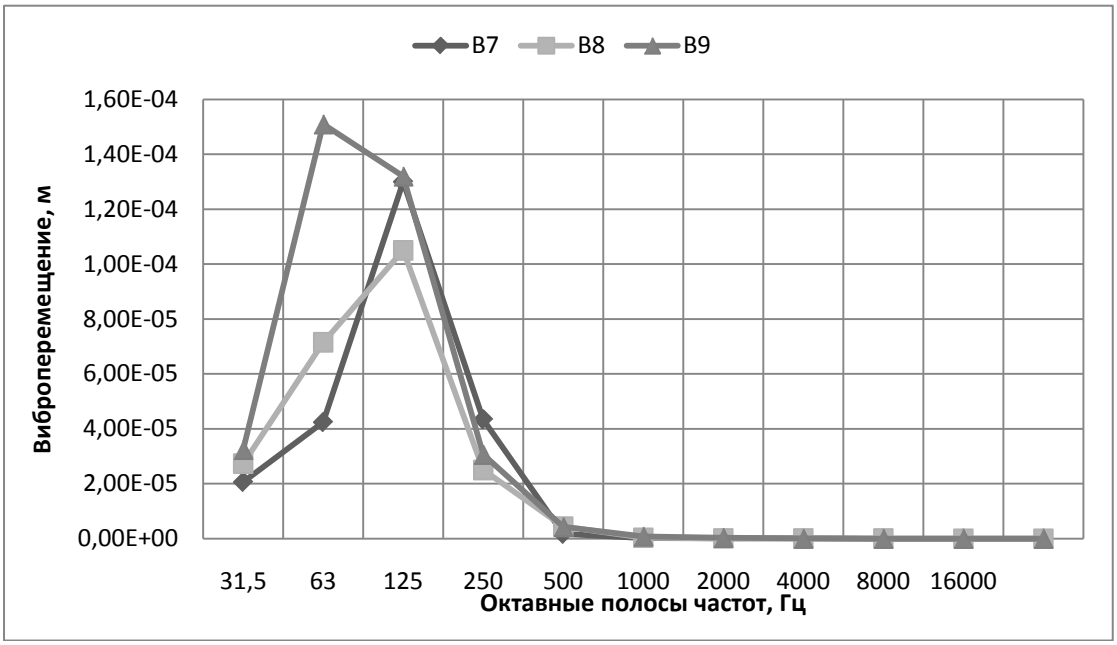


Рис. 7 Значений виброперемещений по оси Z точек В7-9 на режиме «15»

Согласно *Норм вибрации технологических стальных трубопроводов* [11],вибрации трубопроводов нормируются по амплитуде виброперемещений в зависимости от частоты вибраций. Нормируются вибрации трубопроводов в диапазоне частот до 60 Гц.

В нормах определены четыре опорных уровней вибрации: I уровень – расчетный при проектировании; II уровень – допускаемый при эксплуатации; III уровень – требующий исправления, реконструкции системы; IV уровень– уровень появления аварийных ситуаций.

Результаты сравнения значений виброперемещений по оси Z в трех точках (В7 - В9) на верхней стенке глушителя на различных режимах работы дизель-генератора с нормами вибрации [11] представлены на рис. 11 - 13.

Нормы вибрации [11] применительно к исследуемому глушителю дают менее объективную оценку его состояния при эксплуатации: только для режима 7 при единственной частоте 40Гц (соответствует рассчитанной собственной частоте конструкции глушителя) видно «попадание» параметров вибрации в зону III уровня, требующего доработки конструкции.

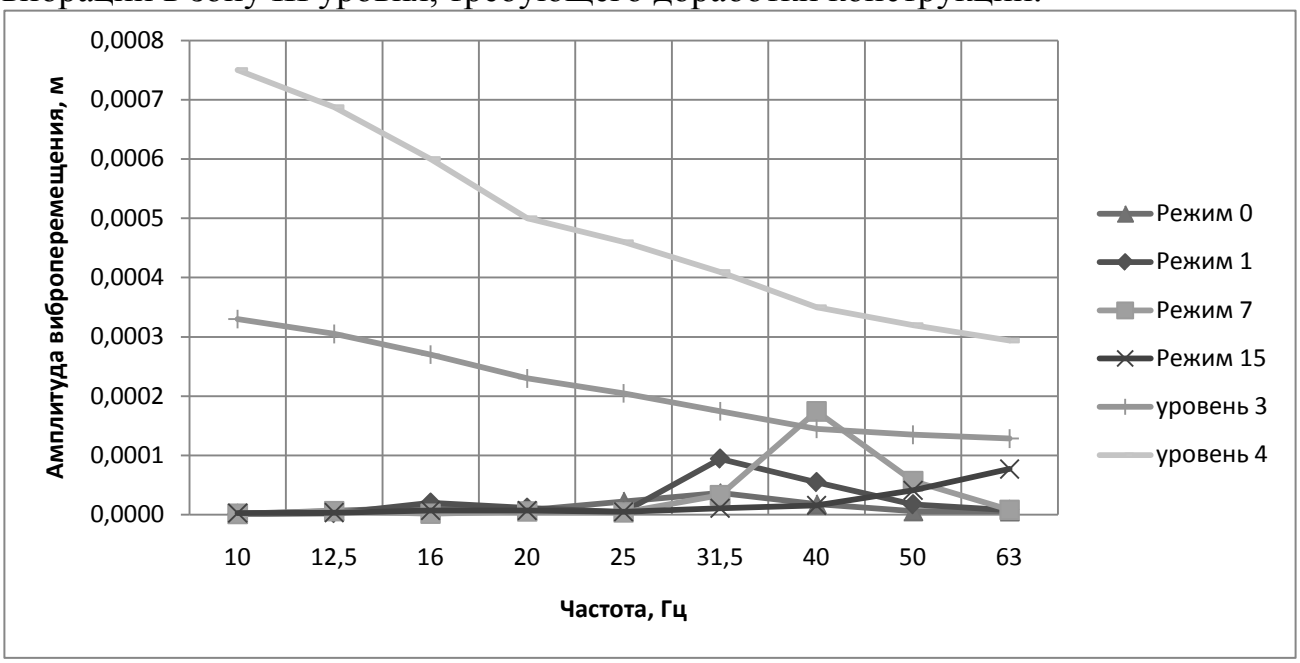


Рис. 8 Сравнение значений амплитуды виброперемещений в точке В7 на различных режимах работы дизель-генератора с нормами [11]

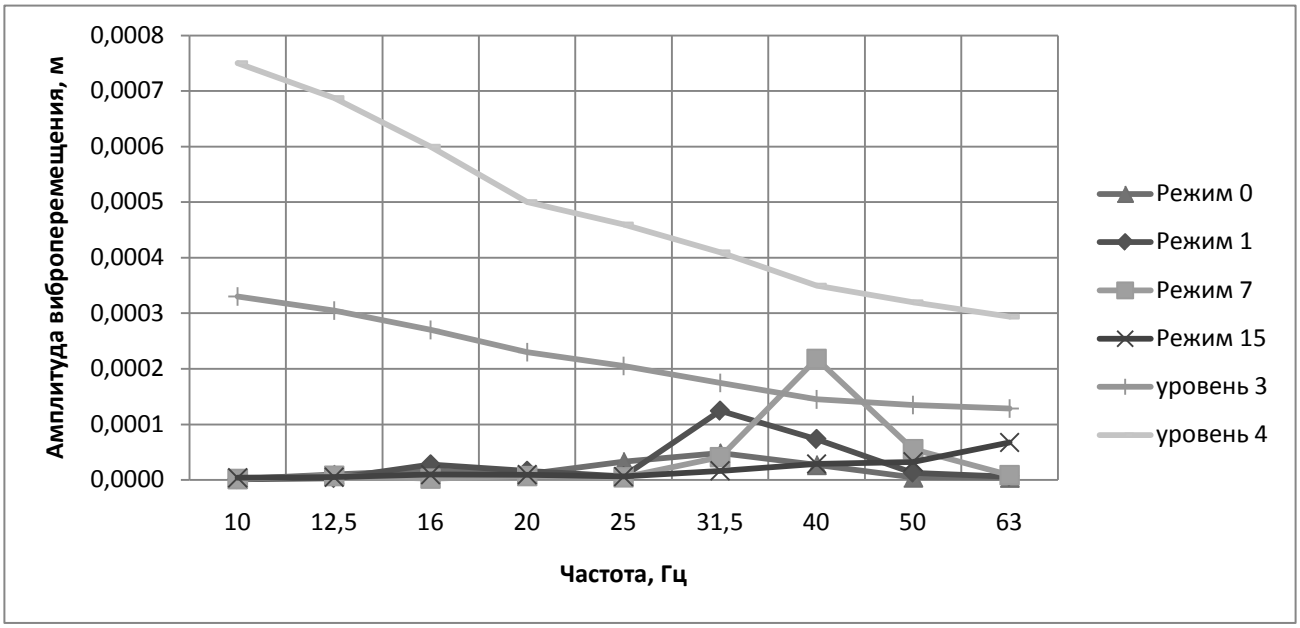


Рис. 9 Сравнение значений амплитуды виброперемещений в точке В8 на различных режимах работы дизель-генератора с нормами [11]

Нормы вибрации трубопроводов технологического газа компрессорных станций (КС) с центробежными нагнетателями [10] определяют четыре уровня оценок вибраций:

- уровень вибраций с оценкой А является максимально допустимым уровнем при приемочных испытаниях КС и характеризует технически исправную трубопроводную систему и ее опорной конструкцией;

- уровень вибрации с оценкой В является максимально допустимым уровнем при нормально режимной эксплуатации КС, (превышение этого уровня при стационарном технологичном режиме означает развитие дефекта в системе трубопровод–опоры);

- уровень вибрации с оценкой С требует проведения диагностических работ с целью разработки рекомендаций по реконструкции трубопроводной системы и ее реализации;

- уровень вибрации с оценкой D характеризует аварийное состояние трубопроводов и их опорных систем, (превышение этого уровня может привести к усталостным разрушениям элементов трубопровода).

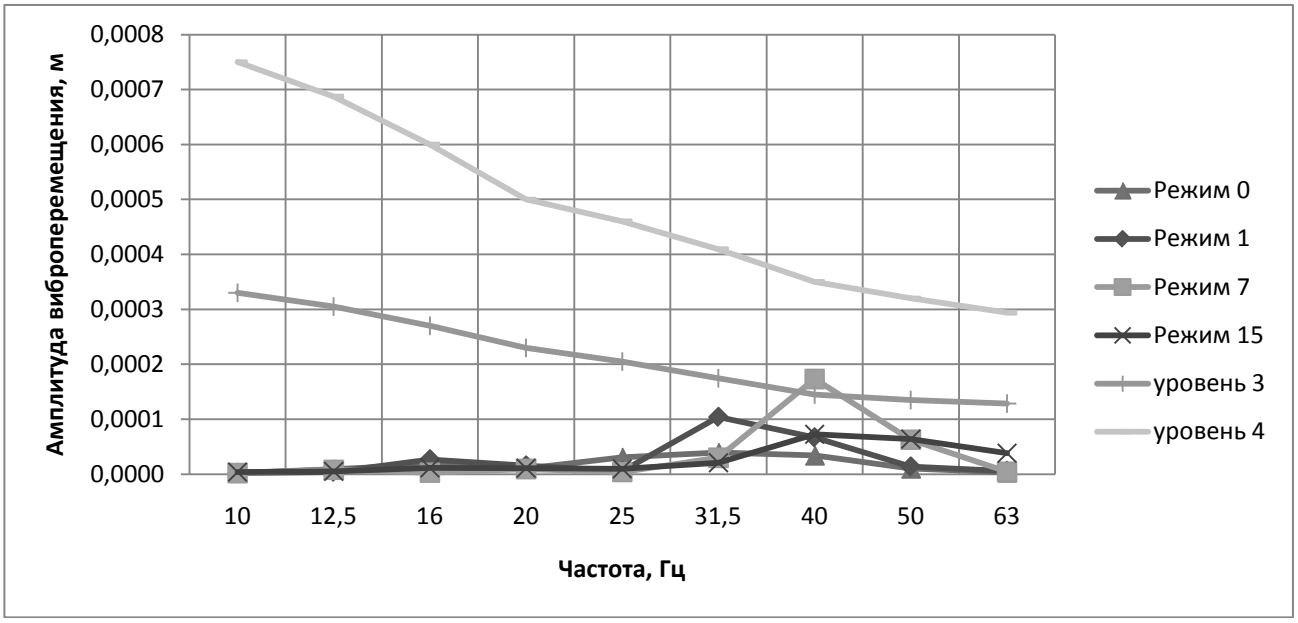


Рис. 10 Сравнение значений амплитуды виброперемещений в точке В9 на различных режимах работы дизель-генератора с нормами [11]

Техническое состояние трубопровода и его опорной системы классифицируют следующим образом: зона А – хорошее; зона В – удовлетворительное; зона С – допустимое, но требует улучшение (неудовлетворительное); зона D – недопустимое.

Диагностическим параметром при нормировании вибрации трубопроводов выбирается среднеквадратическое значение виброперемещения Se и собственная частота участка трубопровода в направлении измерения вибраций, как величина интегрально отражающая конфигурацию трубопровода и условия его закрепления.

Результаты сравнения значений виброперемещений по оси Z в трех точках (В7 - В9) на верхней стенке глушителя на различных режимах работы дизель-генератора с нормами вибрации [10] приведены на рис. 11 - 13.

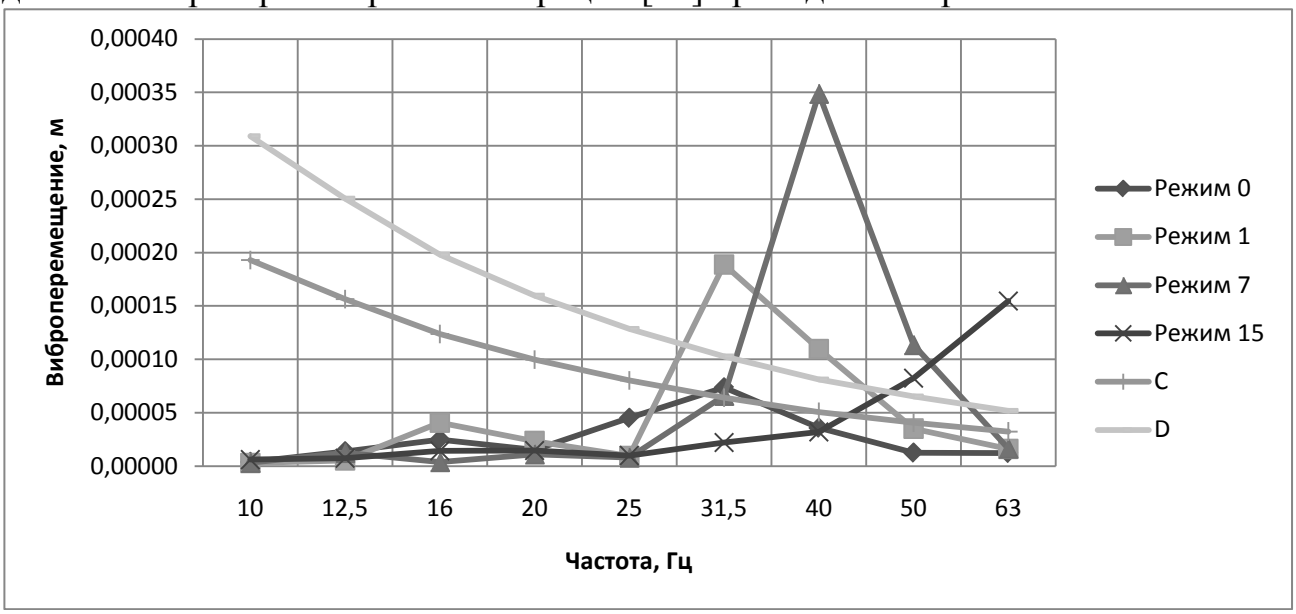


Рис. 11 Сравнение значений виброперемещений в точке В7 на различных режимах работы дизель-генератора с нормами [10]

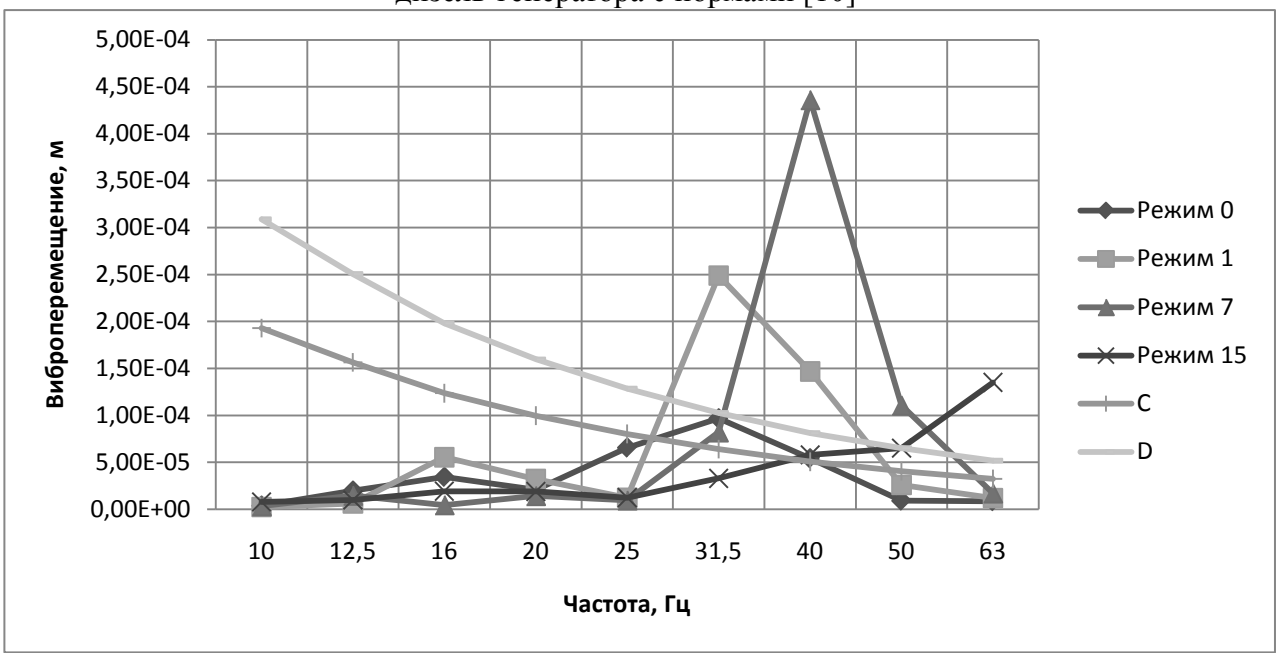


Рис. 12 Сравнение значений виброперемещений в точке В8 на различных режимах работы дизель-генератора с нормами [10]

Из приведенных рисунков следует, что на режимах 1-7 работы дизель-генератора виброперемещения, измеренные во всех точках на верхней стенке глушителя в диапазоне частот от 31,5 до 50 Гц, превышают нормы и находятся в зоне D – недопустимое виброперемещение. Таким образом, разрушение отдельных корпусных деталей глушителя шума выпуска выхлопных газов, наблюдаемое в процессе эксплуатации исследованного тепловоза, согласно норм [10] является неизбежным из-за недопустимого уровня виброперемещений конструкции.

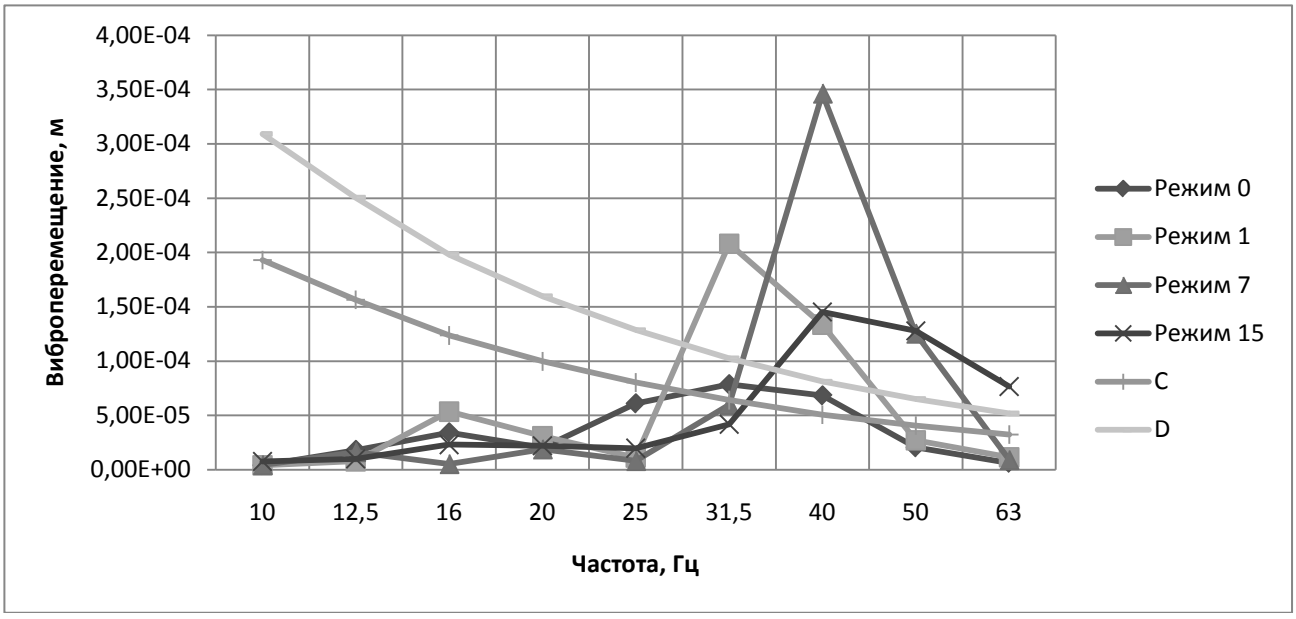


Рис.13 Сравнение значений виброперемещений в точке В9 на различных режимах работы дизель-генератора с нормами [10]

Выводы:

Результаты исследования свидетельствуют о необходимости доработки конструкции глушителя шума выпуска выхлопных газов с целью снижения параметров вибрации. В ходе доработки требуется оптимизировать конструкцию глушителя, исходя из условия её соответствия требованиям по вибропрочности, по уровню шумности, по величине создаваемого противодавления в широком диапазоне параметров потока выхлопных газов на различных режимах работы дизель-генератора.

Сравнение значений параметров вибрации корпуса глушителя, определенных экспериментальным путем, с рекомендациями, содержащимися в нормах [10, 11], свидетельствуют о возможности применения указанных норм для ориентировочной оценки вибросостояния и диагностирования вибропрочности сложных корпусных конструкций в процессе их эксплуатации.

Список литературы

1. Способы защиты от шума и вибрации железнодорожного подвижного состава. Под ред. Г.В. Бутакова. М., «Транспорт», 1978, 231с. Авт.: И.И. Балтер, А.М. Березовский, Г.В. Бутаков и др.

2. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник / Н.И. Иванов. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Логос, 2013. – 432с.

3. Некоторые результаты исследования глушителей шума выпуска ДВС путем натурных испытаний. Лубянченко А.А., Петров С.К. Сборник трудов III Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита населения от повышенного шумового воздействия», 22-24 марта 2011 г., Санкт-Петербург, с.637-643.

4. ГОСТ Р 50951-96. «Внешний шум магистральных и маневровых

тепловозов. Нормы и методы измерений»;
5. ГОСТ 31324-2006. «Шум. Определение характеристик глушителей при испытаниях на месте установки»;
6. ГОСТ Р 51401-99. «Шум машин. Определение уровней звуковой мощности источников шума по звуковому давлению. Технический метод в существенно свободном звуковом поле над звукоотражающей плоскостью»;
7. ГОСТ Р 54061-2010. «Подвижной состав. Акустика. Измерение внешнего шума»;
8. ГОСТ ИСО 8002-99. «Вибрация. Вибрация наземного транспорта. Представление результатов измерений»;
9. ГОСТ Р 53577-2009. «Вибрация. Измерения вибрации, передаваемой машиной
10. Нормы вибрации трубопроводов технологического газа компрессорных станций с центробежными нагнетателями, Мин. газовой промышленности, М., 1985.
11. РТМ 38.001-94. Указания по расчету на прочность и вибрации технологических стальных трубопроводов. Управление департамента нефтепереработки Минтопэнерго РФ, 1994.

Оптимизация конструкции глушителя дизель-генератора магистрального грузового тепловоза

С.К. Петров[1], А.Ю. Олейников[1], А.А. Лубянченко[1], И.С. Толоконников[2], М.С. Яковчук[1].
[1]Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург,
[2]LGElectronicsRussiaR&DLab,
s.k.petrov@mail.ru
alexey.ole@gmail.com
anna.voenmeh@gmail.com
r_shuhart@mail.ru
mihailyakovchuk@gmail.com

Аннотация: В данной статье освещены результаты апробации методики оптимизации конструкций глушителей выпуска высокотемпературных и высокоскоростных газов при модернизации промышленного образца глушителя. Проведена сравнительная оценка виброакустических параметров исходной и модернизированной конструкций глушителя по результатам испытаний в составе системы выпуска тепловоза.

Ключевые слова: Глушитель шума выпуска выхлопных газов, акустическая эффективность, виброускорение, виброскорость, виброперемещение, ANSYS Fluent.

Данная работа посвящена апробации методики оптимизации конструкций глушителей выпуска высокотемпературных и высокоскоростных газов при модернизации реального промышленного образца глушителя. В настоящей работе приведены результаты параметрического исследования и целенаправленных комплексных действий по улучшению конструкции глушителя шума выпуска дизель-генератора магистрального грузового тепловоза. Экспериментальному исследованию виброакустических параметров исходного образца глушителя была посвящена работа [1].Исходная конструкция глушителя шума системы выпуска представлена на рис. 1 и представляет собой расширительную камеру объемом 0,697 м3, в которою под прямым углом входитцилиндрический патрубок диаметром 350 мм от турбины дизельного двигателя.Выход из глушителя выполнен в виде двух патрубков прямоугольного сеченияразмерами 185х400 мм каждый. Над входным отверстием на верхней стенке камеры глушителя установлен v-образный рассекатель потока.

По результатам экспериментального исследования [1] виброакустические параметры исходной конструкции глушителя шумы были признаны неудовлетворительными. Для определения причин неудовлетворительной работы исходной конструкции авторами были проведены расчеты

механических параметров её геометрической модели, представленной на рис. 2 и газодинамические расчеты параметров потока выпускных газов.

Газодинамический расчет параметров потока выпускных газов внутри глушителя и в выходном сечении проводился для четырех режимов истечения, для тех же режимов работы дизель-генератора тепловоза, которые исследовались ранее [1] экспериментальным путем:

- режим холостого хода работы двигателя (положение контроллера в кабине машиниста «0»,расход выпускных газов 0,64кг/с);
- режим минимальной мощности (положение «1», мощность дизеля 160 кВт, расход выпускных газов 0,76кг/с);
- «средний режим» (положение «7», мощность дизеля 970 кВт, расход выпускных газов 1,67кг/с);
- «максимальный режим» (положение «15», мощность дизеля 2500 кВт, расход выпускных газов 4,4 кг/с).

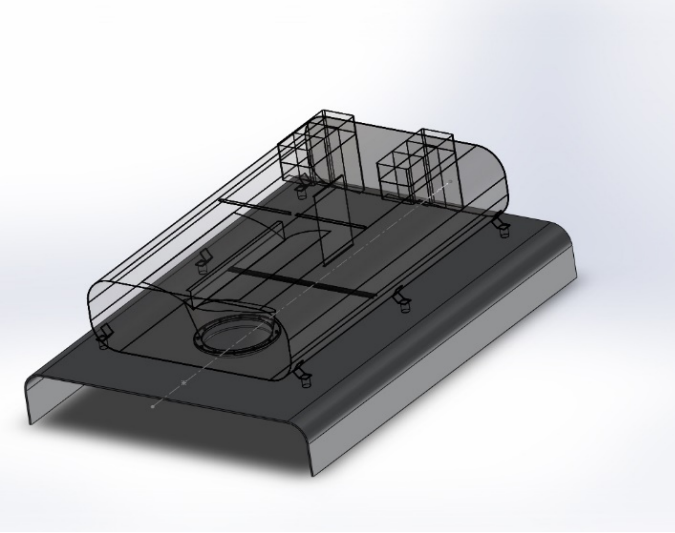


Рис.1. Устройство исходной конструкции глушителя шума

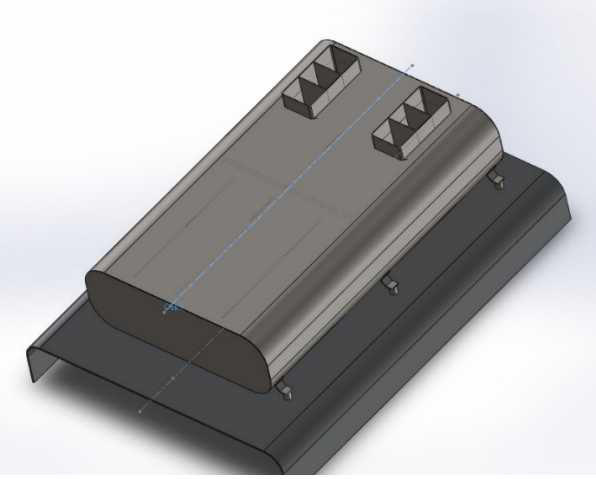


Рис.2. Геометрическая модель исходной конструкции камеры глушителя

Расчет механических параметров исходной конструкции глушителя

Целью расчета является определение расчетных значений собственных частот конструкции построенной геометрической модели и определение собственных форм колебаний модели для этих частот.

Любая конструкция имеет нормальные частоты колебаний (собственные частоты колебаний). Каждая из этих нормальных частот, в свою очередь, имеет специфическую форму деформации (собственную форму, или нормальную форму колебаний). Все структуры имеют практически бесконечное количество собственных форм колебаний. Но реакция структуры лежит, в основном, в низких частотах, поэтому высокими частотами в большинстве практических случаев можно пренебречь. Эмпирическим путем доказано, что первые три формы колебаний отражают практически все возможные варианты реакции структуры, для большей надежности в ходе данного расчета были определены от 6 до 7 форм колебаний для конструкции глушителя.

Собственная частота колебаний, зависит от жесткости и плотности конструкции. Таким образом, уравнение частоты колебаний для структур может быть представлено как

$$\omega = \sqrt{K/m}, \quad (1)$$

где К — жесткость структуры, а m — ее масса.

Вычислительное моделирование представляет собой решение системы уравнений:

$$[m]\frac{d^2}{dt^2}\{U\}+[C]\frac{d}{dt}\{U\}+[K]\{U\}=\{P(t)\}+\{P^q(t)\}+\{P^g\} \quad (2)$$

где t-время, $[m]$- матрица масс модели, $[C]$-матрица демпфирования, $[K]$- матрица жесткости конечно элементной модели, $\{U\}$- вектор узловых перемещений, $\{P\}$- общий вектор заданных внешних узловых сил, $\{P^q\}$- общий вектор внешних узловых сил эквивалентных распределенным поверхностным силам, $\{P^g\}$- общий вектор внешних узловых сил эквивалентных распределенным массовым силам.

В качестве материала расчетной модели глушителя была выбрана сталь с параметрами:

$$\rho = 7850 кг/м^3, \quad E = 2e+11 Па, \quad K = 1{,}6667e+11 Па, \quad \mu = 7{,}6923e+10 Па,$$

где ρ - плотность, E - модуль Юнга, K - объемный модуль упругости, μ - модуль сдвига.

В граничных условиях места закрепления конструкции модели были заданы неподвижными (см. рис. 3).

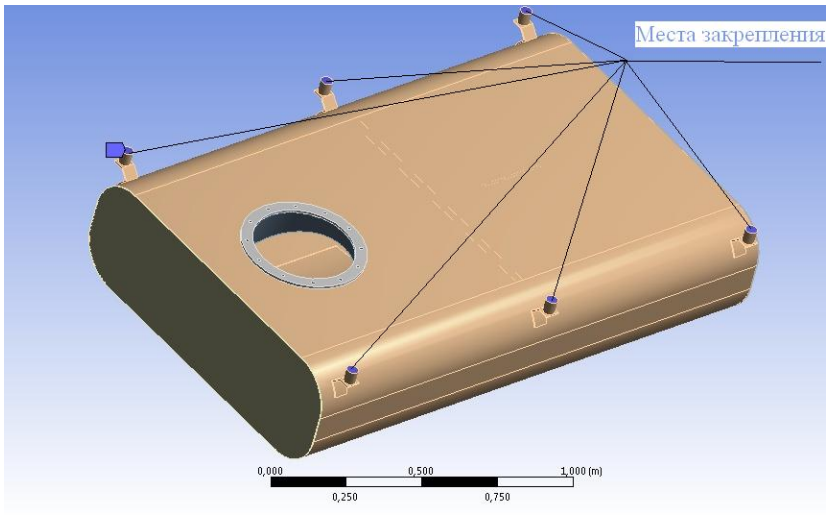


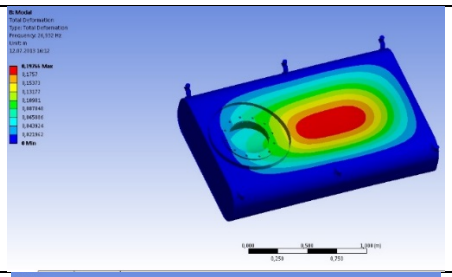
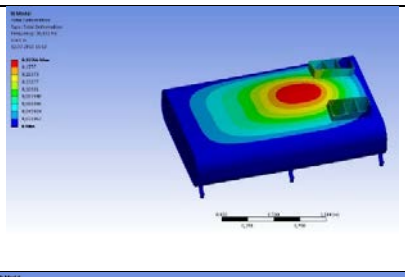
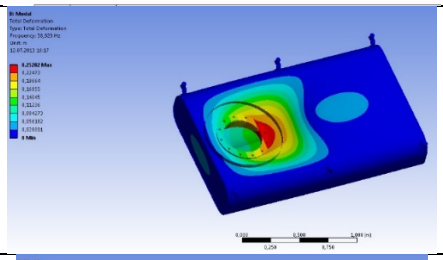
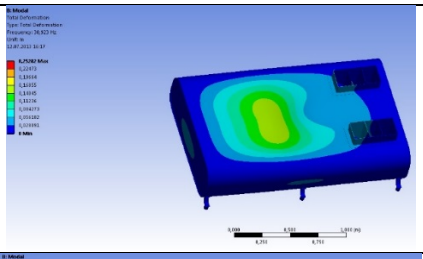
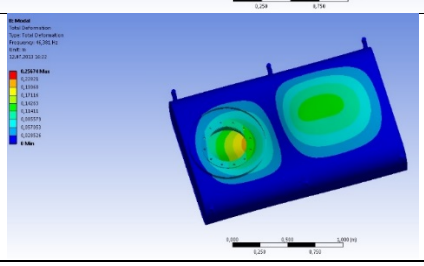
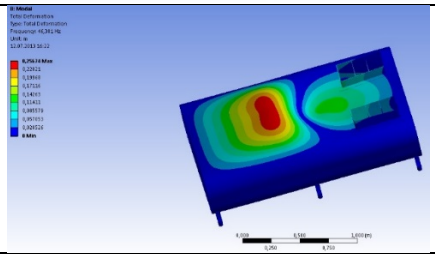
Рис. 3. Граничные условия для модели

Расчетным путем были определены расчетные значения собственных частот конструкции модели для первых семи собственных форм колебания. Первые три из них приведены в таблице 1. В таблице также представлена

визуализация собственных форм колебания для этих частот применительно к построенной геометрической модели.

Таблица 1

Собственные частоты конструкции модели глушителя с визуализацией собственных форм колебания

Номер собств. формы	Собств. частота, Гц	Визуализация собственных форм колебания	
		Нижняя стенка глушителя (вход)	Верхняя стенка глушителя (выход)
1	27		
2	39		
3	46		

Анализ полученных в результате расчета данных, позволил определить расположение наиболее опасных с точки зрения усталостной прочности участков исходной конструкции глушителя. Такие участки показаны на рис. 4.

Результаты дефектацииреальных образцов глушителейисходной конструкции, преждевременно вышедших из строяв процессе эксплуатации, свидетельствуют о том, что почти все выявленные дефекты (чаще всего, это сквозные трещины по основному металлу корпуса глушителя, реже - трещины, идущие от сварочных швов между корпусными деталями) располагаются в пределах опасных участков, определенных авторами расчетным путем в процессе исследованияисходной модели глушителя.

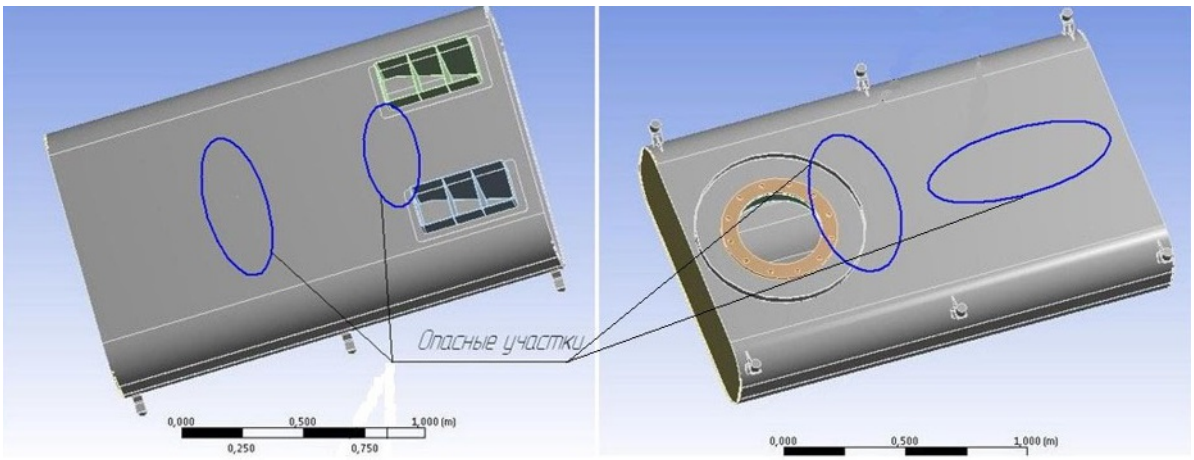


Рис. 4 Опасные участки для исходной модели глушителя

Первоначально авторами была рассмотрена возможность увеличения жесткости конструкции глушителя, за счет увеличения толщины его стенок (толщина корпусных деталей глушителей серийного тепловоза составляла 3 мм.). В таблице 2 приведены рассчитанные собственные частоты длягеометрической модели глушителя при толщине стенки, равной 3, 4 и 6 мм.

Таблица 2

Собственные частоты модели глушителяпри различной толщине стенки

Номер собственной формы колебаний	Собственная частота при различной толщине стенок, Гц		
	Толщина 3 мм	4 мм	6 мм
1	27	28	34
2	39	41	47
3	46	48	57
…	…	…	…
6	71	79	87

Результаты проведенных расчетов для первых семи собственных форм колебаний показали, что даже двукратное увеличение толщины стенок камеры глушителя не приводит к значительному увеличению собственных частот конструкции. Это объясняется тем, что с увеличением толщины стенок камеры возрастает не только жесткость, но и масса конструкции. Добиться существенного сдвига собственных частот конструкции в областьболее высоких значений посредством увеличения жесткости конструкции возможно либо за счет введения специальных дополнительных конструктивных элементов, либо путём разработки совершенно новой конструкции глушителя. С учетом принятых для серийного тепловоза компоновочных решений, возможность изменения формы и размеров камеры глушителя была исключена.

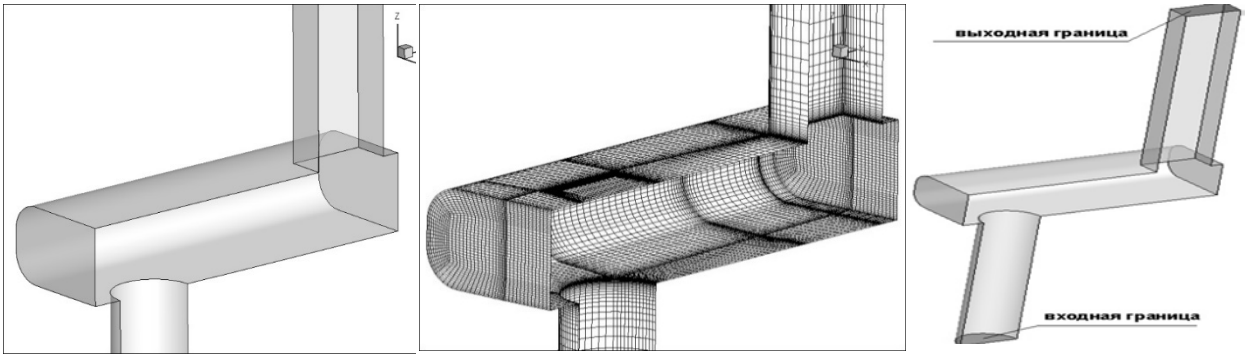
Таким образом, оптимизация конструкции глушителя предполагает введение дополнительных конструктивных элементов, назначение которых

состоит: во-первых, в увеличении жесткости конструкции, во-вторых, в «улучшении» газодинамической картины течения газов выпуска.

Расчет газодинамических параметров выпускных газов для исходной конструкции глушителя

Целью расчета является анализ построенного течения внутри камеры глушителя, как «отправного» состояния потока выхлопных газов, который предстоит изменить за счет внесения в конструкцию глушителя дополнительных внутренних конструктивных элементов в ходе доработки. Неизменными приняты габаритные и присоединительные размеры исходной конструкции глушителя шума. Первоначальной задачей расчета было построение газодинамической картины течения выхлопного газав «пустой» камере глушителя, определение величины создаваемого исходной конструкцией противодавления.

Первым шагом стало построение геометрической модели (рис. 5а). Особенность геометрической модели состоит в том, что она инвертирована, т.е. «твердым телом» служит та область, которая занята газом, а твердые стенки конструкции представляют собой«пустоту». Такое представление геометрии требуется при построении вычислительной сетки для задач вычислительной газодинамики.



а) геометрическая модель камеры глушителя

б) блочно-структурированная вычислительная сетка

в) границы расчетной области

Рис. 5 Общий вид расчетной области модели

Для газодинамического расчета выполнено построение блочно-структурированной вычислительной сетки (рис.5б), как наиболее оптимальной для получения решения высокой точности при минимальном времени счета. Вычислительная сетка для проведенных расчетов содержала200 000 ячеек. Для корректного вычисления газодинамических параметров в пограничном слое выполнено сгущение сетки к стенкам конструкции. Расчетная область принята состоящей из ½ камеры глушителя с учетом принятого допущения о симметрии потока относительно срединной плоскости. Граничные условия заданы следующим образом: на входной границе (рис. 5в) задано условие на втекание газа с различным массовым расходом: 0,32кг/с, 0,38кг/с, 0,835кг/с и 2,2 кг/с, что соответствует расходам на режимах работы дизель-генератора при позициях контроллера №№ 0, 1, 7

и 15, соответственно. Температура газа принимается равной 675 К. На выходной границе задано условие на статическое давление 0 атм. избыточных.

Вычислительное моделирование проведено в среде CFDпакета ANSYS Fluent, «тяжелого» класса методом контрольного объема, и представляет собой решение системы трехмерных уравнений Навье - Стокса, осредненных по Рейнольдсу. Замыкание системы уравнений осуществляется подключением двухпараметрической модели сдвиговых напряжений Ментера $k-\omega \;\; SST$. Решение выполнялось в стационарной постановке методом установления.

В качестве рабочего газа выбран вязкий совершенный газ, близкий по своим свойствам к выхлопному газу:

$$U = C_v T, \quad P = \rho RT, \quad C_v, R = const;$$

$$C_p = 1085 \;\; \frac{Дж}{кг \cdot К}, \qquad \lambda = 0{,}0242 \;\; \frac{Вт}{м \cdot К}, \qquad \mu = 28{,}966 \;\; \frac{г}{моль}, \qquad R = 287,$$

где U - внутренняя энергия, C_p, C_v - теплоемкость при постоянном давлении и объеме, P - давление, ρ - плотность, R - газовая постоянная, T - температура,
λ - коэффициент теплопроводности, μ - молярная масса.

Некоторые результаты расчетов, выполненных в стационарной постановке методом установления, свизуализацией течения выхлопных газов в виде линий, подкрашенных значениями модуля скорости, показаны на рис. 6 для четырех режимов истечения (режимы «0», «1», «7» и «15»)

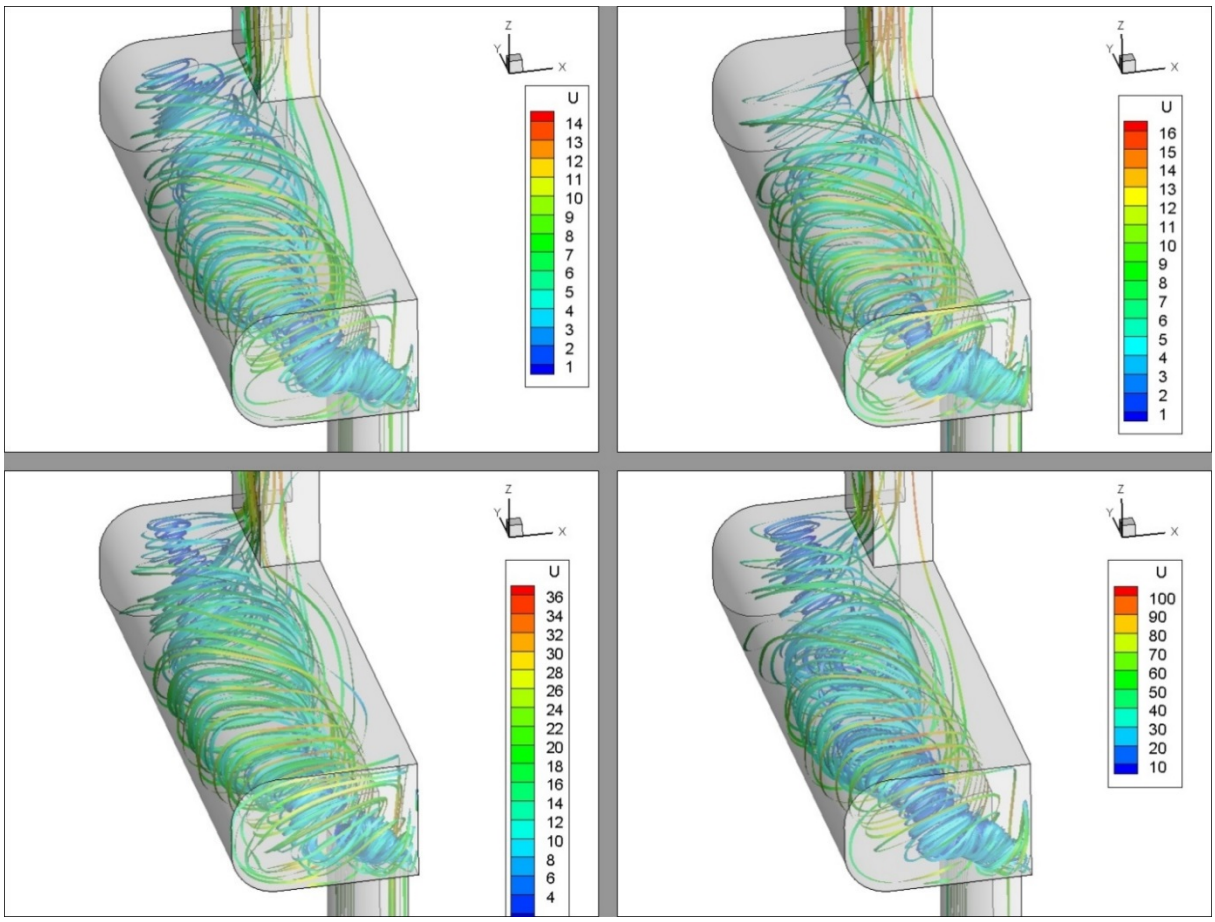


Рис.6. Картина линий тока, подкрашенных значениями модуля скорости

На всех режимах работы дизель-генератора структуратечения выхлопных газовявляется схожей. Струя, поступающая в камеру, растекается вдоль верхней и продольной стенок, формируя область вихревого течения.Таким образом, большая часть камеры загромождена областью малоскоростного вихревого потока.Поток ускоряется вблизи верхних стенок и в выхлопной трубе. Максимальные расчетные значения скорости получены на режиме № 15 и приближаются к значениям порядка 100 м/с.

В таблице 3 приведены результаты расчета основных газодинамических параметров на входной и выходной границах. Осреднение параметров выполнено по площади входной и выходной границ.

Таблица 3

Значения интегральных характеристик потока газов

Расход, кг/с	Давление статическое, кПа		Давление полное, кПа		Скорость, м/с	
	вход	выход	вход	выход	вход	выход
0,64	0,031	0	0,05	0,02	9	8
0,76	0,05	0	0,079	0,023	10,5	9,5
1,67	0,3	0	0,47	0,14	26	24
4,4	1,9	0	3	1	67	64

Давление приводится избыточным.

Анализ картины течения выхлопных газов приводит к следующим основным выводам:

- картина течения характеризуется крайне неравномерным распределением газодинамических параметров внутри камеры глушителя, существенными пульсациями давлений и скоростей потока, как вследствие турбулентного характера течения внутри камеры, так и нестационарности потока газа на входе в глушитель, что приводит к высокому уровню вибраций конструкции;

- течение газа внутри камеры подлежит обязательной частичной линеаризации путем применения направляющих, перфорированных перегородок и др. конструктивных элементов, приводящих к сглаживанию потока газов, снижению неравномерностираспределения газодинамических параметров внутри камеры глушителя.

Модернизация исходной конструкции за счет введения новых конструктивных элементов

Изменение исходной конструкции производилось с сохранением габаритных размеров камеры глушителяисходной конструкции, местоположения входного патрубка и его входного диаметра. Основными конструктивными недостатками исходной конструкции являются следующие:

- поток из входного патрубка попадает на верхнюю стенку под прямым углом, практически без снижения скорости.Верхняя стенка, принимающая основное воздействие потока большой энергии вибрирует с очень большой амплитудой;

- форма рассекателя потока, закрепленного на верхней стенке приводит к разделению потока на две составляющие, вращающиеся в разных направлениях при движении к выходу из глушителя, что создает дополнительную турбулентность в камере глушителя, на протяжении всего потока;

- недостаточные продольный размер и объем камеры глушителя не позволяют добиться значительных изменений газодинамических параметров потока, на выходе из глушителя газовая струя сохраняет высокие значения скорости и температуры, наблюдается повышенное шумообразование выходного потока;

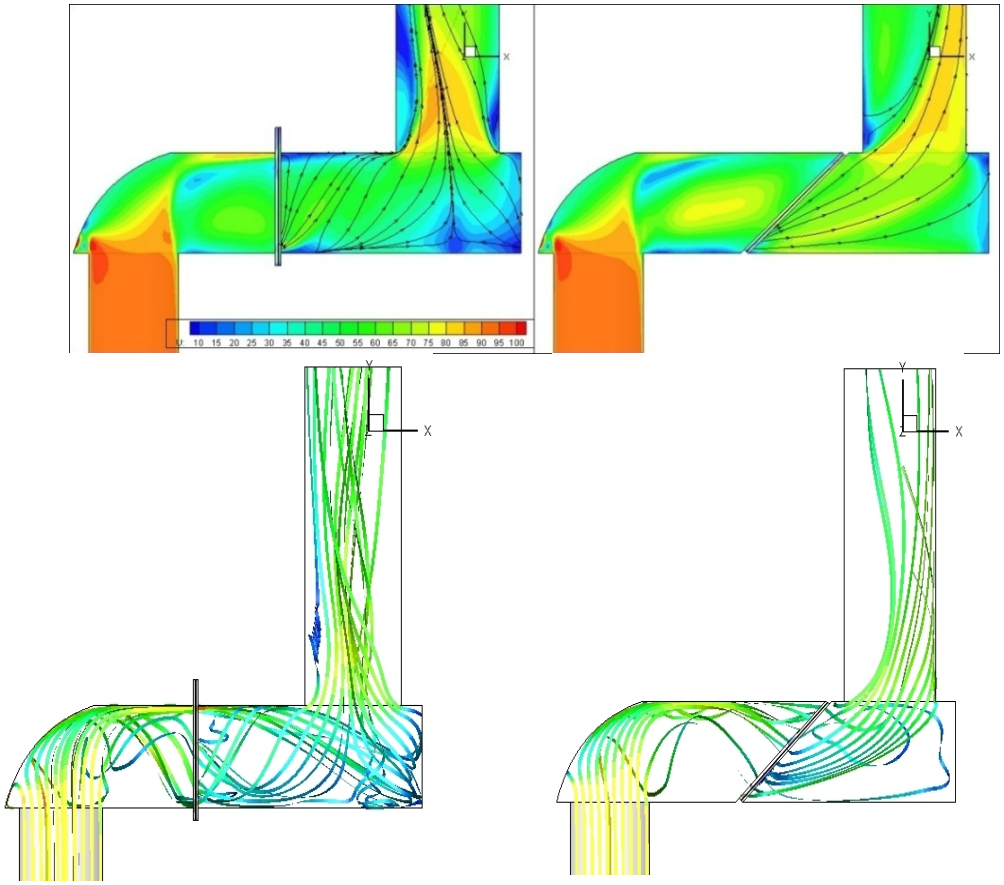
- выход из камеры глушителя выполнен в виде двух массивных патрубков прямоугольного сечения с заборниками, расположенных на верхней стенке камеры глушителя, имеющей низкую жесткость, что создает дополнительные предпосылки низкочастотной вибрации.

Одним из важнейших изменений исходной конструкции является введение в камеру поперечной перфорированной перегородки дляобеспечения большей равномерности газового потока. Конструкция крепления перегородки внутри корпуса модернизированного глушителя существенным образом увеличила жесткость конструкции.

На основе численного моделирования течений выхлопных газов в камере глушителя проведено параметрическое исследование влияния угла установки перфорированной перегородки на величину противодавления и степень

равномерности газового потока. Проводились также исследования влияния на указанные факторы местоположения перегородкии её проходной площади.

Численное моделирование проводилось в пакете вычислительной гидрогазодинамики на основе осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, для замыкания которых применяется дифференциальная двухпараметрическая модель сдвиговых напряжений Ментера SST. Решение проводилось в трехмерной стационарной постановке. Некоторые результаты расчетов, отражающие наиболее важные характеристики течения выхлопных газов в камере глушителя, приведены на рисунке 7.



а) перпендикулярно потоку б) под углом к нижней стенке выхлопных газов;

Рис.7 Варианты расположения перфорированной перегородки в камере глушителя

Сравнительный анализ течения выхлопных газов в камере глушителя при различных вариантах установки разделительной перегородки проводился по картине распределения пространственных линий тока. Как видно из рисунка 7а разделительная перегородка, установленная перпендикулярно потоку выхлопных газов, формирует за собой существенно трехмерное вихревое течения с образованием циркуляционных зон.

Потери энергии, затрачиваемые потоком на поддержание сформированного вихревого течения, ведут к росту сопротивления и увеличению величины противодавления, что негативно сказывается на показателях эффективности и надежности работы глушителя. Наличие столь высокой неравномерности потока с ярко выраженной нестационарной

вихревой структурой течения может послужить дополнительными источниками акустических пульсаций и вибрационных нагрузок на стенки конструкции.

Для формирования более благоприятной газодинамической обстановки в камере глушителя проводилось варьирование угла установки разделительной перегородки. Угол установки, оптимальный в условиях данной конструкции и режима работы, соответствует значению 30° к нижней стенке камеры. Как видно из рисунка 1б, поток за разделительной перегородкой в этом случае значительно выравнивается, снижается скорость течения, что в свою очередь ведет к повышению как акустической эффективности глушителя, так и увеличению его эксплуатационных ресурсов.Для исходного варианта перфорации разделительной перегородки на режимах максимального расхода величина противодавления приближалась к 5000 Па. Оптимизироваласьвеличина проходной площади разделительной перегородки. Прорабатывалась также целесообразность увеличенияплощади выходногоотверстия. Аналогично исследовалось влияние на параметры потока других вводимых конструктивных элементов.

В результате проведенной проработки конструкции, был предложен вариант конструкции представленный на рис. 8.

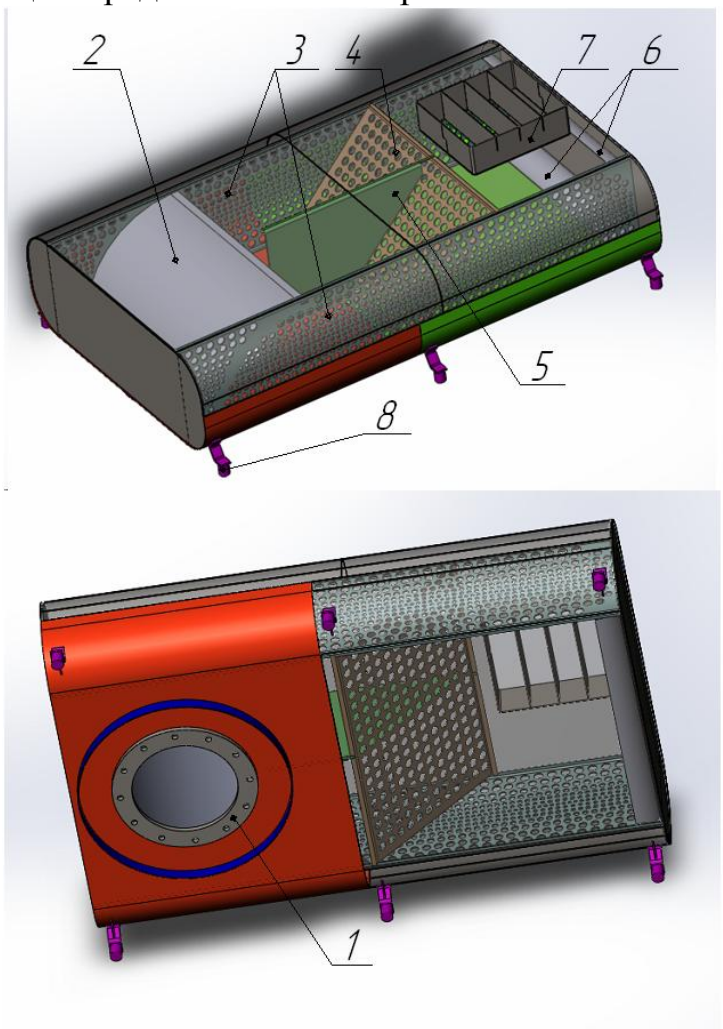


Рис.8 Общий вид модернизированной модели глушителя шума

Корпус глушителя представляет собой корпус исходной модели с незначительными изменениями. Вход в глушитель представляет собой фланцевое соединение (1), ответной частью которого служит фланец сильфона выхлопного тракта дизель генератора. Сохранены внешние габариты, способ крепления и присоединительные размеры, что позволяет замену штатной модели глушителя на предложенную с минимальными затратами и доработками.

Над входным отверстием установлен профилированный перфорированный отбойник (2). Форма отбойника позволяет избежать прямого столкновения высокоскоростного газового потока на входе в камеру глушителя и верхней стенки камеры глушителя, и уменьшает турбулизацию потока при повороте его на 90º. Для того чтобы избежать значительного перепада давления с верхней и нижней стороны отбойника и не уменьшать и без того недостаточный полезный объем камеры, его поверхность перфорирована.

Отбойник установлен на две продольные перегородки (3). Это позволяет более равномерно распределить энергию газового потока по всей конструкции глушителя, и значительно увеличивает общую жесткость конструкции. Для сохранения полезного объема глушителя и выравнивания возможных поперечных потоков внутри камеры глушителя перегородки перфорированы. Перфорация перегородок (3) выполнена в виде отверстий диаметром от 12 до 30 мм и имеет коэффициент живого сечения равный

$$k = \frac{S_{\text{от.}}}{S_{\text{пл.}}} \approx 0{,}35.$$

где $S_{\text{от.}}$- суммарная площадь отверстий, $S_{\text{пл.}}$- площадь пластины.

В центральной части глушителя установлена наклонная перфорированная пластина (4). Перфорация перегородки (4) выполнена в виде отверстий диаметром 32 мм и имеет коэффициент живого сечения $k \approx 0{,}4$. Основная функция центральной перегородки — это выравнивание скорости потока по всему сечению камеры и линеаризация течения потока.

Между входным фланцем (1) и перфорированной перегородкой (4) вдоль оси камеры глушителя для увеличения жесткости установлена, связывающая нижнюю и верхнюю стенку камеры глушителя, пластина (5).

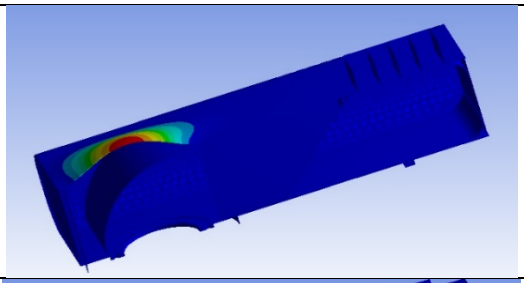
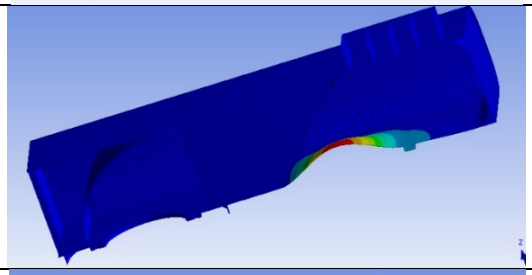
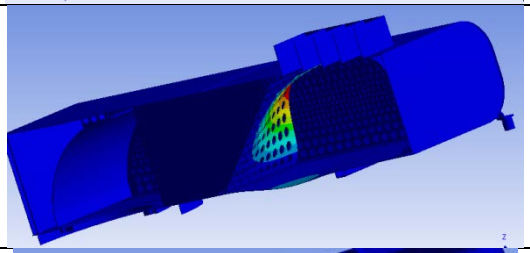
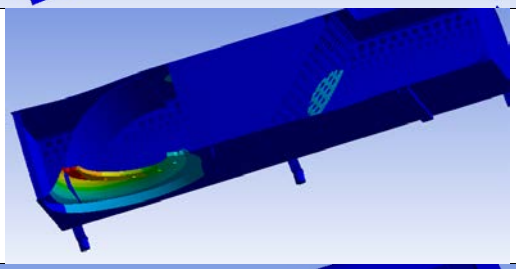
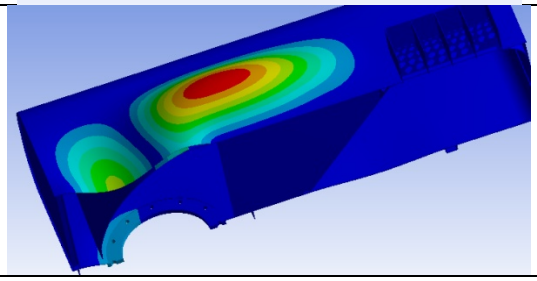
На торцевой стенке камеры возле выходного отверстия установлены два профилированных отбойника (6) для предотвращения вихреобразования в углах камеры глушителя.

Отверстие для выхода из глушителя выполнено в форме прямоугольника, расположенного на оси камеры глушителя, и снабжено направляющим патрубком с поперечными рассекателями потока (7).

После внесения всех изменений масса конструкции по сравнению со штатной увеличилась на 20,5%. Объем камеры и внешние габариты остались неизменны. В таблице 4 приведено сравнение собственных частот для исходной модели и модернизированной модели, предложенной авторами. Значительный рост собственных частот свидетельствует о значительном возрастании жесткости конструкции.

Таблица 4

Собственные частоты и собственные формы колебаний модернизированной модели глушителя

Номер собственной формы колебаний	Собственная частота новой модели (исходной модели), Гц	Собственные формы колебаний новой модели
1	45 (27)	
2	60 (39)	
3	73 (46)	
4	78 (56)	
5	87 (68)	

По результатам выполненных расчетов была разработаны рабочие чертежи модернизированной конструкции глушителя шума и изготовлены два опытных образца для испытаний в составе системы выпуска серийного магистрального грузового тепловоза. Были проведены экспериментальные

исследования с измерением виброакустических параметров модернизированной системы выпуска.

Сравнение виброакустических параметров исходной и модернизированной моделей глушителя

Испытания с целью измерения виброакустических параметров модернизированной модели глушителя проводились по той же схеме, что и для исходной модели [1]: для тех же режимов работы дизель-генератора для состояний системы выпуска «с установленным глушителем» и «без глушителя шума». При испытаниях «без глушителя» последний заменялся замещающим трубопроводом, направленным вертикально вверх

В ходе измерений определялись параметры вибрации в трех осях координат для различных точек измерения на корпусе глушителя, уровень звукового давления УЗД (дБ), уровень звука УЗ (дБА), уровень звуковой мощности УЗМ (дБ, дБА) по методике, использованной в [1], с использованием тех же средств измерения.

По результатам измерений были вычислены уровни звуковой мощности, усредненные по измерительной поверхности.

За акустическую эффективность глушителя ($\Delta L_{Wг}$) был принят экспериментальный результат, полученный как разность:

$$\Delta L_{Wг} = L_{Wm} - L_{Wг},$$

где L_{Wm} – уровни звуковой мощности, полученные в измерительных точках при измерениях замещающего трубопровода с диаметром равным входному диаметру глушителя, дБ (дБА);

$L_{Wг}$ – уровни звуковой мощности, полученные в измерительных точках испытываемой модели глушителя, дБ (дБА).

В таблицах 5 и 6 приведены определенные по результатам измерений эффективности исходной и модернизированной моделей глушителя.

Таблица 5

Эффективность глушителя исходной конструкции

Режим работы двигателя (поз. контроллера)	**Эффективность глушителя, дБ** в октавных полосах со среднегеометрическими частотами Гц										Эквивал. Эффект-ть, дБА
	31,5	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	**16000**	
0	-7,2	2,6	-1,0	-7,7	-3,0	7,7	6,8	8,2	11,9	13,8	2,3
1	-7,6	8,3	-1,7	-3,9	-2,6	5,6	6,1	6,8	9,6	6,6	4,5
7	-3,8	4,4	-3,6	-6,7	4,1	6,7	5,7	7,1	17,7	13,9	7,4
15	-0,5	4,2	-3,4	1,3	1,9	4,6	3,1	5,1	12,9	21,3	7,6

Таблица 6

Эффективностьглушителя модернизированной конструкции

Режим работы двигателя (поз. контроллера)	**Эффективность глушителя, дБ** в октавных полосах со среднегеометрическими частотами Гц										Эквивал. эффект-ть, дБА
	31,5	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	**16000**	
0	-11,3	1,1	-3,1	-7,5	-5,1	2,2	2,5	3,9	7,7	11,5	0,2
1	-7,2	7,9	0,3	-0,1	1,6	7,8	14,3	16,1	20,7	22,9	8,0
7	-2,7	7,1	-0,9	10,4	11,2	11,4	14,3	16,7	30,3	23,0	13,6
15	1,2	5,6	-3,6	10,8	16,0	16,5	15,5	17,6	26,9	51,0	13,3

Как видно из результатов измерений, в режиме работы двигателя под нагрузкой (режимы «1», «7» и «15») модернизированный глушитель значительно превосходит исходный образец.Это свидетельствует о том, что разработанная конструкция глушителя в значительной степени обеспечивает выравниваниепараметров выходящего газовый поток, снижает его скорость. Низкая эффективность обеих моделей на холостом ходу (режим «0») можно объяснить тем, что преобладающим фактором шумообразования в этом режиме является не газовый поток, проходящий через выпускной тракт, а непосредственно шум двигателя и турбины, для заглушения которого необходимо использовать расширительную камеру большего объема и звукопоглощающие материалы, что невозможно по конструктивным причинам.

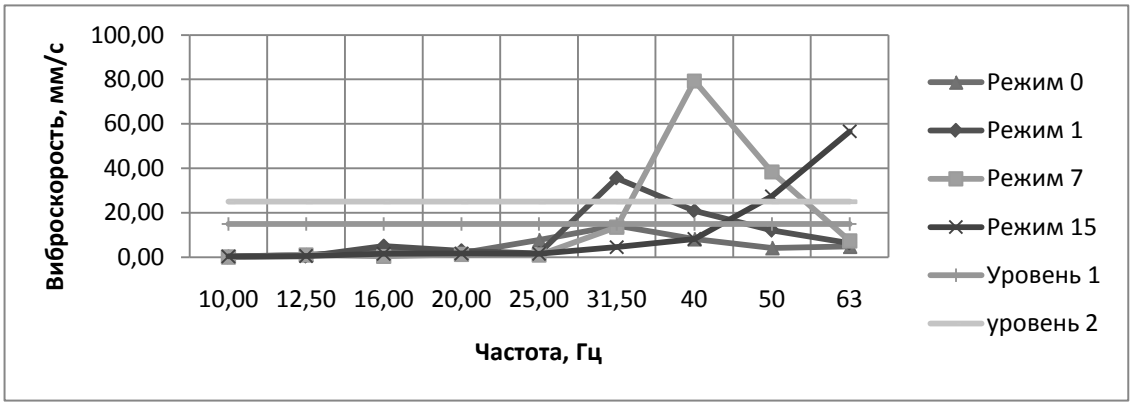
Ниже приведены результаты измерений параметров вибрации на различных режимах работы дизель-генератора тепловоза для измерительных точек на корпусах глушителей исходной и модернизированной моделей. Измеренные значения параметров вибрации исходной конструкции глушителя шума приведены для измерительных точек В7 и В9 (рис. 9а), а для модернизированной конструкции - для измерительных точек В1 и В3 (рис. 9б). Измерительные точки расположены на верхних стенках глушителей (возрастание нумерации точек соответствует направлению потока выхлопных газов).

Сравнение параметров вибрации (виброскорость и виброперемещение) исходной и модернизированной конструкции глушителя по результатам измерений в ходе реостатных испытаний дизель-генератора тепловоза с новым глушителем свидетельствует о кардинальном улучшении параметров вибрации новой конструкции. Тщательный анализ результатов измерений проводился в наиболее опасном с точки зрения вибропрочности диапазоне частот от 1Гц до 60Гц.

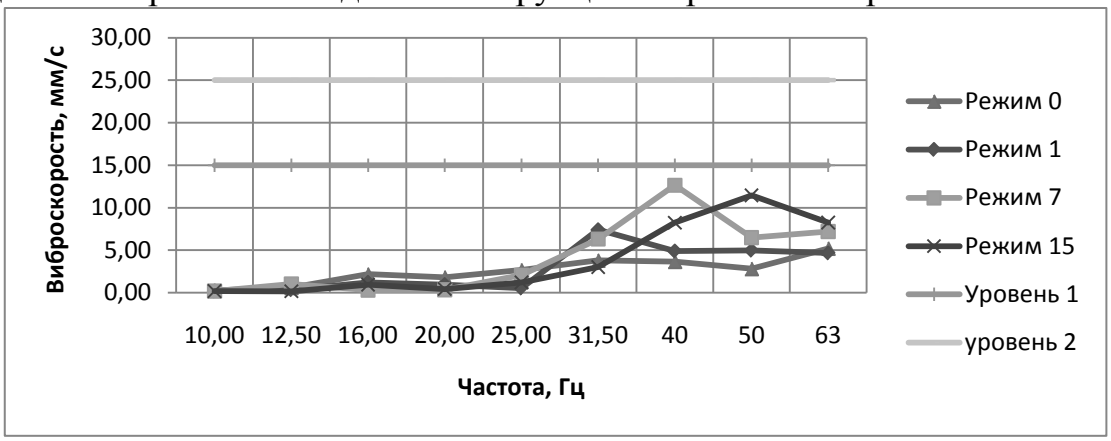
а) исходная конструкция б) модернизированная конструкция

Рис. 9 Расположение точек измерения на верхней стенке исследованных глушителей

На рис. 11 - 15 приводятся графики, позволяющие провести сравнительную оценку параметров вибрации исходной и модернизированной конструкций для неблагоприятных (с точки зрения собственной частоты и форм колебаний) точек для режимов «под нагрузкой» с минимальным и максимальным расходами выпускных газов (режимы «1» и «15»).

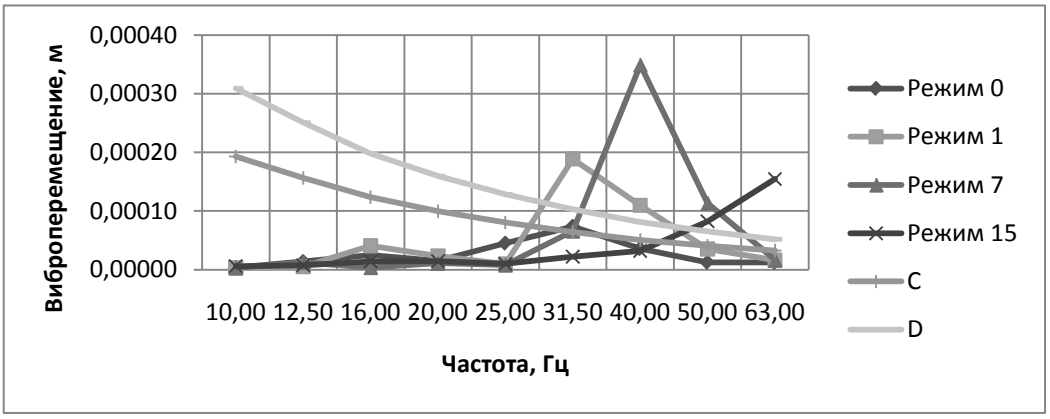


а) значения виброскоростей в точке В7 на верхней стенке глушителя над входным отверстием исходной конструкции на различных режимах

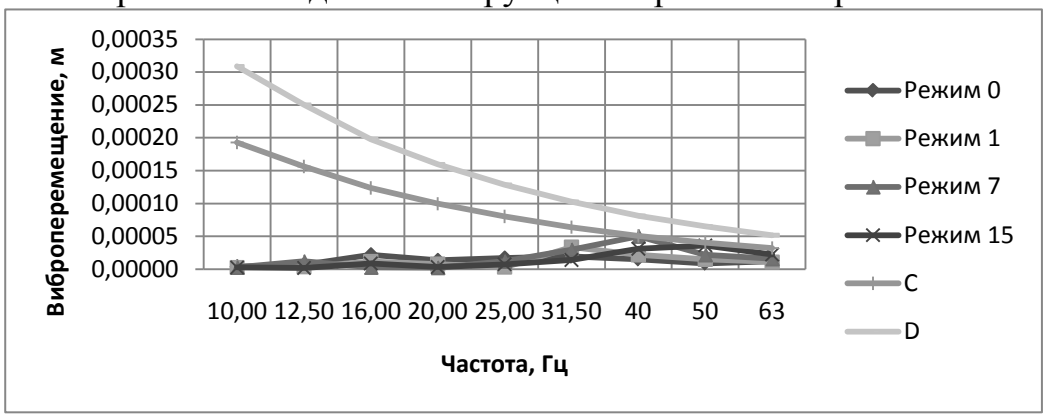


б) значения виброскоростей в точке В1 на верхней стенке глушителя над входным отверстием модернизированной конструкции на различных режимах

Рис.10 Картины виброскоростей в одной из неблагоприятных точек на исследованных исходной и модернизированной конструкций глушителя в сравнении с нормами [13].

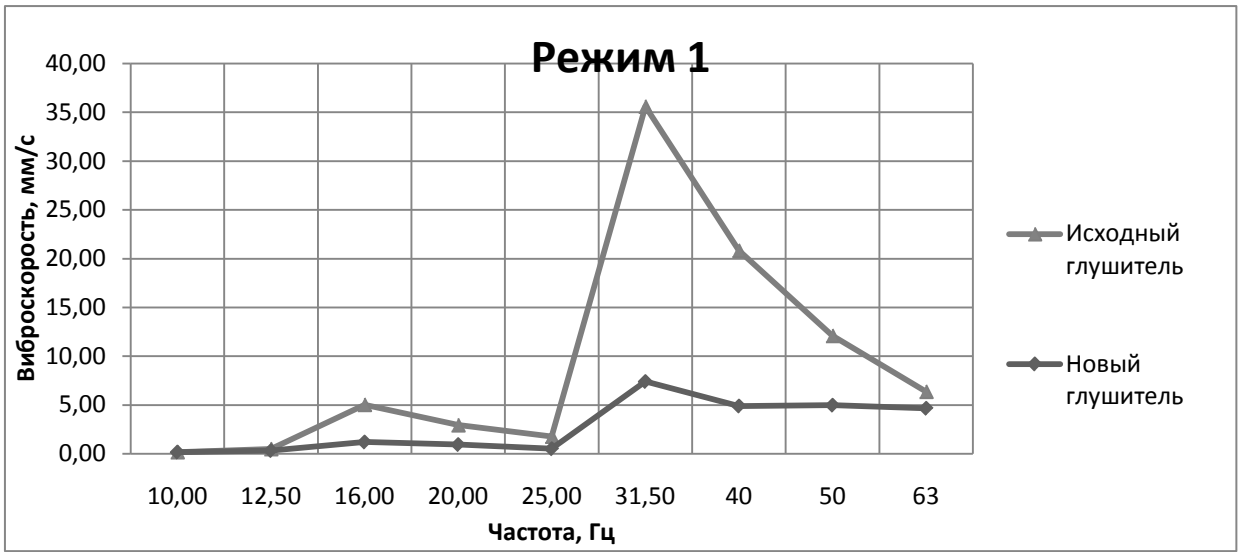


а) значения виброперемещений в точке В7 на верхней стенке глушителя над входным отверстием исходной конструкции на различных режимах



б) значения виброперемещений в точке В1 на верхней стенке глушителя над входным отверстием модернизированной конструкции на различных режимах

Рис. 11 Картина виброперемещений в одной из неблагоприятных точек на исследованных исходной и модернизированной конструкциях глушителя в сравнении с нормами [11].



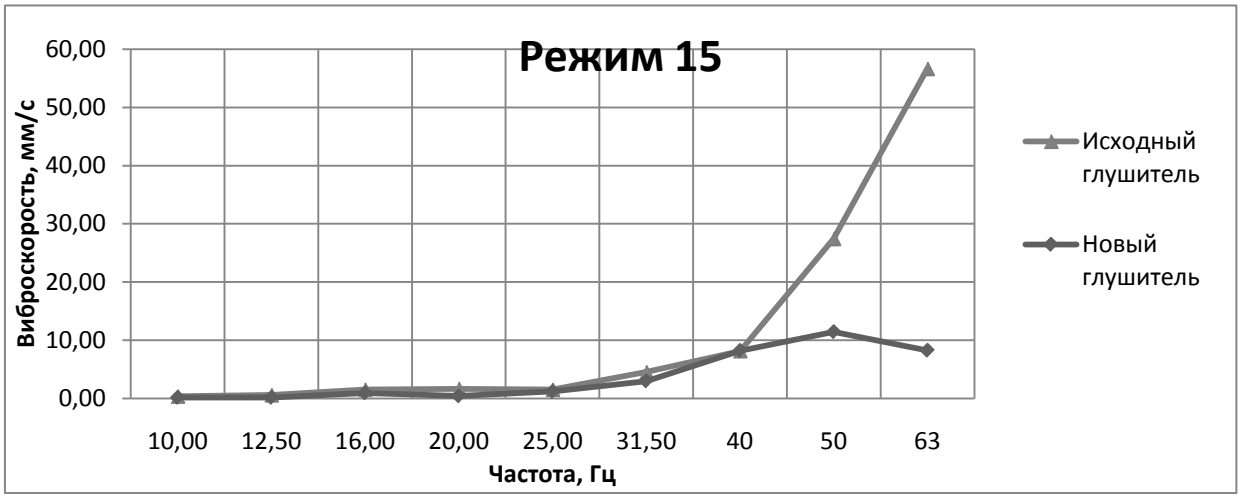
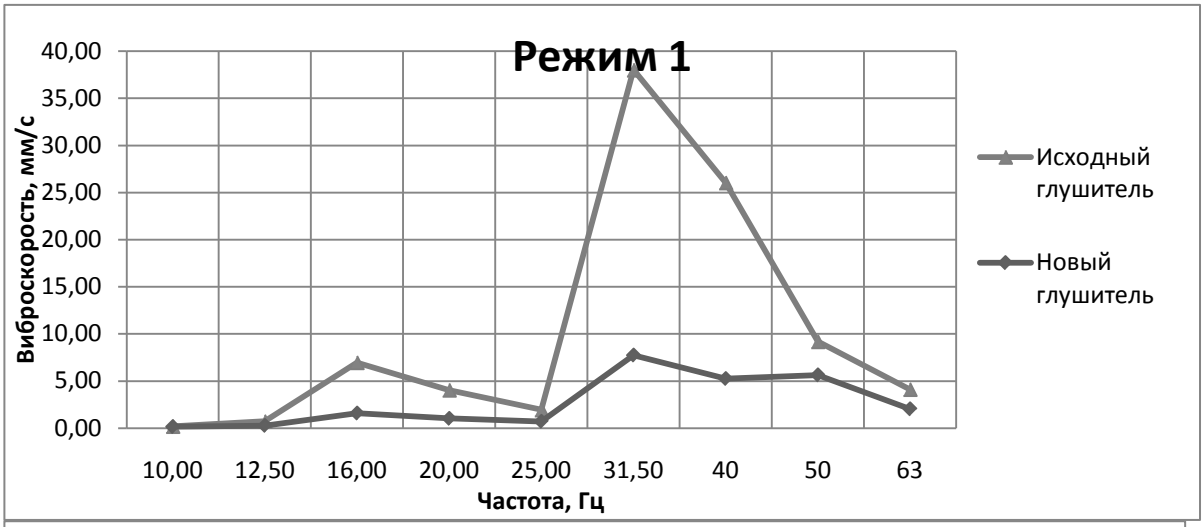


Рис.12 Сравнительная оценка виброскоростей в точках В1 и В7 (над входным отверстием) различных глушителей на одном режиме работы



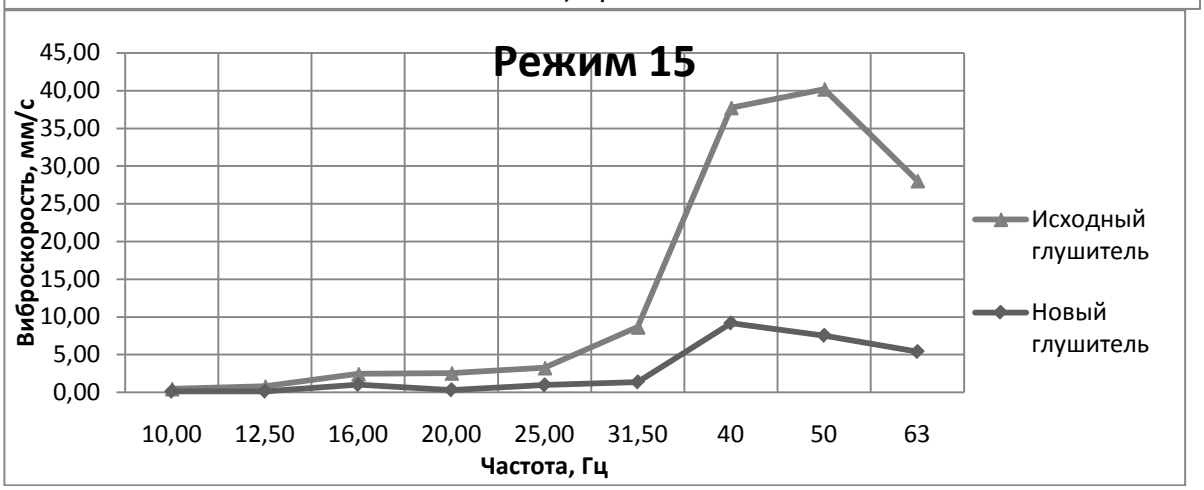


Рис. 13 Сравнительная оценка виброскоростей в точках В3 и В 9 (у выходного отверстия) различных глушителей на одном режиме работы

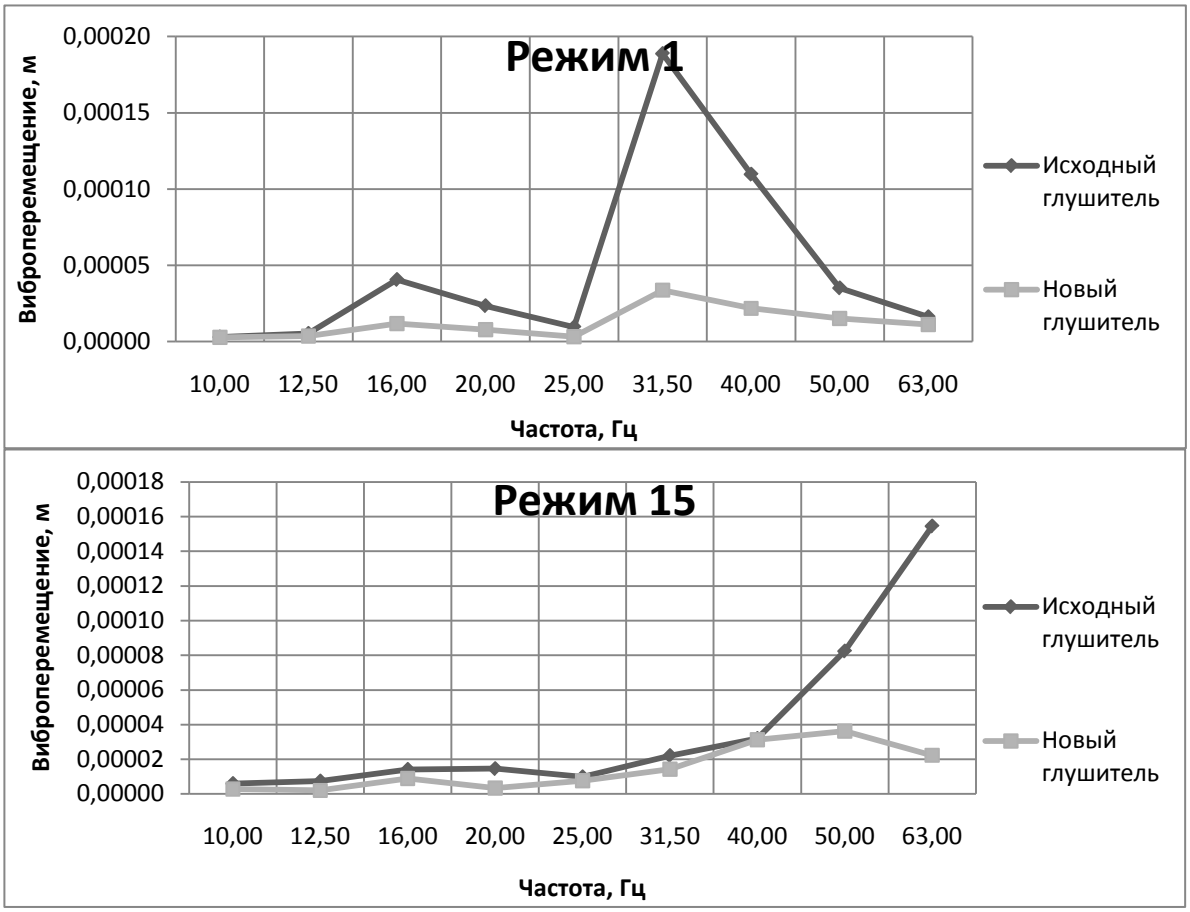
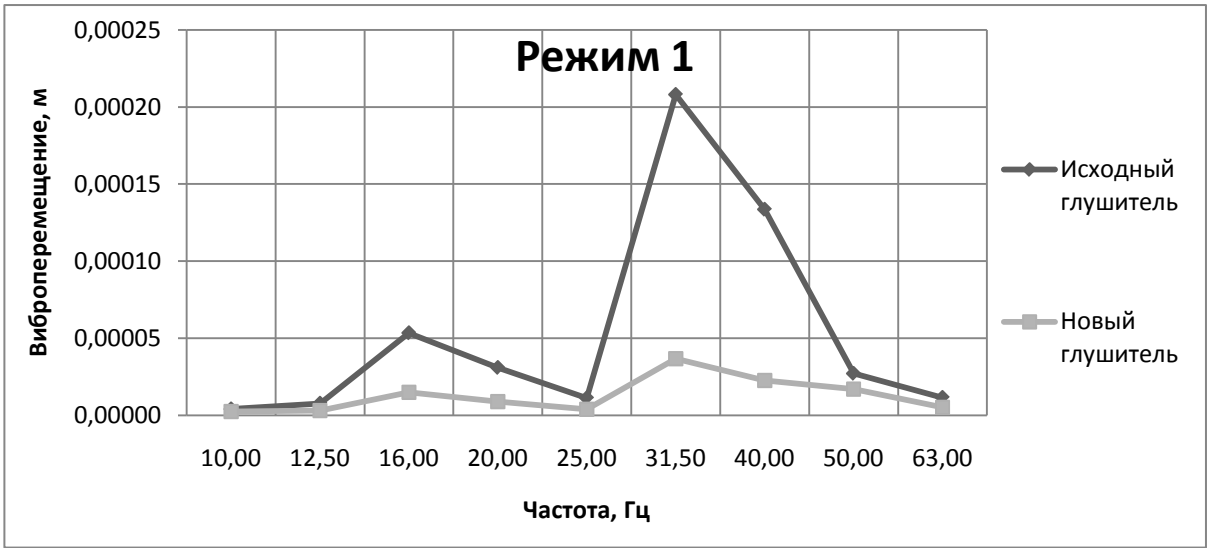


Рис. 14 Сравнительная оценка виброперемещений в точкахВ1 и В7 (над входным отверстием) различных глушителей на одном режиме работы



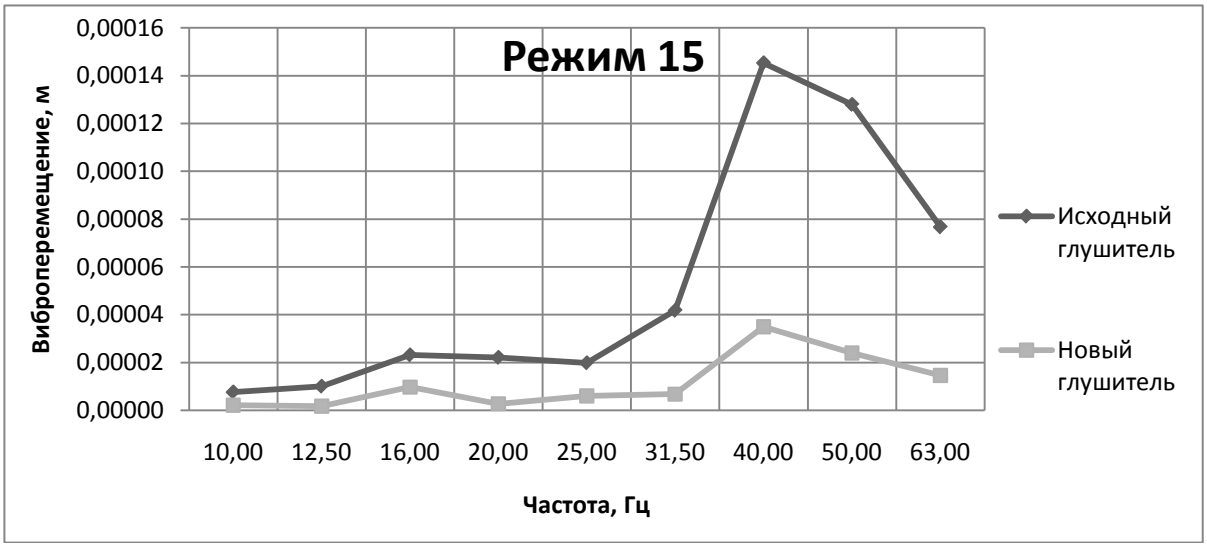


Рис. 15 Сравнительная оценка виброперемещений в точкахВ3 и В9 (у выходного отверстия) различных глушителей на одном режиме работы

Сравнительные оценки свидетельствуют о существенном снижении значений виброскоростей и виброперемещений в сопоставимых измерительных точках на модернизированной конструкцийпо сравнению с исходной во всем исследуемом диапазоне частот. Для пиковых значений параметров вибрации исходной модели удалось добиться их снижения от 10 до 25 раз для различных режимов работы дизель-генератора.

Выводы

Авторами разработана методика оптимизации конструкций глушителей выпуска высокотемпературных и высокоскоростных газов, особенностью которых является существенное влияние газодинамических параметров потока выпускных газов не только на акустические, но и на вибропрочностные характеристики. Методика предполагает управление сочетанием таких параметров, как акустическая эффективность, создаваемое противодавление, вибропрочность конструкции. Методика была апробирована в ходе разработки, изготовления и последующих испытаний опытного образца глушителя шума дизель-генератора тепловоза 2ТЭ25А «Витязь». Разработанная авторами модель обладает лучшей по сравнению со штатной акустической эффективностью и более низкими уровнями виброскоростей и виброперемещений, что подтверждено натурными испытаниями, по результатам которых глушитель допущен к опытной эксплуатации в составе системы выпуска тепловоза.

Литература

1. Защита от повышенного шума и вибрации: Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, 18-20 марта 2015 г., СПб/ Под ред. Н.И. Иванова.:"Исследования виброакустических параметров глушителя дизель-генератора магистрального грузового тепловоза", С.К. Петров,

А.Ю. Олейников, А.А. Лубянченко.
2. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник / Н.И. Иванов. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Логос, 2013. – 432с.
3. Способы защиты от шума и вибрации железнодорожного подвижного состава. Под ред. Г.В. Бутакова. М., «Транспорт», 1978, 231с. Авт.: И.И. Балтер, А.М. Березовский, Г.В. Бутаков и др.
4. Некоторые результаты исследования глушителей шума выпуска ДВС путем натурных испытаний. Лубянченко А.А., Петров С.К. Сборник трудов III Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита населения от повышенного шумового воздействия», 22-24 марта 2011 г., Санкт-Петербург, с.637-643.
5. ГОСТ Р 50951-96. «Внешний шум магистральных и маневровых тепловозов. Нормы и методы измерений»;
6. ГОСТ 31324-2006. «Шум. Определение характеристик глушителей при испытаниях на месте установки»;
7. ГОСТ Р 51401-99. «Шум машин. Определение уровней звуковой мощности источников шума по звуковому давлению. Технический метод в существенно свободном звуковом поле над звукоотражающей плоскостью»;
8. ГОСТ Р 54061-2010. «Подвижной состав. Акустика. Измерение внешнего шума»;
9. ГОСТ ИСО 8002-99. «Вибрация. Вибрация наземного транспорта. Представление результатов измерений»;
10. ГОСТ Р 53577-2009. «Вибрация. Измерения вибрации, передаваемой машиной
11. Нормы вибрации трубопроводов технологического газа компресорных станций с центробежными нагнетателями, Мин. газовой промышлености, М., 1985.
12. РТМ 38.001-94. Указания по расчету на прочность и вибрации технологических стальных трубопроводов. Управление департамента нефтепереработки Минтопэнерго РФ, 1994.
13. РД 10-249-98, Нормы расчета на прочность стационарных котлов и трубопроводов пара и горячей воды, Гостехнадзор России, №50 от 25.08.98

Максимальный уровень широкополосной случайной вибрации на собственных полосах спектра механических систем

Овчинников И.Н.
Московский Государственный Технический Университет им. Н.Э. Баумана, 2-я Бауманская, д. 5, 105005 Москва, Россия
iovchin@bmstu.ru

Аннотация: Эксперименты и расчеты показывают существование тяжелейшего режима широкополосной случайной вибрации для механических систем в функции ширины спектра воздействия. Это и есть наличие «собственных полос спектра», аналогичных, по сути, собственным частотам систем, но проявляющимся при случайном нагружении. Можно использовать при виброиспытаниях, в акустике, в сейсмологии. Колебания механической системы на собственных полосах спектра, как и на собственных частотах, наиболее интенсивны и опасны.

Ключевые слова: Частота, широкополосные случайные колебания, деформация, виброскорость, вибронагруженность, кривые вибронагруженности, кривые усталости, собственные полосы спектра.

Введение.

Когда опасное по уровню вибраций место исследуемого механизма найдено, не всегда ясно, как снизить уровень вибрации, поскольку неизвестна причина столь высокого уровня вибраций. Один из методов снижения уровня вибрации (а возможно и шума) – некоторое изменение параметров системы, чтобы переместить частотный диапазон колебаний. Ведь демпфирование колебаний крупной конструкции не всегда просто осуществить.

Исследование проведено для формирования «тяжелейшего» режима широкополосной случайной вибрации (ШСВ), необходимого для виброиспытаний высоконагруженных систем. В результате, выявилось наличие собственных полос спектра, аналогичных собственным частотам, но проявляющимся при нагружении ШСВ.

Известно, что более 70% отказов в технике обусловлены вибрацией, из-за которой происходят усталостные разрушения элементов конструкций, транспортируемых грузов, сбои и поломки электронной техники. Условия эксплуатации транспортных объектов, и нарастающий дефицит металла во всем мире требуют уменьшения массы и металлоемкости конструкций. Нахождение разумного компромисса максимума надежности при минимуме массы заложено в развитии методов адекватного определения поведения материалов в конструкции на заданный ресурс и надежность, что и

определяет важность испытаний на вибрацию. При испытаниях на вибрацию стоят две основные проблемы.

1. Получение достоверных усталостных характеристик материала при эксплуатационных нагрузках, исследование вибронагруженности конструкции и прогнозирование на их основе долговечности объекта испытаний в условиях эксплуатации.

2. Оценка надёжности и вибропрочности объекта испытаний за заданное время при заданных нагрузках. При этом по завершении испытаний нет достоверных сведений об оставшемся ресурсе объекта, а доводить конструкцию до разрушения, многие из которых уникальны, чрезвычайно дорого.

3. Наиболее эффективны и получили широкое распространение в мировой практике испытания на ШСВ, как основную эксплуатационную нагрузку. Международная электротехническая комиссия (МЭК) предъявляет к испытаниям на случайную вибрацию два основных требования: достоверности результатов и их воспроизводимости в различных лабораториях и различным персоналом, которая особенно важна при проведении приёмо-сдаточных испытаний. Требование МЭК по воспроизводимости результатов, по сути, является требованием стандартизации испытательных режимов.

За последние годы разработан ряд международных стандартов для испытаний на ШСВ, в том числе [1], в которых предложено использовать достаточно простую, прямоугольную форму спектра, получаемую после «нивелирования» динамики объекта. Такая форма спектра, казалось бы, удобна для воспроизводимости режима. Но номенклатура объектов испытаний очень широка, и все они имеют свои динамические характеристики. Общими рекомендациями, которые изложены в этих стандартах, проблему воспроизводимости результатов испытаний на ШСВ решить трудно. Возможно, по той причине, что ШСВ характеризуется шириной спектра (граничными частотами: начальной – $f_{гр1}$ и конечной – $f_{гр2}$), а единицы ширины спектра пока не существует. Для сравнения укажем, что при гармоническом нагружении нет проблем с воспроизводимостью результатов испытаний, так как резонансные режимы, характеризуемые собственными частотами объекта, то есть динамикой объекта, да и все другие одночастотные режимы во всех лабораториях определяются одинаково. Очевидна необходимость учета динамики объекта и при испытаниях на ШСВ.

Воспроизводимость результатов испытаний на вибрацию не реальна при низкой достоверности результатов, которую проще отрабатывать повышением качества измерений и методики испытаний при усталостных испытаниях, когда присутствует весьма важный показатель – время до разрушения.Требование повышения достоверности результатов усталостных испытаний, являющихся одним из направлений испытаний на вибрацию и стандартизованных пока только для гармонического воздействия, в

последние годы диктует применение нагрузок, близких к эксплуатационным (ШСВ), которые давно используются при виброиспытаниях.

При отработке новой техники проводятся испытания различного назначения по своим методикам: на вибропрочность, на надежность, на долговечность, на ремонтопригодность, конструкторско-доводочные и приемо-сдаточные. Назрела проблема унификации всех видов испытаний. Длительность эксплуатации большинства видов техники остро ставит проблему ускоренных испытаний, которую невозможно решить только увеличением уровня нагрузки, так как при этом может измениться процесс накопления усталостных повреждений. Для реализации ускоренных испытаний при ШСВ необходимо решение задачи по формированию «тяжелейшего вибрационного состояния», поставленной достаточно давно в [2]: «Если было бы известно, какое состояние является тяжелейшим, то достаточно провести испытания на этом единственном режиме». То есть, возможна унификация всех видов виброиспытаний.

Предпосылка к существованию тяжелейшего режима была найдена в трудах ЦАГИ им. проф. Н.Е. Жуковского [3]. В эксперименте, имитирующем низкочастотные гармонические колебания крыла самолета с наложенной вибрацией от закрепленного на нем турбовинтового двигателя, при бигармоническом режиме образцы материала разрушались намного быстрее (в 2,5–4,5 раза), чем при гармоническом с той же амплитудой напряжений. Отсюда следует, что за счет изменения состава спектра нагружения можно искать более опасные режимы, чем гармонический. Тот факт, что при бигармоническом режиме образцы разрушались в 2,5–4,5 раза быстрее, чем при гармоническом (при разных значениях амплитуд и частот (!) режима с более высокой частотой) говорит о том, что среди серии бигармонических режимов существует и наиболее опасный, т.е. тяжелейший по долговечности в данном классе спектров режим нагружения. Аналогичный результат с большей опасностью полигармонического режима по сравнению с гармоническим представлен в работе [4], но расхождения в долговечности здесь уже более существенные (до 7,5 раз).

Для оценки степени опасности режима воспользуемся формулой Райса [5], давно применяемой в радиотехнике для характеристики случайного колебательного процесса:

$$N = \frac{D_{\dot{x}}}{2\pi D_x} \exp\left(-\frac{(x-a)^2}{2D_x^2} \right)$$

.

Эта формула содержит N - число положительных пересечений нормальным случайным процессом заданного уровня; $D_{\dot{x}}$ – дисперсию виброскорости процесса; D_x – дисперсию перемещения процесса; a – математическое ожидание процесса.

По существу N есть число циклов нагружения. Так как дисперсия параметра пропорциональна самому параметру, то используем эти параметры (виброскорость и перемещение процесса) для оценки вибронагруженности

механической системы. Если объектом исследования выбрать консольно закрепленную балку при кинематическом возбуждении (Рис. 1), то ее перемещениям в заделке (опасном сечении), равным перемещениям вибростенда, пропорциональны напряжения в балке, по которым можно определять ее долговечность.

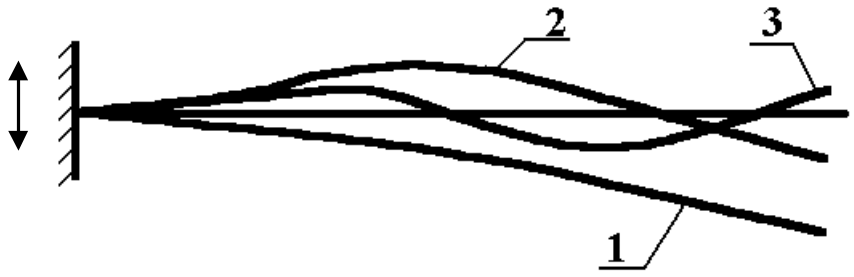


Рис. 1. Три первые формы собственных колебаний испытательного образца (балки) при кинематическом возбуждении

По нашим результатам [6] ни напряжения σ в материале балки, ни виброскорость vколебаний по отдельности не определяют однозначно степень опасности режима при различной ширине спектра нагружения. В формулу Райса для консольно закрепленной балки входят оба эти параметра. Максимальное значение N, а, следовательно, минимальная долговечность механической системы достигается при максимуме дроби формулы Райса. Заданным уровнем положительных пересечений нормальным случайным процессом можно считать предел усталости материала.

Однако эксперимент, проведенный в ЦАГИ имени профессора Н.Е. Жуковского, показал, что на долговечность при гармоническом нагружении сильно влияют даже незначительные по величине наложения вибрации [3], а это как раз и характерно для случайного процесса. В эксперименте, имитирующем низкочастотные гармонические колебания крыла самолета с наложенной вибрацией от закрепленного на нем турбовинтового двигателя, бигармонический режим разрушал образцы материала намного быстрее (в 2,5…4,5 раза), чем гармонический с той же амплитудой напряжений. Отсюда следует, что за счет варьирования составом спектра нагружения можно искать более опасные режимы, чем гармонический. Тот факт, что бигармонический режим разрушал образцы в несколько раз быстрее гармонического (при равных значениях амплитуд и основных частот режима) говорит о том, что среди серии бигармонических режимов существует и наиболее опасный, т.е. тяжелейший по долговечности в данном классе спектров режим нагружения**.**

Моделирование колебаний.

В [7] проведено моделирование методом Галеркина кинематического воздействия ШСВ на консольно закрепленную балку (Рис. 1). При моделировании шаг изменения ширины спектра Δf брался значительно меньше, чем позволял эксперимент, представленный в следующем разделе.

Результаты моделирования при ширине спектра, охватывающей как минимум две первых собственных частоты балки, а $f_{гр1}=0$, иллюстрируются на Рис. 2 и 3. Получена зависимость среднего квадратичного значения напряжения $<\sigma^2>=\frac{1}{T}\int_0^T \sigma^2 dt$ в заделке балки в функции ширины спектра Δf вибрационного воздействия при постоянном среднем квадратичном значении виброскорости $<\dot{S}^2>=\frac{1}{T}\int_0^T S^2 dt = const$ (Рис. 2).

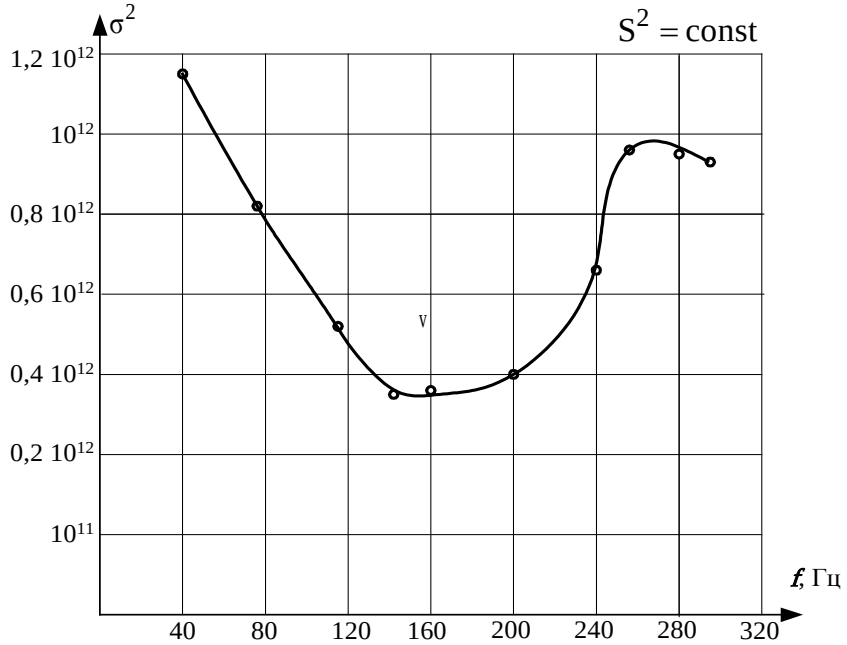


Рис. 2. Экстремум среднеквадратичного значения напряжения в функции от граничной частоты вибрационного воздействия

Также получена зависимость среднего квадратичного значения виброскорости $<\dot{S}^2>$ от ширины спектра Δf вибрационного воздействия при заданном постоянном значении среднего квадратичного значения напряжения $<\sigma^2>=\frac{1}{T}\int_0^T \sigma^2 dt =$ const (Рис.3).

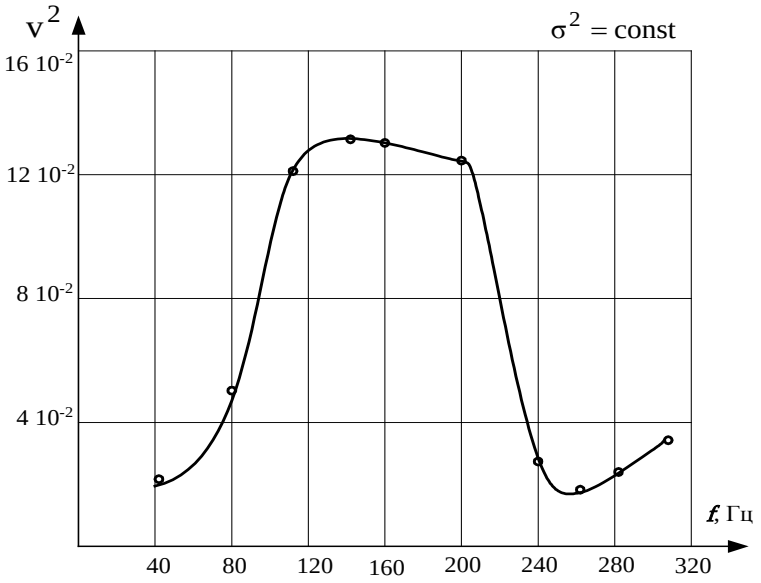


Рис. 3. Экстремум среднеквадратичного значения виброскорости в функции от граничной частоты вибрационного воздействия

Зависимости (Рис. 2 и 3) имеют экстремум при граничной частоте спектра нагрузки:

120 Гц $<f_{гр2}<$ 160 Гц. Можно принять $f_{экстр}\approx$140 Гц.

Три первые собственные частоты для балки имеют значения: $f_1 = 28$Гц, $f_2 = 175$Гц, $f_3 = 485$Гц. Проведённое исследование с указанной формой спектра позволяет считать, что при постоянном среднем квадратичном значении напряжения (виброскорости) балки зависимость среднего квадратичного значения виброскорости (напряжения) от граничной частоты вибровоздействия имеет экстремум, лежащий в области значений между резонансными частотами балки, но значительно ближе к ее большей собственной частоте.

«Изучение колебаний, как и вообще всех задач механики, должно основываться на эксперименте, использование всякой теории неизбежно связано с некоторыми специфическими трудностями. Проблема состоит не просто в точности вычислений. Мы никогда не можем быть уверены в том, что не пренебрегли чем-то весьма существенным» [8]. Сейчас единственным достоверным параметром, определяющим степень опасности вибронагружения, является время до разрушения объекта, то есть критерий максимального нагружения определяется долговечностью. Таким образом, для проверки факта существования тяжелейшего режима ШСВ мы должны от вибрационных испытаний перейти к усталостным испытаниям, варьируя шириной спектра нагрузки Δf.

Экспериментальное исследование долговечности.

Проведено экспериментальное исследование влияния ширины спектра вибрации Δf на долговечность консольных образцов из алюминиевого сплава АМг6 с использованием специальной методики, не предусматривающей какого-либо упрощения случайного процесса, и с постоянным контролем напряжения и виброскорости. Деформации измерялись неразрушаемым

емкостным датчиком, измеряющим практически неограниченные по величине изгибные деформации и, в отличие от тензорезистора, не деформирующимся вместе с объектом [9]. Это позволило существенно повысить точность и достоверность измеряемых параметров.

Испытания проводились на случайных режимах при следующих значениях Δf: 10Гц (режим №5); 30 Гц (режим №6); 100 Гц (режим №7); 300 Гц (режим №8) (Рис. 4). Ширина спектра формировалась фильтрами из «белого» шума. Средняя частота спектра $f_{ср}$ была равна первой собственной частоте образца. При иллюстрации результатов эксперимента за граничную частоту спектра при гармоническом режиме принят логарифм частоты возбуждения, а для случайного режима со сплошным спектром – логарифм от суммы средней частоты спектра (первой собственной частоты образца) и половины ширины спектра конкретного режима: $\lg f_{гр} = \lg\left(f_1 + \frac{1}{2}\Delta f\right)$. Образец заметно возбуждался на 1-ой, 2-ой и не значительно на 3-ей собственных частотах.

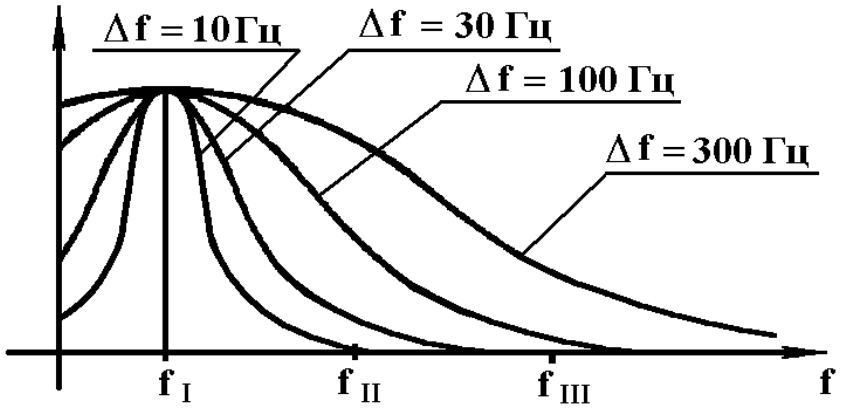


Рис. 4. Сплошные спектры входного вибровоздействия

Номера испытательных режимов указаны в соответствии с полной серией испытательных режимов [6].

Как и принято при исследовании долговечности, результаты представлены в виде кривых усталости – зависимости логарифма времени до разрушения t_p от среднего напряжения в материале $\sigma_{ср}$ (Рис. 5). Видно, что при расширении спектра нагружения долговечность образца материала сначала уменьшается, а затем возрастает.

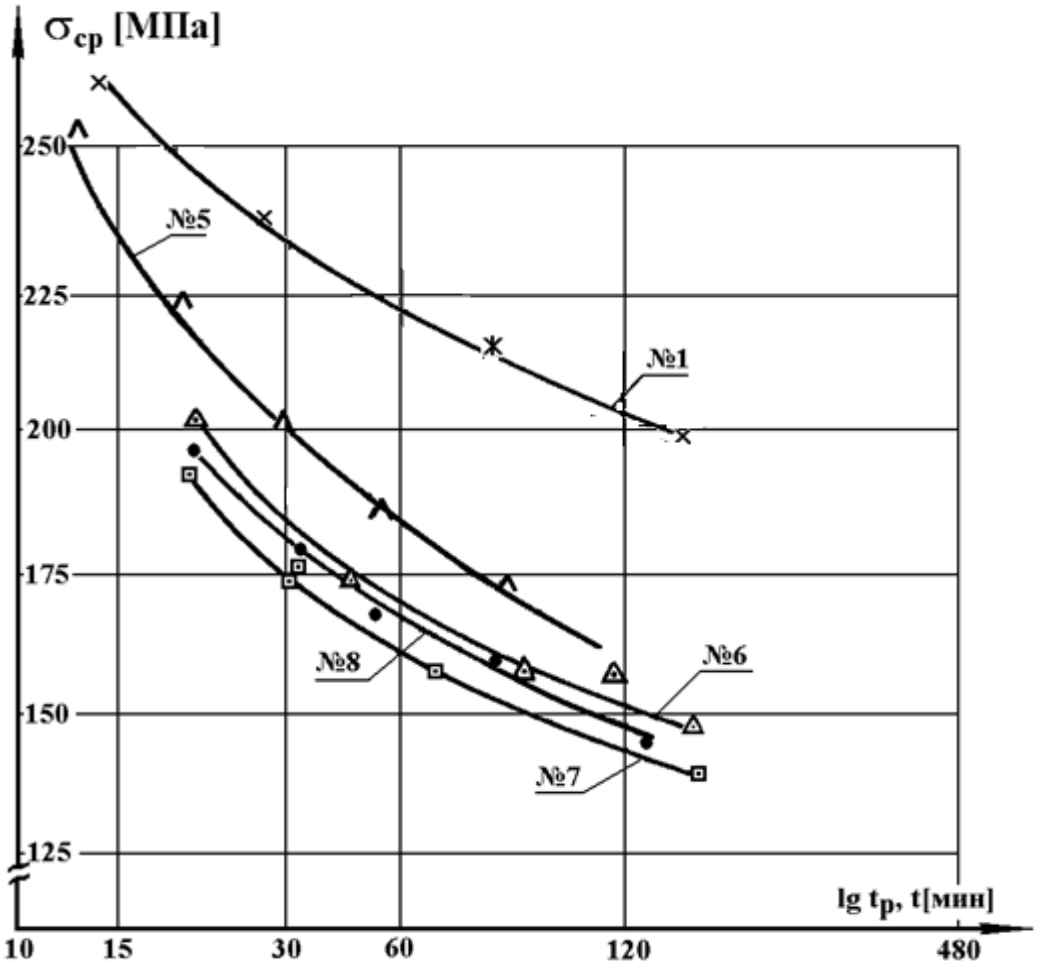


Рис. 5. Кривые усталости на режимах №№ 1,5, 6, 7 и 8

Полученные преобразованием кривых усталости результаты эксперимента (Рис. 6 и 7) достаточно хорошо совпадают с моделированием (Рис. 2 и 3) и имеют аналогичные экстремумы.

Результаты испытаний на гармоническом режиме (с индексом «1») приводятся здесь лишь для качественного сравнения.

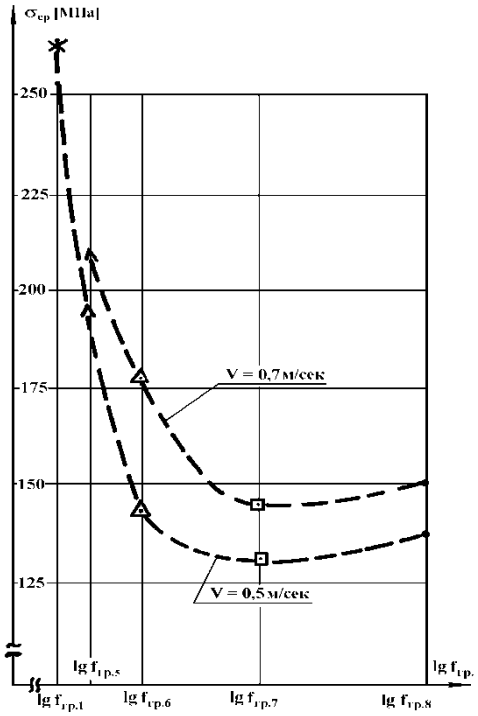


Рис. 6. Зависимость $\sigma_{ср}$ от Δf при постоянной средней виброскорости $v_{ср}$

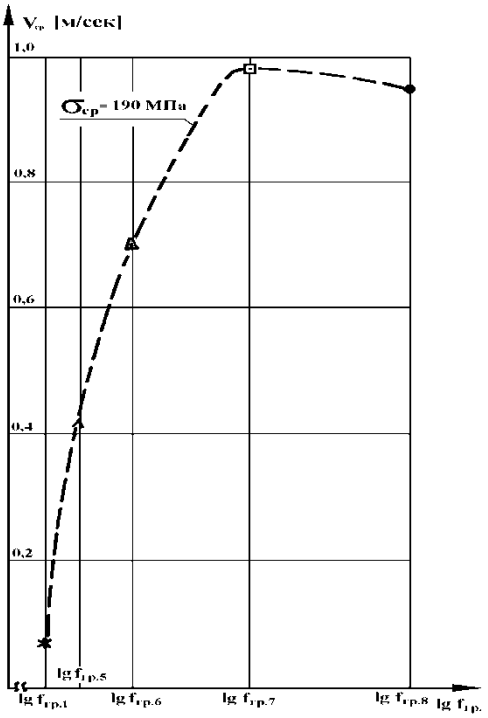


Рис. 7. Зависимость $v_{ср}$ от Δf при постоянном среднем напряжении $\sigma_{ср}$

Наглядно существование экстремума по долговечности в зависимости от граничной частоты спектра вибровоздействия $f_{гр}$ при постоянном среднем напряжении $\sigma_{ср}$ в образцах показано на рис. 8, также полученном при обработке результатов испытаний на усталость.

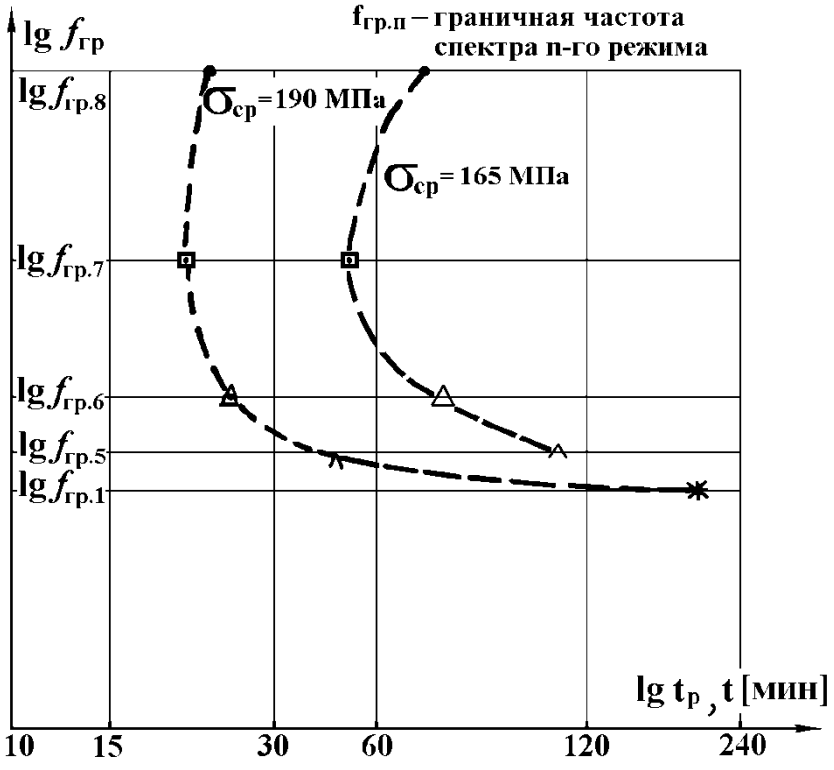


Рис. 8. Зависимостьдолговечности образцов материала от ширины спектра Δf вибронагружения при постоянном среднем напряжении $\sigma_{ср}$

Для повышения информативности результатов испытаний впервые в практике испытаний построены «кривые вибронагруженности» - зависимости логарифма времени до разрушения образца t_p от средней виброскорости $v_{ср}$ в его опасном сечении (Рис. 9).

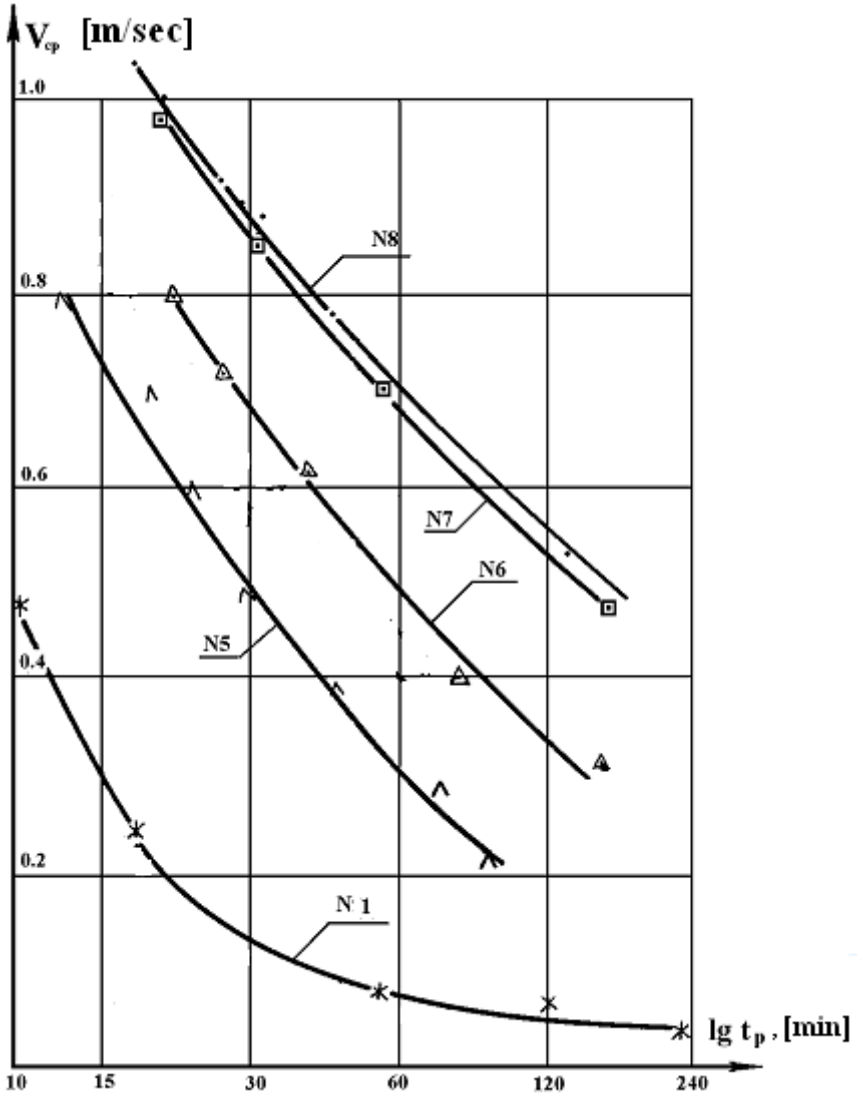


Рис. 9. Зависимости логарифма времени до разрушения t_pобразца от средней виброскорости $v_{ср}$ в его опасном сечении («кривые вибронагруженности»)

Аналогичное существование экстремума по долговечности в зависимости от граничной частоты спектра вибровоздействия $f_{гр,}$ но при постоянной средней виброскорости $v_{ср}$ в опасном сечении образца, полученное преобразованием «кривых вибронагруженности» [7], показано на рис. 10.

Несмотря на то, что кривизна графиков на рис. 6, 7, 8 и 10 в указанных координатах относительно невелика, факт существования на них экстремумов сомнений не вызывает, так как точки на кривых соответствуют большому числу разрушенных образцов.

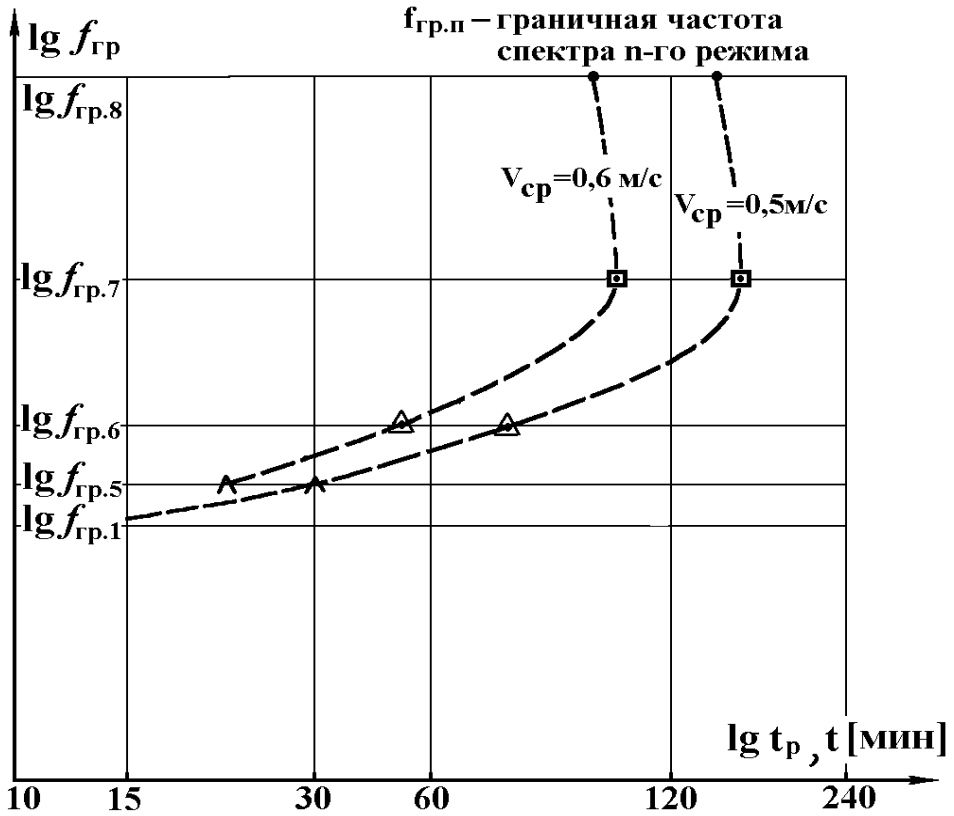


Рис. 10. Зависимость долговечности образцов материала$t_р$ от ширины спектра вибронагружения при постоянной средней виброскорости$v_{ср}$

Экстремальные значения параметров получены для режима с Δf=100 Гц, граничная частота которого с учетом пологости характеристики фильтра близка к значению $f_{2гр}$, соответствующему экстремумам моделирования. На режиме с Δf=100 Гц и время до разрушения балки было наименьшим, т.е. указанный режим оказался тяжелейшим в исследованном диапазоне частот.

Заключение.

Моделирование воздействия широкополосного случайного спектра на консольно закрепленную балку описанным методом проведено в диапазоне шестнадцати первых собственных частот балки; его результаты аналогичны представленным на рис. 2 и 3.

Полученный результат можно трактовать, как существование у механических систем «собственных полос спектра» (полос пропускания), в смысле чувствительности к вибровоздействию аналогичных собственным частотам, но проявляющимся при широкополосном случайном вибронагружении.

Зависимость экстремальных параметров нагружения и времени до разрушения от ширины спектра ШСВ является новым свойством механических систем. Представленные результаты показывают необходимость учитывать динамику объекта и имеют практическое значение при стандартизации режимов ШСВ на усталостных и вибрационных

испытаниях, для формирования режимов ускоренных испытаний, унификации всех видов испытаний, для оценки степени опасности эксплуатационной вибрации, в технологических процессах, в акустике. При колебаниях на собственной полосе спектра система имеет максимальную виброскорость, что и приводит к повышенному уровню вибрации и шума. Для снижения уровня вибрации и шума необходимо перенести вибрацию в другой частотный диапазон.

Список литературы

1. Испытания на воздействие случайной широкополосной вибрации с использованием цифровой системы управления виброиспытаниями. ГОСТ Р 51502–99 (Международный стандарт МЭК 60068-2-64–93).

2. Вибрация в технике: Справочник в 6 томах / – М.: Машиностроение, 1981. – Т.5. Измерения и испытания. *Под ред. М.Д. Генкина*. – 1981. – 496 с.

3. Оболенский Е.П., Богданов Б.Ф. Статистический метод определения параметров выносливости при бигармоническом нагружении // Труды ЦАГИ. – 1973. – Вып. 1450. – С. 24-31.

4. Овчинников И.Н. О точности воспроизведения полигармонического режима при усталостных испытаниях //. Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 1985. – №5. – С. 25-28.

5. Френкс Л. Теория сигналов: Пер. с англ. – М.: Сов. радио, 1974. – 344 с.

6. Ovchinnikov I. N., Stepnev V. A., Brancevich P. Y. Authenticity of the equivalent vibration tests. Proceedings 19 International Congress on Sound and Vibration, 2012, Vilnius, Lithuania.

7. Ovchinnikov I. N. Simulation of oscillations of a beam at random vibroloading. Proceedings 15 International Congress on Sound and Vibration, 2008, Daejeon, Korea.

*8. БишопР.*Колебания. – М.: Наука, 1979. – 160 с.

9. Овчинников И.Н. Емкостной датчик для измерения изгибных деформаций // Приборы и системы управления. – 1995. – №3. – С. 25.

Повышение качества поверхности рельса для снижения шума качения

П.В. Матвеев[1], А.Ю. Олейников[1], А.В. Кудаев[1], Д.А. Куклин[1]
[1]БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова
peter-m@ya.ru, alexey.ole@gmail.com, ksiombarg1@ya.ru, kda1969@mail.ru

Аннотация: Причиной возникновения шума качения является неровности поверхностей качения. Снизить шум становиться возможным, если сгладить неровности на рельсе и колесе. В Российской Федерации проводится обработка рельса путём снятия верхнего слоя для целей предотвращения усталости металла и снятия трещин для предотвращения их дальнейшего развития. В рамках проведённого исследования была поставлена задача, определить степень снижения шума при обработке рельса существующими методами и возможно модернизировать метод обработки для улучшения акустических характеристик. На измеряемом участке были установлены микрофоны и вибродатчики для определения внешнего шума и виброактивности рельса до шлифования и после. В статье сделаны выводы о влиянии шлифования на снижение шума и вибрации. Даны рекомендации для повышения эффективности данной методики снижения шума.

Ключевые слова: Шум, вибрация, шлифование, колесо, рельс, железная дорога.

Согласно господствующей сегодня модели Ремингтона-Томпсона [1, 2] рис 1., причиной возникновения шума является неровности поверхностей качения, как колеса, в виде некруглостей колеса, несоосности, наличие ползунов и т.п., так и неровности рельса в виде волнообразного износа, нарушения формы головки рельса, выступы, прожоги и т.п. [3].

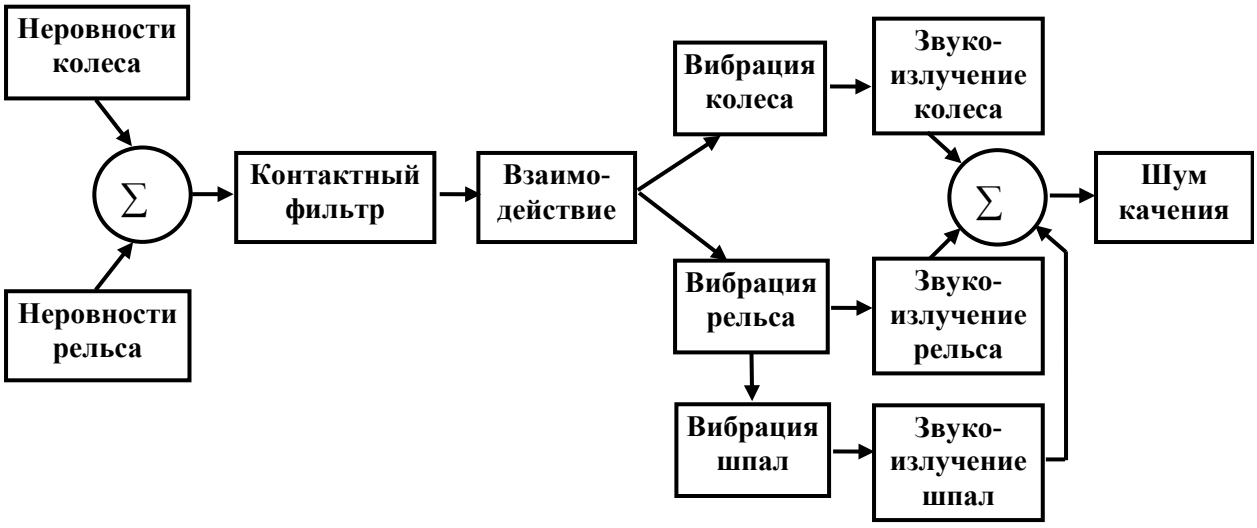


Рис. 1. *Модель возникновения шума качения*

В модели принято понятие контактного фильтра. В месте контакта образуется контактное пятно, где помимо двух основных тел колеса и рельса, можно выделить третье тело – промежуточный слой, состоящий из смеси

оксида железа, и других продуктов износа колес и рельсов. Эта смесь выполняет роль своего рода прокладки, или фильтра, снижающего возникающие напряжения.

В контактном пятне имеют место чрезвычайно высокие давления, соответствующие усилиям сдвига, и это приводит к значительным затратам энергии. Вследствие этого в зоне пятна контакта действуют значительные контактные силы и излучается высокоинтенсивный шум.

Из-за ударного характера взаимодействия в контактирующих телах возбуждается весь спектр собственных частот, на которых излучается шум.

В зоне контакта колеса с рельсом возникает контактное давление, которое состоит из статической нагрузки вызванной массой приходящейся на колёсную пару, и динамических сил, связанных со скоростным режимом поезда. Эти силы возникают из-за неровностей поверхностей катания в точке контакта. Контактное давление зависит, главным образом, от амплитуды неровностей в точке контакта [4].

Если придерживаться этой модели, то совершенно очевидно, что снизить шум становиться возможным, если сгладить неровности на рельсе и колесе: повысить качество поверхности катания на колесе и рельсе и уменьшить несоосность колеса.

Конечно, повысить качество поверхности колеса было бы существенным вкладом в снижение шума, однако, мы не можем гарантировать, что проходящий состав будет состоять из вагонов с идеальными колёсными парами, кроме того, ползуны могут образоваться и после нескольких длительных торможений даже, первоначально, на идеально обработанных колёсах. На нашем конкретном участке мы можем отвечать только за качество поверхностей рельсов.

В работе [5] показано, насколько увеличивается шум качения при увеличении высоты неровности. Так увеличение неровности с 30 до 50 мкм приводит к росту шума на 5 дБ. То есть перспективы метода обработки рельса довольно хорошие. В Российской Федерации проводится обработка рельса путём снятия верхнего слоя для целей предотвращения усталости металла и снятия трещин для предотвращения их дальнейшего развития. Имеется зависимость, приведённая на рис. 2.

На механическую обработку рельса в Российской Федерации разработаны технические условия введённые распоряжением по ОАО «РЖД» [6]. Согласно этим техническим условиям производится профильная шлифовка, при которой головка рельса шлифуется по всему периметру – по поверхности катания и выкружкам.

Разумеется, что данная обработка не ставит целью уменьшить шум, а направлена на выравнивание механических свойств, однако в любом случае качество поверхности катания улучшается и если следовать модели Ремингтона-Томпсона, то уменьшится и уровень излучаемого шума. В рамках проведённого исследования была поставлена задача, определить степень снижения шума при обработке рельса существующими методами и возможно

модернизировать метод обработки для улучшения акустических характеристик.

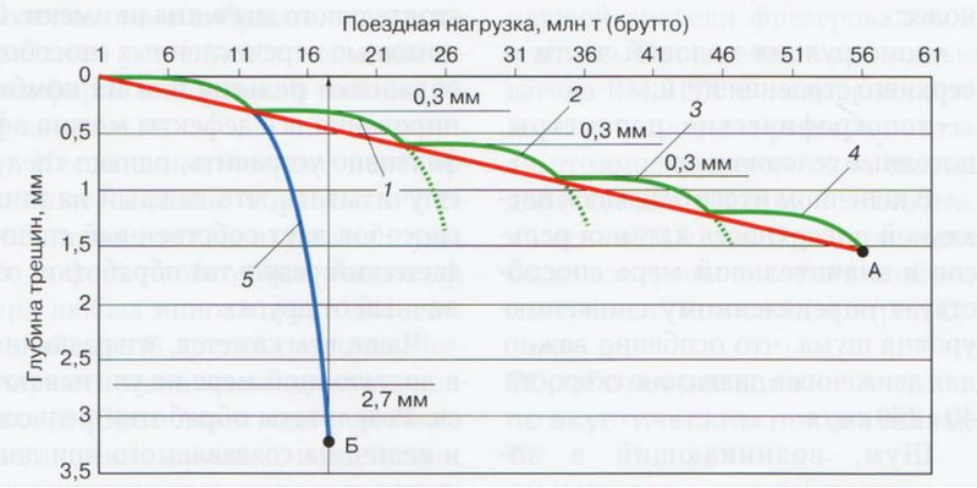


Рис. 2. Превентивная обработка рельса

В литературе приводятся разные данные по акустической эффективности рельсов после шлифовки, встречаются цифры эффективности от 3-х до 12-ти, 15-и и даже 17-и дБ, что представляется невозможным.

Для проведения собственных полевых испытаний была разработана методика проведения испытания эффективности обработки рельса. Методика предполагает проведение двух циклов испытаний по одному и тому же пути, до проведения обработки и после. Поскольку невозможно обеспечить проезд одного и того же поезда, то набираются статистические данные по шуму при проезде не менее 200 поездов мимо точки измерений до шлифования и 200 поездов после шлифования.

На измеряемом участке были установлены микрофоны и вибродатчики для определения внешнего шума и виброактивности рельса до шлифования и после.

Микрофоны устанавливались в двух зонах – ближней и дальней. Ближняя зона – зона качения. Микрофон устанавливался на уровне головки рельса, на расстоянии 1 м от рельса. Дальняя зона – это расстояние 25 м от оси пути согласно [7]. Измерения проводились двумя типами шумомеров параллельно:

– система для анализа сигналов многоканальная «PULSE» Brüel&Kjær модель 3560 B с ПО «PULS LABSHOP» версия 11.2.0.

– измеритель акустический многофункциональный «Экофизика», с ПО для сбора и анализа данных Signal+.

На шейку ближнего рельса устанавливался трёхкомпонентный датчик вибрации. Оси датчика ориентированы следующим образом: ось x – ось направленная вдоль рельса (горизонтально), ось y – ось направленная поперёк рельса (горизонтально), ось z – вертикальная ось.

На рис. 3 представлена схема размещения средств измерения.

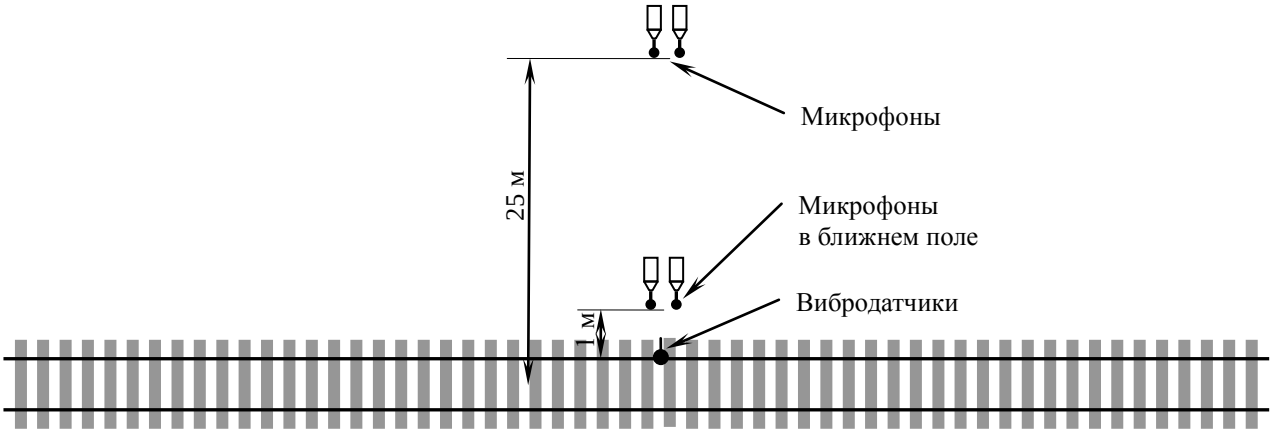


Рис. 3. Схема размещения микрофонов и датчиков

По данной схеме были проведены измерения внешнего шума и вибраций рельса до обработки рельса, затем прошёл шлифовальный поезд, было выдержано время (около суток) необходимое для прикатки рельсов после механической обработки и проведены повторные измерения в той же точке, с той же схемой размещения и при аналогичных условиях.

На рис. 4 представлены данные 1/3 октавных спектров шума/Из графика видно, что в низкочастотной области эффект не выражен, в среднечастотной области имеется чётко выраженный эффект, который наиболее ярко выражен в ближнем поле, но и на контрольном расстоянии (25 м) эффект сохраняется. На высоких частотах эффект слабый. Анализ показывает, что шлифование рельса обеспечивает снижение уровня звука в пределах до 3 дБА.

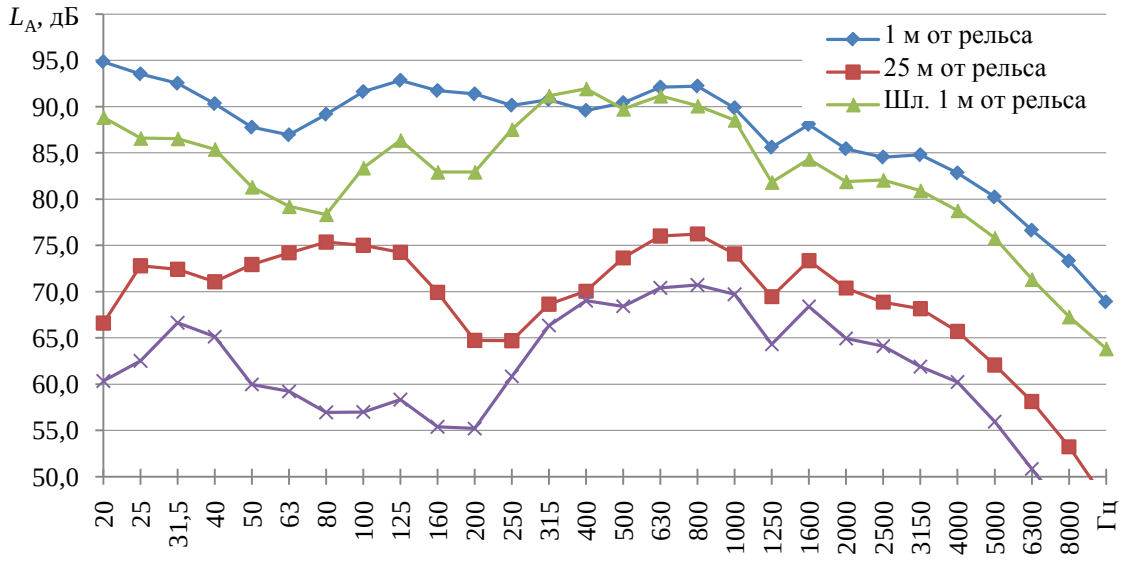


Рис. 4. Уровни звукового давления на расстоянии 1 м и 25 м до шлифования рельсов и после

Значения виброускорений до шлифования и после шлифования (рис. 5, 6, 7) снижаются до 10 м/с^2 в пиковых значениях, а сами пиковые значения имеют немного сдвинутую частоту

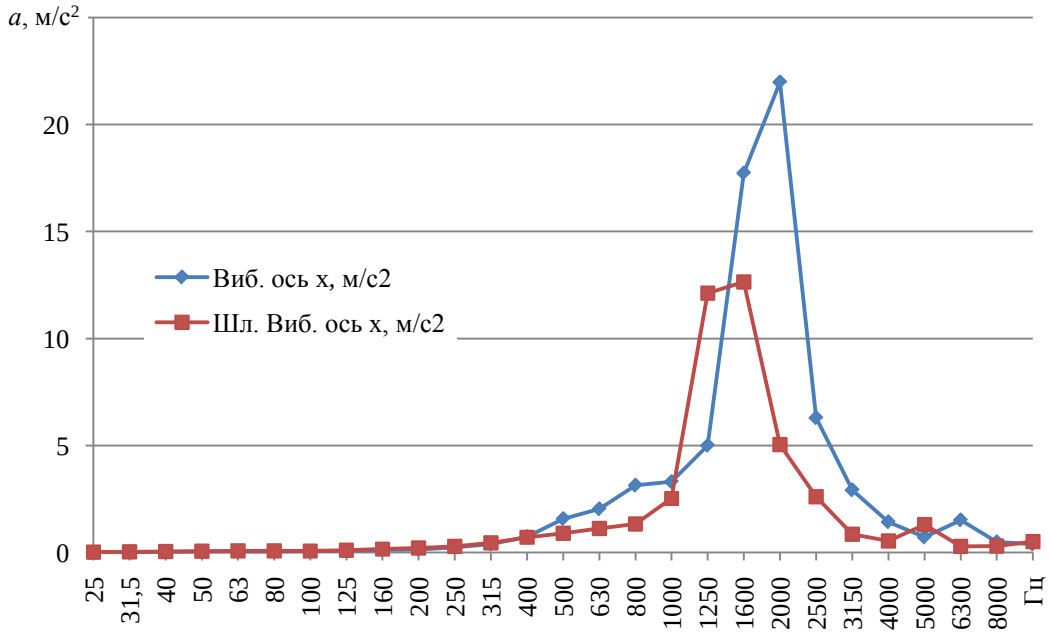


Рис. 5. Значения виброускорения рельса по оси *x* (вдоль рельса), до шлифования и после шлифования

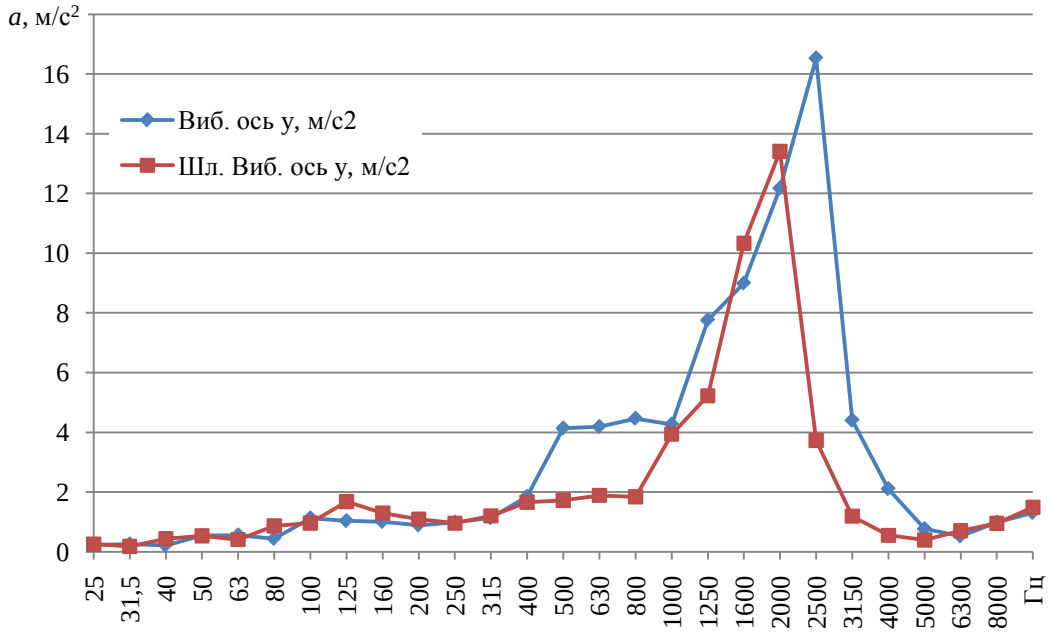


Рис. 6. Значения виброускорения рельса по оси *y* (поперёк путей), до шлифования и после шлифования

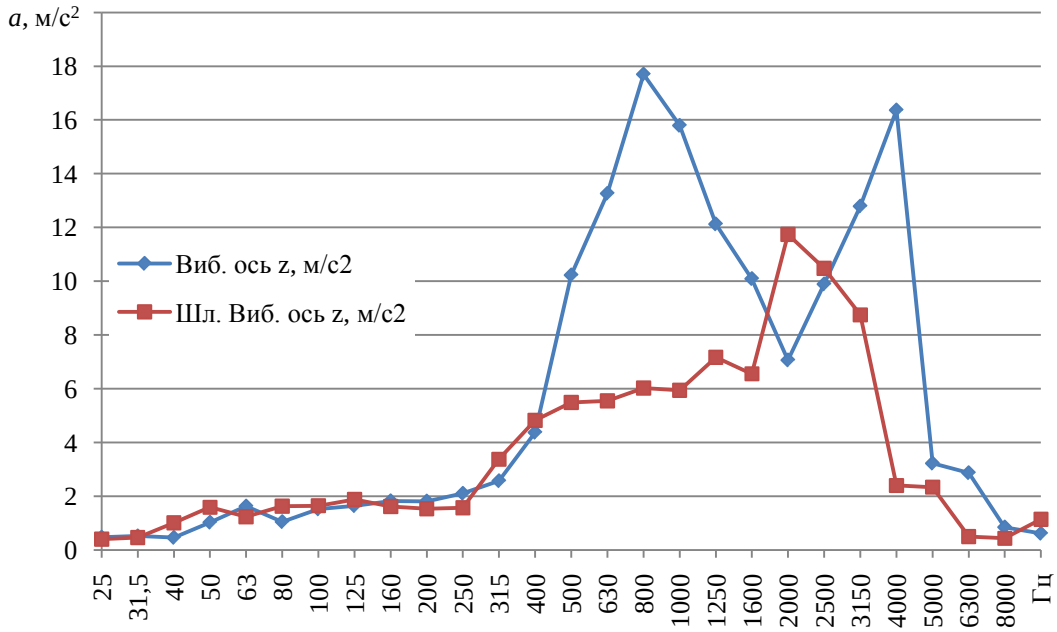


Рис. 7. Значения виброускорения рельса по оси z (вертикально), до шлифования и после шлифования

Среди литературных данных, приведённых выше указаны более высокие значения эффективности, однако в данной работе такого большого эффекта получено не было. Причина кроется в методе шлифования. Шлифование согласно «ТУ по шлифованию рельсов» от 22 февраля 2011 г. № 388 производится шлифование для поддержания механических свойств рельсов, после которого исчезает волнообразный износ, уменьшаются параметры шероховатости, но не достаточно. Не полностью восстанавливается и профиль рельса. Для большего акустического эффекта необходимо производить обработку в два приёма, последовательно идущими обрабатывающими поездами. Первый поезд осуществляет фасонное фрезерование или строгание рельса с формирование правильного профиля, а второй поезд производит сглаживание микронеровностей оставшихся после фрезы.

Кроме того, эффект снижения шума от шлифования рельсов очень сильно нивелирует плохое состояние колёсных пар вагонов. Особенно плохое состояние колёс у вагонов цистерн и полувагонов. Наилучшее состояние поверхностей катания колёс у пассажирских вагонов именно поэтому на этих типах вагонов и был получен наилучший эффект.

Размер дисков колёсных пар российских вагонов больше, чем размер дисков вагонов в странах ЕС, а значит, уменьшение микронеровностей на российских железных дорогах даст меньший эффект.

Таким образом, для достижения наилучшего эффекта снижения шума необходимо не только акустическое шлифование поверхностей катания рельсов, но и лучший контроль за техническим состоянием колёсных пар (особенно грузовых вагонов).

Литература

1. Remington P.J. Wheel/Rail rolling noise, I: theoretical analysis // 1987 Journal of the Acoustical Society of America 81, 1805-1823
2. Thomphson D.J. Wheel-rail noise generation, part I: introduction and interaction model // 1993 Journal sound and vibration 161, 387-400.
3. Приказ Минтранса России от 21.12.2010 № 286 Правила технической эксплуатации железных дорог РФ.
4. Кабаяси М., Наито Т. Исследование вибрации и шума из-за неровностей на поверхности катания модели колеса // Железные дороги мира № 7 1984 г.
5. Климпель Т., Шум качения и методы борьбы с ним // Железные дороги мира №12, 2003 г.
6. Распоряжение ОАО «РЖД» от 22 февраля 2011 г. № 388.
7. ГОСТ Р 54061-2010 (ИСО 3095:2005) Подвижной состав. Акустика. Измерение внешнего шума.

Разработка оригинальной виброзащитной конструкции нательного ношения на основе исследований акустических свойств материалов

Лошаченко Е.С., Куренова С.В., Стрельникова Е.Е.
Донской государственный технический университет (Институт сферы обслуживания и предпринимательства (филиал))
katerina_loshachenko@mail.ru

Аннотация: Рост современной промышленности делает все более актуальным создание средств индивидуальной защиты (СИЗ) от негативного воздействия вибрации в различных отраслях промышленности. Данная работа направлена на более детальное рассмотрение вопроса создания СИЗ для авиационной промышленности с учетом специфики работы в соответствующих условиях. В ходе выполнения работы была разработана методика экспериментальных исследований виброакустических свойств тканей и материалов. Суть методики заключается в изучении вибропоглощающих свойств материалов с помощью измерения уровня звукового давления при помощи специальных SPL – датчиков. В несколько этапов выполнен подбор материалов для проведения акустического исследования. Дана оценка потенциальным слоям пакета материалов на предмет виброзащиты. Рекомендован пакет материалов с оптимальными обоснованными показателями для цели проектирования виброзащитного жилета нательного ношения для авиационной отрасли промышленности. Представлен готовый образец виброзащитного жилета нательного ношения.

Ключевые слова*:* Вибрация, защитные материалы, пакет материалов, производственная среда, защита от вибрации, средства индивидуальной защиты

Негативное влияние вибрации на организм человека можно отметить во многих отраслях промышленности, среди которых особое внимание следует уделить нескольким: авиационная, аэрокосмическая, нефтегазовая, горнорудная и машиностроение. При воздействии вибрации на человека, наиболее существенным является тот факт, что тело человека представляет сложную динамическую систему, которой присущи ритмичные колебания, в том числе и внутренних органов. В этих условиях, при совпадении собственных частот внутренних органов человека и отдельных частей его тела с частотой вынужденной вибрацией возникает явление резонанса, при котором резко возрастает амплитуда колебаний органов и частей тела.

Тело человека, рассмотренное как вязкоупругая механическая система, обладает собственными частотами с достаточно выраженными резонансными свойствами. Резонансные частоты тела человека: глаза - 12 - 27 Гц, грудная клетка - 2 - 12 Гц, ноги и руки – 2 - 8 Гц, позвоночник 4 - 14 Гц. При значительных уровнях вибрации в диапазоне частот 4 – 10 Гц человек может

испытывать болевые ощущения и дискомфорт вследствие резонансных колебаний системы «грудь - живот». Резонансы головы вызывают снижение остроты зрения вследствие смещения изображения объекта относительно сетчатки глаза, а также вызывают возникновение ошибок оператора. Особенно опасны вибрации с частотой, совпадающей с собственной частотой внутренних органов человеческого организма – 6 – 9 Гц, могут вызвать механические повреждения или даже разрыв этих органов [1]. В соответствии с ГОСТ 12.4.012-83 [2] представлена классификация производственной вибрации (Рис.1).

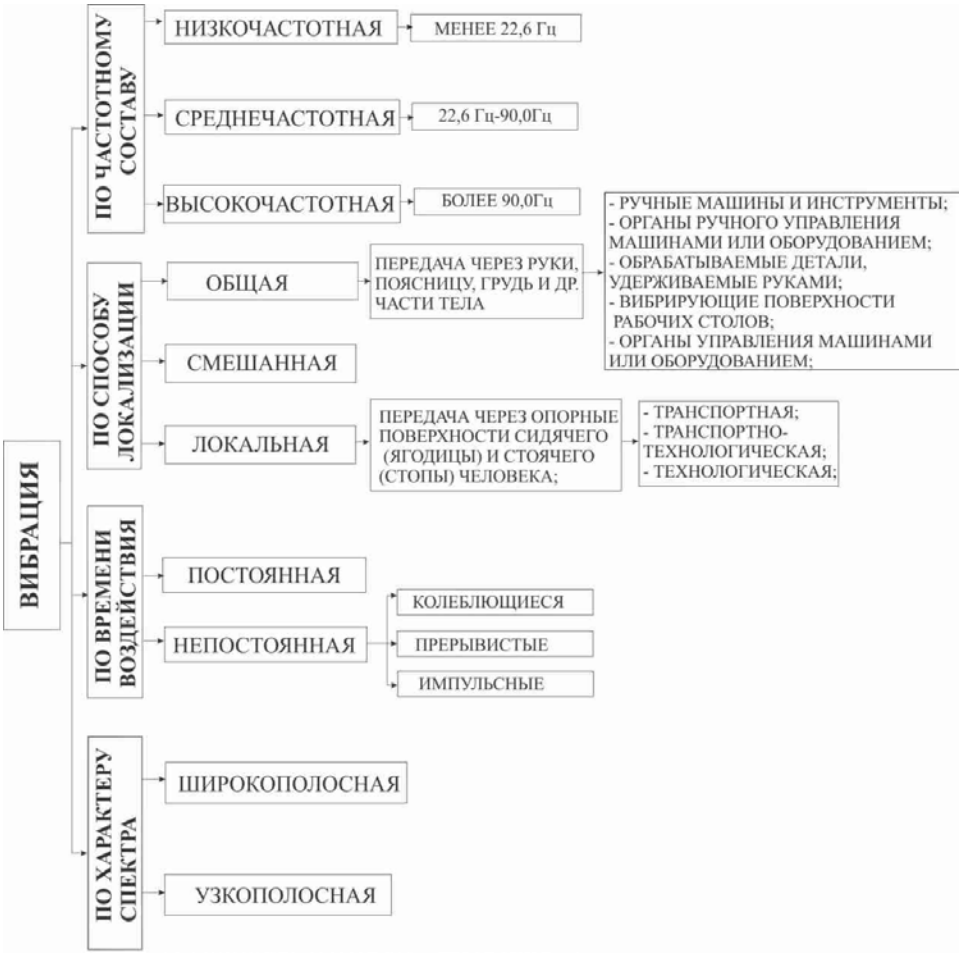


Рис.1 Классификация производственной вибрации

При воздействии вибрации на организм важную роль играет анализаторы центральной нервной системы – вестибулярный, тактильный и зрительный аппараты. Последствия влияния вибрации на организм человека можно обобщить и представить в виде схемы (Рис.2).

Для обеспечения безопасности жизнедеятельности рабочих на производствах с максимальными уровнями вибрации следует уделить особое внимание необходимости обеспечения их средствами индивидуальной защиты (СИЗ), что будет способствовать сохранению здоровья работающих. Изучив, медицинские показания влияния общей вибрации на организм человека были выделены такие зоны особого риска, как: грудная и брюшная полости;позвоночный столб; поясничный отдел. Выполнив анализ

источников вибрации на наиболее проблемных отраслях промышленности, с учетом поступающих предложений от потребителей СИЗ, было принято решение разработать и предложить СИЗ для авиационной отрасли промышленности.

Рис. 2 Действие вибрации на организм человека

Для того чтобы иметь возможность создать СИЗ от повышенного уровня вибрации для выбранной отрасли промышленности необходимо определить источники вибрации и спектр их частот. Стремление к улучшению показателей авиационных двигателей приводит к увеличению скоростей, повышению, энергонапряженности, усложнению рабочих процессов и конструктивных схем деталей, к применению легких и тонкостенных конструктивных элементов. Вследствие этого усложняется характер вибрации и увеличиваются вибрационные нагрузки на детали двигателей, т.е увеличивается интенсивность и опасность вибрации [3].

Источниками вибраций с разными частотами на авиационном и аэрокосмическом транспорте являются:

15 - аэродинамическая неуравновешенность роторов двигателя;

16 - пульсация давления в газовоздушном тракте и в топливной системе двигателя;

17 - зубчатые передачи, подшипники и т.д.;

18 - турбулентность атмосферы;

19 - аэродинамические удары при преодолении звукового барьера.

Частотный спектр вибраций на различных летательных аппаратах весьма широк (от единиц до нескольких тысяч герц) и чаще встречаются вибрации в диапазоне 30—250 Гц. А главные частоты вибрации конструкций больших космических аппаратов обычно лежать в диапазоне от 2 до 15 Гц. Общая вибрация возникает во время полета, когда колебания двигателя передаются на конструкцию летательного аппарата, и иногда при

аэродинамических воздействиях. Наибольшему влиянию вибрации подвергаются члены экипажей легкомоторной авиации и вертолетов, у которых при стаже летной работы в 10 лет и более возникали парестезии в руках и ногах. Трофические изменения кожи стоп и голеностопных суставов, вспыльчивость и раздражительность, нарушение сна, головная боль, головокружение и др. При превышении ПДУ в 1,2 - 1,5 раза выявленные изменения отмечались у них в 2 - 6 раз чаще, чем у летного состава со стажем работы до 5 лет. Изучение показателей артериального давления в покое, во время 5-минутной ортостатической пробы до и после полетов выявляет повышенный сосудистый тонус у членов экипажей. С учетом перечисленного отмечено превалирование эмоциональной неустойчивости, пояснично-крестцовых радикулитов и астенических состояний, а также частое диагностирование хронического гастрита и язвенной болезни с пониженной секреторной функцией желудка [4].

Проведенный анализ летно-технического обмундирования (ЛТО) дал возможность сформулировать дальнейшую задачу исследования: разработать виброзащитный жилет, который бы наряду с шумозащитным шлемом, входил в комплект ЛТО. Такой жилет должен обеспечивать снижение общего уровня шума и вибрации в пододежном пространстве в области груди и живота путем плотного облегания вокруг туловища человека, не вызывать дискомфорт при эксплуатации ЛТО. Решением этой задачи является разработка и создание нательного виброзащитного жилета.

Основным вопросом, при создании нательного виброзащитного жилета является подбор пакета материалов, отвечающий всем требованиям, предъявляемым к нему. Для исследования виброакустических свойств материалов были рассмотрены образцы материалов, в той или иной степени, обладающие упругодемпфирующими свойствами. То есть материалы, которые обеспечивают поглощение или отражение потока колебательной энергии звуковой волны (вибрации). В первую очередь, внимание было уделено материалам, используемым для изготовления существующих СИЗ от вибрации, далее рассмотрели материалы, используемых для аналогичных целей (виброизоляция) в других сферах производственной деятельности, например автомобилестроение, авиастроение, и другие отрасли техники. Также, было проведено изучение современного ассортимента сертифицированных материалов легкой промышленности, которые применяются при изготовлении специальной одежды для защиты от воздействия окружающей рабочей среды. Выполнен поиск текстильных материалов обладающих свойствами гигроскопичности, воздухопроницаемости, эластичности.

При разработке методики эксперимента было отмечено, что вибрация подчиняется всем физическим законам, относящимся к звуковым колебаниям. Поэтому для того чтобы применять материал в качестве вибропоглощения или виброотражения следует определить их акустическую эффективность, которая выражается их способность заглушать падающие звуковые волны определенной частоты. Это качество материалов и будет являться

основополагающей при подборе в пакет для проектирования жилета специального назначения. Прежде по такому принципу были исследованы образцы материалов с шумозащитными свойствами. В данном исследовании изучены свойства пакета материалов на поглощение или отражение вибрации (потока звуковых колебаний) прошедшей через толщину защитного слоя пакета [5].

Для того чтобы определить поток звуковых колебаний, прошедший через материал, специально разработан оригинальный вибростенд. Данный стенд функцинирует по принципу акустического интерферометра для звуковых волн и состоит из двух персональных компьютеров (персональный компьютер №1 и №2) и акустического интерферометра. Конструкция акустического интерферометра представляет собой пластиковую трубу, прикрепленную к акустическому коробу 2, в котором размещена низкочастотная динамическая головка 1, мощность которой 500 Вт, полоса воспроизведения частот от 0 до 300 герц, чувствительность 95 децибел, диаметр 30,0 см (12 дюймов) вес 5 килограммов 300 граммов. Динамическая головка получает питание от усилителя мощности низкой частоты 8, который подключается к сети 220 В и получает синусоидный сигнал от персонального компьютера №1. Диаметр d и длина трубы a зависит от несущей (резонирующей) частоты, то есть длину трубы, можно настроить на любую частоту, которую в свою очередь можно усилить акустическим эффектом. Внутренняя поверхность трубы покрыта шумоизолирующим материалом «карпет» для того чтобы отсутствовала реверберация, то есть возрастание зашумленности точки приема звука, которая приводит к значимым погрешностям в измерениях. Труба поделена на две части: первая часть прикреплена к акустическому коробу 2, а к концу второй части трубы закреплена заглушка 3. В первой части находится патрубок 4, в котором закрепляются испытываемые пакеты материалов 5, две трубы соединяются между собой плотной вставкой друг в друга за счет резиновой прокладки. Образцы вырезаются из кусков материалов, входящих в пакет, диаметром 100 мм. Акустический короб изготовлен из листов ламинированного ДСП толщиной 2,5 см, все швы герметизированы, демпфирование осуществлено материалом «карпет». Для получения фиксированных показаний результатов проводимых испытаний в интерферометре присутствуют анализаторы, представленные SPL датчиками для измерения звукового давления звуковой волны. Один датчик закреплен на трубе перед испытываемым пакетом материалов второй датчик – после. Для получения результатов замеров звукового давления звуковой волны используются персональные компьютеры №1 и №2. На персональном компьютере №1 установлены программа SpectraLAB и программа Sinegen 2.3. На персональном компьютере №2 установлена программа SpectraLAB.

Оригинальность конструкции заключается в использовании специальной динамической головки установленной по принципу «full-push» для того чтобы сэкономить материал и изготовить короб меньших размеров, а также индивидуально рассчитанной длины трубы, размер которой влияет на

максимальную проверку испытываемых пакетов материалов на поглощение или отражение звуковой волны [6]. Схема и фотография экспериментальной установки представлены на рис. 3 и 4 соответственно.

При проведении исследования учитывалось, что в соответствии ГОСТ 23718–93 [7] в кабине вертолета пилот ощущает вибрацию частотой от долей герца до 300 Гц. Исходя из этого, был выделен диапазон частот 10, 15, 20, 55, 60,65 Гц – наиболее ощутимые организмом вибрации.

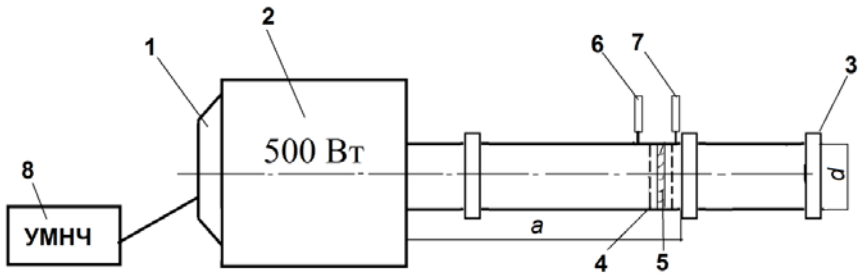


Рис.3 Схема экспериментальной установки

Рис. 4 Фотография экспериментальной установки

Для исследования вибро - акустических свойств материалов были рассмотрены образцы материалов, в той или иной степени, обладающие упругодемпфирующими свойствами. То есть материалы, которые обеспечивают поглощение или отражение потока колебательной энергии звуковой волны (вибрации). Доказано, что потеря звуковой энергии вызывается, главным образом, трением, обусловленным вязкостью воздуха при колебании его в порах материала. Таким образом, для эффективного поглощения звуковой волны материал должен обладать пористой структурой, и быть достаточно упругими [8]. Используя, данную информацию, подбор образцов материалов для проведения акустического исследования выполнялся в несколько этапов:

1 Оценка используемых материалов для защиты от действия локальной вибрации.

2 Оценка материалов, используемых для аналогичных целей (виброизоляция) в других сферах производственной деятельности, например автомобилестроение, авиастроение, и другие отрасли техники.

3 Изучение современного ассортимента сертифицированных материалов легкой промышленности, применяемых при изготовлении специальной одежды для защиты от воздействия окружающей рабочей среды.

4 Поиск текстильных материалов, обладающих свойствами гигроскопичности, воздухопроницаемости, эластичности.

Рассмотрев все вышесказанное, и на основании предварительных экспериментов был составлен список материалов, которые будут участвовать в исследовании. Результаты экспериментальной оценки виброакустических свойств пакетов материалов представлены в таблице 1.

Таблица 1

Исследование виброакустических свойств пакетов материалов

№ Образца	**Наименование материалов в пакете**	**Толщина пакета материала, м**	**Частота звука, Гц**	**Начальный уровень звукового давления, дБ**	**Разница измерений уровней звукового давления, дБ**	**Коэффициент защиты А**
1	2	3	4	5	6	7
1	«Алова» Вспененный полипропилен «Интерлок»	0,0027	10	-43	7	0,16
			15	-40	6	0,15
			20	-39	6	0,15
			55	-36	6	0,16
			60	-38	6	0,15
			65	-40	5	0,125
2	«Алова» Пенополиэтилен-изолон «Интерлок»	0,0087	10	-43	15	0,34
			15	-40	14	0,35
			20	-39	14	0,36
			55	-36	14	0,38
			60	-38	14	0,36
			65	-40	12	0,3
3	«Алова» Пенополиэтилен-изолон «Интерлок»	0,0047	10	-43	14	0,325
			15	-40	12	0,3
			20	-39	10	0,256
			55	-36	10	0,27
			60	-38	10	0,26
			65	-40	10	0,25
4	«Алова» Пенофол «Интерлок»	0,0057	10	-43	11	0,25
			15	-40	11	0,275
			20	-39	10	0,256
			55	-36	10	0,277
			60	-38	10	0,263
			65	-40	9	0,225
5	«Алова» Неопрен «Интерлок»	0,0037	10	-43	8	0,18
			15	-40	7	0,175
			20	-39	7	0,179
			55	-36	7	0,19
			60	-38	6	0,157
			65	-40	6	0,15

В результате проведенных исследовании и обработки полученных данных был выбран следующий пакет материалов:

Материал основы - мембранная ткань «Алова»;

Материал прокладки – ППЭ изолон;

Материал подкладки – Трикотажное полотно «Интерлок».

-Средний коэффициент защиты α составляет 0,27

Толщина пакета материалов 0,0047 м

Результаты вибропоглощения на частотах 10, 15, 20, 55, 60, 65 Гц составляют 14,0; 12,0; 10; 10; 10; 10; 10 Дб.

Рис.5 Мужской виброзащитный жилет нательного ношения

На основе изученных изделий-прототипов среди образцов одежды, предназначенных для защиты от воздействия шума и вибрации, принимая во внимание требования, предъявляемые к проектируемому изделию, была разработана оригинальная конструкция виброзащитного жилета нательного ношения (Рис.5). В настоящее время разработанное изделие проходит апробацию в натурных условиях реального производства.

Список литературы

1. Ю.В. Колосов, В.В. Барановский – Защита от вибрации и шума на производстве 2011
2. ГОСТ 12.4.012-83 «Вибрация. Средства измеренияи контроля вибрации на рабочих местах. Технические требования». Гос. стандарт Союза ССР. – Дата введ. 01.01.84 / Гос. ком. СССР по стандартам. – Изд. офиц. – М.: Изд-во стандартов, 2001. – 4с.
3. Измерова Н.Ф. Гигиена труда / Н. Ф. Измерова, В.Ф. Кириллова - М.: ГЭОТАР-Медиа, 2010. – 592 с.
4. Санитарно-гигиеническая характеристика вредности, опасности, напряженности, тяжести труда членов экипажей воздушных судов гражданской авиации России. Руководящий документ. Главный государственный санитарный врач РФ. 13 октября 1997 г.
5. Патент РФ №. 132898 стенд для измерения акустических параметров материалов, используемых для изготовления защитной одежды / Ю.В. Скребцова, С.В. Куренова //Опубл. 27.09.2013
6. Куренова С.В. Оценка виброакустических свойств материалов с целью проектирования индивидуальных защитных конструкций / С.В. Куренова, Е.С. Лошаченко, Е.Е. Стрельникова // Наукоемкие технологии на службе экологии человека. - ИСОиП (ф) ДГТУ – Шахты. - 2014. –с. 82-86
7. ГОСТ 23718–93 «Самолеты и вертолеты пассажирские и транспортные допустимые уровни вибрации в салонах и кабинах экипажа и методы измерения вибрации». Межгос. стандарт. – Дата введ. 01.01.95 / Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации. – Изд. офиц. – М.: Стандартинформ, 1995. – 24с.
8. Куренова С.В. О выборе материалов для шумозащитной одежды. / С. В. Куренова, Е. А. Дрофа, Н.Н. Прокопенко// Швейная промышленность.- 2007.-№ 6 - с. 49-50.

Решение задачи синхронизации измерения шумовых характеристик и регистрируемых параметров движения самолета для построения контуров авиационного шума в аэродромных условиях

Картышев М.О.
аспирант Санкт-Петербургского технического университета гражданской авиации

Аннотация: Рассматривается определение экспериментальных шумовых характеристик самолета синхронизированные по общей временной базе с получением набора параметров бортового регистратора полетных данных для корректировки расчетного контура авиационного шума.

Ключевые слова: Самолет, авиационный шум, синхронизация, бортовой самописец.

Для целей построения контуров авиационного шума в пределах землеотвода аэродрома на этапах движения самолета при рулении со стоянки на исполнительный старт, разбеге, взлете, посадке, пробеге и рулении на стоянку требуется определение точных и надежных шумовых характеристик самолета совмещенных с синхронным получением определенного набора параметров бортового регистратора полетных данных.

Самолет движется по аэродрому относительно точек измерения авиационного шума при работе двигателей на режимах в диапазоне малой мощности (руление с заданной скоростью) и взлетной мощности (при разбеге до момента отрыва носового колеса) и далее в полете на режимах взлетной мощности и режима дросселирования. По каждому этапу (отрезку) наземной и летной эксплуатации устанавливаются свои условия измерений. В эти условия включаются: схемы движения по аэродрому и полета; режимы работы двигателей, аэродинамическая конфигурация, скорость движения и пространственное местоположение самолета относительно каждой точки измерения.

При построении эксплуатационных графиков зависимостей «шум-режим мощности-расстояние» при движении самолета данного типа на определенных расстояниях при измерении шума необходимо провести достаточное количество измерений в каждой точке [1]. Для охвата всего диапазона расстояний по пути движения ВС расширение области кривых от условной горизонтальной поверхности до высоты 300 м достигается с помощью дополнительных точек измерений или вычислений. По всем контролируемым данным должен быть обеспечен 90-процентный доверительный интервал для средних линий, проведенных через точки измерения [2].

Для синхронизации измерений шума, местоположения самолета, режимов работы двигателей и метеорологических данных должна использоваться общая временная база. Скорость, направление и боковая составляющая скорости ветра, температура и относительная влажность окружающего воздуха должны определяться на протяжении всего периода измерений. При обработке результатов исследований следует учесть возможную рассинхронизацию временных показаний приборного и записывающего оборудования.

Литература

1. Картышев М.О. Детальный расчетный метод построения контуров авиационного шума подтвержденный данными инструментальных измерений. X-NOISE 2014. Вильнюс. Международная конференция. "Акустический климат внутри и снаружи зданий"
2. Приложение 16 к Конвенции ИКАО «Охрана окружающей среды», т.1, Авиационный шум, 2008.

Оценка эффективности акустических экранов при защите от шума железнодорожного транспорта

Елунина А.Д., Ли-Ко-Шин Ю.А.
БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

Аннотация: Были проведены натурные испытания шумозащитных акустических экранов, установленных вдоль железной дороги на участке Возрождение-Каменногорск Октябрьской железной дороги.

Ключевые слова: Акустические экраны, эффективность, уровни звукового давления.

Железнодорожный транспорт является одним из наиболее значимых источников шума. Часто вызывает беспокойство у населения, проживающего вдоль линии железных дорог. Одним из основных средств снижения шума железнодорожного транспорта на сегодняшний день являются шумозащитные экраны.

Важнейшим этапомприемки экранов в эксплуатацию является проверка их акустической эффективности.

В октябре 2014 года были проведены натурные испытания шумозащитных акустических экранов, установленных вдоль железной дороги на участке Возрождение-Каменногорск Октябрьской железной дороги ПК385+89 - ПК389+05 (слева).

Общий вид акустических шумозащитных экранов представлен на рис. 1 и рис.2.

Рис.1. Общий вид акустических экранов

Рис.2 Общий вид акустических экранов

Шумозащитный акустический экран установлен на расстоянии 5 м от оси ближайшего пути. Нижняя часть экрана (цокольный элемент) высотой 600 мм представляет собой бетонноеоснование. Выше основания установлены металлические панели. Экран собран из звукоотражающих и звукопоглощающих панелей, толщиной 93 мм в основном сечении.Отражающие панели имеют переднюю сплошную крышку, а поглощающие панели крышку с перфорацией. Следует отметить, что две нижние панели – являются панелями отражающего типа. Общая высота акустического экрана составляет 4 м над уровнем головки рельса. Длина экрана составляет 316 м.

1.Методика проведения испытаний.

Проверка эффективности акустических экранов проводится согласно ГОСТ Р 54932-2012 «Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Методы контроля», ГОСТ Р 54931-2012 «Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Технические требования».

При проведении испытаний шумозащитных акустических экранов использовался непрямой метод измерений. Источниками шума служил подвижной состав железнодорожного транспорта.

Контрольные точкибыли размещены в середине длины акустическихэкранов со стороны объекта защиты на высоте 1,5 м на расстоянии 25 м от акустического экрана. Так как проведение испытаний в одной и той же контрольной точке с экраном и без экрана было невозможно, испытания проводились непрямым методом для случая без экрана в другом месте, подобном исследуемому.

Место для выполнения испытаний без экрана соответствовало месту, где установлен экран, по характеристикам источника шума, рельефу местности, характеристикам поверхности, метеорологическим условиям и расположению микрофонов.

Измеряемыми величинами являлись эквивалентный уровень звука$L_p\mathrm{A}_{\text{экв}}$ и уровни звукового давленияL_p в октавных полосах со средними геометрическими частотами от 63 до 8000 Гц. Указанные уровни измерялись одновременно в контрольной и опорной точках при отсутствии экрана (без экрана) и при наличии экрана (с экраном).

Опорная точка располагалась на оси акустического экрана, на высоте 1,5 м над верхним ребром экрана. Контрольные точки располагались на расстоянии 25 м за акустическим экраном.

Источником шума служил подвижной состав железнодорожного транспорта.

Схема проведения измерений приведена на рис.3.

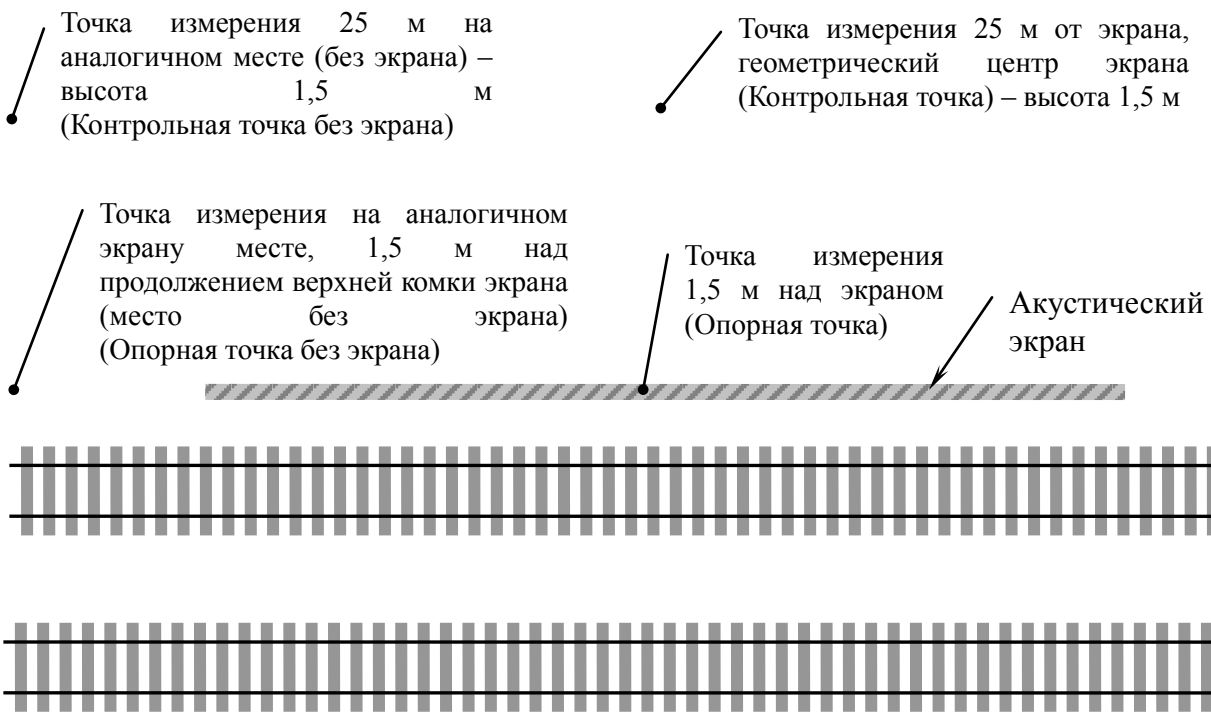


Рис. 3. Схема расположения измерительных микрофонов при определении эффективности экранов.

2.Условия проведения измерений.

Метеорологические условия в период проведения измерений:
Температура воздуха -0,2°С;
Атмосферное давление 1013 гПа (762 мм рт.ст.);
Относительная влажность 70 %;
Скорость ветра 2 м/с.
При проведении измерений микрофон оборудовался ветрозащитным колпаком.

3.Используемая аппаратура.

Для проведения измерений использовалась следующая аппаратура:

– шумомер-анализатор спектра, виброметр портативный Октава-110А, зав. № АУ120118, микрофон МК-265 № 3720 (свидетельство о поверке 14/2092 действительно до 02.04.2015); номер в Государственном реестре средств измерений: 48267-11;

– измеритель акустический многофункциональный «Экофизика», зав. № 01А002, микрофон ВМК-205 № 2845 (свидетельство о поверке 14/2096 действительно до 02.04.2015); Государственном реестре средств измерений: 41157-09.

– измеритель акустический многофункциональный «Экофизика», зав. № ЭФ120811, микрофон МР-201 № 490604 (свидетельство о поверке 14/22095

действительно до 02.04.2015); Государственном реестре средств измерений: 48906-12.

– шумомер-анализатор спектра, виброметр портативный Октава-110А, зав. № АУ110096, микрофон ВМК-205 № 4256 (свидетельство о поверке 14/2091 действительно до 02.04.2015); номер в Государственном реестре средств измерений: 48267-11.

Шумомеры объединялись в одну измерительную систему.

4. Результаты измерений и определение эффективности.

Определение эффективности шумозащитного экрана осуществлялось согласно ГОСТ Р 54932-2012.

При использовании непрямого метода измерений приведенную акустическую эффективность экрана ΔL_p, дБ (дБ*А*), рассчитывают по формуле

$$\Delta L = (\overline{L_O^{С/Э}} - (\overline{L_K^{С/Э}} - C^{С/Э})) - (\overline{L_O^{Б/Э}} - (\overline{L_K^{Б/Э}} - C^{Б/Э})) \quad ,$$

где $\overline{L_O^{С/Э}}$ – средние октавные уровни звукового давления или уровни звука в опорной точке при испытаниях с акустическим экраном, дБ (дБ*А*);

$\overline{L_O^{Б/Э}}$ – средние октавные уровни звукового давления или уровни звука в опорной точке при испытаниях без акустического экрана, дБ (дБ*А*);

$\overline{L_K^{С/Э}}$ – средние октавные уровни звукового давления или уровни звука в контрольной точке при испытаниях с акустическим экраном, дБ (дБ*А*);

$\overline{L_K^{Б/Э}}$ – средние октавные уровни звукового давления или уровни звука в контрольной точке при испытаниях без акустического экрана, дБ (дБ*А*).

$C^{С/Э}$ ($C^{Б/Э}$) – коррекция, учитывающая расположение контрольной точки, дБ (дБ*А*), с акустическим экраном и без акустического экрана соответственно:

$C^{С/Э}$ ($C^{Б/Э}$) = 0 дБ (дБ*А*) для условий свободного звукового поля;

$C^{С/Э}$ ($C^{Б/Э}$) = 3 дБ (дБ*А*), если контрольная точка расположена вблизи объекта защиты, микрофон располагается на расстоянии 2 м от ограждающих конструкций объекта защиты.

Результаты испытаний акустических экранов представлены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты испытаний эффективности акустических экранов ПК385+89 - ПК389+05 (слева)

Точка	**Примечание**	**Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах частот, Гц**								**Уровни звука, L, дБА**
		63	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	
Опорная точка	Грузовой	75,1	74,2	73,8	70,5	68,7	64,6	60,4	56,9	72,6

с АЭ $L_{PO}^{с/э}$	поезд									
Контрольная точка с АЭ $L_{PK}^{с/э}$		70,2	61,5	60,6	57,7	56,9	47,1	44,6	37,0	55,1
$\Delta L_P^{с/э}$		***4,8***	***12,7***	***13,2***	***12,8***	***11,8***	***17,5***	***15,8***	***19,9***	***17,5***
Опорная точка без АЭ $L_{PO}^{б/э}$		78,3	78,1	77,4	75,8	68,4	70,2	64,1	52,7	76,6
Контрольная точка без АЭ $L_{PK}^{б/э}$		74,3	68,8	70,0	69,4	65,3	63,3	59,9	48,2	73,0
$\Delta L_P^{б/э}$		***4,0***	***9,3***	***7,4***	***6,3***	***3,1***	***6,9***	***4,2***	***4,5***	***3,6***
Эффективность $\Delta L_p = \overline{\Delta L_P^{с/э}} - \Delta \overline{L_P^{б/э}}$		**0,8**	**3,3**	**5,7**	**6,5**	**8,8**	**10,6**	**11,6**	**15,5**	**13,9**
Опорная точка с АЭ $L_{PO}^{с/э}$	Грузовой поезд	79,9	75,4	79,2	76	72,3	68,7	64,1	51	77,9
Контрольная точка с АЭ $L_{PK}^{с/э}$		72,7	61,1	58,2	57,9	54,2	50	43,3	32	59,6
$\Delta L_P^{с/э}$		***7,2***	***14,3***	***21***	***18,1***	***18,1***	***18,8***	***20,8***	***19***	***18,4***
Опорная точка без АЭ $L_{PO}^{б/э}$		81,5	77,4	81,3	78,5	73,6	71,3	65,5	53,1	79,7
Контрольная точка без АЭ $L_{PK}^{б/э}$		77,5	69,3	72,3	72,2	70,2	69,2	63,9	52,1	75,5
$\Delta L_P^{б/э}$		***4,1***	***8,1***	***9***	***6,3***	***3,4***	***2,1***	***1,6***	***1***	***4,2***
Эффективность $\Delta L_p = \overline{\Delta L_P^{с/э}} - \Delta \overline{L_P^{б/э}}$		**3,1**	**6,2**	**12**	**11,9**	**14,7**	**16,7**	**19,2**	**18**	**14,2**
Опорная точка с АЭ $L_{PO}^{с/э}$	Грузовой поезд	83,2	80,7	85,2	83,5	79,7	77,2	71,8	59,3	85,2
Контрольная точка с АЭ $L_{PK}^{с/э}$		76,3	70,5	63	62	59,3	55,3	47,6	33,9	64,8
$\Delta L_P^{с/э}$		**6,9**	**10,2**	**22,2**	**21,5**	**20,4**	**21,9**	**24,2**	**25,4**	**20,4**
Опорная точка без АЭ $L_{PO}^{б/э}$		81,9	79,3	83,7	82,2	79,5	76,2	70,7	58,8	84,1
Контрольная точка без АЭ $L_{PK}^{б/э}$		78,2	75,5	75,2	74,7	72,6	72,8	68,1	55,9	77,9
$\Delta L_P^{б/э}$		**3,7**	**3,8**	**8,5**	**7,5**	**6,9**	**3,4**	**2,6**	**2,9**	**6,2**
Эффективность $\Delta L_p = \overline{\Delta L_P^{с/э}} - \Delta \overline{L_P^{б/э}}$		**3,2**	**6,4**	**13,7**	**14,0**	**13,5**	**18,5**	**21,6**	**22,5**	**14,2**
Опорная точка с АЭ $L_{PO}^{с/э}$	Пассажирский поезд	73,7	66,3	69,4	74,2	71,6	69	62,7	51,7	76,8
Контрольная точка с АЭ $L_{PK}^{с/э}$		61,8	51,8	58,3	55,9	51,4	49,4	43,2	33,9	58,1
$\Delta L_P^{с/э}$		**11,9**	**14,5**	**11,1**	**18,3**	**20,2**	**19,6**	**19,5**	**17,8**	**18,7**

Опорная точка без АЭ $L_{PO}^{б/э}$		74,5	64,9	69,2	75,1	72,7	71,2	64,5	60,4	78,2
Контрольная точка без АЭ $L_{PK}^{б/э}$		67,5	60,1	65,8	64,8	66	66,1	56,6	54,6	73,5
$\Delta L_P^{б/э}$		**7,0**	**4,8**	**3,4**	**10,3**	**6,7**	**5,1**	**7,9**	**5,8**	**4,7**
Эффективность $\Delta L_p = \overline{\Delta L_P^{с/э}} - \Delta \overline{L_P^{б/э}}$		**4,9**	**9,7**	**7,7**	**8,0**	**13,5**	**14,5**	**11,6**	**12,0**	**14,0**
Опорная точка с АЭ $L_{PO}^{с/э}$	Пассажирский поезд	78,4	75,3	75,6	78,2	76,4	73,4	70,0	64,8	80,8
Контрольная точка с АЭ $L_{PK}^{с/э}$		73,1	72,1	65,2	66,3	63,3	60,1	54,7	45,6	61,8
$\Delta L_P^{с/э}$		***5,3***	***3,2***	***10,4***	***11,9***	***13,1***	***13,3***	***15,3***	***19,2***	***19,0***
Опорная точка без АЭ $L_{PO}^{б/э}$		75,1	73,3	75,2	76,7	74,9	72,0	68,7	56,8	79,1
Контрольная точка без АЭ $L_{PK}^{б/э}$		70,2	71,6	70,5	72,0	71,2	70,5	66,2	52,8	73,6
$\Delta L_P^{б/э}$		***4,8***	***1,7***	***4,7***	***4,7***	***3,7***	***1,5***	***2,5***	***4,1***	***5,5***
Эффективность $\Delta L_p = \overline{\Delta L_P^{с/э}} - \Delta \overline{L_P^{б/э}}$		**0,4**	**1,5**	**5,7**	**7,2**	**9,4**	**11,8**	**12,8**	**15,2**	**13,5**
Опорная точка с АЭ $L_{PO}^{с/э}$	Пассажирский поезд	79,8	77,8	78,7	80,7	84	82,8	76,5	67,4	89,1
Контрольная точка с АЭ $L_{PK}^{с/э}$		74,2	68,3	64,2	66,6	63,9	63,9	57,1	48,6	70,6
$\Delta L_P^{с/э}$		**5,6**	**9,5**	**14,5**	**14,1**	**20,1**	**18,9**	**19,4**	**18,8**	**18,5**
Опорная точка без АЭ $L_{PO}^{б/э}$		79,8	75,6	76	77	79,7	81,4	74,9	63,7	86,1
Контрольная точка без АЭ $L_{PK}^{б/э}$		76,8	71	67,9	72,1	73,6	77,6	72,2	61	81,8
$\Delta L_P^{б/э}$		**3,0**	**4,6**	**8,1**	**4,9**	**6,1**	**3,8**	**2,7**	**2,7**	**4,3**
Эффективность $\Delta L_p = \overline{\Delta L_P^{с/э}} - \Delta \overline{L_P^{б/э}}$		**2,6**	**4,9**	**6,4**	**9,2**	**14,0**	**15,1**	**16,7**	**16,1**	**14,2**

Сводные и усредненные данные эффективности акустических экрановпредставлены в таблице 2.

Таблица 2

Эффективность акустических экранов

Примечание	**Эффективность акустических экранов в дБ в октавных полосах частот, Гц**								**Уровни звука, L, дБА**	**Эффективность акустических экранов, дБА**
	63	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**		
Грузовой поезд	0,8	3,3	5,7	6,5	8,8	10,6	11,6	15,5	72,6	13,9

Грузовой поезд	3,1	6,2	12,0	11,9	14,7	16,7	19,2	18,0	77,9	14,2
Грузовой поезд	3,2	6,4	13,7	14,0	13,5	18,5	21,6	22,5	82,5	14,2
Пассажирский поезд	4,9	9,7	7,7	8,0	13,5	14,5	11,6	12,0	76,8	14,0
Пассажирский поезд	0,4	1,5	5,7	7,2	9,4	11,8	12,8	15,2	80,8	13,5
Пассажирский поезд	2,6	4,9	6,4	9,2	14,0	15,1	16,7	16,1	89,1	14,2
Средняя эффективность	2,5	5,3	8,5	9,5	12,3	14,5	15,6	16,6	79,9	14,0

Как видно из таблицы 2 эффективность акустических экранов при прохождении поездов составляет14 дБА. Эквивалентные уровни шума на территории, прилегающей к жилой застройке, после установки акустических экранов были снижены до требований санитарных норм.

Литература

1. Н.И.Иванов Инженерная акустика: теория и практика борьбы с шумом. Учебник.-М.: Университетская книга Логос, 2008.
2. ГОСТ Р 54932-2012 «Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Методы контроля».
3. ГОСТ Р 54931-2012 «Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Технические требования».

Шумовое воздействие подвижного состава и инфраструктуры ОАО «РЖД» на окружающую среду, население и пути его снижения

Свиридов А.Г.
Центр охраны окружающей среды Октябрьской железной дороги – филиала ОАО «РЖД»
NOP_SviridovAG@spb.orw.ru

Аннотация: Согласно статистическим данным количество обращений населения, проживающего в непосредственной близости от железнодорожных линий, на повышенный уровень шума, создаваемый железнодорожным транспортом, остается высоким.Основной причиной сверхнормативного шумового воздействия является несоблюдение проектными организациями и застройщиками Российского законодательства, запрещающего жилищное строительство без обеспечения санитарно-эпидемиологического благополучия населения в части защиты от акустического воздействия железнодорожного транспорта: жилищное строительство осуществлялось и осуществляется в санитарно-защитной зоне железной дороги без соответствующих шумозащитных мероприятий. В свою очередь, ОАО «РЖД» на полигоне Октябрьской железной дороги на реализацию шумозащитных мероприятий затрачивает значительные финансовые средства: согласно действующему законодательствупри проведении реконструкции, при строительстве и эксплуатации вновь строящихся объектов транспорта в рамках выполнения различных инвестиционных проектов ОАО «РЖД» разрабатываются и проводятся природоохранные мероприятия на основании проведенных акустических расчетов.

Ключевые слова: Акустическое воздействие, железнодорожный транспорт, шумозащитные мероприятия, несоблюдение санитарных правил и норм

I. Функционирование рабочей группы, созданной на Октябрьской железной дороге по рассмотрению обращений граждан, связанных с шумовым воздействием от железной дороги

Общее количество обращений населения по факту повышенного уровня шума от железнодорожного транспорта за период 2012-2014 годов составляет 170 случаев.

Из трех основных видов источников шумового воздействия (шум от подачи сигналов локомотивов, работа системы оповещения, шум от движения железнодорожного транспорта) основным (80 %) является шум от движения подвижного состава – это взаимодействие подвижного состава и инфраструктуры железнодорожного транспорта.

От общего числа обращений за указанный период 68 % – это жители зданий, которые построены в санитарно-защитной зоне железной дороги, т.е. ближе 100 м. в нарушение действующих строительных норм и правил.

В этом случае основной причиной сверхнормативного шумового воздействия является несоблюдение проектными организациями и застройщиками Российского законодательства, запрещающего жилищное строительство без обеспечения санитарно-эпидемиологического благополучия населения в части защиты от акустического воздействия железнодорожного транспорта.

67 % таких зданийпостроено до 1970 года, 21 % – построено за период 70-90х годов, 12 % – после 1990 года.

К сожалению, нарушение действующих строительных норм и правил, предписывающих отделять жилую застройку городов от железнодорожных линий санитарно-защитной зоной, продолжается и в настоящее время.

Мероприятия, предписанные «СНиП 23-03-2003 Защита от шума» по применению рациональных приемов планировки и застройки жилых кварталов и выбору конструктивных характеристик зданий, во многих случаях не обеспечивают защиту населения, а претензияпредъявляется к железной дороге, как к источнику шумового воздействия. Решение о строительстве принимают одни, а ответственность за несоответствия в строительстве возлагается на других.

С 2013 года на Октябрьской дороге установлен порядок по рассмотрению каждого обращения граждан, для этого создана рабочая группа, в состав которой наряду с причастными службами железной дороги вошли специалисты Балтийского государственного технического университета «Военмех», представители группы заказчика по строительству объектов железнодорожного транспорта в Северо-Западном регионе (СПб ДКРС), а также начальник Октябрьского территориального отдела Управления Роспотребнадзора по железнодорожному транспорту Наталья Николаевна Артемьева.

Решения, принимаемые такой группой, являются наиболее объективными и направленными на реализацию конкретных технических и организационных мероприятий.

На основании принятых решений на Октябрьской железной дороге проводится корректировка планов работ, направленных на улучшение технических характеристик инфраструктуры с целью уменьшения шумового воздействия в населенных пунктах:

-применение элементов шумоотражающих и шумопоглащающих конструкций;

- укладка бесстыкового пути, применения скрепления и подкладок нового типа, шлифовка рельсов;

-замена старого подвижного состава на более усовершенствованный современный, замена локомотивного парка;

-изменение технологии работы станций, мест дислокации локомотивов;

-регулировка систем оповещения (в пределах допустимых норм с точки зрения обеспечения безопасности работающих на железнодорожных путях, движения поездов и перевозки пассажиров).

Проводимые мероприятия в комплексе позволяют снизить шумовое воздействие, но бесшумным перевозочный процесс сделать невозможно.

С целью расширения полномочий рабочей группы и наиболее эффективного решения проблемы акустического воздействия железнодорожного транспорта на селитебные территории, в результате полученной договоренности между Президентом ОАО «РЖД» В.И.Якуниным и Губернатором Санкт-Петербурга Г.С.Полтавченко принято решение об образовании совместного межведомственного совещательного органа с участием Комитетов Санкт-Петербурга: по транспорту, по развитию транспортной инфраструктуры, по управлению городским имуществом, по природопользованию, охране окружающей среды и обеспечению экологической безопасности Санкт-Петербурга.

Первое совещание органа состоялось в октябре 2014 года.

Целью для межведомственного совещательного органа установлена выработка предложений и координация действий по проведению мероприятий, направленных на минимизацию виброакустического воздействия железнодорожного транспорта на окружающую среду и население Санкт-Петербурга.

В частности, необходимо организовать работу по выполнению требований действующих строительных норм и правил, предписывающих применять рациональные приемы планировки и застройки жилых кварталов и районов и выбирать конструктивные характеристики зданий.

II. Анализ природоохранного законодательства в области шумового воздействия на окружающую среду

Остается открытым вопрос законности осуществления жилищного строительства в непосредственной близости отдействующих железнодорожных предприятий и линий, попадающего в зону их воздействия, без применения необходимых шумозащитных мероприятий, определяемых на стадии проектирования жилых домов.

Согласно действующему законодательству (СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 «Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов»)при проведении реконструкции, при строительстве и эксплуатации вновь строящихся объектов транспорта в рамках выполнения различных инвестиционных проектов ОАО «РЖД» разрабатываются и проводятся природоохранные мероприятияна основании проведенных акустических расчетов.

Аналогично, в случае расположения жилых зданий вдоль действующих железных дорог реализация шумозащитных мероприятий, определенных акустическим расчетом воздействия железнодорожного транспорта, а также других имеющихся источников, находится в компетенции органов исполнительной власти субъектов РФ, органов государственного контроля и надзора, органов местного самоуправления (Правила и нормы технической эксплуатации жилищного фонда, утвержденные Постановлением

Государственного комитета РФ по строительству и жилищно-коммунальному комплексу от 27.09.2003 №170).

В настоящее время вносятся изменения в Генплан Санкт-Петербурга, планируется будущая застройка свободных территорий жилыми домами, в том числе и вблизи железной дороги. Октябрьской железной дорогой было подготовлено обращение в адрес вице-губернатора Санкт-Петербурга, а также в Комитет по градостроительству и архитектуре о необходимости предусмотрения соблюдения не только санитарно-защитной зоны для жилых зданий (100 м.) в соответствии с требованиями строительных норм и правил, но и определение зон санитарного разрыва путем расчета и фактических замеров в соответствии с СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 «Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов».

Таким образом, видно, что решение проблемы шумового воздействия только силами одной стороны не возможно, требуется всесторонний и комплексный подход, а учитывая высокую стоимость и продолжительный этап окупаемости шумозащитных мероприятий, масштабное строительство экранов возможно только при государственном софинансировании и реализации целевых инвестиционных программ.

ОАО «РЖД» и БГТУ «Военмех» проводится совместная работа по анализу действующего природоохранного законодательства, регламентирующего акустическое воздействие железнодорожного транспорта на окружающую среду и население.

Заведующий кафедрой «Экология и безопасность жизнедеятельности» БГТУ «Военмех», д.т.н., профессор Н.И.Иванов принимал участие в заседании секции «Охрана труда, промышленная, пожарная и экологическая безопасность» научно-технического совета ОАО «РЖД», посвященной рассмотрению вопросов шумового воздействия подвижного состава и инфраструктуры ОАО «РЖД» на окружающую среду и население, поиску путей снижения воздействия шума, выступая с докладом.

Научно-техническим советом были поддержаны предложения БГТУ «Военмех» по внесению:

- изменений в проект СанПиН 2.2.4/2.1.8. -14 «Гигиенические требования к физическим факторам производственной и окружающей среды» - для железнодорожного транспорта по применению поправки к нормам +10 дБА;

- поправок в СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 «Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов» в отношении статуса санитарных разрывов, а также разграничение ответственности за нарушение правил территориального планирования, порядка землепользования и застройки.

Также необходимо рассмотрение предложений БГТУ «Военмех» по внесению поправок в технические регламенты Таможенного Союза в части разделения ответственности за соблюдение допустимых уровней шума между собственниками объектов инфраструктуры железнодорожного транспорта, с

одной стороны и органами государственной власти и (или) органами местного самоуправления, с другой стороны; запрещением жилищного строительства в местах сверхнормативного шумового воздействия железнодорожного транспорта путем картирования инфраструктуры железнодорожного транспорта. В 2015-2016 годах планируется разработка ГОСТ Р «Шум. Технические нормы шума подвижного состава железнодорожного транспорта» (на сегодняшний день отсутствует нормирование уровней шума некоторых типов подвижного состава).

III. Реализуемые шумозащитные мероприятия на Октябрьской железной дороге

В рамках действующих инвестиционных проектов реконструкции и нового строительства железнодорожных линий предусмотрены шумозащитные мероприятия для жилых и общественных зданий, попадающих в зону акустического воздействия железнодорожного транспорта. Основными такими мероприятиями являются установка шумозащитных экранов и шумозащитное остекление. В рамках двух крупных действующих проектов строительства на реализацию шумозащитных мероприятий выделено финансирование в размере свыше 10 млрд. руб. с учетом установки более 116 п. км. шумозащитных экранов.

УчастокСанкт-Петербург - Бусловская (в районе станции Дибуны) Октябрьской железной дороги является опытным полигоном по испытанию передовых шумозащитных технологий.

На сегодняшний день здесь установлены шумозащитные экраны группы компаний Durisol и ООО «Завод Акустических Конструкций», проведенные испытания подтверждают их заявленную акустическую эффективность (12-14 дБА).

Наряду с шумозащитными экранами для снижения акустического воздействия от железной дороги, произведена проверка акустической эффективности шумопоглощающих накладок Стрейластик (Strailastic A) производства Германии, которые устанавливаются на шейку рельса. В настоящее время производится анализ их эксплуатационных характеристик в натурных условиях.

Специалистами Октябрьской железной дороги и БГТУ «Военмех» на опытном участке Финских железных дорог были изучены свойства инновационных низких шумозащитных экранов Саундим Рейл (Soundim Rail).

Одним из основных достоинств таких экранов является то, что благодаря своим небольшим габаритам конструкция не закрывает обзор машинистам и пассажирам (данный фактор важен как с эстетической точки зрения, так и с точки зрения безопасности).

В связи с тем, что акустическая эффективность низких экранов при проведении испытаний в Финляндии была подтверждена, принято решение о проведении испытаний на Октябрьской железной дороге (участок Мга-Горы).

Таким образом, ОАО «РЖД» проводится перманентная работа, направленная на минимизацию экологического воздействия на окружающую среду, в частности, на достижение акустического благополучия за счет снижения уровня шума от объектов железнодорожного транспорта: происходит внедрение инновационных шумозащитных технологий, усовершенствуется подвижной состав и инфраструктура. Благодаря сотрудничеству ОАО «РЖД» и передовых специалистов в области транспортной акустики – специалистов БГТУ «Военмех» на основе опыта зарубежных стран ведется работа по формированию предложений для внесения изменений в законодательные акты.

Только совместными усилиями представителей бизнеса, власти и науки, возможно достижениеэффективных результатовпо снижению шума от всех видов транспорта, что позволит значительно улучшить условия проживания населения вблизи транспортных магистралей.

Сегодня железная дорога идет по пути глобального снижения вредного влияния на окружающую среду, что, безусловно, соответствует государственному ориентиру на защиту природы.

Общераспространенные единицы оценки уровней авиационного шума

В.В. Светлов
БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург,
svetlov-valeriy@yandex.ru

Аннотация: Показаны наиболее распространенные единицы оценки авиационного шума применяемые на территории Российской Федерации и в мировом сообществе. приведены формулы для расчета. Дан анализ и определены основные особенности каждой единицы. Произведено сравнение, показаны их сходства и различия. Дана попытка оценить наиболее оптимальные применения каждой их них.

Ключевые слова: Авиационный шум, единицы оценки, нормирование, сравнение.

Введение

На сегодняшний день, как и 40-50 лет назад особо остро стоит проблема авиационного шума вблизи аэропортов гражданской авиации. Если в прошлом проблема была вызвана высокими акустическими характеристиками воздушных судов, то в настоящее время проблема сохраняется за счет увеличения числа операций взлета/посадки.

Сокращение уровней излучаемого шума ВС обусловлено техническими нормами принятыми согласно Приложению 16 к Чикагской конвенции ИКАО, которая требует поэтапного их уменьшения. В критерии оценки входят уровни создаваемые при взлете, наборе высоты и снижению на посадку ВС. Общая величина снижения уровней шума начиная с 1960 г. составляет более 40 EPN, дБ.

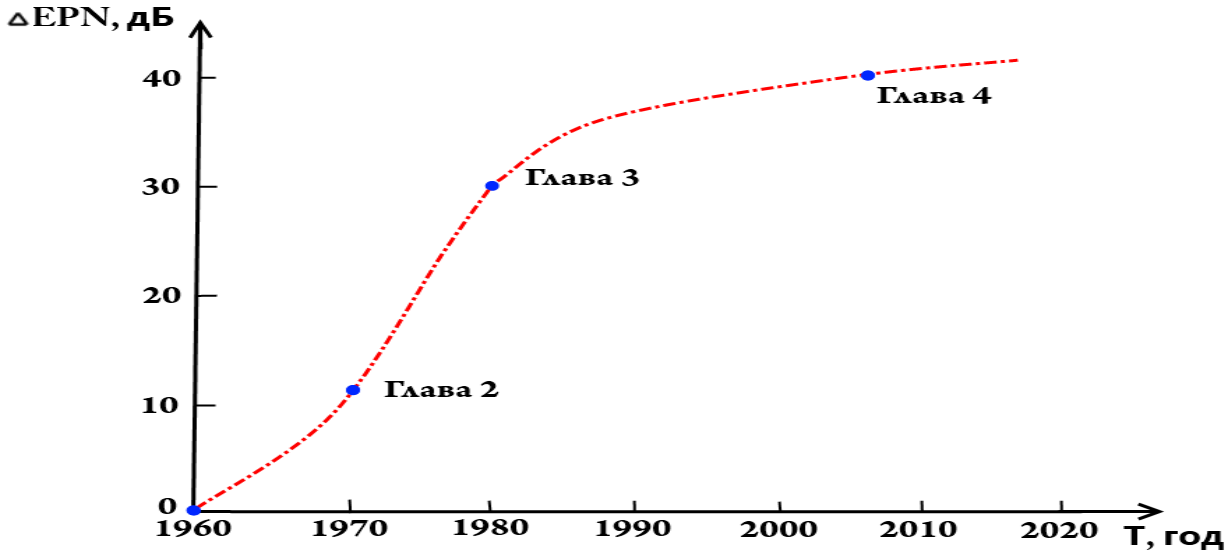


Рис. 1. Требование ИКАО к снижению уровней шума самолетов

Увеличение общего числа мировых авиаперевозок увеличивается от года к году. В Российской Федерации в настоящее время также намечается

увеличение пассажирооборота (свыше 75 млн. человек), а как следствие и увеличение количества рейсов ВС (свыше 1,3 млн. полетов). Подробные данные представлены на графике. Оценив увеличение общего количества рейсов за период 2000 - 2010 гг. можно сделать вывод о общем увеличение уровней акустического воздействия на величину порядка 3 дБА.

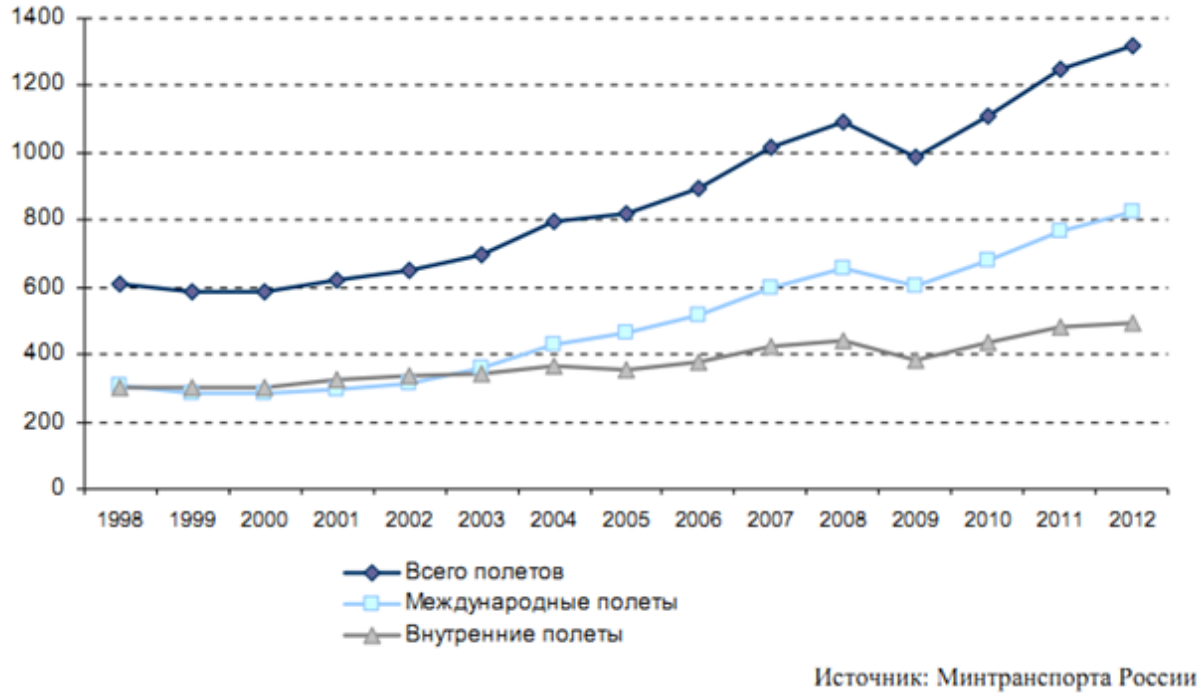


Рис. 2. Количество полетов, совершенных российскими авиакомпаниями, тыс.

Согласно общераспространенной литературе прогресс снижения уровней шума в сравнении с результатами прошлых десятилетий значительно улучшился, но острота проблемы не уменьшилась. К числу проблем можно также отнести различие в единицах нормирования уровней авиационного шума.

Единицы оценки уровней авиационного шума

Ограничение шума воздушных судов на местности осуществляется в области санитарного (СН и СанПиН) и технического (ИКАО и АП-36) нормирования. При этом санитарные нормы авиационного шума носят характер национальных норм и несколько различаются в разных странах по единицам оценки и предельно-допустимым значениям уровней шума.

В настоящее время уровни шума самолетов на местности на режимах взлета и захода на посадку являются главным критерием, определяющим возможность эксплуатации воздушного судна на международных и внутренних авиалиниях.

Согласно законодательству РФ нормируемыми параметрами авиационного шума на территории жилой застройки являются эквивалентный ($L_{Аэкв}$) и максимальный ($L_{Амакс}$) уровни звука, выражаемые в дБА.

Эквивалентный уровень звука $L_{Аэкв}$ представляет собой значение длительного постоянного шума, который в пределах регламентированного интервала времени имеет то же среднеквадратическое значение уровня, что и рассматриваемый авиационный шум, уровень звука которого изменяется во времени [1,2]. Регламентируемыми интервалами являются дневной (с 7.00 до 23.00 ч.) и ночной (с 23.00 до 7.00 ч.) периоды суток [3].

$$L_{Аэкв} = 10\lg\left[\frac{1}{T}\sum_{i=1}^{N} 10^{0.1*L_i}\right]$$

Максимальный уровень звука $L_{Амакс}$ представляет собой уровень корректированный по шкале "А" в течение 1% времени при регистрации автоматическим устройством (шумомером) [1,2].

В странах Европейского союза и США приняты иные критерии нормирования авиационного шума - *эффективный уровень воспринимаемого шума* EPNL (Effective Perceived Noise Level), измеряемый в EPNдБ [4]. Особенностью данного критерия оценки является разбивка всего диапазона на третьоктавные полосы частот и установление для каждой из них своего коэффициента. Расчет, без учета поправки на тональность производят по следующим формулам

$$\mathrm{SPL(i,k)} = \mathrm{n(i,k)}$$

$$n(k) = \max\left[n(i,k)\right]$$

$$N(k) = 0{,}85n(k) + 0{,}15\sum_{i=1}^{24} n(i,k)$$

$$PNL(k) = 40 + 33{,}3lg[N(k)]$$

$$PNLTM = \max\left[PNL(k)\right]$$

$$PNLT(t_1) = PNLT(t_2) = PNLTM - 10$$

$$d = t_1 - t_2$$

$$D = 10lg\left[\sum_{i=1}^{d/2} 10^{0.1*PNLT(t_i)}\right] - PNLTM - 13$$

$$EPNL = PNLTM + D$$

Одним из современных критериев оценки, находящим широкое применение является эквивалентный средневзвешенный суточный уровень звука (L_{dn} или L_{den}), измеряемый в дБА [5]. Интервалом оценки может служить сутки, неделя, месяц, год и т.д. Данный параметр учитывает общую энергию за сутки с учетом дозы шума за дневной и ночной (при необходимости вечерний) промежуток времени. В ходе многолетних европейских исследований обнаружено, что жалобы от нормальной работы аэропорта начинаются когда уровень шума гражданской авиации превышает значение L_{dn}=55 дБА для территории жилой застройки.

$$L_{dn} = 10\lg\left[\frac{1}{24}\left(16\cdot 10^{L_{day}} + 8\cdot 10^{L_{night}}\right)\right]$$

$$L_{den} = 10\lg\frac{1}{24}(12 \cdot 10^{L_{day}} + 4 \cdot 10^{L_{evening}} + 8 \cdot 10^{L_{night}})$$

Кроме представленных параметров нередко используется параметр - *эффективный уровень воздействия* SEL (Sound ExposureLevel), измеряемый в дБА, который характеризует общую энергию звукового события, приведенную к опорному интервалу в 1 секунду (T_0).

$$SEL = L_{Aэкв} + 10\lg\left[\frac{T}{T_0}\right]$$

Взаимосвязь и основные особенности единиц оценки уровней авиационного шума

Для графического отображения представленных параметров были проанализированы результаты натурных измерений уровней шума воздушного судна. Точка измерений находилась под траекторией полета на расстоянии 12 км от аэропорта. Результаты приведены на рис. 3.

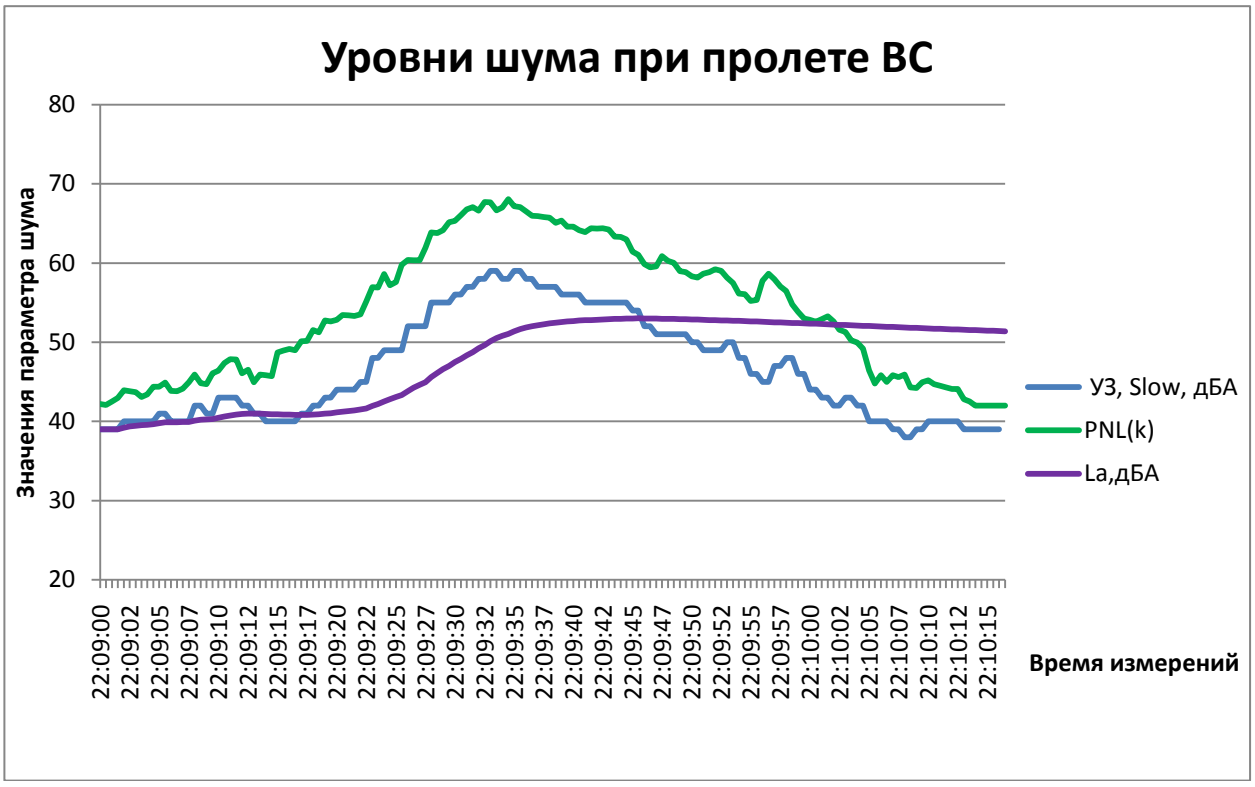


Рис. 3. Результаты натурных измерений уровней шума

В ходе измерений фиксировались 1/3 октавные уровни звукового давления и уровни звука корректированные по шкале "А", запись производилась в режиме шумомера "Slow". Расчет уровней воспринимаемого шума (PNL) производился по формулам [4]. Эквивалентный уровень звука рассчитывался по [2].

Основные значения измеренных данных приведены на рис. 4.

Рис. 4. расчетные значения параметров авиационного шума

Таким образом, значение эквивалентного уровня корректированного по шкале шумомера "А" показало общую энергию, которая была бы воспринята человеком за время пролета воздушного судна. Значение максимального уровня звука корректированного по шкале шумомера "А" показало наибольшее значение энергии которое могло бы воздействовать на человека. Значение эффективного уровня воспринимаемого шума показало энергию воздействия шума на человека в соответствие с коэффенциентами кривых равной шумности. Эффективный уровень воздействия отражает энергию всего полета, приведенную к 1 секунде.

Наиболее низкими по физическому смыслу из представленных значений являются эквивалентный уровень звука и эффективный уровень воспринимаемого шума. Оба параметра являются зависимыми от времени. Помимо этого оба параметры обладают коррекцией на восприимчивость человеком. Если же для определения значения эквивалентного уровня звука к измеренным 1/3 октавным уровням применяется коррекция на фильтра "А" для учета слышимости человеческим ухом, то при определении значения эффективного уровня воспринимаемого шума к 1/3 октавные уровни звукового давления переводятся в нои, посредством кривых равного уровня шума, с последующей обработкой. В данном примере время расчета эквивалентного уровня звука принято равным времени воздействия шума (t= 60 с), то время расчета эффективного уровня воспринимаемого шума определялось согласно [4] (t= 30 с). Таким образом, эквивалентный уровень заключает в себе всю энергию шумовых событий на определенном интервале времени, включая промежутки времени фоновых уровней шума. Эффективный уровень воспринимаемого шума определяется для каждого из шумовых событий, хотя вполне возможно производить расчеты для неразрывного интервала времени, включая фоновый шум. Корреляционной

взаимосвязи между вышеперечисленными параметрами в ходе натурных измерений не установлено, в литературе по данной тематике информация о взаимосвязи не встречается. Также следует отметить, что трудоемкость вычислений эффективного уровня воспринимаемого шума существенно превышает расчет эквивалентного уровня звука.

Максимальный уровень звука не взаимосвязан не с одним из перечисленных параметров. Однако он наиболее выгоден с точки зрения инженерных расчетов, т.к. является основным расчетным критерием существующих методик. Стоит отметить, что максимальные уровни звука современных воздушных судов не всегда связаны с уровнями воспринимаемого шума соотношением из [6] $L_{Amax} = PNL - 13$. При расчетах обнаружено что разница между ними чаще всего лежит в диапазоне $9 \div 10$, при этом наибольшее значение уровня воспринимаемого шума и максимального уровня звука может наблюдаться в разный момент времени.

Эффективный уровень воздействия напрямую связан с эквивалентным уровнем звука. Различие составляет отсутствие его связи с временем воздействия, а также дискретность, т.к. его применение оправдано только при оценке единичных шумовых событий, на не при оценке шума на опорном временном интервале. Эффективным уровнем воздействия шума наиболее удобно пользоваться для сравнения шумовых событий.

Эквивалентный средневзвешенный суточный уровень звука невозможно оценить по одному шумовому событию, т.к. этот критерий разработан для оценки энергии шума для долгосрочных временных интервалов, такие как сутки, недели, месяцы и т.д. Следует отметить, что при расчете эквивалентного средневзвешенного суточного уровня звука с подстановкой в качестве исходных данных нормативных значений для территории жилой застройки (L_{day}= 55дБА и L_{night}= 45дБА) значение L_{dn}= 53,5 дБА, что выражает среднюю энергию шума за сутки. Применимость данного показателя шума для нормирования вызывает сомнения, так как возможны ситуации при которых возможно получение такого же уровня при несколько иных исходных данных. К примеру, при L_{day}= 51дБА и L_{night}= 56дБА значение L_{dn}= 53,4 дБА. В последнем примере при сопоставимом значении эквивалентного средневзвешенного суточного уровня звука наблюдается существенное превышение установленных на данный момент санитарных норм для ночного времени суток [1]. В ряде случаев эту проблему решают искусственным повышением чувствительности ночного шума заменой L_{night}на (L_{night} + 10).

Основные применения общераспространенных параметров авиационного шума на основании вышеизложенной информации сведены в таблицу 1.

Таблица 1

Применение параметров авиационного шума

Параметр	**Обозначение**	**Применение**	**Суть**
Эквивалентный уровень звука	$L_{Аэкв}$	Гигиеническое нормирование	Общая энергия шума за регламентированный интервал времени с

Параметр	Обозначение	Применение	Суть
			учетом коррекции фильтра «А»
Максимальный уровень звука	$L_{Амакс}$	Гигиеническое нормирование	Наибольшая энергия шума за регламентированный интервал времени с учетом коррекции фильтра «А»
Эффективный уровень воспринимаемого шума	EPNL	Критерий для сертификации	Общая энергия шума за время воздействия с учетом весовых коэффициентов кривых равного уровня шума
Эквивалентный средневзвешенный суточный уровень звука	L_{dn}	Сравнительный анализ	Общая средняя энергия шума за сутки с учетом коррекции фильтра «А»
Эффективный уровень воздействия	SEL	Сравнительный анализ, инженерные расчеты	Общая энергия шума за время воздействия, приведенная к опроному интервалу в 1 секунду

Список литературы

1. ГОСТ 22283-2014 «Шум авиационный. Допустимые уровни шума на территории жилой застройки и методы его измерения»
2. ГОСТ 23337-78 «Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий»
3. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки».
4. ГОСТ 17229-85 «Самолеты пассажирские и транспортные. Метод определения уровней шума, создаваемого на местности».
5. Проект СанПиН 2.2.1/2.1.1. – 14 «Аэропорты, аэродромы, вертодромы, посадочные площадки».
6. Рекомендации по установлению зон ограничения жилой застройки в окрестностях аэропортов гражданской авиации из условий шума.

Нормирование шума высокоскоростного транспорта в мире

Бойко Ю.С.[1]
БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург
ily_2004@mail.ru

Аннотация: В странах Европейского союза для нормирования шума от высокоскоростных поездов действуют специальные технические нормы, которые позволяют регламентировать не только уровень шума непосредственно на селитебной территории, но и уровни шума, создаваемые подвижным составом, как характеристику источника шума. В связи с проектированием в России высокоскоростной магистрали Москва – Казань – Екатеринбург, в статье произведено сравнение действующих в России санитарных норм с требованиями, предъявляемыми в мире, к высокоскоростному железнодорожному транспорту.

Ключевые слова: Высокоскоростной транспорт, нормирование шума, технические требования.

Нормирование шума на территории Российской Федерации

В России высокоскоростное движение (до 400 км/ч) планируется запустить к 2018 году, соединяя города Москва – Казань – Екатеринбург. Единственными нормами, определяющими уровни шума на селитебной территории, действующими в Российской Федерации, являются Санитарные нормы 2.2.4./2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки» (далее СН 2.2.4./2.1.8.562-96), введенные в действие 31 октября 1996 г.Постановлением Госкомсанэпиднадзора России.

Согласно СН 2.2.4./2.1.8.562-96 нормируемыми параметрами высокоскоростного транспорта, как и всех источников непостоянного шума, являются:

1) эквивалентный (по энергии) уровень звука, $L_{А.экв.}$, дБА, – уровень звука постоянного широкополосного шума, который имеет такое же среднеквадратичное звуковое давление, что и данный непостоянный шум в течение определенного интервала времени [1];

2) максимальный уровень звука, $L_{А.макс.}$, дБА – уровень звука, соответствующий максимальному показателю измерительного, прямопоказывающего прибора (шумомера) при визуальном отсчете, или значение уровня звука, превышаемое в течение 1% времени измерения при регистрации автоматическим устройством [1].

Согласно строкам 4 и 9 таблицы 3 СН 2.2.4./2.1.8.562-96 на территории и в помещениях жилой застройки не должны превышаться уровни:

Таблица 1

Предельно-допустимые уровни звука, действующие на территории РФ

Объект нормирования	**$L_{А.экв.}$, дБА**		**$L_{А.макс.}$, дБА**	
Территории, непосредственно прилегающие к жилой застройке	07:00-23:00	23:00-07:00	07:00-23:00	23:00-07:00
	55	45	70	60
Помещения жилой застройки	45	30	55	40

Соединенные Штаты Америки

Федеральная Администрация железнодорожного транспорта США в сентябре 2012 года издала последнюю редакцию книги «Оценка воздействия шума и вибрации высокоскоростного наземного транспорта» (далее – DOT/FRA/ORD-12/15 (номер документа)), в котором подробно описываютсяпараметры высокоскоростного транспорта, нормы шума на территориях различных категорий, методы общего и детального расчета шума на прилегающей территории с учетом распространения и снижения шума на местности на основании данных натурных измерений, проведенных в Европе при исследовании различных моделей высокоскоростных поездов.

Согласно DOT/FRA/ORD-12/15 нормируемыми параметрами шума высокоскоростных поездов являются часовой эквивалентный уровень звука ($L_{eq}(h)$) и суточный уровень звука (L_{dn}), в зависимости от типа нормируемой территории, и рассчитываемые с применением параметра *SEL* – уровня звукового воздействия.

SEL(SoundExposureLevel) – уровень звукового воздействия, характеризующий общую энергию одиночного дискретного события (например, проезд поезда), сжатый к 1-секундному интервалу времени. Этот параметр уровень удобен для последовательного оценочного метода, который может быть объединен с другими показаниями *SEL* и L_{eq} *(h)*, чтобы обеспечить полную картину измерений шума и его прогноза [2].

Часовой эквивалентный уровень звука $L_{eq}(h)$ описывает общий шум на приемникешумомера, полученный от всех событий в течение одного часа. Основной показатель для расчета L_{eq} *(h)* от единичных событий шума во время одного часа является *SEL*. L_{eq} *(h)* используется для оценки шума на нежилых территориях. L_{eq} вычисляется для самых громких операций в течение рассматриваемого промежутка времени [2].

Суточный уровень звука (L_{dn}) описывает общее воздействие шума на объект исследования от всех событий, произошедших за 24-часовой период. Основной единицей, используемой при расчете L_{dn}, является L_{eq} *(h)* для каждого часа этого периода[2]. Для всех почасовых уровней звука, записанных в период с 22:00 до 07:00, производится прибавка в 10 дБ, что позволяет учесть особую чувствительность людей к шуму в течение типичных часов сна [3]. L_{dn} используется для оценки шума на жилых территориях. [2].

В Соединенных Штатах Америки предельно-допустимые уровни шума определяет исходя из категории нормируемых территорий. Выделяют 3 основных типа нормируемых земель[2]:

Таблица 2

Нормируемые по уровню шума категории территорий (США)

Номер категории	**Нормируемый параметр**	**Описание категории земли**
1	L_{eq} (h)	Территории, где наличие тишины является неотъемлемым элементом в их целевом назначении. Эта категория включает в себя земли, отведенные под открытые амфитеатры и концертные павильоны, национальные исторические парки на свежем воздухе.
2	L_{dn}	Жилая застройка и строения, где люди будут спать. Эта категория включает в себя жилые дома, госпитали и отели, где в ночное время повышена чувствительность людей к шуму, и его отсутствие является первостепенной важностью.
3	L_{eq} (h)*	Институционные земли, используемые только в дневное и вечернее время. Эта категория включает в себя школы, библиотеки, театры, церкви, где важно отсутствие помех для деятельности, связанной с концентрацией. Кладбища, памятники и музеи также могут быть отнесены к данной категории.
L_{eq} (h)* – самый шумный час, в который осуществляется наиболее интенсивное движение по высокоскоростным магистралям.		

Согласно DOT/FRA/ORD-12/15 L_{dn} используется для территорий, где ночное время так же является нормируемым периодом (категория 2). $L_{eq}(h)$ в течение одного часа с максимальным уровнем шума используется для территорий, где нормируется только дневное и вечернее время (категории 1 и 3).

В зависимости отсуществущего фонового уровня шума определяется разрешенный проектируемый уровень воздействия для строящихся объектов. Выделяют три уровня влияния высокоскоростных магистралей на окружающую среду: шумовое воздействие отсутствует, шумовое воздействие умеренное, шум оказывает сильное воздействие на окружающую среду. В Таблице 3 представлены сводные данные по оценке проектируемого уровня шума для максимального фонового уровня шума >77 дБА [2].

Таблица 3

Уровни шума высокоскоростного транспорта, определяющие степень воздействия источника (США)

Существующее воздействие шума (фоновый уровень) L_{eq} (h) или L_{dn} (дБА)	**Проектируемый уровень воздействия шума L_{eq} (h) или L_{dn} (дБА)**	**Категория земель: 1-2**	**Категория земель: 3**
>77	Нет воздействия	<65,0	<70,0
	Умеренное воздействие	65,0-75,0	70,0-80,0
	Сильное воздействие	>75,0	>80,0

Нормируемым параметром шума внутри жилых помещения является L_{dn}, предельно-допустимый уровень которого составляет 45 дБА[2, 3]. Следует отметить, что в отличие от требований, предъявляемых в Российской Федерации, к предельно-допустимому уровню звука внутри помещений с открытым окном (изоляция которого принимается 10 дБА), норма в 45 дБА, представленная в DOT/FRA/ORD-12/15, должна достигаться при закрытом окне, изоляция которого составляет в 25 дБА [2].

Максимальный уровень звука от высокоскоростных поездов на территории при этом не нормируется.

Согласно DOT/FRA/ORD-12/15 существует два стандартных пути для получения максимального уровня звука L_{max}:

1) «Быстрый» (“fast”) или $L_{max,\ f}$ – полученный за усредненное время, равное 0,125 сек.
2) «Медленный» (“slow”) или $L_{max,\ slow}$ – полученный за усредненное время, равное 1 сек.

$L_{max,\ f}$может возникать произвольно и обычно вызван одиночным компонентом на движущемся поезде. Часто этим компонентом может быть какой-либо неисправный элемент, например выпрямленный или искривленный участок на колесе. В результате этого, контролирующие органы Федеральной Администрации железнодорожного транспорта США используют $L_{max,\ f}$ для определения излишне шумных локомотивов и подвижных тележек [2].

$L_{max,\ slow}$, с большим временем оценки, как правило, снижает акценты с подобных эффектов непрезентативных воздействий и импульсов и, как правило, лучше коррелирует с *SEL*. Так, $L_{max,\ slow}$является типичной величиной для математического моделирования шума поезда [2].

Тем не менее, L_{max} не используется в качестве значения для оценки воздействия шума на окружающую среду по нескольким причинам:

- L_{max} игнорирует количество и продолжительность транзита событий, которые важны для оценки реакции человека на событие;
- L_{max} не может описывать уровень в один час или 24-часовой период воздействия [2].

Для сравнения норм, действующие на территории Российской федерации и норм, предложенных Федеральной Администрацией железнодорожного транспорта США,необходимо найти соответствие между $L_{А.экв}$, который является нормируемым параметром в России, с L_{dn}, нормирование которого предложено в Европе и США.

В качестве примера рассмотрим расчетную формулу для получения L_{dn}на расстоянии 15 м исходя из известных эквивалентных дневных и ночных уровней. Согласно DOT/FRA/ORD-12/15 [Table 4-5; 2] L_{dn} рассчитывается по формуле:

$$L_{dn} = 10lg\left[15 \cdot 10^{\frac{L_{eq(day)}}{10}} + 9 \cdot 10^{\frac{L_{eq(night)+10}}{10}}\right] - 13{,}8 \qquad (1)$$

Вместо значений$L_{eq(day)}$подставляем 55 дБА, как ПДУ в дневное время для территории РФ, а вместо $L_{eq(night)}$ подставляем 45 дБА, как ПДУ в ночное время для территории РФ.

Таким образом, выражение (1) приобретет вид:

$$L_{dn} = 10lg\left[15 \cdot 10^{\frac{55}{10}} + 9 \cdot 10^{\frac{45+10}{10}}\right] - 13{,}8 = 53{,}2 \text{ дБА} \qquad (2)$$

Согласно расчету, $L_{A.экв}$ в 55 дБАв дневное время и 45 дБА в ночное время, соответствуетL_{dn}= 53,2дБА.

Возвращаясь к Таблице 1 и Таблице 3, сравниваем полученные преобразованные допустимые уровни в РФ с нормами в США: 53,2 дБА и 65 дБА соответственно.

Таким образом, в результате преобразования действующих требований к эквивалентным уровням шума в России к суточным уровням, предлагаемым в США и Европе, можно сделать вывод, что требования, предъявляемые в России к селитебным территориям, независимо от источника шума, выше требований, предъявляемым в США к жилым зонам, в случае, если источником шума выступает высокоскоростной поезд, на 11,8 дБА.

Также следует отметить, что в ГОСТ 31296.1-2005 (ИСО 1996-1:2003) «Шум. Описание, измерение и оценка шума на местности. Часть 1. Основные величины и процедуры оценки» в Приложении D представлены кривые, отображающие степень раздражения населения шумом самолетов, автомобилей и поездов. Было показано, что существует систематическое различие в восприятии этих видов шумов, по крайнеймере при высоких уровнях звука [5]. Так, по кривым Шульца, при уровне звука в 60 дБА разница между долей населения, чувствительного вавтомобильномуи железнодорожному транспорту, составляет всего 5 % в пользу автомобильного транспорта. Однако при уровне звука в 80 дБАэта разница составляет порядка 20 %. Из чего также можно сделать вывод, что нормы шума должны быть установлены для конкретных источников, с учетом разности восприятия населения этих шумов.

Европейский союз

Европейский союз определяет шумовое загрязнение окружающей среды как одну из основных проблем современного мира, в связи с чем уделяет ее решению первоочередное внимание [6].

Как следствие, были введены новые и более строгие правки в законодательство, регламентирующее не только шум на селитебной территории, но и шум, излучаемый непосредственно транспортными средствами[6].

Условия проектирования, строительства, размещения, реконструкции, эксплуатации и поддержание всех систем европейских железных дорог определяются собственной нормативно-правовой базой, а именно Технической спецификацией для обеспечения интероперабельности (Technical Specifications for Interoperability), далее – TSI, которая

регламентирует предельные значения шума, производимого рельсовыми транспортными средствами при движении, в неподвижном состоянии, при трогании с места, в кабине машиниста. [6;7; 8].

Первоначально TSI были разработаны для железнодорожных поездов со скоростью движения до 190 км/ч. В мае 2002 года в Директиву 96/48/ЕС были внесены TSI для высокоскоростных линий и высокоскоростных поездов, которые вступили в силу в декабре 2002 года. Далее TSI для высокоскоростных поездов были пересмотрены и Решением Комиссии от 21 февраля 2008 г. были введены в действие (2008/232/CE) [9].

TSI для высокоскоростных магистралей определяют следующие ограничения:

1) для стационарных источников шума: системы кондиционирования, компрессоры и т.д.;
2) для первичных источников шума: общий шум от тяговых компонентов – дизельные двигатели (в том числе при трогании с места), вентиляторы, вспомогательное оборудование и шум пробуксовки колес;
3) для вторично-возникающих источников шума: шум качения – взаимодействие колеса с шероховатостью рельса, а также связанный с динамическими характеристиками дороги и колес (является функцией скорости); на высоких скоростях – аэродинамический шум. [6; 7].

TSI определяются для каждого типа подвижного состава: электрического локомотива, дизельного локомотива, электрического/ дизельного и пассажирского поездов с несколькими вагонами. [6; 7].

TSI для высокоскоростных поездов

2008/232/CE выделяет 2 класса железнодорожных поездов [8]:

Класс 1 – для подвижных составов со скоростью 250 км/ч и более

Класс 2 – для подвижных составов со скоростью от 190 км/ч до 250 км/ч

Ниже представлены значения для Класса 1

Пределы уровня шума для стационарных источников шума [8]

Определяются по [8; Таблица 16]. Измеряются на расстоянии 7,5 м от оси железной дороги (центральной линии) на высоте на 1,2 м выше верхней поверхности рельса

Электрические подвижные составы – 68 дБ(А) – $L_{pAeqT.}$

Пределы уровня шума для первичных источников шума [8]

Определяются по [8; Таблица 17]. Измеряются на расстоянии 7,5 м от оси железной дороги (центральной линии) на высоте на 1,2 м выше верхней поверхности рельса

Электрические подвижные составы – 85 дБ(А) – $L_{pAFmax.}$

Пределы уровня шума для вторичных источников шума [8]

Определяются по [8; Таблица 18]. Измеряются на расстоянии 25 м от оси железной дороги (центральной линии) на высоте на 3,5 м выше верхней поверхности рельса

Подвижные составы 250 км/ч– 87 дБ(А) – $L_{pAeqTp.}$

Подвижные составы 300 км/ч– 91 дБ(А) – $L_{pAeqTp.}$
Подвижные составы 320 км/ч– 92 дБ(А) – $L_{pAeqTp.}$

Япония

В Японии Агентством по охране окружающей среды в 1976 годувведены отдельные критерии нормирования для шума, создаваемого распространенным высокоскоростным поездом Shinkansen.Значения получены при измерении на высоте 1,2 м над землей на расстоянии 25 м от центральной линии. Период нормирования: 06:00 – 24:00 – время движения Shinkansen.

Таблица 4

Критерии нормирования шума, создаваемого Shinkansen (Япония)

Территория	$\mathbf{L_{pA,\ Smax}}$
Жилые территории	70 дБ
Промышленные территории	75 дБ

В России также введены требования к шуму подвижного состава, однако они установлены только для низких скоростей движения (до 100 км/ч), что не позволяет им быть использованными для высокоскоростных поездов.

Заключение

В связи с проектированием высокоскоростного движения в России через города Москва – Казань – Екатеринбург, возникает необходимость определения параметров нормирования шума, создаваемого высокоскоростным железнодорожным транспортом. Как показывает зарубежный опыт, помимо установления норм на селитебной территории, необходимо утверждение технических требований непосредственно к подвижным составам, для предварительного контроля генерируемого ими шума.

Требования, предъявляемые к шуму на селитебной территории, регламентированные СН 2.2.4./2.1.8.562-96, должны быть пересмотрены и откорректированы с учетом типа источника шума, в частности, для высокоскоростного железнодорожного транспорта. В ряде Европейских стран нормы шума к линиям высокоскоростных железнодорожных магистралей выше, что объясняется разницей восприятия того или иного источника шума, например, авиационного, автотранспортного и железнодорожного.

Таким образом, до введения в эксплуатацию высокоскоростной магистрали (ВСМ) Москва – Казань – Екатеринбург необходимо утверждение технических требований по уровню шума к подвижным составам и норм для селитебных территорий, подверженных воздействию непосредственно ВСМ.

Список литературы

1) СН 2.2.4./2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки»
2) DOT/FRA/ORD-12/15 High-Speed Ground Transportation Noise and Vibration Impact Assessment. U.S. Department of Transportation. Federal Railroad Administration. Washington, DC 20590, September 2012.
3) The Official Website of the City of New York. City Environmental Quality Review. Technical Manual, March 2014 Edition, Noise, Chapter 19, p. 19-1 – 19-29 http://www1.nyc.gov/html/oec/downloads/pdf/2014_ceqr_tm/19_Noise_2014.pdf
4) Steven Wolf, Kent Riffey, Jeff Barker, Anthony Daniels, Roelof van Ark. High-Speed Train Sound Fact Sheet. California High-Speed Train Project. 2010
5) ГОСТ 31296.1-2005 (ИСО 1996-1:2003) «Шум. Описание, измерение и оценка шума на местности. Часть 1. Основные величины и процедуры оценки»
6) Libor Lochman CER Brussels “Noise emissions. Dirrectives, TSI” Sofia Conference 18th October 2006 Environmental performance of the railway as a competitive advantage
7) УДК 656.2.022.846 «Защита от шума на высокоскоростных магистралях» П.С. Анисимов Журнал «Мир транспорта», 02.2010, стр. 120-129
8) European Commission. Decision 2008/232/EC concerning a technical specification for interoperability relating to the “rolling stock” sub-system of the trans-European high-speed rail system, 21 February 2008.
9) Technical specifications for interoperability (TSIs) http://www.transportstyrelsen.se/en/Railway/Approval/TSI
10) Директива 2002/49/ЕСЕвропейскогопарламентаисоветаот 25 июня2002 г. относительнооценкииконтроляшумаокружающейсреды (Directive 2002/49/ECof the European Parliament and the Council of 25 June 2002 relating to the assessment and management of environmental noise).

Актуальные проблемы проектирования транспортныхакустических экранов

Тюрина Н.В.[1]
[1] заместитель директора по инженерной экологии ЗАО «Институт «Трансэкопроект»
ntyurina@transecoproject

Аннотация: Выполнено исследование состояния установленных транспортных акустических экранов. Основными выявленными проблемами являются превышение уровней шума над ПДУ и невысокая эффективность АЭ. Проведены исследования фактической звукоизоляции АЭ, а также влияния высоты АЭ на его эффективность. Фактическая звукоизоляция АЭ в натурных условиях, в среднем, на 6-10 дБА меньше, чем измеренная в реверберационных акустических камерах звукоизоляция панелей, из которых экраны изготовлены. Увеличение эффективности экранирования на величину до 3-5 дБА отмечается при удвоении высоты АЭ.

Ключевые слова: Шум, транспортный акустический экран, звукоизоляция, эффективность, исследование.

Введение

Транспортный шум является одним из доминирующих неблагоприятных факторов, воздействующих на территорию жилой застройки. Наличие развитой транспортной инфраструктуры, с одной стороны, необходимо для обеспечения комфортной жизнедеятельности человека и транспортной доступности, а, с другой стороны, оказывает негативное воздействие на окружающую среду, включая повышенный шум, нарушение экосистем, вредные выбросы химических веществ и другиепоследствия.

В соответствии с концепцией Всемирной организации здравоохранения состояние здоровья населения на 17-20% зависит от состояния окружающей среды и уровня шума.

По официальным данным, в нашей стране за последние 8 лет число жалоб на негативное действие шума увеличилось более, чем в два раза [1]. Уровни транспортного шума в городах достигают 60-80 дБА, при норме шума на территории, прилегающей к жилым домам, - 55 дБА днем и 45 дБА ночью. В соответствии с результатами реализации требований Европейской Директивы по оценке и снижению шума окружающей среды (Directive 2002/49/EC) для европейских городов, расположенных в зоне тяготения транспортных объектов, более половины населения Европы, проживающего в урбанизированных областях, подвержено воздействию шума свыше 55 дБА [2].

Распространенным средством снижения автомобильного и железнодорожного шума являются транспортные акустические экраны [3]. При существующих объемах строительства объектов дорожно-мостового

хозяйства, приводящих к превышению уровня акустической нагрузки над нормативными показателями ориентировочно на 30%, фактически на каждом втором объекте транспортного строительства выполняется проектирование шумозащитных мероприятий, на каждом пятом – предусматривается устройство транспортных акустических экранов (АЭ).

1. Анализ опыта применения транспортных АЭ

Транспортным акустическим экраном (АЭ) называется протяженная звукоизолирующая преграда, устанавливаемая между автомобильной или железной дорогой и защищаемым объектом.

С целью анализа опыта эксплуатации АЭ выполнен мониторинг состояния акустических экранов, установленных вдоль объектов транспортной инфраструктуры.

Согласно результатам обследования АЭ и выполненных натурных измерений уровней звукового давления (УЗД) и уровней звука (УЗ) в ряде случаев выявлены превышения уровней шума на территории защищаемой АЭ жилой застройки над установленными предельно-допустимыми уровнями в среднем на величину до 10 дБА, а также достаточно невысокая эффективность АЭ. Основными причинами указанных проблем являются ошибки при проектировании и монтаже акустических экранов, ухудшение свойств акустических панелей в процессе эксплуатации, недостаточная вандалозащищенность АЭ и, как следствие, разрушение частей и малый срок службыАЭ, а также эффективность АЭ не превышающая 5-10 дБА.

Наиболее типичными ошибками, выявленными на этапе проектирования АЭ, являются следующие:

- некорректно подобранные параметры АЭ (недостаточные высота и/или длина АЭ, неправильное расположение АЭ, включая акустически незащищенные технологические проемы, и тд);
- применение акустических панелей с недостаточными акустическими и эксплуатационными характеристиками, что приводит к низкой акустической эффективности экрана, коррозии и разрушению панелей, недолговечности конструкции, и пр.;
- ошибки при конструировании АЭ, ведущие к недостаточности звукоизолирующих свойств АЭ, в частности, наличие щелей и проемов в экране (например, между нижним краем экрана и его основанием, вследствие неплотного прилегания панелей, непродуманных конструкций уплотнителей и т.д.);
- неверно запроектированное совмещение АЭ с элементами обустройства автомобильной или железной дороги, приводящее к наличию проемов для водоотведения с проезжей части, разрывам для опор наружного освещения, опор АСУДД и пр. (Рис. 1);
- несогласованность шумозащитных мероприятий при наличии нескольких источников шума, вследствие которой отмечены случаи расположения акустического экрана между существующими и строящимися

путями железной дороги, что протиовречит требованиям п.8.9 ГОСТ54931-2012 [4] или между автомобильной и железной дорогой, проходящих вдоль одного населенного пункта (Рис. 2).

Недостатки и ошибки монтажа выражаются в появлении в АЭ щелей и проемов и прочих факторах, которые существенно (до 60%) снижают акустическую эффективность АЭ. Документы, в которых изложены требования к монтажу АЭ, с точки зрения обеспечения акустических качеств АЭ, в нашей стране до последнего времени отсутствовали, что в 90 % случаев являлось причиной неудовлетворительного качества монтажа АЭ. Нередко через несколько месяцев (а иногда и дней) эксплуатации экранов выпадают акустические панели, появляется ржавчина на акустических панелях и стойках, образуются щели и пр.

Рис. 1. Некорректное совмещение транспортного АЭ и опоры АСУДД

Рис. 2. Строительство АЭ между существующими (справа) и строящимися (слева) путями железной дороги, ст. Лосево, Ленинградская область

Основными проблемами, выявленными в период эксплуатации АЭ, являются:

- ухудшение внешнего вида АЭ в следствие коррозии металлических

стоек и панелей, помутнении прозрачных панелей (в результате воздействия ультрафиолетовых лучей, химически агрессивной среды, повреждения потоками песка, загрязнением вследствие несвоевременной очистки и пр.);

- «сваливание» звукопоглощающего материала в отражающе-поглощающих экранах из-за намокания и воздействия агрессивных сред и, как следствие, снижение эффекта звукопоглощения АЭ;

- разрушение АЭ из-за вандализма и прочих причин.

Указанные проблемы призваны решить нормативные документы, разработанные и вступившие в действие в последние годы, включая СТО АВТОДОР 2.9-2014 «Рекомендации по проектированию, строительству и эксплуатации акустических экранов на автомобильных дорогах Государственной компании», ОДМ 218.2.013-2011 «Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам», ГОСТ Р 54933-2012 «Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом», ГОСТ Р 54931-2012 «Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Технические требования», ГОСТ Р 54931-2012 «Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Методы контроля технических требований» и др.

2. Основные акустические характеристики экранов

Основной физический принцип снижения шума акустическим экраном состоит в отражении звуковой энергии. АЭ являясь звукоизолирующей конструкцией на пути распространения шума транспорта, отражает звук и блокирует линию прямой видимости между источником шума (ИШ) и защищаемым от шума объектом, создавая звуковую (акустическую) тень. Однако, в связи с ограниченными длиной и высотой АЭ только часть звуковой энергии отражается от АЭ, при этом значительная часть проходит за экран, дифрагируя на свободных (верхнем и боковых) ребрах АЭ. При наличии в конструкции АЭ звукопоглощающих материалов, АЭ обеспечивает звукопоглощение.

Отраженный и поглощенный экраном звук характеризуются индексом звукоизоляции и коэффициентом звукопоглощения АЭ. Чем больше звукоизоляция АЭ и звукопоглощение АЭ, тем меньше доля звука, прошедшего через АЭ и, следовательно, выше эффективность АЭ.

Уровень снижения шума экраном называется акустической эффективностью экрана. Акустическая эффективность экрана определяется как разность уровней звукового давления, дБ (или уровней звука А, дБА) в одной и той же точке вблизи защищаемого объекта до и после установки акустического экрана. На эффективность АЭ влияют высота и длина экрана; расположение АЭ относительно источника шума (чем ближе АЭ к ИШ или к защищаемому объекту, тем больше эффективность экрана или уровень снижения шума экраном); форма экрана, а также свойства материалов, из которых изготовлен экран; спектральные характеристики источника шума

(экран более эффективно снижает высокочастотный шум). АЭ должен обеспечивать достаточную механическую прочность и выдерживать весовую, ветровую и пр. нагрузки.

Выбор конструкции и параметров АЭ должен быть основан на многовариантности конструктивных решений и выполняться на основе технико-экономического сравнения.

Одним из наиболее важных параметров АЭ является его фактическая звукоизоляция. Поскольку во всех действующих нормативных документах при расчете эффективности АЭ данный параметр не учитывается, априори предполагая наличие высокой звукоизоляции АЭ, были проведены исследования фактической звукоизоляции АЭ в натурных условиях. Кроме того, были выполнены экспериментальные исследования влияния высоты АЭ на его эффективность.

3. Результаты натурных исследований транспортных акустических экранов

Исследование звукоизоляции транспортных акустических экранов

Натурные измерения звукоизоляции выполнены на опытном стенде для деревянного и металлического АЭ со звукопоглошением. Измерения звукоизоляции выполнялись в точках, указанных на рис. 3. Измерения звукоизоляции выполнялись для АЭ высотой 3 м и 6 м. Точки измерений располагались на расстоянии не более 0,1 м с обеих сторон от АЭ, чтобы избежать влияния обходных путей на результаты измерений.

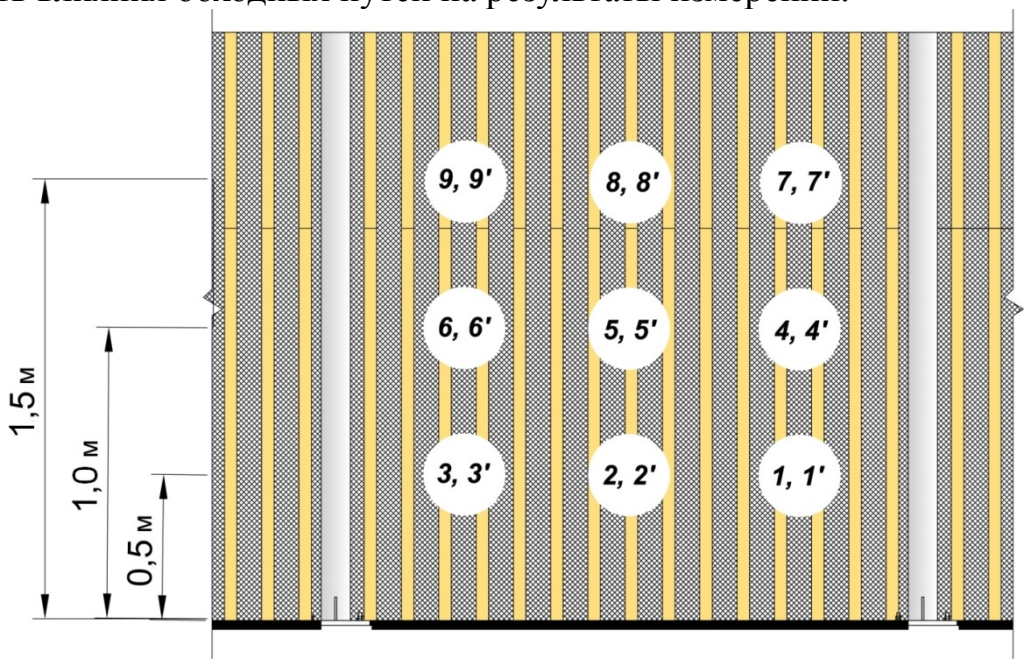


Рис. 3. Расположение измерительных точек при исследовании звукоизоляции АЭ высотой 6 м: 1 – 9 – точки со стороны источника шума;
1’-9’ – точки со стороны защищаемого объекта

При выполнении экспериментальных исследований обнаружено, что фактическая звукоизоляция сборно-разборных АЭ в натурных условиях (на стенде и в условиях эксплуатации) отличается от значений звукоизоляции акустических панелей того же АЭ, замеренных в акустической камере. На основании многочисленных испытаний сделан вывод о снижении звукоизоляции АЭ в натурных условиях в связи с особенностями конструкции или монтажа сборно-разборных АЭ, и влиянием неплотнотей и щелей между элементами АЭ на звукоизоляцию конструкции в целом. Для ряда акустических панелей звукоизоляция АЭ, измеренная на стенде, в диапазоне частот 250-4000 Гц на 5-14 дБ ниже данных, полученных в акустической камере. Сравнение величин звукоизоляции, определённых в акустической камере в лабораторных условиях и в натурных условиях эксплуатации АЭ, представлено на рис. 4.

Для более глубокого понимания природы обнаруженных процессов были выполнены измерения звукоизоляции в натурных условиях на месте эксплуатации трех сборно-разборных АЭ: два АЭ состояли из металлических панелей со звукопоглощающим слоем разных производителей, третий АЭ был выполнен из армированного щепоцемента. Результаты экспериментальных исследований звукоизоляции в натурных условиях эксплуатации описанных выше АЭ, показаны на рис. 5.

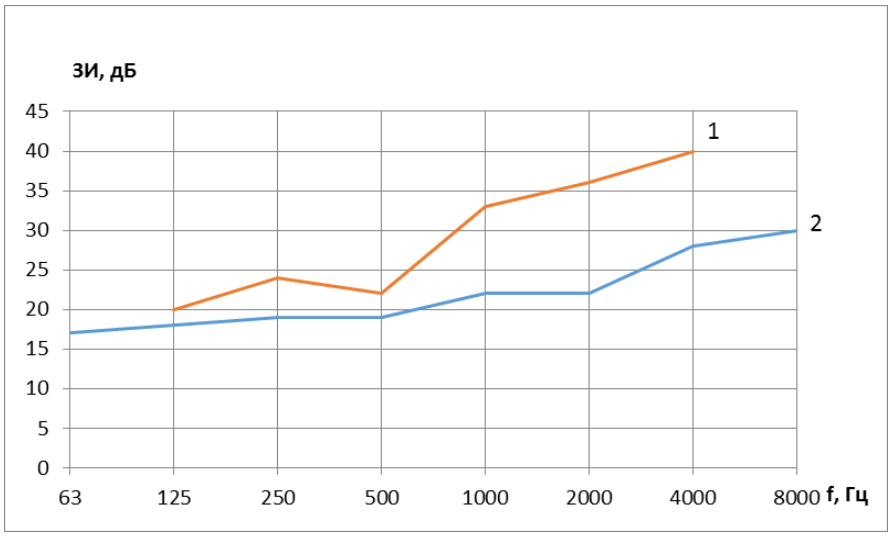


Рис. 4. Усредненные значения ЗИ деревянного АЭ со звукопоглощением, измеренные: 1 – в акустической камере (акустическая панель), 2 – на опытном стенде (акустический экран)

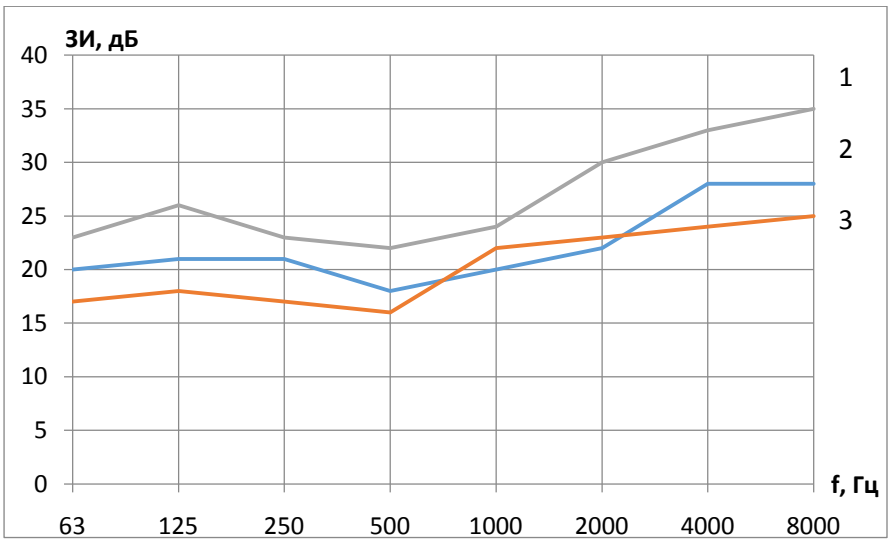


*Рис. 5.*Фактические значения усредненной звукоизоляции АЭ в натурных условиях эксплуатации: 1 – АЭ, изготовленный из армированного щепоцемента (монолитные крупные блоки), 2 – АЭ, изготовленный из металлических со звукопоглощением сэндвич-панелей, 3 – АЭ, изготовленный из металлических со звукопоглощением сборно-разборные панелей

Согласно результатам серии экспериментальных исследований, фактическая звукоизоляция (ЗИ) трех АЭ, установленных вдоль автодорог оказалась, в среднем, на 7-13 дБ ниже ЗИ, замеренной в акустической камере в диапазоне частот 250-4000 Гц. При этом звукоизоляция монолитного АЭ за счет его большей поверхностной массы и меньшей площади щелей на 3-7 дБ (4-6 дБА) больше звукоизоляции сборно-разборных АЭ, состоящих из металлических панелей со звукопоглощением. На основании полученных результатов, сделан вывод о том, что при высоких требованиях к акустической эффективности (свыше 18 дБА) монолитные АЭ предпочтительнее сборно-разборных, а также требование к разработчикам конструкций сборно-разборных АЭ о необходимости усиления констркции и применения уплотнителей для увеличения звуукоизоляции АЭ.

Учитывая, что высота АЭ является основным параметром экрана, используемым для расчета эффективности протяженного транспортного экрана, важно знать насколько влияет увеличение высоты на его эффективность. Выполнены экспериментальные исследования металлического и деревянного отражающе-поглощающих АЭ при изменении их высоты от 2 м до 6 м. Значения акустической эффективности, измеренные на расстоянии 25 м от исследуемых экрановприведены в табл. 1 для металлического АЭ и в табл. 2 для деревянного АЭ.

Таблица 1

Зависимость акустической эффективности металлического АЭ от высоты (точка измерения на расстоянии 25 м)

Высота АЭ, м	**Эффективность, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**								**Эффективность АЭ, дБА**
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
2	2*/1**	4/3	6/5	9/8	9/8	12/10	17/14	20/18	11/9
3	3/2	7/5	10/8	13/10	12/10	17/13	20/15	25/20	14/11
4	7/5	10/6	13/8	16/10	15/10	20/13	23/19	29/21	16/11
5	9/1	13/5	15/8	19/9	18/9	23/15	26/17	31/21	17/13
6	10/3	14/7	17/10	20/12	20/13	25/16	29/20	32/23	18/14

* в числителе указаны значения для АЭ со звукопоглощающим материалом (ЗПМ)

** в знаменателе указаны значения для АЭ без ЗПМ

Для обоих испытанных АЭ характерно: влияние высоты на эффективность АЭ носит нелинейный характер, чем больше высота АЭ, тем меньше приращение эффективности при дальнейшем увеличении высоты. Например, увеличение высоты с 2 м до 3 м обеспечивает приращение эффективности на 4 дБА, тогда как увеличение высоты АЭ, например, с 5 м до 6 м, приводит к росту эффективности всего на 1 дБА. Существенное увеличеине эффективности отмечается при удвоении высоты АЭ (до 3-5 дБА).

Таблица 2

Зависимость акустической эффективности деревянного АЭ
от высоты (точка измерения на расстоянии 25 м)

Высота АЭ, м	**Эффективность, дБ, в октавных полосах, со среднегеометрическими частотами, Гц**								**Эффективность, дБА**
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
2	2*/0**	5/3	9/7	12/10	11/9	13/11	17/15	21/18	12/10
3	4/3	10/9	14/12	15/14	14/13	17/15	22/19	26/23	16/13
5	8/6	14/12	17/13	20/16	18/15	21/19	27/25	31/29	19/15
6	11/10	15/13	20/18	21/17	19/17	22/20	28/25	33/30	20/17

* в числителе указаны значения для АЭ со ЗПМ

** в знаменателе указаны значения для АЭ без ЗПМ

Заключение

Акустические экраны являются распространенным средством снижения транспортного шума. Исследование звукоизолирующих свойств сборно-разборных АЭ показало, что звукоизоляция АЭ в натурных условиях, в среднем, на 6-10 дБА меньше, чем измеренная в реверберационных акустических камерах звукоизоляция панелей, из которых экраны изготовлены. Для снижения доли звука, проходящего через экран вследствие недостаточной звукоизоляции, рекомендуется использование акустических панелей, характеризующихся повышенной звукоизоляцией. Существенное увеличение эффективности экранирования (до 3-5 дБА) отмечается при удвоении высоты АЭ.

Список литературы

[1] Ракитин И.А., Мельцер А.В., Ерастова Н.В., Башкетова Н.С., Сухорыба Н.П., Боровков Н.В., Шутович А.А. Обоснование мероприятий снижения акустической нагрузки на население Санкт-Петербурга на основе результатов социально-гигиенического мониторинга/Сборник трудов III научно-практической конференции с международным участием, «Защита населения от повышенного шумового воздействия», СПб, 22-24 марта 2011 г., с. 23-28.

[2] Towards a Comprehensive Noise Strategy/European Parliament Study, 2012. -82p.

[3] Иванов Н.И., Семенов Н.Г., Тюрина Н.В. Проблемы конструирования акустических экранов и их применение для снижения шума автомобильного и железнодорожного транспорта. Сборник докладов IVВсероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита населения от повышенного шума и вибрации», 26-28 марта 2013 г., СПб, с. 36-88.

*[4]*ГОСТ Р 54931-2012: Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Технические требования. М: Издательство стандартов. 2012. -15с.

Фрактальный метод исследования влияния шума на людей в шахте

Цаплев В. М.[1,2] *, Зверевич В. В.*[3]
1 – Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет
2 – Северо-Западный открытый технический университет
3 – Национальный минерально-сырьевой университет «Горный»
valery@convergenses-fr.ru
kmd@spmi.ru

Аннотация: В работе предлагается определять усталость шахтеров послс работы в горных выработках фрактальным тестированием. Тестирование должно выполняться до спуска в шахту и после подъема работника «на гора». При тестировании человеку надо выполнить ряд нажатий на клавишу «пробел» компьютера, стремясь воспроизвести услышанный ритмический сигнал. Сигнал дается с частотой 1 сек, 2 сек, 4 сек. и 8 сек. Состояние испытуемого работника определяется по четырем показателям. Ухудшение значения показателей, полученных до и после работы, позволяет судить об усталости человека. В результате эксперимента получено, что воздействие шума вызывает значительную усталость маркшейдера и его рабочих. Особенно, если возраст человека более 45 лет. Таким работникам не следует поручать основные маркшейдерские работы в шахте, используя их для работы на поверхности.

Ключевые слова: Фрактал, фрактальная размерность, тест, относительный разброс, фрактальный индекс, уровень активации, воспроизведение ритмических сигналов, чувствительность метода.

Введение

Термином “фрактал” обозначен широкий класс естественных и искусственных топологических форм, главной особенностью которых является самоподобная иерархическая структура [1,5,7]. Самоподобие подразумевает, что внешне, с точки зрения формы, фрактальный объект состоит из большого числа точных или статистических “копий” самого себя, которые последовательно обнаруживаются на все более подробных масштабных шкалах. Математически прототип современного фрактала – непрерывная, но бесконечно изрезанная функция, не имеющая ни в одной точке производной – впервые был рассмотрен К.Вейерштрассом в 1886 г. Долгое время считалось, что функции без производных и геометрические объекты без касательных есть абстрактный изыск, не имеющий отношения к реальному устройству Природы. Исследования второй половины двадцатого века полностью опровергли это заблуждение, т.к. вышеназванные функции и объекты оказались основой множества хорошо знакомых, повсюду

окружающих нас вещей [6,7]. Фрактальным строением обладает огромное число объектов и процессов в окружающем нас мире. Прекрасным примером может служить крона дерева. Обычно крона имеет ветвящуюся, многомасштабную структуру с отчетливо выраженным самоподобием: ветви разных масштабов похожи между собой и на дерево в целом. Примерами фракталов являются поверхность облаков и гор, разветвленные системы рек, турбулентные вихри в атмосфере и в воде, контуры электрических разрядов и многие другие объекты и явления. Несмотря на внешнее разнообразие встречающихся в природе самоподобных образцов, все они обладают общей количественной мерой – фрактальной размерностью, характеризующей скорость увеличения элементов фрактала с увеличением интервала масштабов, на котором он рассматривается [2,4]. Пример образца дан на рисунке, где изображена береговая линия севера Норвегии.

Рис. 1. Изображение на карте береговой линии Норвегии

Работая с картами разных масштабов, можно обнаружить, что результат измерения длины берега в пересчете на реальные расстояния закономерным образом возрастает при переходе к все более подробным изображениям. Этот известный с начала двадцатого века парадокс легко разрешается, если допустить, что береговая линия имеет не эвклидову размерность 1, а дробную размерность D между 1 и 2. На практике определение D изрезанной береговой линии сводится к построению зависимости измеряемой длины береговой линии S от масштаба m в двойном логарифмическом масштабе. Для рассматриваемого примера имеем $\ln S = 1{,}4 \ln m + \text{const}$. Тогда $S = m^{1,4}$ и $D = 1{,}4$.

В конце восьмидесятых годов прошлого века главнейшей областью применения фрактального исчисления становится биология вообще и медицина в частности. Исследователи сошлись во мнении, что применение фрактальных методов поднимает принципиально новый класс вопросов, касающихся основ функциональной организации живых систем. В особой степени биологов привлекает то, что сложные биологические структуры и сигналы могут быть численно характеризованы всего лишь одним параметром – показателем фрактальной размерности. Более того, биологически сложные объекты могут быть описаны моделями с

чрезвычайно простыми свойствами [4]. Исследованиями [1,4] установлено, что в фазовом представлении записи большинства биологических ритмов характеризуются “размытым” притягивающим множеством так называемым странным аттрактором, сигнализирующим о присутствии в вариациях физиологических показателей динамического хаоса. В большинстве случаев странный аттрактор обладает фрактальной структурой с дробной размерностью. Крайне показательно, что с изменением структуры хаоса в динамике мозга сопряжено восприятие организмом не только сенсорных, но и несенсорных информационных стимулов. В работе [4] экспериментально установлено, что рецепция слабого внешнего сверх низкочастотного магнитного поля сопровождается согласованным снижением трех структур мозга (ретикулярной формации, гипокампа, акустической коры) при одновременном расширении масштабного диапазона фрактального поведения электроэнцефалограммы. Указанные свойства фрактальной картины мозга позволили лаборатории психофизиологии психоневрологического института им. В.М.Бехтерева разработать уникальную методику диагностики текущего функционального состояния головного мозга человека [2,4].

Эксперимент

Кафедра маркшейдерского дела национального минерально-сырьевого университета “Горный” (г. Санкт - Петербург) по согласованию с руководителем указанной выше лаборатории психофизиологии проф.В.Б. Слезиным применила эту методику для оценки утомляемости работника – маркшейдера [2,3]. В основу диагностики положена известная в физиологии зависимость между характером и уровнем активности центральной нервной системы и субъективным восприятием фактора времени. Метод реализован в виде компьютерной программы, нацеленной на определение точности оценки испытуемым временных интервалов разной длины. Испытуемым предлагается совершить серию ритмических нажатий на клавишу персонального компьютера, пытаясь воспроизвести темп, заданный предварительно компьютером с помощью зрительного и слухового сигналов. Помехоустойчивость метода достаточно велика, так как на фоне шумов или разговоров с испытуемым результаты тестирования почти не меняются. Периоды повторения тестового сигнала составляли 1сек., 2 сек.,4сек. и 8 сек. Обработка полученных при тестировании данных проводилась с использованием фрактального математического анализа, адекватно учитывающего особенности структуры низкочастотных физиологических процессов в норме и патологии [2,3].

После проведения компьютерного обследования оценивался ряд параметров временного реагирования, характеризующих функциональное состояние головного мозга испытуемого. К таким параметрам отнесены: относительный разброс, фрактальный индекс, разброс фрактального индекса и уровень активации.

Относительный разброс есть средняя по всем временным масштабам относительная погрешность (стандартное отклонение) частоты нажатий,

выраженная в процентах. Этот показатель отражает среднюю точность реагирования и, следовательно, уровень внимания испытуемого. Относительный разброс в норме должен быть не менее 10,0. Считается достаточно приемлемым отклонение этого показателя до 2,0 единиц, а большее отклонение говорит о некоторой патологии.

Фрактальный индекс временной реакции есть степенной показатель в соотношении между дисперсией частоты нажатий и средним периодом их повторения. Данное соотношение в норме имеет форму степенной зависимости, которая может рассматриваться как закон Вебера – Фехнера для процесса запоминания. В соответствии с этим, фрактальный индекс на интервалах времени 1 – 8 сек характеризует адекватность работы механизмов оперативной памяти. Нормальное значение фрактального индекса составляет 1,4 – 1,6. Считается допустимым, когда фрактальный индекс попадает в пределы 1,2 – 1,4 и 1,6 – 1,8.

Разброс фрактального индекса по временным масштабам позволяет оценить степень устойчивости указанного выше фрактального индекса и связанный с ней резерв психофизиологической адаптации испытуемого. Этот показатель должен быть меньше 30%. Он принимается приемлемым в интервале 30 – 50%. При величине разброса фрактального индекса более 50% считается, что определение самого фрактального индекса выполнено не надежно.

Таблица 1. **Данные обследования группы маркшейдеров**

№№	Возраст испыту-емого, лет	Относительный разброс, %		Фрактальный индекс		Разброс фрактального индекса, %		Уровень активации	
		утро	вечер	утро	вечер	утро	вечер	утро	вечер
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	51	10,0 13,3	14,5* 20,2*	1,22 1,21	0,98* 1,17*	10,7 58,4	30,1 104,6*	0,50 0,16	0,13* 0,38
2	47	8,4 6,7 5,9	12,8* 8,6* 9,9*	1,73 1,42 1,09	1,52* 1,57 0,64*	16,7 36,6 39,0	67,9* 41,8* 86,3*	0,63 0,34 0,44	0,41* 0,22* 0,09*
3	21	8,1 7,0 7,3	7,7 6,9 6,5	0,97 1,22 1,24	1,29 1,59 0,86*	57,8 44,4 32,0	74,5* 45,9* 94,4*	-0,06 0,25 0,03	-0,09 0,22* 0,03
4	30	9,9 12,7	8,1 9,7	1,66 1,50	1,37* 1,17*	41,2 44,5	24,5 92,3*	0,34 -0,34	-0,03 0,03
5	20	9,1 9,7	5,6 7,4	1,49 1,44	1,31* 1,56	7,3 17,8	36,6* 7,4	0,22 0,53	0,31 0,47*
6	19	6,3 7,0	6,1 6,9	1,40 1,50	1,39* 1,37*	27,1 31,2	23,2 18,4	0,56 0,25	-0,06* 0,00*
7	47	10,0 10,5	11,8* 11,1*	1,49 1,80	1,43* 1,81	65,1 19,4	20,9 17,5	0,16 0,16	0,00* 0,03*
8	31	6,2 8,3 11,2	7,7* 9,2 7,5	0,90 1,39 1,31	1,30 1,52 1,16*	74,2 27,2 57,3	16,2 39,5* 79,1*	0,16 0,63 0,06	0,13* -0,19* 0,25

9	47	13,4 9,4	6,8 6,7	1,20 1,17	0,97* 1,10*	44,9 18,7	87,8* 74,6*	0,16 0,00	-0,16* -0,16*

*- Ухудшение показателя к концу рабочего дня

Уровень активации определяется соотношением числа нажатий с периодом большим и меньшим заданного. Этот показатель указывает на смещение баланса в сторону реакций возбуждения или торможения соответственно. Уровень активации в норме может колебаться от -0,3 до +0,3. Допустимые отклонения могут составлять 0,3, так что уровень активации может находиться в интервале от -0,6 до +0,6. [3].

Предложенная методика оценки функционального состояния центральной нервной системы работника была опробована среди маркшейдеров отдела геолого – маркшейдерских работ ЗАО “Петрометрострой” и компании ООО “Гиро” [8, 9]. Результаты обследования испытуемых маркшейдеров в утренние и вечерние часы приведены в таблице1.

Данные табл.1 показывают, что приблизительно в 2/3 случаев показатели временного реагирования испытуемых к концу рабочего дня (к вечеру) ухудшались, а в остальной части случаев этот эффект не наблюдался. Таким образом, в целом по группе испытуемых данные обследования позволяют говорить лишь об умеренном утомлении маркшейдеров в течение рабочего дня. При обследовании маркшейдеры выполняли нивелирные работы в тоннеле при шумовом воздействии 76 дБА, а потом занимались различными камеральными работами. Значит, чувствительность метода компьютерного психофизиологического тестирования достаточно высока, так как испытания проводились на уровне умеренных профессиональных шумовых нагрузок. При увеличении нагрузки следует ожидать более сильных отклонений оценочных параметров от нормы. Анализ полученных показателей позволяет предположить, что недостаточно выраженная картина утомления связана с возрастной неоднородностью группы испытуемых. У четырёх испытуемых (№№ 1,2,7,9) старше 45 лет признаки утомления проявляются достаточно отчетливо. Кроме того у этих испытуемых возрастает отклонение фрактального индекса от нормы, что говорит о снижении прочности оперативной памяти. Увеличивается разброс фрактального индекса и соответственно снижается резерв психофизиологической адаптации испытуемых. Уровень активации также уменьшается, что связано с увеличением числа тормозных реакций (типичное явление для начальной фазы переутомления). В то же время возрастание относительного разброса, служащее симптомом более сильной психофизиологической нагрузки и повышенной утомляемости, наблюдалось лишь у трёх (№№ 1,2,7) из перечисленных выше испытуемых. Другие, более молодые, испытуемые в возрасте до 40 лет не обнаружили симптомов утомления.

Помимо средних значений перечисленных выше показателей временного реагирования полезную информацию о характере функционального состояния испытуемых дает статистический разброс этих показателей. Его

величина в вечерние часы (в конце рабочего дня) оказалась по всем измерениям несколько выше, чем с утра, что говорит о возрастании функциональной неустойчивости головного мозга испытуемых к концу работы.

Таким образом, использованный здесь метод компьютерной психофизиологической диагностики может быть рекомендован для оперативной оценки уровня утомления работников при маркшейдерском обеспечении горных разработок. Применение этого метода на рабочем месте [9] позволит определить индивидуальную картину нагрузки и выявить состояния исполнителей, сопряженные с повышенным риском профессиональной ошибки при проведении ответственных маркшейдерских работ (ориентировок, различных сбоек, выносе в натуру границ барьерных целиков и др.).

Заключение

1. Обосновано применение фрактального анализа для исследования трудоспособности людей в шахте. Метод нашел широкое применение не только при изучении неживой природы, но также и в биологии и медицине.
2. Метод компьютерной диагностики психофизиологического состояния человека, основанный на определении точности оценки испытуемым временных интервалов разной длины, примененный для анализа утомляемости маркшейдеров, показал высокое качество полученных оценок.
3. Метод может быть рекомендован для оперативной оценки состояния уровня утомления маркшейдеров при шумовом воздействии горных работ, равно как и любых других работников горных предприятий.
4. Метод может быть также применен для профилактического профессионального осмотра маркшейдеров и для выявления предболезненных состояний, при которых подземный труд нежелателен.

Список литературы

1. *Гласс Л., Мэки М.* От часов к хаосу: Ритмы жизни. - М.: Мир, - 1991. - 248 с.
2. *Зверевич В.В., Стенин Н.И.* Моделирование маркшейдерских работ. СПб.: ОАО “Издательство ”Недра”, 1998. -60 с.
3. *Зверевич В.В., Урицкий В.М.* Оценка функционального состояния головного мозга исполнителей при выполнении маркшейдерских работ. //Межвуз. Сб. //”Маркш. Дело и геодезия”, СПГГИ им. Г.В.Плеханова, СПб, 1997, - с. 55 – 58.
4. *Урицкий В.М., Музалевская Н.И.* Фрактальные структуры и процессы в биологии.//В сб. //”Биомедицинская информатика” под ред. Р.И.Полонникова, СПИИ РАН, 1995, - с.84-129
5. *Федер Е. Фракталы.* – Пер. с англ. Ю.А.Данилова и А.Шукурова. М., Мир, 1991, - 263 с.
6. *Юргенс Х., Пайтген Х-О., Заупе Д.* Язык фракталов. – В мире науки., 1991, 1990, № 10, с. 36 -42.
7. *Mandelbrot B. B.* The fractal geometry of Nature. San Francisco.: W.H.Freeman and Co., - 1977.
8. *Зверевич В. В., Цаплев В. М.* Влияние шума на маркшейдера при работе в подземных горных выработках // IV Всерос. Науч.-практ, конф. с международным участием “Защита от повышенного шума и вибрации” 26-28 марта 2013 г., СПб, с. 646-651.

8. *Зверевич В. В., Цаплев В. М.* Применение фрактального анализа для оценки психофизиологического состояния маркшейдера после шумового воздействия// IV Всерос. Науч.-практ, конф. с международным участием “Защита от повышенного шума и вибрации” 26-28 марта 2013 г., СПб, с. 652-673.
9. *Zverevich V., Tsaplev V.* The Influence of the Noise on Mine Surveyer // Carsten Drebenstedt, Raj Singhal (eds.) Mine Planning and Equipment Selection. Proc. of the 220-nd MPES Conf., Dresden, Germany, 14th-19th Oct. 2013, V.1, p.p. 659-664, Springer Int. Publ. Switzerland, - 2014.

V Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации»

Защита от повышенного шума и вибрации: доклады V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием (Россия, Санкт-Петербург, 18-20 марта 2015 г.) / под ред. Н.И. Иванова — Санкт-Петербург : Изд-во «Айсинг», 2015; - 701 с.

Технический редактор и верстка:
Светлов В.В.

ISBN 978-5-91753-100-7