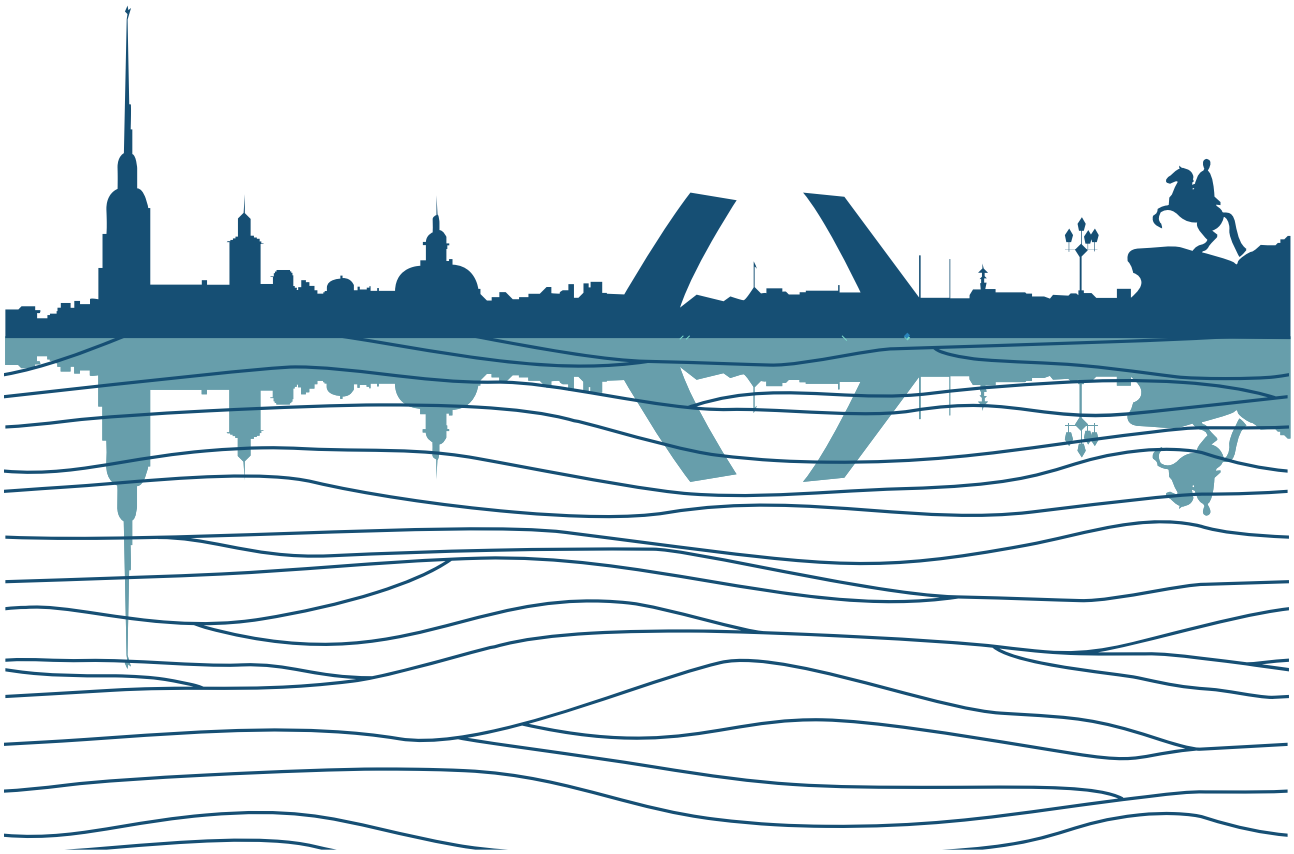
85 лет
БГТУ «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова

2017
ГОД ЭКОЛОГИИ
В РОССИИ

VI ВСЕРОССИЙСКАЯ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ
С МЕЖДУНАРОДНЫМ УЧАСТИЕМ

«ЗАЩИТА ОТ ПОВЫШЕННОГО ШУМА И ВИБРАЦИИ»

СБОРНИК ДОКЛАДОВ



21 – 23 марта 2017, г. Санкт-Петербург

Спонсоры конференции

Фирма «Брюль и Къер»

www.bksv.ru
Тел/факс: +7 (495) 665-71-64
E-mail: bkmoscow@bksv.com

ООО «УК СоюзТрансСтрой»

www.soyuzts.ru
Тел./факс: +7 (495) 585-59-09
E-mail: info@soyuzts.ru

www.zvk-m.ru
Тел./факс: +7 (495) 505-53-15
E-mail: info@zvk-m.ru

Сервис-агент конференции

ООО «Мономакс»

www.monomax.ru
Тел.: +7 (812) 335-20-55
E-mail: feedback@monomax.org

Участники выставки

Фирма «Интеграл»

Фирма «Брюль и Къер»

ООО «НТМ-Защита»

ООО «Алгоритм-Акустика»

ООО «Компания ОКТАВА+»

ООО «Акустические системы»

ООО «ТЕХНОПРОЕКТ»

Calenberg Ingenieure GmbH

ООО «Остек-Электро»

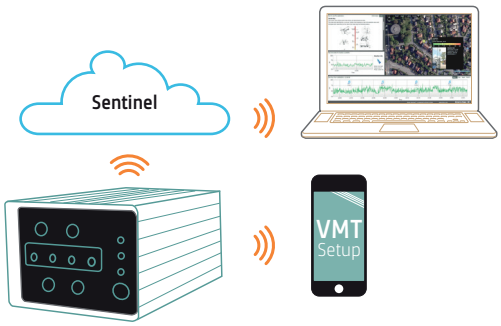
Группа компаний «Октава ЭлектронДизайн» (ПКФ Цифровые приборы)

ТЕРМИНАЛ МОНИТОРИНГА ВИБРАЦИИ – ТИП 3680

ХОРОШИЕ ВИБРАЦИИ

Наш новый Терминалом Мониторинга Вибрации повышенный надёжности обеспечивает гарантированные измерения в реальном времени и служит для:

- Защиты от риска разрушения сооружений при строительных и горных работах
- Оценки воздействия на человека вибрации от автомобильного и железнодорожного транспорта
- Контроля фоновой вибрации при работе чувствительного оборудования



Терминал Мониторинга Вибрации осуществляет сбор параметров для широкого круга задач. Система обеспечивает непрерывный, бесперебойный мониторинг в реальном времени 24/7. Сигналы предупреждения настраиваются относительно уровня и времени суток. В качестве датчика используется трехосевой геофон для полного охвата уровней вибрации, а встроенный удалённый доступ избавляет от необходимости посещения место установки для получения данных.

Терминал Мониторинга Вибрации работает с нашим сервисом мониторинга окружающей среды Sentinel или как автономное устройство

Подробнее на www.bksv.com/VMT

Brüel & Kjær

BEYOND MEASURE

Брюль и Къер Россия
ул. Усачева, 35 стр. 1
119048 Москва, РФ

www.bksv.com/ru-RU bkmoscow@bksv.com
Тел: +7 (495) 665-71-64
www.bksv.com/VMT

BN 1978 – 11

Министерство образования и науки Российской Федерации
Балтийский государственный технический университет «Военмех»

VI Всероссийская научно-практическая конференция
с международным участием

Защита от повышенного шума и вибрации

21-23 марта 2017 г.
Санкт-Петербург

Сборник докладов
под редакцией Н.И. Иванова

Санкт-Петербург
2017

Научное издание

УДК 628.517(04)
ББК 30ня431
З-40

Защита от повышенного шума и вибрации: сборник докладов
З-40 Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. участием, 21-23 марта 2017 г., СПб/ Под ред. Н.И. Иванова. – СПб., 2017. – 727 с.
ISBN 978-5-906920-24-9

В сборнике трудов приводятся последние исследования в области акустики, снижения шума и вибрации, виброакустических измерений, строительных и иненерных конструкций с учетом требований шумовиброзащиты, дорожного и железнодорожного строительства.

Для специалистов в области вибороакустики.

УДК 628.517(04)

ISBN 978-5-906920-24-9

© БГТУ, 2017
© Авторы, 2017

Президент конференции:	**Иванов Н.И.**, д.т.н., профессор, Заслуженный деятель науки РФ, заведующий кафедрой «Экология и безопасность жизнедеятельности» Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова
Председатель оргкомитета:	**Петров С.К.**, к.т.н., декан Естественнонаучного факультета, профессор кафедры «Экология и БЖД» БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, лауреат Премии Правительства РФ в области науки и техники
Заместитель председателя оргкомитета:	**Дроздова Л.Ф.**, к.т.н., профессор кафедры «Экология и БЖД» БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова
Председатель научного комитета:	**Шубин И.Л.**, д.т.н., профессор, директор Научно-исследовательского института строительной физики РААСН, лауреат Премии Правительства РФ в области науки и техники

Оргкомитет конференции (БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова)
Лубянченко А.А. – к.т.н., учёный секретарь конференции,
Матвеев П.В., Ли-Ко-Шин Ю.А., Васильев А.П.

Научный комитет
Буторина М.В., к.т.н., доцент, г. Санкт-Петербург
Васильев А.В., д.т.н., профессор, г. Самара
Дроздова Л.Ф., к.т.н., профессор, г. Санкт-Петербург
Заплетников И.Н., д.т.н., профессор, г. Донецк, Украина
Зинкин В.Н., д.м.н., профессор, г. Санкт-Петербург
Кирпичников В.Ю., д.т.н., профессор, г. Санкт-Петербург
Комкин А.И., д.т.н., профессор, г. Москва
М. Крокер, д-р, профессор, г. Обурн, США
Куклин Д.А., д.т.н., профессор, г. Санкт-Петербург
Курцев Г.М., к.т.н., профессор, г. Санкт-Петербург
Минина Н.Н., д.т.н., г. Санкт-Петербург
Мышинский Э.Л., д.т.н., профессор, г. Санкт-Петербург
Олейников А.Ю., к.т.н., доцент, г. Санкт-Петербург
Петров С.К., к.т.н., профессор, г. Санкт-Петербург
Санников В.А., д.т.н., профессор, г. Санкт-Петербург
Тупов В.Б., д.т.н., профессор, г. Москва
Тюрин А.П., д.т.н., профессор, г. Ижевск
Тюрина Н.В., д.т.н., профессор, г. Санкт-Петербург
Цукерников И.Е., д.т.н., профессор, г. Москва
Щевьев Ю.П., д.т.н., профессор, г. Санкт-Петербург
Элькин Ю.И., д.т.н., профессор, г. Москва

Оглавление

ПРЕДИСЛОВИЕ 12

ЗАКОНОДАТЕЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ В ОБЛАСТИ ШУМА В РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ: НЕДОСТАТКИ И ПУТИ УЛУЧШЕНИЯ 15
Иванов Н.И.[1], Шашурин А.Е.[1], Буторина М.В.[2]

НОВЫЕ ПРАВИЛА НОРМИРОВАНИЯ АКУСТИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА РАБОЧИХ МЕСТАХ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЗАЩИТЫ ОТ ПОВЫШЕННОГО ШУМА 25
Цукерников И.Е.[1,2], Шубин И.Л.[1], Невенчанная Т.О.[1,2]

СНИЖЕНИЕ ВИБРАЦИИ ИНЖЕНЕРНЫХ КОНСТРУКЦИЙ РЕЗОНИРУЮЩИМИ АНТИВИБРАТОРАМИ И ВИБРОПОГЛОТИТЕЛЯМИ 38
Кирпичников В.Ю., Грушецкий И.В.

УПРАВЛЕНИЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНЫМИ РИСКАМИ НА ШУМНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ ПАО «ГАЗПРОМ». 49
Терехов А.Л.

ВЛИЯНИЕ НОВЫХ СИСТЕМ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ СООБЩЕНИЙ НА АКУСТИЧЕСКОЕ СОСТОЯНИЕ В ГОРОДЕ МОСКВЕ 64
Кирюшина Н.К., Пузакова А.И.

РАЗРАБОТКА ШУМОЗАЩИТНЫХ МЕРОПРИЯТИЙ ДЛЯ АВТОДОРОГ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕХНОЛОГИЙ ИНФОРМАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ 69
Буторина М.В., Минина Н.Н., Тюрина Н.В., Анисимов Е.П.

РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМЫ СНИЖЕНИЯ ШУМА НА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГАХ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ 79
Куклин Д.А. [1], Иванов Н.И. [1], Буторина М.В. [2]

ОПЫТ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПЕРСОНИФИЦИРОВАННОЙ АКУСТИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ АВИАЦИОННЫХ СПЕЦИАЛИСТОВ 93
Солдатов С.К., Богомолов А.В., Рыженков С.П., Кукушкин Ю.А., Чистов С.А.

ПРОБЛЕМЫ СНИЖЕНИЯ ШУМА ОТ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ... 100
Тупов В.Б.

АКТИВНАЯ И ГИБРИДНАЯ КОМПЕНСАЦИЯ НИЗКОЧАСТОТНОЙ ВИБРАЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК 110
Васильев А.В.

ШУМ И ВИБРАЦИИ САМОЛЕТОВ С ДВИГАТЕЛЯМИ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ (ПРОБЛЕМЫ И РЕШЕНИЯ) 126
Бакланов В.С.

ОЦЕНКА ВКЛАДОВ И АППРОКСИМАЦИЯ ОСНОВНЫХ ИСТОЧНИКОВ ШУМА ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ПОЕЗДОВ.....130
Иванов Н.И., Шашурин А.Е., Бойко Ю.С.

ИЗМЕНЕНИЕ НОРМАТИВНЫХ ТРЕБОВАНИЙ К АКУСТИЧЕСКИМ ЭКРАНАМ В СВЯЗИ С ВВЕДЕНИЕМ ТЕХНИЧЕСКОГО РЕГЛАМЕНТА ТАМОЖЕННОГО СОЮЗА ТР ТС 014/2011 «БЕЗОПАСНОСТЬ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ».....137
Тюрина Н.В.

ПРОБЛЕМЫ НОРМОТВОРЧЕСТВА В ОБЛАСТИ ШУМА В РФ 143
Комкин А.И.

НАУЧНОЕ И МЕТОДИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ СЛУЖБЫ СПАСЕНИЯ ОТ ВИБРАЦИЙ И ШУМА 149
Будрин С.В[1], Воскун М.Д.[2], Пименов И.К.[1], Щеголев Д.В.[2]

ОБЗОР ПРЕДЛОЖЕНИЙ И ИЗМЕНЕНИЙ ПРОЕКТА НОВОЙ РЕДАКЦИИ МЕТОДИЧЕСКИХ УКАЗАНИЙ МУК 4.3.2194-07 "КОНТРОЛЬ УРОВНЯ ШУМА НА ТЕРРИТОРИИ ЖИЛОЙ ЗАСТРОЙКИ, В ЖИЛЫХ И ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЯХ" 170
Руднева Е.А.

АНАЛИЗ НОРМАТИВНО-ПРАВОВОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ, РЕГЛАМЕНТИРУЮЩЕЙ ШУМ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА 174
Афанасьева Т.А., Копытенкова О.И., Машарский Б.Л.

АКУСТИЧЕСКОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ НА ПЕРСОНАЛ ПРЕДПРИЯТИЙ, ЗАНЯТЫХ УТИЛИЗАЦИЕЙ АТОМНЫХ ПОДВОДНЫХ ЛОДОК И СУДОВ АТОМНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ.....178
Крупкин А.Б., Матвеев К.М., Спектор Э.Б.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ДЕЙСТВИЯ ФИЗИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ГЕНОМ КЛЕТКИ 186
Васильева И.Н., Беспалов В.Г.

ОПЫТ НАУЧНОГО СОПРОВОЖДЕНИЯ РАБОТ ПО СНИЖЕНИЮ ВИБРАЦИЙ ТЕХНОГЕННОГО ПРОИСХОЖДЕНИЯ.....196
Новак Ю.В.

ОЦЕНКА ШУМОВОГО И ВИБРАЦИОННОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ БУРОНАБИВНЫХ СВАЙ ПО ТЕХНОЛОГИИ DDS (DRILLING DISPLACEMENT SYSTEM).....203
Марков С. Б. [1], Пименов И. К. [2], Небылица В. В. [1]

ЗАЩИТА ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ ОТ ТРАНСПОРТНОЙ ВИБРАЦИИ (ТЕОРИЯ, ПРОЕКТИРОВАНИЕ, РЕАЛИЗАЦИЯ, 2000 – 2016 ГГ).....217
Дашевский М.А., Моторин В.В., Сизов Д.К., Акимова И.В., Шутовский С.А.

СНИЖЕНИЕ ШУМА ОТ ТЕПЛОМЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ КОТЕЛЬНЫХ И ЦЕНТРАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ ПУНКТОВ В ЖИЛЫХ ДОМАХ.....238
Чугунков Д.В., Сейфельмлюкова Г.А.

УСТАНОВЛЕНИЕ КРАСНЫХ ЛИНИЙ КАК ГРАНИЦ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ В ГОРОДСКОЙ СРЕДЕ 249
Германова Т.В. [1], Керножитская А.Ф[2]

ОБЗОР ТИПОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ МЕРОПРИЯТИЙ ПО СНИЖЕНИЮ ШУМА НА РАБОЧИХ МЕСТАХ В ПЛАТФОРМЕННЫХ ЗАЛАХ СТАНЦИЙ ПЕТЕРБУРГСКОГО МЕТРОПОЛИТЕНА 253
Андрющенко А.К.[1], Светлов В.В.[2],

ОЦЕНКА КАЧЕСТВА ОБОРУДОВАНИЯ ПО ЕГО ШУМОВЫМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ.....264
Заплетников И.Н, Севаторова И.С

КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД К СНИЖЕНИЮ ШУМА И ВИБРАЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....271
Бохан В.В., Граков С.А., Зубарев А.В.

ШУМ В НЕСТАЦИОНАРНЫХ ПРОЦЕССАХ ТРЕНИЯ 276
Сергиенко В.П., Бухаров С.Н., Кудина Е.Ф., Чукарин А.Н., Сычев А.П.

АНАЛИЗ АКУСТИЧЕСКОЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПОЛИМЕРНОГО РОТОРА В ШЕСТЕРЕННОМ МИКРОНАСОСЕ 287
Рекадзе П.Д., Родионов Л.В.

ОБЗОР АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ, ТРЕБОВАНИЯ К СНИЖЕНИЮ ШУМА 296
Светлов В.В,

МЕТОД ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ВНУТРЕННЕЙ КОМПОНОВКИ СБОРОЧНО-ЗАЩИТНОГО БЛОКА ДЛЯ СНИЖЕНИЯ АКУСТИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ ПОЛЕЗНОЙ НАГРУЗКИ 300
Попов П.А. [1,2], Иголкин А.А. [1], Крючков А.Н. [1]

ПОДГОТОВКА К АНАЛИЗУ ЭФФЕКТИВНОСТИ СРЕДСТВ ИНДИВИДУАЛЬНОЙ ЗАЩИТЫ СЛУХА В УСЛОВИЯХ, ПРИБЛИЖЕННЫХ К НАТУРНЫМ.....309
Тюрин А.П. ПЗыков А.М.

УСОВЕРШЕНСТВОВАННЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ОБЩЕЙ ВИБРАЦИИ В ТРАНСПОРТНОМ СРЕДСТВЕ.....316
Некрасов И.А. [1], Kuczynski Jacek[2]

ПРИМЕНЕНИЕ ИНТЕНСИМЕТРИЧЕСКОЙ АНТЕННЫ ДЛЯ МОНИТОРИНГА И ЛОКАЛИЗАЦИИ ИСТОЧНИКОВ ШУМА.....324
Евсевьев В.В. , Пирожков М.В., Скиба С.П.

ВОПРОСЫ АВТОМАТИЗАЦИИ МЕТОДИК РАСЧЕТА ШУМОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПОТОКОВ.....329
Иванов А.В.[1], Никифоров А.В.[1], Кузьмицкий А.М.[1]

ВЕРИФИКАЦИЯ ЧИСЛЕННЫХ РАСЧЕТОВ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕЗОНАТОРА ГЕЛЬМГОЛЬЦА 338
Маслов М.Г.[1], Гантман М.Ю. [1], Куклин М.В.[2]

МЕТОДЫ ПРОВЕРКИ РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗМЕРЕНИЯ ШУМА НА РАБОЧЕМ МЕСТЕ С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЯ НЕОПРЕДЕЛЕННОСТИ ОЦЕНКИ ЕГО ВОЗДЕЙСТВИЯ.346
Некрасов И.А.[1], Podgorski Marek[2]

РАЗРАБОТКА КОМПЬЮТЕРНОЙ ПРОГРАММЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ И АНАЛИЗА АКУСТИЧЕСКИХ ЯВЛЕНИЙ 354
Карле Р.

МЕТОДИКА ИЗМЕРЕНИЙ УРОВНЕЙ АШ С ЦЕЛЬЮ ОЦЕНКИ ЕГО ВЛИЯНИЯ НА ПРИАЭРОДРОМНУЮ ТЕРРИТОРИЮ ПРИ ОТКЛОНЕНИИ ФАКТИЧЕСКОЙ ЛИНИИ ПУТИ ОТ УСТАНОВЛЕННЫХ ПРОЦЕДУР ВЗЛЕТА. 357
Светлов В.В., Фиев К.П.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ АКУСТИЧЕСКОГО КОМФОРТА В СОВРЕМЕННОМ АВТОМОБИЛЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СИСТЕМЫ ACTRAN. ИЗ ОПЫТА КОМПАНИИ VOLVO.....361
Жарков А.В.

РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕСТИРОВАНИЯ ВИБРОЗАЩИТНОГО МАТЕРИАЛА ЭТАФОМ .363
Итпекова А.В.[1,2,3], Новак Н.Ю. [1,2,3,] Новак Ю.В. [1,2,3]

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗВУКОИЗОЛЯЦИИ СТЕН С КАРКАСНОЙ ОБЛИЦОВКОЙ .369
Щелоков Ю.А.

ПРАКТИКА ПРИМЕНЕНИЯ КАНАТНЫХ И КОМБИНИРОВАННЫХ ВИБРОИЗОЛИ-РУЮЩИХ УСТРОЙСТВ "МАМСАР" В СИСТЕМАХ ОПОРНОЙ И НЕОПОРНОЙ АМОРТИЗАЦИИ НЕКОТОРЫХ ОБЪЕКТОВ.....376
Минасян М.А., Минасян А.М.

УМЕНЬШЕНИЕ ВИБРАЦИИ КОНСТРУКЦИЙ ТОНКИМИ АРМИРОВАННЫМИ ПОКРЫТИЯМИ НА ОСНОВЕ ПОЛИМЕРНОЙ ВПС ПЛЕНКИ.....382
Кирпичников В.Ю. [1], Сятковский А.И. [2]

ЗВУКОИЗОЛИРУЮЩИЕ КОНСТРУКЦИИ ДВОРОВЫХ ПРОЕЗДОВ.....389
Колмаков А.В. [1,2]

ВЛИЯНИЕ ПЛАСТИФИКАТОРА НА ДИНАМИЧЕСКИЕ МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА НЕПОЛЯРНЫХ КАУЧУКОВ 397
Тарасова О.И., Волоцкой А.Н. , Юркин Ю.В.

ВЛИЯНИЕ СОДЕРЖАНИЯ ПЛАСТИФИКАТОРА НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭТИЛЕНВИНИЛАЦЕТАТА 405
Волоцкой А.Н.[1], Тарасова О. И.[1], Юркин Ю. В [2].

ШУМОПОГЛОЩАЮЩИЕ ЭКРАНЫ НА ОСНОВЕ РЕЗОНАТОРОВ ГЕЛЬМГОЛЬЦА: ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ УРОВНЯ ШУМА 412
Калиниченко М.В., Булкин В.В.

ФОРМИРОВАНИЕ И ЭВОЛЮЦИЯ РИСКОВ ДЛЯ ЗДОРОВЬЯ ГОРОДСКОГО НАСЕЛЕНИЯ ПОД ВОЗДЕЙСТВИЕМ ШУМОВОЙ АВТОТРАНСПОРТНОЙ НАГРУЗКИ 420
Кошурников Д.Н.

ПРОГНОЗ ПЛОЩАДИ ТЕРРИТОРИИ, ПОПАДАЮЩЕЙ В ЗОНУ АКУСТИЧЕСКОГО ДИСКОМФОРТА ПО УРОВНЮ ТРАНСПОРТНОГО ШУМА ДЛЯ ДОРОГ ГК АВТОДОР НА ПЕРИОД ДО 2030 ГОДА 431
Элькин Ю.И.

ОЦЕНКА ВОЗДЕЙСТВИЯ РЕЛЬСОВОГО ТРАНСПОРТА НА ТЕРРИТОРИЮ ЖИЛОЙ ЗАСТРОЙКИ 441
Шабарова А.В.[1], Куклин Д.А.[1], Буторина М.В.[2]

НАУЧНЫЙ КОМИТЕТ ПРОСИТ АВТОРОВ ПРИ НАПРАВЛЕНИИ СТАТЕЙ В ПЕЧАТЬ РУКОВОДСТВОВАТЬСЯ ПРИВЕДЕННЫМИ ПРАВИЛАМИ 447
Тищенко А.С.[1], Куклин Д.А.[2]

ИСТОЧНИКИ ШУМОВ И ВИБРАЦИЙ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ПРОИСХОЖДЕНИЯ И СПОСОБЫ ИХ СНИЖЕНИЯ В СУДОВЫХ ВЕНТИЛЯТОРАХ 451
Баженова Л.А.

ВЛИЯНИЕ МЕСТА РАСПОЛОЖЕНИЯ ВИБРОПОГЛОЩАЮЩЕГО ПОКРЫТИЯ НА ЕГО ЭФФЕКТИВНОСТЬ 475
Смольников В.Ю.[1], Кудаев А.В.[2]

ПРИБЛИЖЁННАЯ ОЦЕНКА УРОВНЕЙ НАИБОЛЬШЕГО ЗВУКОИЗЛУЧЕНИЯ ПЛАСТИНЧАТЫХ КОНСТРУКЦИЙ 480
Кирпичников В.Ю.[1], Савенко В.В.[1], Дроздова Л.Ф.[2], Кудаев А.В[2]

МАЛЫЕ АКУСТИЧЕСКИЕ ЭКРАНЫ – СРЕДСТВО СНИЖЕНИЯ ШУМА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТ 488
Кудаев А.В., Куклин Д.А. , Матвеев П.В.

АВИАЦИОННЫЙ ШУМ: РИСК НАРУШЕНИЯ ЗДОРОВЬЯ ЧЕЛОВЕКА И МЕРЫ ПРОФИЛАКТИКИ 493
Зинкин В.Н., Шешегов П.М.

ПРОЕКТРОВАНИЕ СИСТЕМ ШУМОЗАЩИТЫ НА УЧАСТКАХ ОБКАТКИ ДВИГАТЕЛЕЙ.....522
Бондаренко В.А., Богданов Р.В, Чукарин Н.А.

ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫЙ ТРАНСПОРТ, КАК ИСТОЧНИК ИНФРАЗВУКА И НИЗКИХ ЧАСТОТ В ГОРОДСКОЙ СРЕДЕ 531
Гагарин СА, Рожихин НС

АНАЛИЗ ОПАСНЫХ И ВРЕДНЫХ ФАКТОРОВ КОПИРОВАЛЬНО-ФРЕЗЕРНЫХ ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКОВ 538
Голосной С.В.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТА ШУМА В КАБИНЕ ОПЕРАТОРА СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНОЙ МАШИНЫ 544
Гришина С. Ю., Курцев Г. М., Путечев А. Д.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ВИБРАЦИОННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ЛОКОМОТИВОВ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВЫСОКОДЕМПФИРОВАННОГО МАТЕРИАЛА МР 549
Давыдов Д.П., Лазуткин Г.В., Волкова Т.В., Ермаков А.И.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ВНЕДРЕНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ МЕРОПРИЯТИЙ С ЦЕЛЬЮ ЗАЩИТЫ РАБОТАЮЩИХ ОТ ШУМА НА ПРИМЕРЕ ООО «КИРПИЧНЫЙ ЗАВОД БРАЕР».....555
Кабанов И.А. [1], Кашинцева Л.В. [2], Туляков С.П. [2]

ЗАБОЛЕВАЕМОСТЬ ОРГАНОВ СЛУХА ГОРОДСКОГО НАСЕЛЕНИЯ В УСЛОВИЯХ НАПРЯЖЕННОЙ ШУМОВОЙ ОБСТАНОВКИ 568
Климова М.Г., Куликова В.В

ИССЛЕДОВАНИЕ АКУСТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ НАДСТРОЕК ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ФОРМЫ НА ВЕРХНЕМ СВОБОДНОМ РЕБРЕ ШУМОЗАЩИТНЫХ ЭКРАНОВ 576
Клюпа Т.Е.

САНИТАРНО-ГИГИЕНИЧЕСКИЕ ОГРАНИЧЕНИЯ РАЗМЕЩЕНИЯ ЭЛЕКТРОДУГОВОЙ СТАЛЕПЛАВИЛЬНОЙ ПЕЧИ НА ПРЕДПРИЯТИИ, НАХОДЯЩЕМСЯ В ПЛОТНОЙ ГОРОДСКОЙ ЗАСТРОЙКЕ.....587
Мадатова И.Г.[1], Муравьев В.А.[2]

ИЗЛУЧЕНИЕ ЗВУКА ПОЛУЗАМКНУТОЙ ПРОТЯЖЁННОЙ ОБОЛОЧКОЙ 593
Кудаев А.В., Куклин Д.А., Матвеев П.В.

МОДЕЛЬ ГЕНЕРИРОВАНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКОЙ 595
Мурзинов В Л, Мурзинов П В, Мурзинов Ю В

ВИБРОАКУСТИЧЕСКИЙ МОНИТОРИНГ СУДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА ЭТАПАХ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА.....602
Мышинский Э.Л.

ОПЫТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРОГРАММНОГО ПРОДУКТА «ЭКОЛОГ-ШУМ», ФИРМЫ "ИНТЕГРАЛ" В БГТУ "ВОЕНМЕХ", В РАМКАХ УЧЕБНОГО ПРОЦЕССА. 608
Олейников А.Ю[1].

МЕТОДИКА ИЗМЕРЕНИЯ АКУСТИЧЕСКИХ И ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГЛУШИТЕЛЯ ВЫПУСКНОЙ СИСТЕМЫ СЕРИЙНОГО ТЕПЛОВОЗА С ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРОМ. 611
Олейников А.Ю., Лубянченко А.А.

ВЛИЯНИЕ АВИАЦИОННОГО И ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ВНУТРИКАБИННОГО ШУМА НА ОРГАН СЛУХА РАБОТНИКОВ 620
Панкова В.Б. [1], Вильк М.Ф. [1], Каськов Ю.Н. [2], Скрябина Л.Ю. [3]

АЛГОРИТМ РАСЧЕТА УРОВНЕЙ ШУМА НА РАБОЧИХ МЕСТАХ ЛОКОМОТИВНЫХ БРИГАД ЭЛЕКТРОВОЗОВ.....628
Подуст С.Ф.[1], Чукарин А.Н.[2]

ОСОБЕННОСТИ УСТАНОВКИ ШУМОЗАЩИТЫХ ЭКРАНОВ В НАСЕЛЕННЫХ ПУНКТАХ 635
Рощина Н.В.

АНАЛИЗ СТРУКТУРНОГО ШУМА КАК ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ОГРАНИЧЕННЫХ СРЕД В УСЛОВИЯХ СУЩЕСТВЕННОГО ОТЛИЧИЯ УПРУГИХ СВОЙСТВ 641
Санников В.А., Яковлев С.П.

НОРМИРОВАНИЕ ШУМА ПРИ ПРОВЕДЕНИИ СПЕЦИАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ УСЛОВИЙ ТРУДА НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА 651
Санникова Е.А.

ОХРАНА ТРУДА И ЗДОРОВЬЕ. ВОЗДЕЙСТВИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ФАКТОРОВ НА ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТЬ ЖИЗНИ 655
Санникова Е.А.

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ СРЕДСТВ ЗАЩИТЫ РУК ОТ ВИБРАЦИИ 658
Смирнов В.В. [1], Булдаков П.Ю,, Бухаров С.Н. [3], Вьюненко Ю.Н. [4], Хлопков Е.А.[2], Мыцких С.И.

ПРОБЛЕМЫ ЗВУКОИЗОЛЯЦИИ НАДЗЕМНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ТРУБОПРОВОДОВ КОМПРЕССОРНЫХ И ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СТАНЦИЙ ПАО «ГАЗПРОМ».....666
Соколинский Л.И.[1.2], Гусев В.П.[3], Сидорина А.В.[3], Толстихин Ю.Ю.[4], Блинов Ф.В.[4]

СНИЖЕНИЕ ШУМА ПРИ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКЕ УЗЛОВ КОЛЕСНЫХ ПАР 675
Феденко А.А., Кучеренко А.П.

ПОТЕНЦИАЛЬНАЯ НЕНАДЕЖНОСТЬ ДЕЙСТВИЙ КАК КРИТЕРИЙ ОЦЕНКИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЛЕТНО-ПОДЪЕМНОГО СОСТАВА ПРИ ДЕЙСТВИИ АВИАЦИОННОГО ШУМА.....681
Харитонов В.В. [1], Шешегов П.М. [2], Абашев В.Ю. [2]

АНАЛИЗ УСЛОВИЙ ТРУДА НА УЧАСТКАХ ИСПЫТАНИЙ ЛОКОМОТИВОВ.....692
Чубарь Е.П.

ОСТРАЯ АКУСТИЧЕСКАЯ ТРАВМА ПРИ ВЫСТРЕЛЕ И ВЗРЫВЕ: ОБЗОР ЗАРУБЕЖНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ ЗА 2012-2016 ГГ. 699
Попов В.Л.[1], Киселев В.В.[2], Попова Н.П.[3]

ЮРИСДИКЦИИ ПО БОРЬБЕ С ШУМОМ В ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ СРЕДЕ 708
Попов В.Л., Попова Н.П.

Предисловие

Первая всероссийская конференция по защите от шума состоялась в 2006 году, т.е. более 10 лет тому назад. VI Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации» проходит в год, который объявлен в Российской Федерации годом экологии. Проблема акустического загрязнения входит в число трёх самых важных экологических проблем, наряду с проблемой отходов и выбросов вредных веществ в атмосферу. При этом повышенный шум – наиболее массовый из всех физических факторов окружающей среды.

В VI конференции принимает участие свыше 200 человек из 25 городов Российской Федерации, а также 5 стран (Украина, Белоруссия, Казахстан, Дания, Германия). Участниками конференции представлено и включено в сборник всего: 84 докладов из низ 16 пленарных.

На конференции работает выставка, представленная 10 фирмами, а также организован обучающий семинар, на котором будет прочитано 7 лекций.

Надеюсь что материалы настоящего сборника будут полезны для участников конференции.

Н.И. Иванов

Пленарные доклады

Законодательное регулирование в области шума в Российской Федерации: недостатки и пути улучшения

Иванов Н.И.[1], Шашурин А.Е.[1], Буторина М.В.[2]
[1]Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова
[2]ЗАО «Институт «Трансэкопроект»

mbutorina@transecoproject.ru

Abstract: A problem of protection of people from noise is a problem of health security. According to expert evaluation, about 50 percent of population of Russia are affected with increased noise levels. The issues of population safety at the increased indoor noise levels are still actual for our country. Also, the rights of citizens for silence in the evening hours are not protected. There is no noise control as well as informing mechanisms about the nature of noise pollution. To fix this omission it is possible through the creation of the Federal Law on noise. Two other important issues related to noise are distribution of responsibility for the excess noise and optimization of costs for noise protection. Their solution can be achieved by making minor amendments to existing technical standards and legislative requirements. It is proposed to make specific amendments to the existing legislation, as well as other ways of solving the problem of protecting the population from noise.

Keywords: legislation, Law on Noise, noise mapping, sanitary zone.

Актуальность проблемы

В прошлом году во Франции была найдена рукопись неизданного романа Жюль Верна, в котором события происходят в начале XXI столетия. В этом романе знаменитый писатель и блестящий футуролог (как много технических открытий он смог предсказать) пишет о том, что проблема защиты от шума будет одной из самых больших забот человечества в XXI веке. Да, он оказался прав: шум, акустическое загрязнение входят в тройку самых важных экологических проблем.

Проблема защиты населения от повышенного шума – это, прежде всего, проблема сохранения здоровья. Шум, в первую очередь, влияет на органы слуха. По данным ВОЗ 16% населения Земли (более 1 млрд. человек) имеют серьезные нарушения слуха. По данным Управления Роспотребнадзора по городу Санкт-Петербургу, заболевания слухового аппарата (двусторонняя нейросенсорная тугоухость) преобладает в структуре профессиональных заболеваний и составляет около 60 %.

Шум также приводит к сердечно-сосудистым и нервно-психическим заболеваниям. В докладе Европарламента 2012 г. «Стратегия борьбы с шумом» [1] указывается, что ежегодно в странах Евросоюза 50 тыс. человек преждевременно умирает от сердечных приступов, вызванных уличным шумом; 200 тыс. человек страдает от сердечно-сосудистых заболеваний, связанных с уличным шумом.

Отмечается, что для людей, проживающих на шумных улицах с уровнем звука (УЗ) 65–75 дБА (заметим, это довольно типичные цифры для крупных городов Российской Федерации) риск таких заболеваний увеличивается на 20%.

Контролирующие органы отмечают, что число жалоб в нашей стране на повышенный шум ежегодно растет. В нашей стране не налажен всеобъемлющий учет шумовых нагрузок на население, поэтому его масштабы трудно оценить. По данным карты шума, составленной в Санкт-Петербурге, более 65% населения подвергается действию шума, который превышает допустимые нормы (55 дБА днем и 45 дБА ночью). По экспертным оценкам, не менее 50% населения Российской Федерации проживает в условиях сверхнормативного акустического загрязнения.

В нашей стране нет действенного контроля шумовых нагрузок, воздействующих на население. В соответствии с Федеральным законом «О внесении изменений в Федеральный закон «О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения» полномочия по разработке и утверждению санитарно-эпидемиологических нормативов закреплены за Федеральным органом исполнительной власти, осуществляющим Федеральный государственный санитарно-эпидемиологический надзор – Федеральной службой по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучию человека. Роспотребнадзор разрабатывает нормы шума, осуществляет выборочный контроль акустических параметров по жалобам населения, контролирует правильность акустических расчетов и шумозащитных мероприятий в проектах. Но это не исчерпывает всех задач: в первую очередь, нет объективных характеристик шумового загрязнения городов, автомобильных и железных дорог и пр. Даже Москва не располагает картой шума (совершенно немыслимый факт для любого Западно-Европейского города, с населением свыше 100 тыс. человек, там ещё в 2002 г. была принята соответствующая директива ЕС), хотя нигде в нашей стране не поставлена так серьезно работа в области защиты населения от вредных и опасных факторов, как в нашей столице.

Отсутствие акустического картирования наших городов, автомобильных и железных дорог – это отсутствие учета. Повторю еще раз, отсутствует (за очень немногим исключением) и контроль акустического воздействия на население. Только один пример: сегодня наиболее действенная мера шумозащиты – установка акустических экранов. На эти конструкции в масштабах страны ежегодно расходуются десятки млрд. рублей, а достаточно ли они эффективны? Экраны, установленные вдоль автомобильных и железных дорог, в немалом

числе случаев не снижают шум до нормы. На МКАД было установлено свыше 13 км акустических экранов, эффективность которых по данным измерений не превысила в среднем 6–8 дБА при требуемом снижении 10–15 дБА. Это не единственный случай, таких примеров можно было бы привести очень много. Никого это не беспокоит, никто за это не отвечает.

На наш взгляд, основное упущение законодательной системы – акустическое загрязнение не входит в систему учетно-отчетной документации природоохранных органов (как например, отходы, загрязнение воздуха вредными веществами и пр.), за этот вид загрязнения не установлена плата, а, значит, отсутствует экономический механизм борьбы с шумом. Исправлено это упущение может быть только одним путем – созданием Федерального закона о шуме.

Анализ действующего законодательства Российской Федерации в области защиты от шума

Основные принципы охраны окружающей среды от негативного шумового воздействия заложены в Федеральных законах:

- «Об охране атмосферного воздуха» от 04.05.1999 №96-ФЗ [2];
- «Об охране окружающей среды» от 10.01.2002 №7-ФЗ [3];
- «О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения» от 30 марта 1999 №52-ФЗ [4].

В соответствии с определениями в ст.1 Федерального закона «Об охране атмосферного воздуха» вредное воздействие шума относится к видам вредного физического воздействия на атмосферный воздух, наряду с вибрацией, ионизирующими излучениями и пр.

Статьей 22 Федерального закона «Об охране окружающей среды» предусмотрено, что в целях предотвращения негативного воздействия на окружающую среду хозяйственной и иной деятельности устанавливаются нормативы допустимых физических воздействий на атмосферный воздух, в т. ч. уровни шума.

Согласно ст. 55 Федерального закона «Об охране окружающей среды» органы государственной власти Российской Федерации, органы местного самоуправления, юридические и физические лица, при осуществлении хозяйственной и иной деятельности обязаны принимать необходимые меры по предупреждению и устранению негативного воздействия шума и иного негативного физического воздействия на окружающую среду городских и сельских поселений, проектировании, строительстве, реконструкции и эксплуатации производственных объектов и т. п., должны разрабатываться меры, обеспечивающие соблюдение нормативов допустимых физических воздействий.

Федеральный закон «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 общие нормы по их обеспечению.

Отметим, что частично положения этих законов (непрямого действия) соблюдаются в части, например, создания норм шума, контроля шумовых параметров при проектировании, но еще больше остается нерешенных вопросов. В частности, не решены вопросы акустической безопасности граждан при постоянном бытовом воздействии, не защищены права граждан на тишину в вечернее время суток, отсутствуют механизмы контроля шума, а также информирования граждан о характере шумовой нагрузки. Некоторые положения, например, требования об учете уровней физических нагрузок в ст. 21 Федерального закона «Об охране атмосферного воздуха» в рамках государственного учета носят декларативный характер.

В полной мере это касается диких животных и птиц, нормы допустимого акустического воздействия на природную среду вообще отсутствуют.

Закон РФ «О защите населения Российской Федерации от повышенного шума»

Необходимо создание закона прямого действия. Российская Федерация на сегодняшний день едва ли не единственная страна, в которой отсутствует закон о защите населения от повышенного шума. Такие законы были приняты многими странами Западной Европы ещё в 70-х гг. прошлого столетия. Что должен содержать такой закон, хотя бы в общем виде. В первую очередь, что хотят граждане РФ увидеть в этом законе?

В 2015 г. ГПБУ «Мосэкомониторинг» провёл уникальный опрос населения г. Москвы по направлению «Шум и вредное воздействие». В созданном в результате опроса документе содержится не только перечень жалоб граждан на повышенный шум, но и серьезные предложения по его уменьшению. Надо отметить, что средства массовой информации также регулярно уделяют внимание этой проблеме. На что жалуются граждане?

- Шум соседей (ремонт, громкая музыка, крики, топот и др.);
- шум строительных работ (строительные площадки, отдельные агрегаты, например, компрессоры);
- шум автомобильного транспорта (мотоциклы, звуковая сигнализация, громкая музыка, неисправные выхлопные системы, грузовой автотранспорт и пр.);
- шум летательных аппаратов (самолёты вблизи населенных пунктов, вертолёты в городе);
- шум коммунальных машин в ранние утренние часы,
- шум рекламы (зазывалы), громкая музыка, объявления;

Здесь я хотел бы остановиться и привести шокирующий пример. В начале прошлого года на многих каналах телевидения прошел сюжет: житель многоэтажки, доведенный до исступления громкими и продолжительными

призывами девушки, зазывающей прохожих в ближайший супермаркет, выстрелом из ружья убил её. Мне много приходилось читать о массе аналогичных случаев в США: казалось, что у нас это невозможно. Возможно, как видите. Нужно законодательно регулировать эти отношения. Но, продолжим.

- шум от предприятий общественного питания (громкая музыка вечером и ночью, крики компаний и др.);
- шум вентиляции, кондиционеров во дворах;
- шум железнодорожного транспорта (громкоговорящая связь, гудки локомотивов, грузовые составы) и многое, многое другое.

Какие предложения содержатся в упомянутом документе и в информации СМИ, которые могут быть учтены в законе:

1. Учесть шумные источники, ввести мониторинг шума вблизи автомагистралей, стройплощадок, на улицах и др.

2. Ввести понятие вечернее время (с 19.00 до 23.00), установив более жестокие нормы шума, чем для дневного времени.

3. Ограничить шум наиболее «назойливых источников» путём введения специальных норм (громкая музыка, сигналы, реклама, коммунальные машины, шумные мероприятия (фейерверки, петарды и др.).

4. Ввести систему финансовых ограничений (штрафы за повышенный шум, налоги на шумные машины, например, спортивные мотоциклы).

5. Ввести конфискацию собственности за серьезные нарушения (например, мотоциклы).

6. Ввести ограничительные меры на действия шума (запрет строительных, погрузочно-разгрузочных и др. шумных работ в ночное и вечернее время).

7. Ввести систему информации населения об уровнях акустических загрязнений в городах и населенных пунктах.

8. Создать специальные экстренные службы реагирования на повышенный шум.

9. Вменить в обязанности полиции контроль акустического загрязнения.

10. Ввести нормы шума для особо охраняемых территорий.

11. Ввести систему контроля шума автотранспорта при прохождении ТО и др.

Каков механизм всех возможных мер по предупреждению повышенного шума должен быть прописан в законе? На наш взгляд, такой эффективный механизм был принят в ЕС.

В 2002 г. Европейский парламент принял директиву ЕС 49/2002, в которой все города (населением свыше 100 тыс. человек), аэропорты, автомобильные и железные дороги должны были создать карты шума. В этих картах должны быть зафиксированы параметры акустического загрязнения. Было предписано не превышать полученных уровней и разрабатывать меры их снижений. Картирование позволяет:

- осуществлять выбор точек для акустического мониторинга и провести этот мониторинг;
- оценить фоновые уровни шума в любой точке города при проектировании новой застройки;
- обосновывать оценку высвобождения отдельных территорий под новое строительство;
- оценивать перечень необходимых шумозащитных мероприятий при проектировании различных объектов;
- проводить акустическую оценку территории жилой застройки и экономическое обоснование стоимости жилья с учётом акустического комфорта;
- моделировать изменение акустического воздействия на население при изменении характеристик транспортных узлов и потоков.

Совершенно понятно, что должен быть определен государственный орган, который несет ответственность за шум, осуществляющий непрерывный контроль и учёт шумового загрязнения. Наверное, это должны быть комитеты по охране окружающей среды в Правительствах городов РФ. Необходимо ввести системы мониторинга шума, а также систему штрафов, налогов и пр., т. е. финансовый механизм защиты населения от повышенного шума. В этом направлении у нас в стране кое-что сделано: в законах о тишине в ночное время, принятых в городах Москве, Санкт-Петербурге и др., введена система штрафов за нарушение тишины. На этот опыт здесь можно опереться.

В заключение этого раздела я хочу отметить, что имеется не только запрос общества на ограничение шума, но и понимание масштабов проблемы: суд по правам человека и общественная палата предложили Правительству РФ разработать долгосрочную программу по борьбе с шумовым загрязнением городов. Неоднократно этот вопрос поднимался депутатами (например, Михаилом Дегтяревым) в Государственной Думе.

Для нас интересен и зарубежный опыт. Приведу только несколько примеров, чтобы понять, как далеко готовы идти и идут власти (особенно в части запретов и штрафов), чтобы защитить граждан (и себя, что тоже немаловажно) от акустического загрязнения.

За границей шум строго регламентирован, а нарушителей ждут штрафы: в Нью-Йорке сумма штрафов от 25 до 45 тыс. долларов, штрафы в Германии достигают 10 тыс. евро, в Англии до 20 тыс. фунтов стерлингов. В Испании за самые тяжелые нарушения штраф доходит до 300 тыс. евро. Во многих странах (например, в Швейцарии) действует запрет на полеты самолетов в ночное время. Жители, страдающие от шума, даже добиваются закрытия аэропортов (например, в Германии был закрыт аэропорт «Темпельхов», готовится к закрытию аэропорт «Тегель»). В Чикаго запрещен вывоз мусора в ночные часы, а в Китае Департамент по экологии публикует каталоги оборудования, которое из-за повышенного шума должно быть запрещено к выпуску.

О разделении ответственности за превышение шума и о снижении расходов на шумозащиту

Хотелось остановиться ещё на двух важных вопросах, связанных с шумом: разделение ответственности за превышение шума и оптимизация расходов на создание шумозащиты. Нам представляется, что их решение может быть достигнуто раньше, чем появится и вступит в действие Закон о шуме, путем внесения незначительных поправок в действующие нормативно-технические документы (уровня СанПиН и др.), хотя и в упомянутый закон основные положения в этом направлении должны быть внесены обязательно.

Пример, связанный с аэропортами. «*За последние 20 лет сложилась повсеместная практика застройки территорий вблизи аэродромов без учета основных требований к строительству по экологии*» (газета «Известия» от 13.02.2013). В результате тысячи людей приобрели жилье на приаэродромных территориях и проживают в заведомо вредных условиях, связанных с воздействием авиационного шума. Жители вновь построенных поселков и строений в массовом порядке жалуются на повышенный шум. У этих объектов имеются согласованный землеотвод и разрешение на строительство, выданные муниципальными властями, т.е. нарушения «легализованы».

Аналогичная ситуация и у железных дорог, где идет строительство в зоне санитарных разрывов.

Для урегулирования ситуации Минтранс России разработал поправку к статье 222 Гражданского кодекса РФ (ещё не принята), в соответствии с которой органы местного самоуправления обязаны принять решение о сносе самовольной застройки, когда такое требование обусловлено законом об использовании воздушного пространства на основании представления уполномоченного Правительством РФ федерального органа исполнительной власти. Следует отметить, что самовольной постройкой согласно ст. 222 ГК являются, в том числе, здания и сооружения, возведенные с нарушением градостроительных и строительных норм и правил.

Жители новостроек обращаются в суды, жалобы на шум приобрели массовый характер, суды удовлетворяют иски, которые иногда достигают шестизначных цифр. Ведомства и организации несут многомиллиардные убытки, население подвергается шумовому воздействию сверхнормативных уровней. Все в проигрыше – в выигрыше только небольшая группа недобросовестных людей. Это положение можно исправить, необходимо внести изменения в следующие документы:

- Санитарные правила и нормы СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 «Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов» [5];
- Градостроительный кодекс Российской Федерации от 29.12.2004 №190-Ф3[6];

- Свод правил СП 42.13330.2011 «Градостроительство. Планировка и застройка городских и сельских поселений. Актуализированная редакция» СНиП 2.07.01-89 [7];
- Земельный кодекс Российской Федерации от 25.10.2001 №136-ФЗ [8];
- Гражданский кодекс Российской Федерации [9];
- Свод правил СП 51.13330.2011, СНиП 23-03-2003 «Защита от шума» [10].

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.

Источники шума, на которые установлен санразрыв дают не менее 50% акустического загрязнения, но 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 сведениями о наличии зон с особыми условиями использования территорий и выдают разрешение на строительство на данной территории без учета воздействия на население вредных факторов.

Предлагается установить статус санитарного разрыва, где постройки могут располагаться только при условии выполнения требуемых нормативами шумозащитных мероприятий.

В этот же документ, наряду с понятием СЗЗ и санитарных разрывов, необходимо ввести и понятие «карта шума» (объединяет оба эти понятия и дает расширенную информацию о шумовой нагрузке на население), которая утверждается аналогично СЗЗ и санитарному разрыву Главным санитарным врачом. Это позволит разграничить ответственность за сверхнормативное шумовое воздействие на население.

В Свод правил СП 42.13330.2011 «Градостроительство. Планировка и застройка городских и сельских поселений. Актуализированная редакция» СНиП 2.07.01-89*» необходимо ввести статью, устанавливающую ответственность органов государственной власти РФ и субъектов РФ, органов местного самоуправления за обеспечение благоприятных условий жизнедеятельности человека. Внести также изменения в ст. 30 ч. 5 о необходимости отображения границ санитарных разрывов. Этот Свод правил содержит, на наш взгляд, некоторые 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, следовало бы отнести это понятие к началу XXI века.

И, конечно, необходимо пересматривать действующие санитарные нормы, исходя из технических возможностей их обеспечения. Не секрет, что в РФ установлены самые жесткие нормы по шуму в жилой застройке. Так, например, в Германии предельно допустимые уровни шума на 4 дБА выше, чем в России. Норма для ночного времени суток в ЕС 50 дБА (у нас 45 дБА). Согласно докладу Европейской комиссии [1] санитарные нормы будут пересматриваться из условий обеспечения предельно допустимых уровней внутри помещения, нормативы для ночного времени также подлежат пересмотру, поскольку шум в ночное время неоднороден, и использовать для ночного времени интервал в 8 ч нецелесообразно. Особое внимание в Европе уделяется техническим нормам шума транспорта, как основного источника воздействия на окружающую среду, снижение шума которого более эффективно и менее затратно производить в источнике. Считаем, что российскую нормативную базу также необходимо вносить корректировки с учетом мирового опыта борьбы с шумом.

Заключение

Тишина – одно из самых дорогих удовольствий нашей цивилизации. В передовых странах расходы на шумозащиту достигают от 1 до 2% от ВВП. Так, например, в ЕС только на установку шумозащитных экранов и звукоизолирующего остекления в год расходуется свыше 50 млрд. евро. Чем богаче страна, тем в ней больше число и длина акустических экранов.

Мы, к сожалению, не имеем общих цифр расходов на шумозащиту по нашей стране. Можем привести отдельные факты. Стоимость основного сооружения шумозащиты – шумозащитного экрана, составляет у нас примерно от 50 до 70 млн. руб. за 1 км. В стране сооружено, вероятно, гораздо более 1,5 тыс. км АЭ, т. е. на сооружение только этого средства защиты от шума транспорта потрачено, вероятно, порядка 10 млрд. руб.

Можно предполагать, что расходы, связанные с установкой шумозащиты, будут в нашей стране увеличиваться. Единственный путь оптимизации расходов и обеспечения комфортного проживания – внесение изменений в нормативную базу, разработка и принятие Федерального закона.

Список литературы

1. Towards a Comprehensive Noise Strategy, Policy Department Economic and Scientific Policy. Environment, Public, Health and Food Safety, 2012, 82 p.
2. Федеральный закон «Об охране атмосферного воздуха» от 04.05.1999 №96-ФЗ.
3. Федеральный закон «Об охране окружающей среды» от 10.01.2002 №7-ФЗ.

4. Федеральный закон «О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения» от 30 марта 1999 №52-ФЗ.
5. Санитарные правила и нормы СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 «Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов».
6. Градостроительный кодекс Российской Федерации от 29.12.2004 №190-ФЗ.
7. Свод правил СП 42.13330.2011 «Градостроительство. Планировка и застройка городских и сельских поселений. Актуализированная редакция» СНиП 2.07.01-89.
8. Земельный кодекс Российской Федерации от 25.10.2001 №136-ФЗ.
9. Гражданский кодекс Российской Федерации.
10. Свод правил СП 51.13330.2011, СНиП 23-03-2003 «Защита от шума».

Новые правила нормирования акустических факторов на рабочих местах и проектирования защиты от повышенного шума

Цукерников И.Е.[1,2], Шубин И.Л.[1], Невенчанная Т.О.[1,2]
[1]НИИСФ РААСН
[2]Московский политехнический университет

3342488@mail.ru

Аннотация: Рассмотрена законодательная и нормативная база, действующая на территории Российской Федерации. Дан анализ новых правил нормирования акустических факторов (шума, вибрации, инфразвука, ультразвука) на рабочих местах, установленных санитарно-эпидемиологическими правилами и нормативами СанПиН 2.2.4.3359-16. Приведен перечень и информация о назначении новых нормативно-технических документов в области защиты от повышенного шума, разработанных и утвержденных в 2015-2016 годах.

Ключевые слова: Шум, вибрация инфразвук, ультразвук, норма, превышение, снижение**.**

Законодательная и нормативная база, устанавливающая гигиенические нормативы

Законодательная база, устанавливающая требования к акустическим параметрам в области внутреннего климата помещений и вредных воздействий включает два федеральных закона:

- федеральный закон от 30 марта 1999 года № 52-ФЗ «О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения» [1];
- федеральный закон от 30 декабря 2009 г. № 384-ФЗ «Технический регламент о безопасности зданий и сооружений» [2].

В первом законе установлено, что при разработке нормативов градостроительного проектирования, схем территориального планирования, генеральных планов городских и сельских поселений, проектов планировки общественных центров, жилых районов, магистралей городов, решении вопросов размещения объектов гражданского, промышленного и сельскохозяйственного назначения и установления их санитарно-защитных зон, а также при проектировании, строительстве, реконструкции, техническом перевооружении, консервации и ликвидации промышленных, транспортных объектов, зданий и сооружений культурно-бытового назначения, жилых домов, объектов инженерной инфраструктуры и благоустройства и иных объектов должны соблюдаться санитарные правила (статья 12); жилые помещения по уровням шума и вибрации должны соответствовать санитарно-эпидемиологическим требованиям независимо от срока проживания (статья 23), при эксплуатации производственных, общественных помещений, зданий,

сооружений должны осуществляться санитарно-противоэпидемические (профилактические) мероприятия и обеспечиваться безопасные для человека условия труда, быта и отдыха в соответствии с санитарными правилами и иными нормативными правовыми актами Российской Федерации (статья 24).

В главе 2 (статья 10) второго закона установлены требования обеспечения при проектировании, строительстве и эксплуатации зданий и сооружений безопасных для здоровья человека условий проживания и пребывания в зданиях и сооружениях, а в главе 3 (статьи 24, 26) установлена необходимость применения в проектной документации зданий и сооружений требований по обеспечению защиты от шума и вибрации.

Нормативная база, устанавливающая гигиенические требования к акустическим факторам, к которым относят шум (слышимые звуковые колебания воздушной среды, находящиеся в диапазоне частот 22,5 – 11200 Гц), вибрацию (колебания, распространяющиеся в твердой среде - грунт, ограждающие конструкции зданий – в диапазоне частот 0,7 – 90 Гц), инфразвук (не воспринимаемые органом слуха человека колебания воздушной среды в диапазоне частот 1,4 – 22,5 Гц), ультразвук (в основном не воспринимаемые органом слуха человека колебания, распространяющиеся в воздушной, жидкой и твердой средах в диапазонах частот 11,2 – 100 кГц – для воздушного ультразвука и 11,2 – 5000 кГц – для контактного ультразвука) приведена в табл. 1.

Таблица 1 **Нормативная база в области ограничения акустических факторов**

Обозначение документа	**Наименование документа**
Санитарное нормирование	
СН 2.2.4/2.1.8.562-96	Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. Санитарные нормы.
СН 2.2.4/2.1.8.566-96	Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий» Санитарные нормы
СН 2.2.4/2.1.8.583-96	Инфразвук на рабочих местах, в жилых и общественных помещениях и на территории жилой застройки. Санитарные нормы
СанПиН 2.2.4/2.1.8.582-96	Гигиенические требования при работах с источниками воздушного и контактного ультразвука промышленного, медицинского и бытового назначения. Санитарные правила и нормы
СанПиН 2.2.4.3359-16 Дата введения 01.01.2017	Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах. Санитарно-эпидемиологические правила и нормативы

Обозначение документа	Наименование документа
Проектирование	
СП 51.13330.2011	СНиП 23-03-2003 «Защита от шума»

Во всех санитарных правилах указано, что они являются обязательными для всех организаций и юридических лиц на территории Российской Федерации независимо от форм собственности, подчинения и принадлежности, а также для физических лиц независимо от гражданства. В то же время Постановлением Правительства РФ от 24 декабря 2014 г. № 1521 [3] отдельные части СП 51.13330 включены в перечень национальных стандартов и сводов правил (частей таких стандартов и сводов правил), в результате применения которых на обязательной основе обеспечивается соблюдение требований Федерального закона [2].

С даты введения СанПиН 2.2.4.3359-16 должны утратить силу соответствующие требования по нормированию акустических факторов на рабочих местах, устанавливаемые действовавшими с 1996 г. первыми четырьмя документами, приведенными в табл. 1. Однако об этом нет прямого указания в Постановлении Главного государственного санитарного врача Российской Федерации от 21 июня 2016 года N 81 об утверждении СанПиН 2.2.4.3359-16.

Особенности нормирования акустических факторов на рабочих местах по СанПиН 2.2.4.3359-16

С введением СанПиН 2.2.4.3359-2016 с 01.01.2017 требования к ограничению и оценке акустических факторов на рабочих местах существенно изменяются.

СанПиН 2.2.4.3359-2016 (в п. 1.1) не только устанавливают санитарно-эпидемиологические требования к акустическим факторам на рабочих местах, но также требования к источникам акустических факторов, к организации контроля, методам измерения акустических факторов на рабочих местах и мерам профилактики вредного воздействия этих факторов на здоровье работающих.

Требования СанПиН 2.2.4.3359-2016 (п. 1.6) распространяются на проектируемые, вновь вводимые в эксплуатацию, реконструируемые и эксплуатируемые объекты с момента вступления СанПиН в действие. Вместе с тем указано (п. 1.3), что они не распространяются на условия труда водолазов, космонавтов, условия выполнения аварийно-спасательных работ или боевых задач.

Впервые включено требование (п. 1.5), что оценка фактических уровней производственных физических факторов должна проводиться с учетом неопределенности измерений, которую следует определять по ГОСТ Р 54500.1-2011/Руководство ИСО/МЭК 98-1:2009 [4] и ГОСТ Р ИСО 10576-1-2003 [5].

Наконец, в соответствии с п.п. 3.2.1 и 4.2.1 из перечня нормируемых параметров исключены спектральные характеристики, которые предлагается использовать как справочные параметры для подбора средств индивидуальной защиты, разработки мер профилактики, решения экспертных вопросов связи заболевания с профессией.

Нормирование и оценка шума

В число нормируемых параметров наряду с эквивалентным и максимальным уровнями звука *A* добавлен пиковый уровень звука *C* с нормативным значением 137 дБ*C*. При этом установлено, что превышение любого нормируемого параметра считается превышением требований СанПиН.

Нормируемые параметры определяют за 8 ч рабочую смену.

Учет временного (импульсный) и спектрального (тональный) характера шума производится не посредством ужесточения нормативных значений на 5 дБ*A*, а путем соответствующего увеличения значений эквивалентного уровня звука *A*, измеренных на *i*-м интервале воздействия шума, при вычислении эквивалентного уровня звука *A* за рабочую смену $L_{p,Aeq,8h}$, дБ*A*, с помощью выражения

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

где T_0 - нормативная продолжительность рабочей смены, ч (T_0 = 8 ч); T_i - продолжительность *i*-го интервала воздействия шума, ч; L_{p,Aeq,T_i} - эквивалентный уровень звука, измеренный на *i*-м интервале воздействия шума, дБ*A*; K_i - поправка на характер шума, равная 5 дБ*A* в случае тонального и (или) импульсного шума (применяется при L_{p,Aeq,T_i} > 75 дБ*A*, во всех других случаях принимается K_i = 0 дБ).

При продолжительности рабочей смены, отличной от 8 ч, T_0 принимается равным фактической продолжительности рабочей смены при общей продолжительности работы 40 часов в неделю.

Нормативный эквивалентный уровень звука *A* на рабочих местах установлен равным **80** дБ*A*. Для рабочих мест с учетом напряженности и тяжести трудового процесса нормативные эквивалентные уровни звука приняты в соответствии с табл. 2. При этом указано, что при сокращенном рабочем дне (менее 40 ч в неделю) предельно допустимые уровни применяются без изменения.

Таблица 2. **Предельно допустимые эквивалентные уровни звука на рабочих местах с учетом напряженности и тяжести трудового процесса**

Предельно допустимые эквивалентные уровни звука, дБА			
Категории напряженности трудового процесса	**Категории тяжести трудового процесса**		
	легкая и средняя физическая	**тяжелый труд 1**	**тяжелый труд 2**

	нагрузка	**степени**	**степени**
Напряженность легкой и средней степени	80	75	75
Напряженный труд 1 степени	70	65	65
Напряженный труд 2 степени	60	-	-
Напряженный труд 3 степени	50	-	-
Примечание. Количественную оценку тяжести и напряженности трудового процесса по условиям труда следует проводить в соответствии с действующим документом по гигиенической оценке факторов рабочей среды и трудового процесса.			

Для отдельных отраслей (подотраслей) экономики допускается эквивалентный уровень шума на рабочих местах от **80** до **85** дБ*A* при условии подтверждения приемлемого риска здоровью работающих по результатам проведения оценки профессионального риска, а также выполнения комплекса мероприятий, направленных на минимизацию рисков здоровью работающих. Обязанность проведения оценки риска здоровью работающих и подтверждения приемлемости установленного риска возложена на работодателя.

Наконец, работы в условиях воздействия эквивалентного уровня шума выше 85 дБ*A* не допускаются.

Нормирование и оценка вибрации

Нормируемым показателем вибрации на рабочем месте принято только эквивалентное корректированное виброускорение за рабочую смену, $a_{w,8h}$, м·с$^{-2}$ и/или эквивалентный корректированный уровень виброускорения за 8 ч рабочую смену, $L_{a_w,8h}$, дБ, которые определяются выражениями

$$a_{w,8h} = \sqrt{\frac{\sum_i a_{w,T_i}^2 T_i}{T_0}}\ , \qquad (2)$$

$$L_{a_w,8h} = 10\lg\left(\frac{1}{T_0}\sum_i T_i 10^{0,1L_{a_w,T_i}}\right), \qquad (3)$$

где T_0 и T_i - те же величины, что в выражении (1); a_{w,T_i}^2 и L_{a_w,T_i} эквивалентное (среднеквадратичное) корректированное виброускорение, м·с$^{-2}$, и эквивалентный корректированный уровень виброускорения, дБ, соответственно, измеренные на *i*-м интервале воздействия вибрации.

При продолжительности рабочей смены, отличной от 8 ч, T_0 принимается равным фактической продолжительности рабочей смены при общей продолжительности работы 40 часов в неделю.

Таким образом, гигиеническая оценка вибрации, воздействующей на человека, производится только методом интегральной оценки по

эквивалентному корректированному уровню виброускорения с учетом времени вибрационного воздействия, как это имело место ранее для оценки непостоянной вибрации. Вместе с тем нормируемый показатель отличается от показателей, нормированных до введения данных СанПиН, так как ранее в знаменателе формул (2) и (3) стояло не нормативная продолжительность рабочей смены T_0, а суммарное время воздействия вибрации $T = \sum_i T_i$.

Нормативные (предельно допустимые) величины производственной вибрации за рабочую смену установлены для направлений осей базицентрической системы координат в соответствии с табл. 3. При этом для общей вибрации нормативные значения в горизонтальном направлении установлены в 1,4 раза (на 3 дБ) меньшими для всех категорий, а не только для категории 1, как это было ранее.

Таблица 3. **Предельно допустимые значения и уровни производственной вибрации**

Вид вибрации	**Категория вибрации**	**Направление действия**	**Коррекция**	**Нормативные эквивалентные корректированные значения и уровни виброускорения**	
				м·с$^{-2}$	**дБ**
Локальная		Хл, Yл, Zл	Wh	2,0	126
Общая	1	Zo	Wk	0,56	115
		Xo, Yo,	Wd	0,40	112
	2	Zo	Wk	0,28	109
		Xo, Yo,	Wd	0,2	106
	3а	Zo	Wk	0,1	100
		Xo, Yo,	Wd	0,071	97
	3б	Zo	Wk	0,04	92
		Xo,Yo	Wd	0,028	89
	3в	Zo	Wk	0,014	83
		Xo,Yo	Wd	0,0099	80
Примечание Wh, - фильтр частотной коррекции по ГОСТ 31192.1-2004 [6]. Wd, Wk- фильтры частотной коррекции по ГОСТ 31191.1-2004 [7]. Wm - фильтр частотной коррекции по ГОСТ 31191.2-2004 [8].					

Для общей вибрации на рабочих местах в общественных зданиях введена категория 5, предельно допустимые значения и уровни виброускорения для которой приравнены к нормативам, установленным для категории 3в. В результате как следует из сравнительных данных, приведенных в табл. 4, нормативные значения на рабочих местах в общественных зданиях для горизонтальной вибрации повышены в 3,1 раза (на 10 дБ), для вертикальной вибрации - в 4.4 раза (на 13 дБ).

Таблица 4. **Предельно допустимые значения и уровни производственной вибрации на рабочих местах в общественных зданиях**

Направление действия	**Нормативные эквивалентные корректированные значения и уровни виброускорения**			
	По СН 2.2.4/2.1.8.566-96		**По СанПиН 2.2.4.3359-16**	
	м/с^2	**дБ**	**м/с^2**	**дБ**
Zo	0,0032	70	0,014	83
Xo,Yo			0,0099	80

Как и для шума при сокращенном рабочем дне (менее 40 ч в неделю) предельно допустимые уровни применяются без изменения.

Не допускается работа с текущими значениями нормируемого параметра, превышающими установленные в табл. 3 нормы, в условиях воздействия локальной вибрации более чем в 4 раза (на 12 дБ), в условиях воздействия общей вибрации более чем в 8 раз (на 24 дБ).

Нормирование и оценка инфразвука

Нормируемыми параметрами установлены эквивалентные и максимальный уровни звукового давления, которые нормировались ранее для непостоянного инфразвука, и все значения оценивают за рабочую смену:

а) **эквивалентные** уровни звукового давления за рабочую смену в октавных полосах частот 2, 4, 8, 16 Гц, $L_{p,1/1,eq,8h}$, дБ, определяемые по формуле, аналогичной (3);

б) **эквивалентный** общий уровень инфразвука за рабочую смену, $L_{p,ZI,eq,8h}$, дБ, в октавных полосах частот 2, 4, 8, 16 Гц;

в) **максимальный** общий уровень инфразвука, измеренный с временной коррекцией *S* (медленно).

Нормативные значения соответствуют значениям, приведенным в табл. 5.

Таблица 5. **Предельно допустимые уровни инфразвука на рабочих местах**

Рабочие места, территория жилой застройки, помещения жилых и общественных зданий	**Эквивалентные уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**				**Эквивалентный общий уровень звукового давления, дБ**
	2	**4**	**8**	**16**	
Работы с различной степенью тяжести и напряженности трудового процесса на рабочих местах:					
в средствах транспорта	110	105	100	95	110
работы различной степени тяжести	100	95	90	85	100
работы различной степени интеллектуально-эмоциональной напряженности	95	90	85	80	95

Рабочие места, территория жилой застройки, помещения жилых и общественных зданий	**Эквивалентные уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**				**Эквивалентный общий уровень звукового давления, дБ**
	2	**4**	**8**	**16**	
Примечания: 1. Максимальный текущий общий уровень инфразвука не должен превышать 120 дБ. 2. При сокращенном рабочем дне (менее 40 ч в неделю) ПДУ применяется без изменения.					

Указано, что для оценки инфразвука следует использовать шумомеры интегрирующие-усредняющие 1 класса по межгосударственному стандарту ГОСТ 17187-2012 [9], оснащенные октавными фильтрами 2 Гц - 16 Гц класса 1 по национальному стандарту Российской Федерациии ГОСТ Р 8.714-2010 [10] с микрофонами, аттестованными для измерения звукового давления в инфразвуковом диапазоне частот. Для прямого измерения общего уровня инфразвука рекомендуется применять шумомеры, оснащенные полосовым фильтром с граничными частотами от 1,4 до 22 Гц. Необходимо отметить, что в настоящее время эта рекомендация метрологически не обоснована, так как отсутствует стандарт, аналогичный [10], в котором установлены требования к указанным полосовым фильтрам, в соответствии с которыми их можно было бы изготовить, аттестовать и внести в государственный реестр. Это же относиться и к измерению максимального уровня инфразвука. Таким образом, в настоящее время эти величины могут быть определены только посредством энергетического суммирования измеренных уровней инфразвука в октавных полосах частот. При этом при расчете максимального общего уровня ифразвука необходимо суммировать октавные уровни, соответствующие наибольшему из зарегистрированных максимальных уровней звукового давления в рассматриваемых октавных полосах частот.

Нормирование и оценка ультразвука

Для воздушного ультразвука нормируемыми параметрами установлены эквивалентные уровни звукового давления в децибелах в третьоктавных полосах со среднегеометрическими частотами 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100 кГц, измеренные на заданном интервале времени при работе источника ультразвука. Требования к нормативным значениям и оценке воздушного ультразвука не отличаются от установленных ранее СанПиН 2.2.4/2.1.8.582-96.

Для контактного ультразвука требования претерпели существенные изменения, причем без какого-либо конкретного указания как их применить на практике для оценки воздействия ультразвука на реальных рабочих местах.

Нормируемыми параметрами контактного ультразвука вместо пиковых значений виброскорости установлены максимальные значения усредненной во времени пиковой пространственной интенсивности $\boldsymbol{I_{spta}}$, Вт/м^2, контактного ультразвука, распространяющегося от источника в водоподобной гелиевой среде.

Нормативные значения соответствуют значениям, приведенным в табл. 6, из которой следует, что верхняя граница нормируемого диапазона с 31,5 МГц (как это имело место в СанПиН 2.2.4/2.1.8.582-96) до 5 МГц.

Таблица 6. **Предельно допустимые уровни контактного ультразвука на рабочих местах**

Поддиапазоны частот, кГц	**Усредненная во времени пиковая пространственная интенсивность, Вт/см^2**	**Усредненная во времени пиковая пространственная интенсивность для совместного действия воздушного и контактного УЗ, Вт/см^2**
11,2-80	0,03	0,017
80-630	0,06	-
$0{,}63\cdot10^3$-$5{,}0\cdot10^3$	0,1	-

Определение пиковой пространственной интенсивности $\boldsymbol{I_{spta}}$ рекомендуется проводить согласно требованиям национального стандарта Российской Федерации ГОСТ Р МЭК 61161-2009 [11] измерением акустического давления *p* при контакте гидрофона поршневого типа с контролируемой поверхностью ультразвукового излучателя через тонкий слой смазки (например, ультразвукового геля) с использованием аппроксимирующей зависимости (соответствующей распространению плоской звуковой волны в воде):

$$\boldsymbol{I_{spta}} = \frac{p^2}{dc}, \qquad (4)$$

где *d* - плотность воды, кг/м^3; *c* – скорость звука в ней, м/с.

В связи с этим необходимо отметить, что впервые в практике гигиенического нормирования нормируется и оценивается не параметр, непосредственно воздействующий на работающего на реальном рабочем месте, а удельная мощность, излучаемая источником ультразвука в некую водоподобную гелиевую среду. Ссылочный стандарт предназначен для измерения мощности, излучаемой источником ультразвука в жидкость, и устанавливает метод измерения, основанный на уравновешивании радиационного давления звуковой волны с использованием специальных

систем уравновешивания, в которых препятствие (мишень) преграждает измеряемое звуковое поле. Измерения выполняют в измерительном баке со специально подготовленной жидкостью в диапазоне частот выше 500 кГц. В СанПиН 2.2.4.3359-16 нет какого-либо обоснования (или ссылки на источник с таким обоснованием), что этот метод можно распространить на излучение ультразвука в тонкий слой смазки (в частности, ультразвукового геля). Не определено, что понимается под контролируемой поверхностью ультразвукового излучателя. Нет также указаний, как определять нормируемый параметр в приведенных в табл. 6 поддиапазонах 11,2-80 кГц и 80-630 кГц, на которые действие стандарта [11] не распространяется. Наконец, отсутствует какая-либо ссылка, содержащая обоснование, что определенная в жидкости мощность, излучаемая источником ультразвука, будет иметь то же значение при контакте с телом человека. Указанный подход (с устранением отмеченных несоответствий) может быть применен для определения ультразвуковой характеристики источника ультразвука, но не для оценки его воздействия на рабочем месте.

Нормативные и технические документы, разработанные и введенные в действие в 2015-16 годах

За прошедшие два года нормативно-техническая база в области защиты от повышенного шума пополнилась рядом документов, разработанных в рамках реализации положений п.п. 4.3-4.6, разделов 5, 7-11 основополагающего СП 51.13330. Перечислим их с указанием даты введения, назначения и области применения:

межгосударственные стандарты **ГОСТ 33329-2015 «Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Технические требования»** и **ГОСТ 33328-2015 «Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Методы контроля»** (с датами введения с 01.03.2016 г. взамен отмененных именных национальных стандартов ГОСТ Р 54931-2012 и ГОСТ Р 54932-2012) – регламентируют технические требования к акустическим экранам, устанавливаемым вдоль железнодорожных путей общего пользования для защиты прилегающих жилых застроек и селитебных территорий от шума потоков железнодорожного транспорта и методы контроля их выполнения;

межгосударственный стандарт **ГОСТ 33325-2015 «Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом»** (с датой введения с 01.03.2016 г. взамен одноименного национального стандарта ГОСТ Р 54933-2012) – устанавливает методы расчета шума, создаваемого железнодорожным транспортом на местности, прилегающей к железнодорожным путям, с учетом характеристик потоков железнодорожного транспорта, технического состояния пути, условий движения поездов и других условий, оказывающих влияние на распространение звука на местности;

национальные стандарты **ГОСТ Р 56769-2015 (ИСО 717-1:2013) «Здания и сооружения. Оценка звукоизоляции воздушного шума»** и «**ГОСТ Р 56769-2015 (ИСО 717-1:2013) Здания и сооружения. Оценка звукоизоляции ударного шума»** (с датами введения с 01.06.2016 г.) – определяют одночисловые параметры изоляции воздушного и ударного шума в зданиях и элементами зданий, такими как стены, полы, двери, окна, перекрытия и устанавливают правила определения одночисловых параметров по результатам измерений, выполненных в третьоктавных или октавных полосах частот;

национальный стандарт **ГОСТ Р 56771-2015 (ИСО 3822-1:1999:Amd. 1:2008) «Акустика. Лабораторный метод измерения шума от сетей внутреннего водоснабжения»** (с датой введения с 01.06.2016 г.) – устанавливает лабораторный метод измерения шума излучения, возникающего при прохождении потока воды через устройства и оборудование, используемые в установках водоснабжения;

свод правил **СП 254.1325800.2016 «Здания и территории. Правила проектирования защиты от производственного шума»** (с датой введения с 01.03.2017 г.) – устанавливает правила выполнения акустических расчетов, правила подбора и размещения малошумного оборудования, а также проектирования мероприятий по снижению шума на рабочих местах в помещениях и на территории промышленных предприятий и организаций средствами строительной акустики (применением звукопоглощающих конструкций и облицовок, звукоизолирующих конструкций и пр.);

свод правил **СП 271.1325800.2016 «Системы шумоглушения воздушного отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Правила проектирования»** (с датой введения 16.06.2017) – устанавливает правила расчёта и проектирования шумоглушения систем воздушного отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, которые должны выполняться при их использовании с целью защиты от шума и обеспечения нормативных параметров акустической среды в производственных, жилых и общественных зданиях, а также на прилегающих к ним территориях и в рекреационных зонах;

свод правил **СП «Здания и территории. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков»** (с датой введения 16.03.2017) – устанавливает единую методологическую основу для проведения расчетов и оценки воздействия шума наземных транспортных потоков различного вида на жилые, общественно-деловые и рекреационные зоны;

свод правил **СП «Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий»** (с датой введения 16.03.2017) – устанавливает методы расчета звукоизоляции воздушного и ударного шума внутренними и наружными ограждающими конструкциями жилых и общественных зданий и их элементами (окна, двери, ворота и т.п.), методы оценки соответствия звукоизоляции строительных конструкций строительным нормам, приведенным в СП 51.13330, методы проектирования ограждающих конструкций зданий, обеспечивающих требуемую звукоизоляцию воздушного

и ударного шума и позволяющих повысить акустическую комфортность проживания, отдыха и труда населения в помещениях различного назначения.

Разработаны и прошли публичные обсуждения проекты следующих нормативно-технических документов:

изменение № 1 к СП 51.13330 – приведено в соответствии с СН 2.2.4/2.1.8.562-96 нормирование проникающего шума на рабочих местах и в отдельных помещениях зданий, даны методы определения одночисловых параметров для оценки изоляции воздушного шума в соответствии с ГОСТ Р 56769-2015, внесены дополнения к требованиям к звукоизоляции окон от внешнего шума, расширены требования к описанию технологического оборудования, являющегося источником шума, и к проектированию звукоизоляции ограждающих конструкций помещений, связанных с инженерным оборудованием зданий;

свод правил **СП «Защита от шума объектов метрополитена. Правила проектирования, строительства и эксплуатации» –** устанавливает требования, которыми следует руководствоваться при выполнении акустических расчетов по оценке степени шумового дискомфорта на селитебной территории, расположенной в окрестности объектов метрополитенов, и при разработке мероприятий для обеспечения допустимых уровней шума, регламентируемых санитарными нормами и СП 51.13330 (для проникающего шума), единую методику акустического проектирования и методы архитектурно-акустических, строительно-акустических и электроакустических расчетов основных типов помещений, представляющих подземные вестибюли станций метрополитена, а также методы измерения и оценки шума, создаваемого в помещениях жилых и общественных зданий от движения поездов в метрополитенах;

свод правил **СП «Защита от шума для высокоскоростных железнодорожных линий» –** устанавливает требования к выполнению акустических расчетов по оценке степени акустического воздействия на селитебной территории и иных нормируемых объектах, расположенных вблизи высокоскоростных железнодорожных линий (со скоростью движения поездов от 250 км/ч до 400 км/ч), проектированию и выбору мероприятий по снижению шума до санитарных норм, а также подбору и размещению шумозащитных экранов.

Список литературы

1. Федеральный закон от 30 марта 1999 года № 52-ФЗ «О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения»: URL: https://www.rosminzdrav.ru/documents/7025-federalnyy-zakon-ot-21-noyabrya-2011-g-323-fz-ob-osnovah-ohrany-zdorovya-grazhdan-v-rossiyskoy-federatsii (дата обращения 25.02.2017).

2. Федеральный закон от 30.12.2009 N 384-ФЗ (ред. от 02.07.2013) «Технический регламент о безопасности зданий и сооружений»: URL: http://fkr17.ru/upload/medialibrary/1df1/384-FZ.pdf (дата обращения 25.02.2017).
3. Постановление Правительства РФ от 26 декабря 2014 г. N 1521 "Об утверждении перечня национальных стандартов и сводов правил (частей таких стандартов и сводов правил), в результате применения которых на обязательной основе обеспечивается соблюдение требований Федерального закона "Технический регламент о безопасности зданий и сооружений» (с изменениями и дополнениями): URL: http://base.garant.ru/70835592/ (дата обращения 25.02.2017).
4. ГОСТ Р 54500.1-2011/Руководство ИСО/МЭК 98-1:2009. Неопределенность измерения. Введение в руководство по неопределенности измерения. М.: Стандартинформ, 2012.
5. ГОСТ Р ИСО 10576-1-2006. Руководство по оценке соответствия установленным требованиям. М.: Стандартинформ, 2006; ИУС, N 7, 2011.
6. ГОСТ 31192.1–2004 (ИСО 5349-1:2001) Вибрация. Измерение локальной вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 1. Общие требования. М.: Стандартинформ, 2008.
7. ГОСТ 31191.1–2004 (ИСО 2631-1:1997) Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 1. Общие требования. М.: Стандартинформ, 2008.
8. ГОСТ 31191.2–2004 (ИСО 2631-2:2003) Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 2. Вибрация внутри зданий. М.: Стандартинформ, 2008.
9. ГОСТ 17187-2010 (МЭК 61672-1:2002) Шумомеры. Часть 1. Технические требования. М.: Стандартинформ, 2012.
10. ГОСТ Р 8.714-2010 (МЭК 61260:1995) Фильтры полосовые октавные и на доли октавы. Технические требования и методы испытаний. М.: Стандартинформ, 2012.
11. ГОСТ Р МЭК 61161-2009 ГСИ Мощность ультразвука в жидкостях. Общие требования к методикам измерений в диапазоне частот от 0,5 до 25 МГц. М.: Стандартинформ, 2010.

Снижение вибрации инженерных конструкций резонирующими антивибраторами и вибропоглотителями

Кирпичников В.Ю., Грушецкий И.В.
ФГУП "Крыловский государственный научный центр"

editor@ejta.org

Аннотация: Резонансные колебания в возбуждаемых конструкциях являются, как известно, одной из причин возникновения повышенных уровней их вибрации и шумоизлучения. В докладе содержатся сведения об использовании резонирующих антивибраторов и вибропоглотителей для улучшения виброшумовых характеристик конструкций. Указанными средствами могут быть штатные или дополнительно устанавливаемые на конструкции пластины и полосы.

Ключевые слова: Резонансные колебания, антивибраторы, вибропоглотители, эффективность.

О негативном влиянии резонансных явлений на прочность и виброшумовые характеристики различного рода сооружений, транспортных средств и механизмов известно по многим публикациям [1, 2].

Разработаны и применяются многочисленные традиционные средства уменьшения повышенных уровней резонансных колебаний конструкций, например, путём ослабления действующих на них усилий (амортизаторы) или увеличения потерь колебательной энергии (акустические покрытия). Реже применяют рассматриваемые далее способы уменьшения вибрации и шумоизлучения конструкций, основанные на полезном использовании резонансных явлений в подкреплениях или в устанавливаемых на конструкции специальных пластинчатых или полосовых элементах.

На полезное использование резонансных изгибных колебаний в подкреплениях (ребрах жесткости) конструкции на их виброизолирующую способность указывалось, например, в работе [3]. Максимумы виброизоляции возникают в узких областях частот в окрестности резонансов, на которых ребро ведёт себя как жёстко заделанная на пластине консоль (при $k_u H = 1{,}8,\ 4{,}7\ \ldots$, где k_u – волновое число изгибных колебаний в ребре высотой H). Расширение этих областей достигается установкой нескольких рядом расположенных разновысотных и разнотолщинных рёбер с разнесёнными по частоте резонансами. На рис. 1 кривой 1 показана экспериментальная частотная характеристика виброизоляции устройства, состоящего из трёх рёбер жёсткости. Её значения превосходят виброизоляцию ВЗМ с той же массой (кривая 2) на величину до 11 дБ.

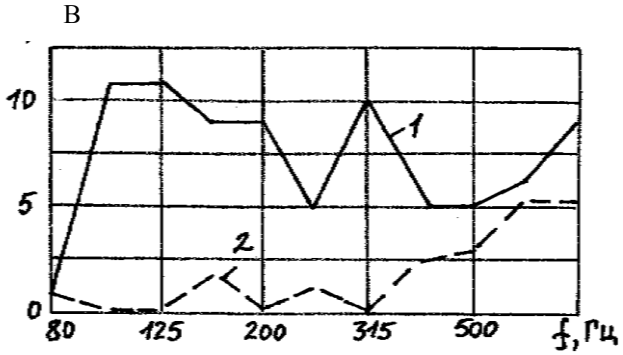


Рис. 1. Виброизоляция трех рядом расположенных рёбер жёсткости (1) и ВЗМ (2)

Уменьшение вибрации и шумоизлучения конструкций может быть достигнуто установкой в местах их возбуждения резонирующих пластинчатых антивибраторов изгибного и продольного типов [4]. Действие антивибраторов (рис. 2) основано на увеличении механического сопротивления конструкции по отношению к силе в месте её действия на конструкцию. Испытанные резонирующие антивибраторы изгибного типа с массой 1–2,5% от массы демпфируемой конструкции имели эффективность порядка 6–10 дБ. Простейший антивибратор продольного типа – подкрепление конструкции под силой. Его физическая суть состоит в том, что продольная волна, отражённая от свободного края подкрепления, практически полностью компенсирует силу, действующую на конструкцию. Последнее имеет место при условии, что по высоте подкрепления укладывается нечётное число четвертей длин продольных волн. Экспериментальные характеристики эффективности антивибратора продольного типа (кривая 1) и равновеликой массы (кривая 2) изображены на рис. 3. Уменьшение высоты антивибратора при сохранении эффективности может быть достигнуто созданием его многоэлементной конструкции, состоящей из нескольких соединённых друг с другом простейших антивибраторов, каждый из которых в отдельности эффективен на более высоких частотах.

Эффективное вибродемпфирование конструкций может быть достигнуто при установке на них локальных вибропоглощающих устройств (ВПУ). Схемы испытанных ВПУ, состоящих из резонирующих пластин, изображены на рис. 4. Первый вариант (а) разрабатывался для уменьшения вибрации и шума в диапазоне 100–400 Гц. На всех резонансных частотах этого диапазона установка ВПУ уменьшила вибрацию установочной конструкции от 2 до 5 раз. Наибольший эффект был достигнут при заполнении ёмкости с ВПУ вязкой жидкостью. Второй вариант многоэлементного ВПУ в виде коробчатой конструкции, например, полки фундамента–подкрепления изображён на рис. 4б. Подобные ВПУ могут быть использованы и для уменьшения вибрации

консольного фундамента. Модель (М 1:10) такого фундамента последовательно испытывалась при отсутствии и установке ёмкости с глицерином и круглыми резонирующими пластинами. Весьма высокий эффект (~26 дБ) был достигнут в диапазоне 400–800 Гц, в который попадали низшие резонансные частоты круглых пластин ВПУ.

Часто повышенные уровни вибрации регистрируются на корпусе транспортных средств. В этих случаях добиться уменьшения вибрации и шумоизлучения можно при размещении ВПУ непосредственно на корпусе. Эффективность двух типов резонирующих пластинчатых вибропоглотителей исследовалась при их размещении на корпусе крупномасштабного макета судна. Частоты настройки ВПУ практически совпадали с двумя низшими частотами упругих колебаний корпуса в пределах испытываемого помещения. Сведения о количестве установленных ВПУ, об их относительных массе μ и площади S/S_0 облицовки приведены в таблице. Там же содержатся величины уменьшения уровней шумоизлучения корпуса при его возбуждении сосредоточенной силой.

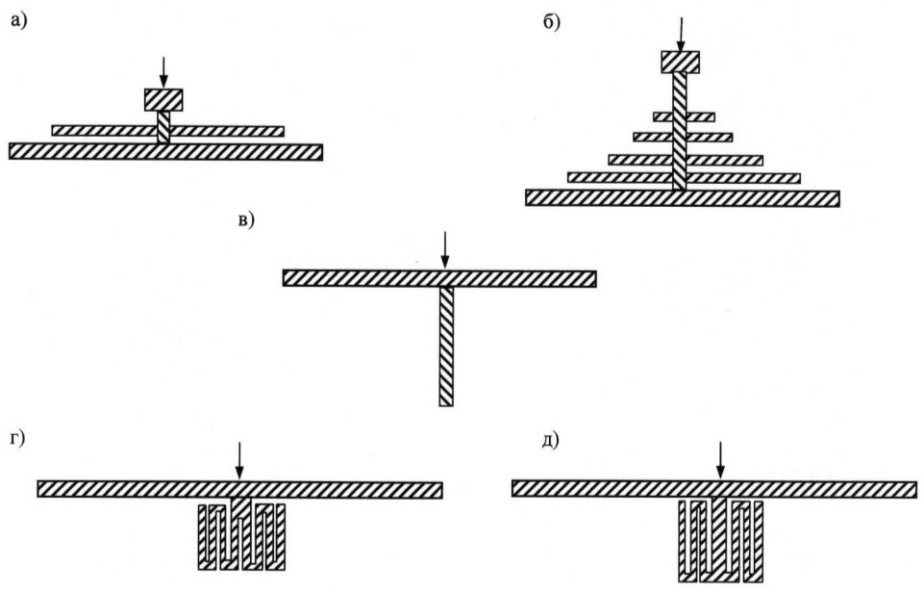


Рис. 2. Принципиальные схемы пластинчатых антивибраторов изгибного (а, б) и продольного (в, г, д) типов

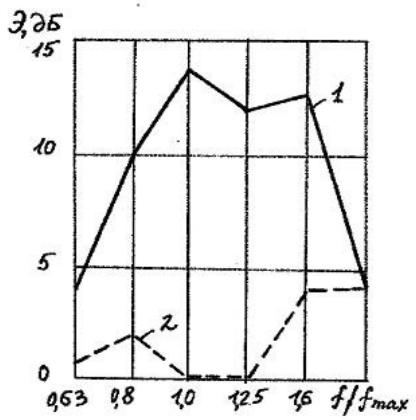


Рис. 3. Эффективность антивибратора продольного типа (1) и равновеликой массы (2)

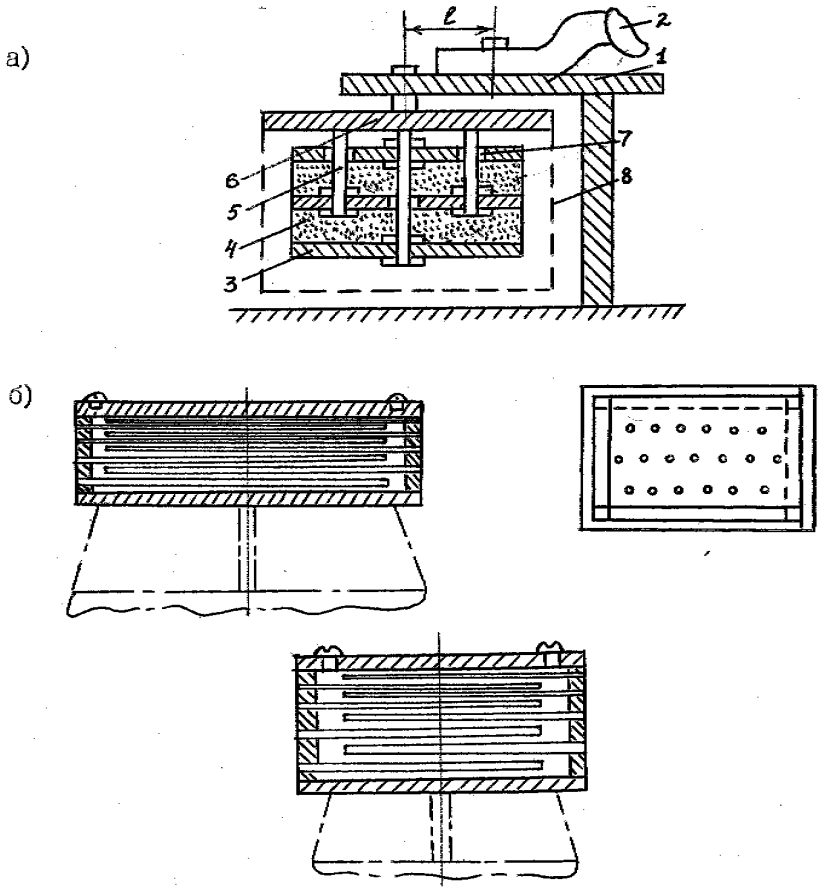


Рис. 4. Схемы вибропоглощающего устройства (а) и его аналога – коробчатой конструкции опорной пластины фундамента (б)

Таблица 1.

Параметр	**Значение**		
	Схема I	Схема II	Схема III
Количество вибропоглотител	35	80	135

Параметр	**Значение**		
	Схема I	Схема II	Схема III
ей			
Относительная масса ВПУ μ	$2\cdot10^{-2}$	$5\cdot10^{-2}$	$9\cdot10^{-2}$
Относительная площадь облицовки S/S_0	0,066	0,15	0,25
Эффект, дБ	0	7	7

При относительной массе μ ВПУ порядка $(5–9)\cdot10^{-2}$ эффект вибропоглотителей составил 7 дБ.

Более детальные исследования влияния относительной массы μ резонирующих пластинчатых вибропоглотителей (РПВ) на их эффективность были проведены с использованием оболочки, изображённой на рис. 5. Низшая резонансная частота $f_{об} = f_{12}$ оболочки равнялась 186 Гц (первая и вторая цифры обозначают число упругих полуволн по длине и число волн по окружности). Испытанные РПВ с той же низшей резонансной частотой представляли собой стальные пластинки толщиной $0{,}8\cdot10^{-3}$ м (рис. 6). Одна из поверхностей пластинок была облицована полимерной плёнкой типа ВПНС-2,5 (изготовитель ОАО "Пластполимер") толщиной 10^{-3} м (диссипативный слой) со стальной фольгой толщиной $0{,}2\cdot10^{-3}$ м (армирующий слой).

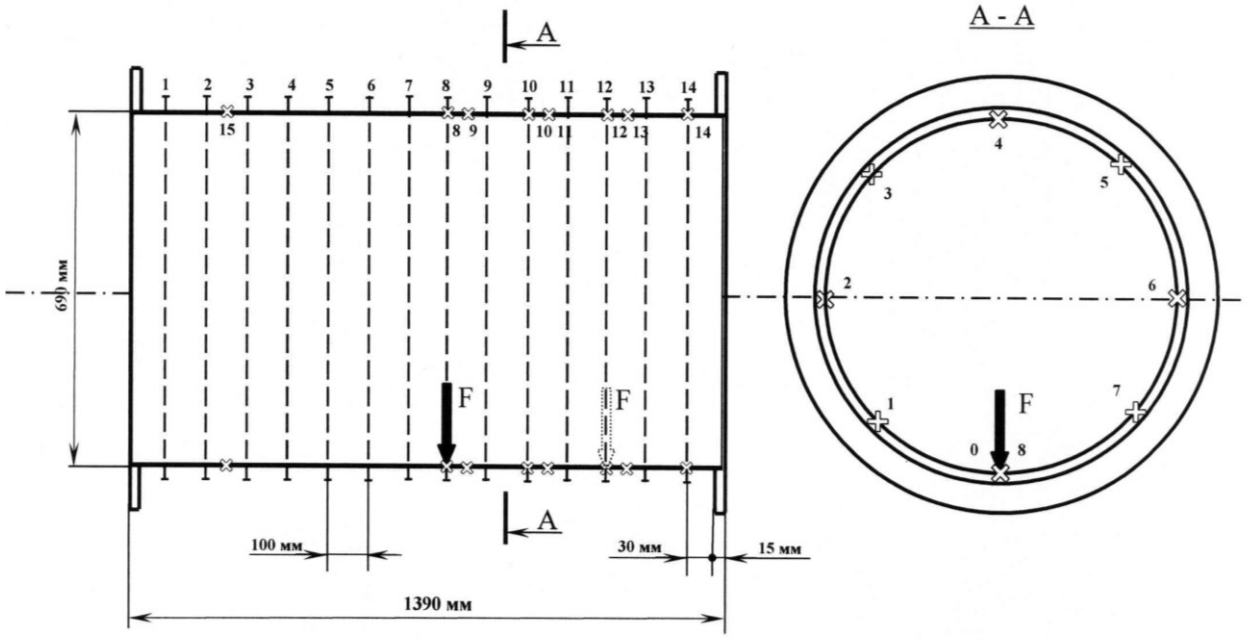


Рис. 5. Общий вид оболочки (⊗– точки измерения)

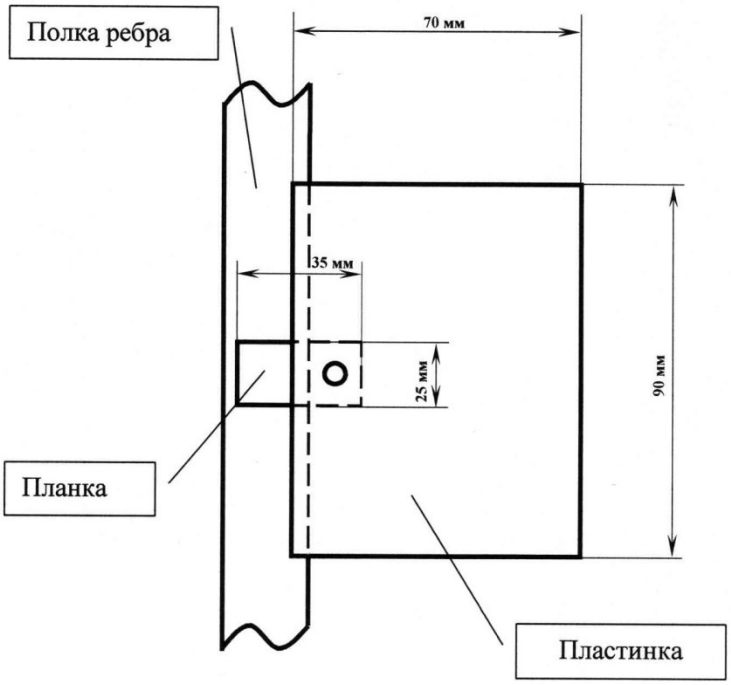


Рис. 6. Схема крепления пластинки

Сначала был испытан полный комплект частотно настроенных, необлицованных вибропоглощающим покрытием 160 стальных пластинок с указанными размерами. Испытания были проведены при их равномерном размещении на восьми (№ 4–11 на рис. 5) рёбрах оболочки. Установка пластинок (по физической сути – антивибраторов), как и ожидалось, привела к расщеплению резонансного максимума в спектре входной вибровозбудимости оболочки $f_{об}$ = 186 Гц с появлением резонансных максимумов на частотах 173 и 203 Гц (рис. 7). Уровень максимума на частоте 173 Гц был меньше уровня исходного максимума на частоте 186 Гц всего лишь на 4 дБ.

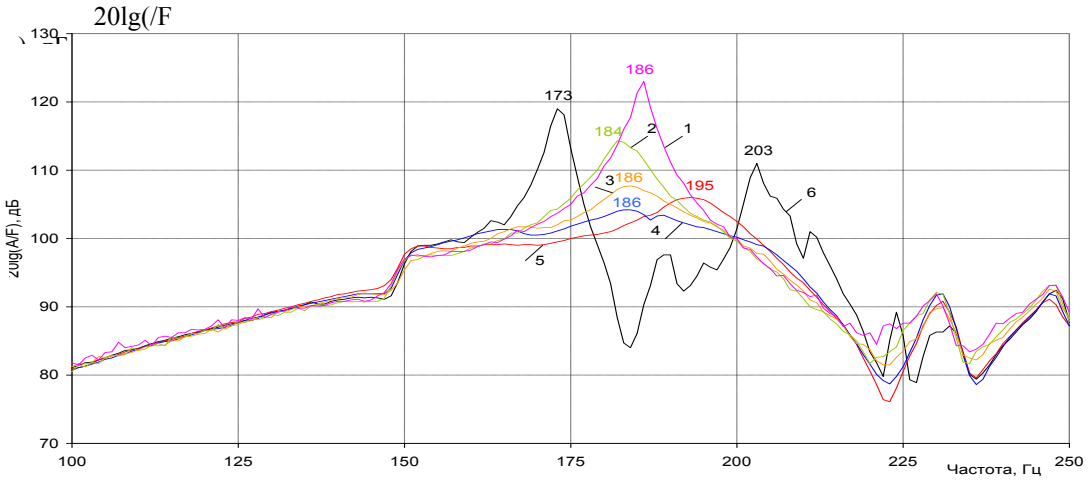


Рис. 7. Спектры входной вибровозбудимости оболочки:
1 – без стальных пластинок; 2 – с вибропоглотителями на одном, трёх (3), пяти (4) и восьми (5) рёбрах; 6 – с антивибраторами на восьми рёбрах

Испытания эффективности РПВ, облицованных армированным покрытием, производились при их равномерном закреплении на восьми (№ 4–11, 160 штук), пяти (№ 6–10, 100 штук), трех (№ 7–9, 60 штук) и одном (№ 8, 20 штук) ребрах. Эффективность РПВ оказалась равной 20 дБ, 20 дБ, 16 дБ и 10 дБ, соответственно.

При размещении РПВ только в зонах пучностей низшей формы упругих колебаний оболочки (12-ти вместо 20-ти на одном ребре) их эффективность составила 20, 19, 15 и 10 дБ, т.е. оказалась практически такой же, как и при полной схеме установки. Было показано, что наибольшая эффективность РПВ достигается при их размещении в пучности формы колебаний в зоне образующей, где находится источник вибраций. Относительная суммарная масса РПВ, которые обеспечили снижение уровня указанного резонансного максимума на величины порядка 5, 10 и 20 дБ, оказалась равной 10^{-3}, $4 \cdot 10^{-3}$ и $2 \cdot 10^{-2}$, соответственно.

Приведём несколько примеров экспериментального определения эффективности РПВ на пластинах.

Резонирующими пластинчатыми вибропоглотителями на пластине с размерами $1 \times 0{,}72 \times 4 \cdot 10^{-3}$ м являлись участки закреплённого на ней накладного листа толщиной $0{,}5 \cdot 10^{-3}$ м со слоем полимерной мастики ВПМ-1 (изготовитель ООО "Эргос") такой же толщины. Масса листа с мастикой составляла ~15% от массы демпфируемой пластины. Были последовательно испытаны схемы крепления накладного листа с девятью, семнадцатью и двадцатью семью точками соединения. Было зарегистрировано снижение уровней резонансных максимумов на величину от ~10 до ~30 дБ. Уменьшение числа соединений до девяти приводило к увеличению эффективности РПВ на низших резонансных частотах изгибных колебаний пластины до значений 18–23 дБ. При этом, как показали измерения, низшая резонансная частота изгибных колебаний участков накладного листа между соседними соединениями практически совпадала с низшей резонансной частотой изгибных колебаний пластины. Установка испытанного варианта РПВ общей толщиной 10^{-3} м приводила к такому же снижению уровней вибрации пластины на низших резонансных частотах, как нанесение на неё слоя мастики толщиной $8 \cdot 10^{-3}$ м. Время нанесения мастики на накладной лист было много меньше времени её нанесения на пластину.

Измерения эффективности РПВ выполнялись также с использованием пластинчатой конструкции с перекрёстной системой набора (рис. 8).

Рис. 8. Модель днищевой конструкции

Были испытаны два варианта РПВ. Первый состоял из пластин толщиной 10^{-3} м, одна из поверхностей которых была облицована слоем полимерной мастики типа ВПМ-1 толщиной ~10^{-3} м. Второй вариант РПВ состоял из тех же пластин, на облицованную поверхность которых были установлены стальные пластины толщиной $0{,}75\cdot10^{-3}$ м. Относительная масса шести двух- и трёхслойных РПВ составляла ~9% и 16% массы демпфируемой конструкции, соответственно (рис. 9). Низшая резонансная частота изгибных колебаний РПВ находилась в частотном диапазоне ~40–60 Гц. (Её точная настройка на резонансную частоту колебаний конструкции, равную 50 Гц, не производилась). Эффект от установки РПВ на указанной частоте составил 5 и 7 дБ. При этом в обоих случаях было зарегистрировано уменьшение на 4 дБ уровня и второго резонансного максимума в спектрах вибрации конструкции на частоте 115 Гц.

Уменьшение вибрации однородной пластины осуществлялось с помощью РПВ, имеющего форму полосы [5]. Размеры пластины – $0{,}52\times0{,}37\times1{,}5\cdot10^{-3}$ м (рис. 10) Низшие частоты резонансных максимумов в спектрах ее вибрации – 80, 129 и 173 Гц. Основным элементом РПВ была полоса из кровельного железа толщиной $0{,}6\cdot10^{-3}$ м, длиной 0,15 м и шириной 0,06 м с низшей резонансной частотой $f_1 = 129$ Гц ($\mu = 1{,}8\cdot10^{-2}$). РПВ последовательно устанавливался в пучность формы изгибных колебаний пластины с двумя полуволнами вдоль длинных и с одной полуволной вдоль коротких кромок и в ГЦ пластины (узел указанной формы). Крепление РПВ осуществлялось посредством полимерной пленки типа ВПНС-2,5 толщиной ~10^{-3} м. Уменьшение уровня резонансного максимума на частоте $f_{21} = f_1 = 129$ Гц составило 19 и 5 дБ, соответственно. Эффект РПВ на частоте $f_{11} = 80$ Гц в первом случае оказался нулевым, а во втором – равным 8 дБ.

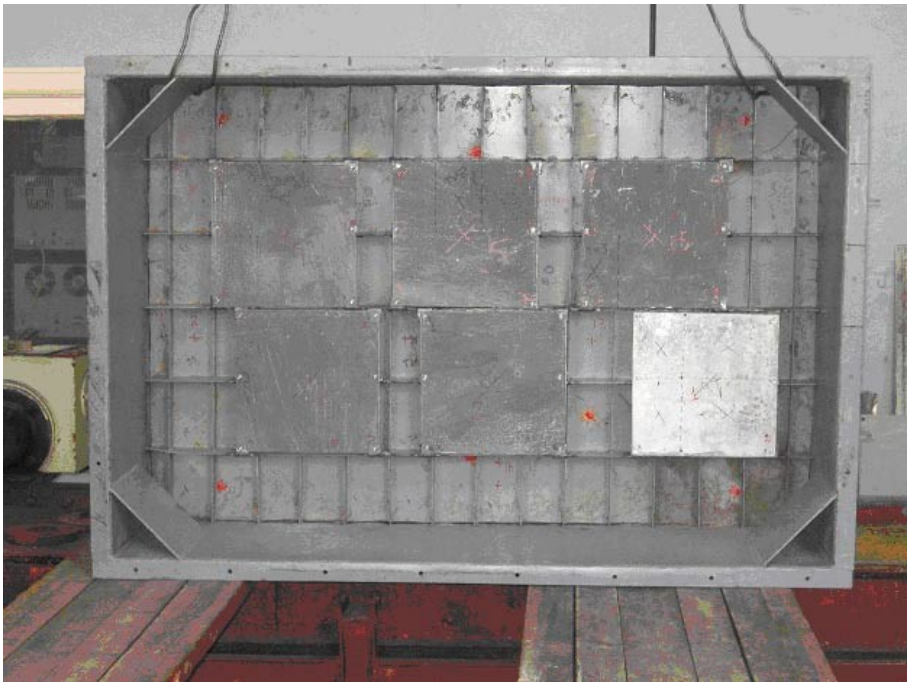


Рис. 9. Макет участка днищевой конструкции кормовой оконечности судна с элементами РПВ

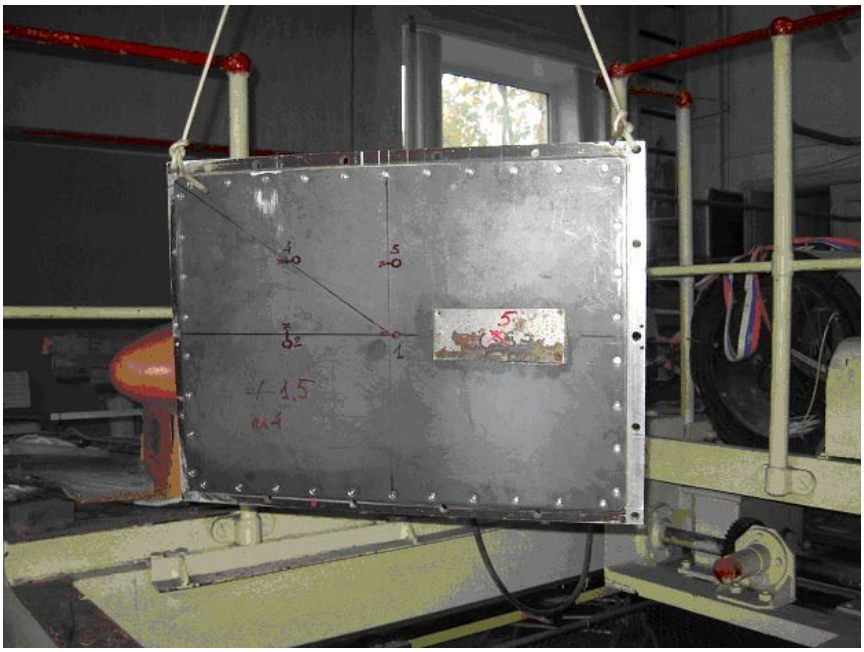


Рис. 10. Пластина с резонирующим пластинчатым вибропоглотителем (РПВ)

Дальнейшие исследования выполнялись с усовершенствованным многослойным РПВ, имеющим существенно бóльшие потери колебательной энергии. С этой целью полоса РПВ с ранее указанными размерами

облицовывалась армированным покрытием на основе той же плёнки и армирующего слоя кровельного железа толщиной $0{,}18 \cdot 10^{-3}$ м.

Эффективность РПВ с большими собственными потерями колебательной энергии последовательно определялась при следующих вариантах установки в пучность формы колебаний пластины с частотой f_{21}:

- прежний – через слой плёнки с размером в плане, таким же как у РПВ;
- с жёстким соединением пластины и зоны геометрического центра РПВ;
- с упругим (через плёнку ВПНС-2,5 толщиной $1{,}5 \cdot 10^{-3}$ м) соединением пластины и ГЦ РПВ.

Результаты измерений эффективности усовершенствованных РПВ при прежнем варианте крепления к пластине оказались практически такими же как ранее.

При обоих условно точечных соединениях усовершенствованного РПВ с пластиной его эффективность оказалась одинаковой и существенно большей, чем при креплении всей поверхностью через слой плёнки. Это видно из рис. 11, на котором приведены спектры входной вибровозбудимости пластины в пучности формы 2–1 при отсутствии и установке армированного покрытием РПВ с низшей резонансной частотой $f_1 \approx f_{21} = 129$ Гц. Уменьшение уровня вибрации пластины на указанной частоте составило ~37 дБ. Значение коэффициента потерь оказалось равным 0,24, т.е. превысило его значение при отсутствии РПВ более чем в 100 раз! На всех других резонансных частотах изгибных колебаний пластины эффективность РПВ составила 17–29 дБ.

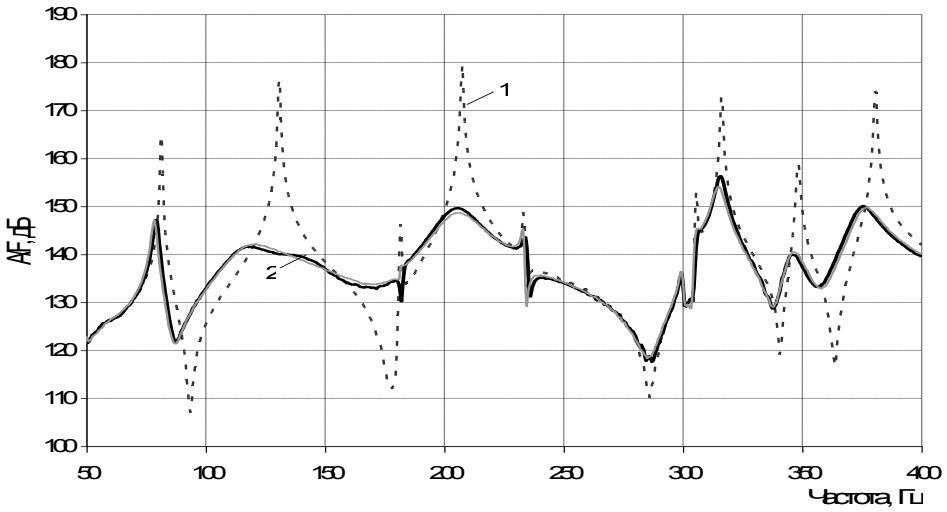


Рис. 11. Спектры входной вибровозбудимости демпфируемой пластины при отсутствии (кривая 1) и установке (кривая 2) РПВ с армированным покрытием (точечное соединение)

Существенно бóльшая эффективность РПВ при точечном соединении с пластиной в сравнении со случаем контакта с ней через пленку всей

поверхностью резонирующей полосы обусловлена лучшими условиями для реализации в полосе резонансных колебаний. Пластина, из-за имеющегося зазора, не ограничивает перемещения кромок полосы, что способствует лучшему поглощению колебательной энергии, входящей в неё из демпфируемой пластины.

Приведенные результаты свидетельствуют о возможности полезного использования резонирующих пластинчатых (полосовых) антивибраторов и вибропоглотителей, имеющих малую массу в сравнении с массой демпфируемой конструкции, для эффективного уменьшения уровней резонансных максимумов в спектрах её вибрации и шумоизлучения. Увеличение эффективности резонирующих вибропоглотителей достигается реализацией следующих мероприятий:

1. настройка низшей резонансной частоты изгибных колебаний вибропоглотителей на резонансную частоту изгибных колебаний демпфируемой конструкции;
2. установка вибропоглотителей в зонах пучностей соответствующей формы изгибных колебаний конструкции;
3. условно точечное крепление вибропоглотителей к конструкции;
4. увеличение собственных потерь колебательной энергии в вибропоглотителях.

Список литературы

1. *Крылов А.Н.* Вибрация судов. ОНТИ, 1936.
2. *Эпштейн М.Н.* Повреждения корпусных конструкций, вызванные вибрацией корпуса судна // Судостроение за рубежом. Общеотраслевой научно-технический сборник. Вып. № 6 (162), 1980.
3. *Никифоров А.С.*, *Будрин С.В.* Распространение и поглощение звуковой вибрации на судах. Л., Судостроение, 1968.
4. *Кирпичников В.Ю.* Вибровозбудимость конструкций и пути её уменьшения. СПб, 2014.
5. *Кирпичников В.Ю.*, *Кощеев А.П.*, *Савенко В.В.*, *Смольников В.Ю.* Влияние места и способа установки резонирующего пластинчатого вибропоглотителя на его эффективность // Труды Крыловского ГНЦ. Вып. № 94 (378), СПб, 2017.

УПРАВЛЕНИЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНЫМИ РИСКАМИ НА ШУМНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ ПАО «Газпром».

Терехов А.Л.
ООО «Газпром ВНИИГАЗ»

A_Terekhov@vniigaz.gazprom.ru

Аннотация. Рассмотрено состояние условий труда по шуму на предприятиях ПАО «Газпром». Приведены сведения о негативном влиянии шума на персонал, уровне профессиональных рисков и мероприятиях по управлению этими рисками. Содержится алгоритм разработки мероприятий по снижению шума технологического оборудования с прогнозированием результатов внедрения. Описан опыт внедрения мероприятий на предприятиях транспорта газа.

Представленный Вашему вниманию доклад является итогом многолетней работы ООО «Газпром ВНИИГАЗ» в области защиты от шума, выполненной при методическом руководстве, соучастии и финансировании ООО «Газпром Газобезопасность», Управления 307|10.

Ключевые слова: интенсивность излучения шума, трубопроводный транспорт, безопасность технологических процессов, снижение шума.

Несмотря на тяжелое финансовое положение, обусловленное финансовым кризисом, ПАО «Газпром» ежегодно вкладывает значительные средства в совершенствование технологических процессов, поддержание основного и вспомогательного оборудования в безопасном состоянии, дальнейшее улучшение условий и охрану труда, на научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы, повышение пожарной безопасности объектов. Системный подход к обеспечению безопасности производства Министерство газовой промышленности СССР (впоследствии преобразованное в компанию «Газпром») применило в 1984году,[1]. Тогда впервые в истории отечественной газовой отрасли была создана и внедрена Единая система управления охраной труда и промышленной безопасностью.

В 2014 году «Газпром» внес в систему существенные изменения, включающие комплекс положений, мероприятий и рекомендаций, устанавливающий единый порядок организации работы, направленный на создание безопасных и здоровых условий труда. На сегодняшний день практически завершено формирование Стратегии развития Системы управления производственной безопасностью, которая поможет достичь главного -«нулевого уровня» производственного травматизма с летальным исходом.

На всех этапах борьбы за создание безопасных условий труда лидирующая роль принадлежала ВНИИГАЗу.

Институт ООО «Газпром ВНИИГАЗ» к настоящему времени хорошо известен в России и за рубежом. На протяжении почти 70 лет ВНИИГАЗ обеспечивает научное сопровождение крупнейших, зачастую не имеющих аналогов в мире проектов, реализация которых позволила сформировать газовую промышленность в ее нынешнем виде.

В последние годы область изысканий ВНИИГАЗа существенно расширилась. Обеспечивая стратегические интересы ПАО «Газпром», мы развиваем компетенции в сфере научного сопровождения добычи и транспорта газа на арктическом шельфе и Востоке России, освоения нетрадиционных ресурсов углеводородов, разрабатываем новые технологии переработки и очистки газа, эффективного использования содержащихся в нем компонентов.

ВНИИГАЗом был разработан Перечень приоритетных основных направлений развития компании «Газпром» и в течение многих лет разрабатывались программы развития технических и технологических средств, обеспечивающих повышение эффективности финансовых вложений.

Кадровый состав института - это сплав высококвалифицированных научных работников, инженеров и специалистов. В институте работают 947 научных сотрудников, в том числе 47 докторов и 268 кандидатов наук. В 2003 году решением ОАО «Газпром» ВНИИГАЗу присвоен статус головного научного центра в области технологий.

В настоящее время ООО «Газпром ВНИИГАЗ» продолжает научно-исследовательские работы по широкому спектру направлений деятельности ПАО «Газпром», испытания нового оборудования и материалов, разработку новых технологий.

Направления деятельности института:

- ресурсы и запасы углеводородов;
- пластовые системы, керн и флюиды;
- геологическое и гидродинамическое моделирование;
- геоинформационные и космические технологии;
- морские нефтегазовые ресурсы;
- добыча газа;
- разработка месторождений;
- техническое состояние и целостность газотранспортных систем;
- газотранспортные системы и технологии;
- трубная продукция и сварка;
- строительство, ремонт и защита от коррозии;
- подземное хранение газа;
- переработка газа и жидких углеводородов;
- использование газа.

Для обеспечения безопасных условий труда работающих на морских сооружениях (МС) в арктических условиях при проектировании, строительстве, ремонте и эксплуатации ООО «Газпром ВНИИГАЗ» был разработан национальный стандарт «Нефтяная и газовая промышленность. Арктические

операции. Производственная среда». В этом нормативном документе безопасные условия труда рекомендуется реализовывать путем обеспечения:

- эффективности применяемых технических решений с учетом требований специфических условий труда к объектам, помещениям, рабочим местам, оборудованию, инструменту и аварийным системам защиты человека;
- качества планирования, организации и проведения арктических операций с учетом требований безопасности труда при строительстве, эксплуатации и ремонте;
- качества условий труда;
- обеспечения персонала сертифицированными видами средств индивидуальной защиты;
- качества обучения и проверки квалификации, организации медицинского и профессионального отбора;
- качества медицинского обеспечения, реабилитации и организации контроля психологического состояния персонала.

В настоящем стандарте приведены правила обеспечения безопасности:

- на объектах и рабочих местах;
- при строительстве и ремонте.
- Кроме того, в настоящем стандарте приведены рекомендации к:
- организации медицинского и профессионального отбора;
- проведению отбора, обучения в области охраны труда и проверки квалификации персонала;
- медицинскому обеспечению, реабилитации и организации психологического контроля состояния персонала.

При разработке настоящего стандарта учтены отечественная и международная нормативные базы.

Эксплуатация МС будет производиться в суровых климатических условиях при удаленности районов добычи нефти и газа от большой земли, наличии у коллектива, находящегося в замкнутом пространстве длительный период ,синдрома полярного напряжения. Большое внимание в этом стандарте уделено мероприятиям по защите от шума и вибраций технологического оборудования, которые были основаны на многолетнем опыте ООО «Газпром ВНИИГАЗ» в области борьбы с шумом технологического оборудования.

Технологическое оборудование в любом из бизнес-сегментов газовой промышленности обладает шумовыми характеристиками, которые без исследований и разработок ВНИИГАЗа могут создать неблагоприятные условия труда на рабочих местах. В докладе рассмотрены результаты исследовательской работы , а также опыт внедрения средств защиты от шума, который позволил обеспечить приемлемые уровни шума в рабочих зонах предприятий и на окружающей селитебной территории и послужил основой для

разработки выше упомянутого и многих других стандартов в области охраны труда.

Актуальность проблемы.

Более 30% рабочих мест на предприятиях добычи и транспортировки углеводородов характеризуются вредными условиями труда [2,3]. Одним из основных вредных факторов, воздействующим на работников предприятий ТЭК, является шум.

Как видно изданных рисунка 1, рабочие места с вредными условиями труда по шуму составляют более 60% от всех рабочих мест с вредными условиями труда, [4].

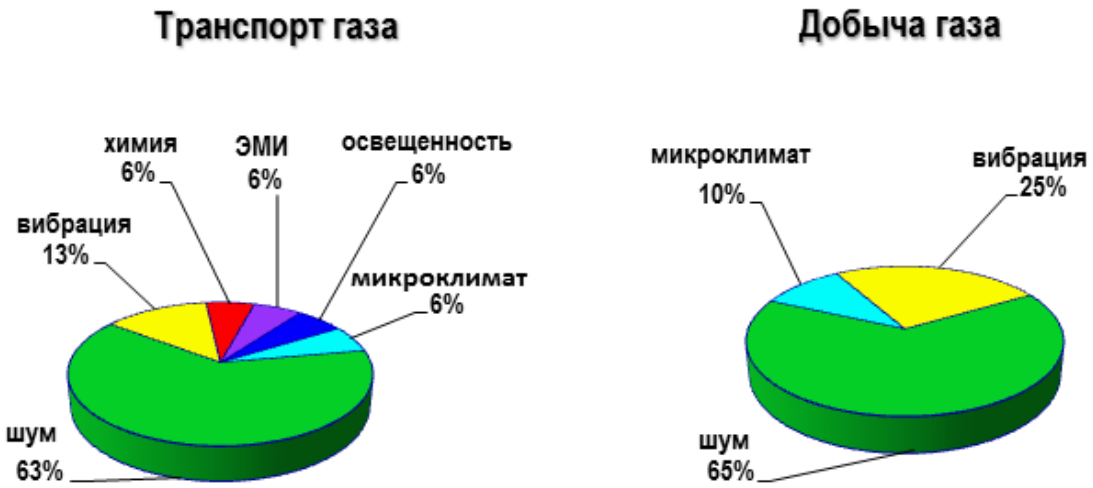


Рис. 1. Вредные факторы, воздействующие на работников газовой отрасли

Неблагоприятные условия труда ремонтного и эксплуатационного персонала предприятий из-за рассеянного внимания работников под воздействием интенсивного шума, а также возникновение незамеченного из-за шума инцидента на технологическом оборудовании, могут привести к производственным травмам и перерасти в техногенную аварию,[5].

Влияние шума на организм.

Публикации в медико-биологической литературе [6, 7] позволяют установить высокую эколого-гигиеническую значимость шума как вредного производственного фактора. Шум относится к группе факторов физической природы и имеет специфические особенности влияния на живой организм человека, которое проявляется в функциональных и морфологических изменениях различных систем, органов, тканей и клеток. Это влияние зависит от уровня и времени воздействия шума. Экспертиза результатов специальной

оценки условий труда на основных производствах ПАО «Газпром» показала, что на многих рабочих местах основных профессий ПАО «Газпром» условия труда по шуму классифицируются как класс 3.3.[2,3].

В руководстве [8] приведены сведения о том, что при работе персонала в условиях класса 3.3 в период трудовой деятельности работников развивается профессиональная болезнь легкой и средней тяжести с потерей профессиональной трудоспособности, растет хроническая патология.

Шум, как вредный производственный фактор, включен в Перечень производств, профессий и работ с вредными условиями труда,[9], персонал, работающий в условиях интенсивного шума, получает компенсации и льготы за вредные условия труда [10].

Оценка профессиональных рисков.

Для решения вопроса о целесообразности внедрения мероприятий по снижению шума необходимо произвести оценку профессиональных рисков для работающих в условиях повышенного шума и в случаях недопустимых рисков организовать мероприятия по управлению этими рисками.

В ПАО «Газпром» принята методика количественной субъективной оценки профессиональных рисков в виде обязательного к применению отраслевого стандарта СТО Газпром 18001002-2014,[11], который определяет порядок идентификации опасностей, оценки рисков, оформления результатов оценки рисков и разработки мероприятий, направленных на снижение или исключение рисков в структурных подразделениях, дочерних обществах и организациях ПАО «Газпром».

При оценке рисков последовательно выполняются следующие процедуры: идентификация опасностей, определение уровня риска, оценки риска на предмет его допустимости, выбор дополнительных мер по управлению рисками, анализ результатов оценки рисков, документирование и хранение информации.

Тяжесть возможных последствий идентифицированных опасных событий оценивается экспертами с помощью Матрицы определения уровня риска на предмет принадлежности к одной из 5-ти категорий тяжести риска.

Оценка вероятности проводится с учетом существующих мер управления, основываясь на опыте за последние 10 лет и на мнении группы экспертов о возможности того или иного последствия опасного события. С помощью Матрицы определяется уровень (рейтинг) риска как сочетание тяжести и вероятности последствий конкретного опасного события. Если требуются дополнительные меры управления рисками (необходимость таковых определяется через процедуру доказательства практически целесообразного низкого уровня), то их выбор осуществляется исходя из принципа иерархии (приоритета), начиная от полного устранения опасности, когда это практически возможно, и заканчивая применением средств индивидуальной защиты.

В результате оценки профессиональных рисков для основных профессий на объектах добычи и транспортировки газа было установлено, что интенсивный шум создает недопустимые уровни риска как при работе в освоенных традиционных районах добычи нефти и газа, так и в экстремальных условиях арктического шельфа, Дальнего Востока и Камчатки,[12].Таким образом, управление профессиональными рисками, обусловленными интенсивным шумом, является актуальной задачей, решение которой приносит значительный материальный и социальный эффект за счет снижения уровня производственного травматизма, профессиональных заболеваний, вероятности техносферных аварий и катастроф,[13].

Обзор мероприятий по снижению шума.

Многолетние работы автора статьи позволяют рекомендовать проверенные на практике мероприятия по снижению шума в источнике его возникновения, на путях распространения, а также по снижению неблагоприятного воздействия шума на персонал с помощью средств индивидуальной защиты, [3,14-16].

СН 51.13330 [21] и по методике работы [3]. Задачу защиты от шума необходимо решать путем внедрения комплекса мероприятий с учетом технических возможностей и затрат на его снижение (рис.2).Заказчик строительства объекта выдает техническое задание на его проектирование проектной организации, которая на основании результатов акустического расчета объекта прогнозирует акустические характеристики помещений на объекте и спады уровней звукового давления от объекта на селитебной территории. Необходимые для расчетов шумовые характеристики принимаются по каталогу [17] или прогнозируются по методике работы [3] с учетом известных характеристик оборудования по данным завода-изготовителя. Методика прогнозирования шумовых характеристик газотранспортного оборудования приведена в работе [3].Измерение шумовых характеристик производится в натурных условиях по методикам, приведенных в работах [18,19].Расчет ожидаемых спадов уровней звукового давления (УЗД) на местности производится по методике, приведенной в работах [3 ,20] с учетом влияния рельефа местности, импеданса земной поверхности и метеоусловий. Прогнозирование акустических характеристик помещений выполняется по регламенту

Определенные шумовые характеристики оборудования, акустические характеристики помещений и известные спады УЗД позволяют определить

ожидаемые условия труда и прогнозируемое загрязнение окружающей среды,[3]. Если условия труда ожидаются не соответствующими санитарным нормам или шумовое загрязнение окружающей среды не удовлетворяет требованиям СП 51.13330, [21], то необходимое улучшение шумовых характеристик оборудования рассчитывается по СП 51.13330 или по методике, приведенной в работе [3].

Для улучшения шумовых характеристик оборудования следует применять методы, которые успешно применялись на объектах ПАО «Газпром» и описаны в работах [3,14-16].

На основании теоретических исследований и результатов анализа экспериментальных данных,[3,14-16], разработаны алгоритмы и полуэмпирические зависимости для прогнозирования шумовых характеристик основных источников шума ГПА: тракты всасывания и выхлопа, нагнетатель, технологическая обвязка нагнетателей.

В практике снижения шума газотранспортных предприятий на основании результатов работы [15], устанавливающей требования к шумовым характеристикам газотранспортного оборудования, используются архитектурно-планировочные и строительно-акустические методы. Основными способами данной группы методов являются:

- рациональное взаимное расположение цехов с разными уровнями шума,
- оптимизация по этим условиям объемно-планировочных решений помещений,
- расстановка оборудования и организация профмаршрута обслуживания с учетом шумовых характеристик оборудования,
- обеспечение надлежащей звукоизоляции ограждений,
- облицовка стен и потолков звукопоглощающими конструкциями и использование штучных звукопоглотителей, установка звукоизолирующих кабин, акустических экранов и выгородок.

Выбор конкретного мероприятия и его эффективность зависят от производственных условий: характера технологического процесса; характеристик шума, требуемого снижения шума, характеристик помещения [3,14-16].

Оптимизация размещения источников и рациональный выбор планировки позволяют снижать уровни шума на рабочих местах и на территории предприятий до 5-7 дБА [11]. Эффективность архитектурно-планировочных мероприятий повышается применением достоверных методов расчета шумовых полей [3].

Объемно-планировочные размеры помещений газотранспортных предприятий обусловлены технологическими процессами и уточняются с учетом расчета ожидаемых уровней шума. Эффективность применения строительно-акустических методов снижения шума зависит от следующих факторов: частотного состава и уровней шума, их распределения по помещению, объемно-планировочных и акустических характеристик помещений, наличия площадок обслуживания оборудования, расположения систем вентиляции, технологических коммуникаций, подъемно-транспортного оборудования и т.д.

Выполненные исследования показали, что применение только одного из выше приведенных методов не приводит к снижению шума до требований

санитарных норм. Оптимальным решением является комплексное применение методов.

Рациональная акустическая планировка производственных зданий должна осуществляться путем группирования технологических процессов по шумности. Для разработки рекомендаций по рациональной планировке компрессорных станций (КС) на основании теоретических и экспериментальных исследований,[3], определено влияние импеданса земной поверхности, особенностей источников шума КС, поглощения звука в воздухе, фактора направленности излучения шума газотурбинных установок (ГТУ), неоднородности воздуха, древесной растительности на затухание звука

Рис. 2. Алгоритм разработки мероприятий по снижению шума

Установлено, что наибольшее влияние на рассеяние шума от КС на местности имеет взаимодействие звука с физическими характеристиками земной поверхности, что обусловливает существенные изменения в значениях наблюдаемых уровней шума в расчетных точках.

В работе [3] рассмотрена базовая расчетная модель для прогнозирования распространения звука на местности.

В качестве примера на рис. 4 показаны спады УЗД от агрегата ГПАЦ-6,3 [2].

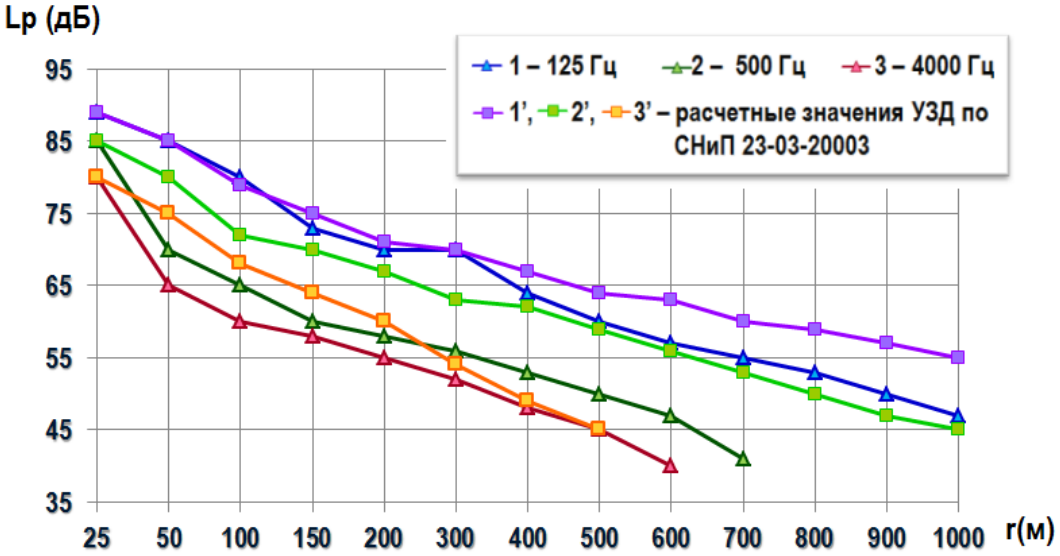


Рис. 4 Рассеивание звука от агрегата ГПА-Ц-6,3 в боковом направлении в октавных полосах частот

В результате исследований были уточнены зависимости рассеяния звука по территории газотранспортных предприятий и на селитебной территории и разработаны нормативно-технические документы ОАО «Газпром» [20-22]. Внедрение этих нормативно-технических документов позволило получить значительный экономический эффект за счет сокращения санитарно-защитных зон (СЗЗ) по шуму и уменьшения протяженности шлейфа КС. Дальнейшее снижение размеров СЗЗ было достигнуто благодаря внедрению звукоизолирующих конструкций на шумные трубопроводы, которые рассчитываются с помощью методики работы [23].

Производственные площади рекомендуется разделять на участки с помощью выгородок и экранов. Эффективными мерами являются: установка акустических экранов, акустическая облицовка ограждающих конструкций, применение штучных звукопоглотителей. Сочетание акустических экранов и акустической облицовки позволяет снизить уровень шума не только непосредственно за экраном, но и по всему помещению на 10-12 дБ.

В таблице 1 приведен перечень основных акустических мер по снижению шума в помещениях с источниками шума [3].

Таблица 1. **Строительно-акустические мероприятия снижения шума в производственных помещениях**

Мероприятие	**Акустичеккая эффективность, дБ**	**Целесообразный этап внедрения**	**Условия, влияющие на акустическую эффективность**
Противошумные архитектурно-планировочные мероприятия	5-10	На стадиях разработки технологической и строительной	Характер технологического процесса, вид и количество шумного оборудования, требуемые по условиям

Мероприятие	**Акустичекка**я **эффективность, дБ**	**Целесообразный этап внедрения**	**Условия, влияющие на акустическую эффективность**
		частей проекта при новом строительстве и реконструкции	технологии объемно-планировочные параметры помещений и др.
Группирование оборудования и отдельных участков по степени шумности	5-10	То же	Объемно-планировочные параметры помещения, разница в уровнях шума оборудования, положения расчетных точек относительно источников звукопоглощающих поверхностей ограждений и др.
Звукоизоляция помещения и отдельных участков помещения	10-15	То же	То же
Снижение шума средствами звукопоглощения	6-10	На стадии проектирования строительной части проекта при новом строительстве и реконструкции	То же
Экранирование оборудования и отдельных участков	5-10	То же	То же
Комплексное применение строительно-акустических мер	10-20	На всех стадиях проектирования и реконструкции	Характер технологического процесса, вид и количество оборудования, разница в его уровнях, объемно-планировочные параметры помещений, звукопоглощение поверхностей ограждений, положение рабочих мест относительно источников и др.

Методы расчета средств шумоглушения подробно рассмотрены в работе[24].

Результаты внедрения мероприятий по шумоглушению

Результаты исследований были внедрены в практике шумоглушения как при создании новых ГПА, так и при проектировании и эксплуатации КС [3, 14-16].

Практическая реализация осуществлена на КС-БИС Торжокского ЛПУ и КС-15 (пос. Нюксеница) ООО "Севергазпром", КС Вулканешты, КРП ООО «Мострансгаз», КС «Коваль», КС Львов и др.

Комплексы строительно-акустических мероприятий по снижению шума внедрены на КС Серпухов, Хотин, Ананьев, Заднепровская и др. и тиражированы на КС систем МГ «Ямал-Запад», «Ямал-Европа», «Ямал-Центр», СРТО-Торжок, СРТО-Нечерноземье, Обозерский-Мурманск, «Голубой поток». Звукоизолирующие конструкции технологической обвязки нагнетателей внедрены на КС Глушковская, Раменская, Гребеньковская, Кульсары, Вулканешты и тиражированы на тридцати КС. Рекомендации по созданию малошумных КС вошли в отраслевые нормативные документы, в том числе включены в СТО Газпром .Защита от шума,[25].

В качестве примера на рис. 5 показаны результаты снижения шума наиболее распространенного в газовой промышленности агрегата ГПА Ц-6,3.

Снижение шума звукоактивных трубопроводов достигнуто применением тепло-звукоизолирующих конструкций на основе материала «FOAMGLAS» (рис. 6).

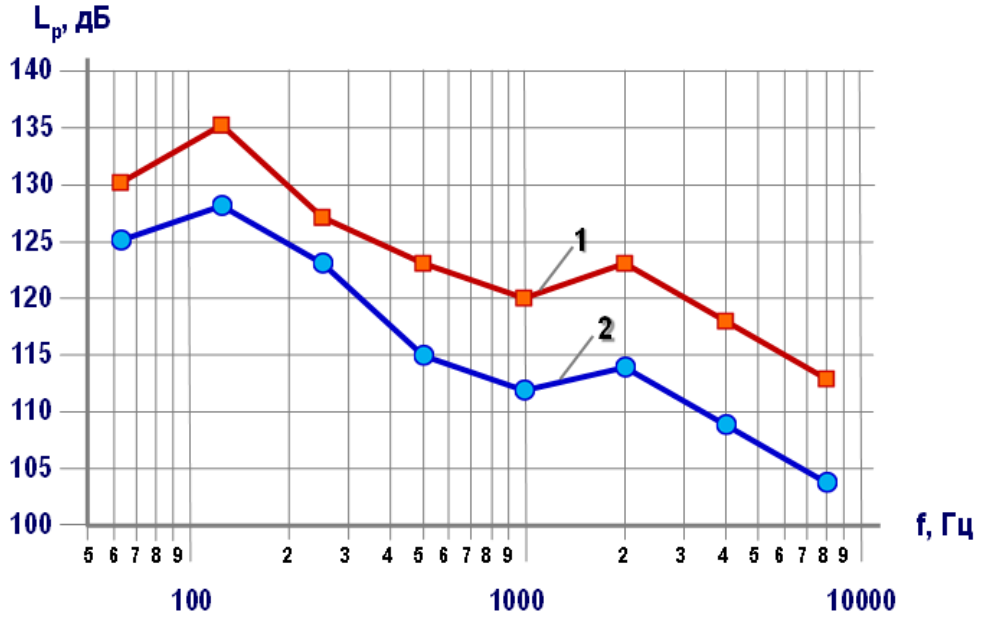


Рис. 5 Уровни звуковой мощности ГПА-Ц-6,3
1 – до установки дополнительных устройств шумоглушения
2 – после установки дополнительных устройств шумоглушения

Эффективность от применения подобных конструкций:
снижение громкости шума в 1,7 раза;
гарантированная защита от коррозии трубопровода.

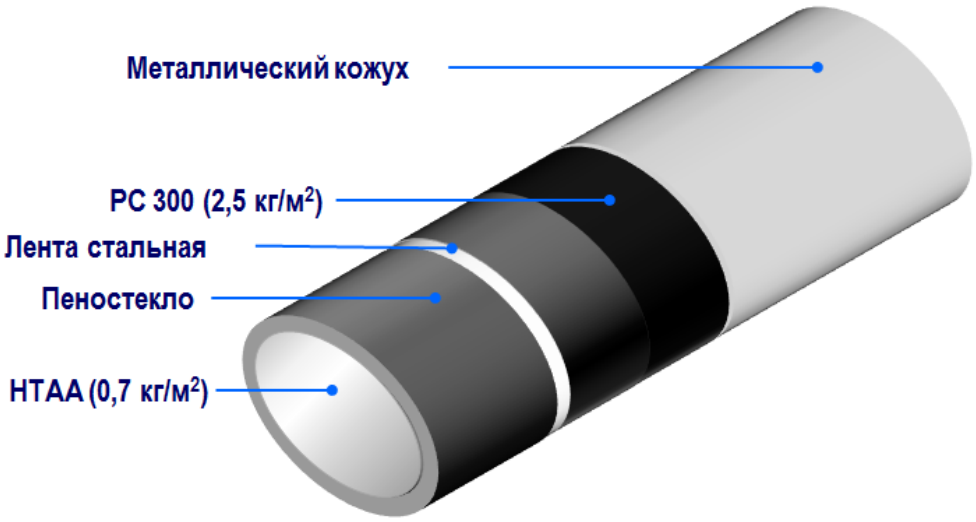


Рис.6 Типовая схема тепло-звукоизолирующей конструкции на основе материала «FOAMGLAS»

Преимущества нового материала:

Использование тех или иных материалов при звукоизоляции звукоактивных трубопроводов диктуется конкретными свойствами материалов используемых для звукоизоляции. При широкополосном спектре шума, звукоизоляция минераловатными и стекловатными утеплителями может не дать ощутимого эффекта. Исследования проведенные в НИИСФ РААСХН хорошо иллюстрируют ситуацию (рис. 7).

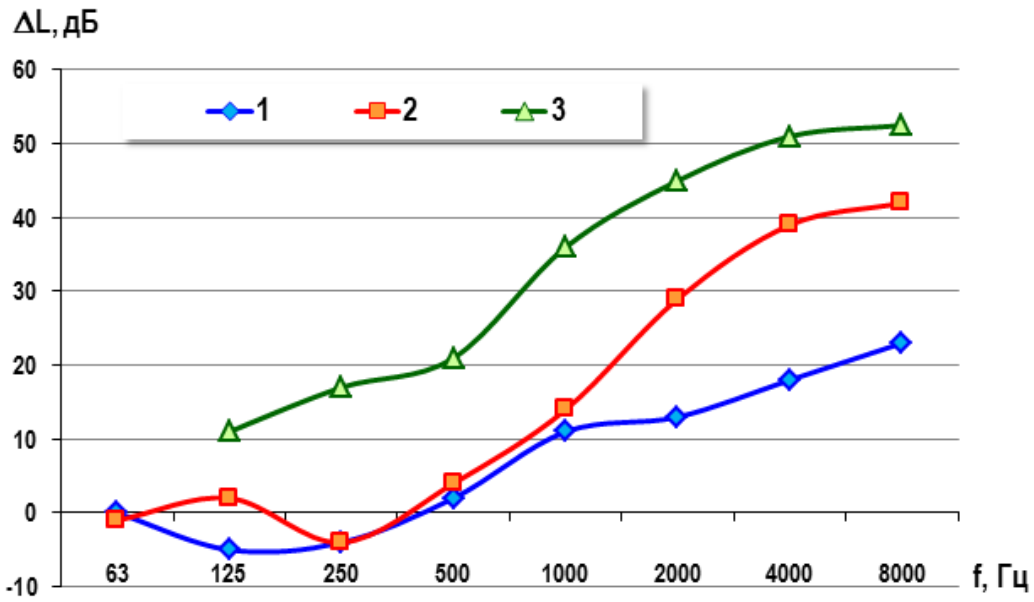


Рис.7 Эффективность различных по составу покрытий на основе пеностекла, волокнистых материалов и эластомеров

1 – Маты из стеклянно-штапельного волокна (толщина 100 мм, плотность 22 кг/м3)

2 – Пеностекло (толщ. 50 мм, плотность 170 кг/м3), минеральная вата (толщ. 50 мм, плотность 120 кг/м3), сталь оцинкованная (толщ. 1 мм)

3 – Пеностекло типа FOAMGLAS T4 (50 мм,), базальтовый мат (80 мм), антивибрационный слой (3 мм), оцинкованный лист (0,55 мм)

Согласно проведенного анализа полученных данных все испытанные материалы обладают незначительным акустическим эффектом в области шумов частотного диапазона ниже 500 Гц., что не покрывает необходимую область превышения уровня звукового давления для большинства единиц технологического оборудования на КС.

Комбинированные системы материалов на основе пеностекла, обладают недостаточным акустическим эффектом при довольно внушительных расходах на приобретение и монтаж конструкции.

В последнее время в качестве звукоизолирующих конструкций были предложены новые системы на основе эластомерных материалов, эффективность которых заметно выше традиционных материалов присутствующих давно на рынке.

Существенным преимуществом при изоляции звукоактивных трубопроводов эластомерными материалами, является возможность моделировать звукоизолирующие конструкции, согласно поставленной задаче.

Выводы.

1.Рассмотрено состояние условий труда по шуму и обоснована необходимость управления рисками по фактору шум на предприятиях ПАО «Газпром».

2.Приведен алгоритм разработки мероприятий по шумоглушению.

3.Описан опыт внедрения мероприятий по снижению шума на объектах ПАО «Газпром».

4.Содержатся результаты испытаний нового звукопоглощающего материала на основе эластомеров и доказывается еги эффективность и требуемые свойства защиты от коррозии.

Список литературы

1. *Маркелов В.А.* Люди – главная ценность ПАО «Газпром» и концерна «Шелл». // Газовая промышленность,2016,№12с.10-14.
2. *Терехов А.Л., Щепочкин С.В. ,Каширин А.Б.* Анализ результатов экспертизы неустранимости вредных производственных факторов на рабочих местах ОАО «Газпром»// Газовая промышленность,2012,№9,с.81-83.
3. *Терехов А.Л., Дробаха М.Н.* Современные методы снижения шума ГПА/ Под ред.Р.О.Самсонова.-СПб.:2008,368 с.
4. *Терехов А.Л., Сулин В.А., Котишевский Г.В.* и др. Обзор технических решений по снижению шума на предприятиях добычи и транспорта газа. Материалы

международной акустической конференции, посвященной 100-летию со дня рождения Е.Я. Юдина, изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана,2014,с.257-267.
5. *А.Л. Терехов А.Л. Сафонов.* Повышение безопасности производственных процессов путем снижения шума трубопроводов //Труд и социальные отношения,2016,№4,с.163-174.
6. *Райцелис И.В.* Профессиональная тугоухость у рабочих газоперерабатывающего производства // Гигиена и санитария, 2009, №4. С.39–40.
7. *Пыстина Н.Б., Терехов А.Л., Зинкин В.Н., Драган С.П.* Шум и инфразвук как вредные производственные факторы на предприятиях газовой промышленности // Газовая промышленность, 2012,№1, с.68-71.
8. Р 2.2.2006-05.Руководство по гигиенической оценке факторов рабочей среды и трудового процесса. Критерии и классификация условий труда. М.:
9. Роспотребнадзор,2005.
10. Перечень производств, профессий и работ с вредными и (или) опасными условиями труда организаций ОАО «Газпром», которые дают право производить оплату по повышенным тарифным ставкам или устанавливать доплаты работникам в зависимости от условий труда. - М.:ИРЦ Газпром,2006.
11. Трудовой кодекс РФ (ТК РФ)2016,статья 219.
12. СТО Газпром 18000.1-2014. Единая система управления охраной труда и промышленной безопасностью в ОАО «Газпром». Положение по идентификации опасностей и управлению рисками, М., ИРЦ Газпром 2014,34 с.
13. *Терехов А.Л., Сохилл С.* Создание здоровых и безопасных условий труда при работе на добычных нефтегазовых платформах арктического шельфа//Газовая промышленность.2011,№11,с.92-96.
14. *В.В. Лесных* Управление рисками -путь к устойчивому развитию ОАО «Газпром»// Газовая промышленность,2008,№11, с.52-55.
15. *Е.Н. Власов, Е.В. Дедиков, А.Л. Терехов, С.В. Цулимов*. Исследование шума лопаточных машин на компрессорных станциях магистральных газопроводов и способы его снижения. М.,ИРЦ Газпром,1998,287 с.
16. *А.Л. Терехов.* Исследования и снижение шума на компрессорных станциях магистральных газопроводов. М.,ИРЦ Газпром,2002,303 с.
17. *А.Л. Терехов.* Шум газоперекачивающих агрегатов на компрессорных станциях магистральных газопроводов. М.,ВНИИГАЗ,2003, 499 с.
18. СТО Газпром 2-3.5-041-2005 Каталог шумовых характеристик газотранспортного оборудования – М.: ВНИИГАЗ, 2005,7с.
19. Р51-00158623-26-96 – Методика измерения шумовых характеристик газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. – М.: ВНИИГАЗ, 1999,27 с.
20. Р51-00158623-18-92 . Типовая методика акустических испытаний опытных и серийных образцов ГПА-М.: ВНИИГАЗ,1999, с.17.
21. Методика расчета уровня шума от КС на местности. – М.: ВНИИГАЗ, 1999,24 с.
22. СТО Газпром 2.-2.1-127-2007.Регламент проведения акустического расчета на стадии проектирования компрессорных станций, дожимных компрессорных станций, компрессорных станций подземных хранилищ газа. ИРЦ Газпром, М.:2007, 45с.
23. Р 51-001158623-19-92 .Технологический регламент по расчету акустических характеристик при проектировании мероприятий по защите от шума в ТЭО системы добычи и магистрального транспорта газа с полуострова Ямал. – М.: ВНИИГАЗ, 1999,67с.
24. *Терехов А.Л., Демин В.М.* Инженерная методика расчета эффективности средств звукоизоляции и вибропоглощения трубопроводов обвязки на компрессорных

станциях // НТС сер. «Транспорт и подземное хранение газа». - М.: ИРЦ Газпром, 2002. - № 1. - С. 12 - 18.

25. *Иванов Н.И.* Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник/- М.: Логос,2013.-432с.
26. СТО Газпром 2-3.5-043-2005. Защита от шума технологического оборудования ОАО «Газпром». ИРЦ Газпром, М.:2005,36 с.

Влияние новых систем железнодорожных сообщений на акустическое состояние в городе Москве

Кирюшина Н.К., Пузакова А.И.
ГУП НИиПИ Генплана Москвы

nkiryushina@genplanmos.ru

Abstract: The paper deals with the acoustic influence of new railway systems of Moscow on urban territory and built-up areas. As an example the line of a High-Speed Railway (HSR) Moscow-Kazan projected along Gorki direction is considered. The list of the measures providing achievement of sanitary-and-hygienic norms to admissible levels of a sound which will be put in practice during the construction of HSR is discussed. Indicators of change of an acoustic condition along the Moscow Central Ring (MCR), connected with a reorganisation of a ring road and the organisation of passenger transportations are considered.

Keywords: Moscow**,** acoustic condition, railways, High-Speed Railway (HSR), Moscow Central Ring (MCR)

Акустическое состояние городских территорий является одним из важных показателей, характеризующих качество жизни в городе. Этот показатель в значительной степени влияет на условия развития территорий, прилегающих к источникам шума. В Москве акустическое состояние окружающей среды формируется под влиянием целого ряда источников. Железнодорожный узел, который характеризуется наличием 11 радиальных направлений, связывающих город с населенными пунктами страны и зарубежными странами и Московской центральной кольцевой железной дорогой, проходящей по центральной части города (МЦК), занимает второе место среди источников, шум от которых определяет акустическое состояние на территориях с нормируемыми уровнями звука, жилой и общественной застройки.

Расчеты, проведенные ГУП НИиПИ Генплана Москвы в рамках разработки «Актуализированной схемы развития Московского железнодорожного узла» [1] и «Актуализированного Генерального плана Москвы» [2], позволили установить, что в 2020 домах города превышение допустимых уровней шума обусловлено влиянием железнодорожного транспорта. Наиболее характерным, для застройки, которая располагается вдоль железных дорог на расстояниях от 40 до 100 м, является превышение допустимых уровней шума на 15 -25 дБА. В указанных условиях проживают до 800 тыс. городского населения.

В соответствии с нормативными документами [3, 4] для оценки шума от поездов устанавливаются максимальные и эквивалентные уровни звука. Для железнодорожных линий, проходящих в пределах границ Москвы, в качестве шумовой характеристики используется эквивалентный уровень звука, так как

именно этот показатель определяет превышение допустимых уровней в жилой и общественной застройке и необходимую эффективность мероприятий, направленных на снижение шума.

По радиальным направлениям Московского железнодорожного узла осуществляется движение поездов всех типов. Эквивалентные уровни шума, рассчитанные исходя из параметров движения поездов различных типов в течение суток, составляют от 69 до 75 дБА. Уровни шума в ночное время на отдельных направлениях железных дорог на 1-2 дБА выше, чем в дневное, что связано с преимущественным пропуском грузовых составов в этот период. В соответствии СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 [5] для линейных объектов, к которым относятся линии железнодорожного транспорта, устанавливаются санитарные разрывы, которые определяются расчетным путем и зависят от уровней шума, создаваемых поездами. При распространении на свободной территории расчетные санитарные разрывы от отдельных направлений составляют от 1000 до 2000 м. Величина этих зон определяется шумом, который создается движением грузовых поездов в ночное время. Очевидно, что главным мероприятием по снижению железнодорожного шума является ограничение грузовых перевозок в пределах городских границ, что предусматривается упомянутыми документами. Одновременно с этим, в Москве увеличиваются пассажирские перевозки железнодорожным транспортом. Прежде всего, увеличивается объем пригородных перевозок. На многих направлениях введено движение экспресс – поездов в черте города с повышенными скоростями. Движение составов в черте города с повышенными скоростями - до 65 км/час приводит к увеличению шумовой характеристики на железнодорожных магистралях на 2-3 дБА. Более серьезное влияние на шумовое загрязнение от железнодорожного транспорта способны оказывать новые транспортные системы, которые существенным образом повлияют на характер пассажирского сообщения как внутри города, так и в организации внешних связей.

Организация высокоскоростного движения (ВСМ) - актуальная задача для страны в целом и для транспортных сообщений Москвы с другими регионами. К настоящему времени имеется значительный мировой опыт использования подобных систем, изучены факторы, влияющие на состояние окружающей среды и прежде всего на шумовое загрязнение. Разработаны методики, позволяющие оценивать уровни шума при движении специальных типов поездов на высоких скоростях [6]. Для Москвы чрезвычайно важно оценить степень влияния новых видов транспортных систем на уже существующие акустические условия и возможности снижения шумового загрязнения от железных дорог с учетом этих систем на примере проектируемых линий Высокоскоростных железнодорожных магистралей (ВСМ) и Московского железнодорожного кольца (МЦК). Работы, описывающие возможное влияние шума от ВСМ на прилегающую территорию и застройку, а так же оценка мероприятий по защите от шума, рассматривают ситуации прохождения ВСМ на обособленных линиях в основном вдоль малоэтажных населенных пунктов.

Начало движения ВСМ в городе Москве проходит через многоэтажную жилую застройку и характеризуется скоростями движения от 100 до 120 км/час.

При оценке шумовых характеристик потоков поездов ВСМ использовалась методика, изложенная в ГОСТ Р 54933-2012 [7]. Оценка выполнена для проектируемой линии ВСМ Москва-Казань, которая в черте Москвы пройдет вдоль существующих путей Горьковского направления МЖД.

При размещении новых источников воздействия в санитарном разрыве от существующего источника оценка влияния на прилегающую территорию должна выполняться с учетом всех действующих источников шума в соответствии с [5]. Горьковское направление МЖД одно из наиболее загруженных направлений Московского узла. По путям указанного направления количество поездов составляет около 220 пар в сутки, включая пригородное, грузовое и пассажирское движение. Расчетные шумовые характеристики потоков железнодорожных поездов в границах Москвы составили 73 дБА в дневное и ночное время. Санитарный разрыв от существующего движения по Горьковскому направлению равен 1800 м.

По линии ВСМ, которая пройдет по обособленным железнодорожным путям, вдоль существующих главных путей рассматриваемого направления предусматривается движение 100 пар высокоскоростных поездов в сутки.

Приняв в расчет ориентировочные параметры скоростного поезда (длина состава, скорость движения) и интенсивность движения поездов в дневной и ночной периоды времени, при разработке проекта планировки линии ВСМ были определены шумовые характеристики по линии ВСМ. Рассчитанные эквивалентные уровни звука при указанных скоростях движения от ВСМ в черте города составили 59 и 63 дБА, максимальные уровни звука соответственно 73 и 76 дБА. Расчетный санитарный разрыв от линии ВСМ составил 400 м.

Вдоль проектируемых путей ВСМ расположены жилая застройка, здания учебного, лечебного и административного назначения, участки школ и детских садов. Этажность жилых зданий меняется от 5 до 16 этажей. Минимальное расстояние от жилых домов до оси крайнего рельса составляет 12м.

На период функционирования линии ВСМ расчетное превышение максимальных уровней звука на линии жилой застройки составит от 2 до 26 дБА. В тоже время величина превышения нормативных эквивалентных уровней звука от поездов всех типов составит от 10 до 29 дБА. При этом вклад в эквивалентный уровень звука шума, создаваемого движением поездов по линии ВСМ, составит не более 2 дБА.

Для выполнения требований по обеспечению нормативных уровней звука на территории и в помещениях жилой застройки проектом планировки ВСМ, разработанным в ГУП НИиПИ Генплана Москвы, было предусмотрена реализация ряда мероприятий, связанных с повышением звукоизоляции окон в домах, попадающих в зону санитарного разрыва от ВСМ. Всего выделено 130 домов, для которых необходима реализация подобных мероприятий.

Так как, в настоящее время, технически достижимым для домов массовой застройки является снижение уровня шума до 30 дБА, то при превышении указанного показателя необходимо применять комплекс мероприятий, связанных с заменой существующих окон на окна с «глухим» остеклением и устройством механическом вентиляции для проветривания помещений. При этом должны использоваться средства шумоглушения в вентсистемах для снижения шума, создаваемого вентиляторами. Почти все дома, для которых необходимо проведение указанных работ, имеют длительный срок эксплуатации, что накладывает дополнительные технические сложности при реализации возможных шумозащитных мероприятий. В связи с этим, проектом планировки предлагается перечень домов, где следует изменить функции жилых помещений, на те, которые допускают более высокие уровни шума.

Особо необходимо отметить отношение к шумозащитным экранам, которые в настоящее время устанавливаются на всем протяжении железной дороги. Учитывая, что шумозащитные экраны необходимы для снижения шума на территориях детских дошкольных учреждений, школ и площадках отдыха, удаленных от железной дороги, а между путями ВСМ и защищаемыми территориями проходят городские улицы и проезды, шумозащитное ограждение предложено устраивать вдоль рассматриваемых территорий.

Особое место в структуре города занимает Московская кольцевая железная дорога, получившая название Московское центральное кольцо (МЦК). До недавнего времени по железнодорожному кольцу осуществлялось движение грузовых поездов, которые приходят на существующие грузовые станции с радиальных направлений и территорий прилегающих промышленных предприятий. На существующий период к железнодорожному кольцу прилегают преимущественно промышленные и коммунальные объекты. Вместе с тем, вдоль дороги располагается жилая и общественная застройка на расстоянии 40 - 100 м от основных железнодорожных путей. До недавнего времени уровни шума от движения грузовых поездов на отдельных участках кольца составляли 73-75 дБА, что приводило к превышению уровней шума на территории у жилых домов на 20-25 дБА.

С организацией пассажирского движения по МЦК, в связи с конструктивными мероприятиями, обеспечивающими снижение шума при движении поездов, реализованными при реконструкции железнодорожных путей, и использованием подвижного состава типа «Ласточка», уровни шума от движения поездов уменьшились на 4-6 дБА и составили 69 дБА. Движение поездов между перегонами осуществляется со скоростями от 65 до 85 км/час. Измерения уровней шума в наиболее загруженный период времени (с 7.00. до 9.00), выполненные Испытательной лабораторией ГУП НИиПИ Генплана Москвы в феврале 2017 года, подтверждают расчетные показатели. По отдельным участкам кольца сохраняется частичное движение грузовых составов, которые перемещаются во внепиковый период, преимущественно в ночное время. Расчетные уровни шума от движения грузовых составов во

внепиковый период составляют 69 дБА. Уровни шума по линии застройки уменьшились на соответствующий показатель.

Рассмотренные практические результаты проектирования и реализации проектов применения новых систем свидетельствуют о следующем.

Внедрение в городскую среду современных систем для железнодорожных сообщений минимизирует шумовое влияние на прилегающую территорию и застройку.

При принятии решений по строительству новых линий в соответствии с санитарно–гигиеническими нормами и правилами должна обеспечиваться реализация мероприятий, позволяющих обеспечить снижение уровней шума до показателей, исключающих нахождение нормируемой застройки в зоне санитарного разрыва.

Реализация мероприятий по исключению акустического влияния новых типов поездов железнодорожного сообщения должна обеспечить снижение шума от существующих железнодорожных линий, вдоль которых предусматривается прохождение скоростных систем.

Список литературы

1. Генеральная схема развития Московского железнодорожного узла // Утверждена Постановлением правительства Москвы №1070 - ПП от 18 ноября 2008 г.
2. Подготовка проектных предложений и обосновывающих материалов для внесения изменений в Генеральный план города Москвы // ГУП НИиПИ Генплана Москвы. Москва, 2014.
3. ГОСТ 20444-2014 «Шум. Транспортные потоки. Методы определения шумовой характеристики».
4. СП 51.13330.2011 «Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003.
5. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 «Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов».
6. *Титова Т.С., Шакурин А.Е., Бойко Ю.С.* Технические решения по снижению шума от высокоскоростных железнодорожных магистралей // Транспорт РФ. 2015. №2. 35 – 39 стр.
7. ГОСТ Р 54933 - 2012. Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом.

Разработка шумозащитных мероприятий для автодорог с использованием технологий информационного моделирования

Буторина М.В., Минина Н.Н., Тюрина Н.В., Анисимов Е.П.
ЗАО «Институт «Трансэкопроект»

mbutorina@transecoproject.ru

Аннотация: Доминантным фактором воздействия на окружающую среду при эксплуатации автомобильных дорог является шум от движущегося транспортного потока. Наиболее эффективным способом проектирования мероприятий шумозащиты является применение специализированных программных средств расчета. В ходе построения информационной модели для проектирования мероприятий шумозащиты осуществляется обмен данными между программами для расчета шума SoundPLAN, а также программами, предназначенными для проектирования объектов серии Autodesk. Части информационной модели, экспортируемые из BIM-модели в процессе проектирования шумозащиты, это рельеф местности, защищаемая застройка и поверхности равных уровней звука. Результаты расчета шума, в свою очередь, импортируются из программы SoundPLAN в общую информационную модель проекта, где можно отследить наличие превышений расчетных уровней шума в жилой застройке. В информационной модели можно выбрать точное место установки экрана таким образом, чтобы он располагался как можно ближе к источнику шума, но при этом не пересекал другие элементы обустройства автомобильной дороги.

Ключевые слова: информационная модель, шумозащитные мероприятия, проектирование

Введение

Основным источником вредного воздействия в городах является автомобильный транспорт и дорожно-транспортная инфраструктура, доля которых в загрязнении атмосферы может достигать 80-85%.

При проектировании и эксплуатации автомобильных дорог возникает необходимость учитывать все аспекты экологической опасности строительства и эксплуатации дорог и, по мере возможности, нейтрализовать негативное воздействие транспортных средств на природную среду и людей. При проектировании объектов автотранспортного комплекса важнейшей составной частью проекта является разработка экологического обоснования, ориентированного на комплексную оценку состояния окружающей среды.

Доминантным фактором воздействия на окружающую среду при эксплуатации автомобильных дорог является шум от движущегося транспортного потока. Оценка шумового воздействия производится на основании утвержденных расчетных методик, которые учитывают основные параметры автотранспортного потока, такие как интенсивность движения,

состав и скорость потока, тип дорожного покрытия. При оценке распространения шума учитываются расстояние, на которое распространяется шум, атмосферное затухание, поглощение поверхностью территории, экранирование естественными и искусственными сооружениями, расположенными на пути распространения шума. По результатам оценки производится выбор необходимых мероприятий по снижению шумового воздействия. Наиболее эффективным способом проектирования мероприятий шумозащиты является применение специализированных программных средств расчета.

При проведении оценки воздействия на окружающую среду, построении карт шума и разработке мероприятий по охране окружающей среды используются современные программные комплексы, расчет в которых основывается на актуализированных нормативных документах.

Повышение эффективности процесса проектирования шумозащиты осуществляется за счет внедрения технологии BIM – информационного моделирования строительства. Суть этой концепции заключается в том, что в процессе проектирования создается не совокупность чертежей и описаний (текстовых, табличных) будущего объекта строительства (реконструкции, ремонта), а его информационная модель, которая выступает в качестве общего ресурса знаний и получения информации об объекте, обеспечивая принятие оптимальных решений на всех этапах его жизненного цикла. Принципиальным отличием технологии BIM от традиционного подхода, основанного на подготовке проектных чертежей, является то, что BIM создает, обрабатывает и использует вычисляемую информацию об объекте, которая может быть автоматически выверена, согласована и внутренне упорядочена. BIM-модель содержит геометрию, пространственные отношения, географическую информацию, количество и характеристики строительных элементов, сметы расходов, материальных запасов и сроков реализации проекта. Технология BIM обеспечивает тесное взаимодействие при проектировании, вовлекая и интегрируя различные стороны – участников проекта создания объекта. Совместная работа проектной группы позволяет выявить потенциальные проблемы до их возникновения в процессе строительства [1].

Для проектирования и бюджетирования шумозащитных мероприятий, в том числе для обоснования объемов акустических экранов и шумозащитного остекления, Институт «Трансэкопроект» совместно с Инженерной группой «Стройпроект» с 2015 года для ряда объектов применяет технологию информационного моделирования.

Став инициатором перехода компаний, входящих в Инженерную группу, и других субподрядчиков на BIM моделирование, команда «Стройпроекта» разработала процессы взаимодействия в рамках BIM-моделирования в распределенной группе, выбрала программное обеспечение, провела обучение компаний, включая проектировщиков ЗАО «Институт «Трансэкопроект». Специалисты «Стройпроекта» используют BIM для комплексных проектов,

собирая на базе специализированных моделей, полученных от субподрядчиков, единую информационную модель, где осуществляется проверка на коллизии между десятками различных подсистем.

Пилотным проектом, при реализации которого была освоена новая технология, внедрены методы информационного моделирования (BIM) и налажена работа подразделений в новом программном обеспечении, стало строительство автодороги «Западный объезд г. Сергиев Посад» 1, 2, 3 этапы. При проектировании данного объекта Институт «Трансэкопроект» по заказу генерального проектировщика, Института «Стройпроект», выступил в качестве субподрядчика по разработке природоохранных разделов.

Программы, используемые для построения информационной модели

В ходе построения информационной модели для проектирования мероприятий шумозащиты осуществляется обмен данными между программами SoundPLAN, AutoCAD 3D и Navisworks. Процесс передачи данных о шумовом воздействии в глобальную информационную модель представлен на рисунке 1.

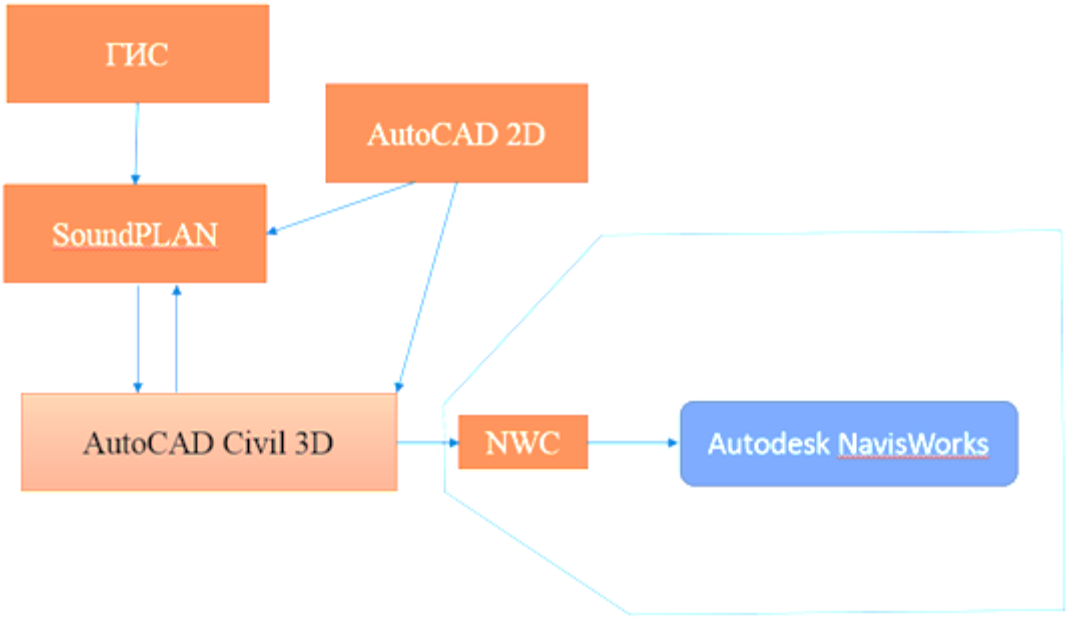


Рис. 1. Передача данных в процессе проектирования

В лицензированном для применения в РФ программном комплексе SoundPLAN реализуются расчетные методики российской нормативной документации, представленные в ГОСТ 31295.2-2005. «Шум. Затухание звука при распространении на местности. Ч.2. Общий метод расчета», ГОСТ Р ГОСТ 33325-2015 «Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом», СП 51.13330.2011 Актуализированная версия СНиП 23-03-2003 «Защита от шума», ОДМ 218.2.013-2011 «Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к

автомобильным дорогам» и др. Преимуществом методов моделирования, обеспечиваемых программным комплексом SoundPLAN, является учет снижения шума при затухании над акустически мягкой поверхностью, учет влияния рельефа, учет совокупного влияния от всех источников, уточненный расчет снижения шума в жилой застройке с учетом множественного отражения шума от зданий, что не представляется возможным при осуществлении расчетов иными методами. SoundPLAN импортирует данные, необходимые для расчета, и экспортирует результаты в форматы, позволяющие производить обмен данными между SoundPLAN и другими программами, предназначенными для проектирования.

AutoCAD Civil 3D (Autodesk, США) — программа, работающая на платформе AutoCAD и предназначенная для решения задач землеустройства, выполнения работ в области геодезии, топографии, проектирования и реконструкции генеральных планов и линейно-протяженных объектов (автомобильные и железные дороги, инженерные сети). Основной особенностью программы является интеллектуальная связь между объектами, позволяющая динамически обновлять связанные объекты при внесении изменений в результаты изысканий или проектные решения. AutoCAD является широко известной в мире системой 3D-инженерной графики. Система отличается универсальностью, что позволяет организовать работу всех групп проектировщиков в единой интерфейсной среде.

Базовый инструментарий AutoCAD Civil 3D позволяет считывать и обрабатывать данные с современных электронных тахеометров и GNSS систем. Полученные данные позволяют автоматически формировать топографические планы в строгом соответствии с действующими правилами по оформлению картографической продукции. В зависимости от последующих задач по этой основе автоматически формируется цифровая модель рельефа или в полуавтоматическом режиме — цифровая модель местности. Данная модель может быть импортирована в программу SoundPLAN для учета рельефа местности.

Navisworks (Autodesk, США) – это семейство решений, позволяющих конструкторам и инженерам объединять части проекта в общую цифровую модель для проведения имитационного моделирования и анализа. Таким образом, можно находить и устранять проектные ошибки до того, как они начнут представлять реальную проблему. Программа проверки проектов Navisworks поддерживает интеллектуальные проектные модели, применяя к ним инструменты составления календарных графиков строительства, расчета сметной стоимости, визуализации и обмена информацией, а также обладает возможностями координации разделов проекта и проверки на коллизии. В программе Navisworks можно отследить наличие превышений расчетных уровней шума, полученных при помощи программы SoundPLAN, в жилой застройке, модели которой разрабатываются в программе Civil 3D.

Алгоритм разработки модели шумового загрязнения в составе информационной модели

Алгоритм внесения данных о шумовом загрязнении в BIM модель выглядит следующим образом:

1. Импорт планов и информации об отметках высот в формате *.dxf/*.dbf в программу по расчету распространения шума SoundPlan.
2. Создание цифровой модели местности и застройки в программе SoundPlan (рис. 2).

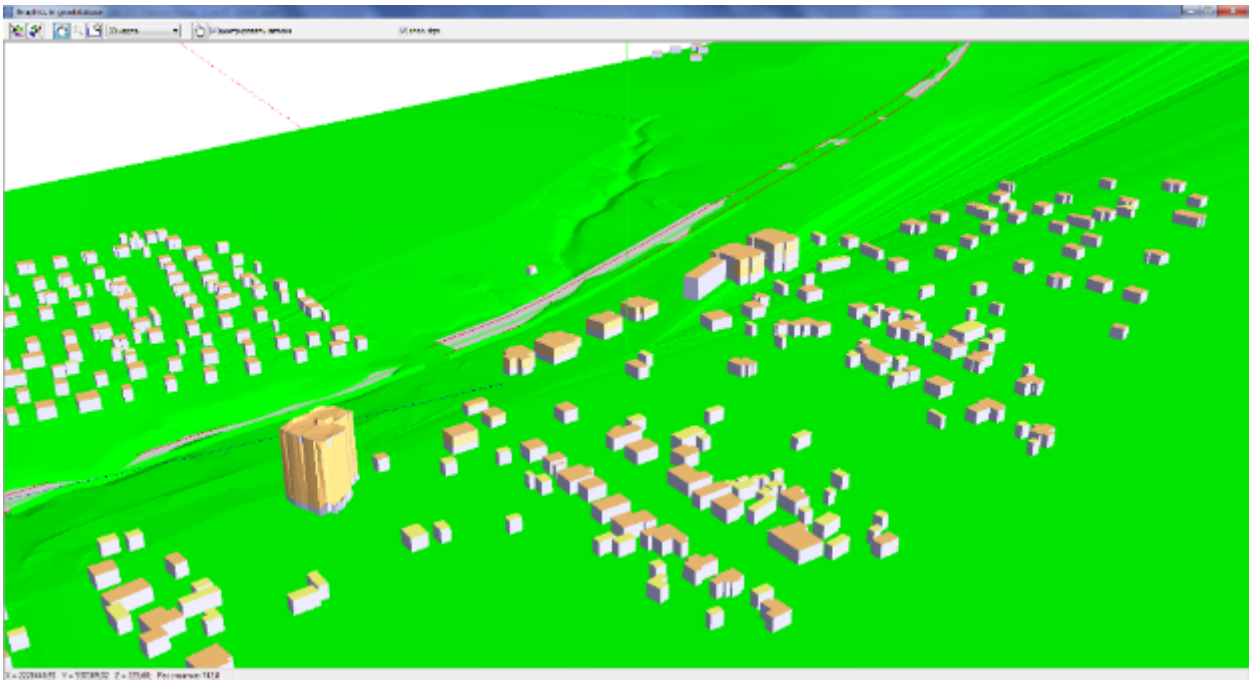


Рис. 2. Трехмерная визуализация рельефа и жилой застройки в программе SoundPLAN

3. Введение параметров источников шума и застройки в SoundPlan.

Задаются параметры движения: интенсивность, скорость потока, доля грузовых автомобилей, а также параметры дороги – ширина дороги, ширина разделительной линии, тип покрытия, наличие эстакадных участков, уклон дороги. По введенным данным производится расчет уровней звука.

Для зданий вводится высота здания в целом или количество этажей и их высота, а также задается функциональное назначение здания.

4. Расчет карт шума в SoundPlan на разных высотах (рис. 3).

Карта шума является наиболее наглядным способом представления информации об акустической ситуации на территории, прилегающей к автомобильной дороге. Карты шума являются действенным инструментом при разработке и внедрении шумозащитных мероприятий, поскольку они позволяют произвести оценку существующих и перспективных уровней шума вблизи автомобильной дороги, определить требования к шумозащитным

мероприятиям и произвести выбор оптимальных шумозащитных мероприятий для объектов, нормируемых по фактору шума [2].

5. Экспорт изолиний равных уровней звука из SoundPlan в формат *.dxf.
6. Импорт изолиний равных уровней звука из формата *.dxf в Civil 3D.
7. Создание «поверхностей равных уровней звука» в Civil 3D на разных высотах.
8. Определение функционального назначения помещений зданий по фотоснимкам в программе Navisworks.
9. Создание 3D моделей окружающей застройки в Civil 3D с разделением по различным слоям окон нормируемых и ненормируемых помещений для отслеживания коллизий.

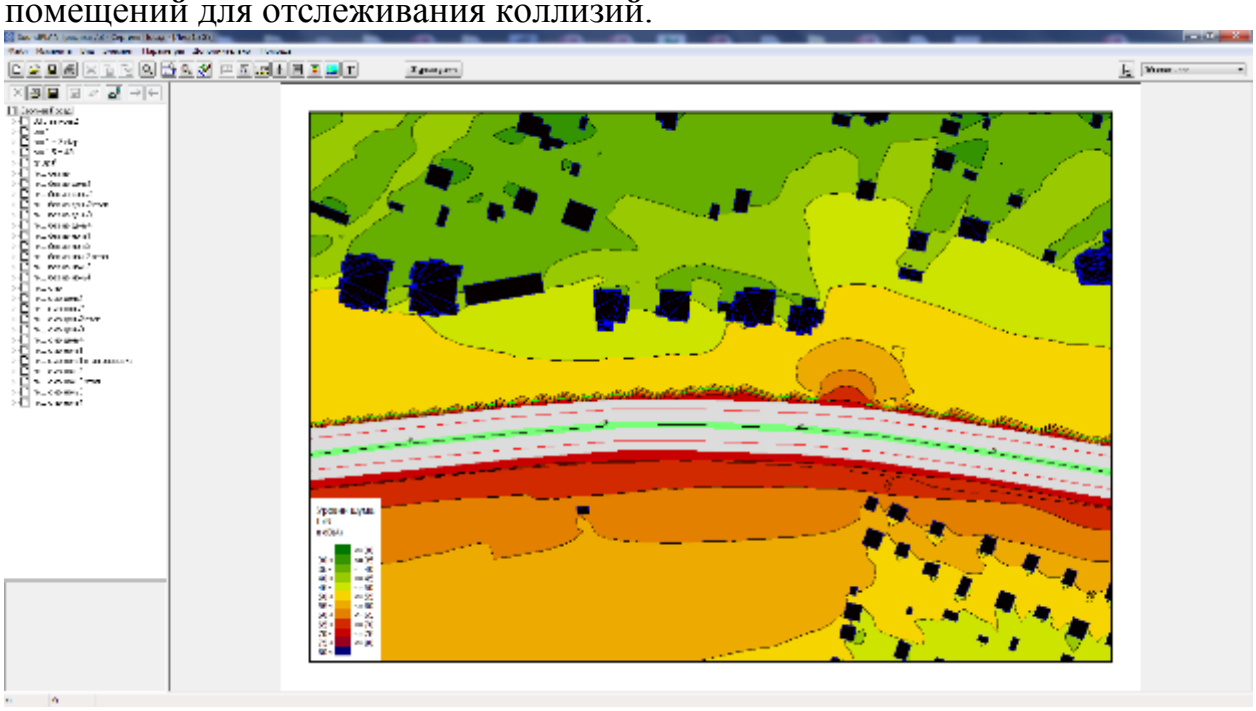


Рис. 3. Двухмерная карта шума, рассчитанная в программе SoundPLAN

10. Экспорт «поверхностей равных уровней звука» и 3D моделей зданий из Civil 3D в формат *.nwc.
11. Импорт «поверхностей равных уровней звука» и 3D моделей зданий в Navisworks (рис. 4).

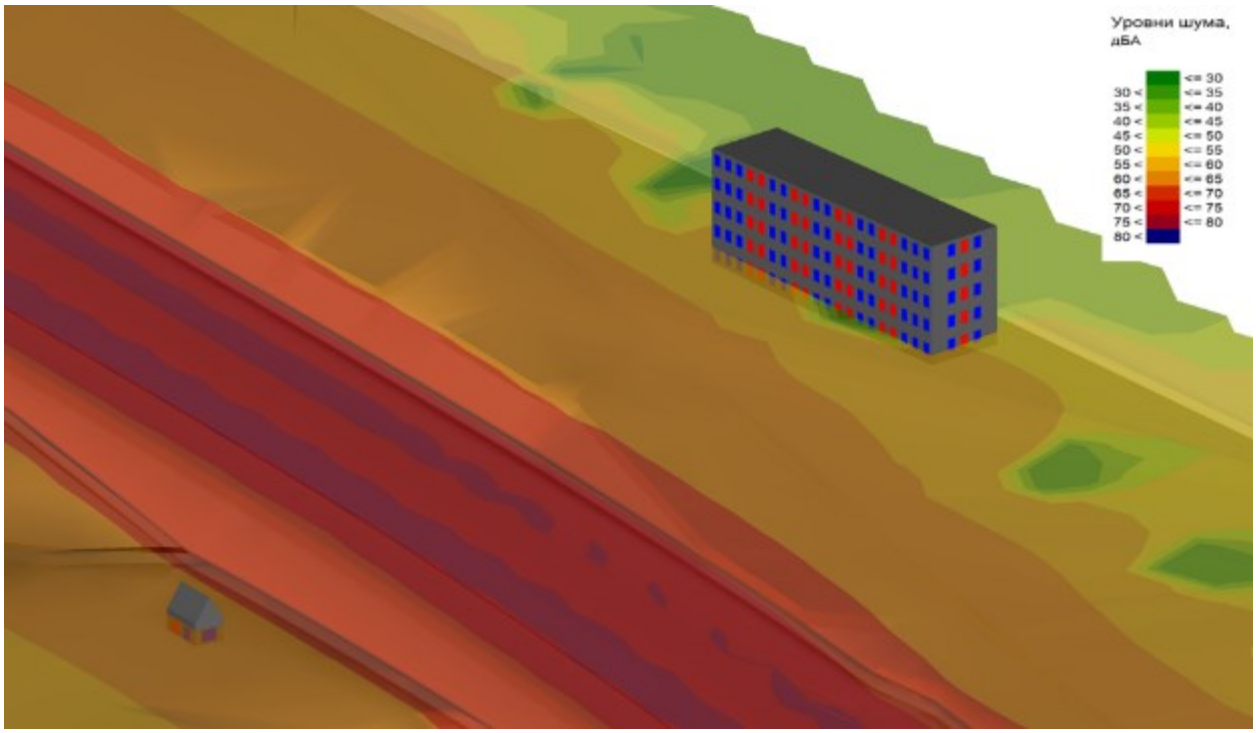


Рис. 4. Импорт поверхностей равных уровней звука и зданий с разделением помещений по функциональному назначению в программе Navisworks

После того, как в информационную модель внесены модели зданий и поверхности равных уровней звука в программе Navisworks можно отследить коллизии. С точки зрения уровней шума коллизией будет являться пересечение поверхности уровней звука со значением 55 дБА (предельно допустимый уровень шума для дневного времени) с помещениями жилого назначения. На рис. 4 поверхность с уровнем звука 55 дБА пересекает ряд помещений, имеющих жилое предназначение. Следовательно, для снижения уровней шума в указанном здании необходима разработка комплекса шумозащитных мероприятий.

Разработка шумозащитных мероприятий

Для снижения транспортного шума в проектах предусматриваются следующие шумозащитные мероприятия [2]:

- улучшение организации движения транспорта
- ограничение движения грузового транспорта,
- устройство шумозащитных сооружений (барьеров, валов, экранов из различных материалов),
- создание полос зеленых насаждений,
- шумозащитное остекление жилых зданий,
- применение менее шумного дорожного покрытия при реконструкции автомобильных магистралей,

– использование выемок и насыпей.

Для примера, представленного в модели на рис. 4, была предложена установка шумозащитного экрана высотой 4 м. В программе SoundPLAN был произведен расчет уровней шума после установки акустического экрана.

Расчетные уровни шума после установки экрана были импортированы в программу Navisworks при помощи алгоритма, описанного выше (рис. 5).

В программе Navisworks отслежены коллизии, т.е. пересечения поверхностей уровней звука с величиной 55 дБА, рассчитанные для различных высот после установки акустического экрана, и определены жилые помещения, в которых сохраняются превышения уровней шума. Было установлено, что превышения ПДУ наблюдаются на высотах более 10 м, поэтому для жилых помещений, расположенных выше третьего этажа, рекомендовано дополнительное применение шумозащитного остекления.

Информационная модель, построенная в программе Navisworks, полезна также при разработке рабочей документации на шумозащитные экраны. В информационной модели содержится цифровая модель местности, при помощи которой можно определить точное место установки экрана таким образом, чтобы он располагался как можно ближе к источнику шума, но при этом не пересекал другие элементы обустройства автомобильной дороги, такие как опоры освещения, барьерное ограждение и т.п.

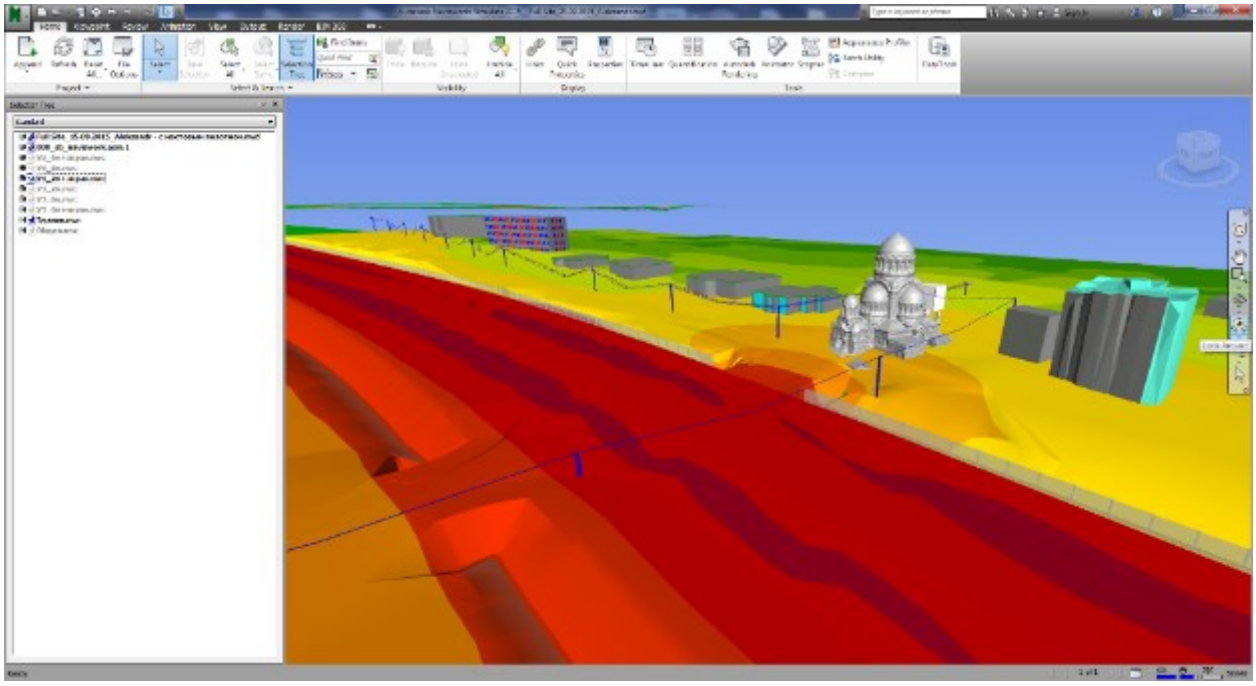


Рис. 5. Информационная модель в программе Navisworks

При помощи отслеживания коллизий в программе Navisworks можно также оценить, пересекает ли свайный фундамент экрана существующие и проектируемые сети, информация о которых является частью общей информационной модели (рис. 6).

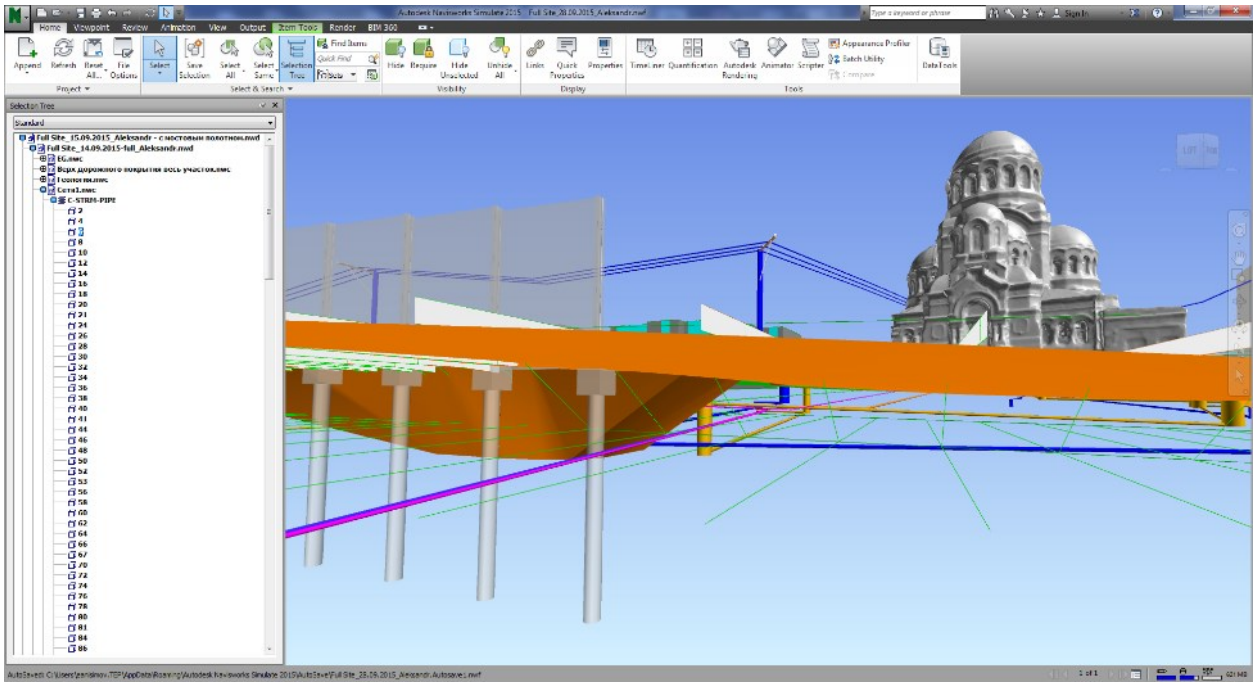


Рис. 6. Отслеживание пересечения свайного фундамента экрана с инженерными сетями

Таким образом, применение BIM технологий является эффективным средством проектирования шумозащитных мероприятий. Общая информационная модель позволяет проектировщикам учитывать результаты, полученные в ходе разработки смежных разделов, и своевременно устранять возникающие проблемы.

Выводы

Основным фактором воздействия на окружающую среду при эксплуатации автомобильных дорог является шум от движущегося транспортного потока. Проектирование мероприятий шумозащиты производится при помощи специализированных программных средств расчета.

Повышение эффективности процесса проектирования шумозащиты осуществляется за счет внедрения технологии BIM – информационного моделирования строительства. В ходе построения информационной модели осуществляется обмен данными между программами SoundPLAN, AutoCAD 3D и Navisworks. Части информационной модели, используемые в процессе проектирования шумозащиты, это рельеф местности, защищаемая застройка и поверхности равных уровней звука. В BIM модели можно отследить наличие превышений расчетных уровней шума, полученных при помощи программы SoundPLAN, в жилой застройке, модели которой разрабатываются в программе Civil 3D. Информационная модель, доступ к которой обеспечен для всех

проектировщиков, участвующих в процессе, позволяет учесть результаты, полученные в ходе разработки смежных разделов.

Технология BIM обеспечивает тесное взаимодействие при проектировании, вовлекая и интегрируя всех участников проекта создания объекта. Совместная работа проектной группы позволяет выявить потенциальные проблемы до их возникновения в процессе строительства.

Список литературы

1. Отчет о НИР по теме «Разработка рекомендаций по использованию инновационных технологий информационного моделирования на всех этапах жизненного цикла автомобильных дорог». М.: ООО «Автодор-Инжиниринг», 2014. 231 с.
2. *М.В. Буторина.* Проектирование акустических конструкций для защиты территории, прилегающей к автомобильным дорогам. Журнал «Дорожники», № 2, декабрь, 2014.
3. *М.В. Буторина, Анисимов Е.П., Тюрина Н.В., Куклин Д.А.* Применение технологий информационного моделирования (BIM) при разработке шумозащитных мероприятий для автодорог / БСТ: Бюллетень строительной техники. 2016. № 6 (982). – с. 18-21.

Решение проблемы снижения шума на железных дорогах Российской Федерации

Куклин Д.А. [1], Иванов Н.И. [1], Буторина М.В. [2]

[1]Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова
[2]ЗАО «Институт «Трансэкопроект», г. Санкт-Петербург, Россия

kda1969@mail.ru

Аннотация: Показаны масштабы воздействие шума от железнодорожного транспорта на население. Приведены принципы нормирования шума поездов в ЕС и в Российской Федерации. Проанализированы источники шума железнодорожного транспорта и процессы образования и распространения внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом. Рассмотрены методы и средства снижения шума в источнике и на пути распространения звука.

Ключевые слова: Железнодорожный транспорт, шум, источник шума, снижение шума, акустические экраны.

Актуальность проблемы и некоторые ее особенности

Железнодорожный транспорт в мире признан одним из наиболее экологически чистых видов транспорта. Так, в ***«Декларации экологических приоритетов ОАО «РЖД»*** отмечается, что доля ОАО «РЖД» в загрязнении окружающей среды РФ по сравнению с масштабами его деятельности незначительна и составляет менее 1%. Это утверждение абсолютно справедливо по отношению к любым видам загрязнения, исключая акустическое. Железнодорожный транспорт вносит заметный вклад в акустическое загрязнение окружающей среды. По данным Комиссии ЕС по железнодорожному транспорту примерно 10% населения ЕС подвергается вредному воздействию шума от железнодорожного транспорта, которое является угрозой здоровью (риск сердечно-сосудистых и нервно-психических заболеваний, снижение работоспособности и т.д.), а также является причиной беспокойства и дискомфорта.

По осторожным оценкам экспертов в нашей стране под действием повышенного шума железнодорожного транспорта находится 8-10 млн человек. Железнодорожный транспорт все чаще становится причиной жалоб населения на повышенный шум. Если рассмотреть структуру жалоб населения, железнодорожный транспорт – второй после автомобильного по их числу. Например, в Санкт-Петербурге 16% от общего их числа.

В Приложении к Постановлению Правительства г. Москвы *«О концепции снижения уровней шума и вибрации в городе Москве»* от 16.10.2007 №896-ПП отмечается: *«…в настоящее время почти на всем протяжении железнодорожных линий нарушена 100-метровая ширина зоны санитарного разрыва. Проезд железнодорожного состава обуславливает возрастание уровня шума на 10…20 дБА над фоновыми значениями шума на прилегающей жилой территории, что вызывает большое количество обращений жителей с жалобами на повышенный шум. В России не существует технических норм, ограничивающих уровень шума, создаваемый поездом. Российские поезда в среднем на 7…10 дБА более шумные, чем европейские модели»* [1].

Проблема повышенного шума железнодорожного транспорта актуальна не только для Москвы и Санкт-Петербурга, но и для многих других городов и населенных пунктов нашей страны; важность этой проблемы осознается как руководством ОАО «РЖД», так и научным сообществом и местными властями.

Заканчивая вопрос актуальности, обратим внимание на некоторые специфические свойства шума.

Во-первых, шум основных источников, например, железнодорожного транспорта, характеризуется высокими (75-85 дБА, грузовой поезд), а иногда и очень высокими (90-100 дБА и выше, сортировочная горка) уровнями.

Во-вторых, особенностью шума, затрудняющей борьбу с ним, является незначительное его снижение с увеличением расстояния (всего от 3 до 6 дБА при каждом удвоении последнего). Снижение шума до допустимых значений обеспечивается на расстояниях на порядок выше, чем для любых других физических факторов.

И в-третьих, в связи с этими факторами расходы на шумозащиту очень велики.

Нормирование шума железнодорожного транспорта

Выполненными в Европе исследованиями были установлены важные особенности воздействия железнодорожного шума на население, в отличие, например, от автодорожного:

– шум автодорожный непрерывный, а железнодорожный прерывисто регулярный, что позволяет слуховым рецепторам частично восстанавливаться от акустической нагрузки;

– шумовая нагрузка от железнодорожного транспорта распределена так, что способствует привыканию, в результате чего этот шум воспринимается легче;

– шум железнодорожного транспорта медленно возрастает и убывает, что также легче воспринимается населением;

– психологически железнодорожный шум с пониманием воспринимается жителями.

Это обстоятельство позволяет ввести в нормы шума железнодорожного транспорта так называемый «бонус», значение которого в разных странах

колеблется от 5 до 7 дБА (табл. 1). Обоснованность такого подхода подтверждается опросами населения. Например, 80% жителей Германии, проживающих вблизи железных дорог, высказываются, что они привыкли к железнодорожному шуму.

Таблица 1. **Нормы шума для железнодорожного транспорта в странах ЕС**

Страны	**Швейцария**	**Германия**	**Нидерланды**	**Франция (проект)**	**Италия**	**Австрия**
Бонус	5	5	7	5	7	5
Норма (Lэкв)*						
День	55…60	59	57	60	65	60
Ночь	45…50	49	47	55	55	50
Норма (Lмакс)**						
День	63…68	67	60	60	–	68
Ночь	53…58	57	50	55	–	58
*Lэкв – норма эквивалентного уровня звука, дБА **Lмакс – норма максимального уровня звука, дБА						

На величину «бонуса» могут быть повышены сверх нормативных значений требования к эквивалентному и максимальному уровням звука.

Этот опыт был бы полезен и в нашей стране. Напомним, что принятые в нашей стране санитарно-гигиенические нормы шума [2] не привязаны к источникам шума, который нормируется, например, для помещений жилых и общественных зданий и территории жилой застройки в зависимости от назначения помещений и времени суток.

В нормах шума в РФ, например для территорий жилой застройки, установлены предельные значения: 55 дБА – дневное время (с 07:00 до 23:00), 45 дБА – ночное время (с 23:00 до 7:00).

Источники шума железнодорожного транспорта

На примагистральных территориях и в селитебной зоне основными источниками шума в окружающей среде являются следующие:

- 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 системе колесо-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 вагонные депо);
- тяговые подстанции;
- железнодорожные мосты (при движении по ним подвижного состава).

В табл. 2 даны уровни звука некоторых источников шума.

Таблица 2. **Источники шума железнодорожного транспорта**

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, находящихся на 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 приведены в табл. 3.

Таблица 3. **Источники шума, действующие на вокзалах**

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

Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова выполнил измерения акустических характеристик, более тысячи поездов различных типов. Полученные усредненные характеристики эквивалентных уровней звука (УЗ) поездов приведены на рис. 1 и в табл. 4.

Внешний шум железнодорожного транспорта зависит в основном от его типа и скорости движения. Так, например, на скорости 80 км/ч на расстоянии 25 м от оси пути уровень шума грузового поезда составляет 87 дБА, электропоезда – 83 дБА, пассажирского поезда – 80 дБА, высокоскоростного поезда «Сапсан» – 68 дБА.

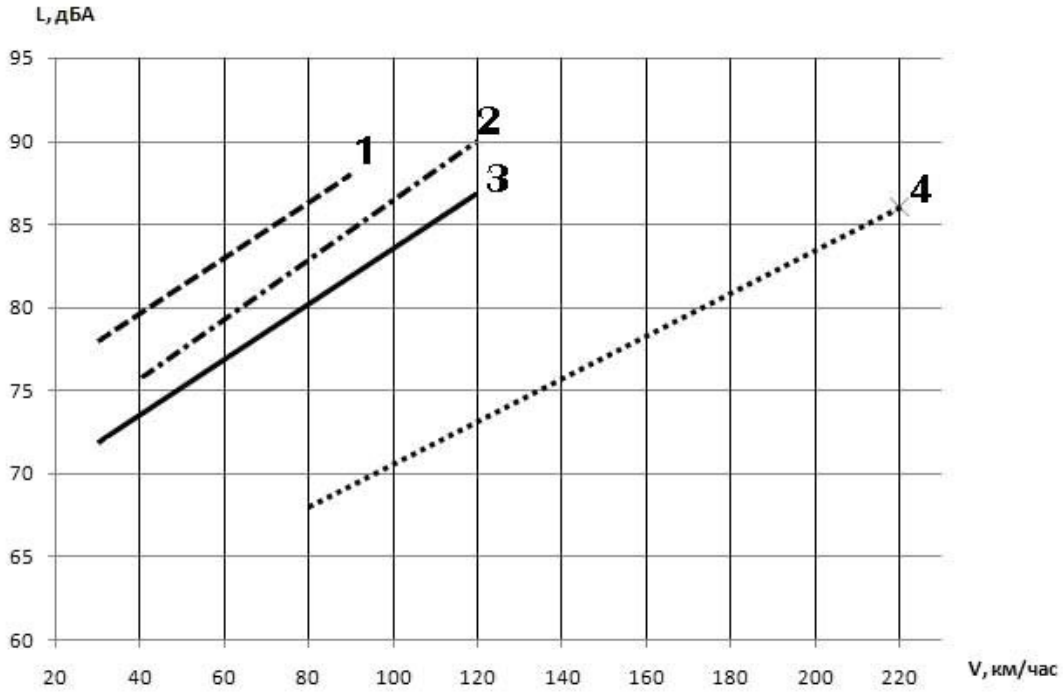


Рис. 1. Зависимость эквивалентных уровней шума различных категорий поездов от скорости
1 – грузовые; 2 – электропоезда; 3 – пассажирские; 4 – высокоскоростные

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

Результатом этой работы была разработка ГОСТ по расчетам шума поездов – ГОСТ Р 54933-2012 «Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом».

Следует отметить, что воздействие шума на жителей зависит не только от уровней звука источников, но и от числа пар поездов, расстояния до железнодорожного пути и др. Для учета временного фактора действия источников используется эквивалентный по энергии уровней звука, дБА,

который заметно меньше, чем текущее значения уровня звука. Например, высокоскоростные поезда «Сапсан» на отдельных участках Октябрьской железной дороги имеют на расстояниях 100 м эквивалентные уровни звука всего 53-55 дБА (за время движения) и не вносит заметный вклад в акустическое загрязнение. [3].

Общие методы и средства снижения шума, снижение шума в источнике его образования

Все меры и средства защиты от шума можно подразделить на снижающие шум (рис. 2):

– в источнике образования;

– на пути распространения.

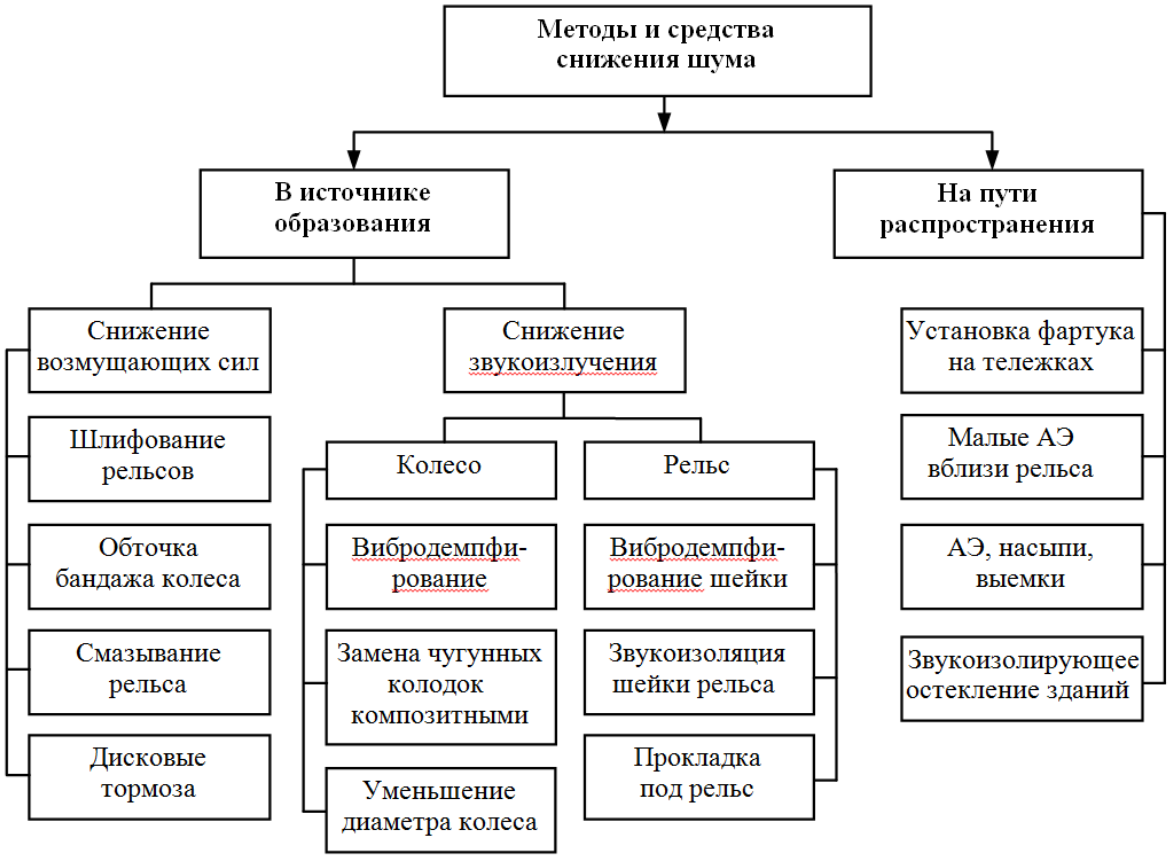


Рис. 2. Методы снижения шума в источнике возникновения и на пути распространения

В 2009-2012 гг. в Германии на основании решения Бундестага и при поддержке Федерального Правительства германскими железными дорогами была выполнена впечатляющая работа «Инновационные мероприятия по защите от шума и вибрации на железнодорожных путях». Масштабы это работы можно оценить по выделенной на ее выполнение сумме: 100 млн евро. Была исследована вся номенклатура средств шумозащиты (упругие опоры,

бесстыковый путь, акустические экраны, демпфер шейки рельсов, упругое крепление рельса, габионы, малые (низкие) экраны, шлифование рельсов) и сделаны выводы о целесообразности или нецелесообразности ее применения. БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова проанализированы полученные результаты и на Октябрьской железной дороге при поддержке ОАО «РЖД» выполнены исследования для отечественного подвижного состава. Результаты сравнительных испытаний средств снижения шума в источнике приведены в табл. 5.

Таблица 5. **Эффективность различных средств снижения шума**

№ п/п	Наименование конструкции или средства	Акустическая эффективность, дБА	Примечание
I. В источнике образования			
1	Бесстыковой путь	2	Испытания на ОЖД, ст. Дибуны
2	Обточка бандажей колесных пар	2-10	Испытания на ОЖД
3	Шлифование рельсов	2-3	Испытания на ОЖД
4	Накладка на шейку рельса	2-3	Испытания на ОЖД, ст. Дибуны
5	Прокладки под рельс	1	Испытания на ОЖД, ст. Саблино
II На пути распространения			
6	Ближнее средство звукоизоляции	8	Испытания в Финляндии ст. Тиккурила
7	Акустические экраны (высота 4-5 м)	14-16	В соответствии с ГОСТ Р 54931-2012 Испытания на ОЖД, участок СПб – Бусловская
8	Зеленые насаждения (глубиной 50-100 м)	4-5	Испытания на ОЖД, участок Любань – Мстинский мост
9	Выемки (глубиной 3-4 м)	7-8	Испытания на ОЖД, участок Любань – Мстинский мост
10	Выемки (глубиной 8-10 м)	15-17	Испытания на ОЖД, участок Любань – Мстинский мост
11	Насыпи (высотой 2-3 м)	8-10	Испытания на ОЖД, участок Любань – Мстинский мост
12	Звукоизолирующее остекление	25-30	С клапанами для проветривания Испытания на ОЖД, участок Любань – Мстинский мост

Обратим внимание на очень популярную на железных дорогах ЕС меру – замену чугунных тормозных колодок композитными. Эта мера обещает немалый эффект, но стоимость ее невероятно высока (по зарубежным данным до 3 млрд для всех железных дорог ЕС).

В то же время, эта мера дает эффект только если реализована для всего подвижного состава. Финансирование этой проблемы было принято на уровне Европарламента. На данном этапе для железных дорог нашей страны такое мероприятие, вероятно, мало осуществимо.

Акустические экраны в силу своей достаточно высокой эффективности и удобной для инфраструктуры локализации находят самое широкое применение для целей шумозащиты.

Первые акустические экраны появились на Октябрьской железной дороге менее 20 лет назад и в настоящее время их общая длина на железных дорогах РФ достигает, вероятно, более сотни километров. В странах ЕС, например, АЭ на железных дорогах начали массово устанавливаться еще в 70-х годах прошлого века и их протяженность достигает многие тысячи километров.

Неудивительно, что выполненный около 10 лет тому назад БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова анализ применения АЭ для снижения шума от железных дорог показал массу недостатков: незначительная (не более 5-10 дБА) эффективность, акустическая недолговечность (эти конструкции быстро разрушались и переставали выполнять свои функции), ремонтонепригодность. Причиной этого было отсутствие документов, регламентирующих технические требования к проектированию, монтажу, эксплуатации АЭ; все производители исходили из своих интересов и предпочтений на основании зарубежного опыта и серии выполненных исследований. БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова создал комплекс документов, включающий:

- ГОСТ Р 54931-2012 «Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Технические требования»;
- ГОСТ Р 54932-2012 «Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Методы контроля»;
- СТО РЖД 1.07.007-2010 «Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Правила приемки, ввода в эксплуатацию и обслуживания в процессе жизненного цикла».

Результаты сравнительных испытаний «старых» и «новых» АЭ, установленных на Октябрьской железной дороге приведены в табл. 6. Нетрудно видеть, что увеличение акустической эффективности АЭ не менее чем в 1,5-2 раза (до 14-16 дБА).

Таблица 6. **Сравнительные эффективности АЭ на Октябрьской железной дороге до и после введения нормативных документов**

Место установки (станция)	**Материал**	**Акустическая эффективность, дБА**
До введения нормативных документов		
Чудово	Бетон	10
Чудово	Металл	8
Малая Вишера	Металл	7
После введения нормативных документов		
Сосново	Металл	15
Дибуны	Металл	14

Место установки (станция)	**Материал**	**Акустическая эффективность, дБА**
Колосково	Металл	16

АЭ на сети железных дорог в основном металлические или комбинированные (экран из металлических панелей с прозрачными вставками из акрилового стекла). Почти не применяются габионы, экраны из щепобетона и других перспективных материалов.

В последние годы на железных дорогах Германии, Финляндии, Англии и других стран находят применение малые АЭ. Идея такого экрана заключается в максимальном приближении его к источнику шума (чем ближе к источнику шума, тем выше эффективность АЭ) на расстоянии в пределах габаритов приближения строений. Высота такого сооружения не превышает 0,8-1,0 м и конструкция его проста, а расходы на такой экран в несколько раз меньше. Вид такого АЭ, установленного на концах шпал и высотой 0,8 м приведен на рис. 3.

Рис. 3. Малый акустический экран на железной дороге Финляндии

Показанный на рис. 3 АЭ был испытан на железных дорогах Финляндии и показал эффективность свыше 10 дБА при прохождении поезда на I пути и до 8 дБА по II пути. Такой большой эффект АЭ объясняется особенностью подвижного состава, а именно наличием фартуков (экранов на тележках вагонов, закрывающих их более чем на половину). Установленный на ст. Мга опытный экран (рис. 4) показал снижение шума на более чем 4-5 дБА. Это обстоятельство необходимо учесть при проектировании малых АЭ в отечественных условиях.

Рис. 4. Малый акустический экран на ст. Мга, Октябрьской железной дороги

Организационно-технические меры борьбы с шумом

На повышенный шум железных дорог (зачастую вместе с вибрацией) от населения поступает все большее количество жалоб. По данным Департамента охраны труда, промышленной безопасности и экологического контроля ОАО «РЖД» за 9 месяцев 2016 г. общее число жалоб на неблагоприятные физические и химические факторы составило 1363, в том числе на повышенный шум 227. При этом следует отметить, что возрастает число исков на железные дороги в судебные органы, которые, как правило, суд удовлетворяет. Общие потери ОАО «РЖД» выливаются во многие миллионы рублей.

Все жалобы от жителей можно разделить на 2 большие группы:

- от граждан, проживающих вблизи железных дорог в исторически-сложившейся жилой застройке (назовем так застройку, которая возникла в прошлых столетиях до 2000 г.);
- жалобы от жителей, поселившихся во вновь возведенных жилых домах.

В первом случае жилье возводилось когда понятия зоны санитарного разрыва от протяженных объектов, в частности от линий железных дорог, не было установлено. Эта проблема имеет «цивилизационный» характер и относится ко многим источникам шума: авиация, автомобильный и железнодорожный транспорт и пр. Взаимоотношения между акустическими загрязнителями и населением регулируются в рамках международного и национальных законодательств. Во многих странах приняты «Законы о шуме», регулирующие эти взаимоотношения.

Что касается второй группы жалоб, то их происхождение весьма специфично. Жилье возводится в зоне санитарного разрыва железной дороги недобросовестными предпринимателями. Это стало возможно из-за пробелов в законодательстве. Понятие зона санитарного разрыва (ЗСР) дано в СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 «Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов. Санитарно-

эпидемиологические правила и нормативы» (новая редакция с изменениями на 25 апреля 2014 г.), но не сказано, что в ЗСР не должна располагаться жилая застройка, т.е. статус ЗСР не определен.

Более того, на санитарный разрыв санитарно-эпидемиологическое заключение не выдается. Большое количество нарушений режима использования земельных участков в ЗСР связано также с отсутствием информации об этих зонах в государственном кадастре недвижимости, в результате чего органы местного самоуправления не обладают информацией о наличии зон с особыми условиями использования территории и выдают разрешение на строительство на данной территории, отсутствует механизм регулирования финансовых взаимоотношений между собственниками линейных объектов и собственниками земельных участков. В зарубежной практике такие механизмы прописаны, например, в Швейцарском акте защиты от шума. В случае строительства в зоне санитарного разрыва расходы по ее сокращению несут организация или лицо, осуществляющее строительство.

С аналогичной проблемой столкнулись отечественные аэропорты и выход был найден в создании их карт шума, определении санитарно-защитной зоны и зоны сан разрыва. При их утверждении аэропорт заявлял территории, запрещенные к застройке жилыми зданиями.

БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова имеет большой опыт разработки карт шума для Горьковской и Октябрьской железных дорог. На основании этого опыта БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова разработал ГОСТ Р 56394-2015 «Шум. Карты шума оперативные для железнодорожного транспорта. Общие требования и методы составления» и «Положение о разработке, утверждении и применении карт шума территорий, прилегающих к объектам инфраструктуры железнодорожного транспорта», применение которых должно обеспечивать защиту от неправомерных исков о компенсации ущерба от повышенного шума. Хотя этот механизм пока не применен на практике, другие пути защиты интересов компании представляются дискуссионными. Альтернативой мог бы служить Федеральный закон, закрывающий пробел в законодательстве, но более чем 10-летние попытки его разработки в Государственной Думе, пока не привели к появлению хотя бы приемлемого проекта и сроки появления этого актуального документа весьма неопределенны. Другой путь – внесение поправок в уполномоченный СанПиН, Градостроительный кодекс РФ, но в любом случае механизм объявления зоны санитарного разрыва – это создание карт шума. Пример карты показан на рис. 5.

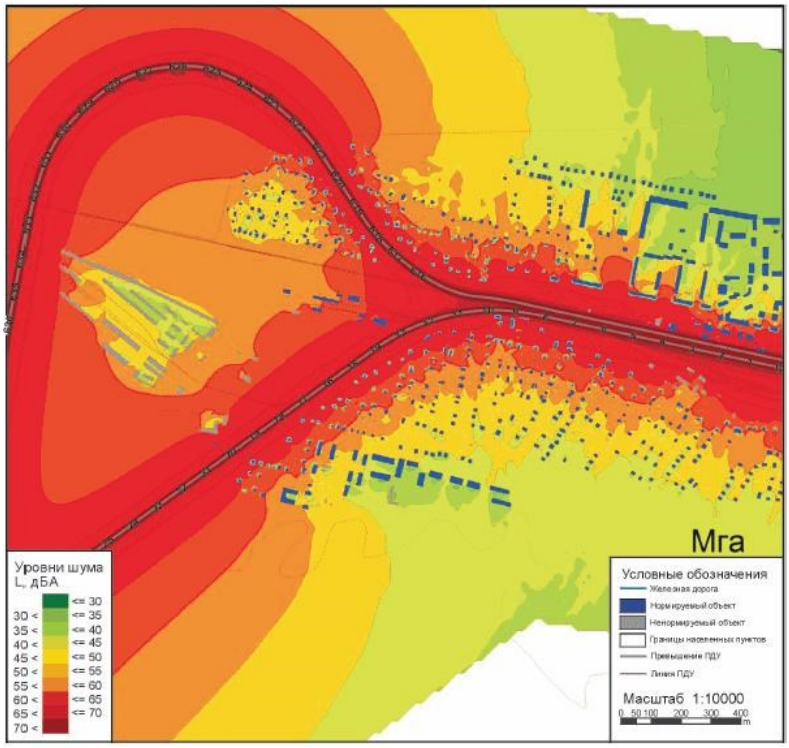


Рис. 5. Карта шума железной дороги (ст. Мга, Октябрьской железной дороги)

Опыт ЕС по снижению шума на железных дорогах

В ЕС уделяется большое внимание борьбе с шумом, в т.ч. железнодорожным. Общественность Европы активно протестует против железнодорожного шума и требует от политиков помощи. Борьба с шумом связана с серьезными затратами. Только на установку шумозащитных экранов вдоль железных дорог ЕС ежегодно тратится до 200 млн евро.

Проблема защиты от шума поставлена в ЕС на государственный уровень. Во всех странах еще в 70-х годах XX века были приняты законы о шуме. В 2002 г. была принята Директива Европейского парламента 2002/49/ЕС по вопросам снижения шума, согласно которой предусматривается разработка карт шума городов, автомобильных, железных дорог и пр., а также разработка планов действий по уменьшению шума, в т.ч. для главных железнодорожных направлений.

В 2008 г. был опубликован Доклад Комиссии ЕС «Шумозащитные мероприятия при существующем парке железнодорожного транспорта». Комиссия отмечает, что шумозащитные экраны являются абсолютно действенным элементом программы защиты от шума. Наряду с этим, усилия должны быть направлены на основную причину шума – взаимодействие колеса с рельсом (шум качения). Были приняты технические нормы шума для подвижного состава, в т.ч. грузовых вагонов. Принято решение о модернизации парка грузовых вагонов в части установки малошумных тормозов (замена чугунных тормозных колодок композитными). Всего должно быть модернизировано 370 тыс. вагонов к 2025 г., общая стоимость модернизации

около 3 млрд евро. Это должно уменьшить вредное воздействие шума на 16 млн человек, проживающих в ЕС. При этом надо понимать (рис. 16), что эффект, например, 4 дБА, будет достигнут только при модернизации 80 % грузового парка, а 8 дБА – 100 % (при 50 % только 1 дБА). Источник финансирования – комбинация тарифных сборов, зависящих от уровня шума вагона. Комиссия определила другие меры снижения шума:

- шлифование рельсов;
- обработка поверхности качения колеса;
- экраны (фартуки) в районе тележек;
- покрытие рельсов смазкой;
- укладка малошумного пути.

В совокупности эти и некоторые другие меры обеспечивают эффект шумоглушения на 15-20 дБ в средне- и высокочастотном диапазонах.

Тем не менее эта проблема в ЕС не решена до конца, что можно видеть из приводимой в табл. 7 ведомости, где показана общая протяженность железных дорог в различных странах и длина железных дорог, требующих снижение шума (примерно до 10% от общей длины, около 10 тыс. км).

Таблица 7. **Длина железнодорожных линий и длина железных дорог ЕС, требующих снижения шума**

Страна, железная дорога	**Общая протяженность железных дорог, км**	**Протяженность железных дорог, требующих снижения шума, км**
OB, Германия	38450	4121
FS, Италия	16031	1557
NS, Нидерланды	3000	600
OsBB, Автрия	5627	480
SBB, Швейцария	2939	576
SNCB, Бельгия	3422	330
SNCF, Франция	31821	3310
Итого:	101290	10974

Заключение

ОАО «РЖД», научными организациями проведена немалая работа для решения проблемы, особенно в части разработки НТД. Ниже приведен перечень НТД, разработанной БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова:

- 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 54932-2012 Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Методы контроля;
- СТО РЖД 1.07.007-2010 «Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Правила приемки, ввода в эксплуатацию и обслуживания в процессе жизненного цикла»;
- ГОСТ Р 56394-2015 «Шум. Карты шума оперативные для железнодорожного транспорта»;
- «Положение о разработке, утверждении и применении карт шума территорий, прилегающих к объектам инфраструктуры железнодорожного транспорта»;

«Альбом технических решений для проектирования комплекса шумозащитных мероприятий для РЖД.

В то же время нерешенными остаются вопросы:

разработка технических требований по шуму к подвижному составу;

- разработка НТД по методам измерений и расчетов вибрации в ОС от подвижного состава и мерам виброзащиты;
- разработка НТД по снижению шума и вибрации на рабочих местах предприятий ОАО «РЖД» (локомотивные и вагонные депо, ремонтные мастерские и др.);
- обучение проектировщиков в части основ инженерной акустики и пользования НТД по шуму железнодорожного транспорта.

Список литературы

1. О концепции снижения уровней шума и вибрации в городе Москве: Постановление Правительства Москвы от 16 октября 2007 г. № 896-ПП // Вестник Мэра и Правительства Москвы. – 2007. – № 65. – С. 4-29.
2. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. Санитарные нормы: СН 2.2.4/2.1.8.562-96. – М.: Инф.-изд. центр Минздрава России, 1997. – 18 с.
3. *Н.И. Иванов, Д.А. Куклин, П.В. Матвеев, М.В Буторина* // Снижение шума железнодорожного транспорта / Приложение к журналу «Безопасность жизнедеятельности». – М: Новые технологии, 2012. – №12. –23 с.
4. *Н.И. Иванов.* / Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник– 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Логос, 2013. – 432 с.

Опыт обеспечения персонифицированной акустической защиты авиационных специалистов

Солдатов С.К., Богомолов А.В., Рыженков С.П., Кукушкин Ю.А., Чистов С.А.
Научно-исследовательский испытательный центр авиационно-космической медицины и военной эргономики ЦНИИ ВВС Минобороны России

soldatov2304@yandex.ru

Аннотация: в работе показано, что современные инновационные материалы и технологии позволяют проводить научно обоснованный выбор перспективных средств защиты акустической защиты авиационного персонала. Обоснована необходимость учета психофизиологических особенностей человека при создании и испытании средств защиты. В исследованиях с участием авиационных специалистов доказана стресс-протективная функция средств защиты от шума. Обсуждаются вопросы перспективных направлений исследований в области шумозащиты. Одно из них – создание регистра лиц (летного и технического состава), работающих в акустически неблагоприятных условиях, как основы для управления профессиональными рисками.

Ключевые слова: авиационный шум, персонифицированная акустическая защита, наушники, шумозащитный шлем.

Персонифицированная акустическая защита - сравнительно новое направление в авиационной медицине, подразумевающее использование методов направленной акустической защиты (шум – кластер защиты – авиационный специалист). Иными словами, это целевая эффективная индивидуальная защита, основанная на управлении профессиональными рисками по результатам научных исследований в области анализа фактической стажевой акустической нагрузки, динамики психофизиологической работоспособности и состояния здоровья авиационных специалистов.

В нашей стране в отношении наземных авиационных специалистов, находящихся в наиболее неблагоприятных средовых условиях, вопросы акустической защиты систематически прорабатывались. Большой вклад в развитие этого направления внесли ученые Института авиационной и космической медицины ВВС Юганов Е.М., Борщевский И.Э., Лапаев Э.В., Крылов Ю.В., Кузнецов В.С., Воробьев О.А., Скребнев С.В. и другие. В 60-х годах прошлого столетия были обоснованы и разработаны медико-технические требования, изготовлены образцы средств защиты от шума (ШЗО-1, ШШЗ-65С, ШШЗ-78 и др.), проведены их испытания с оценкой эффективности. Тем не менее, в силу ряда причин средства индивидуальной защиты (СИЗ) на снабжение так и не были приняты. Данное обстоятельство явилось одним из побудительных моментов для продолжения исследований в области

персонифицированной акустической защиты с целью уменьшения негативного воздействия шума на авиационно-технический персонал (АТП).

Актуальность проблемы подчеркивается тем, что аналогичные работы по совершенствованию и поддержанию необходимого уровня защиты постоянно ведутся в США [1,2].

Реальная оценка условий труда АТП по акустическому фактору показала, что уровень звука во всех октавных полосах у всех типов самолетов превышает предельно-допустимые уровни (85 дБА для военной авиации). У бомбардировщиков максимум спектральной плотности звукового давления находился в октавных полосах 2-4 кГц, у истребителей – 0,5-4 кГц, у вертолетов и транспортных самолетов – 250 Гц-4 кГц, у самолетов дальней авиации – 31,5-63 Гц.

Эквивалентный уровень шума, исходя из реальной профессиограммы АТП, изменялся от 109 до 123 дБА, что также значительно выше установленных нормативов. Пиковые значения уровня звука у Ту-160 на газовочной площадке и на предстартовой позиции достигали 144 дБ, максимальные – 135 дБ.

В ходе экспериментально-теоретических исследований, выполненных по заданию Минобороны России в 2010-2012 гг. сотрудниками НИИЦ (АКМ и ВЭ) и НПО «Динафорс» с участием специалистов ФМБЦ им. А.И. Бурназяна, были созданы принципиально новые средства индивидуальной защиты от авиационного шума. Используя инновационные подходы, удалось осуществить подбор сочетания конструкции чашки наушника и шлема, характеристик наполнителя и амбишюра (амортизатора), что в совокупности позволило выйти на защитные характеристики изделий, не уступающие зарубежным аналогам.

Методом обоснованного выбора в состав шумозащитного наполнителя чашек наушников были включены пенотерм НПП ЛЭ (вибродемпфирующий материал с закрыто-пористой ячеистой структурой) и виброфильтр ВФ-100 (многослойная конструкция, состоящая из алюминиевой фольги и липкого полимерного слоя) [3]. При изготовлении мягкого шумозащитного шлема было отдано предпочтение пакету материалов, состоящему из 3-х слоев поролона (пенополиуретана) и натурального меха.

В натурных исследованиях на аэродроме было убедительно показано, что у АТП, использующего средства защиты (наушники и шлем шумозащитные), к концу летной смены не происходило снижения порогов слуха на частотах 500 – 8000 Гц [4]. Следовательно, можно с уверенностью утверждать, что использование образцов наушников и шлемов снижает акустическую нагрузку на слуховой анализатор, а, значит, предотвращает развитие профессионального заболевания органа слуха – сенсоневральной тугоухости.

В ходе испытаний была оценена вариабельность сердечного ритма и показано, что средства индивидуальной защиты, помимо основной функции, играют большое значение в профилактике стресс-индуцированных расстройств. Значения среднегоквадратического

отклонения кардиоинтервалов (SDNN), вариационного размаха (MxDMn) и коэффициента вариации (CV) после летной смены по сравнению с фоновыми значениями в контрольной группе (без СИЗ) уменьшались, а в опытной (с СИЗ) практически не изменялись. Это свидетельствует о том, что у АТП, не использовавших СИЗ с адекватным шумовой нагрузке уровнем шумоподавления, усиливается симпатическая регуляция сердечного ритма [5].

Кроме того, в контрольной группе установлено статистически достоверное увеличение индекса напряжения (SI). Этот показатель является одним из индексов Р.М. Баевского, разработанным для определения степени адаптации сердечно-сосудистой системы к случайным или постоянно действующим агрессивным факторам и оценки адекватности процессов регуляции. Неизменность этого показателя в опытной группе отражает стресс-протективные свойства созданных СИЗ (шумозащитных шлемов) [6].

Проведенные испытания образцов противошумных наушников и щлемов из состава СИЗ в условиях выполнения АТП повседневной военно-профессиональной деятельности показали, что они способны защищать не только орган слуха от неблагоприятного воздействия интенсивного авиационного шума, но и организм в целом, предотвращая развитие экстраауральных расстройств.

В ходе работы была создана автоматизированная система эргономической экспертизы СИЗ от шума, состоящая из 3-х блоков (психофизиологический статус персонала, эксплуатационные и физиолого-гигиенические характеристики изделия) и позволяющая проводить интегральную оценку создаваемых средств, отслеживать динамику показателей качества изделий по результатам испытаний [7,8].

Итогом работы явилось принятие комплектов СИЗ от авиационного шума на снабжение ВС РФ (Приказ МО РФ №202 от 22 апреля 2015 г.).

Известно, что при совпадении частоты шума и частоты колебаний внутренних органов возникают резонансные явления, обусловливающие возникновение болевых ощущений из-за акустической вибрации. Поэтому для защиты от воздействия шумов с высоким (более 120 дБ) УЗД применяют жесткие шлемы и противошумные пояса, жилеты, костюмы, закрывающие голову и тело человека [9].

Опыт последних операций, показывает, что стратегические авиационные комплексы (дальняя авиация) и средства морского базирования (морская авиация ВМФ) имеют существенные преимущества перед другими средствами доставки – мобильность и независимость. Их можно быстро перебросить в тот регион, в котором нарастает угроза национальным интересам, тем самым обеспечить демонстрацию силы, проецируя ее столько времени, сколько необходимо в конкретных условиях [10]. Поэтому важно создать акустически благоприятные условия для АТП, принимающего участие в таких полетах.

Лабораторные и аэродромные исследования, проведенные в ГЛИЦ им.В.П.Чкалова, позволили сформировать перечень изделий, рекомендуемых

для включения в состав индивидуального виброзащитного комплекта для АТП, работающего в условиях высокоинтенсивного авиационного шума. В него должны входить шлем виброзащитный упругий и жилет виброзащитный.

Результаты проведенного анализа акустической эффективности виброзащитных шлемов по измерениям в подшлемном пространстве показали, что в целом за счет создания упругой каски удалось повысить эффективность шлемов более чем на 10 дБ в сравнении с мягким шлемом при улучшении характеристик поглощения в подзаглушечном пространстве на 5 дБ. Каска была изготовлена методом контактного послойного формования из стекловолокна с эпоксидным связующим, что обусловило хорошие характеристики звукопоглощения.

В качестве основного материала для виброжилета, обладающего хорошими эксплуатационными и защитными характеристиками (акустическое ослабление до 25 дБ на частоте 8 кГц), предлагается избрать многослойный дискретно-тканевой пакет, состоящий из наружной технической ткани, нетканного материала (80 % ПЭТФ волокно+20 % оксиПАН), слоя пеносевелена в 5 мм и внутренней ткани «Защита».

Кроме того, с учетом наблюдений последних лет, комплект необходимо в перспективе дооснастить следующими системами:

- системой противоударной (для каски);
- системой обеспечения плавучести (для жилета);
- системой коммуникативной для осуществления речевой связи и обмена данными между расчетами личного состава;
- системой интеллектуальной поддержки принятия решений при получении специальной информации об оперативно-тактической обстановке на аэродроме (палубе) путем трансляции образа на сетчатку глаза.

Совершенно очевидно, что с усилением реальной опасности возрастает роль «человеческого фактора», ошибок, обусловленных не учетом психофизиологии человека при создании средств акустической защиты, ошибок, провоцируемых психическими состояниями, негативной антиципацией, страхом, неуверенностью, переутомлением [11]. В этих условиях средства защиты от шума приобретают особые свойства «полифункциональности», что дает основание отнести их к принципиально новому кластеру персонифицированной защиты (физической и психологической).

Важным направлением в акустической защите является применение устройств и сооружений, позволяющих снизить уровень уже имеющегося шума, с тем, чтобы на человека действовало меньшее количество звуковой энергии.

НТЦ «Качество» (г. Москва) предложил защитные аэродромные модули по типу контейнеров (сборно-разборные сооружения - СРС), обеспечивающие

комфортные акустические и социально-бытовые условия для АТП в периодах между вылетами летательных аппаратов [12,13].

При создании СРС для АТП были использованы следующие инновационные подходы: монтаж на поверхность внутреннего металлического профиля панелей стекло-магниевых листов, за счет чего звукоизоляция СРС на высоких частотах повышается до 44 дБ; применение напыляемых акустических покрытий типа Sonaspray на поверхность внешней (внутренней) обшивки изделия, что увеличивало защитные свойства еще на 5 дБ; монтаж подвесных звукопоглощающих потолков на основе жестких перфорированных плит типа ППГЗ, в том числе в комбинации со слоем звукопоглощающей минеральной ваты типа «ШУМАНЕТ-БМ».

В системе гражданского здравоохранения в последние годы активно проводятся работы по созданию регистра лиц с профессиональными заболеваниями [14]. Вне всякого сомнения, такая же система должна быть создана в авиационной клинической медицине. Это дает возможность вести персонифицированный клинико-дозиметрический учет на протяжении всей профессиональной деятельности и представлять в последующем (после увольнения из рядов ВС) необходимые данные в центры профессиональной патологии для установления причинной связи заболевания (тугоухости) с воздействием авиационного шума.

Большое значение в акустике всегда отводилось модельным исследованиям. В НИИЦ (АКМ и ВЭ) специально для этих целей создан экспериментальный стенд «Имитация», предназначенный для генерации шума и моделирования деятельности летного состава, оценки его психофизиологической напряженности и качества выполнения отдельных задач по пилотированию АК в условиях воздействия акустического фактора, а также выявления клинически значимых отклонений в состоянии здоровья испытуемых.

Исходя из вышеизложенного, нам представляется, что наиболее перспективными являются следующие направления в области персонифицированной акустической защиты в авиации:

1. Разработка и внедрение в практику универсального многофункционального шумозащитного изделия с использованием эффективных поглощающих материалов и инновационных технологий «двойной» (наушники +вкладыши по типу «Беруши») и «тройной» (наушники + вкладыши + активное шумоподавление) защиты, быстро адаптируемого под различные цели и задачи с учетом особенностей профессиональной деятельности авиационных специалистов.
2. Применение эффективных средств активного гашения звука в имеющихся пассивных СИЗ с целью повышения эффективности защиты в области низких частот. Улучшение эргономических характеристик авиационных гарнитур, шлемофонов, наушников.
3. Разработка эффективных, эргономически оптимизированных

модульных конструкций для защиты от авиационного шума, дифференцированных исходя из специфики задач, решаемых АТП при обслуживании авиационных комплексов различного назначения.

4. Создание регистра лиц (летного и технического персонала), работающих в акустически неблагоприятных условиях, как основы для управления профессиональными рисками.

Список литературы

1. Augustine S. Sound Attenuation Performance of Fiber-reinforced Polymer Composite Circumaural Hearing Protection Devices. 2015. Graduate Theses and Dissertations:URL: http://scholarcommons.usf.edu/etd/5639.html (дата обращения 23.01.2017).
2. *McKinley R., Bjorn V., Hall J.* Improved Hearing Protection for Aviation Personal. 2005. In New Directions for Improving Audio Effectiveness (pp. 13-1 – 13-12). Meeting Proceedings RTO-MP-HFM-123, Paper 13. Neuilly-sur-Seine, France: RTO Available from: URL:http://www.rto.nato.int/abstracts.aps. html (дата обращения 12.01.2017).
3. Патент на полезную модель № 118189 Рос. Федерация. Шумозащитные наушники / Аверьянов А.А., Россельс А.В., Твердохлеб В.А., Солдатов С.К., Драган С.П., Богомолов А.В., Зинкин В.Н., Поляков Н.М. - №2012111726/14; заяв. 28.03. 2012; зарегистрировано – опубл. 20.07.2012; Бюл. №20. Патентообладатель: Закрытое акционерное общество «Научно-производственное объединение «Динафорс» (ЗАО «НПО «Динафорс») (RU).
4. *Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М., Солдатов С.К., Богомолов А.В.* Медико-биологическая оценка эффективности средств индивидуальной защиты от шума // Медицина труда и промышленная экология. – 2011, № 4. - С. 31-36.
5. *Григорьев А.М., Баевский Р.М.* Концепция здоровья и космическая медицина – М.:Слово, 2007. – 208 с.
6. *Чистов С.Д., Солдатов С.К., Зинкин В.Н., Поляков Н.М.* Состояние функции и вегетатиные реакции у технического персонала аэродрома при использовании индивидуальных противошумов // Вестник оториноларингологии. – 2013, № 4. - С. 35-39.
7. Программа для ЭВМ №2013661050 РФ. Автоматизированная система эргономической экспертизы противошумных вкладышей / Скуратовский Н.И., Кукушкин Ю.А.,Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Зарецкий А.П.- №2013619128. заяв. 09.10.2013; опубл. 20.12.2013; Бюл. «Программы для ЭВМ. Базы данных. Топология интегральных микросхем», №4 от 20.12.2013. – эл.носитель.
8. Программа для ЭВМ №2013661051 РФ. Автоматизированная система эргономической экспертизы противошумовых наушников / Скуратовский Н.И., Богомолов А.В., Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Алехин М.Д. - №2013619125. заяв. 09.10.2013; опубл. 20.12.2013; Бюл. «Программы для ЭВМ. Базы данных. Топология интегральных микросхем», №4 от 20.12.2013. – эл.носитель.
9. *Солдатов С.К., Чуманов Ю.А., Харитонов В.В., Абрамов С.П.* Средства индивидуальной защиты инженерно-технического состава, обеспечивающего полеты, от авиационного шума и воздушной вибрации // Проблемы безопасности полетов. – 2013, № 4. - С. 39-46.
10. *Тебин П., Ермаков А.* Суперавианосцы в современной военно-морской стратегии США. Военное обозрение: URL: http://topwar.ru/25651-superavianoscy-v-sovremennoy-voenno-morskoy-strategii-ssha.html (дата обращения: 22.01.2017).

11. *Кемпински А.* Страх: URL:http://profilib.com.chtenie.132704. ekstremalnykh. html (дата обращения 27.12.2016).
12. *Солдатов С.К., Богомолов А.В., Зинкин В.Н., Аверьянов А.А., Россельс А.В., Пацкин Г.А., Соколов Б.А.* Средства и методы защиты от авиационного шума: состояние и перспективы развития // Авиакосмическая и экологическая медицина. - 2011. - Т. 45, № 5. - С. 3-11.
13. *Солдатов С.К., Драган С.П., Харитонов В.В., Васин И.В., Дроздов С.В.* Характеристика акустической эффективности перспективных средств коллективной защиты инженерно-технического состава от авиационного шума // Проблемы безопасности полетов. –М., - 2014. - № 11. – С. 3-10.
14. *Степанян И.В.* Научно-методические основы и биоинформационные технологии управления профессиональными рисками в медицине труда: автореф. дисс. … доктора биол. наук: 14.02.04 – М., 2012. – 47 с.

Проблемы снижения шума от энергетического оборудования

Тупов В.Б.
ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»

Tupovvb@mpei.ru

Аннотация: Рассмотрены проблемы снижения шума от энергетического оборудования, которые актуальны не только собственно для большой и малой энергетики, но и энергетических объектов в металлургической, химической, строительной и других отраслях промышленности. Рассмотрены оригинальные разработки НИУ «МЭИ» по снижению шума как от отдельного энергетического оборудования, так и совокупности источников. Приводятся примеры снижения шума от таких источников шума, как паровые выбросы, тягодутьевые машины, градирни и др. Даны результаты испытаний глушителей. Показана важность комплексного снижения шума.

Ключевые слова: шум, математическое моделирование**,** энергетическое оборудование**,** глушитель, акустический экран**.**

Проблемы снижения шума от энергетического оборудования являются особенно актуальными, если это оборудование находятся рядом с жилыми районами. Законы «Об охране атмосферного воздуха» и «Об охране окружающей природной среды» обязывают осуществления мероприятий по снижению от источников шума до санитарных норм, которые устанавливаются СН 2.2.4/2.1.8.562-96 для рабочих мест и территории жилой застройки (селитебной территории). Снижение шума от энергетического оборудования актуально не только собственно для большой и малой энергетики, но и энергетических объектов в металлургической, химической, строительной и других отраслей промышленности.

Известно, что превышение допустимых норм от постоянно работающего энергетического оборудования может достигать для территорий жилых зон 20-30 дБ, а от временных источников — 35-45 дБ [1, 2]. Вопросам снижения шума от энергетических объектов посвящено большое количество работ [1-4]. Далее приведем наиболее интересные оригинальные результаты, полученные НОЦ «Снижение шума энергетического оборудования» Национального исследовательского университета МЭИ в 2015-2016 гг. посвященные:

- изучению образования шума при сбросе пара различных параметров и уточнения методик расчета уровней звукового давления на расстоянии от них;
- разработке новых высокоэффективных глушителей для тягодутьевых машин и ГТУ;
- использование экранов для снижения шума от энергетического

оборудования.

Материалы научных исследований были опубликованы в [5-6, 9, 17-23], получены патенты на полезные модели [13-15] и докладывались на конференциях [7-8,10-12,16].

Наиболее интересные теоретические результаты получены при изучении образования шума при сбросе пара различных параметров и уточнения методик расчета уровней звукового давления на расстоянии от них [5-8]. Для описания процессов, происходящих в паровой струе, необходимо использовать нестационарный режим, позволяющий рассмотреть развитие когерентных структур, отвечающих за образование шума.

Возможным методом расчета паровой струи при различных режимах является метод Large Eddy Simulation, который используется при моделировании в программе Ansys Fluent.

Механизмы образования и излучения шума паровой струей зависят от ее параметров на срезе выхлопного трубопровода и существенно отличаются для различных режимов истечения: дозвукового, трансзвукового и сверхзвукового.

Авторами моделировалась затопленная паровая струя, истекающая из трубопровода с внутренним диаметром d=0.257 м, температурой пара на срезе – $t_к$=505°С с различными степенями нерасчётности $n=p_к/p_a$, где $p_к$, p_a – соответственно давления на срезе канала и атмосферное (рис.1). Расход выбирался соответствующим трем режимам истечения – дозвуковому, трансзвуковому и сверхзвуковому. Полученные результаты моделирования рассмотрены ниже. Общий уровень звуковой мощности паровой струи складывается из шума, образующегося за счёт дросселирования в регулирующем (предохранительном) клапане, и шума самой паровой струи. В зависимости от режима истечения, один из двух механизмов шумообразования может становиться доминирующим.

При дозвуковом режиме (числе Маха M меньше 1 и n около 1) смешение с атмосферой расширенной паровой струи (рис.1, *а*) начинается сразу после выхода пара из трубопровода. В основном, общий уровень звуковой мощности паровой струи складывается из шума, образующегося за счёт дросселирования в регулирующем (предохранительном) клапане, и частично шума самой паровой струи. Часто, шумом паровой струи можно пренебречь. При расчетах за акустический центр излучения паровой струи можно принять срез трубы.

При трансзвуковом режиме (при степени нерасчётности n около 1 и M около 1) формируется начальный участок струи от среза трубы, когда смешение с атмосферой и, соответственно, генерация шума отсутствует (рис.1, *б*). Общий уровень звуковой мощности паровой струи складывается из шума, образующегося как за счёт дросселирования в регулирующем (предохранительном) клапане, так и шума самой струи. Акустический центр излучения при трансзвуковом режиме находится выше среза трубы.

При сверхзвуковом режиме (при степени нерасчётности n больше 1), паровая струя становится недорасширенной, образуются скачки уплотнения, в

которых имеют место значительные потери давления. Образование когерентных структур начинается за диском Маха, на некотором расстоянии от него (рис.1, *в*). Общий уровень звуковой мощности паровой струи складывается, в основном, из шума самой паровой струи. Шумом образующемся за счёт дросселирования в регулирующем (предохранительном) клапане можно пренебречь. Акустический центр излучения при сверхзвуковом режиме находится выше среза трубы.

Данные математического моделирования можно использовать для локализации акустического центра паровой струи, знание местоположения которого необходимо для проведения акустических расчетов [6]. В большинстве случаев выброса пара на объектах энергетики акустический центр не совпадает со срезом выхлопного трубопровода.

Полученные данные были учтены при разработке паровых глушителей. Результаты испытаний этих новых глушителей представлены в [3, 9].

Другим важным направлением являлось снижение шума от тягодутьевых машин, шум от которых излучается через газовые и воздушные тракты в окружающую среду. Для снижения шума от них широко используются многоступенчатые пластинчатые глушители [1-2].

Было использовано несколько новых подходов, позволяющих существенно улучшить технические и экономические характеристики многоступенчатых пластинчатых глушителей.

Это касается прежде всего разработки рекомендаций по определению длины каждой из ступеней пластинчатого глушителя, которые обеспечивали бы минимальные затраты на производство глушителя. Нами использован метод определения длин ступеней глушителя с разной толщиной пластин из условия минимума дисконтированных затрат при обеспечении необходимой акустической эффективности и заданного аэродинамического сопротивления глушителя [10-15].

Кроме этого разработаны рекомендации по месту установки ступеней пластинчатого глушителя для обеспечения их минимального аэродинамического сопротивления, что особенно важно в случае сложных энергетических газовоздухопроводов с поворотами. Было определено место установки в сложных газовых трактах ступеней глушителя по результатам математического моделирования из условия их минимального аэродинамического сопротивления [16]. На основе проведенных исследований были получены патенты на полезные модели [17-19]. Например, минимальный коэффициент аэродинамического сопротивления участка с глушителем и прямым поворотом находится при размещении: глушителя после поворота на расстоянии $l=(0,1—1)D$; глушителя до поворота на расстоянии больше $l=1,5D$; при одновременном размещении ступеней глушителя до и после поворота на расстоянии $l=(0,1—0,8)D$, где $D=4S/П$- гидравлический диаметр, м, S- площадь проходного сечения канала, м^2, $П$- периметр канала, м. Коэффициент сопротивления участка

при размещении одной ступени пластинчатого глушителя после поворота меньше, чем до поворота при расстояниях меньше 1 калибра (гидравлического диаметра) до него. Результаты математического моделирования показывают, что при расположении глушителя после поворота на расстоянии *l=(0,1—1)D* имеет место минимум коэффициента сопротивления. Отношение между минимальным и максимальным значением для этого участка равняется 1,16.

При расположении глушителя до поворота, коэффициент сопротивления участка увеличивается при уменьшении расстоянии от глушителя до поворота, начиная с *0,4D*. При расположении глушителя на расстоянии больше *l=1,5 D* до поворота, изменение суммарного коэффициента сопротивления участка отсутствует.

Результаты научных исследований позволили реализовать их для практических потребностей. Например, на ТЭЦ-9 ПАО Мосэнерго были установлены двухступенчатые глушители с разной толщиной пластин с учетом выше приведенных рекомендаций до и после прямого поворота [12]. Использование предложенного метода было продолжено: при установки диссипативного пластинчатого глушителя до дымовой трубы и до прямого поворота для снижения шума осевого дымососа системы газоочистки металлургического предприятия с учетом полученных выше результатов.

Другим важным направлением для снижения шума от энергетического оборудования было использование акустических экранов, которые могут использоваться не только для снижения транспорта [20, 21]. 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 [22].

В соответствии с рекомендациями [22] в любой октавной полосе частот не следует принимать более 20 дБ в случае дифракции на одной кромке (тонкие экраны) и 25 дБ в случае дифракции на двух кромках (толстые экраны). Дополнительное затухание на экране можно получить: от использования облицовки звукопоглощающим материалом экраном и использования специальных козырьков на верхнем ребре экрана [20, 21]. Использование экрана может приводить к уменьшению интенсивности звука в направлении к оси воздухозабора канала (дутьевого вентилятора, компрессора), куда направлено основное излучение при отсутствии экрана, из-за изменения характера излучения.

Поэтому затухание на экранах конечных размеров при большом расстоянии от источника будут меньше приблизительно на 5 дБ. Необходимо учитывать, что близкое расположение экранов к энергетическому оборудованию может, например, оказать негативное влияние на его охлаждение. Поэтому расположение экрана относительно источника выбирается из всестороннего анализа различных факторов, возможных повлиять на характеристики оборудования.

Комплекс разработанных НОЦ «НИУ «МЭИ» акустических экранов показал необходимую акустическую эффективность при снижении шума от различных источников: градирен; трансформаторов и автотрансформаторов; дожимные компрессоров; газораспределительных пунктов (ГРП) и примыкающие к ним газопроводов; различных систем вентиляции, воздухозаборников компрессоров [23-24].

Все разработанные акустические экраны состоят из панелей с лицевой стороны закрытые гофрированным металлическим листом, а со стороны источника шума – перфорированным металлическим листом, внутри панелей находится негорючий, негигроскопичный звукопоглощающий материал. Акустическая эффективность экранов со звукопоглощающим материалов повышается не менее, чем на 3-5 дБА. Высоты разработанных и внедренных экранов изменяются с 5 до 8 м, а их длины — от нескольких десятков до сотен метров. Разработанные экраны имеют разную форму, в зависимости от источника шума, а именно: прямые, Г-образные, дугообразные, размещаться по всему периметру источника или другим образом.

Акустические экраны были использованы для снижения шума воздухозаборов компрессоров. Эти экраны не устанавливается на фундамент, а крепились на высоте напротив воздухозаборов. Высота экрана составляет 4,2 м, а длина 7 м. Экран находится на расстоянии 700 мм от воздухозабора. Снижение уровня звуковой мощности такими экранами не велико. Здесь уменьшение интенсивности звука в направлении к оси воздухозабора, куда направлено основное излучение при отсутствии экрана, происходит из-за изменения характера излучения (фактора направленности).

Акустические экраны применялись для снижения относительно небольших источников шума, например, крышных вентиляторов. Звукопоглощающие экраны устанавливаются по всему периметру вокруг каждого крышного вентилятора. Установка таких экранов не повлияла на производительность крышных вентиляторов. При их установке уровень звука от станции на границе санитарно-защитной зоны не превысил санитарных норм по шуму. В общей сложности были установлены звукопоглощающие экраны для снижения шума от 21 крышного вентилятора четырёх различных модификаций на одной из московских ТЭЦ.

Для снижения шума энергетического оборудования рекомендуются глушители и акустические экраны НИУ «МЭИ», которые прошли практическое опробование и учитывают требования и специфику работы на энергетических объектах. В настоящее время всего эксплуатируются более 395 глушителей и акустических экранов. Разработанные глушители и экраны служат основой для создания малошумного энергетического объекта.

В самом деле, создание малошумного энергетического объекта возможно только при комплексном использовании различных средств

шумоглушения для обеспечения санитарных норм в окружающем районе на границе санитарно-защитной зоны (СЗЗ). Этому вопросу посвящены статьи в [25-29]. Здесь рассмотрены вопросы снижения шума от котельной малой мощности [25, 26], ГТУ-ТЭЦ [27], так и крупного металлургического комбината [28-29].

Для последнего объекта, каким является ПАО «НЛМК», сотрудниками научно-образовательного центра (НОЦ) «Снижение шума энергетического оборудования» Национального исследовательского университета «МЭИ» (НИУ «МЭИ») в 2014—2015 годах был разработан комплекс мер по снижению шума от наиболее мощных 22 источников, входящих в состав шести различных цехов комбината. В 2015-2016 годах было завершено внедрение комплекса указанных устройств на ПАО «НЛМК». В феврале-марте 2016 года были проведены гарантийные акустические испытания устройств по снижению шума, а также измерения в окружающем районе по границе санитарно-защитной зоны.

Для снижения шума, излучаемого от срезов труб систем газоочисток доменных цехов и ферросплавного цеха, а также воздухозаборов были использованы различные абсорбционные (диссипативные) глушители. Глушители пластинчатого типа были установлены в каналах квадратного или прямоугольного сечения, глушители кулисно-цилиндрического типа в каналах с круглым сечением. В сложных газоходах с несколькими прямыми поворотами и переходами с круглого на квадратное сечение были использованы пластинчатые глушители в сочетании с облицовкой поворотов звукопоглощающим материалом и специальным размещением звукопоглощающих элементов, которая позволила максимально улучшить аэродинамические характеристики трактов. Установка пластинчатых глушителей для воздухозаборов дутьевых вентиляторов аглоцеха позволила не только снизить излучаемый шум, но и улучшить аэродинамические характеристики воздухозаборов. Это положительно сказалось на технических характеристиках дутьевых вентиляторов.

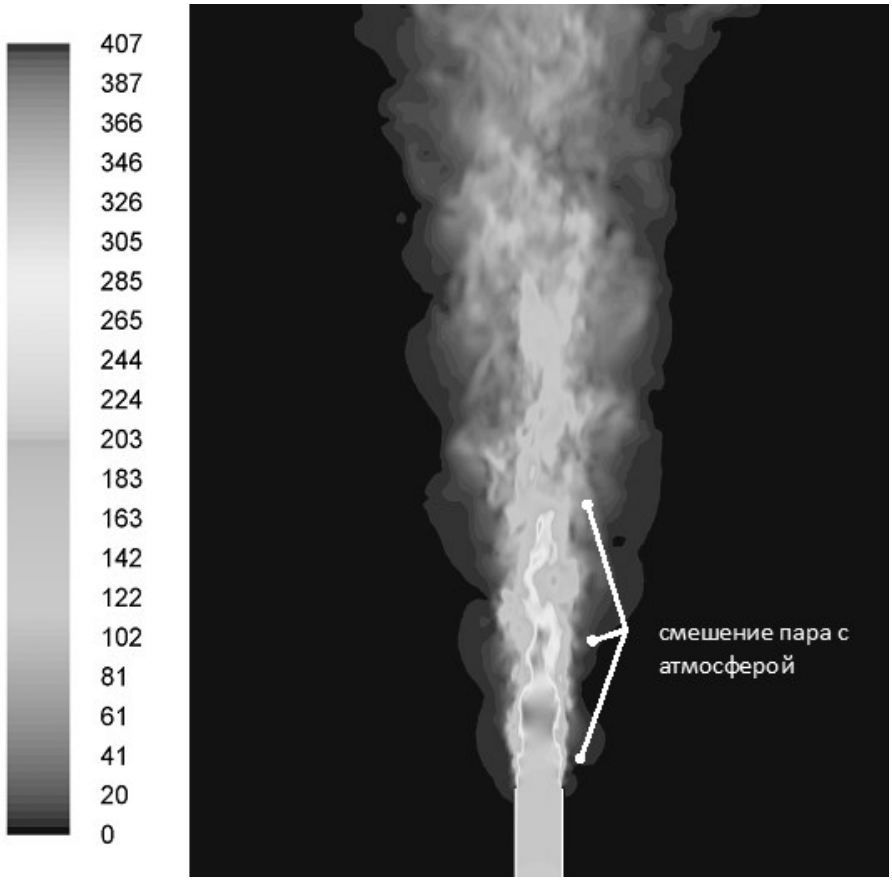
Для снижения шума, излучаемого от сбросов газа (кислородный цех); корпусов установок ВРУ кислородного цеха; воздухозаборов кислородного цеха, дроссельных групп доменных цехов; оборудования газораспределительного пункта (ГРП) использованы экраны различной конструкции.

После осуществления мер по шумоглушению на всех 22 источниках были проведены акустические измерения по границе санитарно-защитной зоны ПАО «НЛМК». Результаты ночных акустических измерений в двух контрольных точках до и после приведения мероприятий по шумоглушению. Уровни звукового давления в обеих контрольных точках после мероприятий существенно снизились и их значения ниже ночных санитарных норм.

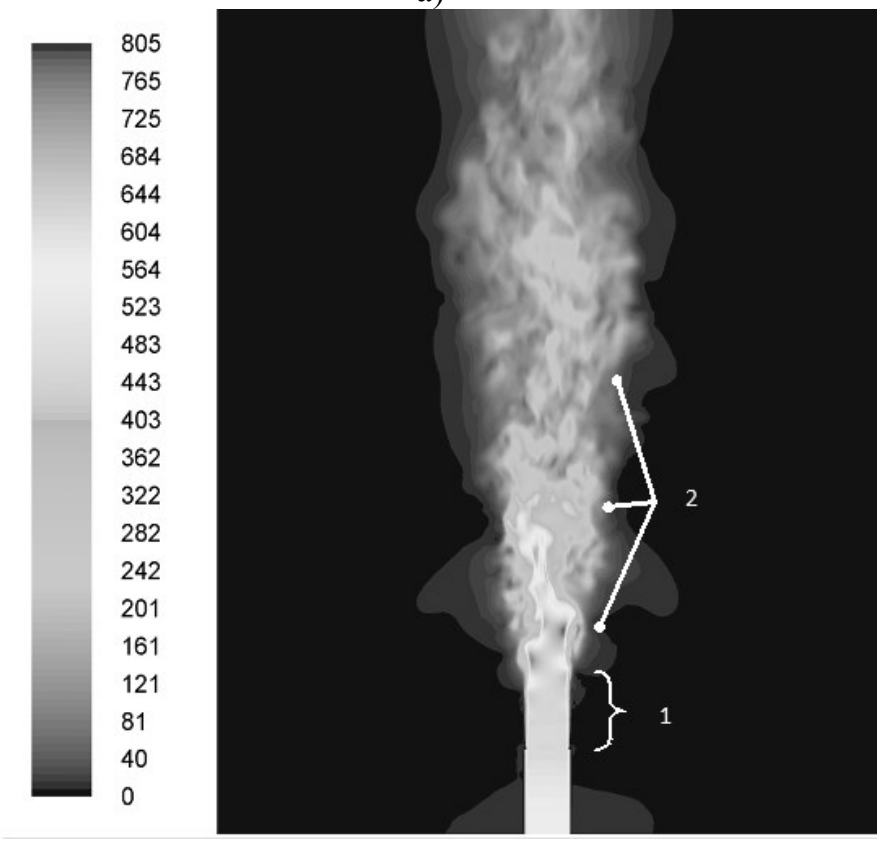
Список литературы

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.* Снижение шума от объектов большой и малой энергетики// V Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «Защита населения от повышенного шума и вибрации», 18-20 марта 2015 г. Санкт-Петербург, с.57-66
4. *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
5. *Тупов В.Б.*, *Тараторин А.А*. Результаты математического моделирования паровой струи, истекающей в атмосферу при различных режимах, влияющих на шумообразование// Теплоэнергетика №5, 2015. С. 58-62
6. *Тараторин А.А., Тупов В.Б.* Методика определения акустического центра источника шума // Теплоэнергетика №7, 2015. С. 19-23
7. *V. B. Tupov, A. A. Taratorin* The choice of turbulence models for steam jets// Procedia Engineering, 2017, DOI 10.1016/j.proeng. 2017.02.289
8. *V. B. Tupov, A. A. Taratorin* Steady and unsteady mathematical models of steam jets // Procedia Engineering, 2017, DOI 10.1016/j.proeng. 2017.02.288
9. *Тупов В.Б., Тараторин А.А*. Новые паровые глушители МЭИ// Электрические станции №6, 2015. С. 32-34
10. *Тупов В.Б.* Метод обоснования технических решений для многоступенчатых пластинчатых глушителей энергетических газовоздухопроводов// Теплоэнергетика. 2013. №8. С.53-56
11. *Тупов Б.В., Медведев В.Т.* Определение длин многоступенчатых глушителей с разной толщиной пластин //Теплоэнергетика. №3, 2014 г. С.66-69
12. *Тупов Б.В., Медведев В.Т.* Многоступенчатые глушители шума газовых трактов с улучшенными технико-экономическими характеристиками //Электрические станции. №8, 2014 г.С.31-32
13. *V.B. Tupov, B.V. Tupov* Noise reduction from air intakes of compressors and blower fans, // 45th International Congress on Noise Control Engineering, Hamburg, Germany, 21-24 August 2016 pp. 1446-1452
14. *V.B. Tupov, B. V. Tupov and D. Rozanov* Influence of Aerodynamic Factors on Silencers of Exhaust Fans// // 45th International Congress on Noise Control Engineering, pp. 1453-1460
15. *V. Tupov* «Absorptive Silencers of Forced-Draft Fans with Improved performance» 22th International Congress on Sound and Vibration, Florence, Italy, July 12-16, 2015
16. *Тупов Б.В., Медведев В.Т.* Результаты аэродинамического моделирования глушителей шума для больших энергетических газовоздухопроводов. – В

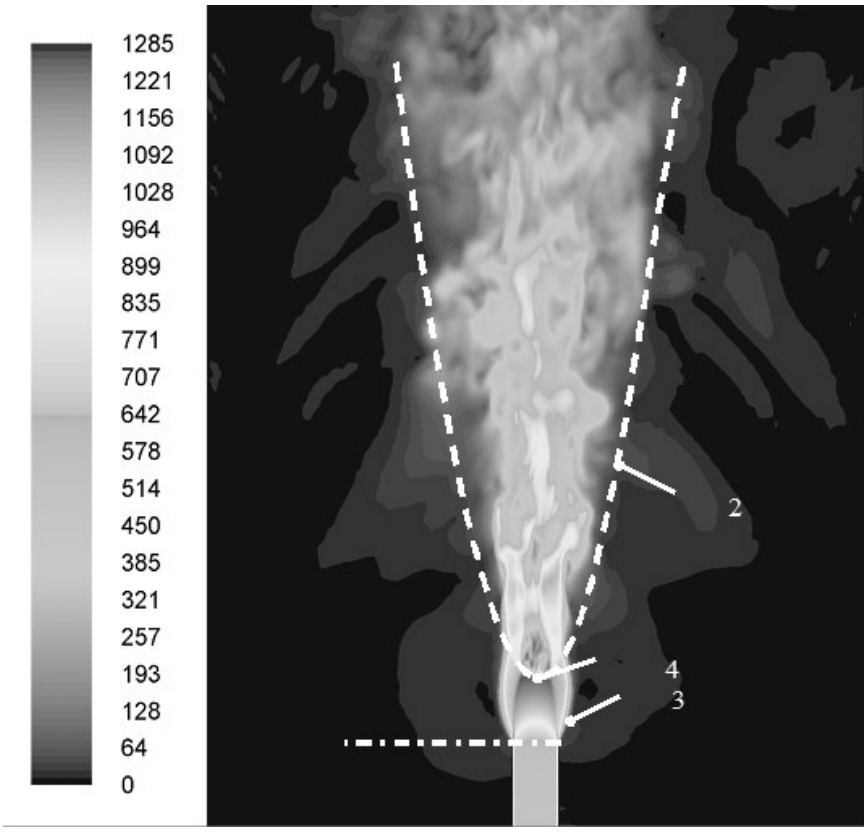
кн.: Сборник трудов IV Международного экологического конгресса «Экология и безопасность жизнедеятельности промышленно-транспортных комплексов» (18—22 сентября 2013 г., г. Тольятти, Россия).
17. Патент на полезную модель №158619 Устройство для снижения шума энергетического оборудования // Тупов В.Б., Тупов Б.В.
18. Патент на полезную модель №156368 Двухступенчатый пластинчатый глушитель в канале с поворотом // Тупов В.Б., Тупов Б.В.
19. Патент на полезную модель №156251 Пластинчатый глушитель в канале с поворотом, расположенный до поворота // Тупов В.Б., Тупов Б.В.
20. Техническая акустика транспортных машин: Справочник// Л.Г. Балишанская, Л.Ф. Дроздова, Н.И. Иванов и др./ Под ред. Иванова. СПб.: Политехника, 1992. - 365 с.
21. Основы проектирования транспортных шумозащитных экранов/ И.Л. Шубин, И.Е. Цукерников, Н.И.Николов, А.Писарски. - М.: ИД «БАСТЕТ», 2015. - 208 с.
22. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996). Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета. – М.: Стандартинформ, 2006.
23. *Тупов В.Б., Семин С.А., Тупов Б.В., Тараторин А.А., Розанов Д.А.* Акустические экраны для снижения шума от энергетического оборудования // Электрические станции, №10, 2016, с.48- 52
24. *Тупов В.Б., Семин С.А., Тупов Б.В., Тараторин А.А., Розанов Д.А.* Применение акустических экранов для снижения шума от энергетического оборудования // Новое в российской электроэнергетике, №11, 2016, с.39- 48
25. *S. Semin, V. Tupov* “Complex reduction of noise influence from power enterprises with small heating capacity upon surrounding residential area” 22th International Congress on Sound and Vibration, Florence, Italy, July 12-16, 2015
26. *Тупов В.Б., Семин С.А., Тараторин А.А., Тупов Б.В.* Комплексное снижение шума от котельных малой мощности// Промышленная энергетика, 2015, №5, С.61-65
27. *Тупов В.Б., Семин С.А.* Снижение шума от газотурбинной ТЭЦ// Новости теплоснабжения, №12, 2016, с. 22-25
28. *Тупов В.Б., Семин С.А., Тупов Б.В, Евсеев С.Н., Кандыбин В.П*. Комплексное снижение шума металлургического комбината// Сталь, №10, 2016, с. 88-93
29. *Тупов В.Б., Семин С.А., Евсеев С.Н., Кандыбин В.П*. Опыт эффективного снижения шума от крупного металлургического предприятия// Экология производства, №8, 2016, с. 72-75


407
387
366
346
326
305
285
265
244
224
203
183
163
142
122
102
81
61
41
20
0
смешение пара с
атмосферой

а)


805
765
725
684
644
604
564
523
483
443
403
362
322
282
242
201
161
121
81
40
0
2
1

б)



в)

Рис.1. Результаты моделирования поля скоростей (м/с) в затопленной паровой струе: *а*— дозвуковой режим (*G*=5 кг/с, число Маха *M*=0.5); *б* — трансзвуковой (*G*=10 кг/с, *M*=0.98, *n*=1); *в*— при n больше 1 (G=41.2 кг/с, $t_к$=396°C, *M*=1, *n*=3.5): 1 – начальный участок; 2 – смешение пара с атмосферой; 3 – косой скачок уплотнения; 4 – диск Маха

Активная и гибридная компенсация низкочастотной вибрации энергетических установок

Васильев А.В.
Самарский государственный технический университет

avassil62@mail.ru

Active and hybrid compensation of low frequency vibration of energetic plants

Vasilyev A.V.
Samara State Technical University

Аннотация. Рассматривается проблема снижения воздействия вибрации и механического шума на энергетические установки и присоединенные механические системы с учетом активной и гибридной компенсации вибрации. Дается обзор использования активной и гибридной компенсации для снижения низкочастотной вибрации энергетических установок. Описана математическая модель виброуравновешивания энергетических установок с учётом активной компенсации. Рассмотрены разработанные активные и гибридные виброизолирующие опоры для снижения вибрации и механического шума энергетических установок.

Ключевые слова: низкочастотная вибрация, активная и гибридная компенсация, энергетические установки

Abstract. The problem of reduction of impact of vibration and of mechanical noise to the energetic plants and joined mechanical systems taking to account active and hybrid vibration compensation. Review of using of active and hybrid compensation for reduction of low frequency vibration is given. Mathematical model of vibration balancing of energetic plants taking to account active compensation is described. Active and hybrid vibration isolating mounts developed by the author are considered.

Key words: low frequency vibration, active and hybrid compensation, energetic plants

Введение

Энергетические установки различных типов (двигатели транспортных средств, насосы, компрессоры, вентиляторы, воздуходувки, теплообменники, стационарные двигатели и пр.) широко используются в различных отраслях производства (машиностроение, энергетика, химическая промышленность и др.), при транспортировке газов и жидкостей по трубопроводным системам, в жилищно-коммунальном хозяйстве, быту. При их эксплуатации возникают вибрация и механический шум, которые оказывают существенное влияние на

надежность, долговечность, производительность и другие параметры энергетических установок и присоединенных механических систем. Их воздействие может вызвать целый ряд негативных последствий: разрушение деталей и узлов энергетических установок и трубопроводов, соединений трубопроводов и аппаратов, нарушение герметичности уплотнений и др. [2, 4-14, 17, 18, 35, 39, 41-43 и др.]. Следует отметить, что аварии, связанные с разрушением трубопроводов энергетических установок, имеют тенденцию к росту и вызывают другие опасные последствия, например, пожары.

Кроме того, интенсивная вибрация при эксплуатации энергетических установок и механический шум способствуют снижению внимания и увеличению числа ошибок при выполнении работы, оказывают влияние на быстроту реакции, сбор информации и аналитические процессы. В результате наряду с ухудшением здоровья человека происходит снижение безопасности, производительности и качества труда. Вибрация также опасна с точки зрения воздействия на человека ввиду возможного возникновения резонанса колебаний внутренних органов и частей тела человека.

В связи с этим актуальным является проведение исследований по снижению воздействия вибрации и механического шума на энергетические установки и присоединенные трубопроводные системы с учетом активной и гибридной компенсации вибрации.

Обзор использования активной и гибридной компенсации низкочастотной вибрации энергетических установок

Активные системы виброзащиты по энергетическим признакам можно подразделить на три вида [2, 6, 9]:

- системы, в которых работа дополнительных излучателей в непосредственной близости от источника вибрации приводит к изменению нагрузочного импеданса этого источника и уменьшает излучаемую им активную мощность. Поле вибрации в районе источника возрастает;
- системы, в которых в районе расположения дополнительных источников вибрации поле снижается (компенсируется в большей или меньшей степени);
- системы, в которых дополнительные источники расположены рядом с первичным источником (например, так, что вибрационное поле в определённом направлении будет минимально).

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.

Особенностью системы с разделенными преобразователями является разделение преобразователей на две группы, связанные с приемниками и датчиками.

В качестве дополнительного источника вибрации используют гидравлические, пневматические, электромеханические и электромагнитные системы. Обработка сигналов, получаемых от виброприёмников, производится средствами электроники.

По сравнению с возможностями активного снижения звука задача активной компенсации вибрации оказывается более сложной, так как в твёрдотельных конструкциях наблюдается многомодовость и различные типы колебаний (изгибные, продольные, сдвиговые и другие волны).

Серьёзным ограничением применения метода активной виброзащиты является невозможность обеспечения широкой частотной полосы гашения различных мод. При расширении рабочей полосы частот возникают условия для положительной обратной связи и вместо ослабления наступает неустойчивая работа системы и даже самовозбуждение на некоторых частотах.

Широкое применение метода активной виброзащиты сдерживается также невозможностью обеспечения широкой частотной полосы гашения, сложностью необходимой аппаратуры. Вместе с тем, в ряде случаев, особенно когда речь идёт о снижении вибрации на дискретных частотах, применение метода активной компенсации может быть целесообразно по техническим, конструктивным и экономическим соображениям.

Для активной и гибридной компенсации вибрации традиционно используются активные и гибридные виброизолирующие опоры (например, для снижения вибрации при работе автомобильного ДВС) [5-14, 18-29, и др.].

Одной из сложных задач при практическом использовании адаптивно-пассивных устройств является разработка схем контроля адаптивной аппаратуры. Фиксированные и разомкнутые схемы работают недостаточно эффективно ввиду воздействия внешней среды.

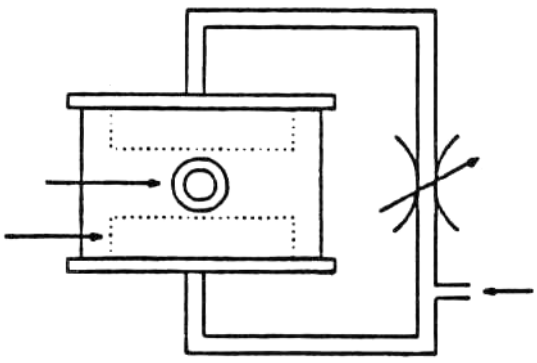


Рис. 1. Адаптивно-пассивная виброгасящая опора двигателя (из [21])

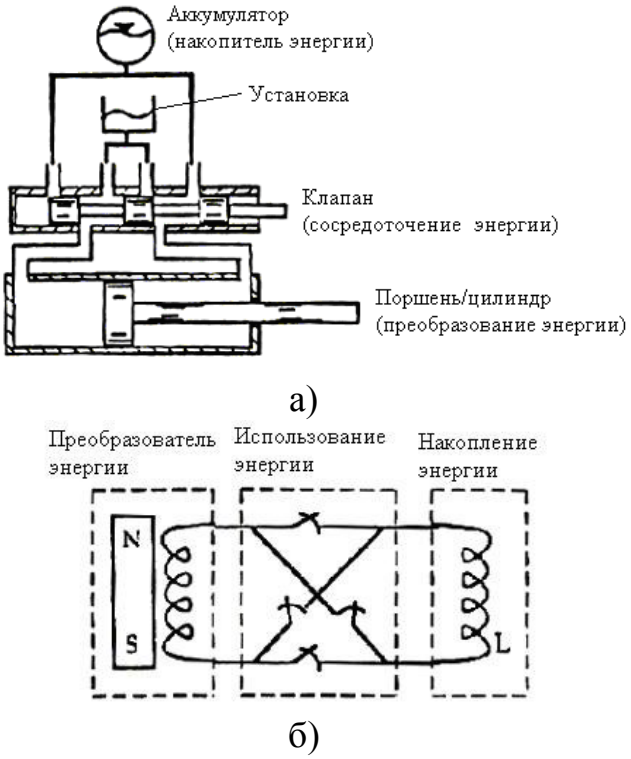


Рис. 2. Электрогидравлическое (а) и электромагнитное (б) исполнения регенеративных систем активной компенсации Jolly, 1993

Разновидностью активных систем компенсации вибрации можно считать регенеративные системы. Два примера регенеративных систем показаны на рис. 2. Здесь регенеративная система состоит 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 активной компенсации. 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.

В качестве одного из подклассов адаптивно-пассивных систем можно рассматривать так называемые полуактивные системы компенсации [24]. Эти системы выполнены из пассивных компонентов с адаптивными параметрами. Однако для полуактивных систем параметры изменяются в той же самой пропорции, что и возбуждение. Результирующая система компенсации более полезна и усложнена, чем системы компенсации для типичных адаптивно-пассивных применений, которые изменяются только в той пропорции, в которой изменяется и окружающая среда. Полуактивная система не может

добавлять энергию в систему, и, таким образом, не будет вызывать нестабильности. Конструктивное исполнение этих устройств может быть достаточно близким к конструкциям систем активной компенсации для тех случаев, когда для активной компенсации необходима небольшая внешняя энергия.

Гибридные активно-пассивные системы – это наиболее перспективный вид устройств снижения вибрации. Научно-технический прогресс расширил практические возможности использования систем активной компенсации вибрации. Однако на практике системы активного снижения вибрации в чистом виде используются относительно редко. Большинство так называемых активных систем являются комбинацией активных и пассивных систем, то есть активно-пассивным гибридом. Например, активные виброизолирующие опоры обычно состоят из активных и пассивных элементов как последовательно, так и параллельно. Часто так называемая активная опора является близкой к оптимуму пассивной системой с добавленной активной системой для преодоления ограничений пассивной системы. Гибридные системы могут сделать устойчивые системы неустойчивыми. Пример гибридной системы компенсации вибрации показан на рис. 3.

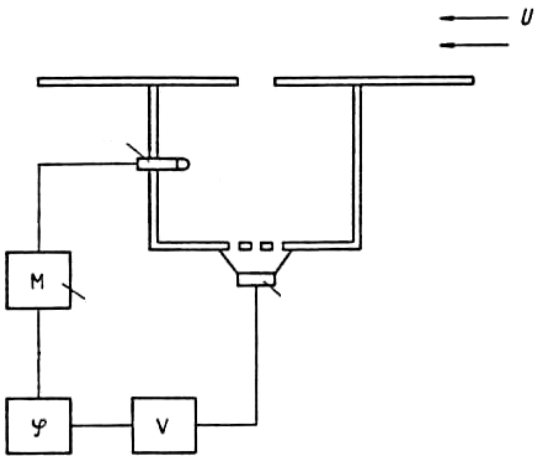


Рис. 3. Активно-пассивный гибридный резонатор Гельмгольца (из [34])

Разработка математической модели виброуравновешивания энергетических установок с учётом активной компенсации

Автором разработан ряд математических моделей, описывающий активную и гибридную компенсацию низкочастотной вибрации энергетических установок.

В настоящей статье рассмотрим одномерную модель виброуравновешивания энергетических установок с учётом активной компенсации при распространении газового потока в присоединенных трубопроводных системах энергетической установки. В простейшем виде модель должна удовлетворять следующим допущениям:

1. Возможно использование линейной акустики, выполняются принципы суперпозиции и интерференции;
2. Изменение энтропии не учитывается, процесс течения газа рассматривается как изоэнтропийный, изменение состояния газа принимается адиабатным;
3. Осреднённая скорость газового потока задаётся равномерной в плоскости поперечного сечения элемента и стационарной во времени;
4. Стенки элементов абсолютно жёсткие и отсутствует передача звуковой энергии по конструкции трубопроводов;
5. Граничные условия в конечных элементах у открытого конца трубопровода в ресивере и у клапана цилиндра принимаются квазистатическими;
6. В границах каждого элемента температура принимается постоянной.

Активный компенсирующий источник при снижении вибрации энергетический установок предлагается моделировать как дополнительный источник массового расхода с бесконечно большим внутренним сопротивлением.

В этом случае при описании в форме с левой частью имеем:

$$i_1 = M + AU_1, \tag{1}$$

при описании в форме без левой части:

$$Mi_1 + AU_1 = 0. \tag{2}$$

К активному источнику массового расхода будет присоединен объем газа в определённом сечении трубопровода при работе энергетической установки (например, поршневого ДВС). Среднее значение этого объёма за период:

$$V_{cp} = \frac{1}{2\pi}\int \left[b + \frac{V_n}{2}(1 - \cos\varphi) \right] d\varphi, \tag{3}$$

или [illegible], (4)

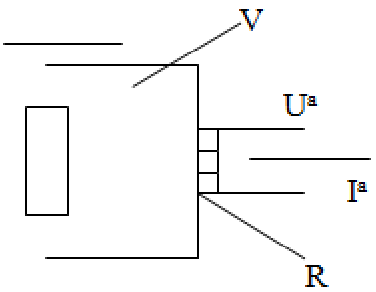


Рис. 4. Схема выталкивания газа из цилиндра

Уравнение движения газа в объеме сечения газовода при работе энергетической установки (рис. 4) может быть записано как:

$$\frac{\partial(V\cdot\rho)}{\partial t}=M', \tag{5}$$

где $V\cdot\rho$ - масса газа в цилиндре;
M' - массовый расход газа (направленный внутрь газовода).

Далее, дифференцируя, имеем:

$$\rho\frac{\partial V}{\partial t}+V\frac{\partial\rho}{\partial t}=M'. \tag{6}$$

Первый член этого произведения - это величина массового расхода. Вторую часть преобразуем согласно волнового уравнения акустики:

$$M+\frac{V}{c^2}\cdot\frac{dp}{dt}, \tag{7}$$

При изоэнтропическом истечении величина M равна:

$$M = i_a, \tag{8}$$

где i_a - эквивалентный акустический ток.

Тогда изменение давления P' в газоводе может быть выражено как:

$$p=\frac{1}{1+A}(U^a+Z_B i_a) \tag{9}$$

где: U^a - изменение внешней механической энергии газа (или в терминах теории цепей - эквивалентное напряжение),

$Z_B=\frac{c}{\rho\cdot F}$ - волновое сопротивление подводящей трубы;

F - площадь трубы, м^2;

c - скорость звука;

$M=\frac{v_0}{c}$ - число Маха;

$v_0=\frac{M_0}{\rho\cdot F}$ - средняя скорость газа в трубе.

Скорость звука и плотность газа вычисляются по формулам:

$$c=\sqrt{KRT}, \tag{10}$$

$$\rho = \frac{p}{RT}, \tag{11}$$

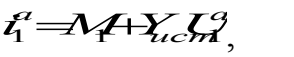
где p - давление внутри газовода вблизи от активного источника, н/м^2;
R - газовая постоянная;
T - абсолютная температура газа, К;
K - показатель адиабаты газа.

Заметим, что знак v_0 совпадает при всасывании с направлением i_a. При выталкивании газа направление потока не совпадает с направлением i_a, и нужно либо брать в формуле (9) знак плюс перед вторым членом в скобке, либо брать значение v_0 отрицательным.

С учетом (8) и (9) уравнение (7) приводится к виду:

(12)

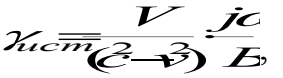
В форме, соответствующей уравнению (6), имеем:



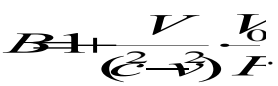
(13)

где

$$M_1 = \frac{M}{B}, \tag{14}$$



(15)



(16)

При описании акустического источника в терминах эквивалентных акустических монополей можно повысить точность моделирования, так как в этом случае производительность источника независима от факторов акустической среды.

Разработка активных и гибридных виброизолирующих опор для снижения вибрации и механического шума энергетических установок

При разработке активных и гибридных виброизолирующих опор необходимо рассмотреть способы, как устранить или смягчить недостатки существующих конструкций.

Одним из путей уменьшения недостатков существующих устройств активной компенсации вибрации является использование систем компенсации,

в которых исполнительный элемент активной части связан параллельно (через гидравлический демпфер) с пружиной пассивной секции системы контроля вибрации [18]. В такой системе (назовём её параллельной системой компенсации вибрации) можно получить существенное снижение занимаемого пространства. Если сделать исполнительный элемент активной части передающим только динамические силы, в то время как средняя нагрузка будет передаваться пружиной пассивной части, можно достичь снижения подводимой энергии, необходимой для работы параллельных систем компенсации вибрации.

Рассмотрим свойства линейной системы активной компенсации вибрации с одной степенью свободы, в которой исполнительный элемент активной части связан с поддерживающей пружиной пассивной части через гидравлический демпфер параллельным способом.

Движение тела, вибрацию которого нужно снизить, может быть описано уравнением

$$m\ddot{y}=f_k+f_r, \tag{17}$$

где f_k и f_r - это силы, передаваемые пружиной и гидравлическим демпфером. Их размер может быть определён уравнениями:

$$f_k=k(y-y_0); \tag{18}$$

$$f_r=r\left(\dot{y}-\dot{y}_r\right). \tag{19}$$

Работа гидравлического принимающего цилиндра, контролируемого напряжением U_S, может быть описана отношениями:

$$q=S\left(\dot{y}_r-\dot{y}_0\right), \tag{20}$$

$$U_S=a_{01}\cdot q, \tag{21}$$

где S - поверхность поршня;

a_{01} - константа пропорциональности между контрольным напряжением и прохождением масла.

Работа электронного регулятора, регулирующего напряжение от датчика акселератора U_0 к напряжению U_S, описывается уравнением:

$$U_S=a_1\cdot U_1+a_2\cdot U_2. \tag{22}$$

При разработке систем активной компенсации вибрации важной является также информация о возможных величинах траекторий и скоростей в различных точках конструкции энергетической установки и присоединенной трубопроводной системы.

Из знания силы, передаваемой гидравлическим принимающим цилиндром, и скорости поршня, мы можем оценить мощность (энергию), необходимую для работы параллельных систем компенсации вибрации. Средняя мощность P определяется из соотношения:

$$P = \frac{1}{T} \int_{0}^{T} R_{f\Delta v}(\tau) d\tau, \qquad (23)$$

где $R_{f\Delta v}(\tau)$ - это функция поперечной взаимосвязи силы, передаваемой принимающим цилиндром, и скорости поршня в цилиндре.

Автором разработан ряд конструкций и конструктивных схем активной и гибридной компенсации вибрации энергетических установок. Одна из них - активная виброизолирующая опора с параллельной системой компенсации вибрации, в которых исполнительный элемент активной части связан параллельно (через гидравлический демпфер) с пружиной пассивной секции системы контроля вибрации. В такой конструкции опоры можно получить существенное снижение занимаемого пространства. Если сделать исполнительный элемент активной части передающим только динамические силы, в то время как средняя нагрузка будет передаваться пружиной пассивной части, можно достичь снижения подводимой энергии, необходимой для работы параллельных систем компенсации вибрации. Предложенная конструкция активной виброизолирующей опоры может быть использована для снижения вибрации автомобильных ДВС.

Общая схема автомобильного ДВС, содержащего разработанную конструкцию активной виброизолирующей опоры, показана на рис. 5. В конструкции предусмотрено использование быстродействующей электронно-вычислительной техники, запрограммированной на автоматизацию процесса компенсации, учёт изменения внешних условий, нагрузки первичного импеданса.

На рис. 6 показаны возможные варианты крепления виброизолирующей опоры на автомобильном двигателе.

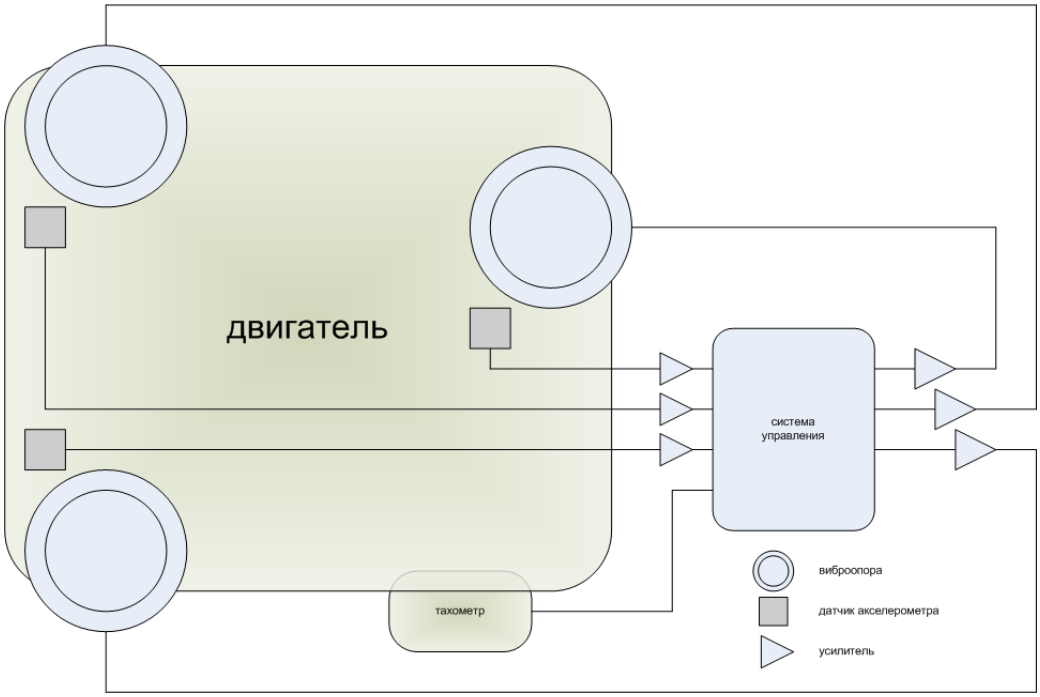


Рис. 5. Общая схема автомобильного ДВС, содержащего разработанную конструкцию активной виброизолирующей опоры

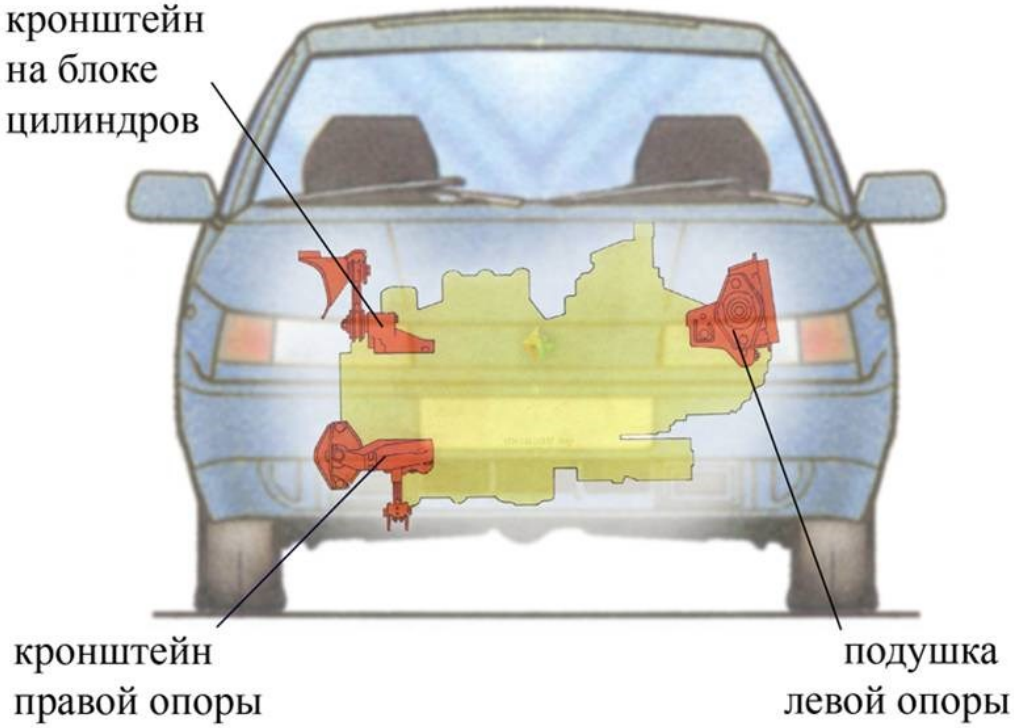
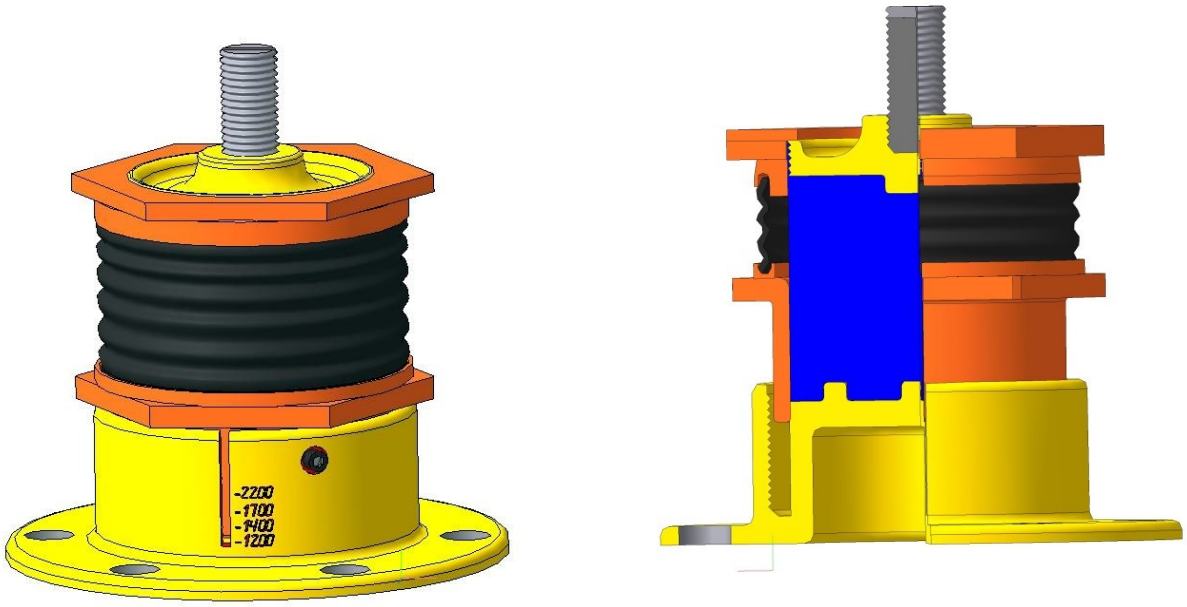


Рис. 6.. Возможные варианты крепления виброизолирующей опоры на автомобильном двигателе

Была разработана также новая конструкция адаптивной виброизолирующей опоры с регулируемыми параметрами на основе эластомера, общий вид которой показан на рис. 7 а) и б).

Спроектированная конструкция виброизолирующей опоры обладает следующими параметрами:
- Рекомендуемая максимальная статическая нагрузка: F10% = 2200 Н;
- Рекомендуемая минимальная статическая нагрузка: F10% = 1000 Н;
- Максимальная динамическая нагрузка при максимальной статической нагрузке: F20% = 4300 Н;
- Максимальная динамическая нагрузка при минимальной статической нагрузке: F20% = 2500 Н;
- Статическая деформация рабочего тела: s=3,7-7 мм;
- Длина рабочего тела: h=37-70 мм;
- Частота колебаний изолируемого объекта при степени изоляции более 50%: 600-4000 1/мин.

Конструкция опоры позволяет регулировать степень демпфирования, максимальную рабочую нагрузку и статическую деформацию виброизолирующей опоры благодаря регулировочной гайке, которая, выкручиваясь, изменяет рабочую поверхность демпфера (в нашем случае изготовленную из акрилонитрилбутадиенкаучука (NBR)), в результате чего изменяются вышеперечисленные параметры. В другом конструктивном исполнении в опору добавляется вибратор, работающий противофазно к компенсируемому источнику вибрации.



а). б).

Рис. 7.. Общий вид разработанной конструкции универсальной виброизолирующей опоры

Конструктивная схема виброизолирующей опоры с магнитами и пружиной показана на рис. 8. Она включает постоянные магниты 1, металлизированный каучук 2 и пружину 3, покрытую тонким слоем резины.

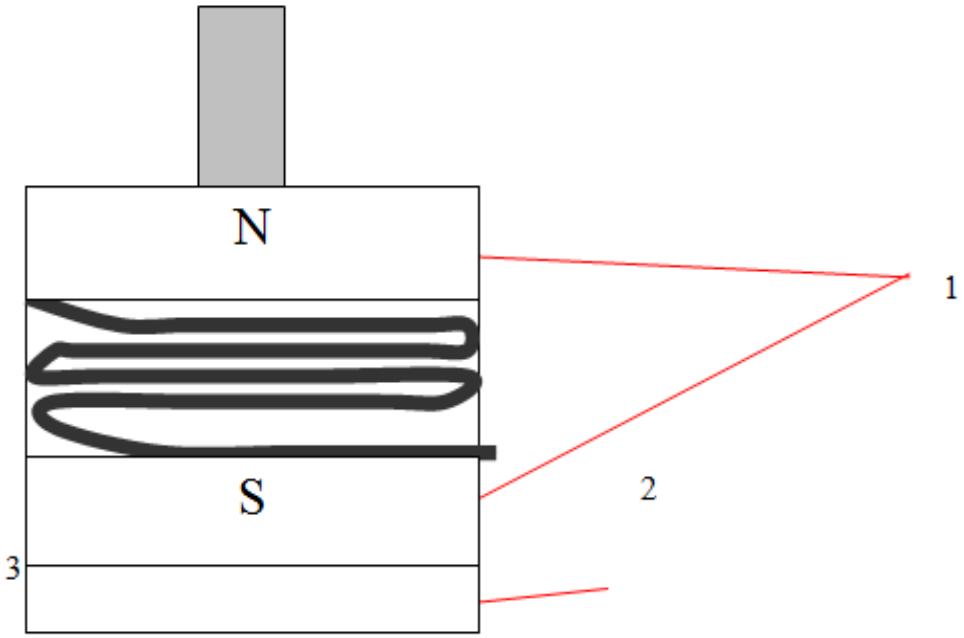


Рис. 8. Общий вид виброизолирующей опоры с постоянными магнитами и пружиной
1- постоянные магниты, 2 – металлизированный каучук, 3- пружина, покрытая тонким слоем резины.

Заключение

Предложенная автором математическая модель виброуравновешивания энергетических установок с учётом активной компенсации при распространении газового потока в присоединенных трубопроводных системах энергетической установки позволяет выбирать и рассчитывать системы активной компенсации в зависимости от типа конструктивного исполнения, типа формирования компенсирующего сигнала, типа источника компенсации и др., что позволяет повысить эффективность активной компенсации низкочастотной вибрации.

Разработанные активные и гибридные виброизолирующие опоры для снижения вибрации и механического шума энергетических установок обладают рядом преимуществ. Их использование позволяет снизить влияние вибрации на энергетические установки и повысить надежность и долговечность их эксплуатации, а также производительность работы.

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

Список литературы

1. *Ананьев А.Б., Богачев А.П., Любашевский Г.С., Орлов А.Н.* Устройство для активного демпфирования вибраций. А.С. СССР №1196561, 1985.
2. Борьба с шумом на производстве. Справочник под ред. Е.Я. Юдина. Глава 13 (автор Б.Д. Тартаковский) - М.: Машиностроение, 1985. - 399 с.

3. *Беляков А.А., Мальцев А.А., Медведев С.Ю., Черепенников В.В.* Экспериментальное исследование адаптивной системы активного гашения с дополнительным каналом идентификации. Акустический журнал, 1996 г., том 42, №6, с. 860-862.
4. *Васильев А.В.* Перспективы использования активной компенсации для снижения низкочастотного шума и вибрации в условиях производства. "Безопасность труда в промышленности", №10, 2004 г., с. 47-51.
5. *Васильев А.В.* Акустическое моделирование и комплексное снижение шума автомобильных двигателей внутреннего сгорания: Монография – Самара: Издательство Самарского научного центра РАН, 2004. – 296 с.
6. *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.
7. *Васильев А.В.* Акустика автомобильных двигателей внутреннего сгорания. Учебное пособие. Гриф Минобрнауки РФ. г. Тольятти, изд-во Тольяттинского государственного университета, 2005 г., 284 с.
8. *Васильев А.В.* Снижение низкочастотного шума и вибрации силовых и энергетических установок. «Известия Самарского научного центра РАН», г. Самара, том 5, №2, июль – декабрь 2003 г., с. 419-430.
9. *Васильев А.В.* Классификация систем активной компенсации шума и вибрации. В ежемесячном научном журнале "Наука - производству", №4, апрель 2004 г., с. 63-65.
10. *Васильев А.В.* Снижение низкочастотной вибрации трубопроводов энергетических установок. В ежемесячном научном журнале "Наука - производству", №8, август 2004 г., с. 68-70.
11. *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.
12. *Васильев А.В., Сорока И.В.* О повышении вибропрочностной надежности и виброизоляции автомобильных двигателей внутреннего сгорания. «Известия Самарского научного центра РАН», г. Самара, 2005 г., т.S2, с. 146-148.
13. *Васильев А.В. Сорока И.В.* Активная компенсация вибрации в газоводных системах энергетических машин. В сборнике трудов Всероссийской научно-технической конференции "Теплофизические и технологические аспекты управления качеством в машиностроении" памяти А.Н. Резникова, г. Тольятти, 18-20 мая 2005 г., с. 198-201.
14. *Васильев А.В.* Особенности активной компенсации низкочастотного шума и вибрации внутри пассажирского салона и кабины водителя транспортного средства. В сборнике трудов четвертой Всероссийской научно-технической конференции с международным участием "Современные тенденции развития автомобилестроения в России", г. Тольятти, 25-26 мая 2005 г., часть 1, с. 123-127.
15. *Вялышев А.И., Гаврилов А.М., Любашевский Г.С., Чони Ю.С.* Синтез системы компенсации вибрационного и звуковых полей. - Акустический журнал, 1977, т.23, вып. 2, с.474-475.
16. *Генкин М.Д., Елезов В.Т., Яблонский В.В.* Методы управляемой виброзащиты машин. М., Наука, 1985.
17. *Иванов Н.И., Никифоров А.С.* Основы виброакустики: Учебник для вузов - СПб.: Политехника, 2000. – 482 с.: ил.
18. . *Ballo I., Szuttor N.* Active systems in the vibration control of heavy machine driver`s seats. Archives of Acoustics, Warsaw, 10, N4, 1985, 319-326.

19. *Chaplin, G.B.B.:* Method and Apparatus for Canceling Vibration. US Patent No. 4,489,441. Patented: Dec. 18, 1984. Priority (GB): Nov. 21, 1979.
20. *Chaplin, G.B.B. and Smith, R.A.*: Method and Apparatus for Canceling Vibrations. US Patent No. 4,490,841. Patented: Dec. 25, 1984. Priority (GB): Oct. 21, 1981.
21. *Chatterton P.F.* A case history of low frequency noise problem. Noise control and vibration isolation. - 1979. - Vol.2, N3. - pp.10-12.
22. *De Man P. and Preumont A.*, "Hybrid Feedback-Feedforward control for Vibration Suppression", ASME 15th Biennal Conference on Mechanical Vibration and Noise, 19-23 September, 1995.
23. *El-Aini Yenia M., Benedict Barry K., Baghadadi Sami, Matheny Paul A.* (United Technologies Corp.). Active Rotor Stage Vibration Control: Patent USA N 6125536. Filed: 24.11.1999; Patented: 03.10.2000.
24. . *Elliott S.* Active Control of Noise and Vibration - State of the Art and Future Prospects. - NAM'94, Aarhus, Denmark, 1994 - pp.13-24.
25. . *Elliott, S.J., Nelson, PA. and Stothers, I.M.:* Active Vibration Control. Intnl. Patent Appl. WO 88/02912. Published: April 21, 1988. Priority (GB): Oct. 7, 1986.
26. *Graf P.I., Shoureshi R., Stevens R.W., Houston T.L.* On Implementation of Adaptive Hydraulic Mounts. SAE Paper No 870634, 1987.
27. *Guicking, D.* Active Noise and Vibration Control. Annotated reference bibliography. 3rd ed. (1991): 1704 citations. 1st supplement to the 3rd ed. (1991): 1752 citations.
28. *Guicking, D.:* Active Control of Vibration and Sound – An overview of the Patent Literature. In ISMA 21 Proceedings of the International Noise and Vibration Engineering Conference, Leuven, Belgium, 1996, pp. 199-220.
29. . *Hansen C. H.,* Snyder S. D. Active Control of Noise and Vibration. 1997, Cambridge University Press UK. P:1267.
30. *Jolly M.R. and Miller L.R.* The Control of Semi-Active Dampers using Relative Feedback Signals. SAE Paper No 892483, 1989.
31. *S.P. King and A.E. Staple.* Minimization of Helicopter Vibration Through Active Control of Structural Response. Technical Report, Westland Helicopter Ltd.
32. *McDonald, A.M., Elliott, S.J., Stokers, M.A.:* Active noise and vibration control within automobiles. Proc. Int. Symposium on Active Control of Sound and Vibration, Tokyo, 1991, pp.147-157.
33. *Mechel F.P.* (Fraunhofer-Gesellschaft, D): Hybrider Schalldämpfer. German Patent Application No. 40 27 511 C1. Filed: August 30, 1990. Patented: Oct. 2, 1991.
34. *Möser M.* Aktive Kontrolle einfacher, selbsterregter Resonatoren. Acustica, Vol. 69, pp.175-184, 1989.
35. *Ogarkov A.A., Vassiliev A.V., Voltchonkov* V.I. About the experience of low-rotated piston compressor units vibration reduction. Proc. of the 29 International Congress on Noise Control Engineering "Inter-noise 2000", Nice, France, 2000 August 27-30, Volume 6, pp.3932-3936.
36. *Preumont, A.* "Active Structure for Vibrations Suppression and Precision pointing", AGARD Symposium on Space Systems Design and Development Testing, Cannes, October 1994.
37. *Ross, C. F., Eatwell G.P.* (ANVT, USA): Active Sound and/or Vibration Control. US Patent No. 5,365,594. Patented: November 15, 1994. Priority (GB): August 17, 1988.
38. *Scheuren, J.*: Aktive Beeinflussung der Wellenausbreitung I: Theoretische Überlegungen zur aktiven Beeinflussung der Ausbreitung von Luft- und Korperschall. Acustica 71 (1990) 243-256.
39. *Scheuren, J.:* Aktive Lärmbekämpfung (Antischall). Chapter 42, Tashenbuch der Technische Acustik, 1994, pp. 6-645.

40. *Sim E. and Lee S.W.*, 1991, "Active Vibration Control of Flexible Structures with Acceleration or Combined Feedback", SDM Conference, Long-Beach, A1AA paper 91-1015-CP.
41. *Simpson M.A., Luong T.M., Fuller C.R., Jones J.D*. Full-scale demonstration tests of cabin noise reduction using active vibration control. Douglas Paper 8152 AIAA-89-1074, 1989.
42. *Vassiliev A.V., Iliazov E.K., Mokrinski A.V*. Investigations of Piston Compressor Pipelines Vibration Reduction. Proc. of 8th International Congress on Sound and Vibration, Hong Kong, China, July 4-6, 2001, Volume 5, p. 2827-2834.
43. *Vassiliev A.V*. About the Principles of Classification of Low Frequency Transport Noise and Vibration Reduction Methods. Plenary Report. In proc. of the 7th International Symposium "Transport Noise and Vibration" (edition of East-European Acoustical Association), June 8-10 2004, Saint-Petersburg, Russia. P: 28.

Шум и вибрации самолетов с двигателями нового поколения (проблемы и решения)

Бакланов В.С.
ПАО «Туполев»

baklanov@tupolev.ru

Бурное развитие двигателестроения позволяет проводить ремоторизацию как однопроходных массовых самолетов (типа B737, A320), занимающих 80% парка магистральных самолетов, так и популярных самолетов другого класса – B777 и A330.

Ближайшие 10 – 15 лет мы будем иметь дело с самолетами, оснащенными турбовентиляторными двигателями повышенной степенью двухконтурности (8,5 – 12): Leap-1B, Leap-1A, ПД-14, GE9X, TRENT 7000, TRENT 1000 TEN, XWX и семейством типа PW1000G.

Самолеты, оснащенные такими двигателями, могут успешно выполнить будущие шумовые стандарты 2017 года (Chapter 14) (Рис.1), обеспечить снижение вредных выбросов и повышение топливной эффективности, но при этом происходит существенное изменение виброакустических характеристик силовых установок [1] .

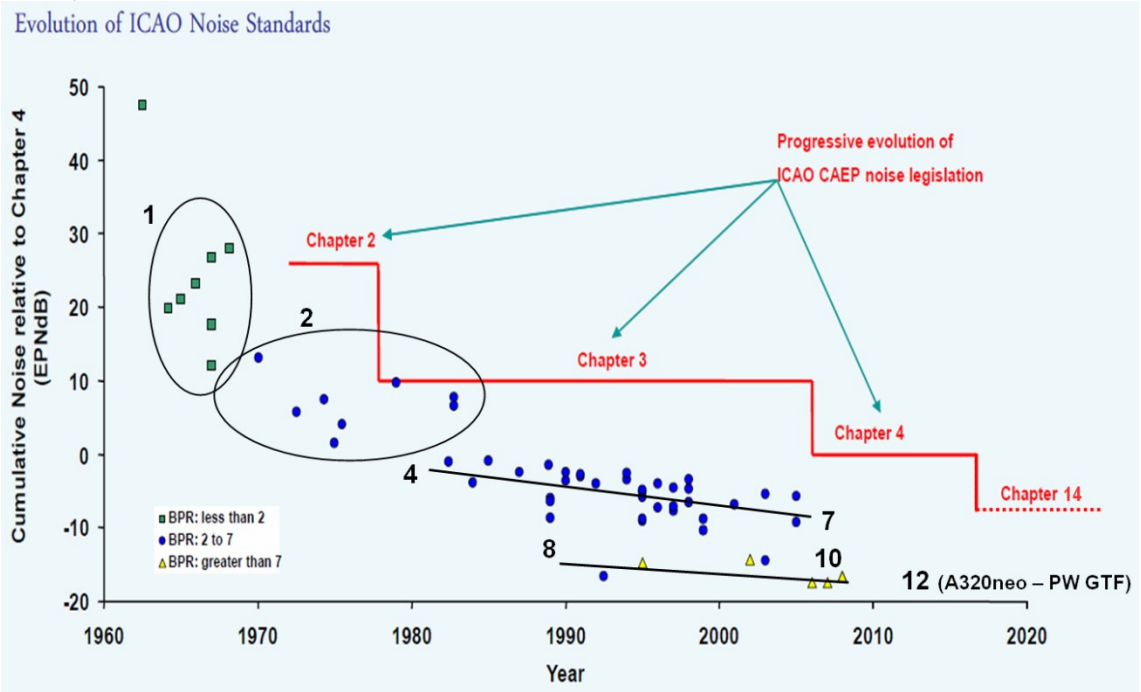


Рис. 1. Эволюция норм шума на местности.

Повышенная степень двухконтурности двигателя приводит не только к значительному увеличению акустической мощности вентилятора, но и к изменению спектра шума, излучаемого из передней и задней полусфер силовой установки.

Вибрационный спектр турбовентиляторных двигателей существенно расширяется со сдвигом в низкочастотный диапазон вследствие пониженной частоты вращения ротора вентилятора (особенно в случае применения редуктора). Некоторые гармоники газовоздушного тракта (например, вращающегося вихря), связанные определенным соотношением с частотой вращения вала вентилятора, уже оказываются в области инфразвука (Рис.2).

Эти составляющие и будут определять спектр динамического воздействия двигателей, передаваемый через узлы крепления на конструкцию планера.

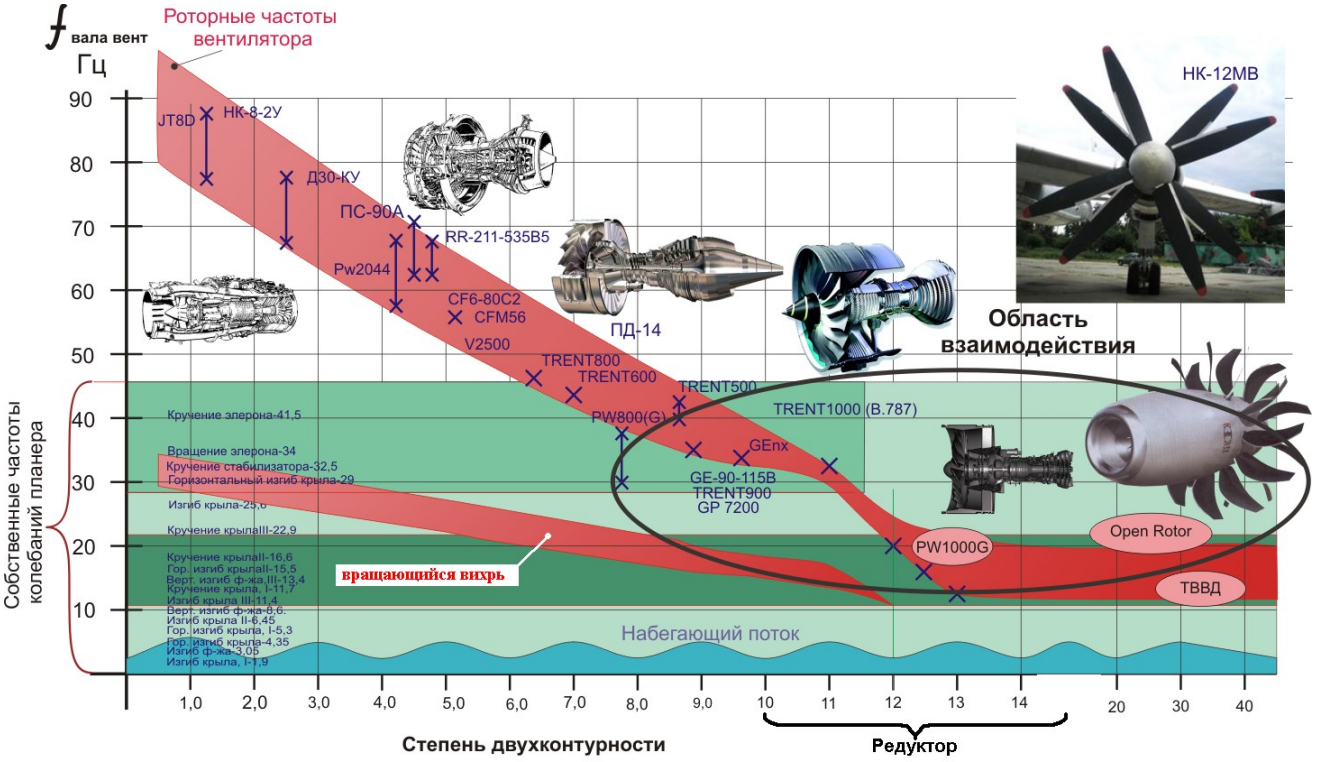


Рис.2. Частоты (вращения вала вентилятора и вращающегося вихря) двигателя и собственные частоты планера самолета в процессе эволюции двигателей.

Для планера современного самолета характерно наличие нескольких десятков собственных форм колебаний в низкочастотной части спектра; взаимодействие некоторых из них с возмущающим воздействием силовой установки может привести к генерированию в кабинах самолетов дискретных низкочастотных составляющих шума высокого уровня [1].

1-ая лопастная гармоника шума вентилятора снижается в 1,5 – 2 раза (до 500 Гц для редукторного двигателя).

Уровень этих составляющих в большой степени определяется условиями на входе в вентилятор (возможностью генерирования аэродинамического

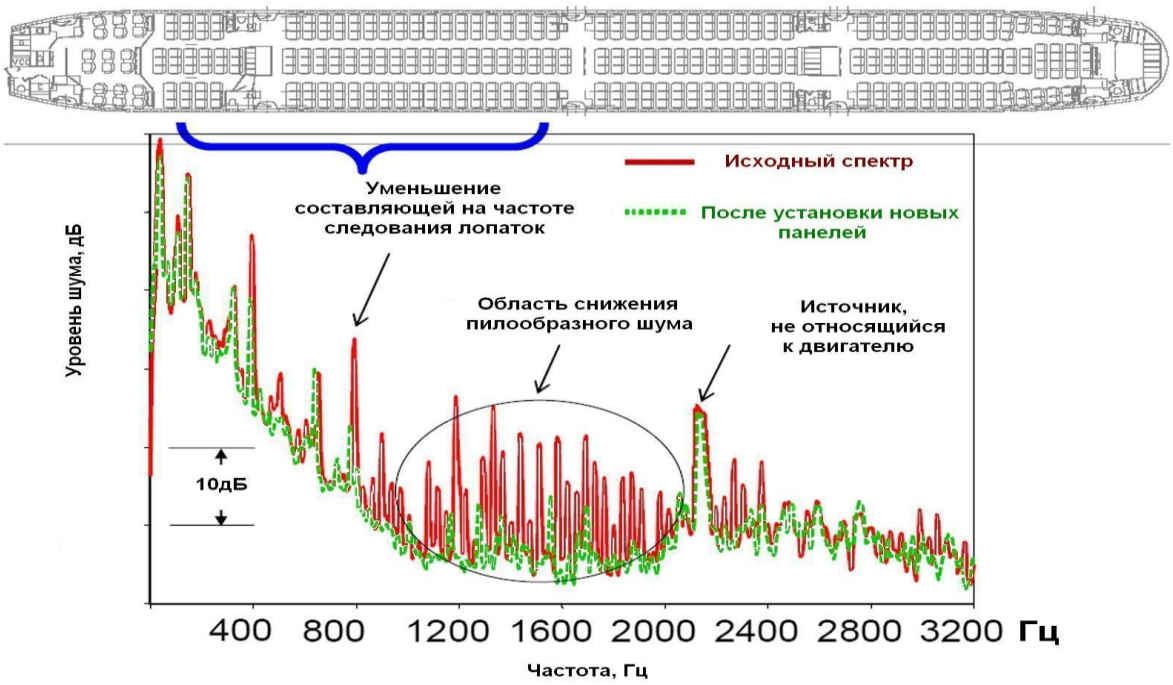


Рис.3. Спектр шума в передней части кабины самолета-демонстратора QTD2 - B777 300ER с двигателями GE90-115B, степень двухконтурности – 8,7 [2].

дисбаланса длинных лопаток вентилятора)

С увеличением диаметра вентилятора концы лопаток вращаются со сверхзвуковой скоростью, генерируя ударные волны. Взаимодействие ударных волн с колесом вентилятора образует полигармонический ряд дискретных составляющих вокруг основных частот следования лопаток (первая и вторая гармоники), отличающихся на частоту вращения вала вентилятора, названный «пилообразным» шумом (Рис.3).

Поэтому шум, излучаемый из воздухозаборников двигателей большой степени двухконтурности в дальнее поле и по направлению к стенке фюзеляжа, состоит из многократных тонов более низких частот, что отмечалось и в спектре шума переднего пассажирского салона самолетов-демонстраторов QTD1 и QTD2 (Рис.3).

Ожидаемый уровень структурного шума (от вибрационного воздействия двигателей) в гермокабине существенно возрастает в низкочастотной части спектра, что подтверждается как расчетами с учетом передаточных функций виброакустической проводимости и динамических податливостей прототипов двигателей и планеров [3], так и измерениями на самолете-демонстраторе QTD2 [2].

Решение проблем шума, видимо, потребует переноса внимания с традиционных методов (установки ЗПК, от которых требуется повышенная высота) на методы борьбы с шумом в источнике (широкохордные лопатки вентилятора, технология блиск, актуаторы).

Решение проблем структурного шума низкочастотной части спектра потребует создания нового поколения крепления двигателей (видимо, с встроенными низкочастотными блоками виброизоляции или пьезоэлектрическими актуаторами) [4].

Опыт эксплуатации самолетов с двигателями большой степени двухконтурности показывает, что уровень низкочастотных составляющих структурного шума в кабине экипажа может превысить рекомендации санитарных норм и вызвать вопросы о безопасности полетов, а нас впереди ожидают 2-е (Advance) и 3-е (UltraFan) поколения редукторных двигателей и может быть «Open rotor».

Список литературы

1. *Baklanov V.S.* Interaction of power plant with airframe of new generation aircraft. EUCASS book series advances in aerospace sciences.2012.Volume4. Progress in Propulsion Physics, p.395-416.
2. *Nesbitt E., Jia Yu* and all, Quiet Technology Demonstrator 2 Intake Liner Design and Validation Proc. 12th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, 8-10 May, 2006, Cambridge, Massachusetts.
3. *Бакланов В. С.* «Роль структурного шума в гермокабине самолета от вибрационного воздействия двигателей нового поколения». Акустический журнал, 2016, том.62. № 4, с.1-7.
4. *Бакланов В. С., Галяутдинов Р.Н.* «Виброакустика и виброизоляция авиационных двигателей нового поколения (проблемы и решения)». Сб. статей «Климовские чтения - 2015. Перспективные направления развития двигателестроения». С.Петербург. 2015г.

Оценка вкладов и аппроксимация основных источников шума высокоскоростных поездов

Иванов Н.И., Шашурин А.Е., Бойко Ю.С.
ФГБОУВО «Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова»

kb_iak@mail.ru

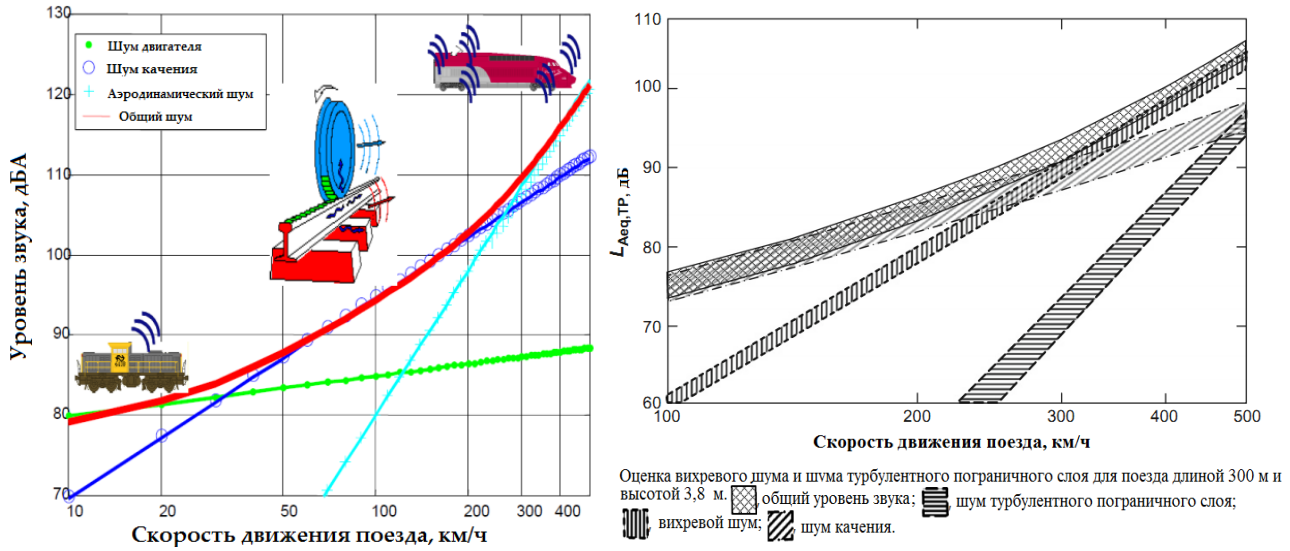
Аннотация: В работе описаны основные источники шума высокоскоростных поездов, представлены результаты их аппроксимации по типу (точечный/ линейный) на расстоянии 25 м от оси железнодорожного пути, направленности, пространственному углу излучения, получены спектральные характеристики поезда в целом, выполнено сравнение расчетных и экспериментальных спектров. Дополнительно описаны спектральные характеристики отдельных источников шума высокоскоростного поезда. Указаны граничные скорости перехода режимов преобладания шума двигателя, механического и аэродинамического в общем уровне шума. Представлено графическое отображение полученных зависимостей максимальных и эквивалентных уровней звука от скорости движения поезда в диапазоне от 250 до 400 км/ч.

Ключевые слова: Высокоскоростной поезд, спектр, источники шума, вклад.

Введение

Основными источниками шума железнодорожного транспорта являются шум качения, шум оборудования и двигателя и аэродинамический шум. Преобладание того или иного источника в общем уровне звука зависит, в первую очередь, от скоростного режима движения поезда. В апреле 2008 г. Международный Союз железных дорог (The International Union of Railways (UIC)) опубликовал документ, посвященный вопросу директивы о шуме в окружающей среде и планов ее развития в части железных дорог с названием на оригинальном языке «Environmental Noise Directive Development of Action Plans for Railways» [9]. В документе представлен наглядный рисунок (рис. 1 а).), достаточно часто цитируемый в научных изданиях, в том числе и российских авторов, отображающий искомую зависимость: так, принимается, что при скорости движения поезда до 30 км/ч превалирующим является шум двигателя и оборудования, от 30 до 250 км/ч – шум качения, при скорости в среднем более 250 км/ч - аэродинамический шум.

В одной из своих книг [10], посвященных железнодорожному шуму и вибрации, английский ученый Дэвид Томпсон подробно описывает аэродинамический шум, возникающий на высоких скоростях движения поезда, где дополнительно выделяются шум турбулентного пограничного слоя и вихревой шум, как составляющие аэродинамического шума (рис. 1 б)).



а) *б)*

Рис. 1. Зависимость уровней звука от скорости движения поезда [9; 10]

С соблюдением данного теоретического положения о превалировании аэродинамического шума при скорости движения поезда более 250 км/ч, авторами были разработаны математические формулы, подробно описанные в работах [1-3], позволяющие выполнять расчеты и оценивать уровни звука, создаваемые высокоскоростным поездом в целом (со скоростью движения от 250 до 400 км/ч) и отдельными его источниками, в числе которых источники аэродинамического шума (корпус, носовая часть, пантограф (в неделимой системе с контактным проводом)) и источники механического шума (шум качения, излучаемый при взаимодействии колеса с рельсом). В основе инженерных расчетов лежал принцип энергетического суммирования одновременно-воздействующих некогерентных источников шума. Выполненная работа легла в основу ряда нормативно-технических документов [7; 8].

Аппроксимация источников шума высокоскоростных поездов

При описании и аппроксимации источников шума высокоскоростного поезда как отдельных излучателей учитывалась высота их расположения относительно уровня головки рельса, тип (точечный/ линейный), направленность и пространственный угол излучения.

Максимальные уровни звука

Основные параметры источников шума (далее – ИШ) высокоскоростного поезда при определении максимальных уровней звука в расчетной точке на расстоянии 25 м от оси железнодорожного пути представлены в таблице 1 [3].

*Таблица 1.***Источники шума высокоскоростного поезда, участвующие при расчете максимального уровня звука, и их параметры**

Источники шума	**Вид создаваемого шума**	**Условное обозначение**	**Высота, м**	**Тип ИШ**	**Направленность ИШ**	**Пространст-венный угол излучения**
Пантограф	Аэродина-мический шум	$L^{pan}_{A\max Tp25,\,j}$	5,0	Точечный	Ненаправ-ленный	4π
Корпус и носовая часть поезда	Аэродина-мический шум	$L^{body}_{A\max Tp25,\,j}$	2,0	Линейный	Ненаправ-ленный	4π
Ходовая часть поезда	Шум качения	$L^{w/s}_{A\max Tp25,\,j}$	0,5	Линейный	Ненаправ-ленный	2π

Принятые допущения по аппроксимации источников шума при оценке максимального уровня звука также удовлетворяют условиям формирования звукового поля на заданном расстоянии R_0=25 м (расстояние, на котором определяются шумовые характеристики поездов). Доказательство соблюдения условий аппроксимации представлено в Таблице 2 [3].

Таблица 2. **Описание условий аппроксимации источников шума и доказательство их соблюдения в расчетной модели**

Источник шума (излучатель)	**Схема**	**Излучаемая звуковая волна**	**Условие аппроксимации излучателя [6]**	**Средние значения для высокоскоростного поезда**	**Соблюдение условия аппроксимации**
Точечный (пантограф)		Сферическая	$R \geq 2l_{\max}$	R = 25 м l_{max} = 400-1900 мм	25 м ≥ 3,8 м *Условие выполнено*
Линейный (корпус, ходовая часть поезда)		Цилиндри-ческая	$R \leq l / \pi$	R = 25 м l_{max} = 200-350 м	25 ≤ 64 ÷ 111 м *Условие выполнено*
Условные обозначения: R – расстояние от источника шума до расчетной точки, м; l – максимальный размер источника шума, м.					

Эквивалентные уровни звука

Основные параметры источников шума, участвующих при определении эквивалентных уровней звука представлены в таблице 3 [3].

Таблица 3. **Источники шума высокоскоростного поезда, участвующие в расчете эквивалентных уровней звука, и их параметры**

Источники шума	**Вид создаваемого шума**	**Условное обозначение**	**Высота, м**	**Тип ИШ**	**Направлен-ность ИШ**	**Пространственный угол излучения**
Пантограф	Аэродинамический шум	$L^{pan}_{AeqTp25,\,j}$	5,0	Линейный	Ненаправленный	4π
Корпус и носовая часть поезда	Аэродинамический шум	$L^{body}_{AeqTp25,\,j}$	2,0	Линейный	Ненаправленный	4π
Ходовая часть поезда	Шума качения	$L^{w/s}_{AeqTp25,\,j}$	0,5	Линейный	Направлен-ный	2π

Следует отметить, что один и тот же источник шума может быть различно аппроксимирован в зависимости от определяемого параметра звука (эквивалентный или максимальный уровень звука). Так, например, при расчете максимальных уровней звука на расстоянии 25 м от оси железнодорожного пути пантограф аппроксимирован точечным источником шума, т.к. принимается, что максимальный уровень звука достигается в момент кратчайшего расстояния между точкой наблюдения и источником шума (пантографом), а при расчете эквивалентных уровней звука – пантограф аппроксимирован линейным, т.к. во-первых, контактный провод, являющийся неотъемлемой частью выделенного комплексного источника шума, представляет собой протяженный источник шума, а во-вторых, эквивалентные уровни звука непрерывно накапливаются во времени и учитывают все случаи взаимного расположения источников шума и точки наблюдения (от максимально длинной дистанции до кратчайшего расстояния между источником шума и точкой наблюдения).

Шум качения, возникающий при взаимодействии колеса поезда с рельсом, представляет собой энергетическую сумму в точке наблюдения от множества однотипных источников (колесных пар), равномерно распределенных по длине поезда и одновременно оказывающих воздействие на наблюдателя. Данное допущение отличается от модели, описанной в ГОСТ Р 33325-2015 [5], где, например, максимальный уровень звука генерируется условно точечным источником шума, возникающим в месте какого-либо дефекта дорожной сети: например, неровностью рельсов или выпрямленного участка колеса. В свою очередь в разработанной теории ходовая часть высокоскоростного поезда аппроксимирована линейным источником шума, как при определении максимального, так и при определении эквивалентного уровня звука, т.к. принято допущение, что в современных моделях высокоскоростных поездов (с эксплуатационной скоростью от 250 до 400 км/ч) исключена вероятность наличия каких-либо дефектов колесных пар поезда или рельсов в связи с повышенными требованиями к безопасности высокоскоростного

железнодорожного движения. Как следствие, принимается, что все колесные пары поезда обладают равным уровнем звуковой мощности, и создаваемые уровни звука в точке наблюдения, являются энергетической суммой уровней звука от взаимодействия всех колесных пар с рельсом, равномерно распределенных по всей длине поезда. Процесс формирования уровней звука в точке наблюдения представлен на рисунке 2 [3].

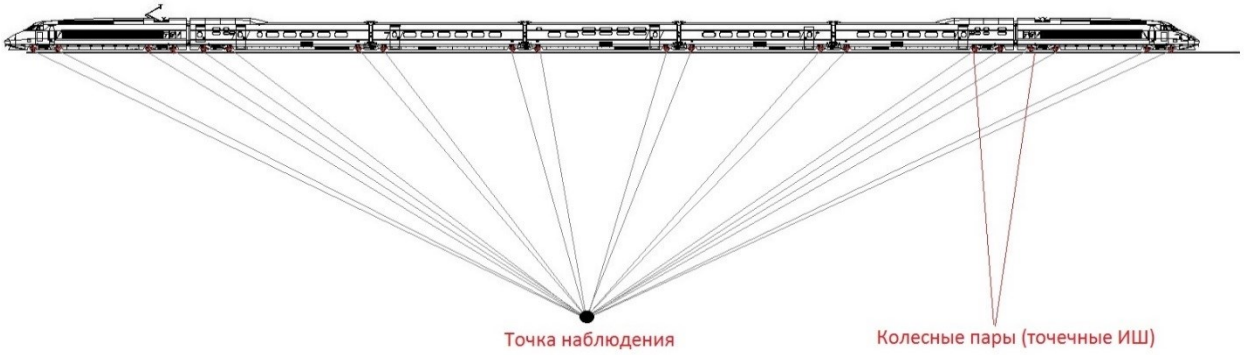


Рис. 2. Формирование максимального уровня звука в точке наблюдения от ходовой части высокоскоростного поезда [3]

Путем составления уравнений линейной регрессии были получены зависимости уровней звука от скорости движения поезда, подтверждающие физический смысл превалирования аэродинамического шума в общем уровне звука посредством соблюдения закона возрастания уровня звука пропорционально скорости в 6-ой степени, что соответствует 60lgV.

На рисунке 3 представлено графическое отображение полученных зависимостей максимальных и эквивалентных уровней звука от скорости движения поезда.

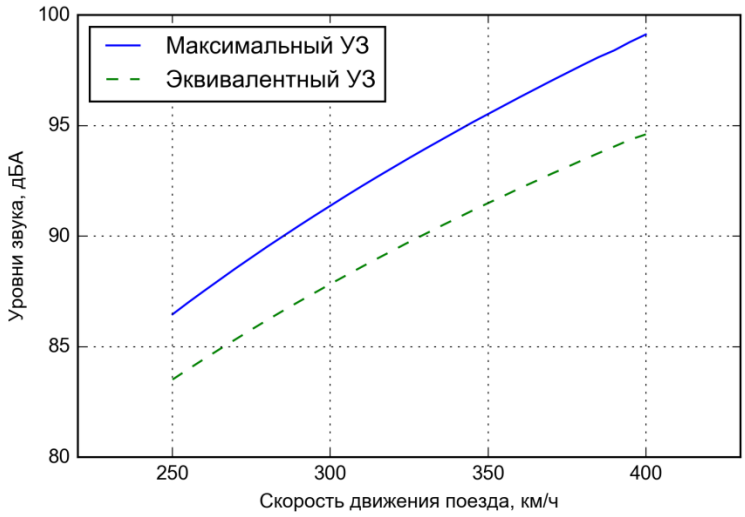


Рис. 3. Зависимость уровней звука от скорости движения высокоскоростного поезда [3]

Спектральная характеристика источников шума высокоскоростных поездов

Помимо эквивалентных и максимальных уровней звука в рамках выполнения работ [3, 7, 8] выполнен анализ спектральной составляющей как для поезда в целом, так и для отдельных его источников.

Спектральная характеристика шума высокоскоростного поезда, полученная расчетным и экспериментальным путем при скорости движения 300 км/ч, представлена в графическом виде на рисунке 4. Эксперимент проводился на высокоскоростных железных дорогах Испании на линии Барселона-Мадрид. Подробное описание экспериментов приведено в работах [1-4]. Спектр является низкочастотным, что объясняется преобладанием аэродинамического шума в общем уровне.

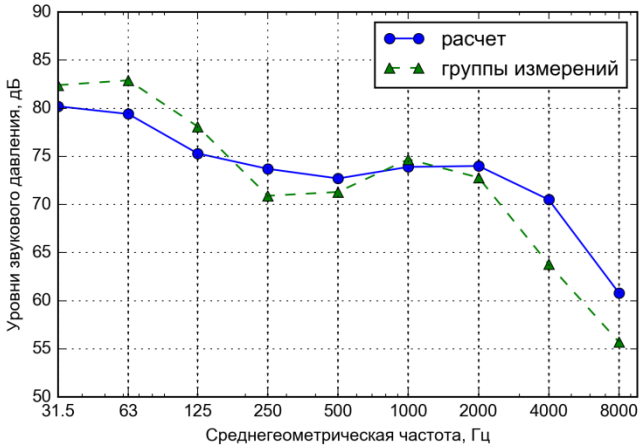


Рис. 4. Спектральная характеристика шума высокоскоростного поезда на высоте 3,5 м и на расстоянии 25 м от оси [3]

Значения относительных спектров шума высокоскоростного поезда и его отдельных источников представлены в таблице 4.

Таблица 4. **Относительные спектры шума высокоскоростных поездов при скорости движения 250-400 км/ч [8]**

Тип источника шума (высота, м)	**Относительная частотная характеристика, дБ, при среднегеометрических частотах октавной полосы, Гц**								
	31,5	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**
Поезд в целом (3,5 м)	7,2	6,4	2,3	0,7	-0,3	0,9	1,0	-2,5	-12,2
Пантограф (5,0 м)	-24,9	-14,9	-4,9	0,1	-2,9	-3,6	-2,0	-7,2	-15,2
Корпус и носовая часть поезда (2,0 м)	5,7	4,8	-0,2	-9,8	-5,4	-6,4	-3,6	-7,3	-18,2
Ходовая часть поезда (0,5 м)	1,8	1,2	-3,8	-13,4	-9,0	-2,4	-7,0	-7,4	-18,3

Спектры отдельных источников шума при энергетическом суммировании

удовлетворяют спектральной характеристике поезда в целом и отвечают физическому смыслу.

Заключение

В результате выполненных исследованиях, в том числе в рамках работ [1-4, 7-8] были выявлены основные источники шума высокоскоростных поездов при скорости движения от 250 до 400 км/ч, определены спектральные характеристики отдельных источников шума высокоскоростного поезда, и поезда в целом. Проверка путем энергетического суммирования подтвердила правильность выполненного выделения вкладов пантографа, корпуса, носовой и ходовой частей поезда.

Список литературы

1. *Бойко Ю.С.* Проведение расчетов шума высокоскоростных поездов// Международный научно-исследовательский журнал №9 (51). Часть 2. Физико-математические науки. Сентябрь, 2016. – с. 118-120.
2. *Бойко Ю.С., Иванов Н.И., Шашурин А.Е.* Расчет шума высокоскоростных поездов// «Бюллетень строительной техники», Издательство «БСТ», №6 (982) 2016. – с. 27-29.
3. *Бойко Ю. С.* Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 01.04.06 "Акустика" Бойко Ю. С. «Расчет и снижение шума высокоскоростных поездов на селитебной территории»
4. *Бойко Ю.С., Шашурин А.Е., Cardona J., Albaladejo M.* Исследование процессов шумообразования при движении высокоскоростных поездов// Noise Theory and Practice (эл.), №1 (2), 2015. – с. 84-89.
5. ГОСТ 33325-2015. Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом.
6. *Иванов Н.И.* Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник/ Н.И. Иванов. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Логос, 2013. – 432 с.
7. *Специальные технические условия.* Шумозащитные мероприятия для участка Москва – Казань высокоскоростной железнодорожной магистрали Москва – Казань – Екатеринбург. Технические нормы и требования к проектированию и строительству – Санкт-Петербург: ФГБОУ ПГУПС, 2016 – 127 с. (Утверждены Министерством строительства и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации).
8. *СП XXX.1325800.2016.* Защита от шума для высокоскоростных железнодорожных линий. Правила проектирования и строительства (проект). – Санкт-Петербург, 2016 – 130 с.
9. *Hemsworth Brian*. Noise Consultant LLP: Environmental Noise Directive. Development of Action Plans for Railways; prepared for International Union of Railways (UIC 2008).
10. *Thompson D.* Railway noise and vibration: mechanisms, modeling and means of control, Elsevier, Great Britain, 2009. – 1-518 pp.

Изменение нормативных требований к акустическим экранам в связи с введением Технического регламента Таможенного союза ТР ТС 014/2011 «Безопасность автомобильных дорог»

Тюрина Н.В.
ЗАО «Институт «Трансэкопроект»

natalia_tyurina@mail.ru

Аннотация: Акустические экраны широко применяются для защиты от транспортного шума. Несмотря на относительную простоту конструкции акустических экранов, несоблюдение нормативных требований может привести к значительному снижению эффективности экрана. С введением регламента Таможенного союза «Безопасность автомобильных дорог» и перечня ГОСТ, обеспечивающих соблюдение данного регламента, появились новые требования к акустическим экранам, отличающиеся от требований российских нормативных документов. Статья содержит рекомендации по проектированию акустические экранов с учетом новых нормативных требований.

Ключевые слова: акустические экраны, ГОСТ, нормативные требования, регламент, транспортный шум, эффективность.

Введение

Для обеспечения требуемого снижения транспортного шума необходимо правильное моделирование процесса распространения транспортного шума с учетом всех особенностей его затухания, отражения и поглощения, в том числе, снижения шума акустическим экраном. Погрешности моделирования акустического воздействия и акустического экрана приводят к превышению уровней звука над предельно-допустимыми уровнями, а также серьезным социальным и финансовым потерям. Грамотное проектирование акустических экранов, устанавливаемые на пути распространения транспортного шума, существенно влияет на достижение нормативных требований на прилегающей к автодороге территории.

В соответствии с договором о Евразийском экономическом союзе, ратифицированным Федеральным законом от 03.10.2014 №279-ФЗ, и решением комиссии Таможенного союза от 18 октября 2011 г. № 827 «О принятии технического регламента Таможенного союза «Безопасность автомобильных дорог», с 01.09.2016 г. на территории Российской Федерации действует обязательный для применения Технический регламент «Безопасность автомобильных дорог» (ТР ТС 014/2011).

Решением коллегии Евразийской экономической комиссии от 18 сентября 2012 г. № 159 определён перечень стандартов, в результате применения которых на добровольной основе обеспечивается соблюдение требований

Технического регламента Таможенного союза «Безопасность автомобильных дорог» (ТР ТС 014/2011)». Применение указанного перечня стандартов на добровольной основе не требует дополнительного обоснования того, что при их выполнении обеспечиваются обязательные требования ТР ТС 014/2011.

В соответствии со статьей 4 ТР ТС 014/2011 «соответствие автомобильных дорог и дорожных сооружений на них настоящему техническому регламенту обеспечивается выполнением его требований к безопасности непосредственно либо выполнением требований международных и региональных стандартов, а в случае их отсутствия - национальных (государственных) стандартов государств-членов Таможенного союза, в результате применения которых на добровольной основе обеспечивается соблюдение требований принятого технического регламента Таможенного союза (далее ТС)».

Действие ТР ТС 014/2011 распространяется на дороги автомобильные общего пользования и не распространяется на улицы населенных пунктов

В состав перечня стандартов ТС входят межгосударственные стандарты, устанавливающие технические требования к акустическим экранам и методы контроля технических требований ГОСТ 32957-2014 «Дороги автомобильные общего пользования. Экраны акустические. Технические требования» (далее ГОСТ ТС) и ГОСТ 32958-2014 «Дороги автомобильные общего пользования. Экраны акустические. Методы контроля».

Основные требования к акустическим экранам

На основании результатов анализа изменений требований ГОСТ 32957-2014 в сравнении с требованиями национальных документов Российской Федерации сделан вывод о том, что ряд требований ГОСТ 32957-2014 существенно отличается от требований нормативных документов РФ. В частности, введены:

- требования о проведении натурных испытаний при установленных акустических экранах;
- требования к подтверждению свойств акустического экрана (по наличию сертификатов и срокам обеспечения акустических и других свойств);
- более жесткие требования к пожарной безопасности экранов;
- архитектурные требования к акустическим экранам;
- требования к размещению акустических экранов, в том числе относительно других элементов обустройства автомобильной дороги и др.

Изменение нормативных требований к снижению шума экраном

Формулировка требования по шумозащите к акустическим экранам согласно ГОСТ 32957, в том числе согласно п.п. 5.1.2, 5.1.6, 5.1.12, существенно отличается от требований нормативных документов РФ, в части

обеспечения допустимых значений шума, установления требований по шумозащите заказчиком в задании, установления уровней шума перед экранами и параметров экранов по аналогам, требования о производстве поверочных расчётов в уровнях звукового давления и др. Кроме того, в ГОСТ 32957 установлено требование о проведении акустических испытаний экранов, на основании которых выполняется приемка и констатация удовлетворения проектных данных.

Согласно ГОСТ ТС к техническим требованиям для акустических экранов относятся достигаемые при их устройстве показатели шума, измеряемые шумомером в контрольной измерительной точке с заданными координатами, установленные в технических требованиях и в проектной документации и соответствующие национальным санитарным требованиям и нормам СП 51.13330.2011 (Рис. 1). Акустический экран должен быть спроектирован и построен таким образом, чтобы шум внутри объекта защиты не превышал допустимых значений шума, установленных в национальных нормативных документах в области защиты от шума. Результат применения акустического экрана определяется по степени соответствия установленным в проектной документации для объекта защиты допустимым значениям шума, измеряемого шумомером в контрольной(ых) измерительной(ых) точке(ах), с учётом норм, установленных в технических нормативных правовых актах в области технического нормирования и стандартизации и национальных стандартах в области защиты от шума.

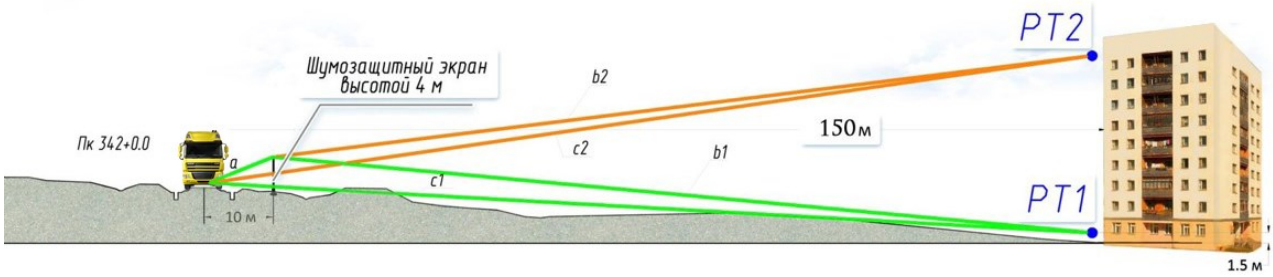


Рис. 1. Схема проведения испытаний экрана путем измерения шума в контрольных измерительных точках

Испытания при приёмке работ по устройству акустического экрана проводят путём сравнения допустимых значений шума, установленных в проектной документации для объекта защиты, с результатами измерения шумомером в контрольных (измерительных) точках при использовании методов контроля.

Требования к обеспечению пожарной безопасности экранов

Наиболее жесткие требования в ГОСТ ТС к акустическим экранам установлены с точки зрения пожарной безопасности. Согласно п.4.4 и п.6.12 ГОСТ 32957-2014 акустические экраны по огнестойкости материалов подразделяются на трудносгораемые и несгораемые. Однако, термины

«трудносгораемые» и «несгораемые» не соответствуют принятым в РФ, в частности, в Федеральном законе РФ от 22.07.2008 №123-ФЗ «Технический регламент о требованиях пожарной безопасности», согласно которому материалы по горючести делятся на негорючие, трудногорючие и горючие. Таким образом, согласно ГОСТ ТС экраны могут быть изготовлены только из негорючих или трудногорючих материалов. Однако, данное требование ГОСТ ТС фактически делает невозможным применение светопрозрачных полимерных материалов в конструкции АЭ, таких как полиметилметакрилат (ПММА), поликарбонат и др., так как полимерные материалы являются сильно горючими. Таким образом, согласно ГОСТ ТС следует отказаться от применения в конструкции экранов материалов с классом пожарной опасности КМ4 и КМ5 (горючих), при этом выходом из ситуации является применение в качестве светопрозрачных панелей закалённого стекла толщиной не менее 14 мм.

В случае применения материалов с классом пожарной опасности выше КМ0 рекомендуется использовать в качестве противопожарной преграды через каждые 250 м секции шириной не менее 4 метров из негорючих материалов (класс пожарной опасности КМ0), в том числе в зоне пожарных проходов (фото 1,Рис. 2).

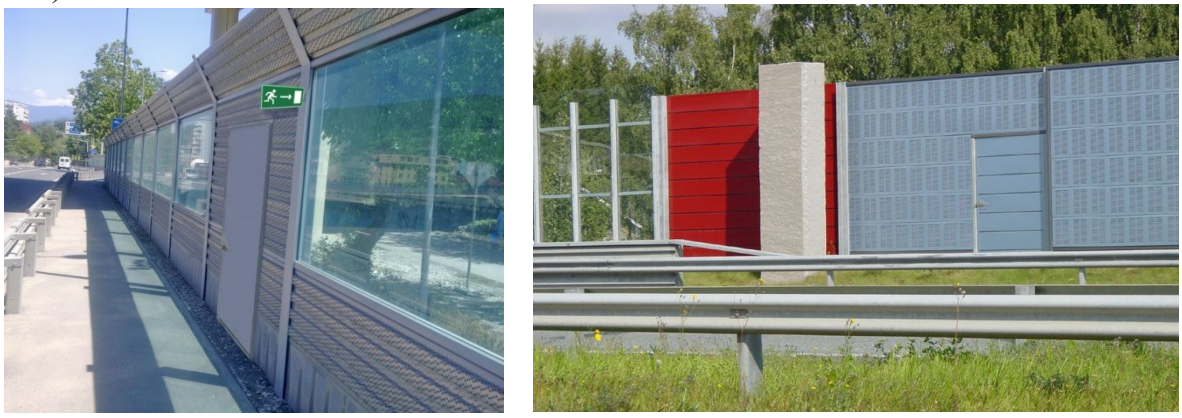


Фото 1. Примеры реализации пожарного прохода в экране, выполненной в виде секции, состоящей из негорючих материалов и звукоизолирующей двери

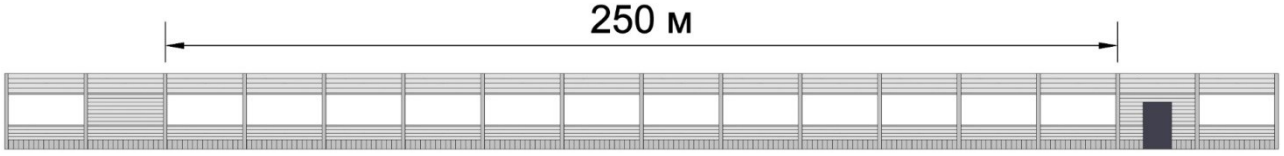


Рис. 2. Схема реализации пожарного прохода в экране, выполненной в виде секции, состоящей из негорючих материалов и звукоизолирующей двери.

Заключение

ГОСТ 32957-2014 «Дороги автомобильные общего пользования. Экраны акустические. Технические требования», обеспечивающий соблюдение ТР ТС 014/2011, устанавливает более жесткие, чем нормы РФ, требования к акустическим экранам. Для обеспечения данных требований предлагаются практические рекомендации.

Доклады

Проблемы нормотворчества в области шума в РФ

Комкин А.И.
МГТУ им. Н.Э. Баумана

akomkin@mail.ru

Аннотация: В работе рассмотрены проблемы, связанные с нормотворчеством в области шума в Российской Федерации. Отмечается, что качество выходящей в свет в последнее время нормативной документации существенно снизилось. Этот вывод сделан на основе анализа двух недавно появившихся стандартов: ГОСТ 12.1.003-2014 и СанПиН 2.2.4.3359-16, в которых содержится целый ряд неточностей, ошибочных определений, а в первом из них еще и ничем необоснованного предложения в виде отказа от использования единиц измерения дБА и дБС. Предлагается повысить качество разработки нормативной документации, путем приглашения к их разработке только квалифицированных и имеющих авторитет в области технической акустики специалистов и организации, а также обсуждение этих документов на стадии их разработки с целью своевременного устранения имеющихся неточностей и учета разумных предложений.

Ключевые слова: шум, нормирование шума, нормативные документы, анализ**.**

Как отмечалось Н.И. Ивановым [1] «Масштабы акустического загрязнения окружающей среды и тенденции его роста в Российской Федерации вызывают тревогу и требуют принятия безотлагательных мер». Одной из таких мер является совершенствование нормативных актов в области шума. Некоторые проблемы в нормировании шума и пути их разрешения обсуждались автором два года назад на прошлой конференции [2], а также рассмотрены в [3]. За последнее время вышел ряд документов, связанных с нормированием шума [4-7]. Однако общей характеристикой этих документов является их слабая проработка. В результате этого в них имеется целый ряд неточностей, ошибок и непродуманных предложений. С одной стороны, это может быть обусловлено недостаточно высокой квалификацией в этом вопросе разработчиков этих документов, а с другой стороны тем, что на стадии разработки документы не проходили широкого обсуждения специалистами профильных организаций. В результате зачастую выход в свет новых нормативных документов становится для специалистов сюрпризом, при этом далеко не всегда приятным. Остановимся на этом вопросе, подробнее рассмотрев некоторые из этих документов.

Первый из рассматриваемых документов ГОСТ 12.1.003-2014 [6]. Он относится к системе стандартов безопасности труда и, судя по названию, должен заменить собой ранее действовавший ГОСТ 12.1.003-83 [8], который определял общие требования безопасности, касающиеся шума, в частности

нормы шума для различных видов трудовой деятельности. Однако в новом документе такие нормы не устанавливаются. Более того, и сами нормируемые характеристики шума также определены весьма туманно: ими «могут быть, например, эквивалентный уровень звука за 8-часовой рабочий день, пиковый уровень звука с частотной коррекцией С». Однако, вопрос о том, кто должен производить выбор этих характеристик и на какой основе, остается открытым. Вообще, представленные в этом документе общие требования безопасности без конкретизации параметров нормирования представляются чересчур общими. В нем гораздо большее внимание уделяется оценке и измерениям шума на рабочих местах, но этим вопросам посвящен отдельный нормативный документ [5]. В рассматриваемом документе имеется также ряд неточностей и ошибочных утверждений. Так в документе утверждается, что диапазон слышимых частот ограничивается сверху третьоктавной полосой 10 кГц, хотя в действительности он конечно гораздо выше. Весь пункт 3.1.2 сплошная путаница. Судя по приведенному там тексту, авторы совсем не представляют себе, что такое уровень звукового давления и чем он отличается от эквивалентного уровня.

Ну и апофеозом нормотворчества авторов этого документа является предложение отказаться от использования единиц измерения уровней звука дБА и дБС. Тут даже нет слов, чтобы достойно прокомментировать эту новацию, настолько она несуразна. Представляется, что ее могли предложить только те, кто мало связан с практической акустикой. Но к сожалению, мы не знаем так ли это, авторы документа нам неизвестны. Впрочем, сожаление вызывает и само введение в действие ГОСТа 12.1.003-2014.

Главным по степени важности из нормативных документов, вышедших в последнее время, несомненно является СанПиН 2.2.4.3359-16 [7]. По существу, он заменил собой в части нормирования шума на рабочих местах действующий ранее документ СН 2.2.4/2.1.8.562-96 [9]. За основу этого документа взят проект СанПиН 2.2.4. -14 «Гигиенические требования к физическим факторам производственной и окружающей среды» [10], который выставлялся на обсуждение несколько лет назад. Раздел в СанПиН 2.2.4. -14, относящийся к шуму, обсуждался нами на нашей предыдущей конференции, где был высказан ряд критических замечаний. В первую очередь это относилось к Общим положениям этого раздела, где даны основные термины и определения, которые были практически без изменений помещены в СанПиН 2.2.4.3359-16. К сожалению, эти замечания не были учтены, поэтому остановимся на этом подробнее еще раз.

Первое замечание относится к определению тонального шума, наличие которого рекомендуется устанавливать по превышению уровня в одной из 1/3-октавных полос над соседними не менее чем на 10 дБ. Однако, такое определение является безусловно давно устаревшим, относящимся к тому времени, когда основным инструментом детального частотного анализа являлся 1/3-октавные фильтры. Чистый тон, являясь гармоническим колебанием на

определенной частоте, сегодня достаточно просто идентифицируется с помощью БПФ-анализаторов, тем более что существенное превышение уровня в одной из 1/3-октавных полос может обуславливаться и узкополосным случайным шумом, который конечно не относится к тональному шуму.

Второе замечание относится к определению постоянного шума, который считается таковым, если его уровень звука за время измерения отличается не более чем на 5 дБА. Собственно, такое определение не является нововведением и восходит еще к старым нормативным документам [8]. Тем не менее, его вряд ли можно считать оправданным. Покажем это на простом примере. Имеется три одинаковых источника шума, равноудаленных от точки измерения шума, каждый из которых работая по отдельности создает в расчетной точке шум с уровнем L дБ. Если одновременно действует два источника шума, то в измерительной точке этот уровень шума возрастает на величину $\Delta L_{2} = 3$ дБ, а при одновременной работе трех источников - на величину $\Delta L_{3} = 4{,}8$ дБ, что по-прежнему в пределе 5 дБ, определяющем постоянство шума. Но это нонсенс! Шум при работе разного количества источников будет существенно меняться, а согласно нашему определению его следует считать постоянным. Возможно цифра 5 дБА в качестве критерия постоянного шума принималась исходя из субъективных особенностей человеческого восприятия шума. Однако здесь идет речь об измерении шума, поэтому более оправданно для постоянного шума считать допустимый разброс в измеряемых уровнях его звука менее 2 дБА, учитывая, что оценке достоверности получаемых результатов измерений в современных нормативных документах по шуму уделяется большое внимание.

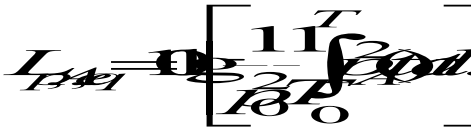
Третье замечание относится к определению уровней шума. В этом документе уровень звукового давления и эквивалентный уровень звукового давления определяется как десять логарифмов отношения квадрата звукового давления к квадрату опорного значения. Однако, такое определение принципиально неверно. Так как квадрат звукового давления непрерывно изменяется во времени, то также непрерывно будет изменяться и логарифм этой величины, принимая в частности и отрицательные значения. Под логарифмом должна стоять усредненная на некотором временном интервале величина, что собственно и имеет место на практике при проведении измерений. С этой точки зрения целесообразно было бы привести просто формулы, определяющие соответствующие уровни шума, что как раз и делалось в действовавших нормативных документах, чем использовать вместо этого словесные описания, да еще неверные. Также неверны и приведенные в этом документе определения для уровня звука и эквивалентного уровня звука. При этом для последней величины приведена и соответствующая формула, но стоящая в этой формуле под логарифмом величина некорректно определена как «квадрат среднеквадратичного значения уровня звука», что вообще является бессмыслицей. Чтобы это показать нагляднее приведем формулы для четырех рассматриваемых уровней шума:

а) уровень звукового давления

б) уровень звука

в) эквивалентный уровень звукового давления

а) эквивалентный уровень звука



В действительности во всех используемых формулах стоящая под логарифмом величина является средним значением квадрата звукового давления или квадрата корректированного с использованием частотной коррекцией А звукового давления. В первых двух формулах усреднение звукового давления проводится путем интегрирования с постоянной времени τ. При этом используются три постоянных времени: *S* (медленно, τ = 1 с), *F* (быстро, τ = 0,125 с) и *I* (импульс, τ = 0,035 с). В рассматриваемом документе отмечается, что процесс усреднения при получении уровня звука проводится с использованием временной коррекции. При этом очевидно имеется в виду использование экспоненциального усреднения, которое наряду с линейным усреднением, описываемом формулами (1) и (2), используется также и при получении уровня звукового давления. Однако при описании процесса усреднения следует говорить скорее о фильтрации, чем о временной коррекции звукового давления. Действительная временная коррекция процессов проводится, например, при спектральном анализе с использованием специальных временных окон для повышения точности в оценках спектра. Отметим также, что отличия в приведенных формулах состоят в том, что при получении эквивалентных уровней шума предполагается существенное увеличение времени усреднения T, определяемое особенностями формирования шума в производственном помещении.

Вместе с тем, положительной стороной СанПиН 2.2.4.3359-16 является современный подход к вопросам нормирования шума, согласующийся с мировыми тенденциями в этом вопросе. Во-первых, он состоит в том, что основным нормируемым показателем шума на рабочих местах является

эквивалентный (максимальный) уровень звука, а уровни звукового давления в октавных полосах частот перестают быть нормируемыми параметрами и становятся справочными, которые могут использоваться, например, при разработке мероприятий по защите от шума. Во-вторых, возможно некоторое ослабление в нормативных значениях уровней шума, которое состоит в допустимости увеличения нормативного значения уровня звука 80 дБА до 85 дБА при условии, что работодателем будут проведены необходимые мероприятия, направленные на минимизацию рисков здоровья работающих. Оправданность такого подхода, широко используемого в мировой практике, автором обосновывалась два года назад на предыдущей конференции. Такой шаг знаменует собой переход от декларативного нормирования к реальному нормированию, основанного на возможностях (технологических, технических и т.п.) сегодняшнего дня, и то, что сегодня он сделан не может не радовать.

Еще одной положительной стороной СанПиН 2.2.4.3359-16, является то, что там не стали отказываться от использования при нормировании единиц измерения дБА и дБС, как это было предписано в ГОСТ 12.1.003-2014. С одной стороны, это не может не вызывать удовлетворения, но с другой стороны отчетливо показывает отношение к вновь разрабатываемым нормативным документам.

В заключении еще раз отметим, что, как показал проведенный анализ, выходящие в свет в последнее время нормативные документы плохо проработаны и нуждаются, по крайнем мере, в серьезном научном редактировании. Для решения проблем повышения качества нормативных документов необходимо, во-первых, повышать квалификацию разработчиков этих документов, поручать выполнение этой работы специалистам и организациям, имеющим авторитет в этой области знаний. Во-вторых, целесообразно проводить открытые обсуждения нормативных документов на стадии их разработки, что позволило бы как устранить имеющиеся погрешности и недостатки, так и учесть сделанные в результате обсуждения разумные предложения. Хотелось бы, чтобы сделанные замечания были услышаны в государственный организациях, отвечающих за разработку и утверждение нормативных документов, без этого качество и авторитет этих документов будет снижаться и далее.

Список литературы

1. *Иванов Н.И.* Концепция снижения шума в РФ // Защита от повышенного шума и вибрации: Сборник докладов V Всероссийской научно-практической конференции, 18-20 марта 2015 г., СПб / Под ред. Н.И. Иванова. СПб, 2015. С. 14-26.
2. *Комкин А.И., Готлиб Я.Г., Алимов Н.П.* Нормирование шума как поиск компромисса // Защита от повышенного шума и вибрации: Сборник докладов V Всероссийской научно-практической конференции, 18-20 марта 2015 г., СПб / Под ред. Н.И. Иванова. СПб, 2015. С. 537-534.
3. *Комкин А.И., Готлиб Я.Г., Смирнов С.Г.* Нормирование шума. Реальный подход к

проблеме // Безопасность жизнедеятельности. 2015. № 10. С. 23-30.
4. ГОСТ 17187-2010. Шумомеры. Часть 1. Технические требования. М.: Стандартинформ, 2012. 32 с.
5. ГОСТ Р ИСО 9612-2013 Акустика. Измерения шума для оценки его воздействия на человека. Метод измерений на рабочих местах. М.: Стандартинформ, 2014. 32 с.
6. ГОСТ 12.1.003-2014. Система стандартов безопасности труда. Шум. Общие требования безопасности. М.: Стандартинформ, 2015. 26 с.
7. СанПиН 2.2.4.3359-16. Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах**:** URL: http://docs.cntd.ru/document/420362948 (дата обращения: 01.12.2017).
8. ГОСТ 12.1.003-83. Система стандартов безопасности труда. Шум. Общие требования безопасности. М.: Стандартинформ, 2008. 12 с.
9. 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.
10. 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).

Научное и методическое обеспечение службы спасения от вибраций и шума

Будрин С.В[1], Воскун М.Д.[2], Пименов И.К.[1], Щеголев Д.В.[2]
[1]Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
[2]ООО «Стандартпласт» г. Иваново

e-mail:budrin@list.ru

Аннотация: Целью прикладной науки является обеспечение промышленности избежать выпуска брака и обеспечить практику научной и методической документацией, позволяющей в обеспечить необходимую и достаточную достоверность результатов расчетной оценки коэффициентов преобразования энергии для любых искусственных (инженерных) преобразователей энергии.

Ключевые слова: количественные оценки энергии, достоверность расчетов преобразования энергии, нелинейность преобразования.

Доклад 2015 года на V Конференции «Защита от повышенного шума и вибраций».

Связь с докладом Будрин С.В., Рыков С.А., Щеголев Д.В. «Методы управления процессами преобразования энергии», Санкт Петербург. БГТУ им.Д.Ф. Устинова, 18-20 марта 2015 г. [1]

Причины отсутствия формирования обратной связи между авторами и возможными потребителями результатов исследований. Доклад [1] был воспринят, как очередное «бумаготворчество», т.е. материал, не связанный с практическими нуждами потребителей. Не помогли, при этом материалы сопоставления расчета и эксперимента, приведенные в докладе.

Авторский коллектив представляемого доклада считает, что каждый создатель нового типа преобразователя энергии, должен учитывать, что фактически все экологические требования и требования по ограничению вибрации и шума к образцам выпускаемой продукции по существу ориентируются на энергетические характеристики этих параметров. Именно эти обстоятельства и явились основанием обратить внимание при работе над рассматриваемыми докладами, на энергетические характеристики возможных преобразователей энергии.

Энергия.

Количественные характеристики энергетических параметров процессов распространения упругих волн. Как любая физическая величина, в том числе и энергия должна быть определена количественно. С учетом обстоятельства, что энергию количественно необходимо определять в пространстве и во времени,

ее количественными характеристиками могут являться плотность энергии (т.е. количество энергии, приходящиеся на единицу объема, площади или длины) и поток энергии (количество энергии, переносимое через некоторую произвольную площадку в единицу времени).

Преобразование в тепло части потенциальной энергии процессов связано с нагреванием элемента тела при его деформации. Количественно этот процесс характеризуется путем использования при выполнении расчетов модулей упругости материалов, представляемых в виде комплексных величин. При этом следует иметь в виду, что для каждого модуля упругости, соответствующего упругой деформации элемента упругого тела, существует свое соотношение между действительной и мнимой частями всех независимых модулей упругости. Сведений о комплексных модулях полимерных материалов для всего диапазона частот, в котором производится расчет эффективности САЗ, просто нет.

Преобразование в тепло части кинетической энергии процессов. Шероховатость и сопротивление продуванию. Этот процесс преобразования характеризуется нагреванием соприкасающихся поверхностей при трении в местах контакта. Порядок численного учета этих процессов принято связывать с величиной мнимой части плотности применительно к волокнистым звукопоглощающим материалам. Эти сведения приведены в работе [9]. Метод экспериментального определения комплексной плотности материалов при использовании трубы Кундта приведен в материалах [6] по этапу 1 договора 70. В справочных изданиях о параметрах материалов информация, о комплексной плотности любых материалов отсутствует.

Коллектив исполнителей.

Эпиграфом к докладу можно взять: «**Борьба с браком – дело коллективное**»!

Кроме «бумажной» информации, важным делом в реализации деятельности «**службы спасения**» является создание «бумажной» информации, соответствующей требованиям практики. По существу она из категории «бумажной», т.е. бесполезной информации, приобрела статус практического руководства при создании ИПЭ, удовлетворяющих требованиям и ТЗ.

Это лишь одна грань деятельности «**службы спасения**». Для реализации разработанного способа управления процессами преобразования энергии необходимо иметь работающее производство материалов с заданными физико-механическими параметрами. Выполнение этого требования не под силу учебному заведению. Если обратиться в интернете на сайт «Стандартпласт», то можно получить информацию о многих материалах, используемых для целей звукоизоляции и вибропоглощения. Ценность этой компании состоит и в том, что практически все материалы выпускаются на предприятиях этой фирмы. В принципе, было бы хорошо, если бы компания ООО «Стандартпласт» (**STP**) взяла бы на себя не только функцию выпуска материалов, но и осуществление

всех функций **«Службы спасения от вибраций и шума для любых ИПЭ»** или эту службу следовало бы называть **SOS** по **САЗ**. Это очень большая работа, но и большая ответственность. В плане обеспечения нормального функционирования деятельности **SOS** по **САЗ** у коллектива компании **STP** есть все необходимые и достаточные условия. Проблем с точки зрения научного и методического сопровождения не возникало до сих пор, технический эксперт компании профессор Будрин Сергей Валентинович занимается этими вопросами с 1959 года. С компанией ООО «Стандартпласт» он работает с 2001 года. Заместитель генерального директора по акустике Щеголев Дмитрий Валентинович осуществляет непосредственное руководство всеми работами компании, имеющими отношение к акустике. В компании имеется хорошая экспериментальная база и хорошо организованное производство рекламируемых материалов.

«Дармовой» сыр бывает только в мышеловке. Обращаясь к недавней дискуссии в СМИ о статусе гомеопатии, следует проследить определенную связь между ходом этой дискуссии применительно к любым лекарственным средствам и проблемой выбора САЗ, предназначенных для лечения ИПЭ от повышенной виброактивности и шума. Подобная система должна быть признана целесообразной и при выборе САЗ, направленных на выполнение условий ТЗ на работу по реализации управления процессами преобразования энергии, т.е. разработку и реализацию САЗ с оговоренной ТЗ эффективностью. Следует сразу же отбросить возможность создания САЗ, которые полезны в любых случаях использования. Как в принципе не существует «точной» методики расчета эффективности САЗ, так и не представляется возможным создать САЗ эффективное всегда и в любых вариантах использования. Следуя эпиграфу к докладу, успешное решение задач «Службы спасения от вибраций шума» возможно лишь при совместных усилиях специалистов в различных сферах деятельности. Именно такой подход лег в основу действий коллектива, выполнявшего рассматриваемые работы. Такая информация следует из рекламного проспекта «**акустический комфорт и безопасность от STP**» (2013-2014).

Возможности расчетной оценки эффективности САЗ. Определенная информация по этому вопросу приведена в работе [1], но в аннотации к настоящему докладу указано, что относительно методов расчета по сравнению с докладом 2015 года достигнут определенный прогресс.

Методы расчета и программные комплексы.

Историческая справка

Успехи в развитии методов математической физики достигнутые трудами ученых-классиков в XIX веке позволили поднять вопросы о практической реализации этих успехов в деятельности человечества. В самом деле, работы Рэлея, Лэмба, Навье, Стокса и других выдающихся ученых – классиков

позволили описать в виде дифференциальных уравнений распространение упругих и гравитационных волн по телам конечных размеров с заданными физико-механическими параметрами. Более того, были получены и решения этих уравнений, но лишь для ортогональных систем координат. Уже в XX веке были разработаны методы математической физики, при представлении объектов расчета в виде конечного числа элементов, которые можно представить в ортогональных системах координат, мало того разработаны методы представления решений в виде бесконечной системы интегральных уравнений. Решение уравнений Винера-Хопфа и метод факторизации.

Вот тут и появились препятствия при попытке связать полученные решения с требованиями практической деятельности человечества. Во-первых, реальные конструкции ПЭ не могут быть представлены в ортогональных системах координат. Во-вторых, во время получения решений еще не существовало вычислительных машин, которые могли бы быть использованы для расчета коэффициентов преобразования энергии для ИПЭ. В-третьих, диапазон реальных значений коэффициентов преобразования энергии у существующих ИПЭ простирается от величин близких к единице, до значений 10^{10}. По существу было сказано лишь «слово», а до дела руки не дошли.

МКЭ и МГЭ.

Учитывая, что прогресс развития человечества остановить невозможно, эти трудности постепенно преодолевались. В первую очередь были разработаны методы расчета, оперирующие со связанной системой элементов с сосредоточенными параметрами. При использовании этих методов конструкцию ИПЭ разбивали на конечное число (недеформируемых элементов, заданной плотности) и совершающих произвольные связанные перемещения в пространстве. В общем случае можно было учитывать и связь между отдельными элементами в виде комплексных величин. Этот метод расчета получил название **Метод Конечных элементов (МКЭ)**. При учете внешней среды метод трансформировался в **Метод граничных элементов (МГЭ)**. В первую очередь эти методы были разработаны для решения задач прочности и распределения тепла, в последнее время большие усилия предпринимаются для определения сопротивления при движении ИПЭ в воздухе или воде. Формально расчет системы элементов сводится к применению методов решения **систем алгебраических уравнений с комплексными коэффициентами**. Система уравнений записывается для разветвленной электрической цепи с элементами, представляемыми в соответствии с работой Ольсона **«Динамические аналогии»** [9]. Точность расчета и достоверность результата. В настоящее время вычислительная техника развилась уже настолько, развилась, что не удивляет факт выполнения расчета систем, состоящих из 10^9 элементов. Это конечно хорошо, но не надо путать возможности ЭВМ с реализуемой точностью результатов расчета. Во всяком случае, в получивших широкое использование программных комплексах **ANSIS** вопрос учета преобразовании в

тепло колебательной энергии элементов конструкции ИПЭ, совершающих колебания в различных направлениях, еще не решен, и это определяет фактическую точность расчета. Сложности при использовании этих методов расчета возникают и при решении проблем разбиения на отдельные элементы при рассмотрении в качестве окружающей среды жидкости или газа и наличии сингулярносей формы обтекаемой конструкции.

Первый метод расчета соответствует математическому описанию движения конечного числа связанных элементов с сосредоточенными параметрами. (МКЭ и МГЭ).

ЭСМ и SEA.

Развитие МКЭ и МГЭ позволило решить определенные задачи, возникающие в процессе практической деятельности человечества, но нерешенных проблем оставалось еще много. Во всяком случае, основная задача достижение необходимой и достаточной достоверности результатов расчета эффективности САЗ, как преобразователей энергии оставалась еще не решенной. Следующим шагом в решении этой задачи можно считать развитие энергостатистических методов расчета. Сущность этих методов состоит в приведении конструкции ПЭ к связанной системе элементов с сосредоточенными энергетическими параметрами в части плотности энергии или потока энергии упругих волн. (Такой подход соответствует энергостатистическому методу **(ЭСМ)** расчета или англоязычной трактовке (**SEA**). Этот метод широко используется в России и за рубежом, в частности по договору №70 2001 года с ООО «Стандартпласт» этот метод был применен для расчета вибраций и шума корпуса автомобиля [1]. Расчет производился при представлении корпуса автомобиля в виде системы вибрационных и акустических энергетических элементов. Условием допустимости применения метода является выполнения условий установления диффузного поля вибрационных или акустических волн в элементах конструкции, на которые эта конструкция разбивается. Учитывая, что это условие зависит от размеров конструкции и скоростей рассматриваемых типов волн, то этот метод в первую очередь применяется для описания распространения энергии упругих волн в области относительно высоких частот. Для его применения в США разработан программный комплекс **AUTOSEA**, который реализует расчет разветвленных электрических цепей. Однако существенная разность между первым и вторым методами состоит в том, что при рассмотрении второго метода операции производятся при решении **систем алгебраических уравнений с действительными коэффициентами.** Достоверность получаемых результатов зависит от многих параметров. В частности от частотных характеристик коэффициентов потерь корпусных конструкций, определяемых экспериментально. Кроме того при определении коэффициентов связи между отдельными энергетическими элементами конструкции необходимо знать

скорости нормальных волн, распространяющихся по элементам конструкции. Расчет этих величин требует информации о параметрах материалов, которые используются при создании этих конструкций. Точность и объем этой информации, как правило, и определяет фактическую точность метода. Этот метод условно можно назвать методом расчета при рассмотрении сосредоточенных энергетических элементов.

Второй метод расчета реализует математическое описание процессов обмена энергией между конечным числом связанных элементов с сосредоточенными энергетическими параметрами. (ЭСМ и SEA).

МГИЭ и МКВЭ

Сопоставляя особенности условий допустимости и применения рассмотренных методов расчета, можно сделать вывод, что МКЭ в основном применим для аналитического описания и решения статических или низкочастотных задач, связанных с распространением упругих волн. С другой стороны, ЭСМ предназначен для решения высокочастотных задач. В этих условиях процесс развития методов расчета распространения упругих волн по сложным конструкциям ИПЭ определялся по существу скоростью совершенствования вычислительной техники. Именно эти процессы обеспечивали рост нижней частоты допустимости применения МКЭ и МГЭ. Эта частота увеличивалась и постепенно приближалась к нижней частоте допустимости применения высокочастотных методов ЭСМ. Такая ситуация создала условия необходимости появления нового метода, предназначенного для решения задач в промежуточном диапазоне частот. Первый шаг был сделан за счет развития метода расчета систем с сосредоточенными параметрами. При формулировке основ нового метода было введено допущение, что в отдельных элементах, на которые разбивается рассчитываемая конструкция возможно распространение упругих волн. Метод получил название метод граничных импедансных элементов. Представление объекта в виде связанных волновых элементов, в которых могут распространяться все нормальные волны с учетом граничных условий, реализуемых для конкретных элементов. (Такой подход соответствует методу граничных импедансных элементов (МГИЭ).) Метод был разработан в конце прошлого века [10]. Частным случаем, метода является метод конечных волновых элементов (МКВЭ). По существу метод оперирует с импедансными характеристиками рассматриваемых волновых элементов. При этом в качестве импедансных характеристик элементов конструкций используются **соединения матриц импедансов, в которых элементы матриц представлены в виде комплексных величин**. По сути, этот метод является обобщением метода пункта 4.2, но с учетом реализации волновых эффектов в пределах элементов сосредоточенными параметрами, с которым оперирует метод 4.2. Кроме того, производится учет окружающей среды на скорости нормальных волн, распространяющиеся по элементам конструкции. Для

отдельных вариантов конструктивного исполнения волновых элементов имеются программные комплексы, позволяющие достоверно определять и скорости нормальных волн с учетом излучения во внешнюю среду и преобразования колебательной энергии упругих волн в тепло. В общем случае для многих типовых конструкций программные комплексы еще не разработаны. При оперировании с матрицами импедансов для элементов этих матриц используются комплексные числа. Это пока является препятствием применения стандартных программных комплексов МКЭ. Отдельные варианты типовых волновых элементов (ВЭ) рассмотрены в докладе 2015 года [1], а алгоритмы расчета приведены в [10].

Третий метод расчета реализует математическое описание процессов обмена энергией между конечным числом связанных волновых элементов различного типа. (МГИЭ и МКВЭ).

МГЭЭ и МКЭЭ

Поверхностный взгляд на сложившуюся ситуацию может привести к ошибочной точке зрения, что все трудности позади и задача решена. Такой взгляд не отражает фактического положения дел. Дело в том, что пока ни в одном методе не было разговоров о точности выполнения расчетов. Фактически к решению основной задачи, стоящей перед прикладной наукой, еще не приступили. В этом месте следует еще раз напомнить, что «точных методов расчета» не существует. В самом деле, для всех вариантов методов расчета не было разговора о точности метода расчета, а проблема погрешности не обсуждалась. Сложно ставить вопрос о погрешности расчета в тех случаях, когда ориентировочное значение расчетной величины коэффициента преобразования энергии может иметь порядок $\cong 10^{10}$. Возникает естественный вопрос, имеем ли мы вообще основания говорить о приемлемой погрешности расчета, при таких величинах расчетных величин. Естественно можно говорить об относительной погрешности, но это дает принципиального ответа. Единственным выходом из сложившейся ситуации может быть принятие допущения, что суммарная расчетная величина соответствует выполнению расчетов по конечному числу алгоритмов, имеющих собственную погрешность. Необходимым условием допустимости применения всех алгоритмов является требование, чтобы каждый алгоритм расчета давал случайный результат, но математическое ожидание этого результата было бы максимально близко к «точному» решению. По существу выполнение требования создания метода расчета предполагает создание комплекса методов математического представления конечного числа физических процессов, которые лишь при совместной реализации обеспечивают коэффициент преобразования энергии, соответствующей фактическому коэффициенту преобразования для всего ИПЭ. Степень разброса получаемых результатов гарантировать нельзя, но есть хотя

бы надежда на получение приемлемой величины погрешности. По существу, в этом и состоят требования к новому методу расчета.

В предыдущем методе расчета в качестве отправной точки мы выбрали метод расчета систем с сосредоточенными параметрами и учитывали отличие фактических условий распространения волн в элементах, по сравнению с твердым телом. В этом методе отправной точкой будем рассматривать метод разбиения на элементы с сосредоточенными энергетическими параметрами, т.е. ЭСМ. При этом в соответствиями с условиями ЭСМ, в пределах элемента полагается постоянным поток энергии упругих волн. В новом методе допустим возможность обмена между потоками энергии в пределах элемента, а, следовательно, и возможность некоторого распределения энергии диффузного поля упругих волн в пределах рассматриваемого элемента. Представление объекта в виде связанных энергетических элементов, в которых устанавливается диффузное поле для всех нормальных волн. (Такой подход соответствует методу граничных энергетических элементов (МГЭЭ).) Метод был разработан в конце прошлого века [8]. Частным случаем, метода является метод конечных энергетических элементов (МКЭЭ). По существу метод оперирует с энергетическими импедансными характеристиками рассматриваемых волновых элементов. При этом в качестве импедансных характеристик элементов конструкций используются соединения матриц энергетических импедансов, в которых элементы матриц представлены в виде действительных величин. Метод является обобщением **ЭСМ**, но является его развитием, в соответствии с которым обмен энергией между различными типами, распространяющимися волн или нормальными волнами, распространяющимися в противоположных направлениях, происходит непрерывно, по всей поверхности элемента. Это и следует из работы, положившей основу его разработки. При использовании метода **оперирование производится с матрицами энергетических импедансов, характерная особенность этих матриц состоит в том, что все элементы этих матриц является действительными числами**. Это и определяет возможность использования традиционных программных комплексов типа **ANSIS** для выполнения расчетов. По существу в пределах элемента конструкции происходит усреднение случайных неоднородностей, характерных для конкретного типа волн и его конструктивного исполнения.

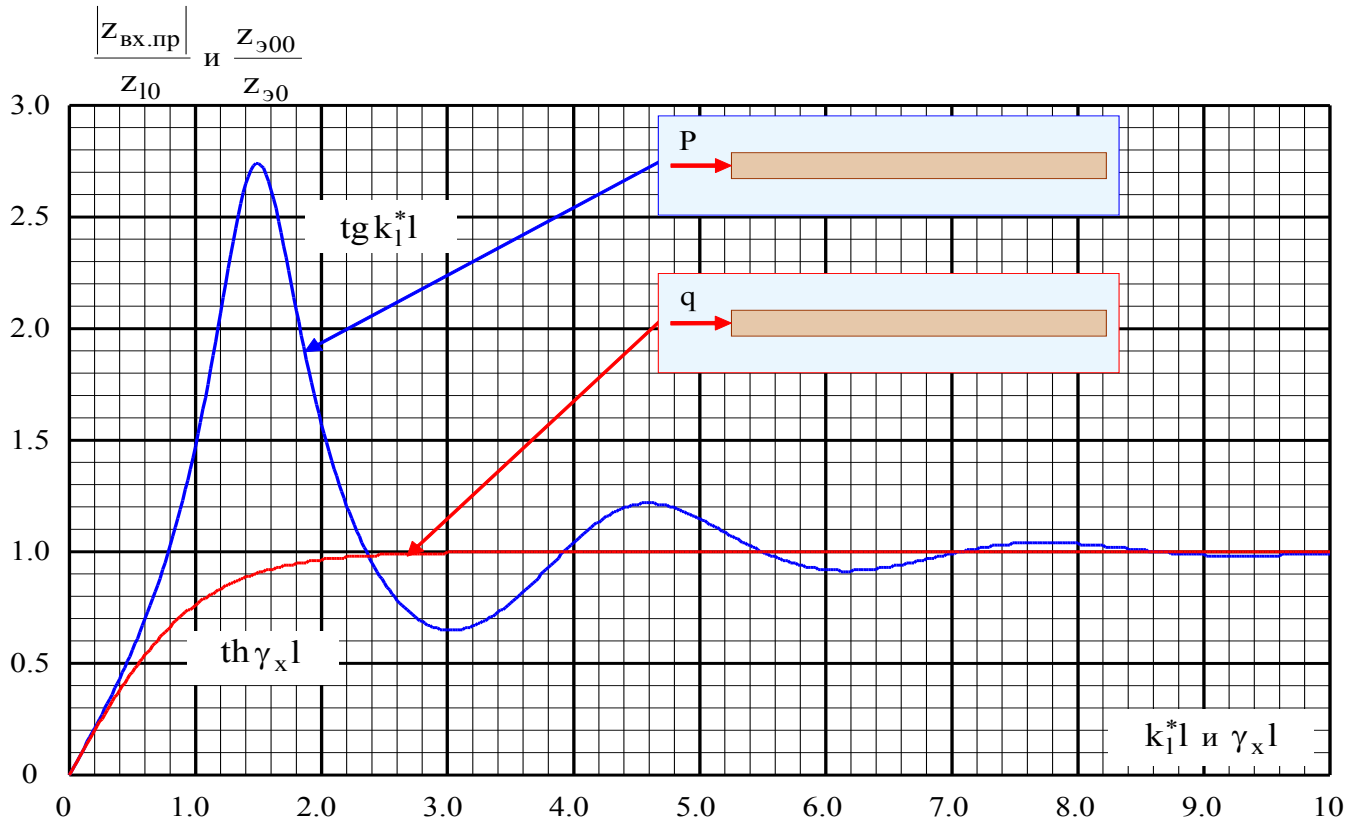


Рис.1. Зависимости нормированного входного механического импеданса и входного энергетического импеданса для конструкции конечной длины от величин $k_l^* l$ и $\gamma_x l$.

Некоторое сходство и различие методов МГИЭ и МГЭЭ можно проследить на результатах сопоставления входных импедансов подобных структур. Сопоставление колебательного и энергетического импедансов для структуры конечных размеров приведено на рис.1. Общим для рассматриваемых импедансов является факт, что по мере удаления от точки возбуждения импедансы изменяются, в соответствии с физическими процессами, учитываемыми разными методами. Кроме того, при значительном удалении от места приложения источника возбуждения оба импеданса стремятся к некоторой постоянной величине, соответствующей импедансу полубесконечной структуры. Для колебательного импеданса характерно взаимодействие прямой и отраженной нормальных волн. При этом осциллирующий процесс изменения входного импеданса по мере приближения к постоянной величине определяется уменьшающимся влиянием нормальной волны, отраженной от противоположного конца структуры конечных размеров. Изменение входного энергетического импеданса по мере увеличения длины возбуждаемой структуры определяется степенью приближения обмена энергии между двумя нормальными волнами, распространяющимися в противоположных направлениях, к установившемуся обмену, характерному для полубесконечной структуры. Сопоставление этих импедансов показывает, что применение МКЭЭ для расчета распространения энергии упругих волн дает

меньший разброс результатов, а следовательно следует ожидать меньшую погрешность расчета.

Четвертый метод расчета реализует математическое описание процессов обмена энергией между конечным числом связанных энергетических элементов (в элементах диффузное поле упругих волн различного типа). (МГЭЭ и МКЭЭ).

Решения неоднородных задач, связанных с преобразованием энергии.

Было бы наивным полагать, что все проблемы, связанные с достоверностью результатов расчета исчезнут при использовании последнего метода расчета. В этом методе предприняты определенные допущения, позволяющие надеяться на определенный прогресс, связанный с повышением достоверности результатов. На самом деле это не так. Практика показывает, что максимальная погрешность результатов расчета проявляется при необходимости математического представления матриц входных импедансов конструкции ИПЭ и матриц внутренних импедансов источников возбуждения конструкций ИПЭ. Задачи предыдущего раздела связанны с реализацией процессов преобразования энергии. Они представляет интерес лишь в плане получения исходных данных и разработки методов расчета, которые необходимы для решения неоднородных задач. На практике обычно необходимо рассматривать замкнутую задачу с учетом источников и потребителей энергии, чтобы можно было говорить о суммарном коэффициенте преобразования энергии. В этом ключе те методы, которые рассматриваются в предыдущем разделе, пока не предназначены для решения неоднородных задач. Пока сделан лишь первый шаг.

Источники шума и вибраций гидродинамической природы.

В конце прошлого века в процессе сдачи головной ПЛ проекта 949 было установлено, что одним из основных источников внешнего шума корабля были источники гидродинамической природы. Источники этой природы оказывали определяющее влияние на внешнее поле как в области низких, так и высоких частот. Физические закономерности формирования внешнего поля, для этих источников были разные, но как было показано в работах генерального конструктора корабля Игоря Леонидовича Баранова [12], формирование сил, действующих со стороны потока на обтекаемую конструкцию, было подобным. К сожалению, теоретические методы гидромеханики пока не разработаны для достоверного описания процессов формирования динамических сил, действующих на обтекаемую конструкцию. Не разработаны пока еще и программные комплексы, позволяющие расчетным путем определить величину акустической энергии, излучаемой как во внешнюю среду, так и виде энергии упругих волн в обтекаемую конструкцию. Тем не менее, анализ процессов формирования передачи энергии от потока в обтекаемые конструкции и далее

во внешнюю среду позволил разработать средства управления процессами преобразования энергии. Эти средства были внедрены на реальных кораблях и позволили не только выполнить требования договорной спецификации, но и реализовывать управление процессами преобразования энергии на последующих кораблях проекта.

Проблему формирования сил, действующих на обтекаемую поверхность со стороны потока, пока удалось приближенно представить путем введения двух понятий, характеризующих масштабы системы независимых источников, действие которых эквивалентно действию турбулентного потока. Эти понятия связаны с энергетическим размером источника и с его когерентным размером. В первую очередь были предприняты усилию для определения сил, действующих по нормали к обтекаемой поверхности. Для обтекаемых конструкций, у которых именно эти проекции являются определяющими в процессе передачи энергии потока в обтекаемую конструкцию, результаты такого подхода дали, обнадеживающие результаты. Примером такой конструкции является формирование динамических сил при обтекании выходных кромок гребных винтов.

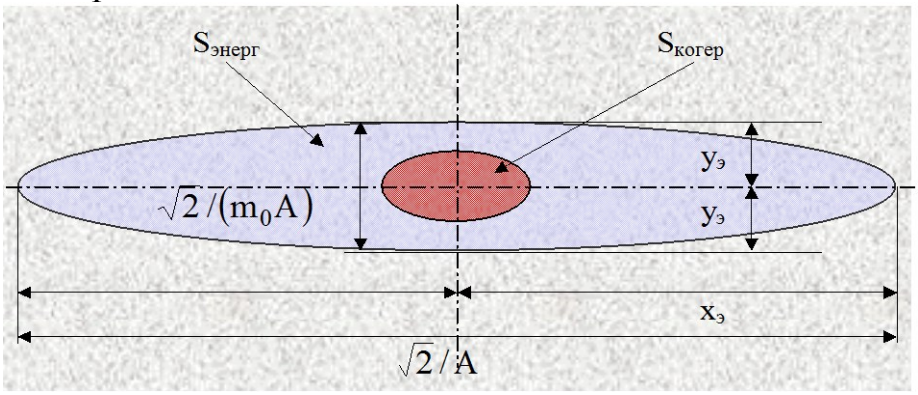


Рис.2. Схема энергетического и когерентного размеров для одного эквивалентного источника возбуждения обтекаемой поверхности.

Безусловно, этот подход следует рассматривать не более, чем один из возможных вариантов формирования динамических сил, но на его основании получен ряд результатов, которые вполне удовлетворительно соответствуют эксперименту, что позволяет надеяться на лучшее.

Можно сказать, что в этом направлении был сделан только первый шаг, так как рассматривались лишь силы, действующие по нормали к обтекаемой поверхности. На практике необходимо знание частотной характеристики вектора динамических сил, действующих на обтекаемую конструкцию со стороны потока. В процессе выполнения этих работ представляется целесообразным учесть опыт математического описания процессов формирования нормальных сил, изложенный в работах [11-12]. Сущность подхода состоит в оперировании с двумя масштабами неоднородностей потока (размеров «вихрей») первый масштаб можно назвать энергетическим, который связан с уровнем турбулентных пульсаций давлений в потоке, для второго масштаба больше подходит название когерентный масштаб и он соответствует

вектору динамической силы, действующей на обтекаемую конструкцию в пределах энергетического размера отдельного вихря.

Связь «точных» и инженерных методов расчета.

В последнее время в науке наблюдается широкое развитие фундаментальных методов расчета и на их основе делаются попытки разрабатывать методы расчета практических величин эффективности САЗ. Успешное решение задач такого типа получается крайне редко.

Пример, приведенный в предыдущем пункте является типовым для нахождения оптимального соответствия между необходимостью получения результата с точки зрения стоящих задач, и возможностей методов математической физики. Как правило, такие проблемы возникают на границе раздела двух сред. Рассмотрим еще один пример, связанный с аналитическим описанием излучения из цилиндрического волновода, выходящего из упругой оболочки в безграничную водную среду. В работе [13], рассмотрена такая задача при использовании метода граничных интегральных уравнений, т.е. решена классическая задача математической физики. В действительности задача была чисто практическая. Из корпуса ПЛ за борт выходят трубопроводы систем охлаждения главного конденсатор забортной водой. Экспериментально было установлено, что для определенного диапазона частот энергия акустических волны, распространяющаяся по трубопроводу может излучаться в внешнюю среду и определять суммарный шум корабля. Задача состояла в определении эффективности излучения из открытого конца трубопровода во внешнюю среду. При этом была настоятельная необходимость учесть влияние свойств корпуса корабля, который следовало рассматривать в качестве экрана для излучателя, соответствующему выходу трубопроводу за борт. За борт по трубе может вытекать не только вода, но и акустическая энергия. В качестве физической модели была рассмотрена задача об излучении из открытого конца цилиндрического трубопровода, выходящего из упругой сферической оболочки во внешнюю среду. Может показаться странным выбор сферической оболочки в качестве модели цилиндрического корпуса корабля.

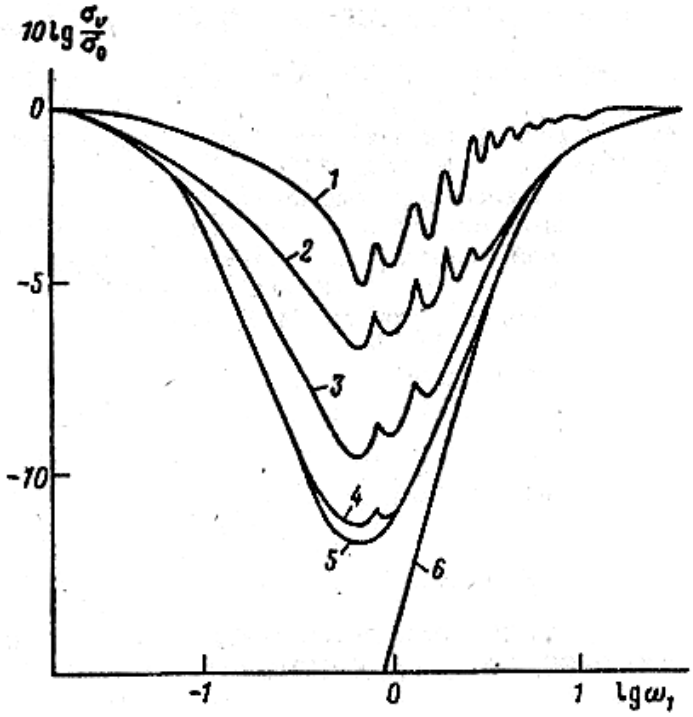


Рис.3 Эффективность излучения из открытого конца трубы с экраном, полученная разными методами расчета. Рисунок взят из работы [13].

Однако, это соответствие исчезает при анализе физических процессов, сопровождающих формирование энергии, излучаемый во внешнюю среду. В самом деле, для учета упругих свойств оболочки не является принципиальным, какая оболочка цилиндрическая или сферическая, так как важно правильно учесть ее локальную жесткость в области выхода трубопровода за борт. Для решения у нас имеются две ограниченные области, представленные с ортогональных системах координат сферическая система координат для оболочки и цилиндрическая система координат для трубопровода. Все условия для демонстрации методов математической физики. Но с чем сравнивать и как оценить правильность полученного решения. Для сравнения был предложен приближенный метод, изложенный в работе [14]. Первое решение получено при использовании метода граничных интегральных уравнений, а второе методом асимптотических оценок при стремлении переменных к предельным значениям (кривые 4 и 5 рис. 3). Из сопоставления двух решений следует, что приближенный метод правильно учитывает основные физические явления оказывающие влияние на величину эффективности излучения из открытого конца трубопровода, установленного в основном корпусе. Это позволило принятые допущения использовать для более сложной задаче, которую даже не предпринимали попыток решить методами математической физики. математической физики даже и не стали решать, из-за ее сложности и ограниченной информативности получаемых результатов.

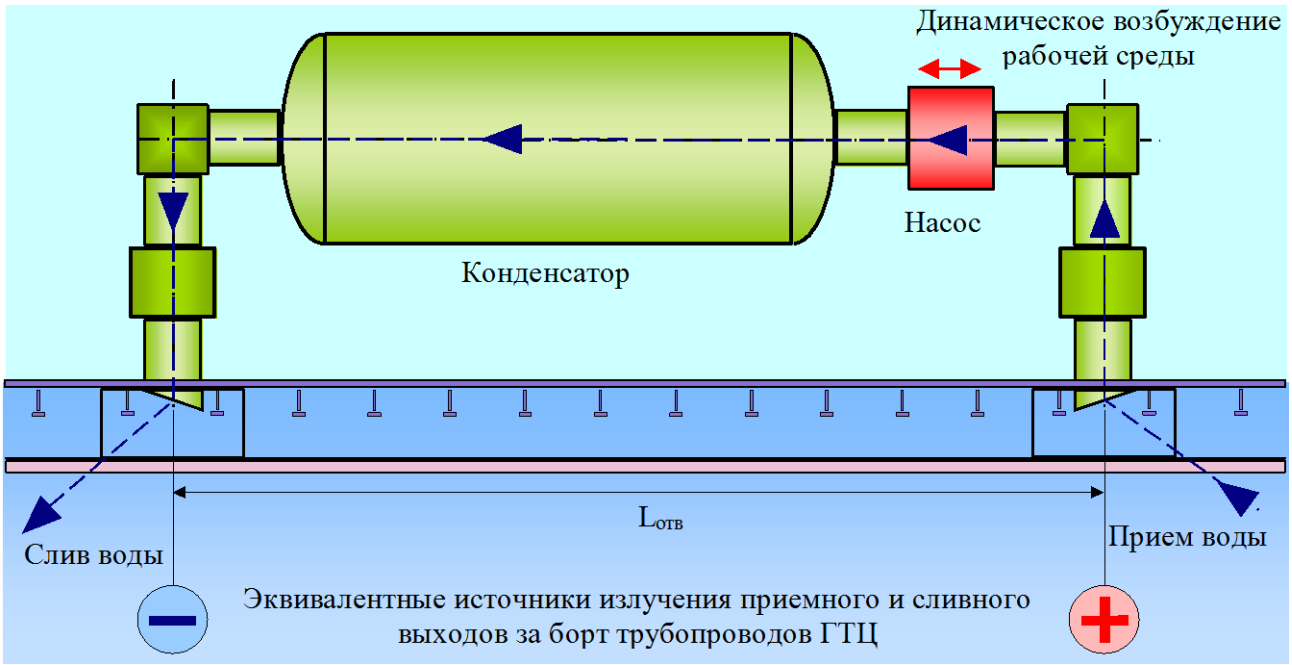


Рис.4. Схема ГТЦ и формирования взаимодействия источников излучения из открытых концов трубопроводов, соответствующих приемному и сливному выходам трубопроводов ГТЦ за основной корпус.

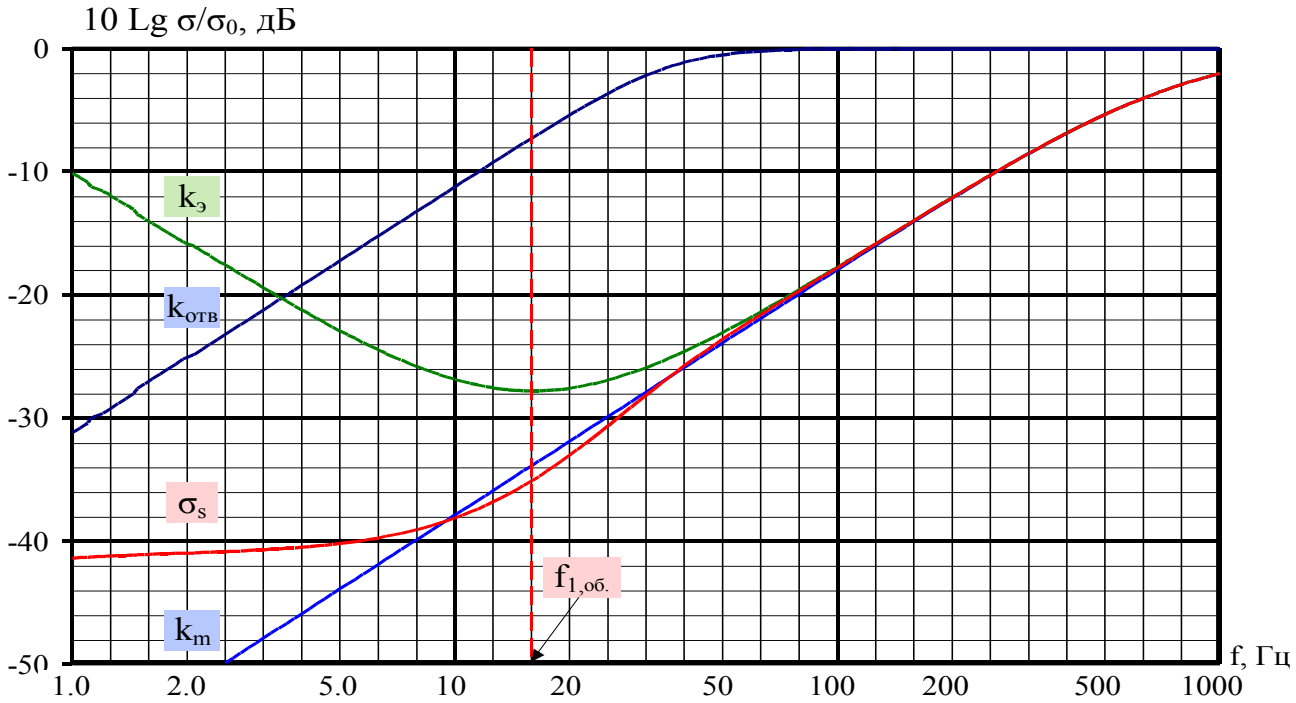


Рис.5. влияние различных факторов на формирование эффективности излучения из трубопроводов системы охлаждения.

k_m - коэффициент, учитывающий влияние на эффективность излучения экранирующих свойств корпуса – с нулевым импедансом (т.е.абсолютно мягкого).

$k_э$ - коэффициент, учитывающий влияния на эффективность излучения экранирующих свойств корпуса с реальными свойствами.

$k_{отв}$- коэффициент, учитывающий влияние на эффективность излучения акустического взаимодействия приемного и сливного выходов трубопровода ГТЦ за борт.

σ_s - коэффициент, учитывающий суммарное влияние на эффективность излучения экранирующих свойств реального корпуса и совместного излучения приемного и сливного выходов.

Схема задачи приведена на рис.4. Видно, что в данном случае, корме необходимости учета излучения и открытого конца трубопровода, которые были рассмотрены ранее, необходимо еще учесть, что суммарное поле формируется двумя источниками излучения, работающими в противофазе. Все используемые приближенные соотношения приведены в работе [14].

Передача энергии упругих волн в неоднородные элементы конструкции ИПЭ при воздействии источников ограниченных размеров.

В первом приближении будем полагать, что внутренний импеданс возбуждаемых неоднородных конструкций много больше внутреннего импеданса источника возбуждения. Такое допущение практически всегда соответствует действительности для воздействия на конструкцию источников гидродинамической природы. В этом случае для определения полной энергии упругих волн, поступающей в рассматриваемую конструкцию ограниченных размеров необходимо выполнить следующий объем работ:

- Определить количество независимых источников, действующих на рассматриваемую конструкцию в соответствии с работой [12];
- Определить координаты и параметры векторов сил для всех независимых источников при использовании того же источника и эксперимента;
- Определить входные импедансы возбуждаемых конструкций в местах приложения источников при использовании работ [6 и 12].

В принципе, возможно, определить величину энергии упругих волн, поступающую в бесконечную пластину при возбуждении ее силой, приложенной в пределах участка конечной длины. Решение в этом случае будет выражаться через функции Матье. В работе [15] рассмотрен более простой способ расчетного определения энергии упругих волн, поступающую в бесконечную пластину. По существу этот способ соответствует разным аналитическим аппроксимациям входного импеданса возбуждаемой пластины. Для однородной пластины, совершающей колебания в вакууме результаты точного решения и двух аппроксимаций приведены на рис.6. Из рисунка видно, что в том случае, если длина линии возбуждения меньше, 0.32 длины волны изгиба в пластине, то энергию поступающую в пластину можно с достаточной точностью определить, полагая, что входной импеданс пластины равен

входному импедансу по отношению к сосредоточенной силе. В противном случае входной импеданс следует считать равным импедансу пластины по отношению к линейной силе. В том случае, если пластина имеет переменную толщину или она состоит из нескольких слоев, то в первую очередь в соответствии с работой [6], надо определить вибрационные параметры конструкции с учетом ее фактической толщины и конструктивного исполнения слоев, и только после этого уже определять входной импеданс, используя соотношения работы [12]. Дальнейшие действия по определению энергии будет аналогичны выполнению расчетов для однородной пластины. Аналогичным способом следует поступать и при определении энергии, излучаемой во внешнюю среду, окружающую рассматриваемую конструкцию

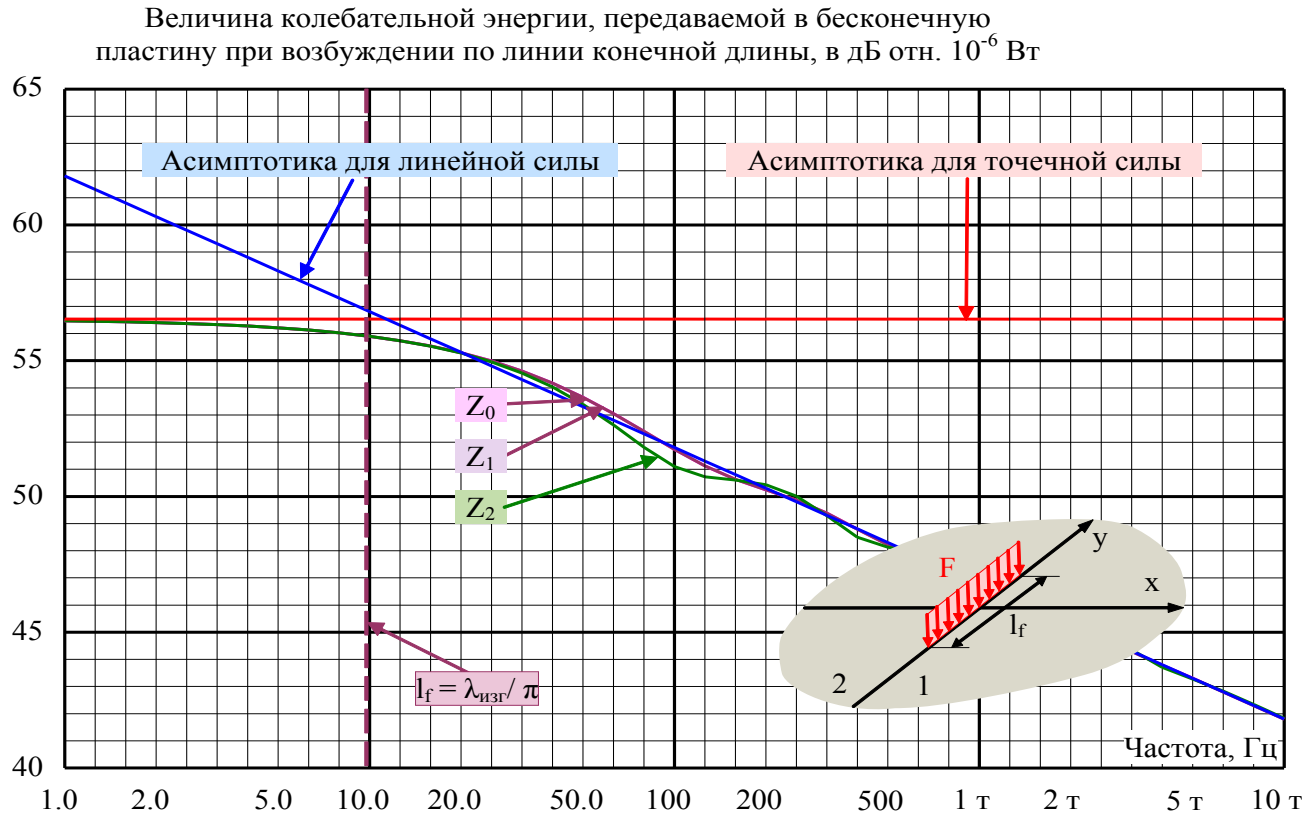


Рис.6. Частотные характеристики величины энергии вибраций, передаваемой в бесконечную пластину при возбуждении ее силой, равномерно распределенной по отрезку прямой конечной длины.

Z_0 - при расчете энергии используется «точное» выражение для импеданса.

Z_1 - при расчете энергии используется импеданс для точечной силы.

Z_2 - при расчете энергии используется импеданс для линейной силы.

Из результатов, приведенных на рис. видно не только то, что МКВЭ удовлетворительно соответствуют точным решениям математической физики, но позволяют сформулировать ограничения, в которых целесообразно

использовать упрощенную модель расчета и оценить возможность достоверности получаемых с ее помощью приближенных решений.

Рекомендации конференции.

Прежде всего, хотелось бы услышать мнение участников конференции о целесообразности создания **«Службы спасения от вибраций и шума для любых ИПЭ».**

Роль STP.

В течении уже нескольких лет компания ООО «Стандартпласт» (**STP**) фактически реализует функции этой службы, но лишь по отношению к тем предприятиям, которые обращаются к ней с просьбой оказать соответствующие услуги. Следует учитывать, что **STP** в основном компания, выпускающая специальные материалы, предназначенные для решения вопросов борьбы с шумом и вибрациями. Эти материалы формально могут быть использованы для любых ИПЭ. Все успехи, которые компания достигла, обеспечиваются средствами, заработанными самой компанией. Таких компаний в нашей стране могло бы быть и больше. Это, безусловно, способствовало интенсивному развитию прикладной науки и позволило бы значительно повысить качество выпускаемой продукции. По существу развитие компании осуществляется очень рискованным способом. Мы имеем случай развития прикладной науки за счет производства. Это хорошо, но масштабы развития не соответствуют потребностям страны. Обучение специалистов, которые могут пользоваться уже достигнутыми результатами, осуществляется в исключительно малых масштабах.

Подготовка молодых.

В составе компании есть эксперт, который в меру своих сил, обеспечивает потребности компании, но для дальнейшего интенсивного развития этого не достаточно. Формально можно к работам привлечь и студентов, обучающихся в университетах Санкт-Петербурга и Иваново, но для этого нужны средства учебные пособия. Это только в СМИ все студенты только и мечтают о том, как бы им заняться наукой, в жизни все значительно сложнее. Для обучения студентов основам методов, изложенных в докладах на конференциях БГТУ «Военмех» 2015 и 2017 годов, требуется внесение изменений в учебные планы. Тот, кто знаком с порядком реализации этих планов должен понимать сложность осуществления этих благих намерений. Во всяком случае, в учебном отделе СПГМТУ на такие предложения не обращают внимания, а на их авторов смотрят, как на врагов народа.

Учебный центр.

Разделы доклада, которые нуждаются в дальнейшем развитии. В каждом разделе доклада приходится повторять, что в первую очередь для повышения достоверности определения эффективности САЗ является наличие необходимой и достаточной информации о параметрах используемых материалов. При этом повторяется, что в литературе и в интернете такая информация отсутствует. В компании **STP** имеется исходный набор экспериментальных средств, позволяющий выполнять определенный объем измерений, но этого не достаточно. В будущем эта компания может служить некоторым учебным центром по подготовке специалистов для других компаний, предназначенных для решения подобных задач. Эти вопросы уже выходят за рамки возможностей компании **STP.**

Информация.

Литература и другая информация. Выпуск книги и необходимых руководств. Создание оперативного центра по обмену опытом и консультативного совет.

Будущее.

Организация специального центра, который взял бы на себя не только функцию выпуска материалов, но и осуществление всех функций **«Службы спасения от вибраций и шума для любых ИПЭ»** или эту службу следовало бы называть **SOS** по **САЗ**. Это очень большая работа, но и большая ответственность. В плане обеспечения нормального функционирования деятельности **SOS** по **САЗ** у коллектива компании **STP** есть все необходимые и достаточные условия. Проблем с точки зрения научного и методического сопровождения не возникало до сих пор, технический эксперт компании профессор Будрин Сергей Валентинович занимается этими вопросами с 1959 года. Он в течении 55 лет занимался проблемами создания САЗ для морских транспортных средств, включая ПЛ, автономные глубоководные станции (АГС) и надводные корабли.

С компанией ООО «Стандартпласт» он работает с 2001 года. Заместитель генерального директора по акустике Щеголев Дмитрий Валентинович осуществляет непосредственное руководство всеми работами компании, имеющими отношение к акустике. В компании имеется хорошая экспериментальная база и хорошо организованное производство рекламируемых материалов.

Соотношения методов «лечения» и рационального проектирования ИПЭ.

Прекрасным примером влияния пагубного влияния шума на состояние человека является отечественный мультипликационный фильм «История одного преступления». Слава БОГУ в реальной жизни до реальных преступлений доходит не очень часто, но это не снижает роль повышенных уровней шума обеспечение безопасной жизнедеятельности человека. Особенно следует отметить сильное раздражающее действие шума и вибраций в периоды относительного спокойного времени суток. Как правило, с интенсивными источниками шума борьба происходит в первую очередь. Учитывая, что источники такого типа имеют высокую повторяемость, то для них уже разработан типовой набор «лекарств» или САЗ, которые, как правило, приводят к получению желаемого результата. Именно такой набор САЗ и формируют каталог «аптеки» для борьбы с типовыми источниками шума и вибраций. Вместе с такими вариантами работы «**SOS** для **САЗ**» достаточно часто приходится встречаться с источниками шума и вибраций, устранение которых возможно, но предполагает принципиальное изменение конструкции ИПЭ, что выходит за рамки финансовых возможностей заказчика, а иногда просто невозможно получить желаемую эффективность САЗ без принципиального изменения общей конструкции ИПЭ. Для строительных конструкций типа жилых домов к таким источникам шума и вибраций следует отнести работу ударного инструмента (перфораторов) и хлопанье дверей. Если первый источник шума можно ограничить, вводя ограничения их работы во времени, то второй предполагает реализацию сертификации всех дверей зданий, для которых имеются жалобы от жильцов. Вероятно, оптимальным решения проблемы распространения энергии упругих волн по несущим конструкциям здания является разработка нескольких типовых проектов зданий различной вибрационной защищенности. По типу создание проектов для сейсмоопасных районов. Стоимость жилья в таких домах должна быть выше, так как для реализации вибрационной защиты потребуются дополнительные материалы, и технология строительства будет иная.

Подобными источниками шума отличаются не только знания, но и другие ИПЭ.

Для ПЛ таким «болевым» источником внешнего шума является излучение их основного корпуса при возбуждении в нем осесимметричных продольных волн. Формально этот источник проявляется на резонансных частотах корпуса при продольных колебаниях, но процесс излучения во внешнюю среду характеризуется настолько интенсивным преобразованием энергии колебаний в энергию внешнего поля, что собственно резонансы корпуса практически не просматриваются. Самым неприятным для этого источника является факт преимущественного излучения энергии акустических волн в направлении носовых курсовых углов. В результате вместо малошумности получаем

движущийся объект, который «подсвечивает» свою дорогу низкочастотным «фонарем».

В практике борьбы с шумом ПЛ в качестве источников возбуждающих такие колебания в основном корпусе могли быть:

- возбуждение потоком низкочастотных колебаний наружного корпуса;
- воздушный шум в отдельных помещениях ПЛ;
- работа насосов привода рулевой гидравлики;
- резонансные явления в переборках и валопроводе;
- взаимодействие с потоком лопастей винтов или водометов движительного комплекса.

Опыт работы в КГНЦ, направленный на разработку САЗ для ПТС. А также опыт сотрудничества с ООО «Стандартпласт» показывает, что подход в разработке САЗ должен быть принципиально для различного назначения этих САЗ. С одной стороны, вероятно возникновения чрезвычайных ситуаций в практике эксплуатации ИПЭ. По типу назначения МЧС, существующее и в нашей стране и во многих странах. В этом случае в арсенале «спасателей» должно быть необходимый и достаточный объем САЗ, которые соответствующие службы, ответственные за оказание помощи в случае возникновения **SOS**, должны иметь в запасе. Кроме того, эти службы должны уметь грамотно пользоваться арсеналом САЗ, находящихся в арсенале «службы». При наличии разработанных методов расчета эффективности САЗ и комплекса программ, которые можно использовать для расчета все же не следует забывать, что «точных» методов расчета не существует. Надо все время помнить, что природа неисчерпаема, но не зловредна. Поэтому, в принципе, можно ожидать неожиданностей и в результатах и в эксперименте, но не терять оптимизма.

В этой ситуации роль «спасателей» для ИПЭ эквивалентна работе скорой помощи в медицине. Это одна ситуация. Дальше надо поступать так же, как и в медицине. Естественно, действиями только скорой помощи невозможно добиться устойчивого здоровья нации и страны. Если в медицине у нас уже давно созданы соответствующие учреждения и предприятия, то в области техники, по существу, все остается, либо на бумаге, либо вообще не работает. Да у нас в стране есть Академия наук, Есть отраслевые НИИ и КБ по практически всем выпускаемым ИПЭ. Есть и целая система университетов.

Однако фактически у нас надо бороться с «пассивным терроризмом» в науке и в вопросах обучения. В этих вопросах нам следует кричать «**КАРАУЛ**».

Я уже не говорю о лично моей ситуации, так как она практически повторяется для многих специалистов, которые ушли на пенсию.

Пока лишь достойные контакты у меня поддерживаются с ООО «СТАНДАРТПЛАСТ».

Собственно и настоящую работу я пишу по просьбе именно этой компании и как работающего в ней эксперта по САЗ для возможностей применения их для любых ИПЭ. В других организациях моя помощь, видимо, не нужна.

Список литературы

1. *Будрин С.В., Рыков С.А., Щеголев Д.В.* «Методы управления процессами преобразования энергии» V Всероссийская научно-практическая конференция с международным «Защита от повышенного шума и вибраций», Санкт Петербург. БГТУ им.Д.Ф. Устинова, 18-20 марта 2015 г.
2. *Иванов Н.И.* Инженерная акустика теория и практика борьбы с шумом. Москва, Логос, 2015, 432с.
3. *Клюкин И.И.* Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах. Ленинград, Судостроение, 1971.
4. *Никифоров А.С.* Акустическое проектирование судовых конструкций. Справочник. Ленинград, Судостроение, 1990.
5. Справочник по технической акустике под редакцией *М. Хекла и Х.А, Мюллера,* Ленинград, Судостроение, 1980.
6. *Будрин С.В.* Расчет вибрационных параметров нормальных волн. Договор 70 с ООО «Стандартпласт» этапы 1-6. 2001-2005 г.
7. *Будрин С.В.* Учебные пособия ГМТУ 1995-2015 г.г.
8. *Ляпунов В.Т., Никифоров А.С.* Виброизоляция в судовых конструкциях. Судостроение. Ленинград. 1975, 230с.
9. *Г. Ольсон* Динамические аналогии, ГИИЛ, Москва 1947, 224с.
10. *Маслов В.Л., Будрин С.В.* Методы управления акустическими полями в инженерных конструкциях Санкт-Петербург, ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2010г, 328с.
11. *Будрин С.В., Голованов В.И., Смольяков А.В.* Поисковые исследования и разработка новых методов управления гидродинамическими полями плавучих образцов ВВТ на основе использования эффекта вихре-волнового взаимодействия с жидкостью в целях улучшения их тактико-технических характеристик. НИР, шифр «Ивмир», этап 3, регистрационный № 1604038, СПб, НЦ РАН, 2008.
12. *Будрин С.В.* Поисковые исследования и разработка новых методов управления гидродинамическими полями плавучих образцов ВВТ на основе использования эффекта вихре-волнового взаимодействия с жидкостью в целях улучшения их тактико-технических характеристик. НИР, шифр «Ивмир», этап 4, регистрационный № 1604038, СПб, НЦ РАН, 2008.
13. *Будрин С.В., Иванов Г.И.* Излучение плоской волны из открытого конца трубы, соединенного со сферической оболочкой. Акустический журнал, выпуск 6, том 39, 1993 год, стр. 993-1006.
14. *Будрин С.В.* Применение САЗ для ГЦТ». Калужский турбинный завод 2005г.
15. *Будрин С.В.* Алгоритмы расчета вибраций и ближнего поля пластин с набором. Концерн «ОКЕАНПРИБОР» 2005г.

Обзор предложений и изменений проекта новой редакции методических указаний МУК 4.3.2194-07 "Контроль уровня шума на территории жилой застройки, в жилых и общественных зданиях"

Руднева Е.А.
ФБУЗ "Центр гигиены и эпидемиологии в городе Москве"

elena-rudneva@mail.ru

Abstract: The article covers proposals and amendments of the draft new methodological guidelines 4.3.2194-07 "Noise monitoring within the residential development area, in residential and public buildings and premises".

The document has been revised by the group of subject matter experts of Hygiene and Epidemiology Centers in Moscow; Bryansk, Kirov, Novosibirsk, Kostroma regions, and the Khabarovsk Territory. The amendments being itemizing, clarifying and complementing in nature are based on the new requirements for metrology and standardization, as well as on practical noise measurements in recent years.

The methodological guidelines contain the concepts of the background noise, total noise, and individual source noise.

Additional guidance is given on the measurement of specific noise sources such as lifts, garbage chutes, sound reproducers, central heat supply stations (CHSS), heat distribution stations, electrical control rooms, transformer substations, refrigerating equipment, ventilation plants, air transportation, construction works.

An alternate calculation of measurement uncertainty is proposed in the recommended addendum of the methodological guidelines.

Keywords: Total noise, individual source noise, monitoring, residential buildings

МУК 4.3.2194-07 "Контроль уровня шума на территории жилой застройки, в жилых и общественных зданиях и помещениях» используется организациями, уполномоченными проводить измерения и(или) оценку уровней шума на соответствие гигиеническим требованиям в течение 10 лет.

В практической деятельности Центров гигиены и эпидемиологии в субъектах Российской Федерации, обеспечивающих деятельность территориальных органов Роспотребнадзора, данный методический документ в последние годы чаще всего используется при проведении обследований, измерений, оценок источников шума при рассмотрении обращений граждан.

Данная цель проведения измерений вносит свои характерные особенности в условия и процедуру измерений. В связи с тем, что органами Роспотребнадзора контрольно-надзорные мероприятия проводятся в отношении конкретных юридических лиц, одной из таких особенностей является необходимость оценивать и документировать акустическое воздействие источников шума, отдельных юридических лиц.

Более того, любая из сторон, либо заявитель, которого беспокоит шум, либо юридическое лицо, эксплуатирующее источники шума все чаще отстаивают свои интересы в судебном порядке, а результаты измерений становятся доказательной базой и подвергаются дополнительному анализу и проверке.

С введением в действие федерального закона от 28.12.2013 №412-ФЗ «Об аккредитации в национальной системе аккредитации», и его подзаконных актов ужесточилась система подтверждения компетенции лабораторий, в том числе по проверке выполнения всех требований заявленных методик измерений.

Все это привело к острой необходимости внесения корректировок, уточнений и дополнений в действующий методический документ.

В методических указаниях по замечаниям Минюста России формулировки требований, адресованных неопределенному кругу лиц, касающихся типичных жизненных обстоятельств, заменены формулировками индивидуальных требований, адресуемых конкретным объектам, касающихся конкретных жизненных обстоятельств.

Поскольку оценка фонового уровня шума является необходимым этапом при проведении оценки шума источника, в документ введена формулировка фонового шума и уточнены условия проведения его измерения. Также дано понятие и особенности суммарного шума.

С вступлением в действие Федерального закона от 26.06.2008.№ 102-ФЗ «Об обеспечении единства измерений» возникла необходимость внесения требований о применении средств измерений, внесенных в Государственный реестр средств измерений, а также разъяснений об аттестованных методиках измерений, внесенных в эксплуатационную документацию средств измерений утвержденных типов.

Более детально конкретизированы требования к условиям проведения измерений, которые регламентируются с одной стороны условиями эксплуатации средств измерений, а с другой стороны погодными условиями, создающими акустические помехи.

Безусловно, в условиях проведения измерений, граничащих с крайними значениями рабочих диапазонов средств измерений, требуется инструментальный контроль метеорологических факторов(параметров микроклимата) на месте проведения измерений.

В случае, когда рабочий диапазон условий проведения измерений достаточно широк и по данным метеослужбы или эксплуатационной документации на помещения, в которых проводятся измерения, показатели находятся внутри диапазона, не имеет смысла утяжелять процедуру измерения шума дополнительными измерениями микроклимата.

В соответствии с требованиями ГОСТ ИСО/МЭК 17025-2009 «Общие требования к компетентности испытательных и калибровочных лабораторий» был дополнен пункт, регламентирующий информацию, содержащуюся в

протоколе измерения. Дан подробный перечень сведений, необходимый для подтверждения выполнения методики, толкования и оценки результатов.

В практической работе широко использовался пункт, устанавливающий случаи, когда измерения шума с целью гигиенической оценки не проводятся, в связи с тем, что данные вопросы в компетенцию Роспотребнадзора не входят. В новой редакции в него внесены некоторые уточнения и добавления.

Дополнен перечень внешних и внутренних источников шума в жилых помещениях и общественных зданиях. Конкретизирован перечень инженерно-технологического оборудования здания: системы вентиляции и кондиционирования, отопления, воздушного отопления, водоснабжения, лифты, мусоропроводы, электрощитовые, трансформаторные подстанции, компрессорное оборудование, оборудование холодоснабжения самого здания, встроено-пристроенных объектов как запроектированных так и размещенных после ввода в эксплуатацию самого здания.

На практике установлено, что в помещениях площадью до 20 м в большинстве случаев нецелесообразно проводить измерения в 3-х точках, поэтому допускается проведение измерений в одной точке.

Остается весьма болезненным вопрос несанкционированной фото-, видео- и аудиофиксации при измерениях. Это связано во первых с внесением дополнительных акустических помех, а также с тем, что чаще всего зафиксированные таким образом результаты измерений могут неправильно трактоваться и служить поводом для предъявления необоснованных претензий. В методических указаниях сделана попытка минимизировать этот процесс.

В новой редакции МУК отдельно приводятся дополнительные требования при проведении измерений шума от лифтовых установок, мусоропроводов, звуковоспроизводящих устройств, индивидуальных тепловых пунктов, центральных тепловых пунктов, элеваторных узлов, электрощитовых, трансформаторных подстанций, холодильного оборудования, передвижения тележек предприятий торговли, вентиляционных установок, строительных работ.

Включение информации о технических особенностях вышеуказанного оборудования позволит специалистам, проводящим измерение, организовать моделирование эксплуатации оборудования, отражающее различные режимы его работы, а также выявить оборудование, создающее максимальное акустическое влияние.

В документ введен новый раздел «Измерение шума авиатранспорта по обращениям граждан». Необходимость этого раздела объясняется значительным количеством обращений граждан на беспокойство от шума пролета самолетов. При этом методика измерений, изложенная в ГОСТ 22283-2014 «Шум авиационный. Допустимые уровни шума на территории жилой застройки и методы его измерения» не в полной мере отвечает задачам, решаемым при рассмотрении жалоб. Требования ГОСТа к условиям проведения измерений и информации, необходимой для дальнейших расчетов,

не во всех случаях позволяют провести измерения и оценку шума, что не допустимо в случаях с обращениями граждан.

В соответствии с требования Роспотребнадзора при проведении измерений физических факторов необходимо проводить оценку неопределенности. В этой связи в методические указания было включено рекомендуемое приложение с алгоритмом расчета неопределенности, основанного на ГОСТ 31296.2-2006, ГОСТ 20444-2014, ГОСТ 22283-2014.

Для более точной оценки неопределенности измерений предлагается считывать с прибора данные с точностью до 0.1дБА.

Для оптимизации работы разграничиваются полномочия по организации выезда на измерения и получения технической и эксплуатационной информации об оборудовании, его режимах работы от юридического лица. При проведении измерений в ходе контрольно-надзорных мероприятий органов Роспотребнадзора организация измерений и получение предварительной информации об оборудовании возлагается на специалистов Роспотребнадзора. При выполнении измерений по заявлениям юридических лиц, необходимую информацию и организацию работы оборудования обеспечивают заявители.

Список литературы:

1. Федеральный закон от 26.06.2008.№ 102-ФЗ «Об обеспечении единства измерений»
2. ГОСТ ИСО/МЭК 17025-2009 «Общие требования к компетентности испытательных и калибровочных лабораторий.
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. СанПиН 2.1.2.2645-10 "Санитарно-эпидемиологические требования к условиям проживания в жилых зданиях и помещениям", Изменение и дополнение №1 СанПиН 2.1.2.2801-10
5. СН 4396-87 "Санитарные нормы допустимой громкости звучания звуковоспроизводящих и звукоусилительных устройств в закрытых помещениях и на открытых площадках".
6. ГОСТ 23337-2014. "Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий".
7. ГОСТ 22283-2014 «Шум авиационный. Допустимые уровни шума на территории жилой застройки и методы его измерения»
8. ГОСТ 20444-2014 «Шум. Транспортные потоки. Методы определения шумовой характеристики»
9. ГОСТ 31296.1-2005. «Шум. Описание, измерение и оценка шума на местности. Часть 1. Основные величины и процедуры оценки»
10. ГОСТ 31296.2-2006 «Шум. Описание, измерение и оценка шума на местности. Часть 2. Определение уровней звукового давления».
11. Свод правил «СП 51.13330.2011 Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003»

Анализ нормативно-правовой документации, регламентирующей шум железнодорожного транспорта

Афанасьева Т.А., Копытенкова О.И., Машарский Б.Л.
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Петербургский государственные университет путей сообщения Императора Александра I»

simius_t@mail.ru

Аннотация: В работе представлен анализ нормативной базы, регламентирующей шум при воздействии его на окружающую среду, работающих и население, проживающее в зоне влияния железнодорожного транспорта. Выявлены противоречия в подходах к регламентированию группой технических и санитарно-гигиенических документов. Обоснована необходимость их гармонизации.

Ключевые слова: шум, железнодорожный транспорт, нормативно-техническая документация.

Вопросам акустического воздействия на окружающую среду и реакции населения уделяется все больше внимания, в связи с увеличением интенсивности использования железнодорожного транспорта и приближением селитебных зон городов в результате недостаточно контролируемой жилой застройки.

Недостатки контроля связаны, по-нашему мнению, со сложностью процесса оценки шума и большим количеством нормативных документов, регламентирующих его оценку.

Шум многогранен и, воздействуя на окружающую среду, проникает во все сферы жизни человека и влияет не только на здоровье, но и на его работоспособность. Многочисленные проведенные исследования на протяжении длительного времени позволили утверждать о том, что шум является одним из наиболее агрессивных и распространенных видов загрязнения городской среды.

Транспортные потоки являются основными источниками шумового загрязнения окружающей среды и реакции организма человека, включая раздражение на шум, развитие экозависимых патологий и, как следствие, предъявление жалоб население на сверхнормативное акустическое воздействие.

В связи с этим большое внимание уделяется нормированию шума. Вместе с тем до настоящего времени отсутствует действенная система мониторинга шумового загрязнения городов. При оценке риска здоровью населения для учета всех факторов воздействия необходимо располагать массой сведений,

которые разрознены по составу и структуре, принадлежат разным ведомствам, процесс их сбора и обработки чрезвычайно трудоемок и дорогостоящ.

Отечественные нормативно-правовые документы, посвящённые шуму железнодорожного транспорта, делятся на две неравнозначные группы норм – санитарно-гигиенические и технические.

Санитарно-гигиенический комплекс норм предназначен для контроля вредного воздействия шума на пассажиров, персонал подвижного состава всех типов, а также контроля шума на селитебной территории. Комплекс устанавливает нормативы для рабочих мест, а также для населения, в том числе проживающего в зоне влияния железнодорожных магистралей (селитебные территории, жилые и общественные здания).

Технический комплекс документов устанавливает:

- методы измерения шума, воздействующего на работника на его рабочем месте; [1].
- требования для получения воспроизводимых и сопоставимых результатов измерения уровней и спектров шума, создаваемого железнодорожным подвижным составом всех типов, кроме специального подвижного состава, при проведении всех видов испытаний подвижного состава по определению внешнего шума и контрольных испытаний в эксплуатации подвижного состава по определению внешнего шума [2,3,4,5];
- для специального железнодорожного подвижного состава допустимые уровни внешнего шума (уровни звука), методы их определения при периодических и типовых испытаниях, а также при подтверждении соответствия обязательным требованиям и устанавливает комплекс измеряемых характеристик [6];
- методы определения параметров, объективно описывающих шум, возникающий при движении транспортных потоков различного вида на автомобильных и железнодорожных путях [7];
- методы расчета шума, создаваемого железнодорожным транспортом на местности, прилегающей к железнодорожным путям, с учётом характеристик потоков железнодорожного транспорта, технического состояния пути, условия движения поездов и других условий, оказывающих влияние на распространение шума на местности [8];
- методы измерения в реальных условиях уровней шума от внешних источников на селитебной территории в городах, поселках и других населенных пунктах и уровней шума от внешних и внутренних источников в помещениях жилых и общественных зданий [9] ;
- технические требования на проектирование, изготовление, монтаж и эксплуатацию акустических экранов [10,11,12] ;
- технические требования на звуковые сигналы большой мощности (тифонов) и малой громкости (сигнальные свистки) для локомотивов,

мотор-вагонного и специального подвижного состава, электропоездов [13,14].

Нормирование шума в купе пассажирского и мотор-вагонного подвижного состава, а также для населения, проживающего вблизи железнодорожных магистралей должно обеспечивать допустимые уровни шума (ДУ). Нормирование шума на рабочих местах для обслуживающего персонала пассажирского и мотор-вагонного подвижного состава, машинистов тягового и специального подвижного состава должно обеспечивать предельно допустимые уровни шума (ПДУ) в зависимости от назначения рабочего места и специфики трудовой деятельности.

Анализ содержания технического комплекса документов показал, что в зависимости от поставленных целей исследования для оценки и нормирования внешнего шума поездов и подвижного состава всех типов используется значительное число акустических характеристик. В то время как, для нормирования шума на селитебной территории от проходящих железнодорожных поездов только эквивалентный $\boldsymbol{L}_{\mathrm{Aeq}}$, дБА**,** и максимальный $\boldsymbol{L}_{\mathbf{A}\mathrm{max}}$, дБА, уровни звука.

Кроме того, обращает на себя внимание тот факт, что для оценки и нормирования шума звуковых сигналов самоходного подвижного состава принят уровень звукового давления на частоте основного тона $L_{\mathrm{p.Lin}}$, дБ, а не уровень звука $\boldsymbol{L}_{\mathbf{A}}$, дБА**,** характеризующий субъективную (физиологическую) характеристику человеческого слуха.

Таким образом, нормативно-правовая база, регламентирующая оценку влияния акустического фактора на окружающую среду, и реакции населения нуждается в совершенствовании. Основным направлением совершенствования является гармонизация санитарно-гигиенического и технического комплексов нормативно-правовой документации.

Список литературы

1. ГОСТ Р ИСО 9612-2013 Акустика. Измерения шума для оценки его воздействия на человека. Метод измерений на рабочих местах.
2. ГОСТ 30487-97 Электропоезда пригородного сообщения. Общие требования безопасности.
3. ГОСТ Р 55434-2013 Электропоезда. Общие технические требования.
4. ГОСТ Р 50951-96 Внешний шум магистральных и маневровых тепловозов. Нормы и методы измерений.
5. ГОСТ 32203-2013(ISO 3095:2005) Железнодорожный подвижной состав. Акустика. Измерение внешнего шума характеристик. Определение уровней звукового давления.
6. ГОСТ 32206-2013 Железнодорожный специальный подвижной состав. Внешний шум. Нормы и методы определения.
7. ГОСТ 20444-2014 Шум. Транспортные потоки. Методы определения шумовой характеристики.

8. ГОСТ 33325-2015 Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом.
9. ГОСТ 23337-2014 Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий.
10. ГОСТ 33328-2015 Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Методы контроля.
11. ГОСТ 33329-2015 Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Технические требования.
12. ГОСТ Р 51943-2002 Экраны акустические для защиты от шума транспорта. Методы экспериментальной оценки эффективности
13. ГОСТ Р 55434-2013 Электропоезда. Общие технические требования (с Поправкой)
14. ГОСТ Р 54746-2011 Железнодорожный подвижной состав. Устройства акустические сигнальные. Общие технические условия.

Акустическое воздействие на персонал предприятий, занятых утилизацией атомных подводных лодок и судов атомного технологического обслуживания

Крупкин А.Б., Матвеев К.М., Спектор Э.Б.
ФГУП НИИ ПММ

kos-matveev@yandex.ru

Аннотация: Анализ спектров шумов на рабочих местах персонала, осуществляющего работы по утилизации судов атомного технологического обслуживания и атомных подводных лодок, свидетельствует о том, что во время выполнения технологических операций они относятся к широкополосным, в основном высокочастотным шумам с основным превышением действующих нормативов уровней звукового давления в области высоких частот. Эквивалентные уровни звукового давления за смену на рабочих местах определялись в диапазоне от 76 до 96 дБА, значительное влияние оказывало наличие / отсутствие фонового шума принудительной вентиляции (3-9 дБА) и интенсивность выполнения технологических операций (10 дБА и более для однотипных производственных операций). Акустическая обстановка нестабильна, характеризуется сильной вариабельность уровней звукового давления в течение смены, диапазон изменений значений уровней звукового давления достигает 37-38 дБА в течение одной минуты.

Ключевые слова: эквивалентный уровень звукового давления, предприятие атомного судостроения и судоремонта, утилизация АПЛ и САТО, газорезка, электросварка**.**

Акустическое воздействие на персонал предприятия атомного судостроения и судоремонта изучалось при утилизации судна атомного технологического обслуживания (САТО) и атомных подводных лодок (АПЛ). Преимущественное внимание было уделено использованию индивидуальных дозиметров шума, периоды измерения охватывали практически все время выполнения технологических операций и обеденный перерыв. Периоды смены до получения сменного задания и после фактического окончания работ не учитывались. Кроме того, были измерены спектры шума при основных рабочих операциях и спектры шума в различных точках эллинга во время ведения работ. Фиксировались эквивалентный уровень звукового давления (Leq), минимальный уровень звукового давления (Lmin), максимальный уровень звукового давления (Lmax), пиковый уровень звукового давления (Lpeak) за все время проведения измерений и за одну минуту.

Работы по утилизации САТО во время измерений представляли собой демонтаж шлюпочной палубы и палубы надстройки, проводились у причальной стенки, вентиляция – естественная. Работы по утилизации АПЛ заключались в газорезке прочного корпуса на стапель-площадке и при формировании одноотсечного блока реакторного отсека из трехотсечного в помещении

эллинга, вентиляция на стапель-площадке – естественная, в эллинге – общецеховая приточно-вытяжная.

Спектральные характеристики шума в эллинге вне непосредственной близости к рабочим местам позволили отнести его к широкополосным, в основном низко- и среднечастотным шумам.

Шумы во время выполнения основных технологических операций (газорезка, электросварка) относятся к широкополосным непостоянным, в основном высокочастотным шумам с основным превышением уровней звукового давления в области высоких частот (2000-8000 Гц).

В таблице 1 сгруппированы параметры шума при различных технологических операциях.

Таблица 1. **Параметры шума при проведении работ по утилизации АПЛ**

Операция	Leq, дБА	Lmax, дБА	Lpeak, дБ
Стапель-плита, утилизация АПЛ			
Газорезка	87-89	105-107	135-139
Причальная стенка, утилизация САТО			
Газорезка	76-84	102-110	131-140
Эллинг, утилизация АПЛ			
Газорезка	92-96	106-118	134-142
Электросварка	95	108	138
Шлифовка	82	108	130

Измерения во время демонтажа настройки САТО (судно установлено возле причальной стенки) не выявили различий в акустической нагрузке на сборщиков корпусов металлических судов при выполнении ими различных функциональных обязанностей (бригадир, газорезчик, помощник газорезчика). Для всех работников средневзвешенные по времени уровни звукового давления находились в районе 76-84 дБА. Производилась газорезка переборок и палубного настила (толщина стали как правило около 5 мм), одновременно работало до двух постов, но в разных частях надстройки.

Измерения при утилизации АПЛ на стапель-плите проводились во время газовой резки значительно более толстого прочного корпуса, одновременно на расстоянии 3-5 м друг от друга работало до трех газовых резаков. В отличие от работ по демонтажу надстройки САТО, характеризовавшихся большим количеством технологических перерывов, интенсивность работ была значительно выше. Зафиксированные средневзвешенные по времени уровни звукового давления за смену составили 87-89 дБА.

Измерения уровней шума при конвертировании в эллинге трехотсечного блока реакторного отсека в одноотсечный так же не выявили различий в акустическом воздействии на персонал, занятый газорезкой и электросваркой. Занятость персонала выполнением этих технологических операций была сравнима с занятостью при упомянутой выше газорезке прочного корпуса АПЛ на стапель-плите и значительно выше, чем при демонтаже надстройки САТО.

Средневзвешенные по времени уровни звукового давления за смену у газорезчика и электросварщика составили, соответственно, 94 дБА и 95 дБА. При проводившихся параллельно шлифовальных работах технологических перерывов было значительно больше, что сказалось на результате измерений – средневзвешенный по времени уровень шума за смену составил 82 дБА.

На рисунках 1 и 2 показаны типичные кривые, характеризующие акустическую обстановку эллинга вне рабочих мест основного персонала.

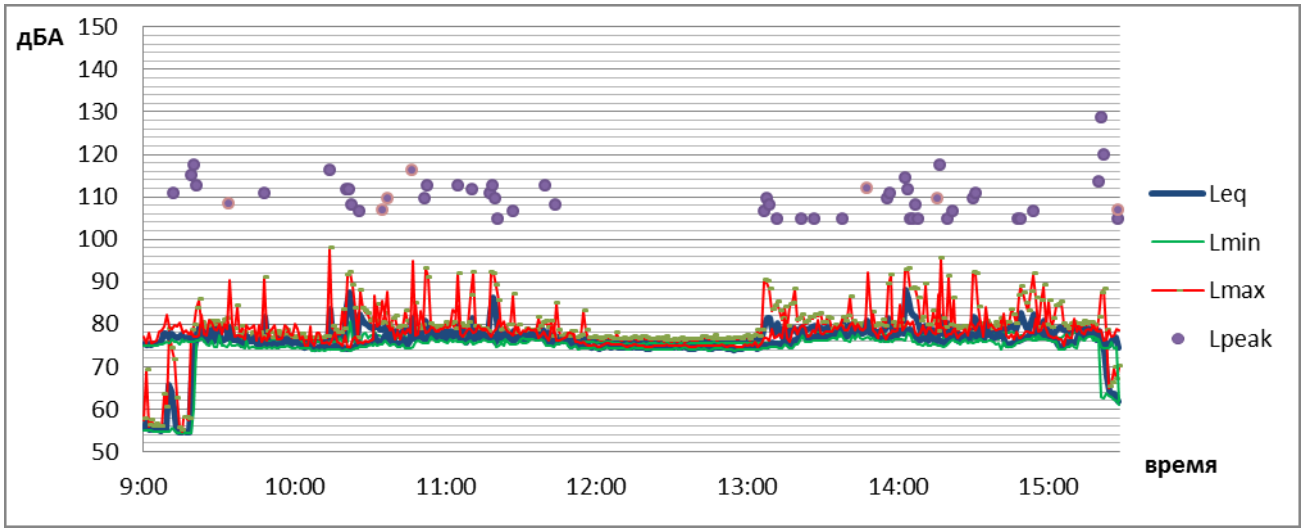


Рис. 1. Уровень звукового давления в эллинге (фон)

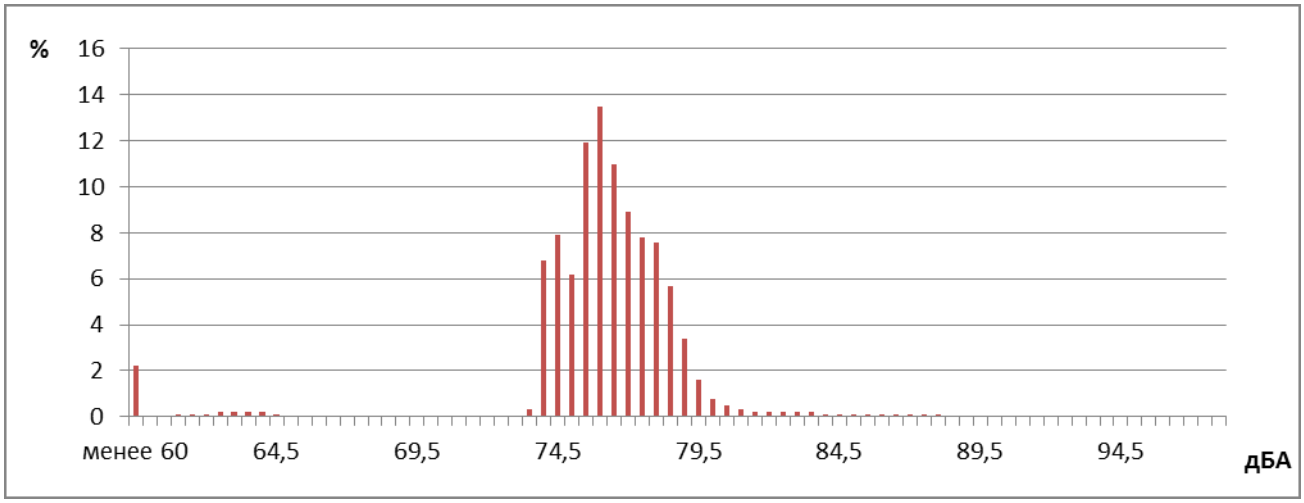


Рис. 2. Частотное распределение уровней звукового давления в эллинге (фон)

Дозиметры были закреплены на ярусах эллинга, на расстоянии не менее 20-25 м от мест ведения работ, так что представленные данные характеризуют в основном шум, генерируемый общеобменной вентиляцией. В эллинге во время измерений велись как работы по утилизации, так и судоремонтные работы, т.е. преобладали операции, связанные газорезкой и, в меньшей степени, электросваркой. Хорошо виден период обеденного перерыва (рисунок 1, 12:00 – 13:00), для которого, в частности, характерно полное отсутствие шумов, определяемых дозиметрами шума как «пиковые», разница между минимальным

и максимальным уровнями звукового давления не превышала 1 дБА. Локально выполняемые производственные операции и перемещение персонала по ярусу обеспечили несколько больший диапазон изменения уровней звукового давления (в среднем в течение одной минуты 3 дБА, медиана 2,5 дБА, с локальными выбросами до 20 дБА).

Частотное распределение уровней звукового давления вне непосредственной близости к местам ведения работ близко к симметричному, с медианой 76 дБА (рисунок 2).

Рисунки 3, 4, 5 иллюстрируют изменение уровней звукового давления в течение смены непосредственно на рабочих местах персонала, работающего в эллинге (измерения проводились параллельно с измерениями, представленными на рисунках 1, 2). Дозиметры шума выдавались рабочим, выполнявшим различные технологические операции при подготовке одноотсечного блока реакторного отсека.

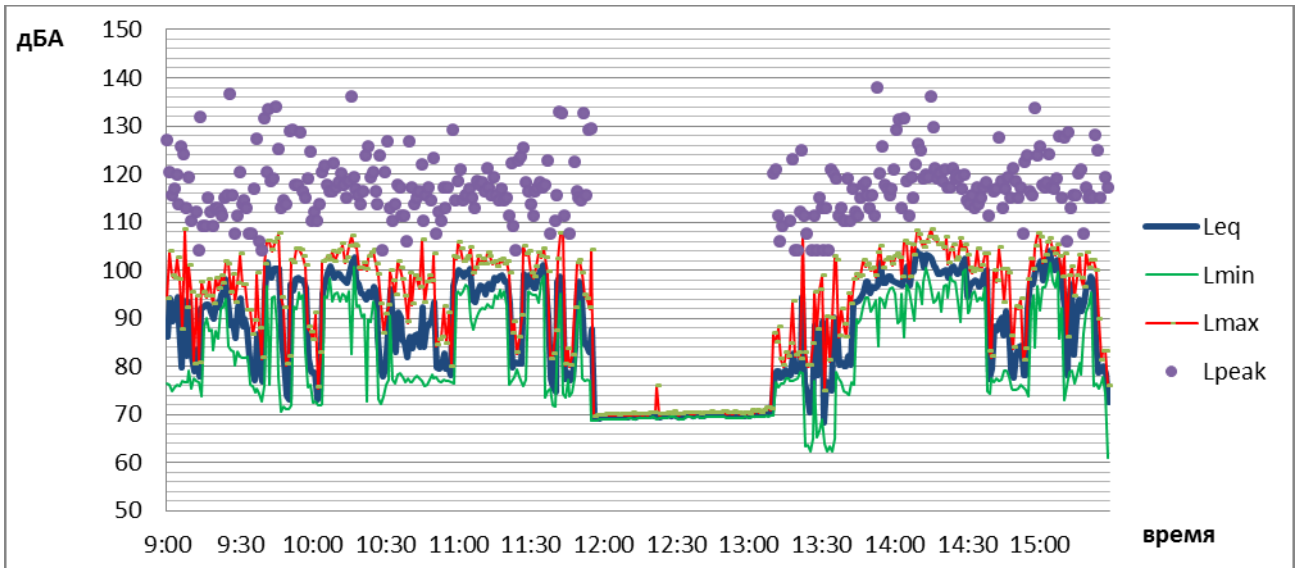


Рис. 3. Уровни звукового давления на рабочем месте электросварщика (эллинг)

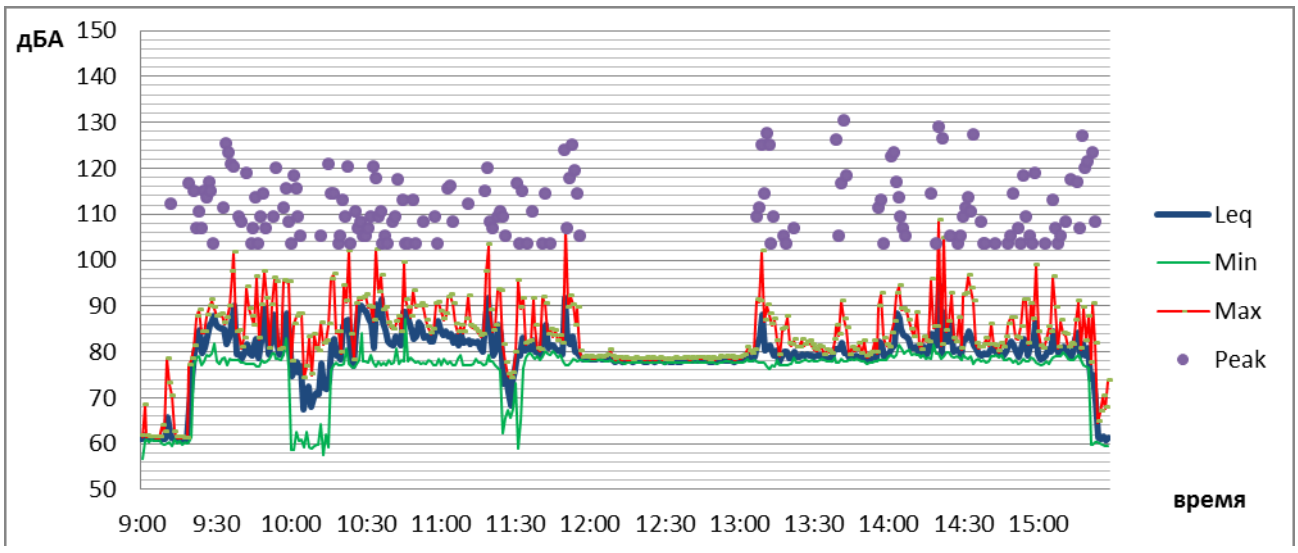


Рис. 4. Уровни звукового давления на рабочем месте сборщика корпусов

металлических судов при работе ручной шлифовальной машинкой (эллинг)

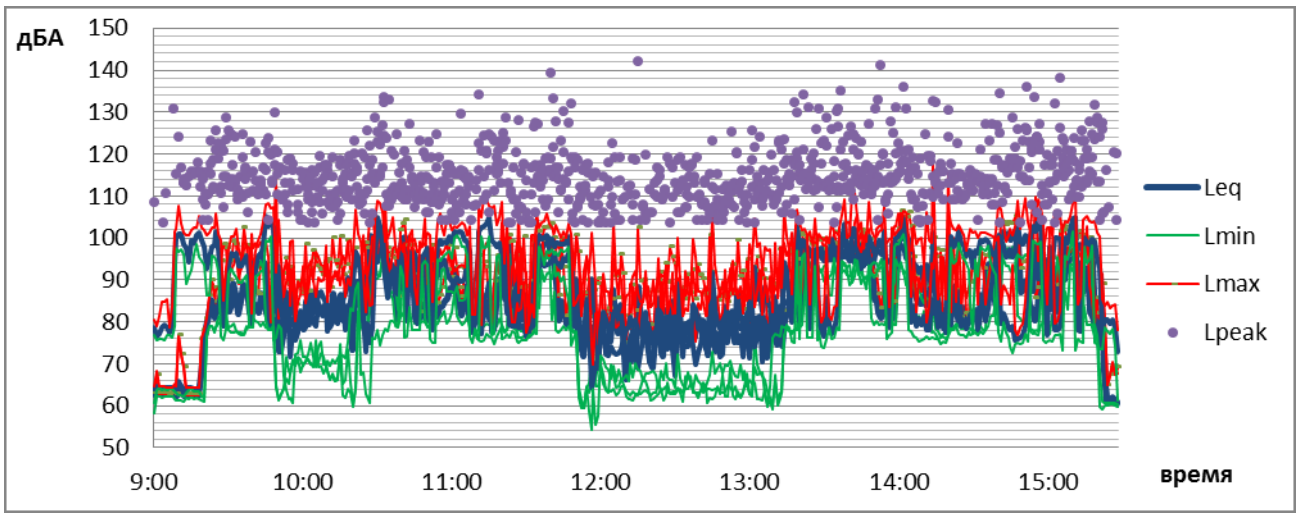


Рис. 5. Уровни звукового давления на рабочих местах газорезчиков (эллинг)

Графики демонстрируют, что процесс формирования акустической обстановки нестабилен и характеризуется значительной дисперсией значений уровней звукового давления. При всех технологических операциях (газорезка, сварка, шлифовка) изменения уровней звукового давления в течение минуты достигали 37-38 дБА (средние значения при газорезке и электросварке 13 дБА, медиана 11 дБА, при шлифовальных работах – 9 дБА и 8 дБА соответственно).

Для бригады газорезчиков (рисунок 5) индивидуальная дозиметрия шума выявила дефекты в организации мест отдыха персонала (возможно, дефекты в организации рабочего времени). Разница между минимальным и максимальным уровнями звукового давления во время обеденного перерыв для электросварщика и шлифовальщика находилась в среднем в пределах 1 дБА, для бригады газорезчиков – 21-24 дБА.

Частотное распределение уровней звукового давления на рабочих местах в эллинге (рисунки 6, 7) имеет сложную структуру, характер распределения меняется по мере увеличения интенсивности выполнения технологических операций.

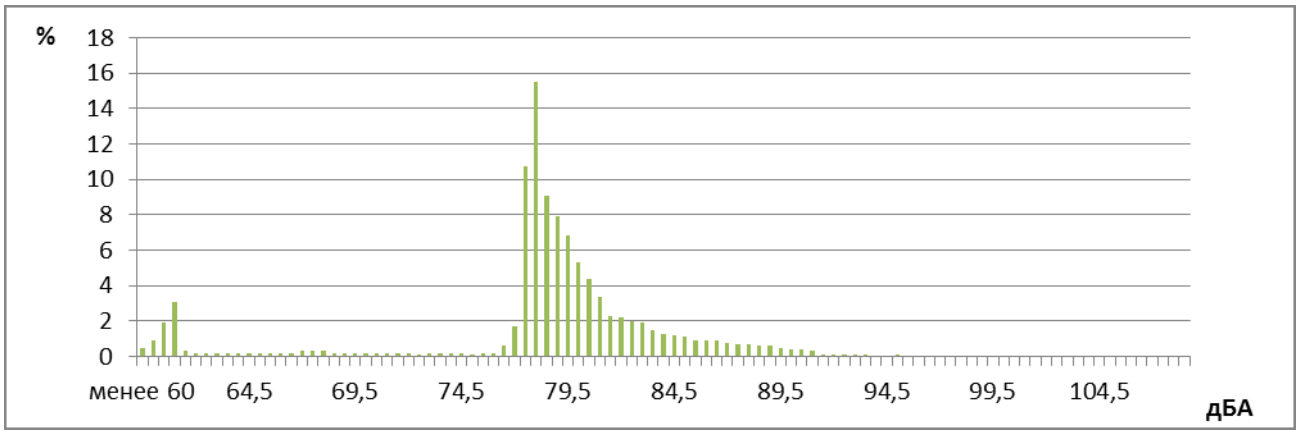


Рис. 6. Частотное распределение уровней звукового давления на рабочем месте

сборщика корпусов металлических судов при работе ручной шлифовальной машинкой (эллинг)

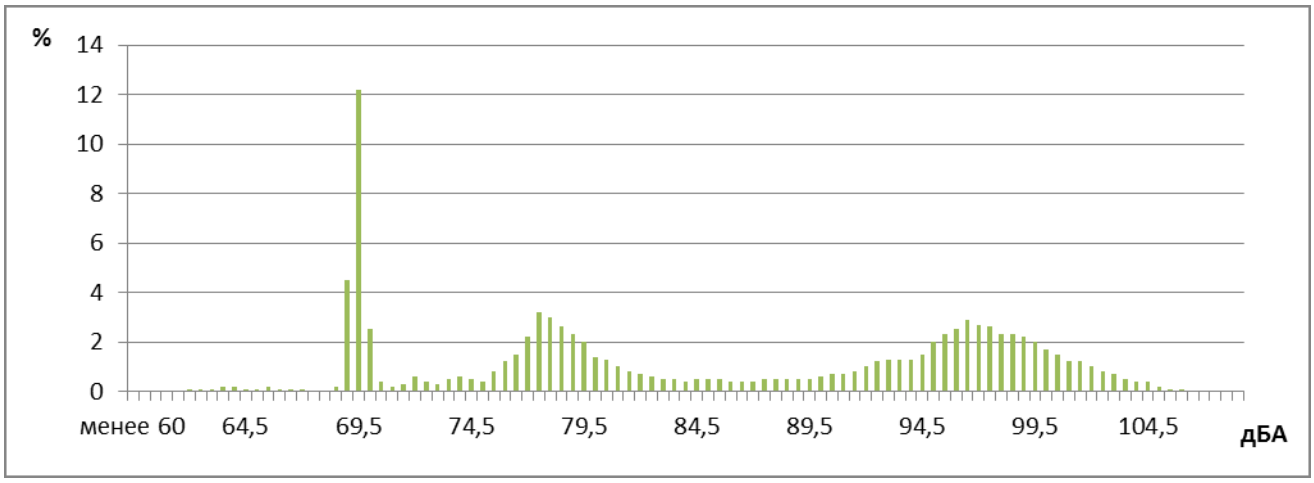


Рис. 7. Частотное распределение уровней звукового давления на рабочем месте электросварщика (эллинг)

При большом количестве перерывов (шлифовка, рисунок 6) наблюдается ассиметричное распределение фактически с одним максимумом (выброс в районе 60 дБА и менее связан с периодическими выходами сотрудника из помещения). Значительно более напряженный график работы при электросварке меняет характер кривой, на рисунке 7 четко видны три локальных максимума (в том числе в районе 95-97 дБА). Такой же характер распределения характерен и для газорезки, так же отличавшейся высокой интенсивность ведения работ.

Уровни звукового давления при отсутствии общеобменной вентиляции показаны на рисунках 9, 10 (формирование одноотсечного блока при утилизации АПЛ на стапель-плите) и рисунках 11, 12 (демонтаж судовой надстройки САТО). Основной источник шума на рабочих местах при работах на открытых площадках, за пределами эллинга – газовые резаки.

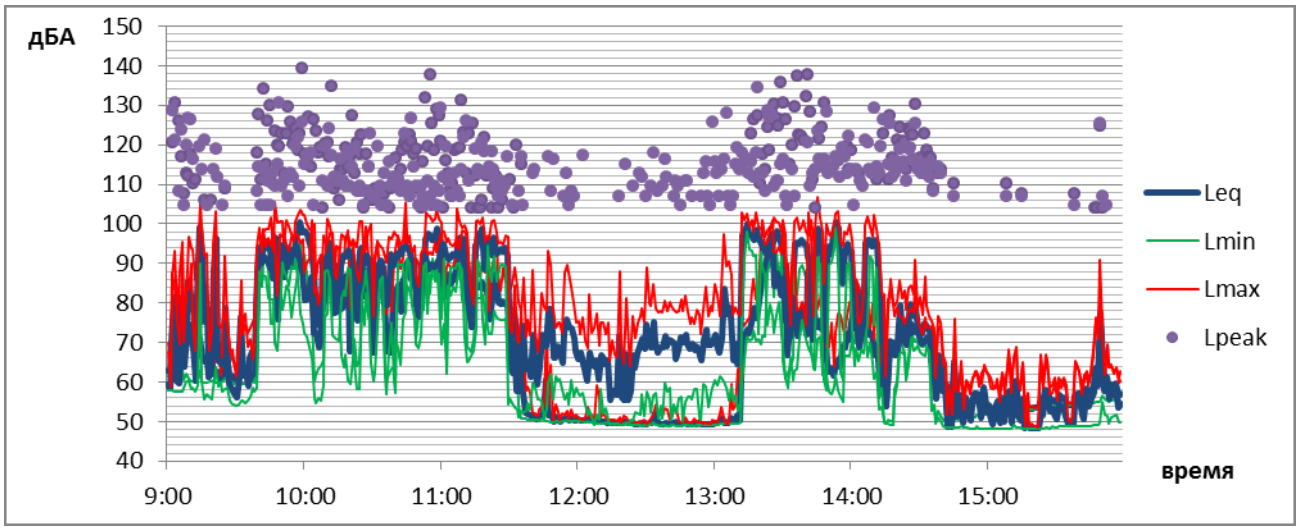


Рис. 9. Уровни звукового давления на рабочих местах газорезчиков (стапель-плита)

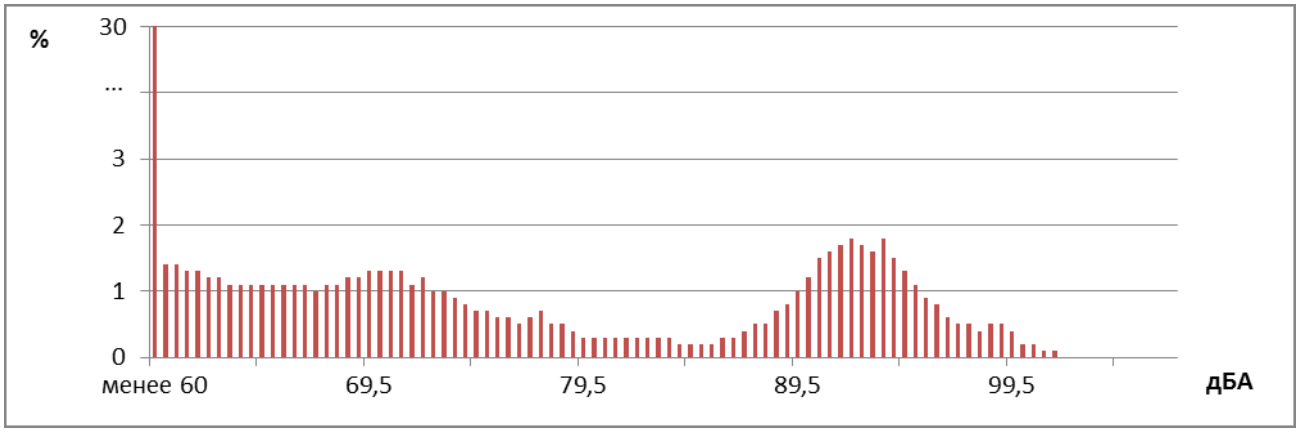


Рис. 10. Частотное распределение уровней звукового давления на рабочих местах газорезчиков (стапель-плита)

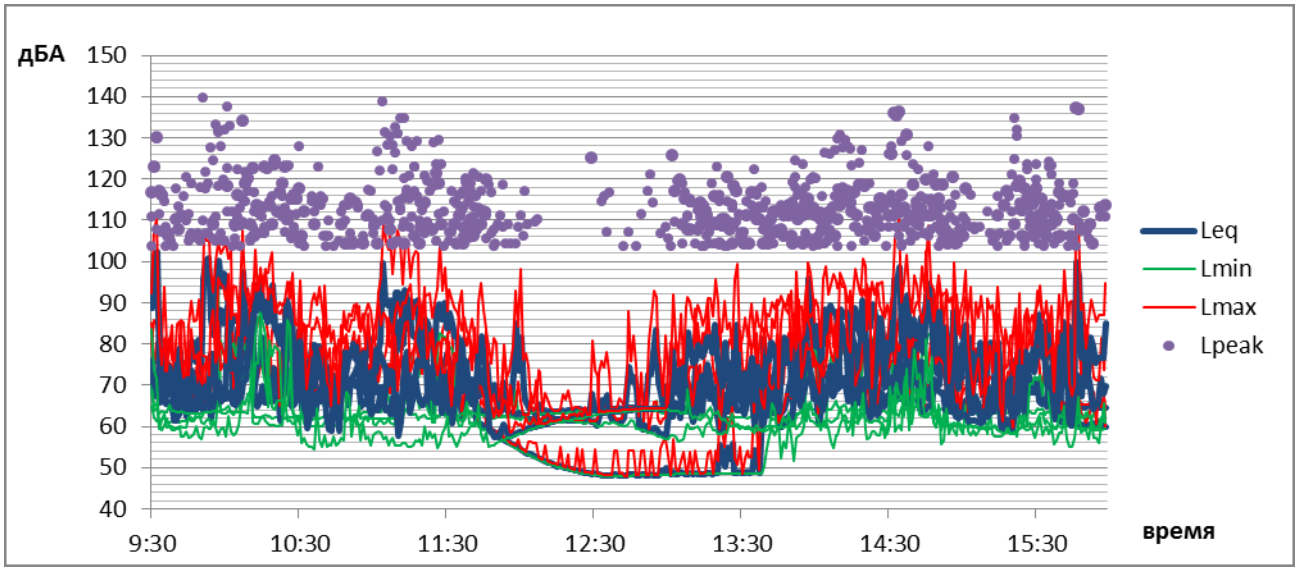


Рис. 11. Уровни звукового давления на рабочих местах газорезчиков (судно установлено у причальной стенки)

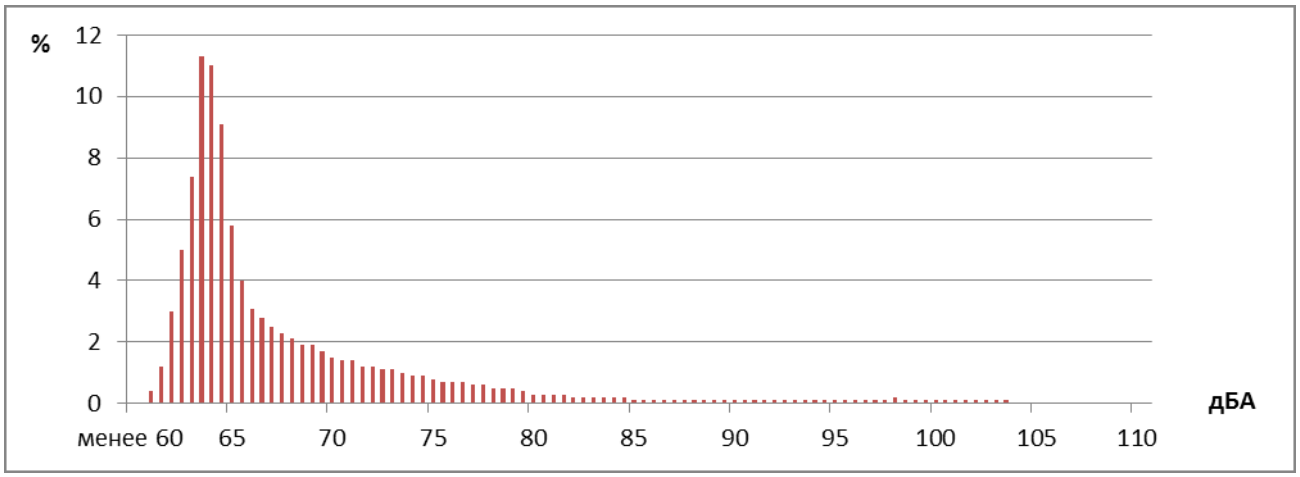


Рис. 12. Частотное распределение уровней звукового давления на рабочих местах газорезчиков (судно установлено у причальной стенки)

Как и для измерений, выполненных в эллинге, для частотного распределения уровней звукового давления так же наблюдается зависимость характера кривой от характера работы – при работе газорезчиков во время утилизации АПЛ на стапель-плите (рисунок 10) интенсивность выполнения технологических операций была значительно выше, чем при работе по демонтажу надстройки САТО (рисунок 12) , что сказалось на форме кривой распределения. При этом, для работ на открытых площадках, в отсутствие фонового шума принудительной вентиляции, выше доля измерений с уровнями 60-65 дБА и ниже.

Использование для оценки акустической нагрузки на персонал дозиметров шума в течение всего времени выполнения технологических операций дало возможность зафиксировать фоновые уровни акустического воздействия. При работах за пределами эллинга (работы по утилизации САТО, проводившиеся у причальной стенки, работы по утилизации АПЛ на стапель-плите) фоновые значения уровней звукового давления колебались в пределах 50-60 дБА, с возможным повышением в обеденный перерыв до 65 дБА (иногда и выше). Основными фоновыми источниками шума при работах на открытых площадках являлись переговоры персонала и (изредка) такелажные работы, также сопровождавшиеся речевым общением персонала, несколько более активным, и шумом транспортно-подъемного оборудования. В помещении эллинга, т.е. в условиях постоянной работы вентиляционных установок, фон фиксировался в пределах 76-78 дБА. Необходимо отметить, что во время проведения измерений в эллинге было задействовано не более 50 % вентиляционных установок.

Таким образом, на средневзвешенный по времени эквивалентный уровень звукового давления за смену значительное влияние оказывали интенсивность выполнения производственных операций персоналом, работающим с шумогенерирующим оборудованием (газовая резка, электросварка, шлифовка) и фоновые значения уровней звукового давления. Одинаковая по технологическим приемам (газорезка) и примерно одинаковая по интенсивности работа на открытой площадке (естественная вентиляция) и в эллинге (принудительная вентиляция) показала разницу в уровнях шума 3-9 дБА (разница фоновых уровней на этих площадках составила 20-30 дБА). Очень сильно влияет на конечный результат количество технологических перерывов – разница может составить 10 дБА и более для средневзвешенного по времени уровня звукового давления за смену для однотипных производственных операций. Эквивалентные уровни звукового давления за смену при утилизации АПЛ и САТО определялись в диапазоне от 76 до 96 дБА.

Сравнительный анализ действия физических факторов на геном клетки

Васильева И.Н., Беспалов В.Г.
Научная лаборатория химиопрофилактики рака и онкофармакологии ФГБУ «НИИ онкологии им. Н.Н.Петрова» Минздрава России

iravasilyeva@hotmail.com

Аннотация: Действие ионизирующего излучения (ИИ) и низкочастотного шума (НЧШ) на целостность генома сравнивали по частоте хромосомных аберраций в клетках костного мозга и содержанию низкомолекулярной ДНК (нмДНК) в плазме крови крыс. Частота хромосомных аберраций после однократного (в течение 17 мин) воздействия НЧШ, как и после ИИ (2 Гр) увеличена по сравнению с контролем в 10 раз. Однократное действие НЧШ сопровождается повышением уровня нмДНК в крови крыс. Многократное воздействие НЧШ приводило к дальнейшему увеличению уровня нмДНК. Динамика увеличения содержания нмДНК после действия ИИ существенно отличается от наблюдаемой после НЧШ. Наиболее высокие концентрации нмДНК обнаружены через 5 часов после ИИ. В это время наблюдается линейная зависимость содержания нмДНК от дозы ИИ. Экспериментальные данные свидетельствуют, что воздействие НЧШ и ИИ оказывает прямое повреждающее действие на ДНК. НЧШ вызывает структурные и клеточные нарушение во внутренних органах крыс, особенно в легких. Это можно рассматривать в качестве основного механихма повышения нмДНК в крови.

Ключевые слова: Плазма крови, низкомолекулярная ДНК, хромосомные аберрации, ионизирующее облучение, низкочастотный шум.

Abstract: Effects of ionizing radiation (IR) and low-frequency noise (LFN) on the integrity of the genome were compared to the frequency of chromosomal aberrations in bone marrow cells and the content of low-molecular-weight DNA (lmwDNA) in the blood plasma of rats. The frequency of chromosomal aberrations after single (17 min) exposure to LFN or IR (2 Gy) is increased 10 times compared to control. The single action of LFN is accompanied by increased levels of lmwDNA in blood of rats. Multiple exposure to LFN are resulted in a further increase of lmwDNA levels. Dynamics of the increasing of lmwDNA content after the exposure to LFN or IR differs significantly. The highest lmwDNA concentrations were observed 5 hours after the IR actions. There is a linear relation the lmwDNA content to the IR dose. Experimental data indicate that the impact of LFN and IR has a direct damaging effect on DNA. LFN causes structural and cellular disruption in the internal organs of rats, especially in the lungs. This can be seen as the main mechanical increase lmwDNA in the blood.

Keywords: Blood plasma, low-molecular-weight DNA, chromosomal aberrations, ionizing radiation, low-frequency noise.

Введение

Геномом считают совокупность наследственного материала конкретного представителя вида. Этот биологический материал необходим для построения и

поддержания организма и, за исключением некоторых вирусов, состоит из ДНК. Для эукариот геном соответствует гаплоидному набору хромосом с локализованными в них генами. Так, у человека 23 пары хромосом, у лабораторной крысы – 21 пара. Внутриклеточные органеллы, у человека и животных это митохондрии, имеют свой генетических материал, организованный как у прокариот. Следует отметить, что число генов в геноме сравнительно невелико. В ходе выполнения проекта «геном человека» обнаружено, что кодирующие белок последовательности составляют 1,5 % всего генома, а 97 % составляют различные повторяющиеся элементы, аналогичная картина наблюдается у животных [1, 2].

Однако небольшие количества ДНК обнаруживаются и вне клеток, прежде всего, в плазме крови человека и животных [1, 2, 3, 4]. У здоровых людей количество внеклеточной ДНК варьирует от нескольких единиц до 100 нг/мл и зависит от метода определения. Внеклеточная ДНК циркулирует в организме в виде ограниченных мембранами везикул различной величины, главным образом это апоптозные тельца, с диаметром 1-5 мкм, и микрочастица размером 200-1000 нм, образующимися в ответ на активацию или повреждение клеток.

Внеклеточная ДНК плазмы крови состоит из высоко- и низкомолекулярной фракции, молекулы которой содержат 160-180 п.н. Вопрос о том, вся ли ДНК, циркулирующая в биологических жидкостях организма, выделяется в результате апоптоза, дискутируется. Однако появление в бесклеточной части крови фракции низкомолекулярной ДНК (нмДНК), размеры которой сопоставимы с величиной мононуклеосомы, связывают с процессами программированной клеточной гибели [4].

Нарушения процессов апоптоза лежат в основе патогенеза ряда заболеваний и патологических состояний организма [5]. Интерес к изучению внеклеточной ДНК обусловлен прогностической и диагностической значимостью этого показателя при различных патологических состояниях, таких как онкологические, аутоиммунные, соматические заболевания, неврологические расстройства, посттравматический синдром [1, 3, 4], а также при действии таких физических факторов как ионизирующее излучение (ИИ) [6] и низкочастотного шума (НЧШ) [7-10].

Механизм действия ИИ на геном клетки достаточно хорошо изучено и сводится главным образом к гибели клеток со значительным количеством двойных разрывов, превышающим репаративные возможности клетки, по механизму p53-зависимого апоптоза. Когда система репарации не способна устранить повреждения ДНК, p53 модулирует апоптоз для защиты от появления мутантных клеток [11]. В тоже время имеются лишь единичные сообщения об аналогичных механизмах под действием шума [12, 13].

Необходимо учитывать, что характер биологических эффектов зависит не только от уровня и продолжительности действия шума, но и от его спектра. Одной из особенностей промышленных шумов является наличие в их спектре инфразвука и низких частот [14, 15]. В ряде работ показано, что НЧШ (< 400

Гц) обладает определенным неблагоприятным действием на клеточном, структурным и органном уровне [16-18]. Органы дыхания являются наиболее критичным органом при действии низкочастотных акустических колебаний [19].

Цель работы: на основании сравнительного анализа действия ионизирующего излучения и низкочастотного шума на геном клетки оценить возможность использования внеклеточной низкомолекулярной ДНК в качестве критерия гибели клеток в организме человека и животных.

Методы исследования

Для сравнения действия ИИ и НЧШ на целостность генома использованы следующие критерии оценки: частота хромосомных аберраций в клетках костного мозга и интегральный показатель апоптоза – содержание низкомолекулярной ДНК (нмДНК) в плазме крови. Работа выполнена на крысах-самцах Вистар весом 170 ± 35 г, полученных из питомника Рапполово (Ленинградская область). Животные содержались в стандартных условиях вивария.

Равномерное однократное гамма-облучение крыс в дозах от 2 до 100 Гр цезием-137 проводили на аппарате IGUR-1 (Россия) с мощностью дозы 1,9 Гр/мин.

Крыс подвергали однократному, в течение 17 мин, и многократному, 13 недель по 5 дней в неделю в течение 17 мин. Воздействию шума на электродинамическом генераторе JBL 2225 (США), с максимумом спектра ниже 250 Гц с уровнем звукового давления (УЗД) 120 дБ и 150 дБ.

Хромосомные аберрации оценивали через 24 ч после облучения. За 2 ч до умерщвления цервикальной дислокацией животным вводили интраперитонеально 0,2 мл 0,025% колхицина. Для получения препаратов костного мозга большеберцовые кости промывали средой 199 при 37°C. Суспензию клеток центрифугировали при 150 g в течение 6 мин, ресуспендировали в 0,56% растворе KCl, фиксировали в смеси ледяной уксусной кислоты и метанола в соотношении 1:3. Препараты окрашивали по Романовскому-Гинзе в течение 40 мин и анализировали с помощью световой микроскопии. Подсчитывали не менее 100 метафазных пластинок от каждой крысы [20].

Образцы крови собирали после декапитации животных. Плазму отделяли центрифугированием при 900 g в течение 10мин при 4°C. Для удаления остатеков клеточных элементов плазму дополнительно центрифугировали дважды при 2200 g в течение 10 мин. Внеклеточные нуклеиновые кислоты из плазмы крови выделяли фенол/хлороформом, осаждали этанолом. Подсушенные осадки растворяли в деионизированной воде (1 мкл на 1 мл плазмы крови). Растворенные препараты инкубировали с РНКазой и анализировали в 2/16 (%) градиенте полиакриламида и окрашивали бромистым

этидием. В каждом образце количественно оценивали фракции нмДНК из 160-180 п.н. по соответствующим (BspR1/pBR322) стандартам.

Полученные результаты статистически обрабатывали в программе statistics 17.0 по критерию Стьюдента для несвязанных выборок.

Результаты исследования и их обсуждение

Обнаружено, что частота хромосомных аберраций после воздействия НЧШ в течение 17 мин, как и после облучения в дозе 2 Гр увеличена по сравнению с контролем более чем в 10 раз (табл.1).

Таблица 1. **Частота хромосомных аберраций в клетках костного мозга крыс после воздействия облучения или низкочастотного шума**

Группа	Доза	Число крыс	Частота хромосомных аберраций, %			
			Общая	Одиночные фрагменты	Парные фрагменты	Дицент-рики
Контроль		18	0,9±0,3*	0,3	0,6	0,0
Ионизирующее излучение	2 Гр	6	10,0±1,4	3,2	4,7	2,1
Низкочастотный шум	120 дБ	6	11,3±1,3	1,6	7,5	2,2
	150 дБ	6	10,0±1,3	1,4	7,1	1,5

Примечание: * – $p<0.05$ по сравнению с контролем.

Различается спектр исследуемых аберраций. Дицентрики практически отсутствовали в контроле, а после воздействий их частота составляла 1,5 – 2,2 %. Различия в спектре аберраций хромосом после облучения 2 Гр и действия НЧШ сводились к несколько меньшему соотношению одиночных/парных фрагментов (1,6–1,4/7,5–7,1) после действия НЧШ, по сравнению с (3,2/4,7) после действия облучения 2 Гр (табл. 1). Таким образом, действие НЧШ способно привести к возникновению двунитевых разрывов ДНК клеток.

После действия ИИ у животных по мере нарастания дозы увеличивается содержание ДНК в крови. После воздействия всех исследованных доз облучения, от 2 до 100 Гр, концентрация нмДНК в плазме крови возрастает с увеличением дозы для всех исследованных временных интервалов, от 1 часа до 3 дней. Однако исследование уровня ДНК плазмы крови во временном интервале от 1 ч до 3 суток показало, что уровень ДНК снижается через 1 сутки после облучения. Наиболее высокие концентрации нмДНК наблюдались через 5 часов после облучения [19, 20] (табл.2).

Таблица 2. **Содержание низкомолекулярной ДНК в плазме крови (нг/мл) через 5 ч после облучения крыс**

Контроль	Доза облучения (Гр) в экспериментальных группах (n=7)					
	2	4	8	20	50	100

5,5±1,5	11,9±5,7	25,5±7,5*	53,2±15,5*	138,6±28,6*	271,6±42,4*	338,5±49,9*

Примечание: * – $p<0.05$ по сравнению с контролем.

В этой временной точке наблюдается линейная зависимость содержания нмДНК от дозы облучения в диапазоне от 2 до 20 Гр:

$$y = -1{,}25 + 6{,}95x,$$

где y – количество нмДНК в плазме крови (нг/мл), x – доза облучения от 1 Гр до 20 Гр.

При дозах облучения свыше 20 Гр зависимость приобретает логарифмический характер:

$$y = -231{,}29 + 125{,}30 \ln x,$$

где y – количество нмДНК в плазме крови (нг/мл), x – доза облучения от 20 Гр до 100 Гр.

Достоверность отличий от контроля наблюдается, начиная с дозы 4 Гр. Количественное определение низкомолекулярной ДНК в плазме крови можно использовать в качестве биодозиметрического показателя, который информативен при действии ИИ в диапазоне доз облучения от 1 до 100 Гр.

Установлено, что действие НЧШ сопровождается повышением уровня нмДНК в крови экспериментальных животных (табл.3).

Таблица 3. **Содержание низкомолекулярной ДНК (нг/мл) в плазме крови крыс после действия низкочастотного шума (n=8)**

Воздействие	**Время после воздействия**	**Контроль**	**УЗД (дБ) в группах**	
			120	**150**
Одиночное	1 сут	11,0±5,4	84,7±30,9*	83,5±23,7* p>0,05
	7 сут	18,8±1,6	90,3±18,8*	40,4±6,3* p<0,05
Многократное	1 сут	17,7±1,7	644,6±89,2*	395,6±99,9* p<0,05

Примечание:* – $p<0.05$ по сравнению с контролем; $p<0.05$ – отличие между группами.

Через 1 сут после однократного воздействия НЧШ уровень нмДНК в плазме крови существенно ($p<0,05$) увеличился в крови обеих подопытных групп, с УЗД 120 дБ и 150 дБ. Межгруппового различия в содержании этого показателя в зависимости от УЗД не выявлено. Спустя 7 сут после окончания действия уровень нмДНК в плазме крови остался практически на прежнем достоверно высоком уровне в группе животных, подвергшихся воздействию НЧШ с УЗД 120 дБ, а во второй группе крыс (УЗД 150 дБ) он стал снижаться, но оставался выше контрольных величин. Многократное воздействие НЧШ приводило к еще большему увеличению уровня этого показателя в плазме

крови в обеих группах крыс. В группе животных, которые подверглись действию НЧШ при УЗД 120 дБ, содержание нмДНК в плазме крови повышалось до значительно более высоких значений, чем в группе крыс с УЗД 150 дБ.

Отметим, что динамика увеличения содержания нмДНК после действия НЧШ существенно отличается от наблюдаемой после действия ИИ.

Таким образом, показано, что действие высокоинтенсивного НЧШ сопровождается повышением уровня нмДНК в плазме крови крыс. Необходимо обратить внимание на следующее. Во-первых, при однократном акустическом воздействии концентрация исследуемого показателя существенно увеличивается, и выраженность реакции соответствует дозе ИИ 20 Гр. Во-вторых, при многократном действии НЧШ уровень нмДНК в плазме крови продолжает увеличиваться и практически в два раза превышает величину, полученную при дозе облучения в 100 Гр. В-третьих, воздействие НЧШ приводит к устойчивому повышению данного показателя в плазме крови у крыс, что указывает на отсутствие адаптационных возможностей организма к данному фактору, а значит достаточно высокую его экстремальность. Известно, что нмДНК быстро выводится из организма. Длительное сохранение повышенного содержания ее свидетельствует о непрекращающейся гибели клеток у крыс после воздействия НЧШ и существенном нарушении гомеостаза.

Полученные экспериментальные данные и некоторое знание патогенеза действия НЧШ позволяют высказать предположение о механизмах, лежащих в основе появления нмДНК в плазме крови крыс.

Известно, что острое воздействие высокоинтенсивного НЧШ сопровождается структурными и клеточными нарушениями во внутренних органах крыс, особенно в легких. Это проявляется появлением в легких субплевральных кровоизлияний, участков дистелектаза, полнокровия сосудов микроциркуляторного русла, а также увеличением дегрануляции тучных клеток и тромбоцитов, активацией и деструкцией лейкоцитов [19]. Поэтому гибель клеток, которая наблюдается при вышеописанных нарушениях в легких, и прямое воздействие на клетки крови можно рассматривать в качестве основной причины, приводящей к повышению уровня нмДНК в плазме крови (рис. 1).

При многократном действии НЧШ характер морфологических нарушений несколько изменяется. На первое место выходят структурные изменения, характерные для очаговой эмфиземы легких (межальвеолярные перегородки источены, повышена воздушность альвеол, альвеолы округлены, входы в них расширены). Отмечалось повышенное кровенаполнение легких, проявляющееся полнокровием сосудов микроциркуляции с признаками разделения форменных элементов крови, краевого стояния лейкоцитов, скопления эритроцитов в виде «монетных столбиков»; имелись очаги диапедезных кровоизлияний. Эти изменения в легких сохранялись на протяжении длительного времени [15]. Они могут служить структурной

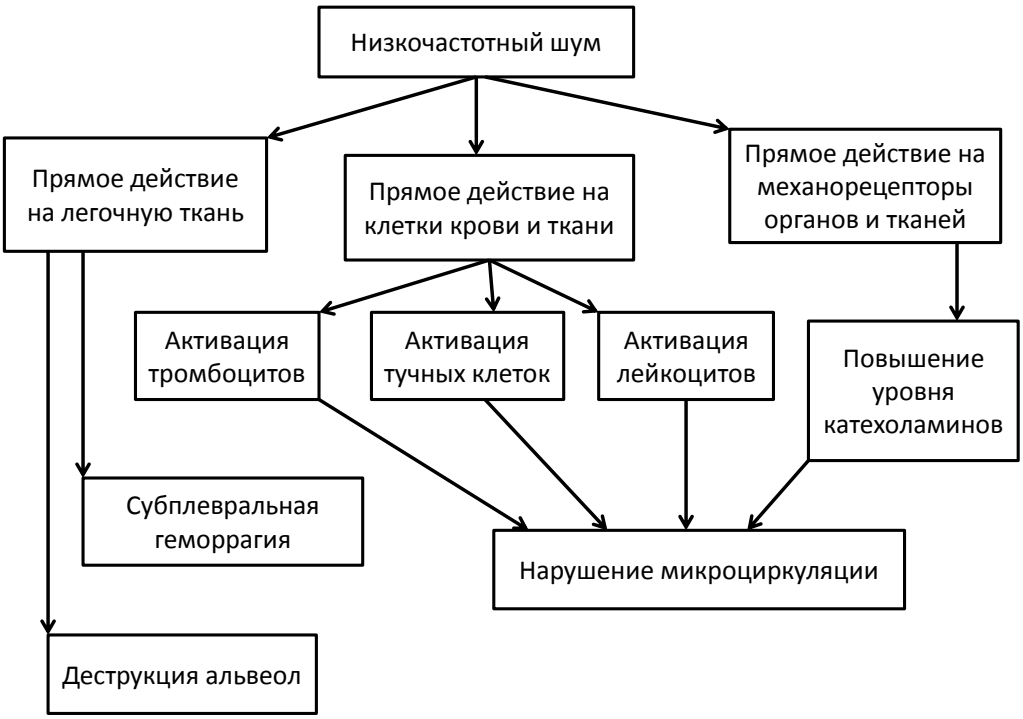


Рис. 1. Механизмы повреждения в легких при остром действии НЧШ

основой для развития такой патологии, как хроническое неспецифическое заболевание легких по типу обструктивного бронхита и/или очаговой эмфиземы легких. Поэтому гибель клеток, которая наблюдается при вышеописанных нарушениях в легких, и изменения в клетках крови можно рассматривать в качестве источника увеличения уровня вкнмДНК в крови (рис. 2).

Заключение

При патологических состояниях, сопровождающихся гибелью клеток и усилением процесса апоптоза, происходит увеличение содержания внеклеточной нмДНК. Повышение уровня этого показателя в крови при различных по своему происхождению патологиях позволяет рассматривать его в качестве неспецифического показателя, указывающего на увеличение и/или ускорение гибели клеток в организме человека и животных. Полученные нами данные подтверждают возможность использования вкнмДНК как информативного показателя для диагностики и определения степени воздействия экологически неблагоприятных физических факторов (НЧШ и ИИ) [23, 24].

НЧШ по аналогии с ИИ способен оказывать прямое повреждающее действие на ДНК и хромосомы клеток, что создает определенные условия для

Рис. 2. Механизмы повреждения в легких при многократном действии НЧШ

мутагенных эффектов. НЧШ при высоких уровнях за счет прямого и опосредованного действия вызывает нарушение микроциркуляции и повреждение внутренних органов.

Список литературы

1. *Васильева И.Н., Зинкин В.Н.* Значение низкомолекулярной ДНК плазмы крови в диагностике патологических процессов различного генеза // Биомедицинская химия. 2013. Том 59, вып.3. С. 358-373.
2. *Васильева И.Н., Беспалов В.Г., Зинкин В.Н., Подгорная О.И.* Секвенирование низкомолекулярной ДНК плазмы крови облученных крыс // Авиакосмическая и экологическая медицина. 2015. Том 49, № 1. С. 43-49.
3. *Васильева И.Н., Беспалов В.Г.* Роль внеклеточной ДНК в возникновении и развитии злокачественных опухолей и возможности ее использования в диагностике и лечении онкологических заболеваний // Вопросы онкологии. 2013. Том 59б, № 6. С. 673-681.
4. *Васильева И.Н., Подгорная О.И., Беспалов В.Г.* Нуклеосомная фракция внеклеточной ДНК как показатель апоптоза // Цитология. 2015. Том 57, № 2. С. 87-94.
5. *Thompson C.B.* Apoptosis in the pathogenesis and treatment of disease // Science. March 1995. Vol. 267, № 5203. PP. 1456-1462.
6. *Васильева И.Н., Белохвостов А.С., Владимиров В.Г., Шерлина С.С.* О структуре низкомолекулярной ДНК плазмы крови облученных крыс // Радиационная биология. Радиобиология. 1993. Том 33, вып. 2 (5). С. 700-705.

7. *Зинкин В.Н., Васильева И.Н.* Показатель медико-биологической опасности ближайших и отдаленных последствий техногенных чрезвычайных ситуаций // Проблемы безопасности и чрезвычайных ситуаций. 2013. № 6. С. 92-97.
8. *Зинкин В.Н., Васильева И.Н.* Защита персонала промышленных предприятий и населения от экологически опасных загрязнений окружающей среды // Экология промышленного производства. 2014. Вып. 1 (85). С. 15-18.
9. *Васильева И.Н., Зинкин В.Н., Шешегов П.М., Шишов А.А.* Возможности использования биологических индикаторов для мониторинга безопасности труда работников промышленных предприятий и населения территорий, к ним прилегающих // Безопасность труда в промышленности. 2014. №2. С. 24-27.
10. *Зинкин В.Н., Васильева И.Н.* Экологическая значимость определения внеклеточной низкомолекулярной ДНК крови при действии на организм низкочастотного шума и ионизирующего излучения // Теоретическая и прикладная экология. 2014. № 2. С. 73-78.
11. *Mathieu J.*, *Richard S.*, *Ballester B.*, *Chancerelle Y.*, *Multon E.* Apoptosis and gamma rays // Ann. Pharm. Fr. July 1999. Vol.57, № 4. PP. 314-323.
12. *Silva M.J.*, *Dias A.*, *Barreta A.*, *Nogueira P.J.*, *Castelo-Branco N.A.*, *Boavida M.G.* Low frequency noise and whole-body vibration cause increased levels of sister exchange chromatid in splenocytes of exposed mice // Teratog. Carcinog. Mutagen. 2002. Vol.22, № 3. PP. 195-203.
13. *Zhou Y.D.*, *Ding D.L.*, *Zheng H.L.*, *Zheng G.L.*, *Shen X.H.*, *Zhang Q.*, *Salvi R.J.* Hair cells apoptosis and the activation of P53 protein in intensive impulse noise induced cochlear lesion // Zhonghua Er Bi Yan Hou Tou Jing Wai Ke Za Zhi. January 2011. Vol.46, № 1. PP. 54-58.
14. *Карпова Н.И., Малышев Э.Н.* Низкочастотные акустические колебания на производстве. М.: Медицина, 1981. 192 с.
15. *Зинкин В.Н.* Современные проблемы производственного шума // Защита от повышенного шума и вибрации / Сб. докл.Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. участием. СПб., 2015. С.36-56.
16. *Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М., Орихан М.М.* Инфразвук как вредный производственный фактор // Безопасность жизнедеятельности. 2013. № 9. С. 2-9.
17. *Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М.* Экологические, производственные и медицинские аспекты инфразвука // Защита от повышенного шума и вибрации / Сб. докл. Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. участием. СПб., 2013. С. 177-198.
18. *Antunes E.*, *Oliveira P.*, *Oliveira M.J.*, *Brito J.*, *Aguas A.*, *Martins dos S.J.* Histomorphometric evaluation of the coronary artery vessels in rats submitted to industrial noise // Acta Cardiol. June 2013. Vol. 68, № 3. PP. 285-289.
19. *Зинкин В.Н., Свидовый В.И., Ахметзянов И.М.* Неблагоприятное влияние низкочастотных акустических колебаний на органы дыхания // Профилактическая и клиническая медицина. 2011. Том 40, № 3. С.280-283.
20. *Васильева И.Н., Беспалов В.Г.* Выделение внеклеточной ДНК после введения радиозащитной комбинации и α-токоферола и аскорбиновой кислоты // Радиационная биология. Радиоэкология. 2015. Том 55, № 5. С. 495-500.
21. *Vasilyeva I.N.* Low-molecular-weight DNA in blood plasma as an index of the influence of ionizing radiation // An. N.Y. Acad. Sci. September 2001. Vol.945. PP. 221-228.
22. *Vasilyeva I.*, *Bespalov V.*, *Baranova A.* Radioprotective combination of α-tocopherol and ascorbicacid promotes apoptosis that is evident by release of low-molecular weight DNA fragments into circulation // Int. J. Radiat. Biol. 2015. Vol.91, № 11. PP. 872-877.

23. *Vasilyeva I.N., Ivtchik T.V., Voznyuk I.A.* Low-molecular-weight DNA of blood plasma as an indicator of pathological process // Circulating nucleic acids in plasma and serum / New York: Springer, 2011. P. 165-170.
24. *Зинкин В.Н., Васильева И.Н., Вознюк И.А.* Определение внеклеточной низкомолекулярной ДНК в крови как диагностический метод для клинических и экспериментальных исследований // Авиакосмическая и экологическая медицина. 2011. Том 45, № 5. С. 47-51.

Опыт научного сопровождения работ по снижению вибраций техногенного происхождения

Новак Ю.В.
АО ЦНИИС

novakUV@tsniis.com

Аннотация: В статье приведен пример научно-технического сопровождения изыскательских, проектных и строительных работ по устройству виброзащиты офисно-жилого здания в г. Москве. Необходимость защиты от вибраций связана с близким расположением прогонных тоннелей метрополитена. Показана необходимость тщательного научного сопровождения работ по виброзащите.

Ключевые слова: виброзащита, научно-техническое сопровождение, измерение вибраций, Этафом, авторский надзор.

Рост современных городов и резкое усложнение инфраструктуры в последние 20-25 лет в России привели, в том числе, к так называемой точечной застройке. Процесс усугубился резким удорожанием земли в центре городов - миллионщиков. Интенсивная застройка «пустых» территорий, заводских территорий и полос отчуждения железной дороги и метрополитенов, высокоскоростных магистралей наблюдается и в Москве уже в течение 20-30 лет. Это потребовало изменения норм и пунктов Градостроительного кодекса. Так, снижение ширины полос отчуждения линий метрополитена, например, с 50 до 25 метров привело к существенному росту шума и вибраций в зданиях существующей застройки. Процесс остановить трудно. Одним из современных способов решения проблемы является разработка и внедрение систем эффективной виброзащиты.

Подразделения АО ЦНИИС (НИЦ Мосты, НИЦ Тоннели и НИЦ Здания) в течение последних 30 лет ведут работы по разработке подобных защитных систем. По нашим разработкам выполнены 3 проекта и 1 проект реализован (Таганская линия метрополитена, ул. Лаврова). Еще в четырех работах нашими специалистами проведены измерения уровней вибраций от транспортного потока для железной дороги, метрополитена и автомобилей. Также два года назад выполнены многовариантные расчеты влияния нагрузок от существующих линий метрополитена (три линии) на устои проектируемого пешеходного моста в районе Москва-СИТИ. В настоящее время НИЦ Мосты разрабатывают проект эффективной виброзащиты новой жилой застройки от воздействия близко расположенной линии метрополитена (станция Солнцево) и защите от вибраций здания Храма от воздействия автомобильного транспорта на трассе северо-восточной хорды в г. Москва.

В настоящей статье дан пример удачного решения виброзащиты построенного дома.

В качестве натурного объекта для внедрения разработок по виброзащите выбран семиэтажный жилой дом с подземной автостоянкой в Лавровом переулке (Руководитель проекта А.В. Чугаринов.). Ветка метро в данном случае проходит в 40 м от строительной площадки на глубине 9 м (отметка рельса) от поверхности земли (см. рисунки 1 и 2).

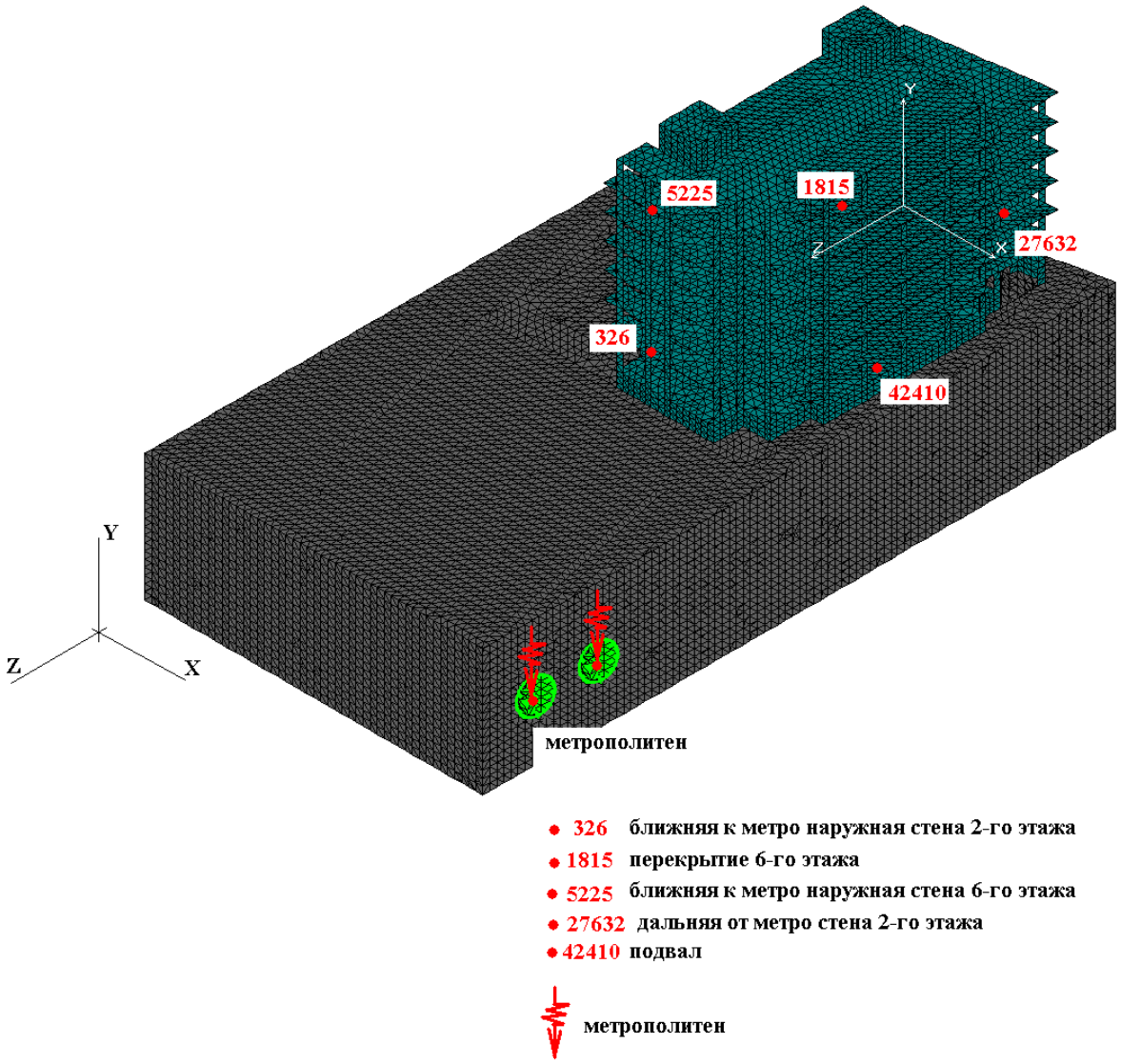


Рис. 1. Компьютерная модель здания (без виброзащиты)

Первоначально проведены первые измерения уровня вибраций от линии метро на площадке проектируемого объекта. В результате расчётной оценки были получены уровни прогнозируемых вибраций ограждающих конструкций будущего здания, превышающие предельно допустимые уровни вибраций по санитарным нормам.

Тогда же разработана и предложена принципиальная схема возведения вдоль стены здания со стороны линии метро виброзащитного комплекса по методу «щелевого» экрана с заполнением виброизолирующим материалом.

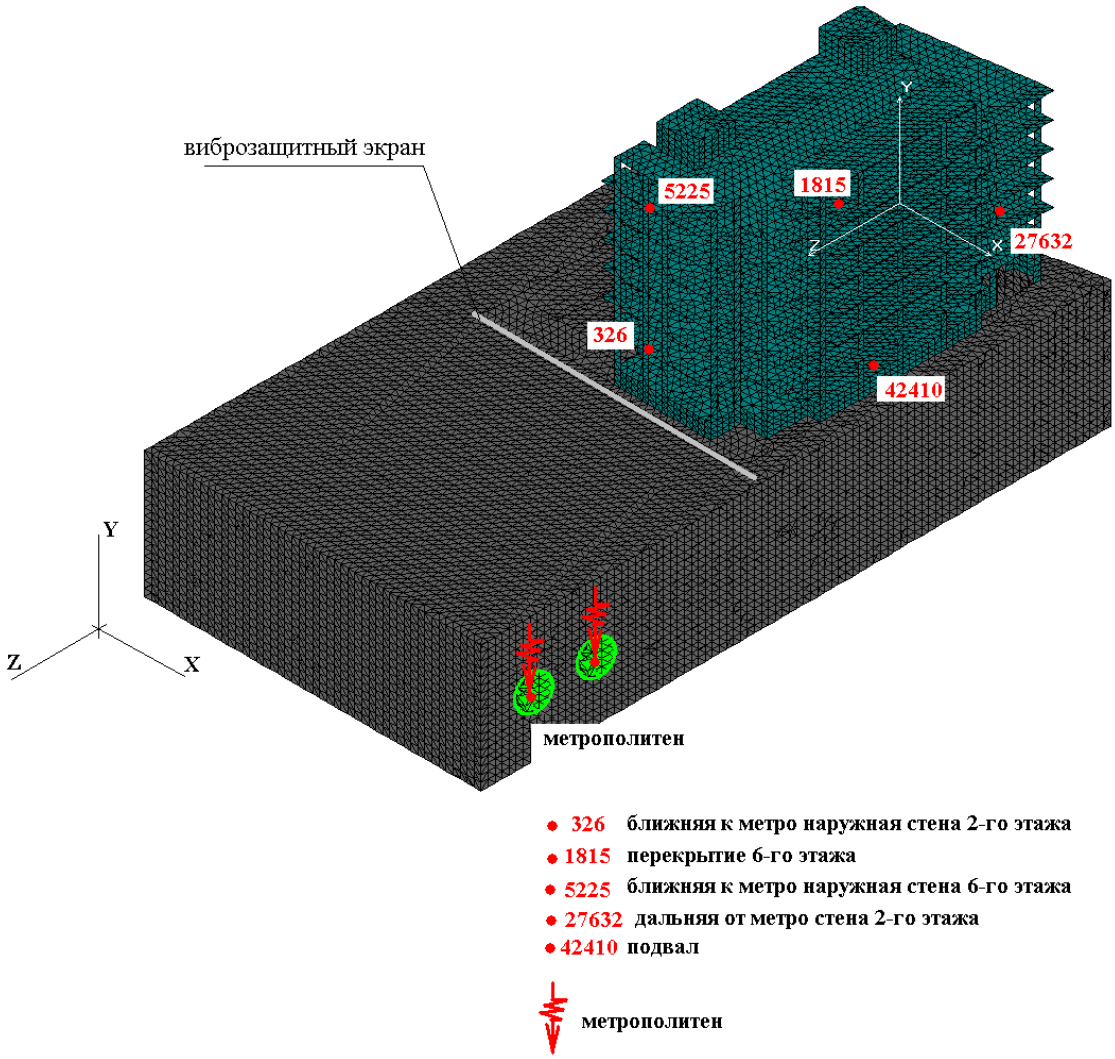


Рис. 2. Компьютерная модель здания с учетом виброзащиты

Вариант технического решения виброзащитного экрана предусматривал щель шириной 500 мм между двумя стенами, одна из которых является стеной дома (подземной автостоянки), другая – подпорной стенкой. В качестве виброзащитного материала, в то время, предлагалось заполнить щель жёстким пенопластом. Отметим, что эта разработка вошла отдельным томом в состав проекта здания на стадии П, который получил положительное заключение Мосгосэкспертизы и рекомендован к осуществлению.

При устройстве виброзащитного комплекса по методу «щелевого» экрана необходимо реализовать следующие конструктивные и технологические решения:

- возвести вдоль стены здания со стороны линии метро подпорную стенку глубиной до отметки ниже отметки фундамента здания, имея при этом в виду, что отметка низа виброзащитного экрана по расчётам должна быть на 1,5 м ниже отметки рельса, расположенного в зоне взаимовлияния;
- при необходимости, для лучшего удержания подпорной стены, стабилизировать грунт с наружной стороны щели инъекцией цементного раствора на глубину 1,5 м, и предусмотреть в верхней части траншеи

металлические консоли с амортизирующим упором;

- заполнить щель жёстким пенопластом, уложить сверху амортизирующие прокладки, предусмотрев приямки для сбора и удаления воды.

Позднее, были проведены испытания нового звуко-шумоизоляционного материала «Этафом» марки ППЭ, толщиной листов 10мм и 20 мм. Этот материал производится на японском оборудовании с использованием новейших достижений химической технологии, поставляется в рулонном виде фирмой «Промстройконтракт.

Этафом был испытан нами в качестве материала, демпфирующего колебания, в АО ЦНИИС и показал высокую эффективность в части виброгасящих свойств.

В процессе начатого строительства (отрыт котлован), повторно проведены измерения вибраций от метро на строительной площадке в Лавровом переулке. Данные этих измерений, выполненных в дневное время, и расчётный прогноз уровня вибраций на перекрытии 1-го жилого этажа для принятой конструкции щели (отсутствие) и монолитной конструкции здания без дополнительных мер по виброзащите показали, что на высоких частотах 31,5 и 63 Гц уровень виброускорений на 13-16 дБ превышает нормативные показатели.

Таким образом, было подтверждено, что проектируемое здание нуждалось в мероприятиях, понижающих уровень вибраций конструкций, особенно со стороны ветки метро. Необходимо также предусмотреть меры по защите стены Главного фасада здания от воздействия боковых вибраций и фундаментной плиты от воздействия вертикальных вибраций.

Появление новых эффективных отечественных виброгасящих материалов дало возможность модернизировать конструкцию начатого строительством виброзащитного комплекса. Вместо заполнения «щели» жёстким пенопластом, в соответствии с расчётами, для защиты от горизонтальных (нормальных) колебаний достаточно устроить со стороны метро трехслойный «щелевой» экран в составе *Этафом - Styroform GEO 500А-Этафом* толщиной соответственно 20-40-20мм и со стороны фасадной стены – слой Этафома толщиной 20 мм. Для защиты здания от вертикальных колебаний – применить слой Этафома толщиной 40 мм под фундаментной плитой здания.

Измерения на стройплощадке проводились с использованием следующих приборов и оборудования:

- виброизмерительной аппаратуры NI USB-9162 и NI-9233;
- многоканальной информационно-измерительной системы мобильного комплекса МКВС в составе notebook, модуля аналогового ввода – вывода E 14-440, вибродатчиков GZ410 и кабельной системы.

МКВС откалиброван совместно с поверенным прибором: виброметр (зав. № 855078/ 1111215).

Дополнительная регистрация сигналов многоканальной измерительной системой, которая позволяет записывать сигналы одновременно с нескольких

датчиков на жёсткий диск компьютера, потребовалась для проектирования виброзащиты. Измерительная система обеспечила связность измерений при определении коэффициентов перехода грунт – фундамент.

Обработка сигналов предусматривала восстановление исходного сигнала в виде виброускорения, октавную фильтрацию и определение среднеквадратических значений сигнала в октавных полосах в соответствии с рекомендациями МЭК 651 при постоянной времени 1 с. (Монтаж Системы и проведение измерений проводились при участии канд. техн. наук Е.И. Павлова).

В СН 2.2.4/2.1.8.566-96 приведена классификация общей вибрации от железнодорожного транспорта:

- по характеру спектра вибрация от рельсового транспорта идентифицируется как широкополосная, так как она имеет непрерывный спектр шириной более одной октавы.
- по частотному составу (если измерения ведутся в скоростях) вибрация среднечастотная, поскольку в ней проявлены все октавные полосы кроме 2 Гц и 63 Гц.
- по временным характеристикам это непостоянная вибрация, так как величина нормируемых параметров (в данном случае амплитуда) изменяется не менее, чем в 2 раза (на 6 дБ) за время наблюдения не менее 10 минут при измерении с постоянной времени 1 с. В том числе эта вибрация также идентифицируется как колеблющаяся во времени.

Принятый допустимый уровень вибраций приведен в таблице 1.

Здесь и далее уровни виброускорений в децибелах установлены при опорном значении виброускорения $a_o=10^{-6}$м/с^2.

Таблица 1. **Предельно допустимые уровни виброускорений**

Нормы	**Уровни виброускорений, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**					
	2	**4**	**8**	**16**	**31.5**	**63**
СН 2.2.4/2.1.8.566.96 *	67	68	70	76	82	88
* В дневное время в помещениях допустимо превышение нормативных уровней на 5 дБ Для непостоянной вибрации к допустимым значениям уровней вводится поправка - 10 дБ						

После окончания строительством виброзащитного комплекса были выполнены экспериментальные измерения вибраций конструкций здания от проходящих поездов метро. При этом, в соответствии с [2, 3] определены уровни вибраций конструкций строящегося здания на отметке верха фундаментной плиты и на отметке перекрытия (пола) 1-го жилого этажа (2-ой этаж). Первая точка измерений располагалась на грунте, остальные – на конструкциях строящегося здания. Результаты измерений приведены в таблице 2.

Таблица 2. **Сравнительные значения виброускорений до и после виброзащиты**

Измерительная ось Z, расположение	**Уровни виброускорений, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**					
	2	**4**	**8**	**16**	**31.5**	**63**
Грунт, до виброзащиты	42	51	73	86	90	92
Грунт, после виброзащиты	39	46	57	72	92	89
Изменения, грунт	3	5	16	14	-2	3
Пол подвала, до виброзащиты	21	42	60	65	86	88
Пол подвала, после виброзащиты	18	38	50	52	73	70
Изменение, пол подвала	3	4	10	13	13	18
Затухание, грунт – пол подвала, до виброзащиты	21	9	13	21	4	4
Затухание, грунт – пол подвала, после виброзащиты	21	8	7	20	19	19
2-й этаж, без виброзащиты (прогноз)	46	17	-7	-6	-13	-7
2-й этаж, с виброзащитой	31	25	15	5	4	16

« - » - дефицит по виброзащите

Анализ результатов измерений показал следующее:

1. Входное воздействие. Входные вертикальные ускорения, измеряемые на грунте в 8-ми метрах от стены здания, остались практически неизменными в октавах 1, 4, 31.5 и 63 Гц. В октаве 8 Гц они уменьшились на 16 дБ, а в октаве 16 Гц уменьшились на 14 дБ, что может быть объяснено более податливой работой демпфирующего материала виброзащитной щели на торцовой стене здания.

2. Передача вибраций грунт – пол подвала. Затухание вибраций от грунта к полу подвала не изменилось в октавах 2, 4 и 16 Гц, ухудшилось на 6 дБ в октаве 8 Гц и значительно, на 15 дБ улучшилось после виброзащиты.

3. Результирующий эффект виброзащиты. По сравнению с прогнозом получены следующие результаты:

- в октавах 2 и 4 Гц практически любая виброзащита не эффективна, поэтому прогноз и факт совпадают;
- в октаве 8 Гц виброзащита малоэффективна, однако получен весьма значительный результат благодаря снижению входного воздействия;
- в октаве 16 Гц имеем тот же результат;
- в октаве 31.5 получено улучшение характеристик на 17 дБ;
- в октаве 63 Гц получено улучшение характеристики на 23 дБ, что особенно важно, так как на этой частоте на человека воздействует ещё и структурный шум (от вибрации).

По результатам выполненных измерений в целом достигнута достаточная виброзащищённость жилого здания в соответствии с требованиями действующей нормативной документации. Запас по вибрационному воздействию на конструкции жилого здания от проходящих поездов метро в соответствии с СН 2.2.4/2.1.8.566-96 составил от 1 до 23 дБ в разных октавных

полосах. Таким образом, на этом примере показана эффективность и практичность дальнейшего применения разработанной и реализованной системы виброзащиты жилого здания путём устройства виброзащитного комплекса на основе современных отечественных виброгасящих материалов.

Список литературы

1. ГОСТ 12.1.012-90 «Вибрационная безопасность. Общие требования».
2. СН 2.2.4/2.1.8.566-96 «Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий».
3. МГСН 2.04-97 (ТСН 23-315-2000) «Допустимые уровни шума вибрации и требования к звукоизоляции в жилых и общественных зданиях.»
4. СНиП 3.03.01-87 «Несущие и ограждающие конструкции».
5. СНиП 2.02.01-83 «Основания и фундаменты зданий и сооружений».
6. СНиП 2.01.07-85* «Нагрузки и воздействия».
7. *А.В. Волков, Н.К. Калашникова, С.А. Курнавин, И.А. Веретина* «Виброзащита зданий, расположенных вблизи метрополитена».

Оценка шумового и вибрационного воздействия при производстве буронабивных свай по технологии DDS (Drilling Displacement System)

Марков С. Б. [1], Пименов И. К. [2], Небылица В. В. [1]
[1]ЗАО "ЭКОТРАНС-ДОРСЕРВИС"
[2]Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

markovsb1966@rambler.ru

Аннотация: В настоящее время отсутствуют исходные данные и полноценные расчетные методики для оценки шумового и вибрационного воздействия от работ по устройству свайных фундаментов с использованием буронабивных свай. Для получения начальной информации по данному вопросу были проведены экспериментальные исследования, по результатам которых получены следующие результаты:

1. Определены шумовые и вибрационные характеристики машин и оборудования входящих в состав бурового комплекса.
2. Проведен анализ полученных результатов, на основании которого даны предварительные оценки шумового и вибрационного воздействия по обеспечению санитарно-гигиенических требований, а также по обеспечению безопасности зданий и сооружений.

Полученные результаты дают основание говорить о возможности выполнения предварительных расчетных оценок шумового и вибрационного воздействия.

Ключевые слова: буровой комплекс, свайный фундамент, буронабивные сваи уплотнения, шум, вибрация, режимы работы, комфортность, норматив, методика.

Введение

Строительство зданий и сооружений, в подавляющем большинстве случаев требует устройства свайного фундамента. Для погружения свай в грунт используются различные способы - забивка свай копровыми установками, вибропогружение, устройство буронабивных свай и др. Каждый из способов имеет несколько разновидностей, реализуемых в соответствующих технологиях и используемом технологическом оборудовании.

При устройстве свайных фундаментов необходимо уделять особое внимание проблеме обеспечения безопасности близрасположенных зданий и сооружений, а также людей, находящихся в зданиях или рядом с местом проведения работ.

Для решения проблем обеспечения безопасности необходимо проведение оценок шумового и вибрационного воздействия и сопоставление их с нормативными значениями. В общем случае для проведения таких оценок необходимо располагать шумовыми и вибрационными характеристиками

применяемой техники и вспомогательного оборудования и соответствующими расчетными методиками.

Оценка шумового воздействия на нормируемые объекты в целом не вызывает затруднений, поскольку существует ряд утвержденных методик для расчета распространения шума. Методики расчета шума универсальны и расчеты можно выполнять практически для любых видов технологического оборудования, включая разнообразное оборудование для погружения свай.

Для оценки вибрационного воздействия в настоящее время имеются расчетные методики для свай погружаемых забивкой или с помощью вибропогружателей. Эти методики изложены в ВСН 490-87 [1].

Однако, указанные методики не универсальны и не могут быть применены для расчета и оценки вибрационного воздействия от технологического оборудования, задействованного в технологических процессах по устройству буронабивных свай.

Кроме толго, для технологий производства буронабивных свай справочные данные по шумовым и вибрационным характеристикам техники и оборудования практически отсутствуют.

Необходимые исходные данные по шумовым и вибрационным характеристикам можно получить по результатам проведения натурных измерений. Кроме того, при проведении измерений можно получить данные, характеризующие распространение вибрации на местности, и установить необходимые эмпирические зависимости для выполнения оценок воздействия.

Такая работа была выполнена для одной из разновидностей технологии производства буронабивных свай - буронабивных свай уплотнения (Drilling Displacement System - DDS). Технология производства буронабивных свай уплотнения (далее технология DDS) это метод, основанный на принципе раскатки скважин. Основа технологии - непрерывный процесс образования цилиндрической полости в грунте путем его разбуривания и уплотнения раскатывающим механизмом в стенки скважины. После этого производится заливка бетона и погружение армокаркаса.

Проведение натурных измерений

Для исследования акустических и вибрационных характеристик буровой техники и вспомогательного оборудования, применяемого при производстве буронабивных свай по технологии DDS, а также для исследования закономерностей, характеризующих распространение вибрации на местности, были проведены натурные измерения. Измерения проводились виброакустической лабораторией ЗАО «Экотранс-Дорсервис».

Измерения проводились в начале декабря 2015 г. (температура (- 3) ^{o}C). Промерзания грунта, на котором проводились буровые работы, не наблюдалось.

При проведении работ использовалась следующая техника: буровая установка BAUER BG-20 с оснасткой для производства буронабивных свай по

технологии DDS, бетононасос EVERDIGM ETP 970, кран РДК 25 с подвесным вибропогружателем. В совокупности указанная техника составляет буровой комплекс.

Схема размещения буровой техники и вспомогательного оборудования на строительной площадке и точек измерений приведена на рис. 1. Площадка, на которой проводились измерения, находилась по центру котлована под строительство многоэтажного здания.

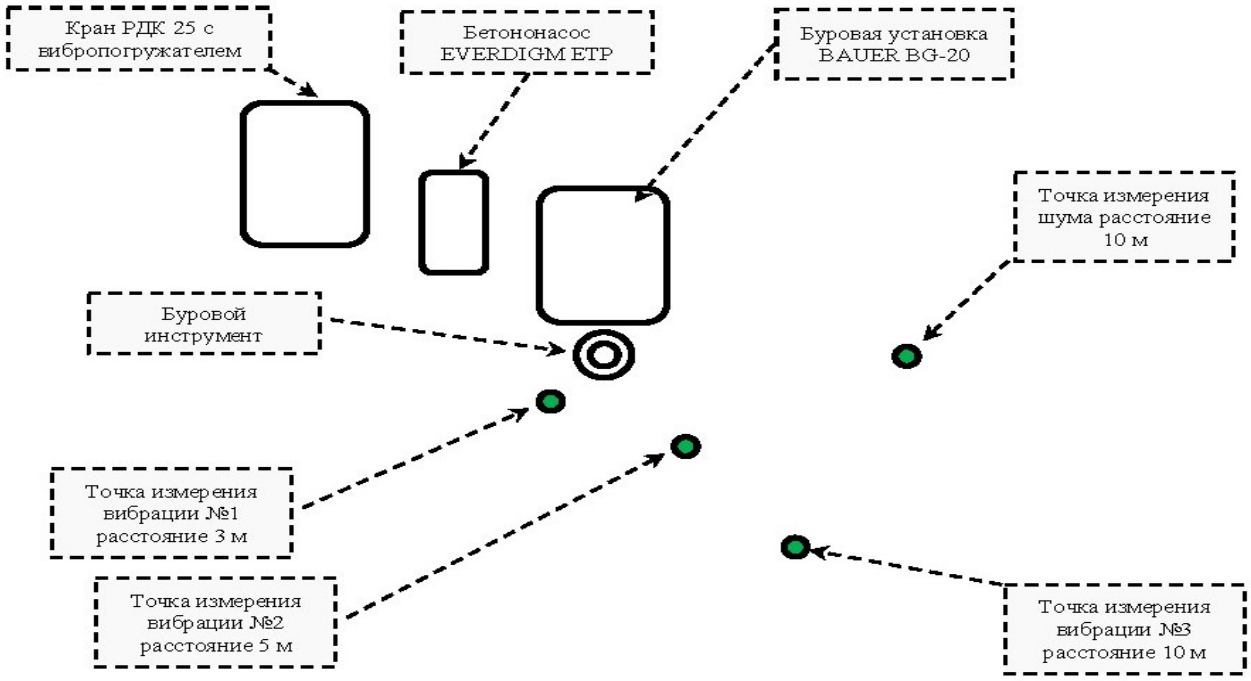


Рис. 1. Схема размещения буровой техники и вспомогательного оборудования на строительной площадке.

Технологический цикл производства буронабивной сваи состоит из нескольких операций, каждая из которых выполняется с помощью определенного вида оборудования. В рассматриваемом случае производилось бурение под сваю длиной 20 м.

Измерения проводились при следующих режимах работы комплекса и имели продолжительность: работа установки BAUER BG-20 на холостом ходу (3÷5 мин), бурение скважины установкой BAUER BG-20 (20÷25 мин), прием бетонной смеси от передвижного автобетоносмесителя бетононасосом EVERDIGM ETP 970 и нагнетание давления в насосе (3÷5 мин), заливка смеси в скважину бетононасосом EVERDIGM ETP 970 (5÷6 мин), опускание армокаркаса сваи в залитую бетоном скважину краном РДК – 25 с подвесным вибропогружателем (2÷2,5 мин).

Измерения шума проводились в одной точке, находящейся на расстоянии 10 м от места установки сваи. Измерения вибрации проводились в трех точках, на расстоянии 3 м, 5 м и 10 м соответственно. Схема размещения точек измерения приведена на рис. 1:

При измерениях было установлено, что корректированные значения уровней вибрации по направлениям осей X и Y более чем в 2 раза меньше вибрации по направлению оси Z. Поэтому измерения вибрации выполнялись только по оси Z.

Результаты измерений шумовых характеристик и их оценка

В таблице 1 представлены результаты измерений шума техники – эквивалентные и максимальные уровни звука, а также эквивалентные уровни звукового давления в октавных полосах частот.

Таблица 1. **Результаты измерения шума от бурового комплекса для различных операций**

Режим работы источника	**Эквивалентные уровни звукового давления, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**									**Эквивалентный уровень звука, дБА**	**Максимальный уровень звука, дБА**
	31,5	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**		
Бурение (на глубину 0-12 м)	76	83	85	79	79	78	75	73	82	85	90
Бурение (на глубину 12-17 м)	77	82	84	79	78	77	73	72	81	84	89
Работа бетононасоса и автобетоносмеси теля	80	79	78	77	75	73	69	65	64	78	79
Заливка бетона	79	80	81	77	76	73	70	68	68	79	84
Опускание армокаркаса	77	78	71	70	71	75	79	82	77	86	93
Холостой ход буровой установки	81	80	72	65	64	64	61	58	50	69	76
Фоновый уровень	70	71	68	55	56	58	51	43	37	60	69

Как видно из таблицы 1 наиболее шумными режимами являются процессы бурения и опускания армокаркаса.

На рис. 2 и 3 представлены графики спектров шума в октавных полосах для бурового комплекса на разных режимах работы. На рис. 2 представлены спектры без учета частотной коррекции «А», на рис. 3 с учетом коррекции.

Из представленных графиков видно:

– Во всем рабочем цикле преобладают шумы операций бурения и опускания армокаркаса.

– Основной вклад в уровни звука дают уровни звукового давления в частотном диапазоне свыше 1кГц для всех режимов работы.

Кроме измерений шума в звуковом диапазоне, были выполнены измерения эквивалентных уровней звукового давления в октавных полосах в инфразвуковом диапазоне. Результаты представлены в таблице 2.

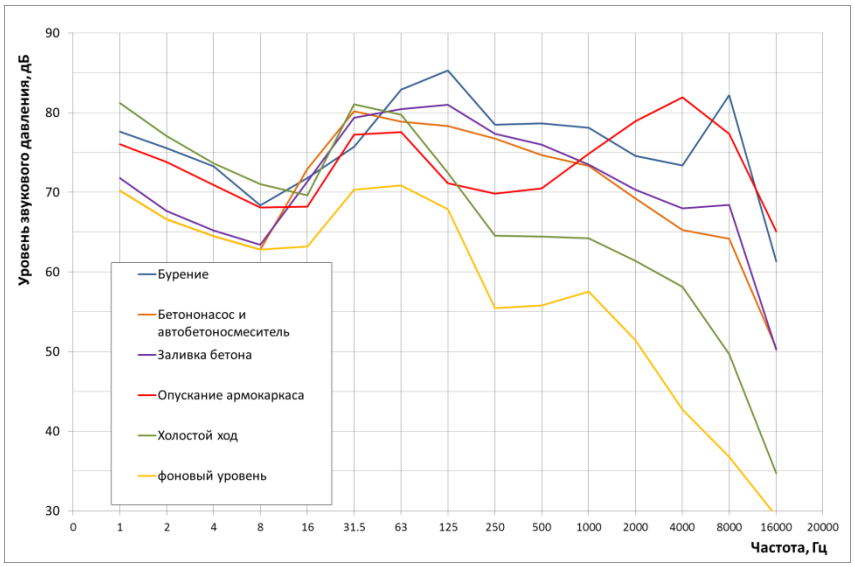


Рис. 2. Спектры шума в октавных полосах для бурового комплекса на разных режимах работы (без учета частотной коррекции «А»).

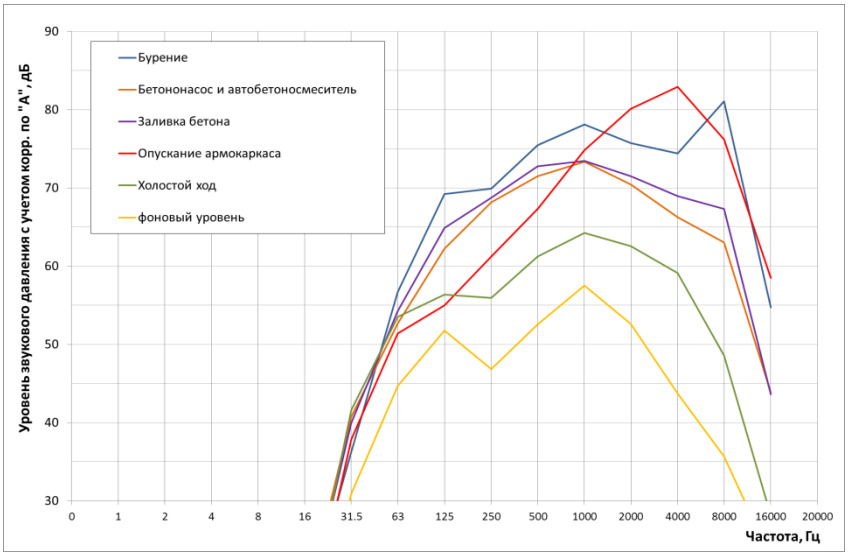


Рис. 3. Спектры шума в октавных полосах для бурового комплекса на разных режимах работы (с учетом частотной коррекции «А»).

Таблица 2. **Результаты измерения инфразвука от бурового комплекса для различных операций**

Режим работы источника	**Эквивалентные уровни звукового давления, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**				**Эквивалентный уровень звукового давления L_{lin}, дБ Лин**
	2	**4**	**8**	**16**	
Бурение (на глубину0-12 м)	76	73	68	72	79
Бурение (на глубину12-17 м)	73	71	67	72	77

Режим работы источника	**Эквивалентные уровни звукового давления, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**				**Эквивалентный уровень звукового давления L_{lin}, дБ Лин**
	2	**4**	**8**	**16**	
Работа бетононасоса и автобетоносмесителя	67	64	63	73	75
Заливка бетона	68	65	63	71	74
Опускание армокаркаса	74	71	68	68	77
Холостой ход	77	74	71	70	80
Фоновый уровень	67	64	63	63	78
Допустимый уровень инфразвука на территории жилой застройки, дБ (СН 2.2.4/ 2.1.8.583-96, таблица, п. 2)	**90**	**85**	**80**	**75**	**90**

Как видно из таблицы 2 уровни инфразвука не превышают допустимых нормативных уровней уже на расстоянии 10 м. Таким образом, проводить оценку инфразвукового воздействия на расстояниях превышающих 10 м, не требуется.

Результаты измерений, полученные в точке расположенной на расстоянии 10 м от места проведения работ, можно использовать как исходные шумовые характеристики на так называемом базовом расстоянии (базовые уровни шума).

Эквивалентный уровень звука за время всего технологического цикла производства одной буронабивной сваи можно определить по известной формуле (20) из [2].

Подставляя в формулу значения эквивалентных уровней звука и времен для отдельных операций получим эквивалентный уровень звука за время всего технологического цикла L_{Aeq}= 84 дБА. Если работы будут проводиться в две смены, т.е. совпадать с интервалом нормирования (16 ч – дневное время с 7 ч 00 м до 23 ч 00 м), в серийном режиме работы и без простоев, то эквивалентный уровень звука на интервале нормирования будет таким же.

Полученные результаты измерений и вычислений можно использовать для оценки шумового воздействия бурового комплекса на селитебные территории и жилую застройку.

Снижение эквивалентного и максимального уровней звука при распространении от источника до приемника следует выполнять на основании [3] и [4].

Для простейшего случая – распространения шума над ровной акустически мягкой поверхностью, при отсутствии акустических препятствий, нормативные значения по шуму днем достигаются на расстоянии 140 м. Это расстояние определяется эквивалентным уровнем звука, при 2-х сменной работе. При работе буровой установки менее 4 часов за 2-е смены, условием определяющим соблюдение нормативных значений будет максимальный уровень звука. В ночное время суток нормативные уровни будут достигаться на расстояниях 400 м.

Для более сложных случаев условий распространения шума необходимо выполнять соответствующие расчеты.

В случаях, когда расстояние от бурового комплекса до границ нормируемых территорий меньше вышеуказанных, может потребоваться проведение шумозащитных мероприятий. Здесь следует отметить одно важное обстоятельство - высота расположения источников шума, входящих в состав бурового комплекса, сильно разниться. Приводы бурового механизма, вибропогружатель с подвешенным к нему армокаркасом в ходе работ могут подниматься на достаточно большую высоту (до 10 м) в зависимости от глубины бурения. Изготовление экрана высотой более 10 м и его дальнейшая эксплуатация практически труднореализуемы. Разумной альтернативой может быть использование гибких навесных экранов на рабочий орган вибропогружателя. Однако эффективность таких экранов зависит от конструкции и материала и составляет 4-5 дБА, и, кроме того, усложняет работу бурового комплекса.

Результаты измерений вибрационных характеристик и их оценка

При исследовании вибрационных характеристик измерялись не только параметры, соответствующие критериям воздействия на здоровье и комфорт людей (санитарно-гигиенические), но и параметры, позволяющие оценить вибрационное воздействие с точки зрения безопасности зданий и сооружений.

В таблице 3 представлены результаты измерений вибрации для проведения оценки комфортности и санитарно-гигиенической оценки - пикового (PEAK) и среднеквадратичного (RMS) корректированного значения виброускорения соответственно.

Следует обратить внимание на тот факт, что в точке №1 и в точках № 2 и № 3 датчики вибрации установлены на основаниях имеющих *разную* вибропроводимость. В точке №1 датчик установлен на оголовке готовой сваи, в точках №2 и №3 на металлических костылях забитых в грунт.

Фоновые уровни представляют собой вибрацию, которая создается на стройплощадке другими видами строительной техники, работающими на удалении от места проведения работ.

Таблица 3. **Результаты измерения общей вибрации для проведения оценки комфортности и санитарно-гигиенической оценки**

№ точки	№ замера	параметры вибрации по ГОСТ 31191.1-2004				параметры вибрации по СН 2.2.4/2.1.8.566-96		Примечание
		Коррекция	RMS ($м/с^2 *10^-$	PEAK ($м/с^2 *10^-$	MTVV, ($м/с^2 *10^-$	Коррекция	RMS ($м/с^2 *10^-$	
Измерение SVAN 959 (№ 12958) на расстоянии 3 м, на оголовке сваи								
1	1	W_k	1,8	88,1	17,4	W_{B-Z}	1,5	Бурение, длительность операции 20-25 мин

№ точки	№ замера	параметры вибрации по ГОСТ 31191.1-2004				параметры вибрации по СН 2.2.4/2.1.8.566-96		Примечание
		Коррекция	RMS ($м/с^2 *10^{-3}$)	PEAK ($м/с^2 *10^{-3}$)	MTVV, ($м/с^2 *10^{-3}$)	Коррекция	RMS ($м/с^2 *10^{-3}$)	
1	2	W_k	2,8	35,5	8,8	W_{B-Z}	2,3	Заливка бетона, длительность операции 5-6 мин
1	3	W_k	2,3	12,9	4,4	W_{B-Z}	1,5	Опускание армокаркаса, длительность операции 2-2,5 мин
1	4	W_k	1,4	15,0	4,0	W_{B-Z}	1,1	Фоновый уровень
Измерение SVAN 959 (№ 16710) на расстоянии 5 м, на костыле								
2	1	W_k	2,3	89,1	16,6	W_{B-Z}	1,8	Бурение, длительность операции 20-25 мин
2	2	W_k	2,6	49,0	10,6	W_{B-Z}	2,0	Заливка бетона, длительность операции 5-6 мин
2	3	W_k	4,5	22,4	9,2	W_{B-Z}	2,6	Опускание армокаркаса, длительность операции 2-2,5 мин
2	4	W_k	1,5	19,7	4,7	W_{B-Z}	1,2	Фоновый уровень
Измерение SVAN 946 (№ 6378) на расстоянии 10 м, на костыле								
3	1	W_k	1,9	51,3	10,7	W_{B-Z}	1,5	Бурение, длительность операции 20-25 мин
3	2	W_k	1,9	47,9	8,6	W_{B-Z}	1,5	Заливка бетона, длительность операции 5-6 мин
3	3	W_k	3,4	17,2	6,9	W_{B-Z}	1,9	Опускание армокаркаса, длительность операции 2-2,5 мин
3	4	W_k	1,4	33,1	5,6	W_{B-Z}	1,2	Фоновый уровень
Справочные данные по нормативным значениям для критериев оценки вибрации								
		W_k	**-**	**15,0**	-		-	**Порог чувствительности к вибрации ГОСТ 31191.1-2004 (п. С.3)**
			-	-	-	W_{B-Z}	**4,0/2,2**	**Допустимые значения виброускорения СН 2.2.4/2.1.8.566-96 (день/ночь)**

В таблице 4 представлены результаты измерений вибрации для проведения оценки безопасности зданий и сооружений - пиковое *некорректированное* значение ($PEAK_W$ и $PEAK_V$) и среднеквадратичное (приведено для справки) *некорректированное* значение (RMS_W и RMS_V) виброускорения и виброскорости. Поскольку при измерении указанных параметров *частотная коррекция не проводилась*, то имеются различия с аналогичными параметрами представленными в таблице 3.

Таблица 4. **Результаты измерения вибрации для проведения оценки безопасности зданий и сооружений**

№ точки	№ замера	Критерии вибрации				Примечание
		Виброускорение		Виброскорость		
		$PEAK_W$ ($м/с^2 *10^{-3}$)	RMS_W ($м/с^2 *10^{-3}$)	$PEAK_V$ ($м/с *10^{-3}$)	RMS_V ($м/с *10^{-3}$)	
Измерение SVAN 959 (№ 12958) на расстоянии 3 м, на оголовке сваи						
1	1	237,1	5,4	1,36	0,04	Бурение, длительность операции 20-25 мин
1	2	142,9	7,3	0,54	0,05	Заливка бетона, длительность операции 5-6 мин
1	3	109,6	8,8	0,21	0,03	Опускание армокаркаса, длительность операции 2-2,5 мин
1	4	92,3	2,3	0,23	0,03	Фоновый уровень
Измерение SVAN 959 (№ 16710) на расстоянии 5 м, на костыле						
2	1	234,4	5,3	1,76	0,06	Бурение, длительность операции 20-25 мин
2	2	216,3	4,3	0,78	0,04	Заливка бетона, длительность операции 5-6 мин
2	3	239,9	17,8	0,32	0,06	Опускание армокаркаса, длительность операции 2-2,5 мин
2	4	47,9	2,1	0,30	0,03	Фоновый уровень
Измерение SVAN 946 (№ 6378) на расстоянии 10 м, на костыле						
3	1	206,5	3,7	1,12	0,07	Бурение, длительность операции 20-25 мин
3	2	89,1	3,2	0,60	0,03	Заливка бетона, длительность операции 5-6 мин
3	3	74,1	8,8	0,23	0,05	Опускание армокаркаса, длительность операции 2-2,5 мин
3	4	50,7	2,0	0,50	0,03	Фоновый уровень
Справочные данные по нормативным значениям для критериев оценки вибрации						
		от 150 до 1200 $м/с^2 *10^{-3}$ по [1]		**от 2 до 40 $м/с *10^{-3}$ по [6]**		

Оценка результатов измерений

Ниже, на рис. 4, 5 и 6 представлены сравнительные графики спектров виброскоростей в 1/3 октавных полосах для бурового комплекса на разных режимах работы. Из графиков видно, что снижение уровней вибрации с расстоянием происходит неравномерно для разных частот и режимов работы. Вероятно это можно объяснить частотно-зависимыми свойствами вибропроводимости грунта и спецификой вибрационного воздействия на тех или иных режимах работы оборудования.

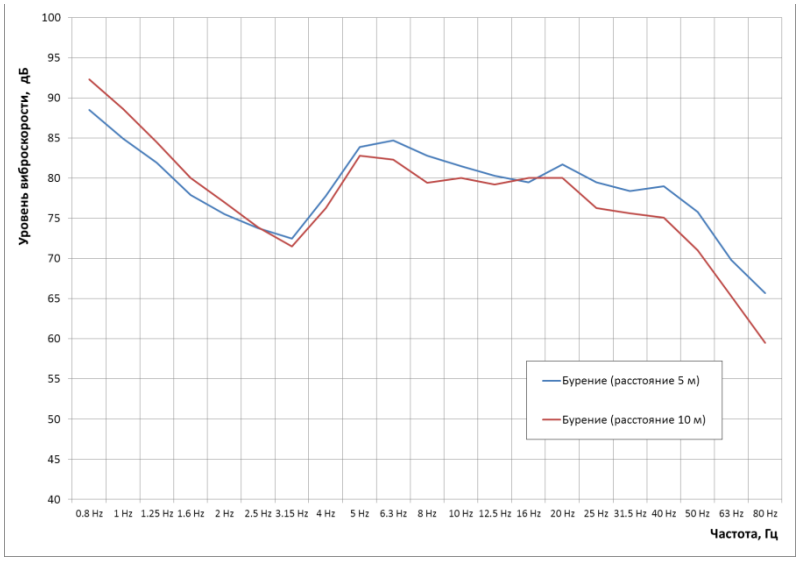


Рис. 4. Графики спектров виброскоростей в 1/3 октавных полосах в режиме бурения в точках 2 и 3 (на расстоянии 5 м и 10 м от источника вибрации соответственно).

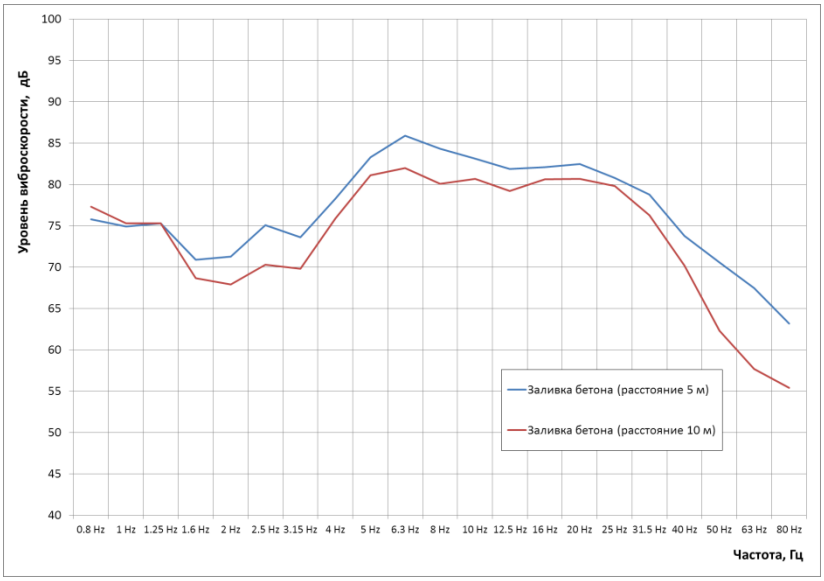


Рис. 5. Графики спектров виброскоростей в 1/3 октавных полосах в режиме заливки бетона в скважину в точках 2 и 3 (на расстоянии 5 м и 10 м от источника вибрации соответственно).

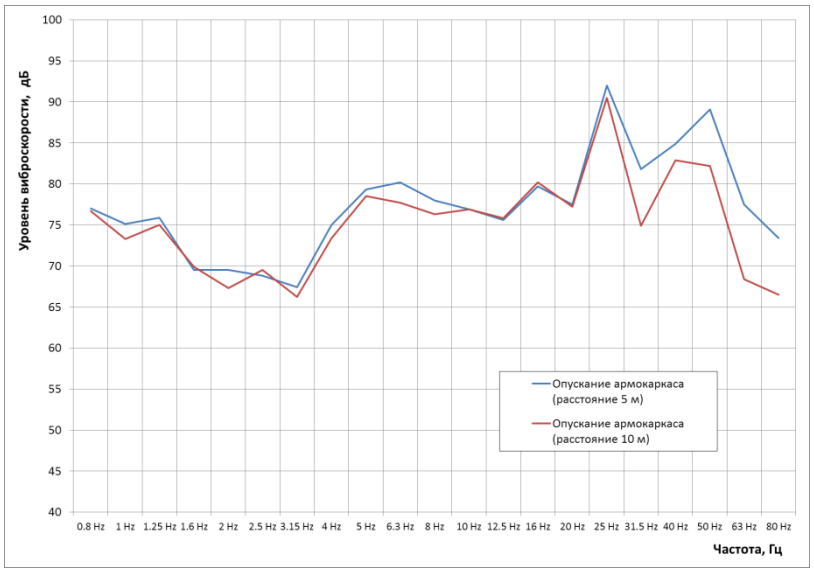


Рис. 6. Графики спектров виброскоростей в 1/3 октавных полосах в режиме опускания армокаркаса в точках 2 и 3 (на расстоянии 5 м и 10 м от источника вибрации соответственно).

Оценка воздействия вибрации на здоровье и комфорт людей

Полученные результаты (таблица 3) измерений среднеквадратичного корректированного значения (RMS) виброускорения нельзя напрямую сравнивать с нормативными значениями, поскольку они характеризуют вибрацию только за время выполнения конкретной операции.

Расчет RMS за время всего технологического цикла производства одной буронабивной сваи можно произвести по известной формуле из п. 5.5 [5]:

Подставляя среднеквадратичные значения виброускорения и время выполнения отдельных технологических операций в формулу, получим среднеквадратичные значения виброускорений для всего технологического цикла бурения, представленные в таблице 5:

Таблица 5. **Среднеквадратичные значения виброускорений для всего технологического цикла бурения**

Точка измерения и расстояние	**Параметр – RMS, *10^{-3} м/с^2**
Точка № 1 (на оголовке сваи, 3 м)	1,4
Точка № 2 (на костыле, 5 м)	1,6
Точка № 3 (на костыле, 10 м)	1,3

Полученные результаты измерений и вычислений можно использовать для оценки вибрационного воздействия бурового комплекса на селитебные территории и жилую застройку:

1. Во всех трех точках измерения среднеквадратичные

корректированные значения виброускорения (RMS) с частотной коррекцией W_{B-Z} на интервале нормирования не превышают установленных допустимых значений ни в дневное, ни в ночное время.

2. Во всех трех точках измерения пиковые корректированные значения виброускорения (PEAK) с частотной коррекцией W_k превышают установленный порог чувствительности, и, следовательно, могут нарушить комфортность проживания. Как видно из таблицы 6, уровень вибрации спадает от 1,02 до 1,74 раза по мере удаления от источника на двукратное расстояние, а уровень вибрации на оголовке сваи от 1,01 до 1,74 раза меньше чем уровень вибрации на грунте. Совокупное влияние описанных эффектов минимально для операции заливки бетона. Учитывая это влияние можно приближенно оценить, что порог чувствительности не будет превышен на фундаментах домов расположенных на расстояниях более 80 м от места производства работ.

Таблица 6. **Соотношение пиковых значений виброускорения с частотной коррекцией W_k**

Наименование операции	**Номер точки измерения и параметра PEAK ($м/с^2 * 10^{-3}$)**			**Соотношение параметров**	
	Точка №1 (PEAK №1)	**Точка №2 (PEAK №2)**	**Точка №3 (PEAK №3)**	**PEAK №1/ PEAK №2**	**PEAK №2/ PEAK №3**
Бурение	88,1	89,1	51,3	1,01	1,74
Заливка бетона	35,5	49,0	47,9	1,38	1,02
Опускание армокаркаса	12,9	22,4	17,2	1,74	1,30

Оценка воздействия вибрации на безопасность зданий и сооружений

Сопоставление полученных результатов измерений с допустимыми значениями позволяет сделать следующие выводы:

1. Во всех точках измерений пиковые (*не корректированные)* значения виброускорения ($PEAK_W$) не превышают допустимые значения по [1] для зданий и сооружений, установленных на грунтах категории (группы) 1 и 2, и, следовательно, вибровоздействие от буровых работ (для любых операций) не представляет опасности для таких зданий (классификация грунтов дана по табл. 3 [1]).

2. Для грунтов категории 3 являющихся самыми слабыми с точки зрения распространения в них вибрационных воздействий, наблюдаются превышения. Сопоставление результатов измерений пиковых (*не корректированных*) значений виброускорения ($PEAK_W$) в точках измерения (см. таблицу 7), показывает, что уровень вибрации спадает от 1,14 до 3,24 раза по мере удаления от источника на двукратное расстояние, а уровень вибрации на оголовке сваи от 0,99 до 2,19 раза меньше чем уровень вибрации на грунте.

Совокупное влияние описанных эффектов минимально для операции бурения. Учитывая это влияние можно приближенно оценить, что для безопасности зданий и сооружений, возведенных на слабых грунтах категории 3, безопасное расстояние от места работ следует выбирать не менее 40 м.

Таблица 7. **Соотношение пиковых значений виброускорения без частотной коррекции**

Наименование операции	**Номер точки измерения и параметра $PEAK_W$ ($м/с^2 *10^{-3}$)**			**Соотношение параметров**	
	Точка №1 ($PEAK_W$ №1)	**Точка №2 ($PEAK_W$ №2)**	**Точка №3 ($PEAK_W$ №3)**	**$PEAK_W$ №1/ $PEAK_W$ №2**	**$PEAK_W$ №2/ $PEAK_W$ №3**
Бурение	237,1	234,4	206,5	0,99	1,14
Заливка бетона	142,9	216,3	89,1	1,51	2,43
Опускание армокаркаса	109,6	239,9	74,1	2,19	3,24

3. Пиковые (*не корректированные*) значения виброскоростия ($PEAK_V$) не превышают допустимые пиковые значения виброскорости по [6] во всех точках измерений для любых операций при буровых работах.

4. При оценке безопасности зданий и сооружений по критериям устанавливаемым [7] следует определить доминирующую частоту воздействия вибрации для той или иной операции. Анализ спектров виброскоростей (см. рис. 5-7) для различных операций при работе бурового комплекса дает следующие результаты:

- операция бурения - доминирующая частота лежит ниже области 1/3 октавной полосы 2 Гц, что объясняется низкой частотой вращения бурового инструмента. Во всех точках измерений пиковые (*не корректированные)* значения виброскорости ($PEAK_V$) не превышают допустимых значений для зданий любых категорий (классификация по [7]).
- операция заливки бетона - явно выраженная доминирующая частота отсутствует. Поскольку для операции заливки бетона в скважину доминирующая частота не установлена, то оценка по критериям устанавливаемым [7] затруднительна.
- операция погружения армокаркаса - доминирующих частот две – одна лежит в области 1/3 октавной полосы 25 Гц, а другая в области 1/3 октавной полосы 50 Гц. Во всех точках измерений при доминирующих частотах 25 и 50 Гц пиковые (*не корректированные)* значения виброскорости ($PEAK_V$) не превышают допустимых значений для зданий любых категорий.

Заключение

Полученные результаты измерений виброакустического воздействия (шума и вибрации) от различных видов техники используемой при производстве свайных фундаментов по технологии буронабивных свай уплотнения (DDS) позволяют выполнять санитарно-гигиеническую оценку и оценку комфортности, а также оценку безопасности зданий и сооружений.

Список литературы

1. ВСН 490-87 «Проектирование и устройство свайных фундаментов и шпунтовых ограждений в условиях реконструкции промышленных предприятий и городской застройки». Минмонтажспецстрой СССР. Москва 1988.
2. СНиП 23-03-2003 «Защита от шума».
3. СП 51.13330.2011 «Защита от шума» (актуализированная редакция СНиП 23-03-2003).
4. ГОСТ 31295.2–2005 (ИСО 9613-2:1996) «Шум. Затухание звука при распространении над местностью. Часть 2. Общий метод расчета».
5. СН 2.2.4/2.1.8.566-96 «Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий».
6. «Методические рекомендации по повышению эффективности использования виброкатков при сооружении земляного полотна автомобильных дорог» (СОЮЗДОРНИИ, Москва 1987).
7. ГОСТ Р 52892-2007 «Вибрация зданий. Измерение вибрации и оценка ее воздействия на конструкцию».
8. 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».
9. ГОСТ 31551-2012 «Сваебойное оборудование. Общие требования безопасности».
10. ГОСТ 31191.1-2004 «Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 1. Общие требования».
11. СН 2.2.4/2.1.8.583-96 «Инфразвук на рабочих местах, в жилых и общественных помещениях и на территории жилой застройки»
12. СП 23-104-2004 «Оценка шума при проектировании, строительстве и эксплуатации объектов метрополитена» (Госстрой России, 2004 г.).

Защита зданий и сооружений от транспортной вибрации (теория, проектирование, реализация, 2000 – 2016 гг)

Дашевский М.А., Моторин В.В., Сизов Д.К., Акимова И.В., Шутовский С.А.
ООО «ВИБРОСЕЙСМОЗАЩИТА»

vibroprotect@mail.ru

Аннотация: Представлен опыт ООО «ВИБРОСЕЙСМОЗАЩИТА» по созданию, исследованию, проектированию и реализации эффективной системы защиты зданий и сооружений от транспортной вибрации (метрополитен, железные дороги, автотранспорт) в Москве 2000-2016 гг. Виброзащита осуществляется путём отрезки виброшвом защищаемой части здания от незащищаемой. В виброшве на стадии строительства предусматривается устройство проёмов для последующего монтажа виброизоляторов. После сооружения коробки здания выполняется монтаж заменяемых резинометаллических слоистых сборных виброизоляторов и извлечение опорных прокладок из виброшва. Предложена инженерная расчетная одномерная модель ключевого элемента - виброизолятора, в которой деформация в процессе нагружения представлена как отношения перемещения к текущей высоте, учтён рост текущей статической жесткости в процессе нагружения виброизолятора при монтаже, предположено окончание реологических процессов в резине к моменту начала эксплуатации, учтено старения нагруженной резины виброизоляторов. Представлены упругий и вязкоупругий варианты расчёта. Представлены разработанные авторами основные конструктивные элементы виброзащиты и сведения о пяти проектах из 50-ти, реализованных в Москве и Екатеринбурге. Впервые представлена виброзащита объекта культурного наследия, реализованная предлагаемым методом.

Ключевые слова: виброзащита, здания, метро, виброизолятор, расчёт, монтаж, эффективность.

Введение

Проблема защиты людей от вибрации и вызванного ею структурного шума, генерируемых городским транспортом и проникающих в здания, обострилась в связи с прохождением транспортных магистралей (метро, ж/д, автодороги) непосредственно вблизи зданий. Требования к защите от вибрации и шума определяются нормами РФ [1,2]. Надежным средством обеспечения вибробезопасности граждан является установка эффективной виброзащитной системы на пути прохождения колебаний. Система не меняет частотного состава воздействия, но является механическим фильтром, снижающим уровень проходящей вибрации за счет низкой частоты своих собственных колебаний. В виброзащищённом здании таким фильтром являются установленные в шве отрезки защищаемой части здания от незащищаемой упругие элементы – заменяемые многослойные резинометаллические виброизоляторы различной несущей способности (15 – 200 *KN*) [3, 4, 5, 6].

В источнике вибрации, например, в верхнем строении пути (ВСП), такой фильтр может устанавливаться на полушпалках в виде сборной резиновой оболочки. Такие конструкции также разработаны и реализованы в ООО «ВИБРОСЕЙСМОЗАЩИТА» для установки на полушпалках типа «АБВ» [7] и типа «*LVT M1*» [8]. Внимание авторов доклада было сосредоточено на исследовании, расчете и разработке конструкций упругих элементов упомянутых фильтров, размещаемых в зданиях.

Статика резинометаллического виброизолятора.

В докладе, применительно к проблеме виброзащиты зданий, рассматривается простейший тип механического фильтра - прямоугольный в плане слой - сэндвич многослойного сборного виброизолятора в виде резиновой пластины, армированной по опорным поверхностям металлическими листами [3], представленный на рис.1.

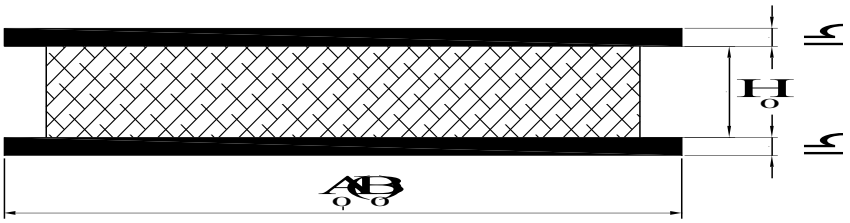


Рис. 1. Элемент (слой) резино-металлического виброизолятора.

Геометрические параметры виброизолятора: A_0, B_0 – меньшая и большая стороны прямоугольника в плане, H_0 – высота резинового слоя, объём резины $V_0 = \alpha A_0^2 H_0 = \text{const}$, где $\boldsymbol{\alpha} = B_0/A_0$. Для описания процесса сжатия резинового виброизолятора предлагается использовать модифицированный линейный одномерный закон Гука в форме $\boldsymbol{\sigma} = GK_f S$, где G – модуль сдвига, S – мера текущей деформации, $S = \frac{\Delta}{H_0 - \Delta}$, Δ - вертикальное перемещение в момент t, $K_f^{\,0}$ и $K_f^{\,t}$ – начальный и текущий коэффициенты (факторы) формы (см. рис. 2). Введение во все расчетные формулы текущей деформации S позволило учесть в инженерных расчетах, в том числе на ползучесть и старение, явление геометрической нелинейности.

Вторым допущением, отражающим, при $L/H \geq 4$, уменьшение возможности сдвиговых деформаций резины и её выдавливания через боковые поверхности, является введение в качестве активной длины боковой (lateral) поверхности не всей стороны, а участка $L_{lat} = 4H(S)$. Для типичного силового виброизолятора с отношением сторон $\frac{A_0}{H_0} \geq 4$ начальный $K_f^0 = 1 + \alpha\beta(A_0/4H_0)^2$, где $\beta = 4{,}67$ – коэффициент защемления резины в арматуре [2].

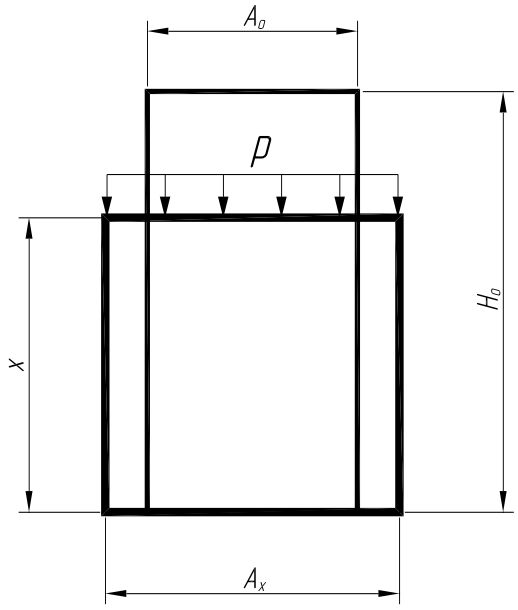


Рис. 2. Расчетная модель сжатия несжимаемого материала (резины).

Интегрируя по процессу нагружения $0 \le P \le P^T$ получаем:

$$P_0 = 3G\alpha A_0^2 \left[S + \beta\alpha \frac{(S+1)^4 - 1}{6H_0^2} \right], \text{ или } \boldsymbol{\sigma_0 = ES(1 + f_1)}, \qquad (1)$$

$$\text{где } f_1 = R_{01}\frac{(S+1)^4 - 1}{4S},\ R_{01} = \beta\alpha\left(\frac{A_0}{4H_0}\right)^2,\ K_f^s = 1 + R_{01}(S+1)^3. \qquad (2)$$

При степенях S, больших 1, для силовых виброизоляторов ($S \approx 0{,}2$, $\boldsymbol{\varepsilon} \approx 0{,}17$), выражение $\boldsymbol{\sigma_0}$ упрощается: $\boldsymbol{\sigma_0} = ES\,(a + bS)$, $1 + f_1 = a + bS$, где $a = 1 + R_{01}$, $b = 1{,}5R_{01}$. Погрешность от замены точного выражения приближённым $\delta \approx 3{,}2\%$. Полученное выражение очень важно для оперативного расчета НДС при **догружении** виброизоляторов ступенью нагрузки в процессе их многоциклового нагружения при монтаже виброзащиты. При характерном для процесса монтажа вывешивании здания на пружинах – виброизоляторах важно оценить величину смещения при изменении нагрузки от P_1 до P_2, ($P_1 \le P_x \le P_2$, $H_1 \ge x \ge H_2$). После интегрирования по процессу нагружения выражение (1) примет вид:

$$\Delta P = \left[\frac{(S_2 - S_1) + \beta\alpha \frac{(S_2+1)^4 - (S_1+1)^4}{6H_0^2}}{4} \right], \qquad (3)$$

$$\Delta\sigma_1 = 3G\left[\frac{(S_2 - S_1) + \beta\alpha \frac{(S_2+1)^4 - (S_1+1)^4}{4}}{4} \right], \text{ где } G \text{ – модуль сдвига.} \qquad (4)$$

Расчётная модель виброизолятора в виде упруго-вязкого тела Кельвина.

Расчетной моделью виброизолятора, учитывающей реологические явления в резине, является трёхкомпонентная вязко – упругая модель [9] - стандартное

тело Кельвина, где в качестве меры деформации так же принимается величина *S*, напряжение в вязкой ветви пропорционально скорости деформации *dS/dt*, модули упругости изделия E_1 и E_2 – упругие модули расчетной модели «по материалу» соответственно в упругой цепочке и цепочке Максвелла, умноженные на текущий коэффициент формы изделия $K_f = R_{01}\frac{(S+1)^4-1}{4S}$, $R_{01} = \beta\alpha\left(\frac{A_0}{4H_0}\right)^2$; $n = \frac{K}{E_2}$ – реологическая характеристика модели.

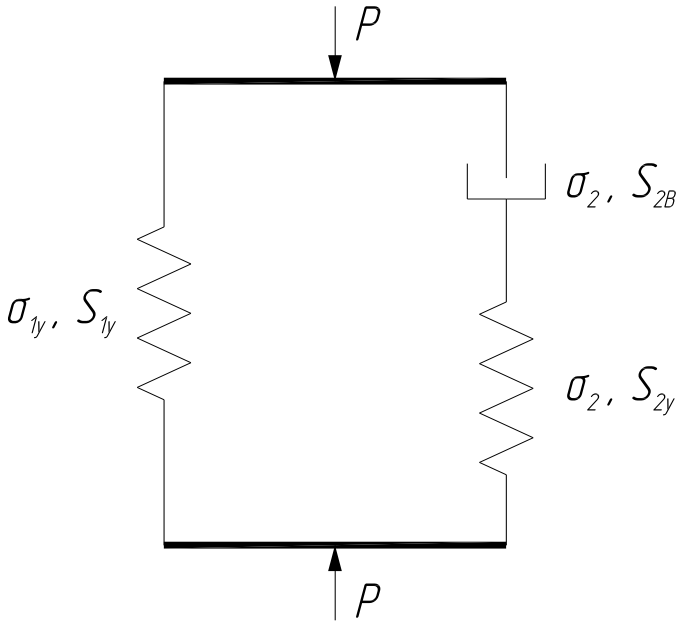


Рис. 3. Расчетная модель вязкоупругого тела (тела Кельвина)

Напряжения в упругой ветви модели σ_1, в упругой части цепочки Максвелла $\boldsymbol{\sigma_{2y}}$ и в её вязкой части $\boldsymbol{\sigma_{2в}}$ удовлетворяют соотношениям:

$\boldsymbol{\sigma_1} = E_1S_{1y}(1 + f)$, $\boldsymbol{\sigma_{2y}} = E_2S_{2y}(1 + f)$,

$$\boldsymbol{\sigma_{2в}} = K\frac{d[S_{2в}(1+f)]}{dt} = nE_2\frac{d[S_{2в}(1+f)]}{dt}. \qquad (5)$$

Уравнение для модели вязко – упругого тела Кельвина, учитывающее коэффициент формы, получаем, исключая переменные с индексами упругой и вязкой цепочек, и приходим к разрешающему уравнение упруго – вязкого деформирования для расчетной модели - уравнению Абеля второго рода:

$$n\frac{d\sigma}{dt} + \sigma = nE\left(1+f+S\frac{df}{dS}\right)\frac{dS}{dt} + E_1S(1 + f) \qquad (6)$$

При рассмотрении процесса **колебаний,** для случая предварительно статически нагруженного виброизолятора с завершёнными реологическими процессами, в расчетную феноменологическую модель вводится допущение о том, что цепочка Максвелла полностью разгрузилась, то есть, коэффициент формы для **вязкой** ветви равен начальному, а её упругий элемент находится в

несжатом состоянии. Изменением коэффициента формы в процессе колебаний пренебрегаем. В результате получаем уравнение **колебаний** виброизолятора при $\boldsymbol{t} \to \infty$:

$$n\frac{d\sigma}{dt} + \sigma = nH\left[(1+f_0)\ [illegible]\ S\ [illegible]\right]\frac{dS}{dt} + E_1 S(1+f), \quad \gamma = \frac{E}{E_1}, \qquad (7)$$

где в выражения для напряжений входят силы инерции. $E_{inst} = E = E_1 + E_2$, $E_\infty = E_1$ – равновесный модуль упругости, $\boldsymbol{\sigma_д(t) = \sigma_0(t)} = \frac{P(t)}{F_0}$, $\Delta f = f_1 - f_0$

Динамический расчет виброизолятора в режиме эксплуатации.

Особенность режима эксплуатации состоит в том, что вязкая ветвь разгружена, т.е., реологические процессы, связанные с ползучестью резины в виброизоляторах, завершены. Поэтому статический расчёт виброизолятора на длительное действие нагрузки ($\boldsymbol{t} \to \infty$) производится при равновесном значении модуля упругости «по материалу» $E_1 = H\infty$ и при заданных значениях S. В качестве примера представлены параметры НДС слоя 3-х слойного виброизолятора 7 типа (см. таб. 1).

Таблица 1.

№	S_∞	ε	Δ, см	σ, *MP*a	P_0, тс	F_{stand}, Гц	F_{load}, Гц
1	0,16	0,1379	0,552	6,949	126,4	6,19	6,26
2	0,18	0,1525	0,610	8,098	147,3	6,00	6,07
3*	**0,1978**	**0,1651**	**0,660**	**9,071**	**165,0**	**5,92**	**5,92**
4**	**0,20**	**0,1667**	**0,667**	**9,192**	**167,2**	**5,85**	**5,92**
5	0,22	0,1803	0,721	10,402	189,2	5,72	5,79
6***	**0,234**	**0,1896**	**0,758**	**11,27**	**205,0**	**5,67**	**5,74**
7	0,24	0,1935	0,774	11,674	212,4	5,62	5,62
8	0,26	0,2063	0,825	12,999	236,5	5,54	5,61

*, **, *** - расчётная, уточненная и монтажная деформации и нагрузки для виброизолятора типа 7.

Напряжение $P_0/F_S = \sigma = E_{mat}\left[S + R\frac{(S+1)^4 - 1}{4}\right]$, $R_1 = \frac{R}{4}$, (см. 1)

где $\varepsilon = \frac{S}{1+S}$, для типа 7. $R = [illegible] = 8{,}2\ [illegible]$, β = 4,67; E_{mat} = 1,01 МПа,

E_{inst} = 1,863 МПа, F_0 = 1819 $см^2$, $K_f^{\,0} = 1 + R$, $K_f^{\,def} = 1 + R(S+1)^3$.

Вычисления производятся без учёта образования «бочки», поскольку для большеразмерных тонкослойных пластин её влияние ничтожно.

Динамический расчет виброизолятора состоит в определении собственной частоты колебаний системы с одной степенью свободы: виброизолятор (пружина) – расчетная нагрузка (масса). В случае колебаний предварительно статически нагруженного виброизолятора с закончившейся реологией в расчетную модель вводится допущение о том, что вязко-упругая ветвь цепочки Максвелла полностью разгрузилась и коэффициент формы для этой ветви стал равен начальному. Коэффициент формы при колебаниях не меняется, то есть, для $f = f_0, f_1, f_2$ $\frac{df}{dt} = \frac{df}{dS}\frac{dS}{dt} = C$. Колебания совершаются вокруг положения статического равновесия, и при колебаниях с амплитудой ***a*** происходит наложение динамических нагрузок на статические. При этом упругая и упруго – вязкая ветви в модели Кельвина превращаются в параллельные упругие ветви, в которых и учитывается частотно – независимое внутреннее трение. Следуя [10], уравнение колебаний для системы с одной степенью свободы записывается в форме $M\frac{d^2y}{dt^2} + K(1 + i\gamma)y = F_0 e^{i\omega t}$, (8)

где полная жесткость К и её действительная часть при колебаниях с сопротивлением K_1 связаны соотношением $K_1 = K\cos\varphi_0$, а амплитудная и фазовая характеристики $A(\omega)$ и $\varphi(\omega)$ соответственно имеют вид:

$$A(\omega) = \frac{1}{K\left[\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right)^2 + \gamma^2\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^{0.5}}, \quad \varphi(\omega) = \operatorname{arctg}\frac{\gamma}{1 - (1+\gamma^2)\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}, \quad \omega_0^2 = \frac{K}{M}. \quad (9)$$

Динамические напряжения и деформации в ветвях модели при колебаниях с амплитудой **a** имеют вид $\boldsymbol{\sigma}^{д} = \boldsymbol{\sigma}_1^{д} + \boldsymbol{\sigma}_2^{д}$; $a_{1y}^{д} = a_{2y}^{д}$; $S_{1a} = S_{2a} = S_a$; $S^{\partial}_{1a} = S^{\partial}_{2a} = S^{\partial}_a$; $S_a = \frac{\Delta + a}{H_0 - (\Delta + a)}$, $S^{\text{din}}{}_a = \frac{a}{H_0 - (\Delta + a)}$ (10)

Ниже приведены соотношения упругости для процесса стационарных колебаний статически нагруженного виброизолятора с закончившейся ползучестью (реологией). Для резины марки 7-30-14-102 E_1 = 1,01 МПа; $E_{inst} = E_1 + E_2$ = 1,863 МПа; Отношение упругого модуль цепочки Максвелла к равновесному модулю упругости $N = \frac{E_2}{E_1}$ = 0,853/1,01 = 0,8445. С учётом соотношений упругости (10) определяются частота свободных колебаний ω_0^2, а также амплитудная характеристика нагруженного виброизолятора :

$$\omega_0^2 = \frac{K}{M} = \frac{E_{inst}(S+1)^2}{H_0 M}, \quad K = M\omega_0^2; \quad \eta = \frac{1}{\left[\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right)^2 + \gamma^2\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^{0.5}} A(\omega); \quad (11)$$

$$\frac{\left[\left(1+\left(\frac{\omega}{\omega_\theta}\right)^2\right)^2+\gamma^2\left(\frac{\omega}{\omega_\theta}\right)^2\right]^{0,5}}{E(S+1)^2} = \frac{\left[\left(1+\left(\frac{\omega}{\omega_\theta}\right)^2\right)^2+\gamma^2\left(\frac{\omega}{\omega_\theta}\right)^2\right]^{0,5}}{R_\theta^2} \qquad (12)$$

Для динамических расчетов виброизолятора (при $t \to \infty$, $S = 0{,}2$, с учётом разгрузки) E_{inst} = 1,863 МПа, $E - E_1 = E_2$ = 0,853 МПа, N = $\frac{E_2}{E_1} = \frac{0{,}853}{1{,}01}$ = **0,845,**

$E = E_1[1 + f_1 + N(1 + f_0)]$ = 881,0 кг/см^2. $\omega_\theta^2 = E\frac{(S+1)^2}{H_\theta M}$ = 3537,2; fr^0 = **9,5 Гц –** для одной пластины. Для трёхслойного виброизолятора $f_3 = \frac{fr^0}{3^{0,5}}$ = 5,5 Гц – при завершённых реологических процессах в резине; $\omega_0 = 2\pi fr^0$. Для собственной частоты учёт разгрузки цепочки Максвелла даёт поправку в 10% для виброизолятора типа 7 из резины марки 7-30-14-102 ($\gamma = 0{,}11$)

Старение нагруженных виброизоляторов.

Постановка задачи. В докладе представлен инженерный метод расчета старения нагруженных виброизоляторов, поскольку при реальном проектировании необходимо прогнозировать рост жесткости виброизоляторов с целью. обеспечения требуемой эффективности виброзащиты в конце расчетного срока эксплуатации зданий, т.е. через 100 лет. Как известно, жесткость нагруженных эластомеров, эксплуатируемых при обычных температурах, с течением времени возрастает. При старении в **напряженном** состоянии происходит деструкция как молекулярных цепей, так и поперечных связей, но при этом целостность трехмерной сетки сохраняется - с образованием новых связей в ненапряженных участках молекулярной структуры. Образовавшиеся связи являются причиной дополнительной жесткости и препятствием для восстановления исходной формы образца после разгрузки. Накопившаяся остаточная деформация является полностью необратимой, так как обусловлена перестройкой химической структуры вулканизата. В то же время при старении резины в **свободном** состоянии изменение физико – механических показателей незначительно. В работе предложен упрошенный подход - замена расчетов поведения трехмерной упруго – наследственной нелинейной несжимаемой среды, какой является эластомер, расчетами по одномерной геометрически нелинейной вязко – упругой механической модели, параметры которой определены из экспериментов. Ниже приводятся результаты выполненных статических и динамических испытаний резиновых напряженных и свободных образцов до и после УКИ – ускоренных климатических испытаний на старение. Анализ результатов позволил создать приемлемую гипотезу в виде инженерной расчетной модели.

Инженерный метод расчета виброизоляторов на старение под нагрузкой [11,12]. Для расчетной оценки процесса старения, в рамках предложенного выше общего подхода к инженерному расчету высоконагруженных виброизоляторов, предложена феноменологическая механическая модель, упрощенно отражающая сложные физико–химические процессы, происходящие в высоконагруженных сшитых полимерах. Предполагается, что процесс старения состоит в образовании дополнительной сшивки между цепочками молекул, распрямившимися из спиральной конфигурации под действием сжимающей нагрузки. В механической модели этот процесс описан возникшей дополнительной упругой связью типа пружины, которая в состоянии сжатия не напряжена, поэтому в ней при разгрузке образца развиваются деформации растяжения, что не позволяет образцу восстановиться до первоначальной высоты. С ростом сжимающей нагрузки степень распрямления молекулярных цепочек в эластомере возрастает, поэтому возрастает и степень дополнительной сшивки, выражаемой ростом количества таких связей, то есть, ростом жесткости условных пружин. С ростом времени выдержки под нагрузкой количество таких связей так же возрастает. В ненагруженном состоянии, вследствие спиральной формы хаотически расположенных свободных молекул эластомера, такие дополнительные связи практически не образуются.

В задачу расчета, помимо разработки алгоритма, входит определение количественных характеристик этих дополнительных связей с учетом старения резины, то есть определяется реальная динамическая жесткость виброизоляторов.

Ниже, в рамках предложенной модели, приведены расчетные соотношения для процедуры нагружения виброизолятора (рис. 4)

.

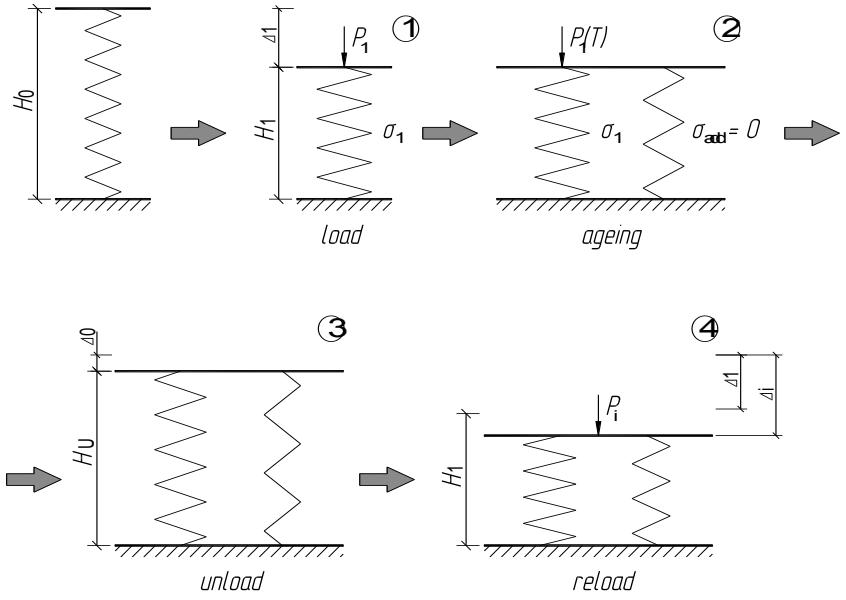


Рис. 4. Процесс старения. Расчетная модель.

После сжатия виброизолятора расчетной нагрузкой σ_1 (состояние 1) и завершения реологических процессов его осадка Δ_1 определяется соотношениями (1,2)

$$\sigma_1 = E_{\infty}^{0} \frac{\Delta_1}{H_0 - \Delta_1} = E_{\infty}^{0} \cdot \varepsilon_1. \qquad (13)$$

В процессе старения, как уже указано выше, в эластомере образуются новые, **недеформированные** упругие связи, которые при разгрузке образца испытывают деформации растяжения; в результате, после снятия нагрузки, устанавливается равновесие между напряжением остаточного **сжатия** «пружин» в начальной механической модели и напряжением растяжения новых связей:

$$E_{\infty}^{0} \frac{\Delta_0}{H_0 - \Delta_0} = E_{add} \frac{a}{H_0 - \Delta_0}, \qquad (14)$$

где Δ_0 – невосстановленная часть сжатого элемента;
F_1, K_F^1 - опорная площадь и коэффициент формы деформированного элемента, как характеристики начального состояния виброизолятора при разгрузке;
$a = \Delta_1 - \Delta_0$ – перемещение дополнительных связей при растяжении;
E_{add} – модуль упругости дополнительной связи.
Из (14) следует, что

$$E_{add} = E_{\infty}^{0} \frac{K_F^0 \cdot F_0 \cdot \Delta_0}{K_F^1 \cdot F_1 \cdot \Delta_1 \cdot \Delta_0}, \text{ или } \gamma_{add} = \frac{E_{add}}{E_{\infty}^{0}} = R_1 \cdot t,$$

где $R_1 = \dfrac{K_F^0}{K_F^1}$, $S_0 = \dfrac{\Delta_0}{H_0 - \Delta_0}$, $S_1 = \dfrac{\Delta_1}{H_0 - \Delta_1}$, $t = S_0/(S_1 - S_0)$. (15)

При $H_0 < \dfrac{A_0}{4}$, $K_F^1 = 1 + A_2(1+S_1)^2$, $A_2 = 4{,}6 \cdot 7\left(\dfrac{a_0}{4H_0}\right)^2$, $K_F^0 = 1 + A_2$.

Собственная частота нагруженного виброизолятора как системы с одной степенью свободы определяется соотношением $\omega_i^2(T) = \dfrac{C(T)}{m}$, где T — время старения под нагрузкой (например, время эксплуатации виброизолятора под зданием), m — масса , соответствующая нагрузке на виброизолятор, $C(T)$ — динамическая жёсткость виброизолятора, $C = \dfrac{\gamma_{add}(1+S_1)^2 \cdot (1+\gamma_{add})}{H_0 \cdot F_1 \cdot S_1} = \dfrac{1 + \gamma_{add}(1+S_1)^2}{1 + A_2}$

$$\frac{K_F^{def}}{K_F^{0}} = \frac{F_0^2 H}{(H_0 - \Delta_1)^3} = (1+S_1)^3 \qquad m = \frac{\rho_F \cdot F_0 \cdot S_1 \cdot F_0}{g} = \frac{\sigma_0 \cdot t}{g} \qquad \gamma = \frac{E}{H} \qquad (16)$$

Эксперимент по старению резин под статической нагрузкой (метод УКИ). Для проведения экспериментального исследования было изготовлено 8 образцов размером 6х6х4 см из резины марки 7-30-14-102, армированных по опорным плоскостям, Каждый из образцов до начала УКИ был испытан. После

того, как все образцы были испытаны, часть образцов были сжаты нагрузкой до деформации $\varepsilon = \Delta/H_0 = 30\%$, зафиксированы в таком состоянии в струбцине и установлены в термостат для проведения УКИ. Остальные образцы после аналогичных испытаний были установлены в термостат в свободном состоянии. Режим испытаний в термостате, при температуре 70^0С, состоял в выдержке образцов, расчетное время которой определялось, исходя из требуемого срока естественного старения. Время поэтапного выдерживания в термостате между испытаниями было рассчитано на основании прогноза эксплуатации виброизоляторов при температуре 15^0С в течение до 100 лет. После каждого этапа старения для некоторых образцов вновь выполнялись статические и динамические испытания, для других повторные испытания проводились в конце срока старения, без прерывания, разгрузки и новых испытаний с фиксацией деформации. Испытание виброизоляторов состояло в ступенчатом нагружении образцов путем сжатия на рычажной установке в диапазоне напряжений 0,3 – 3 МПа с измерением осадки и частоты их собственных колебаний (рис. 5 - 7).

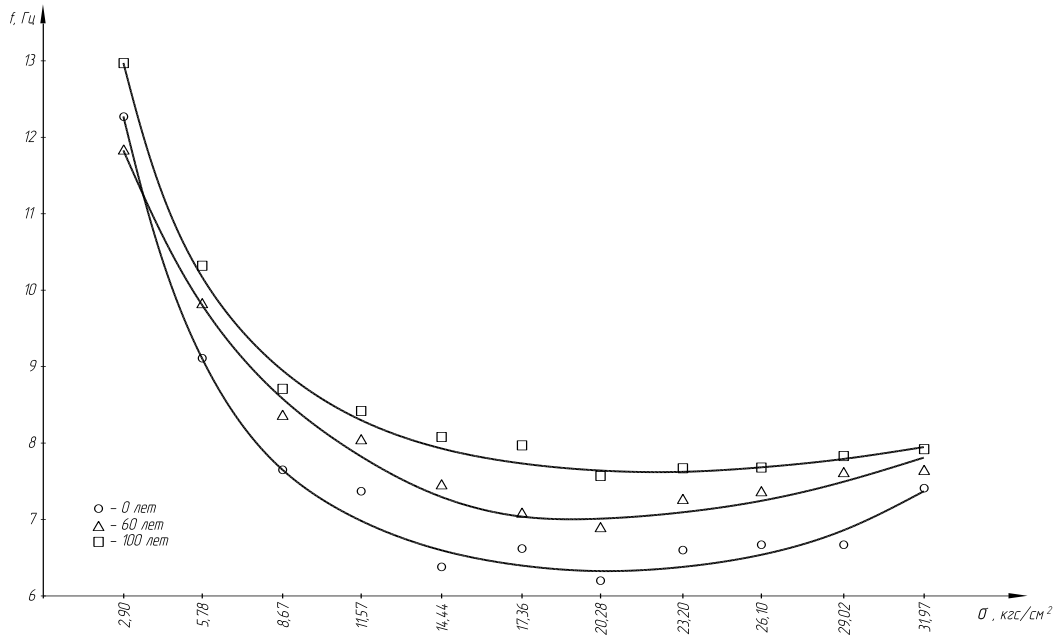


Рис. 5. Графики зависимости $f–\sigma$ по результатам УКИ для образца №1 (нагружен, Т = 0, 60 лет, 100 лет).

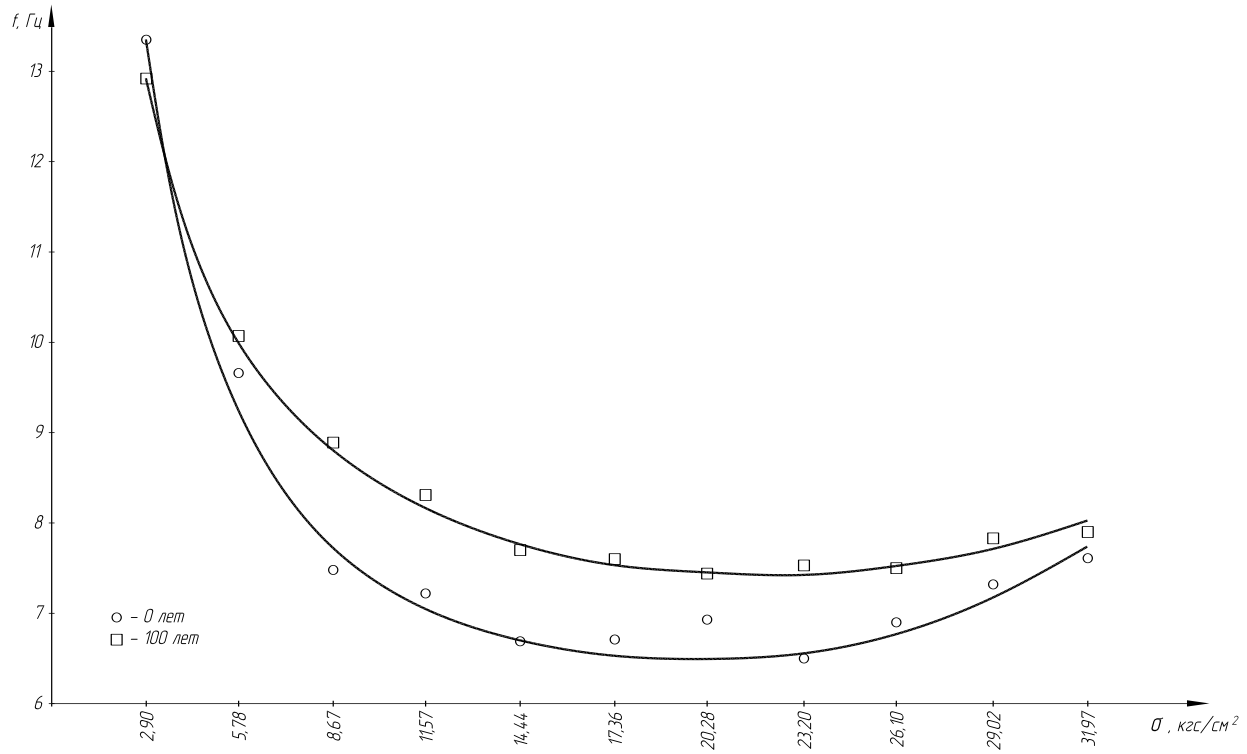


Рис. 6. Графики зависимости $f–\sigma$ по результатам УКИ для образца №2 (нагружен, Т = 0, 100 лет)

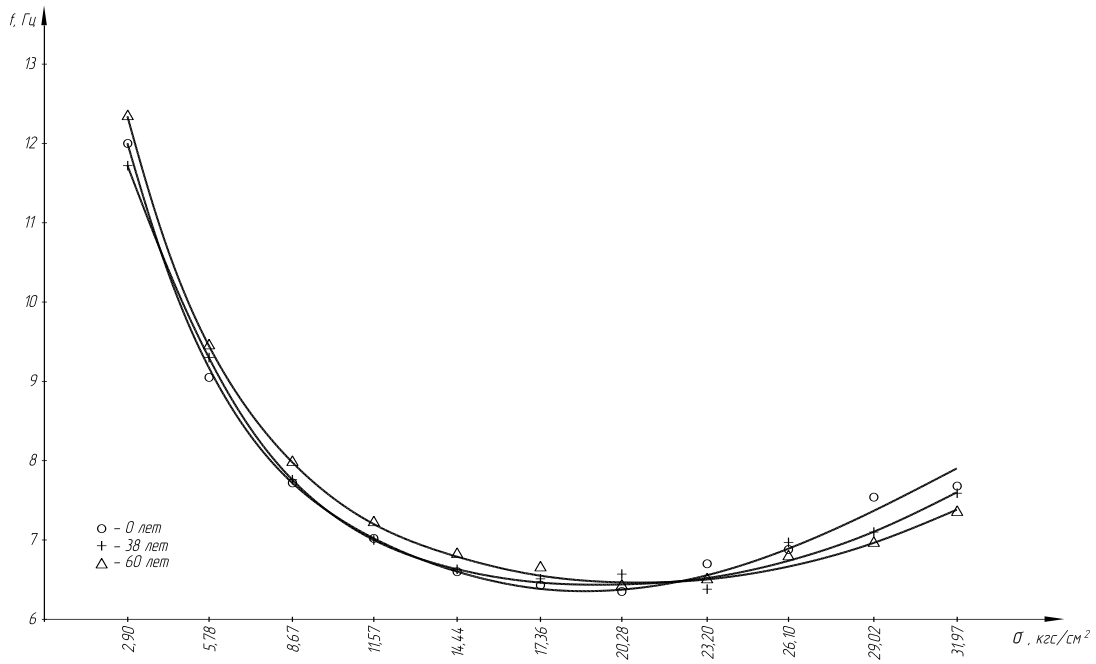


Рис. 7. Графики зависимости $f–\sigma$ по результатам УКИ для образца №7 (не нагружен, Т = 30, 60, 100 лет)

Масштабные испытания долговечности резины марки 7-14-30-102 на основе ускоренного старения под нагрузкой, эквивалентные 30, 60, 100 годам эксплуатации, и последующие статические и динамические испытания подтвердили, что жесткость резин за время пребывания под нагрузкой возрастает, но её виброзащитные свойства сохраняются. Это возрастание за период эксплуатации в 100 лет учитывается при определении необходимой эффективности виброзащиты путём добавления запаса ≈ в 4 дБ к эффективности виброзащиты, требуемой по результатам измерений уровня вибрации на стройплощадке и последующего прогноза уровня вибрации в незащищённом здании.

Обоснование выбора типа резины для виброизоляторов. В качестве эластомера в виброизоляторах применяется специально разработанная для виброзащиты зданий отечественная резина марки 7-30-14-102 из смеси синтетических каучуков СКИ и СКД, что позволяет получить максимальную эластичность при хорошем затухании колебаний и предусмотреть минимальную частоту собственных колебаний в рабочем диапазоне нагрузок (рис.8), с добавками, уменьшающими старение. Виброизоляторы выпускаются по техническим условиям РФ. Резина была разработана в результате совместных 10-летних научных разработок ЦНИИ строительных конструкций и НИИ резиновой промышленности в 1980-1983 гг. и создана на основе объединения необходимых свойств по результатам технологических, статических и динамических испытаний более 15 марок резин.

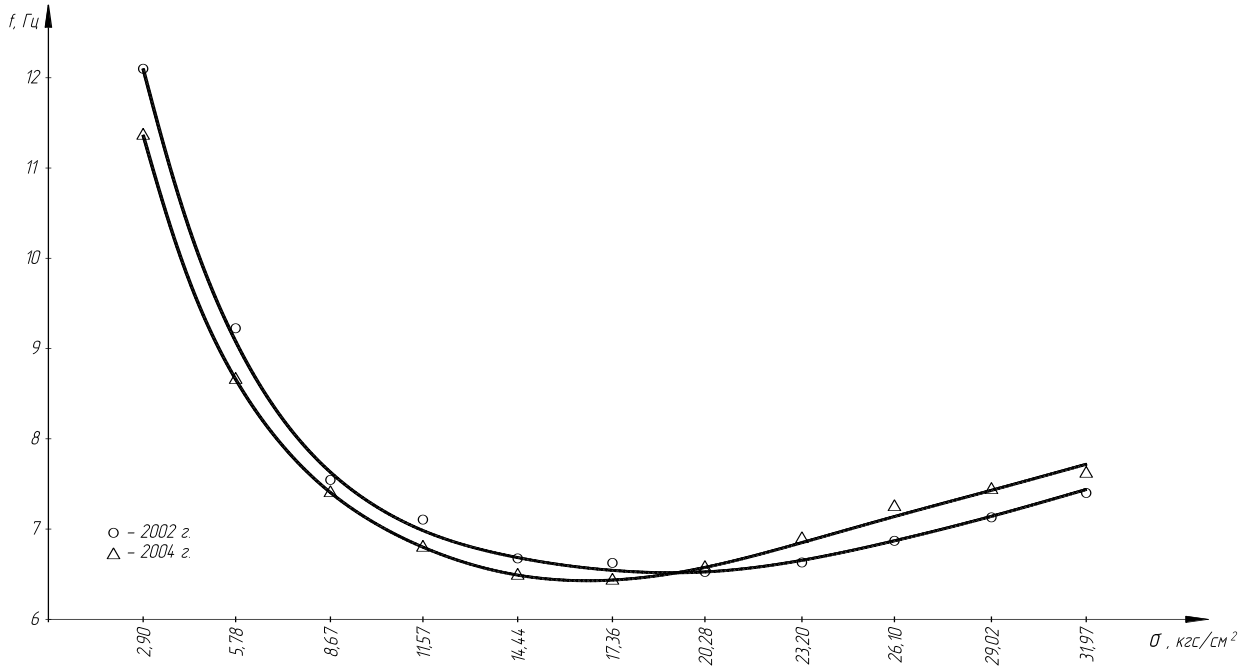


Рис. 8. Сравнение графиков зависимостей $f–\sigma$ по результатам осреднения испытаний образцов в 2002 и 2004 гг.

Основные механические характеристики резины: модуль сдвига G = 0,4

МПа коэффициент потерь γ = 0,12, отношение динамического модуля к статическому γ_1 = 1,8 ÷1,9. Применительно к задачам виброзащиты синтетический каучук применяемой марки, сохраняющий все свойства натурального, отличают пониженная склонность к старению, высокие демпфирующие свойства, стойкость к воздействию озона, плесени и повышенная морозостойкость. Именно эти качества, помимо экономических преимуществ (отечественная резина дешевле аналогичной импортной в 2-3 раза), определили выбор синтетического каучука для ее изготовления. Практическим подтверждением надежной эксплуатации отечественной резины марки 7-30-14-102 является ее безаварийная и надежная работа в первом в б. СССР виброизолированном здании, возведенном над линией метрополитена (10-этажный корпус в г. Минске, 1985 г.). Проведенные в 2001 году натурные испытания эффективности виброзащиты через 16 лет после ввода виброзащиты в эксплуатацию показали сохранение её проектной эффективности в полном объёме. Тем не менее, применяемая система виброзащиты допускает возможность оперативной замены виброизоляторов, поскольку таковая может возникнуть в любое время, не через расчетные 100 лет, а в результате «форс – мажорных» ситуаций (взрыв, пожар и т.п.); на замену 1 изделия требуется около 1 часа.

Практическая реализация виброзащиты зданий.

Линейка силовых резинометаллических виброизоляторов состоит из 8 типов несущей способностью 15 – 200 тс(№№1-8) и резинового перфорированного виброиолятора (типы ВИ1,2) 10х10х10 см, применяемого в конструкциях плавающих полов и для размещения на боковых поверхностях защишённой части здания, контактирующих с грунтом.

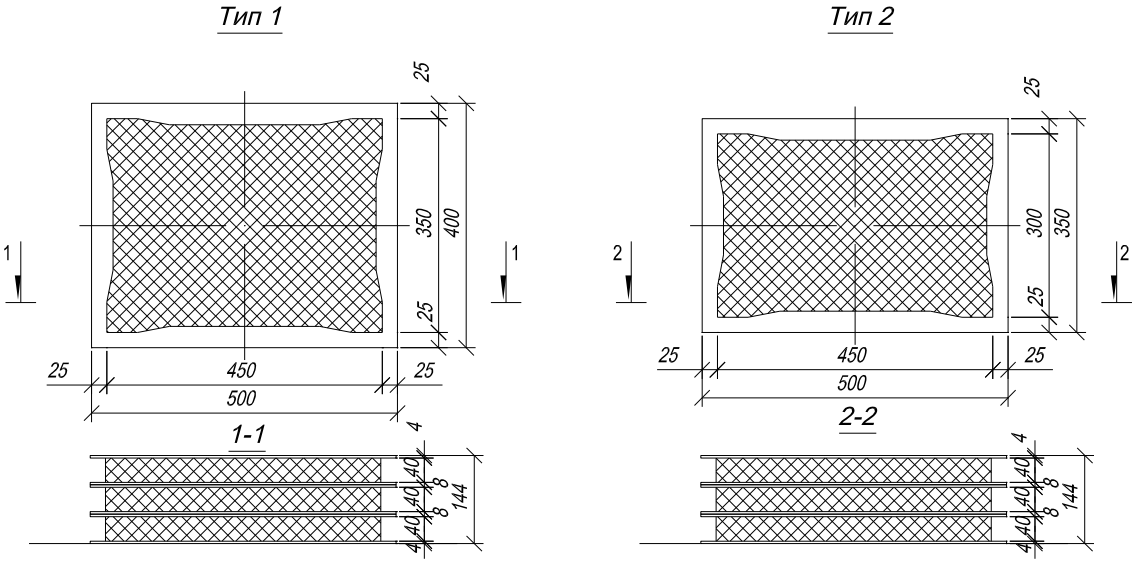


Рис. 9. Элементы линейки силовых виброизоляторов.

Тип 1 – 100 тс, тип 2 – 85 тс.

Параметры пластины типа 7 для виброизолятора груоподъёмностю 160 тс.

Таблица 2.

№	Наименование параметра	Значение параметра	рамки
1	Габариты по металлу, мм	**500x480x48**	
2	Габариты по резине, мм	**450x430x40**	
3	Опорная площадь (с вырезами), $см^2$	**1823**	
4	Модуль упругости равновесный, Мпа ($кг/см^2$)	**1,01 Мпа (10,10)**	
5	Модуль упругости мгновенный, Мпа ($кг/см^2$)	**1,86 Мпа (18,63)**	
6	Коэффициент формы начальный	**34,8**	
7	Коэффициент формы (S = 0,2)	**61,2**	
8	Расчетная грузоподъёмность, МН (тс)	**1,6 (160; 136 – 184)**	**± 15%**
9	Расчётное напряжение МПа ($кгс/см^2$)	**8,8 (87,8)**	
10	Действительное *S* при напряжении 8,8 МПа	**0,184**	
11	Действительное напряжение при *S* = 0,2, МПа	**9,8 (97,66 кгс/см2)**	
12	Грузоподъёмность при , (МН) *S* = 0.2	**1,8 (180; 160 - 196 тс)**	**± 10%**
13	Расчетная осадка 1 пл при t→∞, мм (*S* = 0,2)	**6,7 мм**	
14	Частота при действ. нагрузке (1 пл), fr, Гц	**9,26 (9,51 – 9,02)**	**± 2,7%**
15	Частота при действ. нагрузке (3 пл), fr, Гц	**5,35 (5,50 – 5,20)**	
16	Частота при действ. нагрузке (4 пл), fr, Гц	**4,63 (4,75 – 4,51)**	
17	Коэффициент потерь при колебаниях	**γ_1 = 0,13**	
18	Марка резины	**7-30-14-102**	
19	твёрдость по Шору А	**48 – 52**	

Схема виброзащиты зданий во всех случаях практически однотипна. После размещения виброизоляторов на металлических опорных плитах в полках Т – образных проёмов в стенах или колоннах (рис. 10, 11) производится их последовательное поджатие с помощью домкратов, располагаемых в «ножках» проёмов и фиксация напряжения с помощью прокладок.

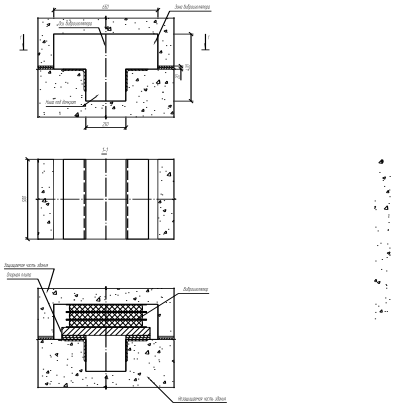


Рис. 10. Виброизолятор в проёме стены.

На последней стадии поджатия напряжение каждого виброизолятора составляет ~120% от расчетного. Необходимость равновесия изолируемой части здания под действием усилий поджатия виброизоляторов и собственного веса приводят к разгрузке (т.е., к "разжатию") соседних виброизоляторов, в результате чего, по мере распространения последней фазы поджатия на весь массив эта часть здания постепенно отжимается виброизоляторами на 3 – 5 мм от плоскости шва, после чего из опорных участков вибрационного шва удаляются металлические прокладки. После удаления прокладок здание полностью вывешено на виброизоляторах.

Отличительной особенностью предложенного метода является технология отсроченного монтажа. Поджатие виброизоляторов начинается после достижения зданием 70 – 100% высоты. При такой схеме монтажа его процесс не сказывается на темпах основного строительства, не требует обогрева виброизоляторов в зимнее время при незамкнутом тепловом контуре и не требует особой точности при одновременной установке виброизоляторов перед началом возведения защищаемой части здания. Замена виброизолятора не нарушает режим эксплуатации здания и занимает около часа.

Примыкающие к грунту торцевые стены подземной части, входящие в виброизолируемую часть здания, защищаются от вибрации путем устройства вдоль этих участков стен защищенного тонкой монолитной стенкой промежутка с установленными в нём виброизоляторами ВИ-1, выступающими из вмещающего их слоя ПСБС на 2 см.

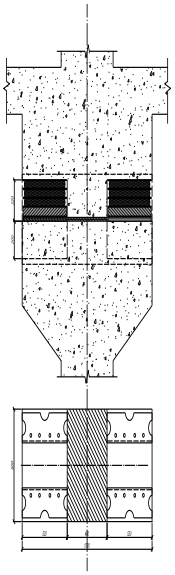


Рис. 11. Капитель колонны на 2 виброизолятора.

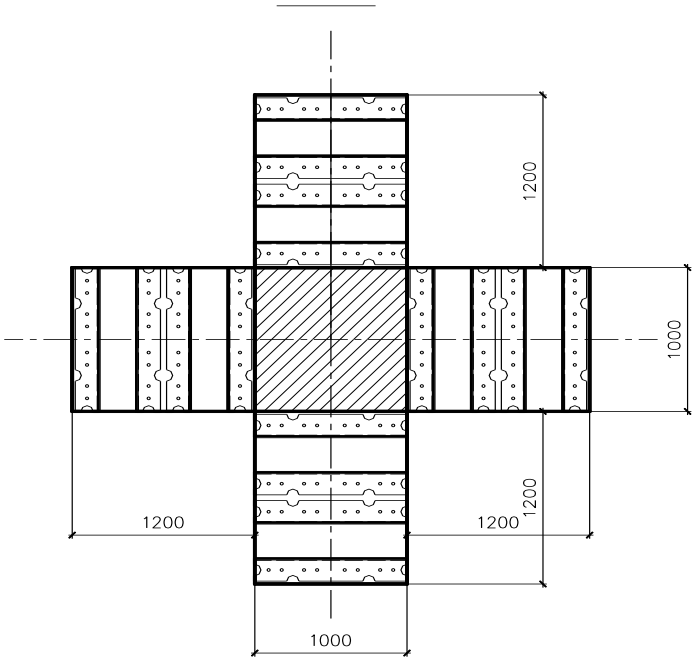


Рис. 12. Система пилонов «двойной крест» для высоконагруженных колонн.

Отсроченный монтаж для зданий более 20 этажей начинается при высоте зданий в 15-20 этажей, что позволяет не перегружать монтажные домкраты и не задерживать процесса строительства. Увеличенная высота подъёма (раскрытие виброшва) учитывает дополнительную осадку здания при достижении им полной высоты.

При виброзащите Международного Дома Музыки от вибраций тяжелонагруженного автомобильного транспорта, проходящего по набережной, все виброизоляторы располагались на колоннах, поэтому и опорные плиты, и виброизоляторы были уложены на колоннах высотой 4-7 м с помощью кранов.

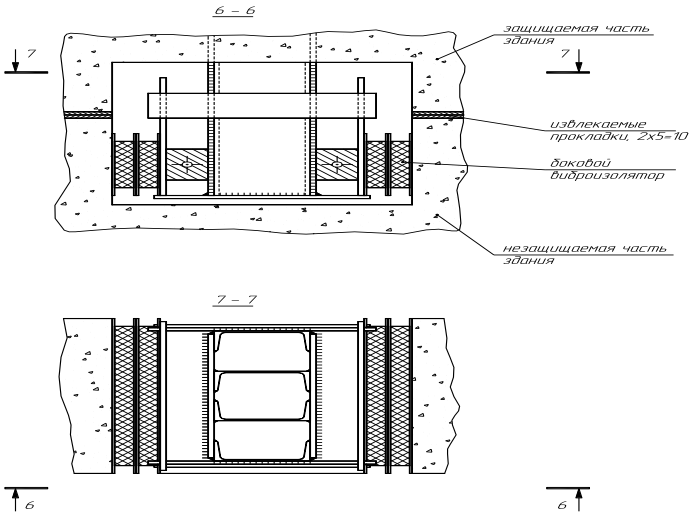


Рис. 13. Горизонтальный упор

Поскольку **с**обственные частоты перекрытий обычных зданий лежат в диапазоне 25 – 50 Гц, то есть, в октавах 31,5 и 63 Гц., серийно выпускаемые трёхслойные виброизоляторы для обычных зданий с собственной частотой ~ 6,5 Гц обеспечивают снижение уровня вибрации в наиболее опасной октавной полосе частот 31,5 Гц не менее, чем в $(31,5/6,5)^2 - 1 \approx 22,5$ раза (или на 27 дБ) чем гарантировано выполнение жестких требований по эффективности. Увеличение числа слоёв повышает эффективность защиты. При строительстве зданий вблизи железных дорог, с движением товарных составов, генерирующих вибрации в октавах 16 – 31,5 Гц необходимо п**онижать** собственные частоты виброизоляторов за счёт увеличения числа слоёв и повышать собственные частоты колебаний перекрытий и стен.

Поскольку источником **структурного** шума являются именно вибрации строительных конструкций, мероприятия по виброзащите позволяет, как правило, попутно удовлетворить требованиям **Санитарных норм по шуму.**

Виброзащита как метод сохранения объектов культурного наследия.

Проблема защиты памятников культурного наследия от вибрации и структурного шума возникла как серьёзная градостроительная проблема в начале XXI века, хотя отдельные защитные работы проводились и ранее. На общем фоне проблемы сохранения памятников культуры одним из главных «злодеев» выступает вибрация и связанный с ней структурный шум. Реставрация «к дате» не раз приводила к реализации неэффективных мероприятий, таких, как химическое укрепление грунтов и навеска в подвале дома «гасителей» - на улице Маршала Бирюзова, укладка пути на «качалках» - на трассе вдоль ГМИИ имени А.С.Пушкина, закачка цементной завесы – перед 20-этажным жилым домом на улице Академика Янгеля и пр. Как правило, все эти мероприятия делались без серьёзного научного обоснования, и, естественно, оказались мало- или совсем неэффективными.

Ниже для здания культурного наследия излагается метод виброзащиты, реализованный по методике, описанной выше для вновь строящихся зданий: отрезка защищаемой части здания от вибрирующего основания и вывешивание её на резино - металлических многослойных заменяемых виброизоляторах. При реализация виброзащиты учтены возраст и состояиие реставрируемого здания 18 века (музей личных коллекций ГМИИ им. А.С.Пушкина).

Виброзащита Музея личных коллекций ГМИИ им. А.С.Пушкина.

Предварительный анализ объекта виброзащиты. Реконструируемое виброизолируемое здание представляло собой руинированные остатки городской усадьбы XVIII – XIX вв - комплекс зданий, состоящий из нескольких строений. Весь реставрируемый комплекс расположен непосредственно над Сокольнической линией метро (глубина заложения – 2,0 – 3,0 м) и по обе строны от неё, на расстоянии 2-5 м от стенки тоннеля.

По результатам проведенных нами измерений 2012 года и на основании многочисленных жалоб персонала на сохранившийся структурный шум в помещениях музея была констатирована неэффективность осуществлённой ранее фирмой «АБВ» виброизоляции верхнего строения пути с использованием рычажной системы «ВГС». Была установлена причина существенного роста уровня горизонтальных колебаний грунта вблизи здания при использовании этой системы: в процессе движения поезда меняется горизонтальная проекция наклонного рычага «ВГС», что вызывает горизонтальные перемещения укреплённого на рычаге рельса и появление при этом **горизонтальных динамических нагрузок,** возникающих вследствие биений реборды колёс о рельс. Эти нагрузки практически полностью передаются на полушпалок через **невиброизолированный** шарнир «ВГС»**, разрушая путевой бетон верхнего строения пути**. Руководством музея было принято решение о необходимости осуществления повторной, более эффективной виброзащиты методом, предложенным ООО «ВИБРОСЕЙСМОЗАЩИТА».

Концепция виброзащиты музея. Суть концепции состояла в следующем:

– виброзащита выполняется в самом реставрируемом здании, путём его отрезки от фундаментной плиты («виброшвом») и окружающего грунта (виброзащитной стенкой») и вывешиванием на резинометаллических виброизоляторах;

– между наружными стенами и грунтом, выше виброшва, устраивается виброзащитная стенка в виде слоя ПСБС, из которого на 2-3 см выступают перфорированные кубики – виброизоляторы; они упираются в защитную стенку, по наружной поверхности которой проходит гидроизоляция, объединённая с гидроизоляцией фундаментной плиты;

– по всему периметру несущих стен, колонн, лифтовых шахт и перегородок методом «захваток» устраивается железобетонный пояс высотой ~ 1.0 м, в котором, по расчетным нагрузкам на уровне шва, выполнены Т-образные проёмы для виброизоляторов и уложены извлекаемые прокладки на участках виброшва между проёмами;

– монтаж виброзащиты и вывешивание здания производится после окончания основных реставрационно – восстановительных работ, во время проведения отделочных работ в здании; тем самым монтаж выполняется при положительных температурах воздуха, не происходит пересечения различных видов работ и сокращаются сроки строительства;

– виброизоляторы размещаются в шве отрезки («вибрационном шве»), проложенном на высоте ~ 50 см от отметки верха фундаментной плиты, в Т-образных проёмах, размещённых в железобетонном поясе; таким образом достигается высокий уровень виброзащиты, и максимально сохраняется историческая идентичность объекта;

– в процессе монтажа производится постоянный ежедневный мониторинг состояния конструкций в зоне виброшва с целью недопущения нарушений прочности исторической кладки;

– после подъёма здания на высоту 3 – 4 мм, уложенные в виброшве на участках между проёмами металлические прокладки удаляются, устанавливаются горизонтальные упоры и противопожарные щиты в Т-образных проёмах, а сам виброшов заделывается герметиком; На этом устройство виброзащиты завершается.

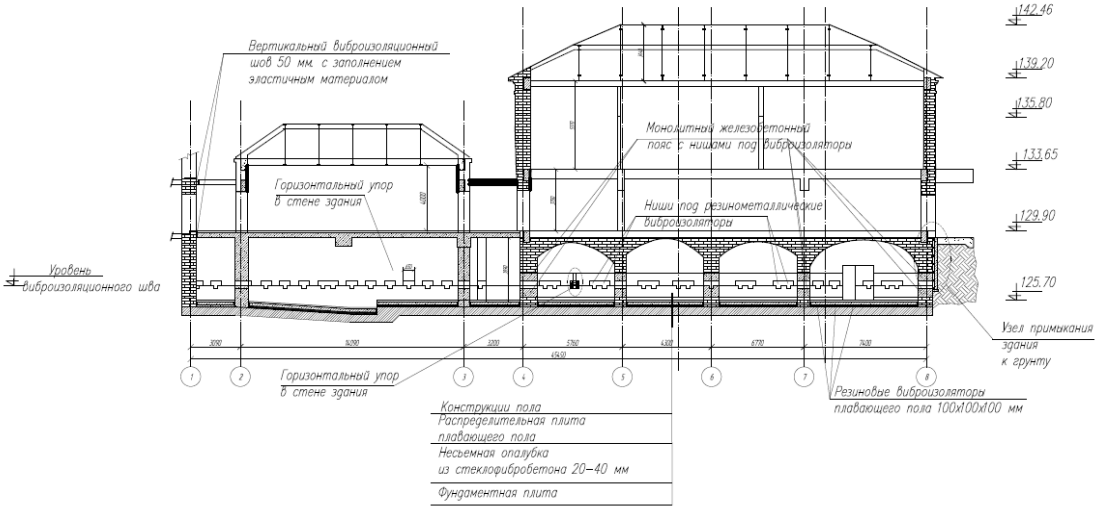


Рис. 14. Проект виброзащиты Музея Личных Коллекций.

Процесс монтажа был дополнительно обоснован численным экспериментом. Методом МКЭ была выполнена серия расчетов напряженного состояния в зоне виброшва, начиная с момента устройства проёмов и передачи нагрузки от здания на опорные участки между ними, и далее – при поджатии виброизоляторов Последовательными расчетами было определено перераспределение усилий в виброшве, возникающее вследствие «перетекания» нагрузки на соседние виброизоляторы в процессе монтажа.

Выводы.

Изложенный в докладе инженерный метод расчёта высоконагруженных многослойных прямоугольных виброизоляторов с учётом нелинейных факторов (нелинейная мера деформации S, изменение коэффициента формы изделия в процессе нагружения, учёт ползучести, в том числе при нагружении) нашёл хорошее подтверждение в эксперименте с образцами малых размеров и в процессе расчета и монтажа серийных полномасштабных виброизоляторов в многоэтажных зданиях. Метод использовался при реализации более 40 проектов строительства виброзащищённых зданий в г. Москве.

Список литературы

1. СН РФ 2.2.4./2.1.8.566-96 Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий.

2. СН 2.2.4/2.1.8.262–96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки»).
3. *М. А. Дашевский*. Инженерный метод нелинейного расчета резинометаллических виброизоляторов для зданий. //Сейсмостойкое строительство. Безопасность сооружений. М., 2006г.№6. стр. 37 – 41; Строительные материалы XXI века, М,2006, №6, стр. 64 – 65.
4. *Дашевский М.А., Моторин В.В., Мамажанов М.В*. Виброзащита крупнопанельных зданий. //Строительные материалы, оборудование, технологии. XXI век, М., 2004г, №10 (69).
5. *Дашевский М.А., Глазков Д.А., Моторин В.В*. Защита от транспортной вибрации.// Высотные здания, М., 2008, №5, с. 92-97.
6. *Дашевский М.А., Моторин В.В., Акимова И.В.* Формирование напряженного состояния виброизолируемого здания в процессе монтажа резинометаллических виброизоляторов". //Вестник МГСУ , М., 2015г. №12.
7. *М.А.Дашевский, Н.А.Антонов, М.В.Мамажанов, Е.М.Миронов, В.В.Моторин, Е.Д.Ройфман (НТЦ «Вибросейсмозащита»), В.В.Котов, А.Н.Насибов, В.Р.Савельева (АО Метрогипротранс), А.В.Жигарев (ТО – 6).* Виброзащитная конструкция верхнего строения пути. //Тоннели и метрополитены, М., 2005 год, №4, стр. 41 - 43.
8. *М.А.Дашевский, В.В.Моторин.* Эфффективная конструкция виброзащитного верхнего строения пути метрополитена. //Тоннели и метрополитены, М.,2015 год, №2, стр. 28 - 33.
9. *А.Р. Ржаницын*. Теория ползучести. //Стройиздат, М.,1968 г. 418 стр.
10. *А.И.Цейтлин, Н. И.Гусева.* Статистические методы расчёта сооружений на групповые динамические воздействия. М., Стройиздат, 1979 г. 175 стр.
11. *M.A.Dashevsky, E.M.Mironov. G.L.Kublitskaja.* Design of rubber pads optimal sizes.// Proc. TsNIISK Inst., “Dynamic of building struct.”, Moscow., 1988, pp84-93
12. *Michael Dashevskij, Vladimir Motorin, Evgenij Mironov, Tatjana Samojlenko*. Engineering design of rubber pads ageing properties. Theory and experiment.//
13. Constit. Models for Rubber III, Pros.3-d Eur. Conf., 15-17 sept. 2003, London, UK. pp 147-153.

Тезисы доклада

«Защита зданий и сооружений от транспортной вибрации (теория, проектирование, реализация, 2000 – 2016 гг)»

Дашевский М.А. д.т.н.[1], Моторин В. В., к.т.н.[1], Сизов Д.К. к.т.н.[1], Акимова И.В., инж.,[1] Шутовский С.А. инж.[1]

[1] ООО «ВИБРОСЕЙСМОЗАЩИТА», Москва, РФ.

Представлен опыт ООО «ВИБРОСЕЙСМОЗАЩИТА» по созданию, исследованию, проектированию и реализации эффективной системы защиты зданий и сооружений от транспортной вибрации (метрополитен, железные дороги, автотранспорт) в Москве 2000-2016 гг. Виброзащита осуществляется путём отрезки виброшвом защищаемой части здания от незащищаемой. В виброшве на стадии строительства предусматривается устройство проёмов для последующего монтажа виброизоляторов. После сооружения коробки здания выполняется монтаж заменяемых резинометаллических слоистых сборных виброизоляторов и извлечение опорных прокладок из виброшва. Предложена

инженерная расчетная одномерная модель ключевого элемента - виброизолятора, в которой деформация в процессе нагружения представлена как отношения перемещения к текущей высоте. Учтён рост текущей статической и динамической жесткости в зависимости от числа слоёв, процесса нагружения виброизолятора при монтаже и в напруженном состоянии, старения и реологических процессов в резине под нагрузкой при эксплуатации. Представлены упругий и вязкоупругий варианты расчёта. Требуемая эффективность определяется числом слоёв. С0бственные частоты нагруженных трёхслойных виброизоляторов всех типоразмеров лежат в пределах 5,5 – 6,0 Гц. Представлены разработанные авторами основные конструктивные элементы виброзащиты и сведения о пяти проектах из 50-ти, реализованных в Москве и Екатеринбурге. Впервые представлена виброзащита объекта культурного наследия, реализованная предлагаемым методом.

2000 знаков

Снижение шума от тепломеханического оборудования котельных и центральных тепловых пунктов в жилых домах

Чугунков Д.В., Сейфельмлюкова Г.А.
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ»

ChugunkovDV@mpei.ru

Аннотация: Приведены результаты акустического обследования энергетических объектов, расположенных в жилых домах, рассмотрены основные источники шума, превышающие допустимые нормы по фактору шума в жилых квартирах и окружающем жилом районе. Представлен комплекс мероприятий по снижению шума и вибрации от тепломеханического оборудования на примерах подвальной котельной и центрального теплового пункта. Приведены результаты внедрения оригинальных разработок, эффективно снижающих шум.

Ключевые слова: шум, шумоглушители, котельная, центральный тепловой пункт, энергетика

Введение

В силу географического расположения в России преобладает холодный климат с низкими температурами, которые определяют среднегодовую температуру по всей территории, равную – 5,5 °С, поэтому Россия является самой холодной страной в мире. В связи с этим, снабжение потребителей тепловой энергией является необходимым условием для жизнедеятельности населения и определяет обязательное наличие систем теплоснабжения.

В основном, теплоснабжение жилых и общественных зданий, промышленных предприятий осуществляется от – теплоэлектроцентралей (ТЭЦ), районных тепловых станций (РТС), квартальных тепловых станций (КТС), которые занимают отдельно стоящие здания и сооружения, однако, существует большое количество объектов теплоснабжения – котельных и центральных тепловых пунктов (ЦТП), располагающихся в помещениях жилых домов. Работа тепломеханического оборудования данных энергетических объектов связана с излучением шума, который в большинстве случаев превышает санитарные нормы не только в помещениях котельной или ЦТП, но и на территории окружающего района, а также в жилых квартирах. На *рис.1* представлено основное оборудование подвальной котельной и ЦТП, расположенных в жилых многоквартирных домах крупного мегаполиса и обеспечивающих теплоснабжением ряд жилых и общественных зданий. ЦТП включает насосную, хозяйственно-бытовые помещения, помещения учета

тепла. Котельная, кроме перечисленных помещений ЦТП, имеет котельный зал, помещение подвода и учёта газа, а также помещение водоподготовки.

Уровень негативного воздействия шума зависит от количества установленного оборудования, его расположения и шумовых характеристик, геометрических размеров помещения, материалов перекрытий зданий.

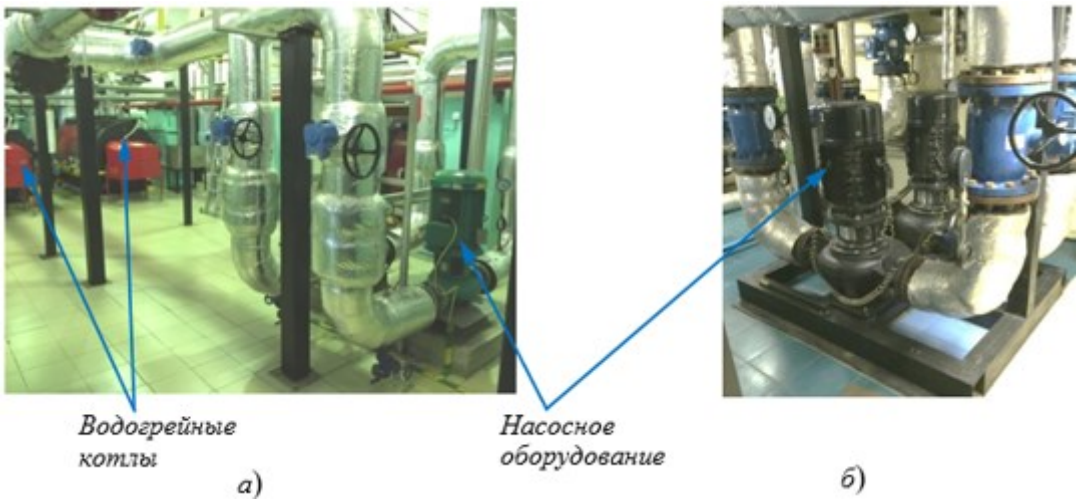


Рис.1. Основное тепломеханическое оборудование:
а – подвальной котельной; *б* – ЦТП

Результаты акустических обследований

При выполнении ряда проектов по снижению шума от тепломеханического оборудования энергетических объектов, расположенных в жилых домах, авторами выполнялись комплексные акустические обследования с целью выявления основных источников шума в подвальных котельных и ЦТП. Измерения уровней шума проводились в помещениях квартир жилых домов в ночное время и у оборудования при максимально возможной рабочей нагрузке тепломеханического оборудования. Полученные значения уровней звукового давления (УЗД) и уровня звука в производственных помещениях и жилых помещениях квартир сравнивались с допустимыми нормами [1].

По результатам натурных акустических измерений было установлено, что энергетическое оборудование подвальной котельной излучает шум (табл.1), существенно превышающий допустимые нормы в жилых квартирах, на территории жилого района и в помещениях котельной. Источниками шума рассматриваемой котельной являются водогрейные котлы, насосы, шкафный газорегуляторный пункт (ШГРП). Также было установлено, что насосное оборудование вызывает чрезмерную вибрацию, а горелочные устройства водогрейных котлов, даже при наличии шумозащитных кожухов, вызывают повышенное излучение шума.

Результаты акустических измерений при обследовании ЦТП приведены в *табл.2*, анализ представленных результатов также показывает на превышение допустимых норм. Основными источниками в рассматриваемом ЦТП по

результатам обследования являлись насосы системы отопления и примыкающий к ним участок напорной линии трубопроводов (рис.2), у которого зафиксировано наличие тональной составляющей на среднегеометрической частоте 160 Гц (рис.3). На рассматриваемом ЦТП установлено два насоса системы отопления GrundfosTP 150-250/4, работа которых попеременная – один насос находится в работе, другой в резерве.

Негативное воздействие шума от тепломеханического оборудования, проникающего в жилые квартиры домов, определяется воздушным и структурным шумом. Воздушный шум от тепломеханического оборудования распространяется в помещения энергетического объекта, а затем в смежные комнаты жилых квартир. Структурный шум, который иногда называют виброшумом [2], излучается, в основном, от насосного оборудования и имеет два пути распространения:

– непосредственно на конструкции здания (фундаментные плиты, перекрытия или стены), в зависимости от схемы монтажа насосов;
– по трубопроводам.

Таблица 1. **Превышение допустимых норм по фактору шума в помещении подвальной котельной, жилых квартирах и окружающем районе при работе тепломеханического оборудования**

Наименование	**Уровень звукового давления, дБ, со среднегеометрическими частотами, Гц**									**Уровень звука, дБА**
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Котельный зал	72	71	74	76	80	79	78	72	63	83
превышение	–	–	–	–	2	4	5	1	–	3
Смежные комнаты жилых квартир	47	47	53	50	35	26	21	20	16	43
превышение	–	–	9	15	6	1	–	–	–	13
Жилой район, около решеток приточной вентиляции	63	62	60	59	56	54	50	44	35	59
превышение	–	–	3	10	12	14	13	9	2	14
Жилой район, около ШГРП	78	74	68	57	49	50	60	58	59	65
превышение	–	7	11	8	5	10	23	23	27	20

Таблица 2. **УЗД в помещении ЦТП и жилых квартирах в сравнении с допустимыми нормами с учётом тонального шума при работе тепломеханического оборудования**

Наименование	**Уровень звукового давления, дБ, со среднегеометрическими частотами, Гц**									**Уровень звука, дБА**
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Улитка с рабочим	66	70	77	74	68	64	64	59	46	72

Наименование	**Уровень звукового давления, дБ, со среднегеометрическими частотами, Гц**									**Уровень звука, дБА**
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
колесом насоса										
Решетка вентилятора охлаждения электродвигателя насоса	75	77	77	77	79	78	66	63	52	79
Участок напорной линии трубопроводов насосов	69	70	92	82	71	69	30	57	44	79
Смежные комнаты жилых квартир	44	42	51	37	29	24	16	13	11	37
превышение	-	-	12	7	5	4	-	-	-	12

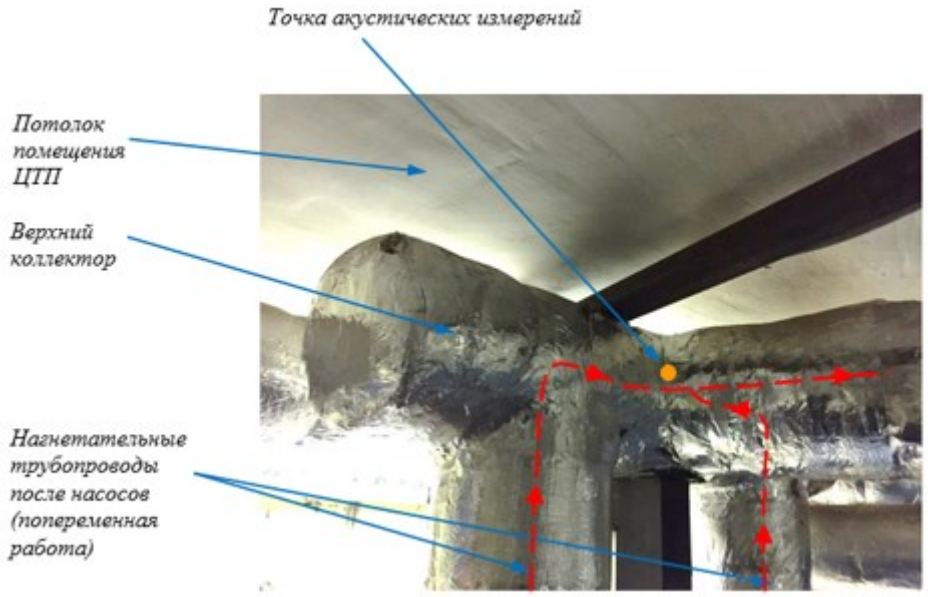


Рис.2. Участок напорной линии трубопроводов насосов системы отопления

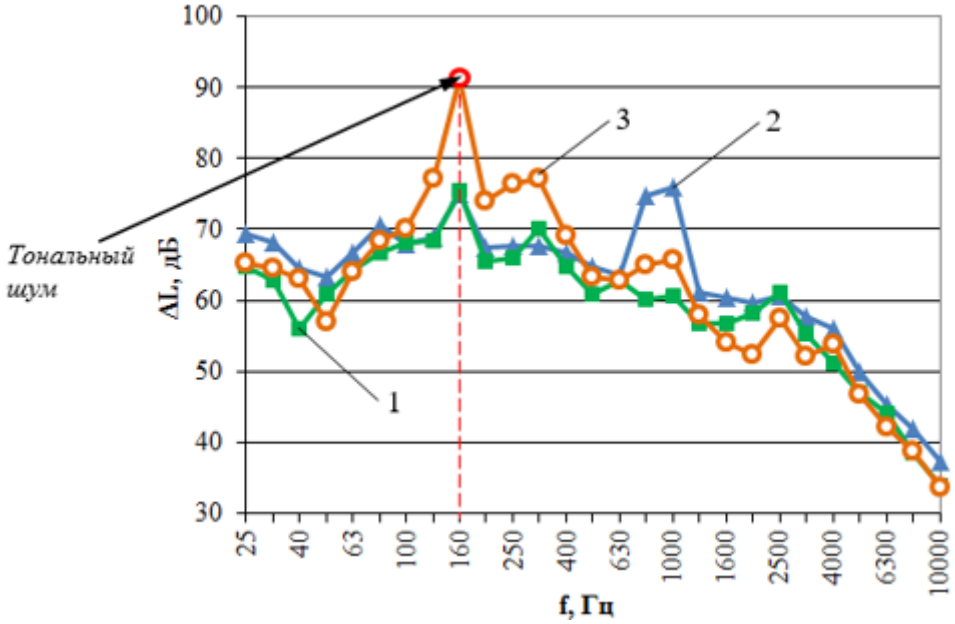


Рис.3. Результаты измерений УЗД в третьоктавном спектре со среднегеометрическими частотами в помещении ЦТП:
1 – около улитки с рабочим колесом насоса,
2 – около решетки вентилятора охлаждения электродвигателя насоса,
3 – около участка напорной линии трубопроводов насосов.

Снижение шума от тепломеханического оборудования на энергетических объектах в жилых домах

При выполнении мероприятий по снижению шума на энергетических объектах в жилых домах, в основном, применяется звукоизоляция стен и потолков помещений энергетического объекта, для снижения структурного шума выполняются плавающие полы, производится установка виброизоляторов под опоры тепломеханического оборудования, применяются виброгасящие вставки между насосами и подводящими трубопроводами. Однако, указанные мероприятия не всегда могут иметь достаточную эффективность по снижению шума, в этом случае необходимо рассматривать снижение шума в источниках и на путях его распространения путём установки специальных конструкций шумоглушения.

Одними из главных требований при выполнении мероприятий по снижению шума на энергетических объектах является сохранение необходимой производительности тепломеханического оборудования и исключение возникновения его отказов в результате перегрева, попадания элементов шумоглушения в движущиеся механизмы и пр. Поэтому, элементы шумоглушения для каналов вентиляции помещений, газовоздушных трактов котельного оборудования, охлаждающих систем электродвигателей насосов и горелок должны обладать умеренным дополнительным аэродинамическим сопротивлением, либо его отсутствием.

Снижение шума от оборудования подвальных котельных

На *рис.4* приведен разработанный авторами комплекс мероприятий по снижению шума и вибрации от работы тепломеханического оборудования на примере одной из подвальных котельных тепловой мощностью 6 МВт, обеспечивающей снабжение теплом несколько жилых домов.

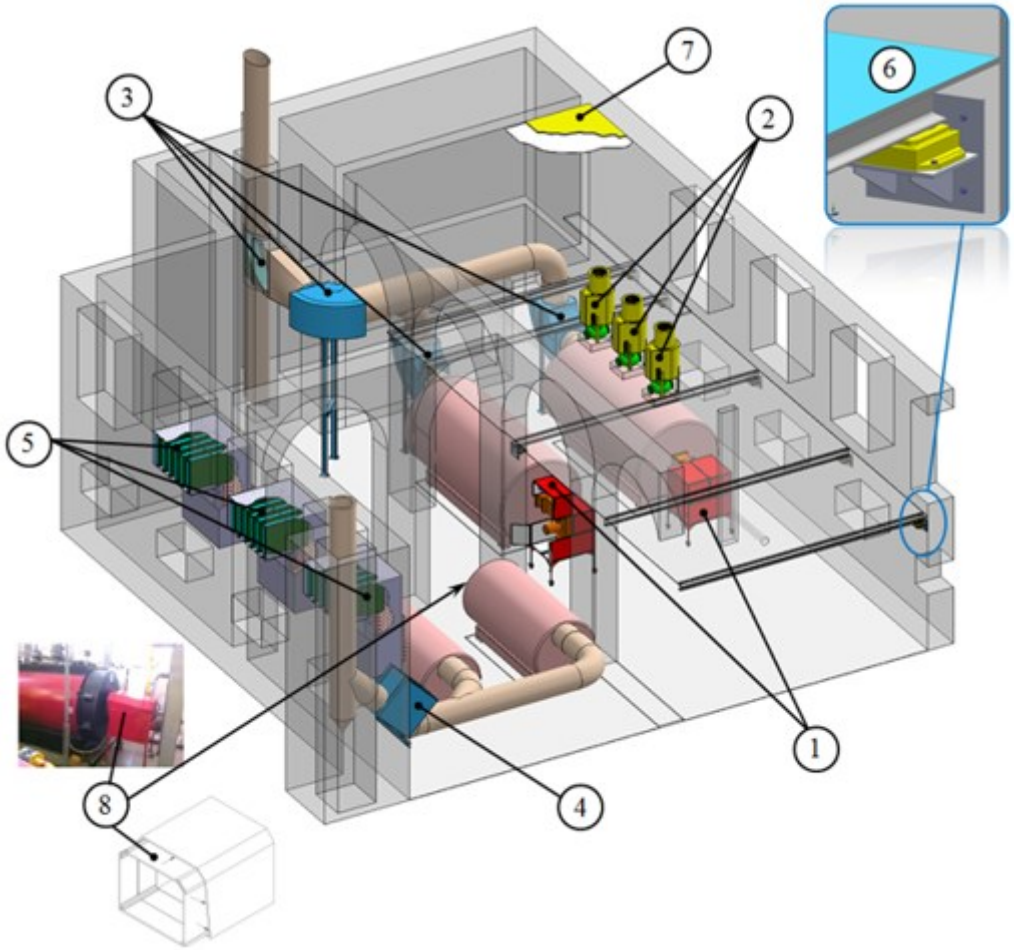


Рис.4. Мероприятия по снижению шума подвальной котельной жилого дома:
1 – установка шумозащитных кожухов горелок котлов; 2 – применение шумоглушителей для насосов; 3 – установка системы шумоглушения газохода котлов мощностью 2 МВт; 4 – установка шумоглушителя газохода котлов мощностью 1 МВт; 5 – монтаж шумоглушителей в трех каналах приточной вентиляции; 6 – установка блоков виброизоляции стеновых опор металлической площадки с насосным оборудованием; 7 – звукоизоляция помещения котельной; 8 – установка дополнительных коробов шумоглушения горелок котлов

Насосное оборудование подвальной котельной является одним из наиболее интенсивных источников шума. Основное излучение шума происходит от охлаждающего вентилятора насоса и корпуса электродвигателя [3] с преобладанием излучения шума в среднем и высокочастотном спектре. Для уменьшения излучения шума в помещении котельной и последующего его

распространения в жилые помещения дома авторами была разработана и запатентована оригинальная конструкция шумоглушителя (рис.5) [4], которая является универсальной и удобной в применении для большинства насосного оборудования.

Разработанный шумоглушитель представляет собой кожух, размещаемый по периметру насоса на некотором расстоянии. Внутри кожуха расположен звукопоглощающий материал. Конструкция шумоглушителя предусматривает проход воздуха к вентилятору и корпусу электродвигателя, при этом не снижается охлаждающая способность насоса. Для прохода силового кабеля в корпусе шумоглушителя предусмотрен специальный канал. Шумоглушитель устанавливается на стойках, прикрепляемых через амортизаторы к опорной конструкции насоса.

После установки шумоглушителя на насосах были проведены его испытания акустической эффективности, которая составила 4–15 дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 125–8000 Гц [5] с наибольшим снижением шума в среднечастотном и высокочастотном спектре.

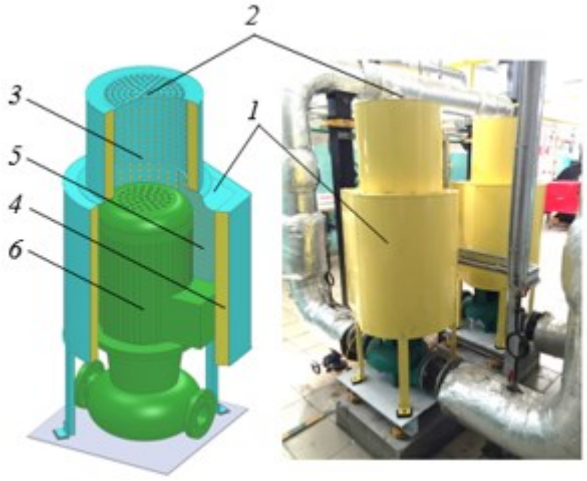


Рис.5. Шумоглушитель насоса:
1 – корпус шумоглушителя; 2 – решетка подачи воздуха к насосу; 3 – канал для прохода воздуха к охлаждающему вентилятору насоса; 4 – звукопоглощающий материал; 5 – перфорированная защитная оболочка; 6 – электродвигатель насоса

Для снижения шума горелок котлов мощностью 2 МВт была предусмотрена установка шумозащитных кожухов [6], которые были разработаны с учётом стеснённых условий (наличие вблизи горелок котлов стен котельной, стоек, трубопроводов, различных кабелей), при которых невозможным является применение стандартного шумозащитного кожуха, выпускаемого производителем горелок «Oilon». Разработанный шумозащитный кожух выполняется с раздвижными и подъёмными стенками.

Шумозащитный кожух устанавливается на стойки, имеющие ролики для возможности свободного перекатывания кожуха по полу котельной. Подъемная стенка кожуха имеет газлифт для облегчения выполнения подъёмных операций,

раздвижные стенки имеют фиксаторы в закрытом положении. Нижняя стенка кожуха имеет канал для прохода силового кабеля к горелке, ближняя к котлу боковая стенка имеет окно, через которое проходит горелка. Подвод воздуха к горелке производится через канал в нижней стенке кожуха и через зазоры между горелкой и ближней к котлу боковой стенкой шумозащитного кожуха.

Акустическая эффективность шумозащитных кожухов горелок котлов составляет 10 дБА, что позволяет обеспечить требуемое снижение уровня шума.

Работа водогрейных котлов сопровождается генерацией шума, источниками которого являются, в основном, процессы горения топлива и работа дутьевого вентилятора горелочного устройства. Образующийся шум от котлов распространяется по газовому тракту, дымовой трубе и проникает через стенки газохода и стены котельной в квартиры жилого дома. По результатам проведенных акустических измерений и расчётов уровни шума от газоходов превышают допустимые нормы. В связи с этим, для снижения шума газоходов котлов была разработана система шумоглушения, включающая установку диссипативных шумоглушителей с низким аэродинамическим сопротивлением на различных участках газоходов котлов мощностью 1 и 2 МВт.

Для снижения шума в окружающем районе от трёх решеток приточной вентиляции котельной предусматривалась установка диссипативных пластинчатых глушителей шума в воздушные каналы вентиляции с акустической эффективностью 7–22 дБ во всем спектре нормируемых октавных полос [5].

Для более эффективного снижения шума, исходящего от горелочного устройства водогрейных котлов мощностью 1 МВт, был разработан дополнительный короб шумоглушения, который обеспечивает более плотное примыкание шумозащитного кожуха к поверхности водогрейного котла. Дополнительные короба устанавливались внутрь существующих шумозащитных кожухов фирмы «Oilon» с выполнением вырезов в стенках под проходящие к горелочному устройству электрокабели и газопроводы. Доступ воздуха к горелочным устройствам в необходимом количестве обеспечивается через вырезы в стенках дополнительного короба.

По результатам проведенных испытаний, дополнительный короб шумоглушения горелочного устройства, установленный на нескольких водогрейных котлах, обеспечивает дополнительное снижение уровня шума на 3–5 дБА [5].

В соответствии с требуемым снижением шума от работы ШГРП, которое составило более 20 дБА (табл.1), применение мер по шумоглушению является трудновыполнимой задачей, связанной с невозможностью установки шумоглушителей и нанесения звукоизоляции на оборудование в существующей конструкции ШГРП. В связи с этим, необходимое снижение шума было достигнуто благодаря замене ШГРП на оборудование со значительно низкими шумовыми характеристиками.

Снижение шума от оборудования ЦТП

На *рис.6* приведен комплекс разработанных авторами мер по шумоглушению тепломеханического оборудования на примере одного из работающих ЦТП в жилом доме.

Комплекс мер содержит применение стандартных решений – выполнение плавающих полов, звукоизоляция стен и потолков помещения ЦТП, установка виброизоляторов под опоры насосов системы отопления.

Основываясь на натурном обследовании ЦТП с выполнением расчётов и результатов математического моделирования для снижения шума от оборудования ЦТП дополнительно разработаны мероприятия, включающие модернизацию участка трубопроводов напорной линии насосов системы отопления и установку шумоглушителей насосов системы отопления.

Для предотвращения генерации шума наиболее интенсивного тонального шума на участке трубопроводов напорной линии насосов системы отопления необходимым являлось замена существующей части напорного трубопровода, состоящего из верхнего коллектора и тройника – *рис.7 а* на разработанную конструкцию участка трубопроводов – *рис.7 б*.

Снижение шума достигается за счет улучшения траектории течения потока теплоносителя с формированием квазиравномерного профиля скорости при отсутствии завихрений потока теплоносителя.

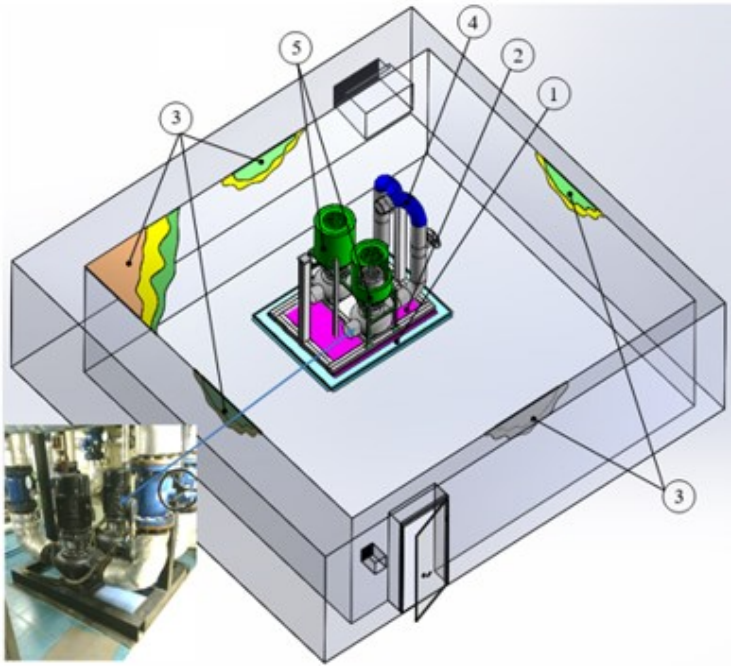


Рис.6. 1 – монтаж плавающих полов; 2 – монтаж виброизоляции рам насосного оборудования; 3 – выполнение звукоизоляции стен и потолков ЦТП; 4 – модернизация участка трубопроводов напорной линии насосов системы отопления; 5 – установка шумоглушителей насосов системы отопления.

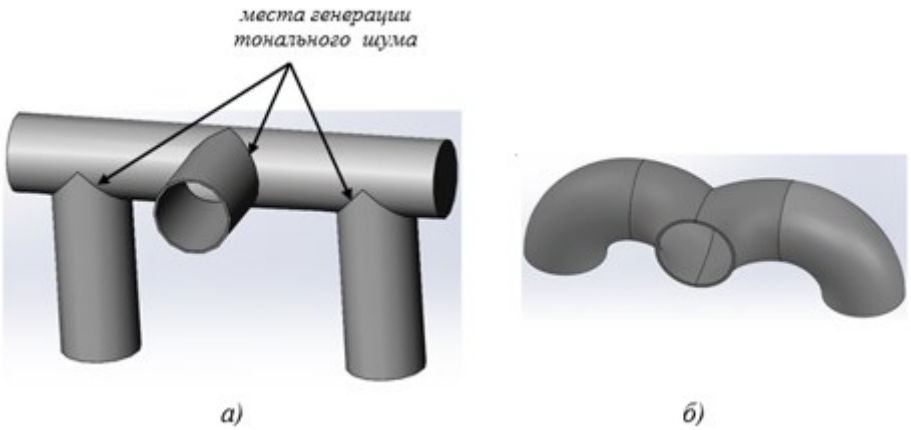


Рис.7. Модернизация участка трубопроводов напорной линии насосов системы отопления:
а – конструкция участка до модернизации, *б* – конструкция участка после модернизации

Из анализа полей скоростей течения теплоносителя в исследуемом участке трубопровода на *рис.8*, полученных посредством численного моделирования, видно, что применение разработанной конструкции участка трубопровода приводит к выравниванию профиля скоростей потока теплоносителя и значительному снижению максимальной скорости течения, которая отвечает за генерацию чрезмерного шума.

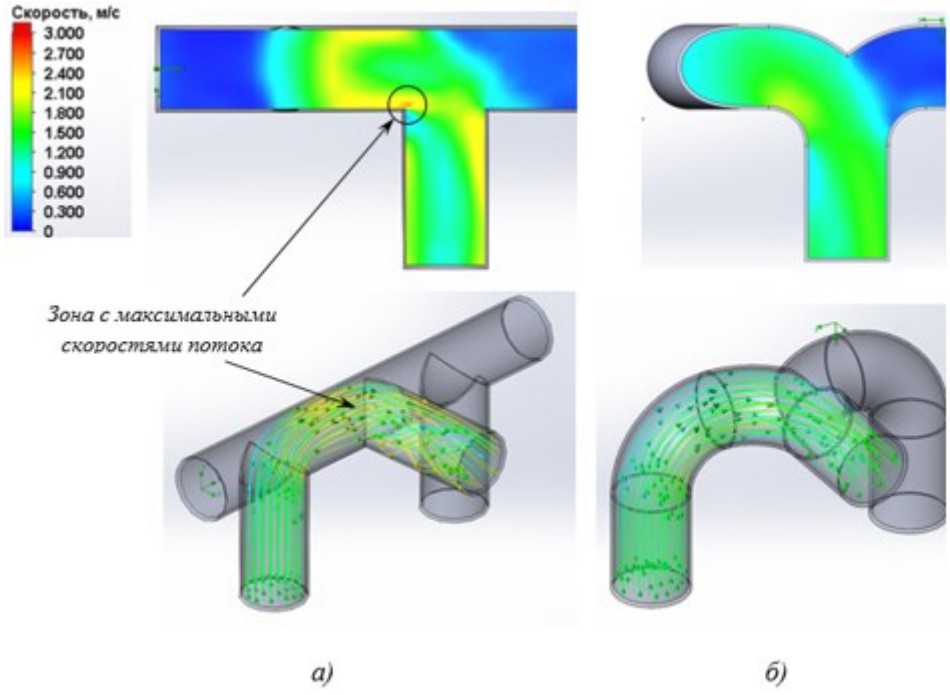


Рис.8. Поля скоростей и траектории течения потока, полученные по результатам численного моделирования:
а – конструкция участка до модернизации, *б* – конструкция участка после модернизации

Для уменьшения излучения шума от насосов системы отопления в помещение ЦТП и последующего его распространения в квартиры жилого дома предусматривалась установка шумоглушителей, аналогичной конструкции, показанной на рис.5.

Заключение

1. Тепломеханическое оборудование котельных и ЦТП в жилых домах может являться источниками существенного превышения допустимых норм по фактору шума в жилых квартирах, помещениях энергетических объектов, а также в окружающем жилом районе.
2. Приведены результаты акустического обследования нескольких энергетических объектов, расположенных в жилых домах. Показано, что при работе тепломеханического оборудования уровни шума в смежных жилых квартирах могут превышать допустимые уровни звука на 13 дБА, а в окружающем жилом районе – более чем на 20 дБА.
3. Представлены примеры комплексов мероприятий по снижению шума, разработанных авторами в подвальных котельных и ЦТП. Отмечено, что применение стандартных решений по снижению шума от тепломеханического оборудования (звукоизоляция стен и потолков, организация плавающих полов, установка различных виброизоляторов) не всегда может иметь достаточную эффективность.
4. Приведено описание и результаты испытаний нескольких оригинальных конструкций шумоглушителей для тепломеханического оборудования, разработанных и запатентованных авторами.

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. *Владимиров М.Ю., Клименкова О.И., Калашникова Н.К., Чеботарев И.П.* Структурный шум от насосов отопления и проблемы его снижения в жилых и общественных зданиях // Строительство и техническая безопасность - 2016. - №4 (56). - С. 87-91.
3. *Сейфельмлюкова Г.А., Чугунков Д.В., Суслов А.В.* Снижение шума от крупных городских центральных тепловых пунктов в условиях реконструкции // Материалы V Всероссийской науч.-практ.конф. «Защита от повышенного шума и вибрации». Санкт-Петербург, 18–20 марта 2015 г. С.201–208.
4. *Пат. РФ. Заявка №2016123056.* Шумоглушитель корпуса насосов // Д.В. Чугунков, Г.А. Сейфельмлюкова, А.С. Дрозд, Е.А. Журавлев. Заявл. 10.06.2016.
5. *Чугунков Д.В., Сейфельмлюкова Г.А., Журавлев Е.А., Дрозд А.С.* Снижение шума и вибрации от оборудования котельной в жилом доме // Новое в Российской Электроэнергетике. - 2016. - №10. - С. 33-42.
6. *Пат. РФ. Заявка №2016127236.* Шумозащитный кожух горелочного устройства // Д.В. Чугунков, Г.А. Сейфельмлюкова, Е.А. Журавлев., А.С. Дрозд, Заявл. 06.07.2016.

Установление красных линий как границ экологической безопасности в городской среде

Германова Т.В. [1], Керножитская А.Ф[2]
[1]Тюменский индустриальный университет
[2]Тюменский государственный университет

ecogtv@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. Важным инструментом в достижении этой цели являются красные линии. Установленные красными линиями границы планировочных элементов обладают как правовыми, так и другими характеристиками. Выявлению таких характеристик посвящена настоящая статья на примере города Тюмени, определяющем особые условия использования и застройки территории красными линиями.

Ключевые слова: Автомобильный транспорт, атмосферный воздух, улично-дорожная сеть, пространственная организация, красные линии, экологическая безопасность, городская среда.

Массовость и постоянно растущие темпы процесса автомобилизации приводят к изменению категорий существующих дорог и улиц. Такая ситуация характерная не только для города 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.

Экологические проблемы автомобильного транспорта для Тюмени стали особенно актуальными в последнее десятилетие. 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 [1].

В настоящее время, к основным принципам законодательства о градостроительной деятельности в Российской Федерации относятся: обеспечение комплексного и устойчивого развития территории на основе территориального планирования, градостроительного зонирования и планировки территории; обеспечение сбалансированного учета экологических,

экономических, социальных и иных факторов при осуществлении градостроительной деятельности; осуществление градостроительной деятельности с соблюдением требований охраны окружающей среды и экологической безопасности [2].

Грамотное использование приемов планировки и застройки играет немаловажную роль в обеспечении комфортных условий проживания в городской среде. Красные линии входят в состав документов по планировке территории, в том числе в состав правил землепользования и застройки в части определения территориальных зон, а также в состав генеральных планов, совмещенных с проектами планировки территории.

Красная линия призвана защищать право граждан на городскую среду, в связи с этим, они играют значительную роль в обеспечении комфортных условий проживания. При этом важным аспектом повсеместного правоприменения красных линий является размещение жилых и общественных зданий на прилегающих территориях к магистралям с учетом требований нормативно-правовых документов и санитарно-гигиенических разрывов. Это вносит определенные сложности в правовой и технический механизм преобразования территории.

Для анализа пространственной дифференциации планировочных элементов в проекте планировки города Тюмени применялись традиционные методы исследований: картографирование и сравнительно-описательный законодательных актов, нормативно-технических требований и проектных решений. Проектом планировки установлены конкретные, точные границы планировочных элементов – улично-дорожной сети, районов, микрорайонов, и кварталов. Границы планировочных элементов – это красные линии. Внутри красных линий развития – различных функциональных зон, а снаружи улично-дорожной сети и других линейных объектов [3, 4]. Результатом данного проекта стала четкая, зафиксированная координатами улично-дорожная сеть с размещением жилых и общественных зданий по отношению ко всем элементам планировочной структуры. В сложившейся практике застройки города Тюмени ширина улицы в красных линиях в первую очередь определена категорией дороги и установлена исходя из требуемой ширины проезжей части четырех полосной дороги, технической зоны и тротуаров (11,5 м) и составляет 60,0 м, что является значительно меньше рекомендуемой ширины улицы. 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 [5].

Таким образом, красные линии являются линиями градостроительного регулирования, определяющими особые условия использования и застройки территорий городов, отделяющие территории кварталов, микрорайонов и других элементов планировочной структуры от улиц, в городском поселении. Это вызывает проявление возрастающего внимания к изучению состояния среды и характеризуется экологизацией исследований в данной области.

Согласно последним изменениям в Градостроительном кодексе Российской Федерации под красными линиями понимаются линии, которые обозначают существующие, планируемые (изменяемые, вновь образуемые) границы территорий общего пользования и (или) границы территорий, занятых линейными объектами и (или) предназначенных для размещения линейных объектов. В свою очередь к территории общего пользования относятся территории, которыми беспрепятственно пользуется неограниченный круг лиц, в том числе площади, улицы, проезды, набережные, скверы, бульвары (пп. 12 ст. 1 Градостроительного кодекса Российской Федерации). При этом Генеральный план города (документ на перспективу) и правила землепользования и застройки (документ на текущий момент) согласно действующей редакции Градостроительного кодекса Российской Федерации являются разными нормативными актами. Каждый из них утверждается отельной процедурой и предназначен: генеральный план – для установления функциональных зон и определение планируемого размещения объектов; правила землепользования и застройки, в частности, содержат устанавливаемые виды разрешенного использования земельных участков и предельные параметры разрешенного строительства на них. Между двумя этими документами возникает конфликт так как, они ориентированы на разные временные промежутки. Кроме того, согласно ст. 43(часть 5) Градостроительного кодекса Российской Федерации проект межевания территории включает в себя чертежи межевания территории, на которых отображаются в числе прочих: красные линии, утвержденные в составе проекта планировки территории; линии отступа от красных линий в целях определения места допустимого размещения зданий, строений, сооружений.

В правилах землепользования и застройки города Тюмени в настоящее время линия отступа от красных линий составляет 3 м. Существующая практика планировочных решений для Тюмени и ряда других городов [6], вызывает вопрос правомерности широкого использования изменений в проектах красных линий постановлениями глав Администраций данных городов. Корректировка красных линий в проекте города Тюмени осуществлялась по решению органов местного самоуправления, утвердивших их, как правило, без связи с необходимостью проведения реконструкции сложившейся застройки, изменением категории (пропускной способности) улиц и дорог города, а для различных планировочных ситуаций.

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, значением и установлена, исходя из требуемой ширины проезжей части (зависит от пропускной способности), технической зоны, тротуаров [1].

Анализ интенсивности и состава транспортных потоков города Тюмени показал, что наиболее неблагоприятная ситуация сложилась на улицах, где интенсивность прохождения автотранспортного потока достигает от 1,6 до 8,1 тысяч единиц в час. При такой интенсивности транспортных потоков состояние атмосферного воздуха на прилегающих территориях к проезжей части характеризуется опасным уровнем загрязнения [6]. Таким образом, в условиях современного города транспортные потоки – источники повышенного химического загрязнения воздушной среды требуют увеличения расстояния от дорог до жилой застройки, которое должно стать нормируемым по химическим и физическим показателям состояния атмосферного воздуха и быть учтено при установлении красных линий.

Список литературы

1. *Германова Т.В., Керножитская А.Ф.* Территория улично-дорожной сети города как источник загрязнения воздушной среды // 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, С. 516-523.
2. *Савельева Е.О.* Историко-философские аспекты современной методологии городского планирования // Вестник ПНИПУ. Прикладная экология. Урбанистика, №4, 2016 – С.5-20.
3. *Береговских А.Н.* Информационно-аналитическая система управления градостроительным развитием территорий (ИАС УГРТ). Исследования. Концепция. – Омск: Омскбланкиздат, 2011. – 178 с.
4. *Береговских А.Н.* Исследования. Концепция. – Омск: Омскбланкиздат, 2011. – С. 69-71.
5. *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.
6. *Германова Т.В., Керножитская А.Ф.* Анализ направлений пространственного развития города Тюмени с учетом экологических факторов // Вестник ПНИПУ. Прикладная экология. Урбанистика, №4, 2016 – С.21-31.

Обзор типовых технических мероприятий по снижению шума на рабочих местах в платформенных залах станций Петербургского метрополитена

Андрющенко А.К.[1], Светлов В.В.[2],
[1]БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова
[2] ООО «Институт акустических конструкций»

Ivasishinaa@gmail.com

Аннотация: В платформенном зале станций Петербургского метрополитена располагаются рабочие места дежурной по отправлению поездов, на которых сотрудник проводит полную 8-часовую рабочую смену. Насущной проблемой в части охраны труда на рассматриваемых рабочих местах является превышение уровней шума над предельно допустимыми уровнями, регламентируемые санитарными правилами эксплуатации метрополитенов. Ключевым источниками шума же является движение подвижных составов метрополитена. Рассмотрен ряд типовых шумозащитных мероприятий, позволяющих снизить уровни шума на рабочих мессах дежурных по отправлению поездов, направленных на снижение как в источнике образования, так и на пути распространения шума. При этом данные мероприятия не требуют кардинального технологического переоборудования станций (замены подвижных составов метрополитена) и позволяют добиться достижения допустимых уровней шума на рабочих местах.

Ключевые слова: Рабочие места, метрополитен, уровни шума, шумозащитные мероприятия.

Введение

Санкт-Петербургский метрополитен представляет собой систему пассажирских и служебных помещений, позволяющих осуществлять транспортировку пассажиров и работу систем в условиях большого пассажиропотока. Основными пассажирскими помещениями типовых станций Петербургского метрополитена являются: вестибюль станции, расположенный в надземной части станции, эскалаторный тоннель (для станций глубокого заложения), платформенный зал (подземная часть станции) и в некоторых случаях пересадочный коридор между станциями.

Что касается рассматриваемых рабочих мест дежурной по отправлению поездов в платформенном зале станций предельно допустимые эквивалентные уровни звука (согласно [1, 2]), устанавливаются в 80 дБА и 95 и 110 дБА для максимального уровня.

Таблица 1. **Предельно допустимые уровни шума в пассажирских помещениях станций метрополитена**

Нормируемое помещение	Уровень звука, дБА	Макс. уровень звука, дБА
СП 120.133330.2012 «Метрополитены». Актуализированная редакция СНиП 32-02-2003		
Пассажирские помещения платформенного зала	80	95
СП 2.5.1337-03 «Санитарные правила эксплуатации метрополитенов»		
Пассажирские помещения	80	110

В рамках проведения работ по разработке мероприятий для снижения уровней шума в пассажирских помещениях Петербургского метрополитена были проведены натурные измерения уровней шума. Станция, на которой проводились измерения, представляет собой станцию открытого типа глубокого заложения с платформенным залом колонного типа без пересадочных коридоров.

Для сравнения уровней шума с нормативными значениями в качестве контрольных точек были выбраны точки измерения, расположенные на одной оси у I и II путей и одна точка посередине станции.

Согласно результатам измерений, значения эквивалентных уровней шума на рабочем месте дежурной по отправлению поездов составляет порядка 85 дБА, что превышает нормативные значения на 5 дБА, и 98 дБА по максимальному УЗ, что не превышает предельно допустимые уровни. Результаты измерений показывают необходимость проведения мероприятий по снижению уровней шума до нормативных значений.

Измерения уровней шума и акустических свойств платформенного зала

Результаты измерений уровней шума в платформенном зале станции показали, что основной вклад в процессы шумообразования вносит шум от движения подвижных составов. Анализ составляющих, входящих в общее излучение от подвижного состава показал, что имеются 3 основных источника излучения (рис. 1), формирующий общий шум:

- *стыки рельс;*
- *взаимодействие колесо-рельс;*
- *и работа электродвигателя подвижного состава.*

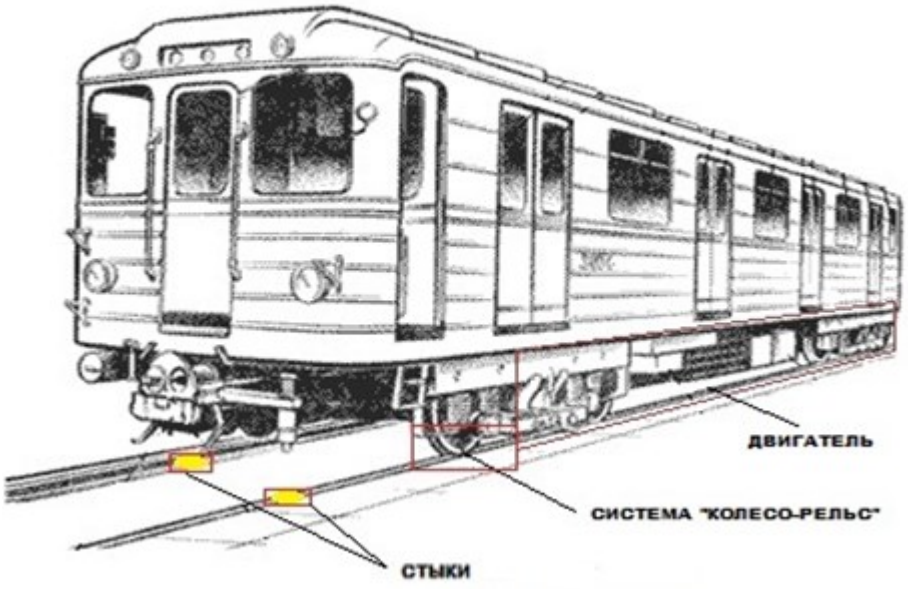


Рис. 1 – Источники шума на путях

Установлено, что при прибытии на исследуемую станцию электродвигатель подвижного состава не задействован, либо имеет минимальную нагрузку. С целью оценки вклада шума от **стыков рельс** было произведено измерение для ровного участка пути и непосредственно напротив стыка. Излучаемый при этом шум тормозной системы исключался из замеров. Для выделения вклада шума от электродвигателя были произведены замеры шума при отправлении поезда с учетом шума от взаимодействия колесо-рельс.

Результаты измерений уровней звука в расчетной точке на 1,3 м от края платформы (*суммарный уровень в точке*) и разложение по уровням на составляющие источники *(система «колесо-рельс», стык, работа двигателя)* представлены на рис. 2.

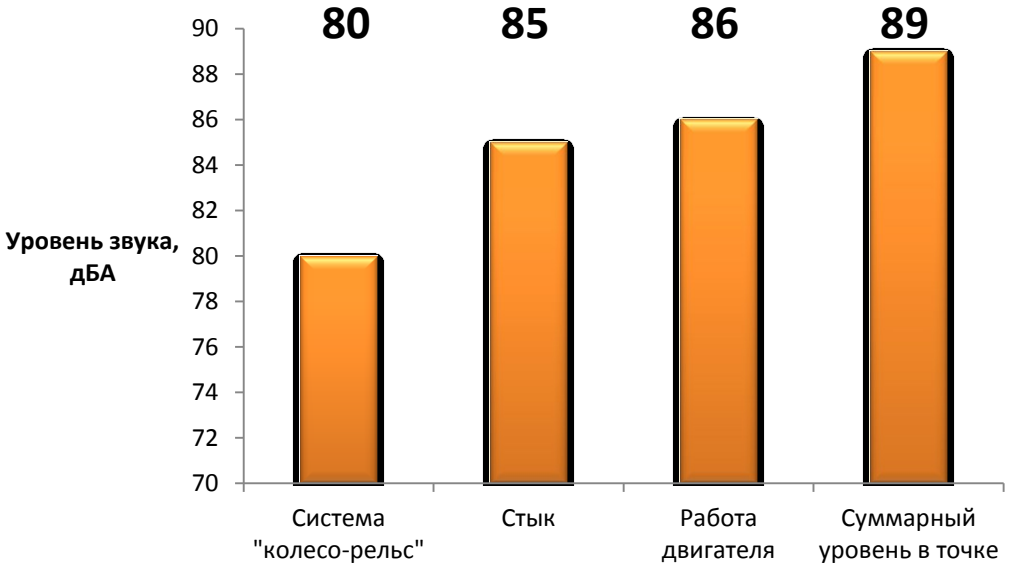


Рис. 2. Результаты измерений уровней звука от движения подвижного состава, дБА

Для создания математической модели помещений и проведения расчетов, в частности для расчета уровня звука от источников шума и определения звукопоглощающей способности ограждающих конструкций помещений, были проведены измерения акустических параметров помещений в соответствии с [3]. В соответствии с данным ГОСТом, проводилось измерение времени реверберации ориентировочным методом, методом прерываемого шума.

На основании полученных значений времени реверберации через формулу Эйринга были определены коэффициенты звукопоглощения для платформенного зала станции (таблица 2).

Таблица 2. **Коэффициент звукопоглощения и эквивалентная площадь звукопоглощения платформенного зала**

Пассажирское помещение	**Октавные полосы среднегеометрических частот, Гц**					
	125	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**
Коэффициент звукопоглощения *(Платформенный зал станции)*	0,05	0,05	0,05	0,05	0,06	0,08
Эквивалентная площадь звукопоглощения, м^2 *(Платформенный зал станции)*	416	394	389	421	452	659

Расчет уровней шума в расчетных точках на рабочих местах дежурной по отправлению поездов

Расчет уровней шума внутри платформенного зала станции метрополитена производился с использованием программы АРМ «Акустика 3» модуль «Внутренний шум». На основании полученных исходных данных, в программном комплексе было смоделировано исследуемое помещение станции. По результатам натурных измерений были заданы характеристики ограждающих поверхностей внутренних помещений, источники шума и их характеристики.

Параметры, принятые для источников шума в расчетах:

1. В соответствие с [1] п. 5.2 пропускная способность линии была принята не более 20 пар поездов в час и рассмотрена как наихудшая ситуация в платформенном зале, создающая наибольшие значения уровней шума.

2. В платформенном зале на основании анализа и обработки результатов измерений уровней шума от источников, выделены 3 взаимосвязанных источника шума:

- шум движущегося электропоезда, возникающей в системе колесо-рельс;
- ударный шум от взаимодействия системы колесо-рельс при прохождении через необработанные стыки на рельсах;
- шум работы электродвигателя и другого оборудования поезда при отправлении со станции.

3. В расчете уровней шума в платформенном зале не была учена работа вентиляции и эскалаторов, т.к. в рассматриваемой ситуации часа-пик данные источники не вносят ощутимого вклада в шумовую картину помещения.

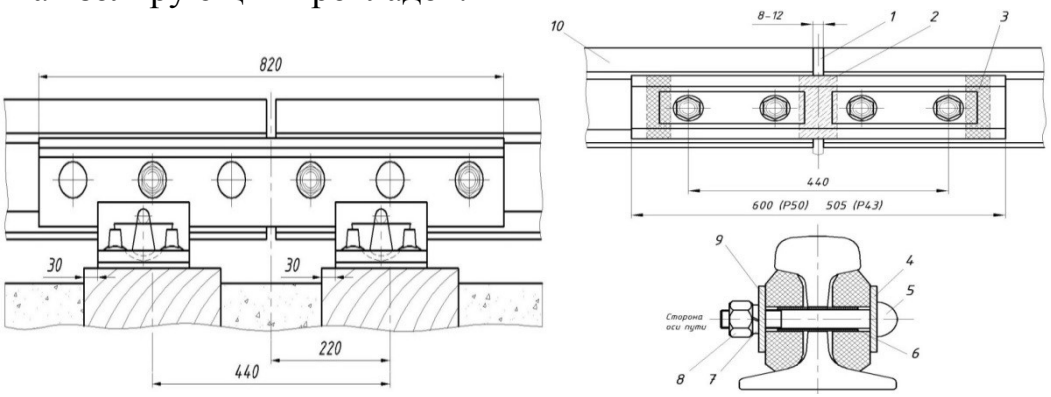
Типовые мероприятия по снижению уровней шума на рабочих местах дежурной по отправлению поездов в платформенных залах станций метрополитена

Для снижения уровней шума на рабочих местах дежурной по отправлению поездов в платформенных залах станций Петербургского метрополитена были предложены следующие мероприятия.

Оборудование бесстыкового пути

В качестве шумозащитного мероприятия рекомендуется оборудование бесстыкового пути, как мероприятие, направленное на снижение шума в самом источнике образования (система «колесо-рельс»).

В платформенном зале рассматриваемой станции было выявлено наличие температурных и изолирующих стыков (рис. 3 а, б). Температурный стык состоит из двух двухголовых металлических накладок и комплекта болтов с гайками и гроверами. Изолирующий стык состоит из двух стеклопластиковых накладок, комплекта болтов с гайками, втулками, гроверами и планками, комплекта изолирующих прокладок.



а) температурный стык *б) изолирующий стык*

Рис. 3 – Стыки рельс

В ходе измерений уровней шума выявлено, что разница в излучении шума между температурным стыком и прямым участком пути отсутствует. Напротив изолирующих же стыков уровни шума составляют 87 дБА, что на 1 дБА выше, чем напротив ровного участка пути.

В качестве шумозащитного мероприятия для снижения уровней шума в помещении платформенного зала рекомендуется оборудование бесстыкового пути, как мероприятие, направленное на снижение шума в самом источнике образования (система «колесо-рельс»).

В таблице 3 представлены результаты измерений уровней шума непосредственно напротив изолирующих стыков на путях и напротив ровного бесстыкового участка пути на расстоянии 1,3 м от края платформы.

Таблица 3. **Результаты измерений уровней шума напротив стыков и напротив бесстыкового участка пути**

Измеряемый участок	Уровни звукового давления дБ в октавных полосах среднегеометрических частот, Гц									Экв. уровень звука, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Напротив стыков	79	77	77	85	86	82	77	70	64	87
Напротив ровного участка	77	75	76	84	85	81	76	68	60	85
Разница	*2*	*3*	*1*	*1*	*1*	*2*	*1*	*2*	*4*	*2*

Как видно из результатов измерений, разница между уровнями шума на ровном участке и участке рельс со стыками составляет 1-4 дБ, что в сумме дает разницу в ***2 дБА*** по эквивалентному уровню звука.

Вибродемпфирование рельс

Уменьшение площади излучения от источника шума «колесо-рельс» позволяет снизить и излучаемый шум в целом. В связи с этим, рекомендуется применение такого шумозащитного мероприятия, как вибродемпфирование рельс. Оно представляет собой шумопоглощающие профили из высокотехнологической смеси резины, которые накладываются на шейку рельса и поглощают шум и вибрации на месте возникновения (рис.4). Вибродемпфирование рельс рекомендуется проводить с обеих сторон рельса на открытом участке пути платформенного зала станции с продлением в туннельной части на длину 150 м с каждой стороны (п. 5.7.1.1 [1]).

а) *б)*

а) 1 – клемма из стекловолокнистого композита; 2 – грунтовка; 3 – шумопоглощающий профиль из вулканизированной смеси резины; б) Пример использования вибродемпфирующих накладок на шейку рельса

Рис. 4– Вибродемфирование рельс

Эффективность данного шумозащитного мероприятия на основании проведенных измерений (экспериментальный участок Октябрьской железной дороги) представлена в таблице 4.

Таблица 4. **Эффективность шумозащитного мероприятия по вибродемпфированию рельс на основании измерений (1 м от рельса)**

Измерения	**УЗД, дБ со среднегеометрическими октавными полосами частот, Гц**								
	31,5	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**
Без накладок	114	111	106	100	93	94	94	88	80
С накладками	112	105	102	96	91	90	91	86	75
Эффективность	*2*	*6*	*4*	*4*	*2*	*4*	*3*	*2*	*5*

По результатам расчетов применения данного мероприятия на участке пути платформенного зала станции, снижение уровней шума в расчетных точках составит ***1 дБА***.

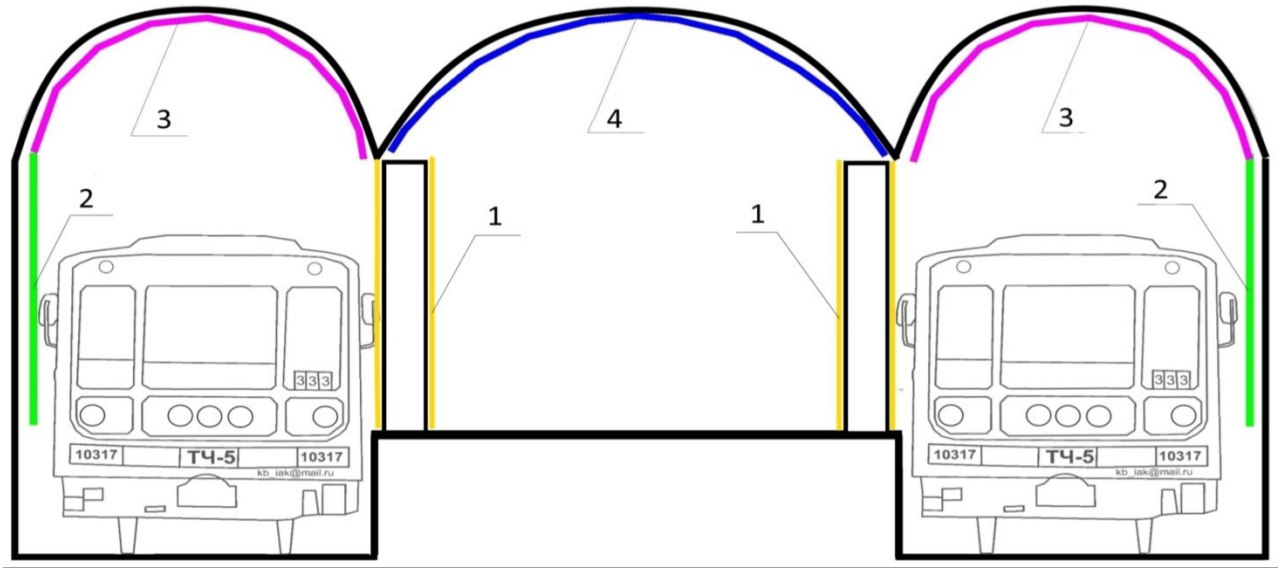
Введение дополнительного звукопоглощения

Для снижения уровней шума в платформенном зале станции рекомендуется введение дополнительной эквивалентной площади звукопоглощения на стены и потолок в виде звукопоглощающего материала. На рис. 5 представлена схема возможной облицовки стен, сводов и потолка платформенного зала станции.

Таблица 5. **Эквивалентная площадь звукопоглощения платформенного зала на текущее положение и рекомендуемая к введению**

Пассажирское помещение	**Октавные полосы среднегеометрических частот, Гц**						**Эффективность мероприятия, дБА**
	125	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	
Эквивалентная площадь звукопоглощения **до** применения шумозащитного мероприятия, $м^2$	416	394	389	421	452	659	-
Добавочная эквивалентная площадь звукопоглощения на поверхности колонн ($S_{сум}$=620 $м^2$ – площадь облицовки поверхности колонн, размерами 0,7х0,8х2,65), $м^2$	174	322	446	583	614	527	2-3
Добавочная эквивалентная площадь звукопоглощения на стены у 1 и 2 пути ($S_{сум}$=1200 $м^2$ – площадь облицовки поверхности), $м^2$	336	624	864	1128	1188	1020	3-4
Добавочная эквивалентная площадь звукопоглощения на стены и свод у 1 и 2 пути ($S_{сум}$=2500 $м^2$ – площадь облицовки поверхности), $м^2$	700	1300	1800	2350	2475	2125	5-7
Добавочная эквивалентная площадь звукопоглощения на стены и свод у 1 и 2 пути, на потолок надплатформенной части зала	1025	1903	2635	3440	3623	3111	6-8

Пассажирское помещение	Октавные полосы среднегеометрических частот, Гц						Эффективность мероприятия, дБА
	125	250	500	1000	2000	4000	
($S_{сум}$=3660 м^2 – площадь облицовки поверхности), м^2							



1 – стены колонн ($S_{сум}$=620 м^2); 2 – стены у 1 и 2 путей, ($S_{сум}$=1200 м^2); 3 – свод потолка у путей ($S_{сум}$=2500 м^2 – площадь облицовки стен и свода); 4 – свод потолка надплатформенной части зала ($S_{сум}$=3660 м^2 – площадь облицовки стен и свода у путей, потолка надплатформенной части зала)

Рис. 5 – Облицовка звукопоглощающим материалом ограждающих поверхностей платформенного зала

По результатам расчетов, эффективность данного шумозащитного мероприятия составляет ***2-8 дБА*** в зоне отраженного шума.

Поскольку данное шумозащитное мероприятие направлено на снижение шума на пути его распространения, его эффективность зависит от расположения расчетных точек. При нахождении расчетной точки в зоне прямого шума от источника, эффективность данного мероприятия не будет учитываться [4]. В связи с этим, его необходимо проводить в комплексе с мероприятиями по снижению шума в источнике.

Установка звукоизолирующих барьеров между путями и платформой

Шумозащитным мероприятием, направленным на снижение шума на пути его распространения является установка сплошного барьера (звукоизолирующей перегородки, стенки), отделяющего источник шума от пассажиров. Предлагается установка барьера по длине всей платформы, до свода потолка, без щелей и зазоров, с оборудованными автоматическими дверьми.

Для оценки эффективности шумозащитного мероприятия были исследованы существующие барьеры на станциях Петербургского

метрополитена закрытого типа. Для этого на путях устанавливался всенаправленный источник шума и на одинаковом расстоянии от источника были измерены значения уровней шума на станции колонного и на станции закрытого типа (с закрытыми дверьми).

Согласно результатам проведенных сравнительных измерений на станциях, минимальная эффективность снижения шума барьером достигает ***до 11 дБА*** (табл. 6).

Таблица 6. **Результаты измерений уровней шума на станциях открытого и закрытого типов**

Тип станции	**Уровни звукового давления, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами Гц**							**УЗ, дБА**
	125	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	
Открытый	103	98	99	100	94	86	78	103
Закрытый	94	92	91	87	81	72	59	92
Средняя расчетная эффективность	**9**	**6**	**8**	**13**	**13**	**14**	**19**	**11**

В мировой практике широко распространен метод установки звукоизолирующих стенок между электропоездом и пассажирами. Ограждения могут быть выполнены как прозрачными (рис. 6), так и непрозрачными, но обязательно должны быть сплошными, без открытых проемов и щелей.

Рис.6 – Примеры выполнения станций закрытого типа

Эффективность различных комплексов рассмотренных шумозащитных мероприятий

Была рассмотрена также эффективность шумозащитных мероприятий, при условии их применения в различных комплексах. Их расчетная эффективность представлена в таблице 7.

Таблица 7. **Эффективность комплексов шумозащитных мероприятий**

Комплекс шумозащитных мероприятий	**Эффективность комплекса мероприятий, дБА**
1. Оборудование бесстыкового пути 2. Вибродемпфирование рельс	до 3
1. Оборудование бесстыкового пути 2. Вибродемпфирование рельс 3. Введение дополнительного звукопоглощения ($S_{сум}$=2500 м^2 – площадь облицовки поверхности)	8-10
1. Установка звукоизолирующих барьеров (стенок) 2. Оборудование бесстыкового пути 3. Вибродемпфирование рельс 4. Введение звукопоглощения в изолированный путевой тоннель и платформенный зал ($S_{сум}$=2500 м^2 – площадь облицовки поверхности)	до 27

Заключение

На текущую ситуацию в платформенных залах станций Петербургского метрополитена наблюдается превышение эквивалентных уровней звука над предельно допустимыми на рабочих местах дежурных по отправлению поездов на 5 дБА. Для снижения уровней шума рассмотрен ряд типовых шумозащитных мероприятий:

- *Оборудование бесстыкового пути (эффективность **2 дБА**);*
- *Вибродемпфирование рельс (эффективность **1 дБА**);*
- *Введение дополнительного звукопоглощения на ограждающие поверхности и в свободные ниши помещения (**до 8 дБА** в зоне отраженного звука);*
- *Установка звукоизолирующих барьеров между путями и платформой **(до 11 дБА**);*
- *Комплексы из вышеперечисленных шумозащитных мероприятий (наибольшая эффективность при применении всех мероприятий – **до 27 дБА**).*

Все вышеперечисленные мероприятия при внедрении в платформенном зале станций Петербургского метрополитена не требуют радикальных мер по замене подвижного состава поездов или их частей и могут быть реализованы в пределах одной станции. Применение данных мероприятий в различном их сочетании позволят достичь допустимые уровни шума на рабочем месте [5].

Список литературы

1. СП 120.13330.2012 «Свод правил. Метрополитены. Актуализированная редакция СНиП 32-02-2003».
2. СП 2.5.1337-03 «Санитарные правила эксплуатации метрополитенов».
3. ГОСТ Р 3382-2-2013 «Акустика. Измерение акустических параметров помещений. Часть 2. Время реверберации обычных помещений»
4. *Иванов Н.И.* – Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник, 4-е изд. перераб. и доп. – М.: ЛОГОС, 2015. – 432 с.
5. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки».

Оценка качества оборудования по его шумовым характеристикам

Заплетников И.Н, Севаторова И.С
ГО ВПО Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского

obladn@kaf.donnuet.education

Аннотация: В докладе представлены материалы по результатам количественной оценки влияния шумовой характеристики (ШХ) машин на показатель качества конструкции. Использован квалиметрический метод, применяемый для оценки качества продукции машиностроения. Сделана выборка образцов машин, серийно выпускаемых заводами СНГ и дальнего зарубежья для предприятий общественного питания. Выбраны машины различного технологического назначения, близкие по массе и кинематически подобные. Определены ШХ машин, единичные, комплексные и обобщенные показатели их качества. Для установления корреляционной связи ШХ и обобщенного показателя качества использована стандартная программа FindGraf 2.61. Получены адекватные уравнения статистической связи между ШХ машин и обобщенным показателем качества для работы машин без нагрузки и в рабочем режиме. В качестве ШХ машины использовался корректированный уровень звуковой мощности.

Ключевые слова: единичные и комплексные показатели качества, шумовые характеристики, корректированный уровень звуковой мощности.

Шумовые характеристики (ШХ) оборудования являются косвенным показателем его технического уровня и качества изготовления, степени безопасности и санитарно-гигиенических условий применения. Они влияют на размещение оборудования в производственных цехах и конкурентоспособность на внешних рынках. ШХ используются при проектировании оборудования, вносятся в его техническую документацию, заявляются и контролируются заводами-изготовителями, а также органами стандартизации и сертификации.

Вместе с этими обстоятельствами взаимосвязь между ШХ оборудования и показателями качества этого оборудования отсутствует. Установить эту связь предлагается с помощью методов квалиметрии, применяемыми для количественной оценки качества продукции машиностроения.

Целью исследований является установление количественной связи между ШХ и показателями качества оборудования.

Решение данной задачи показано на примере ряда оборудования пищевых производств, серийно выпускаемого в странах СНГ и дальнего зарубежья.

В качестве объекта исследований выбрано очистительное и измельчительное оборудование пищевых производств, используемое на предприятиях питания. К этому оборудованию относятся машины очистки картофеля, свеклы (МОК), лука (МОЛ), протирочные (МП), нарезки овощей

(МРО, «Гамма», CL-30a), овощерезательно-протирочные (МПР). Независимо от технологического назначения оборудования его объединяет кинематическое подобие: двигатель, клиноременная передача на валу рабочего органа и сам рабочий орган. ШХ технологического оборудования определялись экспериментально в соответствии со стандартами ISO «Акустика». Предыдущими исследованиями кафедры оборудования пищевых производств ДонНУЭТ было установлено, что ШХ исследуемого оборудования на холостом ходу и при работе с продуктом отличаются, поэтому оценка качества оборудования определялась для двух режимов. Технические данные исследуемого оборудования приведены в таблице 1.

Для оценки применяемого технологического оборудования использованы следующие технические показатели:

- удельная масса машины $M_y = m / L_{PA}$ [кг/дБА];
- удельное потребление электроэнергии $N_y = N / L_{PA}$ [Вт/дБА];
- удельная производительность $Q_y = Q / L_{PA}$ [(кг/ч)/дБА].

В качестве L_{pA} принималось значение уровня звуковой мощности, измеренных экспериментально при работе с продуктом (р.х) и на холостом ходу (х.х) [1].

Таблица 1. **Технические данные исследуемого технологического оборудования**

Наименование машины	**Производитель-ность Q, кг/ч**	**Установленная мощность электродвигателя N, Вт**	**Масса машины m, кг**	**Корректированный уровень звуковой мощности, дБА**	
				х.х	**р.х**
МОК-250	250	550	99	72	78
МОК-350	350	550	70	73	81
МОЛ-100	100	370	55	64	78
МРО-350	350	370	27	79	86
МРО 50-200	200	400	27	70	78
МРО 400-1000	1000	800	55	77	89
CL-30A	80	500	15	66	69
Гамма-5А	400	370	30	74	89
МП-1000	1000	750	50	71	78
МПР-350М	350	370	27	76	89

Объединение в одном показателе результатов оценки основных составляющих технического уровня оборудования пищевых производств обеспечивает комплексный метод [2, 3]. С этой целью определены комплексные показатели в виде: средний взвешенный арифметический показатель, рассчитанный по зависимости (1), средневзвешенный геометрический показатель (2), средняя гармоническая зависимость, рассчитанная по формуле

(3) и средневзвешенная степенная зависимость (4). Обобщенный показатель качества для определения технического уровня машины определялся по зависимости (5).

$$K_{o1} = \sum_{i=1}^{m} M_i * q_i \qquad (1)$$

$$K_{o2} = \prod_{i=1}^{m} (q_i)^{M_i} \qquad (2)$$

$$K_{o3} = \frac{\sum_{i=1}^{m} M_i}{\sum_{i=1}^{m} \frac{M_i}{q_i}} \qquad (3)$$

$$K_{o4} = \sqrt{\sum_{i=1}^{m} (M_i q_i^2)} \qquad (4)$$

$$K_{o5} = \sqrt[3]{q_{Q_y} q_{N_y} q_{M_y}} \qquad (5)$$

где M_i - коэффициент весомости i-го показателя;

q_i - единичные показатели, рассчитанные по отношению удельных показателей машин к аналогичным показателям оборудования, принятого за базу;

$q_{Q_y} q_{N_y} q_{M_y}$ - единичные показатели удельной производительности, установленной мощности и массы.

Коэффициенты весомости находятся по формуле:

$$M_i = m_i / \sum_{i=1}^{n} m_i \qquad (6)$$

где m_i - параметры весомости.

Результаты расчета удельных показателей массы, производительности и установленной мощности исследуемого технологического оборудования приведены в таблице 2.

Таблица 2. **Удельные показатели исследуемого технологического оборудования**

Наименование машины	**Уд.производительность Q_y [кг/ч /дБА]**		**Уд.мощность N_y, [Вт /дБА]**		**Уд.масса M_y, [кг/дБА]**	
	х.х.	**р.х.**	**х.х.**	**р.х.**	**х.х.**	**р.х.**
МОК-250	3,472	3,205	7,639	7,051	1,375	1,269
МОК-350	4,795	4,321	7,534	6,790	0,959	0,864
МОЛ-100	1,563	1,282	5,781	4,744	0,859	0,705
МРО-350	4,430	4,070	4,684	4,302	0,342	0,314
МРО 50-200	2,857	2,564	5,714	5,128	0,386	0,346
МРО400-1000	12,987	11,236	10,390	8,989	0,714	0,618
CL-30A	1,212	1,159	7,576	7,246	0,227	0,217
Гамма-5А	5,405	4,494	5,000	4,157	0,405	0,337
МП-1000	14,085	12,821	10,563	9,615	0,704	0,641

Наименование машины	Уд.производительность Q_y [кг/ч /дБА]		Уд.мощность N_y, [Вт /дБА]		Уд.масса M_y, [кг/дБА]	
	х.х.	р.х.	х.х.	р.х.	х.х.	р.х.
МПР-350М	4,605	3,933	4,868	4,157	0,355	0,303

Оценку единичных показателей проводили по формуле:

$$q_i = \frac{P_i}{P_{i_{баз}}}; \qquad q_i = \frac{P_{i_{баз}}}{P_i} \tag{7}$$

где P_i – значение i-го показателя качества оцениваемой продукции;
$P_{ібаз}$ – базовое значение i-го показателя. Из двух приведенных зависимостей принимают ту, при использовании которой увеличение относительного показателя соответствует повышению технического уровня продукции [3]. Этому условию соответствует зависимость (2).

Наиболее конкурентоспособной машиной для предприятий питания является овощерезательная машина RobotCoupe CL-30A (Франция). В связи с этим данная машина была принята в качестве базового образца. Результаты расчета единичных показателей приведены в таблице 3.

Таблица 3. **Единичные показатели качества исследуемого оборудования**

Наименование машины	Ед. показатель q_{Qy}		Ед. показатель q_{Ny}		Ед. показатель q_{My}	
	х.х.	р.х.	х.х.	р.х.	х.х.	р.х.
МОК-250	0,35	0,36	0,99	1,03	0,17	0,17
МОК-350	0,25	0,27	1,01	1,07	0,24	0,25
МОЛ-100	0,78	0,90	1,31	1,53	0,26	0,31
МРО-350	0,27	0,28	1,62	1,68	0,66	0,69
МРО 50-200	0,42	0,45	1,33	1,41	0,59	0,63
МРО400-1000	0,09	0,10	0,73	0,81	0,32	0,35
CL-30A	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Гамма-5А	0,22	0,26	1,52	1,74	0,56	0,64
МП-1000	0,09	0,09	0,72	0,75	0,32	0,34
МПР-350М	0,26	0,29	1,56	1,74	0,64	0,72

Для предприятий питания наибольшее значение имеют эксплуатационные затраты, на которые основное влияние оказывает удельный расход мощности используемого оборудования, коэффициент весомости для удельной мощности составил $M_{Ny} = 0,58$, для металлоемкости $M_{My} = 0,23$, для производительности $M_{Qy} = 0,18$, что соответствует рекомендациям, изложенным в литературе [4]. Результаты расчета обобщенных показателей качества машин по ШХ приведены в таблице 4.

Таблица 4. **Обобщенные показатели качества исследуемого оборудования по ШХ на холостом ходу и в рабочем режиме**

Наименование машины	K_{o1}		K_{o2}		K_{o3}		K_{o4}		K_o	
	х.х.	р.х.	х.х.	р.х.	х.х.	р.х.	х.х.	р.х.	х.х.	р.х.
МОК-250	0,68	0,70	0,54	0,56	0,40	0,41	0,77	0,80	0,39	0,40

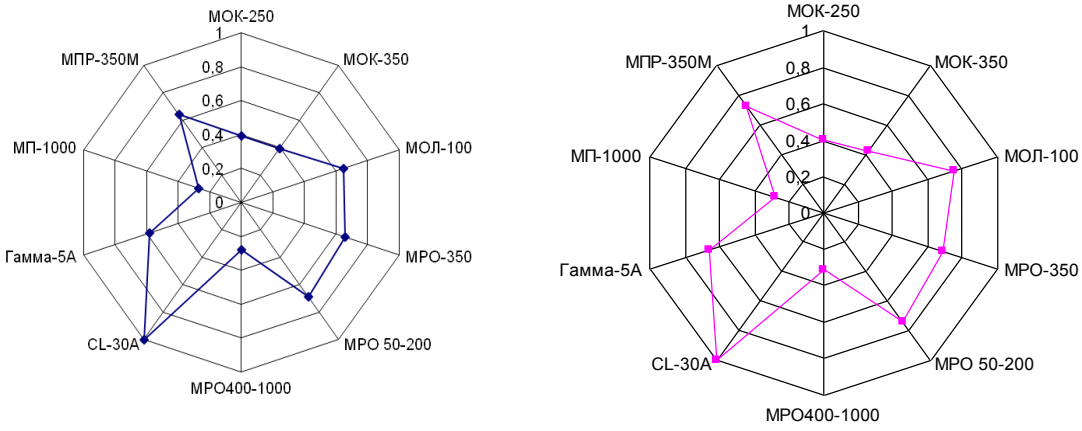
Наименование машины	K_{o1}		K_{o2}		K_{o3}		K_{o4}		K_o	
	х.х.	р.х.	х.х.	р.х.	х.х.	р.х.	х.х.	р.х.	х.х.	р.х.
МОК-350	0,68	0,72	0,56	0,60	0,44	0,46	0,78	0,83	0,39	0,42
МОЛ-100	0,96	1,12	0,82	0,96	0,64	0,75	1,06	1,23	0,65	0,75
МРО-350	1,14	1,19	0,95	0,99	0,73	0,76	1,28	1,33	0,66	0,69
МРО 50-200	0,98	1,05	0,89	0,95	0,79	0,84	1,06	1,13	0,69	0,74
МРО400-1000	0,51	0,57	0,42	0,46	0,29	0,32	0,58	0,64	0,28	0,31
CL-30A	0,99	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00	0,99	0,99	1,00	1,00
Гамма-5А	1,05	1,21	0,85	0,98	0,62	0,71	1,19	1,37	0,58	0,66
МП-1000	0,51	0,53	0,41	0,43	0,27	0,29	0,57	0,60	0,27	0,28
МПР-350М	1,10	1,23	0,92	1,03	0,70	0,78	1,23	1,38	0,64	0,72

Соответственно, если величина обобщенного показателя больше 1, можно утверждать, что ее технический уровень выше, чем у принятой за базу машины.

Анализ результатов таблицы 4 показал, что комплексные показатели качества для исследуемой выборки машин довольно существенно отличаются от обобщенного показателя за исключением, как и полагается, базового образца. Приближаются к обобщенному показателю качества K_o лишь комплексный показатель K_{o3}, рассчитанный как средняя гармоническая зависимость.

Предлагается расчет показателей качества машин по ШХ вести по обобщенному показателю.

Графическая интерпретация обобщенных показателей качества оборудования по ШХ при работе без продукта и с продуктом представлены на рисунке 1 в виде профилограмм.



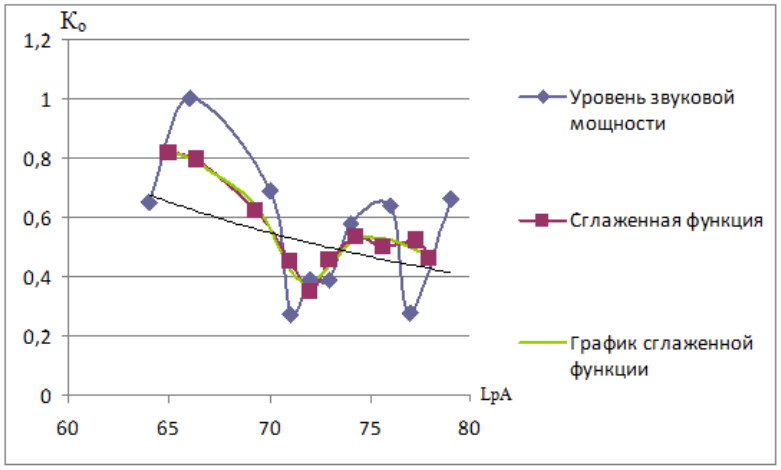
а) холостой ход б) с продуктом

Рис.1. Профилограмма обобщенных показателей качества

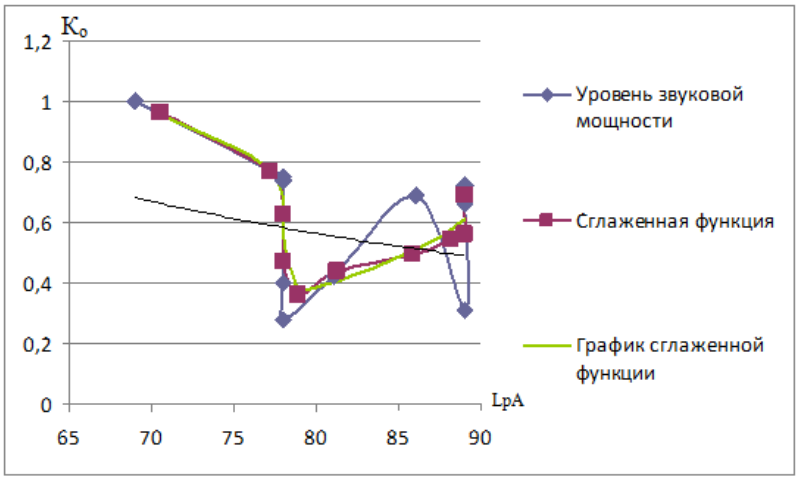
Среди исследуемого оборудования в условиях эксплуатации наилучшими показателями качества по ШХ при работе без нагрузки и под нагрузкой обладают машины МРО50-200, МПР-350М и МОЛ-100.

На основании полученных результатов при помощи программы FindGraf 2.61 был построен график зависимости влияния корректированного уровня звуковой

мощности исследуемых машин на обобщенный показатель качества (рис. 2).



а) холостой ход



б) с продуктом

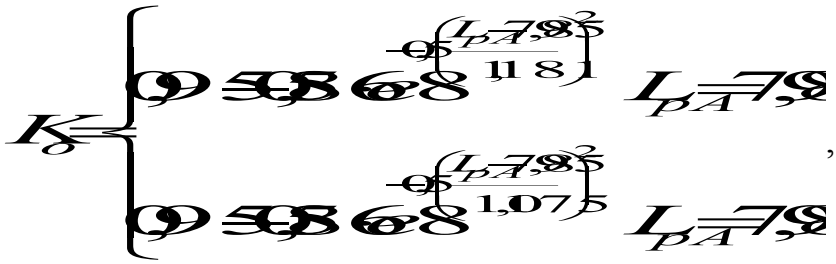
Рис. 2. График зависимости влияния корректированного уровня звуковой мощности исследуемых машин на обобщенный показатель качества

Статистическая зависимость влияния корректированного уровня звуковой мощности исследуемых машин на обобщенный показатель качества для двух режимов представлена в виде функций (8) и (9). Для сглаживания их использована функция Гаусса.

Холостой ход

$R^2 = 0,96$ (8)

С продуктом



, $R^2 = 0,86$ (9)

Графическая интерпретация выражений (8) и (9) указывает на то, что зависимость между уровнем звуковой мощности и качеством машин носит довольно сложный характер. Попытка описать эту закономерность более простыми функциями не увенчалась успехом. Коэффициент множественной корреляции R^2 не превышал 0,2, что свидетельствует о слабой статистической связи исследуемых объектов. Следует также отметить, что R^2 при работе машин без нагрузки выше, чем с нагрузкой. Полагаем, что это связано с влиянием на ШХ машины процесса взаимодействия рабочего органа с продуктом. Сглаживающая функция характеризует тенденцию влияния ШХ машин на качество их конструкции.

Выводы

1. Установлена приемлемая к использованию статистическая зависимость влияния ШХ машин на качество их конструкции.
2. В расчетах предпочтение следует отдавать данным по ШХ машин при работе без нагрузки.
3. С возрастанием уровня шума машин их качество монотонно ухудшается.

Список литературы

1. *Заплетников И.Н.* Виброакустика оборудования пищевых производств: Монография. Харків, Вид-во НТМТ, 2015. - 542с.
2. *Прохоров Ю.К.* Управление качеством: учебное пособие. СПб: СПбГУИТМ, 2007. – 144с.
3. *Азгальдов Г.Г.* Количественная оценка качества продукции – квалиметрия (некоторые актуальные проблемы). М.: Знание, 1986. – 116 с.
4. *Топольник В.Г.* Количественная оценка качества оборудования общественного питания. Донецк: Кассиопея, 1998. – 196с.

Комплексный подход к снижению шума и вибрации энергетического оборудования

Бохан В.В., Граков С.А., Зубарев А.В.
ФГУП «ФНПЦ «Прогресс»

grokov_sa@progress-omsk.ru

Аннотация: Рассмотрены вопросы снижения уровней воздушного шума и вибрации от энергетического оборудования. Описан комплексный подход к снижению шума и вибрации энергетического оборудования. Подход основан на сбалансированном применении средств виброизоляции и звукоизоляции. Изложены теоретических предпосылок получения оригинальных практических результатов снижения шума от энергетического оборудования.

Ключевые слова: шум, вибрация, звукоизоляция, виброизоляция, энергетическое оборудование.

Развитию техники непрестанно сопутствовала проблема изоляции шума и вибраций. Рост мощности, частоты вращения и размеров различных машин и агрегатов приводят к необходимости осуществления мероприятий по снижению шума.

Шум губительно действует на центральную и вегетативную нервную систему человека, его сердечную деятельность, отдельные органы, являясь причиной многих заболеваний. Шум приводит к снижению работоспособности и быстрой утомляемости, может вызывать раздражительность, чувство страха, неустойчивое эмоциональное состояние, головные боли. Шум во время работы мешает концентрации внимания, что может приводить к повышенному травматизму на производстве. Снижение производительности труда из-за шумности прямо пропорционально сложности трудового процесса и объёму элементов умственного труда в нём.

При эксплуатации энергетическое оборудование оказывает неблагоприятное шумовое воздействие как на человека, так и на другое оборудование. Энергетическое оборудование находит всё более широкое применение: ТЭЦ, мини-ТЭЦ, нефте- и газоперекачивающие станции, ГЭС, АЭС. Проблема повышенного шума и вибрации от энергетического оборудования исследовалась многими учеными, среди них Ю. П. Щевьев, В.Б. Тупов (МЭИ), Л.Р. Яблоник.

Проблему шума и вибраций при обеспечении высокого уровня пожаробезопасности необходимо решать комплексно. Комплекс мер по снижению вредного воздействия воздушного шума и вибраций содержит мероприятия по виброизоляции и по звукоизоляции.

Для снижения воздушного шума от энергетического оборудования применяют звукоизолирующие кожухи [1, 2], состоящие из каркаса, обшитого шумоизолирующими панелями. Более того, кожух является дополнительной защитной преградой при возникновении нештатных или аварийных ситуаций.

В качестве шумоизолирующих панелей предлагается использовать гибкие сетчато-пластинчатые звукоизолирующие панели с закреплёнными на них звукопоглощающими матами.

Конструкция панелей защищена патентами Российской Федерации [3, 4, 5]. Сущность изобретения заключается в том, что звукоизолирующая панель выполнена в виде слоистой конструкции из материалов с различными физико-механическими свойствами. Квадратные металлические пластины установлены с двух сторон на металлической сетке, обложенной несколькими слоями базальтовой ткани. Боковые поверхности пластин имеют скосы или скруглены, между ними имеется зазор, что в совокупности обеспечивает гибкость панели в двух взаимно-перпендикулярных направлениях. Вся многослойная конструкция скрепляется с помощью винтов или заклёпок через отверстия в пластинах.

Новые панели обеспечивают эффективную изоляцию шума при исключении звуковых резонансов, позволяют их закрепить на криволинейной поверхности каркаса, при этом имеют небольшую толщину. В панелях применён негорючий материал с высоким коэффициентом звукопоглощения, способный работать при температуре до 800°С. Внешний вид гибкой сетчато-пластинчатой панели (без звукопоглощающего мата) приведён на рис. 1.

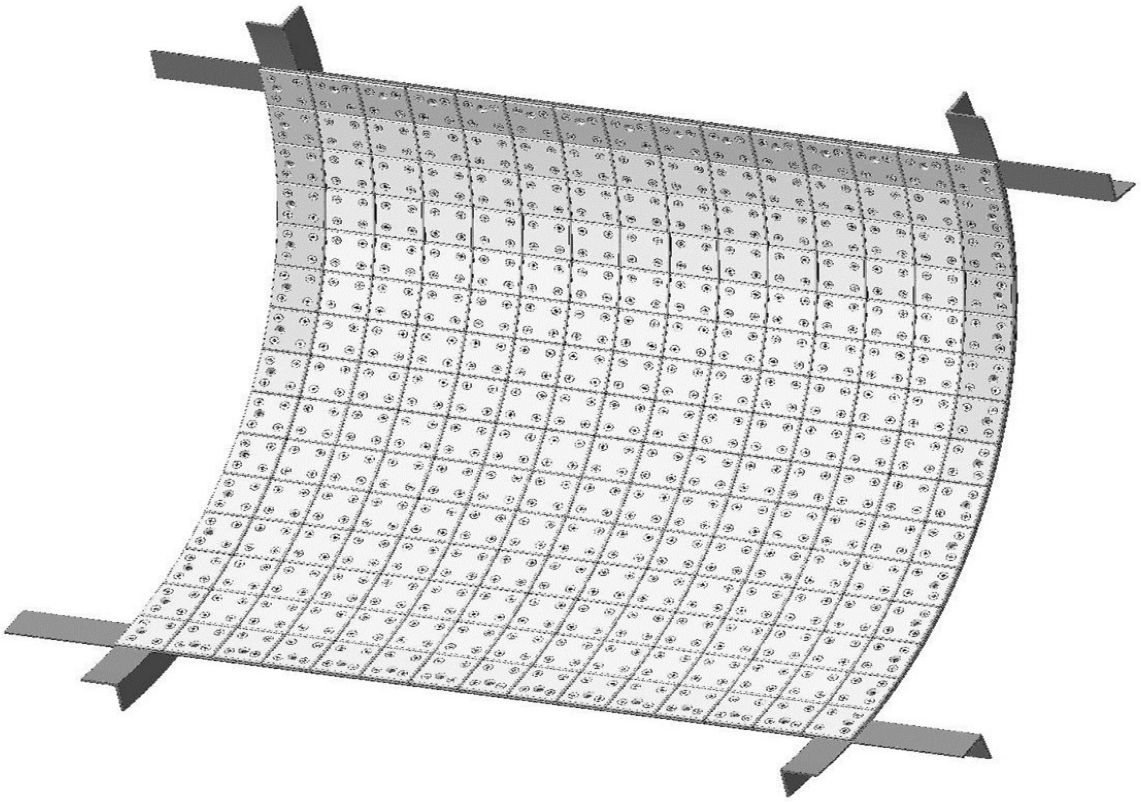


Рис. 1. Внешний вид гибкой сетчато-пластинчатой панели (без звукопоглощающего мата), установленной на каркасе кожуха

Как показано в [2], спектральные уровни шума в зоне паровой турбины и в зоне электрического генератора имеют высокую интенсивность на низких частотах (70-80 дБ, до 100 Гц) и содержат тональные составляющие большой величины (до 110 дБ). Это обуславливает необходимость отстройки от резонансов панели, а также применения средств поглощения звука, причем не резонансного типа.

Звукопоглощающий мат выполнен из базальтовой ваты, обшитой базальтовой тканью. Этот материал является экологически чистым: не содержит органических соединений, канцерогенных и токсичных веществ (в отличие, например, от минеральной ваты). Изделия из базальтового волокна устойчивы к воздействию температуры и не поддерживают горение, и потому обеспечивают пожаробезопасность и длительный срок эксплуатации. Благодаря высокой термостойкости панели сохраняют звукоизолирующую эффективность при значительном нагреве оборудования, в случаях опасности возгорания. Гибкость панелей позволяет проводить монтажные работы в труднодоступных местах.

Каркас кожуха должен быть достаточно жесткой несущей рамой, которая устанавливается на виброизолирующих опорах.

В качестве виброизолирующих опор предлагается использовать резинометаллические амортизаторы (рис. 2) либо пневматические резинокордные амортизаторы различных типов (определяется проектом): рукавные, подушечные, диафрагменные. Основное достоинство таких амортизаторов заключается в высокой нагрузочной способности (до 100 т) при низкой резонансной частоте.

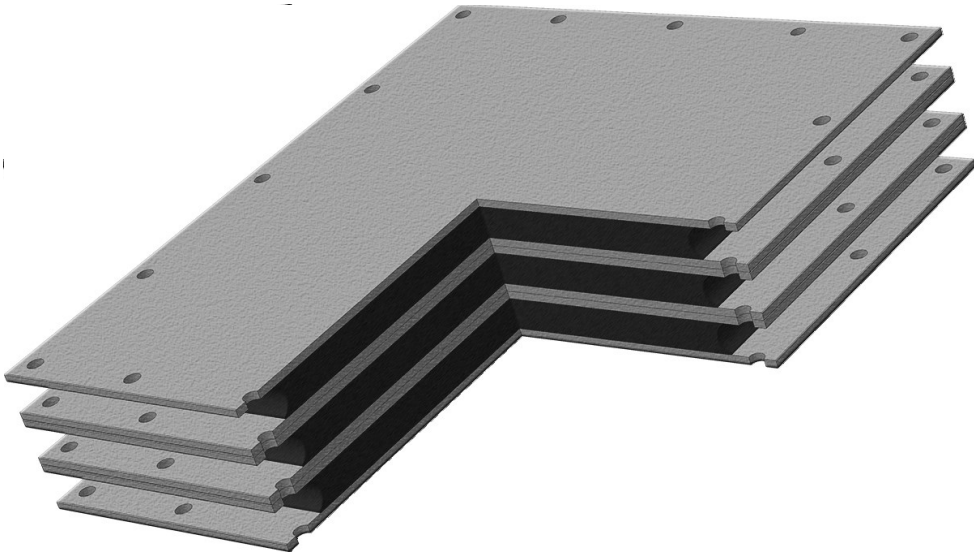


Рис. 2. Внешний вид резинометаллического амортизатора типа АРП

Для подведения коммуникаций к энергетическому оборудованию предусмотрены специализированные узлы прохода, не снижающие эффективность изоляции шума панелью.

Для изоляции шума и вибраций, распространяющихся по трубопроводам, необходимо применять виброизолирующие гибкие вставки. В качестве виброизолирующих гибких вставок могут использоваться резинокордные патрубки, как рукавного, так и гофрового типа. Патрубки могут быть исполнены с прямой и с дуговой осью. Пример виброизолирующих гибких вставок изображены на рис. 3.

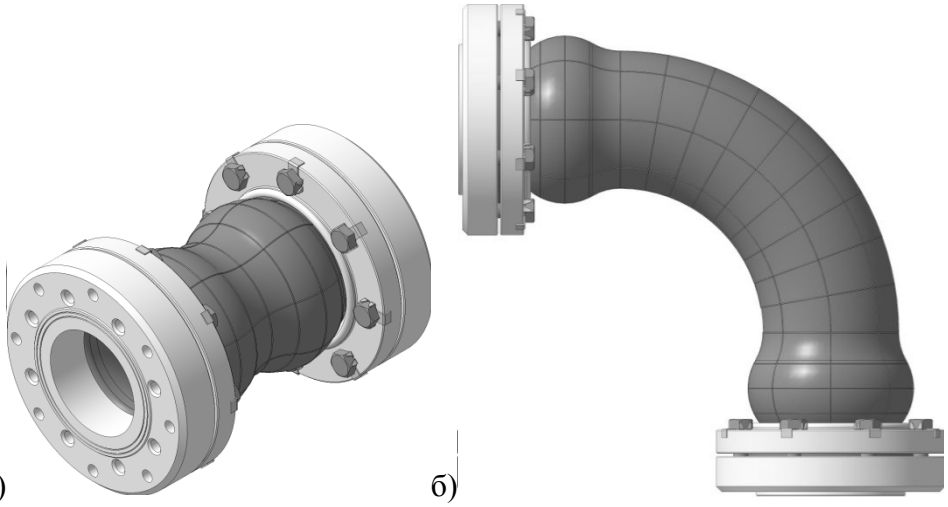


Рис. 3. Внешний вид виброизолирующих гибких вставок: а – патрубок резинокордный двухгофровый с прямой осью, б - патрубок резинокордный двухгофровый с дуговой осью

Таким образом, комплексное решение задачи снижения уровней шума и вибрации энергетического оборудования позволяет относительно быстро добиться эффективной защиты от воздействия вредных производственных факторов.

В ФГУП «ФНПЦ «Прогресс» накоплен большой опыт проектирования и изготовления сложных изделий. Симбиоз науки и производства, складывающийся десятилетиями, позволяет предлагать комплексные и эффективные решения по снижению шума и вибраций, которые отвечают современным высочайшим требованиям.

Список литературы

1. *Боголепов, И. И.* Промышленная звукоизоляция / И. И. Боголепов – Л. : Судостроение, 1986. – 368 с. : ил.
2. Борьба с шумом стационарных энергетических машин / Ф. Е. Григорьян, Е. И. Михайлов, Г. А. Ханин, Ю. П. Щевьев – Л. : Машиностроение, 1983. – 160 с. : ил.
3. Пат. 2340478 Российская Федерация, МПК7 B 60 R 13/08, G 01 K 11/16. Панель звукоизолирующая / Зубарев А. В., Трибельский И. А., Адонин В. А., Малютин В. И. ; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное унитарное предприятие «Научно-производственное предприятие «Прогресс». – № 2007131186/11; заявл. 15.08.2007; опубл. 10.12.2008, Бюл. № 34. – 8 с. : ил.
4. Пат. 2457123 Российская Федерация, МПК7 B 60 R 13/08. Панель звукоизолирующая и способ её изготовления / Трибельский И. А., Адонин В. А., Бобров С. П., Денисов В. Д., Бохан В. В., Гидион В. А. ; заявитель и

патентообладатель Федеральное государственное унитарное предприятие «Научно-производственное предприятие «Прогресс». – № 2011113321/11; заявл. 06.04.2011; опубл. 27.07.2012, Бюл. № 21.

5. Пат. 2588410 Российская Федерация, МПК7 B 60 R 13/08. Панель звукоизолирующая и способ её изготовления / Адонин В. А., Зубарев А. В., Романюк Д. А., Зелов А. Ф. ; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное унитарное предприятие «Научно-производственное предприятие «Прогресс». – № 2015116232/11; заявл. 28.04.2015; опубл. 27.06.2016, Бюл. № 18.

Шум в нестационарных процессах трения

Сергиенко В.П., Бухаров С.Н., Кудина Е.Ф., Чукарин А.Н., Сычев А.П.

Аннотация: В работе анализируется проблема повышенной виброакустической активности узлов нестационарного трения, в первую очередь, тормозов и трансмиссий машин. Показано, что при разработке и выборе современных фрикционных материалов учитывается более 20 параметров, в том числе, плотность, теплостойкость, прочность (на растяжение, на сжатие, на изгиб, на сдвиг), технологичность, экологичность, склонность к визгу и др. Уровень вибрации и шума определяется 2 – 3 факторами, зависящими от состава фрикционного материала. Рассмотрены теоретические и экспериментальные методы исследования различных виброакустических эффектов при нестационарном трении твердых тел, а также существующие подходы к их устранению. Показано, что получить оптимальную фрикционную пару, в частности, создать фрикционный материал со сбалансированным составом в отношении склонности к вибрации, шуму и комплексом эксплуатационных параметров является наиболее трудноразрешимой задачей фрикционного материаловедения. Высокая затратность разработки определяется тем, что первоочередным критерием выбора материалов пары трения являются фрикционно-износные характеристики, которые оптимизируются в ходе серий лабораторных и стендовых испытаний. И только на заключительных этапах стендовых и ходовых испытаний оценивается склонность узла к вибро- и шумообразованию.

Ключевые слова: *трение, шум, вибрация, NVH-характеристики, тормоз, фрикционный композит*

Введение. Виброакустические характеристики машин относятся к числу основных факторов, определяющих их конкурентоспособность. Шум, генерируемый при фрикционном взаимодействии, как следствие колебательных процессов (вибраций), особенно при нестационарных режимах трения, является одной из наиболее трудноразрешимых проблем снижения шумов в транспортной индустрии [1,2].

К узлам нестационарного трения относятся узлы, в которых условия на фрикционном контакте значительно изменяются в процессе трения, например, скорость, нагрузка, температура, физико-механические и фрикционно-износные свойства трущихся материалов. Нестационарный процесс трения характеризуется изменением во времени хотя бы одного из указанных параметров, влияющих на условия фрикционного контакта. К наиболее распространенным узлам нестационарного трения относятся тормозные устройства и муфты сцепления. Нежелательные виброакустические эффекты, такие как визг и скрип тормозов, возникают в результате диссипации механической энергии при торможении. При этом несмотря на то, что основная часть механической энергии преобразуется в тепловую, другая часть идет на возбуждение вибрации, в том числе, в звуковом диапазоне частот, что приводит к возникновению шума, слышимого людьми, находящимся в транспортном

средстве. Например, современный легковой автомобиль массой 1500 кг при движении со скоростью 100 км/ч имеет кинетическую энергию 600 кДж. Наименьшая возможная дистанция для торможения составляет около 40 м. При постоянном замедлении время торможения составляет 2,9 с. Таким образом, средняя мощность, выделяемая за одно торможение составит 206 кВт, а максимальная мощность в начале торможения - 412 кВт. Приблизительно 80% этой энергии рассеивается передними тормозами. Максимальная энергия, приходящаяся на одну тормозную колодку составляет 82 кВт, что сопоставимо с мощностью двигателя. По имеющимся оценкам [3], даже одна миллионная часть энергии торможения, преобразованная в звуковую (звуковая мощность 0,012 Вт) является воспринимаемой оператором машины. Максимальные величины звуковой энергии при торможении сопоставимы по звуковому воздействию, например с автомобильным клаксоном (уровень звука 110-118 дБА).

Вибрационные и шумовые характеристики узлов нестационарного трения. Принято выделять NVH-характеристики тормозных узлов (от англ. noise — шум, vibration — вибрация, hardness — жесткость), представляющие собой их вибрационные и шумовые характеристики. Как показано на рис. 2, NVH-характеристики узла трения определяются совокупностью трех основных составляющих: источника, пути распространения и излучателя. В узлах трения источником главным источником шума является фрикционное взаимодействие трущихся поверхностей (тормозного диска и фрикционной накладки). Таким образом, трение и характеристики фрикционного материала всегда играют первостепенную роль в процессах возбуждения вибрации и шума. Вместе с тем, результирующая виброакустическая активность определяется комплексным взаимодействием подвески автомобиля и конструктивных элементов тормозной системы (фрикционной накладки, тормозного диска, суппорта и т. д.), представляющих собой путь распространения вибрации от источника (пары трения), эффективностью передачи и излучательной способностью [3-5].

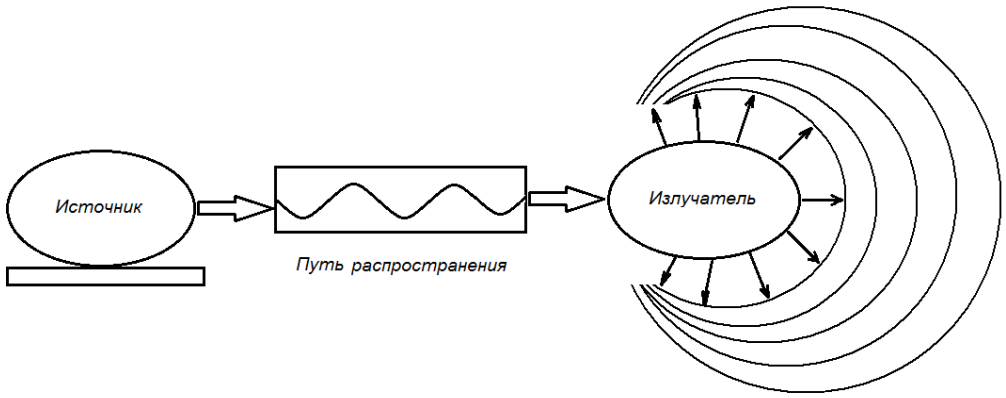


Рис. 1. Основные составляющие, определяющие NVH-характеристики узлов трения

Традиционно шум и вибрацию тормозов классифицируют по доминирующим для каждого явления частотам [5,6]. Согласно общепринятой

частотной классификации (рис. 2), колебательные процессы, частоты которых лежат ниже некоторого определённого порога (100, 500 или 1000 Гц) относят к низкочастотным. Виброакустические явления с частотами выше этого порога (включая «визг») называют высокочастотным шумом. В низкочастотной области принято выделять два принципиально различных типа вибрации, а именно, вынужденную вибрацию (*judder*) и «скрип» (*groan*), а также связанный с этими явлениями структурный шум. Как правило, частота вынужденной вибрации ниже, чем у скрипа, а у скрипа ниже, чем у визга. Однако на практике частотные диапазоны вынужденной вибрации и скрипа могут перекрываться в области 400 – 500 Гц. В любом случае, вынужденную вибрацию достаточно легко распознать, поскольку её частота пропорциональна скорости движения автомобиля, в то время как частота визга от скорости не зависит.

В отличие от скрипа, возникающего в результате определённого вида статико-кинетических фрикционных характеристик, вынужденная вибрация вызвана изменениями сил трения неавтоколебательного характера: вынужденными колебаниями силы трения из-за геометрического несовершенства поверхностей пары трения (вследствие биения, неравномерного износа, пленок переноса и термоупругой нестабильности), а также неравномерности фрикционных свойств по площади трения тормозного диска. Визг, с другой стороны, является результатом динамической неустойчивости тормозной системы, связанной с резонансными характеристиками элементов тормозной системы.

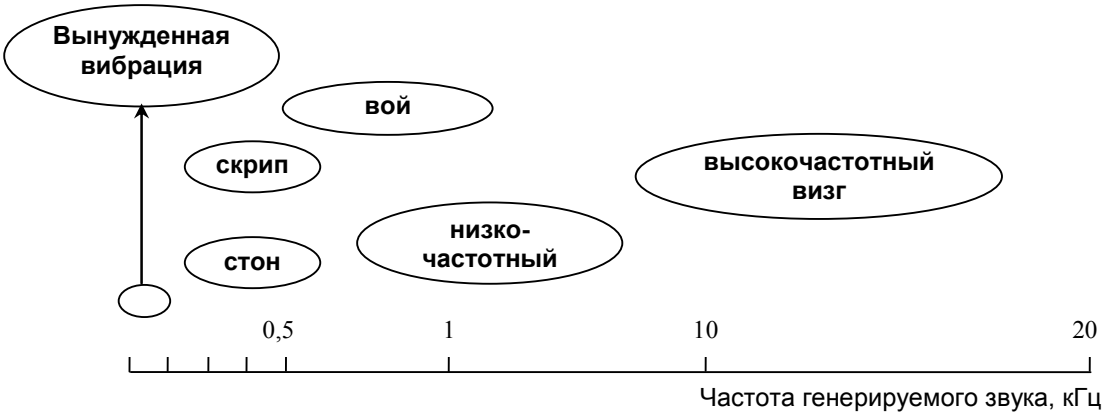


Рис. 2. Частотный диапазон различных виброакустических эффектов, возникающих в тормозных устройствах и трансмиссиях машин

Методы исследования вибрации и шума при нестационарных режимах трения. Для изучения вибрации и акустического излучения, возникающих в результате функционирования фрикционных узлов машин, используются экспериментальные и теоретические методы. Экспериментальные исследования включают ходовые и стендовые испытания, теоретические заключаются в аналитическом и численном моделировании вибрационных и акустических процессов.

Для получения достоверных и воспроизводимых данных по вибрации и шуму тормозных систем при воздействии различных внешних факторов проводят ходовые испытания автомобилей. При проведении ходовых испытаний оценивают характеристики, которые затем используют для определения источника, частоты, длительности и переменных составляющих вибрации и шума [2]. Разработанные расчетно-экспериментальные методы позволяют отличать тормозной шум от внешнего шума. Важно оценить, какие элементы тормозной системы являются источником шума и определить спектры (частоты и уровни) вибрации и шума. Необходимо установить влияние температуры, давления, скорости и прочих факторов на виброакустическую активность пар трения в тормозных системах. На рис. 3 представлены результаты ходовых испытаний, описывающие все случаи возникновения тормозного шума во взаимосвязи с температурой поверхности трения.

Данные ходовых испытаний более достоверны, но ограничены по числу контролируемых характеристик, которых недостаточно для решения задач оптимизации по выбору материалов пары трения и совершенствования конструкции узла в целом. Это обусловлено различными факторами, например, вариацией коэффициента сцепления колес с дорожным покрытием вследствие изменения метеоусловий, стилем вождения или условиями движения автомобиля [7,8].

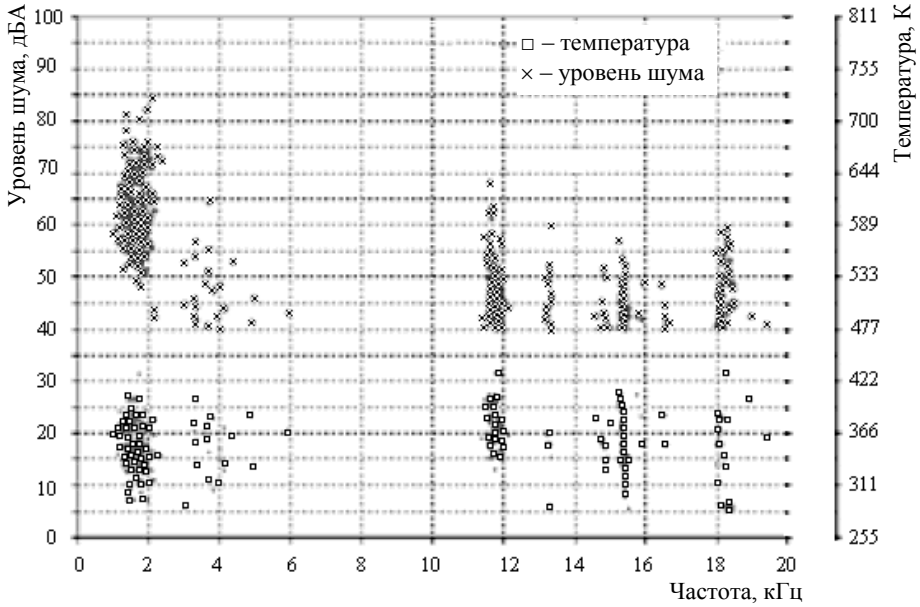


Рис. 3. Визуализация данных ходовых испытаний по шуму и температуре тормозов

Стендовые испытания проводят, когда имеется достоверное статистическое описание поведения автомобиля на дороге. Для испытаний используют два основных типа стендов: инерционные и тяговые [1, 2, 7]. В инерционных стендах кинетическая энергия, накопленная инерционной массой, рассеивается одним или несколькими тормозными устройствами. Проблема использования инерционных стендов заключается в моделировании

воздушного охлаждения тормоза и обеспечения точности акустических измерений. Тяговый стенд включает коробку передач и двигатель для достижения высокой перегрузочной способности по крутящему моменту. Стенд может поддерживать заданные скоростные и нагрузочные режимы, включая моделируемые условия торможения. Тяговые стенды изначально разрабатывались для виброакустических испытаний, поэтому они размещаются в акустической камере больших размеров и имеют принудительное охлаждение. Их преимущество по сравнению инерционными стендами состоит в том, что они дают возможность проводить испытания всей подвески автомобиля и более адекватно моделировать воздушное охлаждение тормозов.

В последнее время ведутся интенсивные работы по созданию расчётных методов для моделирования низкочастотной вибрации, однако эти методы ещё настолько не совершенны, что не позволяют получать адекватные экспериментальным результаты. Кроме того, при исследовании низкочастотного шума требуется учитывать не только частотные характеристики элементов тормозной системы, но и подвески в целом, включая взаимодействие шин с дорожным покрытием. В области низкочастотной вибрации подходы к моделированию только обозначены [9-11]. Более широкое развитие и применение расчётные методы получили при исследовании и прогнозировании высокочастотных виброакустических явлений в тормозных системах. Разработанные математические модели тормозов различной конструкции позволяют исследовать динамику высокочастотных колебаний (визг, стон) при нестационарном трении и осуществлять предварительный подбор конструктивных параметров пары трения и узла в целом [12, 13].

Традиционным аналитическим методом в изучении высокочастотного шума является расчётный модальный анализ, включающий нахождение комплексных собственных чисел и пространственную визуализацию форм колебаний, соответствующих всем потенциально неустойчивым состояниям системы (модам) [14-16]. В настоящее время развитие получают методы анализа нестационарных процессов, позволяющие, в отличие от модального анализа, изучать переходные процессы с учётом зависящих от времени факторов [16-18]. Поскольку тормозная система и её компоненты обладает сложной формой и многими степенями свободы, для эффективной реализации каждого из указанных походов широко используется метод конечных элементов [19,20]. При прогнозировании виброакустических характеристик тормозных систем решающая роль отводится модельному эксперименту в совокупности с численными методами.

Подходы к снижению шума. Виброакустическая активность узлов нестационарного трения обусловлена большим разнообразием факторов, которые с точки зрения применяемых подходов к её устранению, можно разделить на две основные группы: трибологические и конструктивные [1,6]. К трибологическим факторам относят нестабильность сил трения на поверхности раздела трущихся твёрдых тел из-за релаксационных фрикционных

автоколебаний [21] или геометрического несовершенства трущихся поверхностей [22], зависимости коэффициента трения от контактного давления и его распределения на поверхности трения [23] или отрицательного градиента коэффициента трения как функции от скорости скольжения [24]. Конструктивные факторы, включающие геометрию, упругие и демпфирующие характеристики элементов тормозной системы, внутренних и внешних связей, определяют динамические свойства тормозной системы как комплексное взаимодействие всех её элементов. Динамическая неустойчивость, обусловленная конструктивными факторами, главным образом, связана с явлением взаимодействия мод [25]. На практике необходимо учитывать, какой из механизмов является доминирующим в конкретной системе.

В практике машиностроения применяют разнообразные методы снижения и устранения фрикционных автоколебаний и связанной с ними виброакустической активности фрикционных систем. Их можно разделить на две основные группы: методы улучшения триботехнических характеристик пар трения и методы улучшения упруго-диссипативных характеристик фрикционных узлов в целом. Снижение фрикционных автоколебаний до некоторого уровня, обусловленного главным образом особенностями конструкции конкретного узла трения, достигается методами обоих групп, полное устранение – методами первой группы [1].

Для снижения низкочастотных звуковых колебаний тормозных систем используют листовые вибропоглощающие материалы, которые размещают между тормозной колодкой и торцом тормозного цилиндра. Для уменьшения высокочастотных составляющих шума изменяют либо характеристики тонкостенных элементов конструкции, либо применяют демпфирующие покрытия тонкостенных элементов узла трения, снижая тем самым высоту резонансных пиков. Подобрать оптимальные покрытия возможно на основе расчета собственных частот и форм колебаний, или используя экспериментальные данные по спектральным характеристикам вибрации и звукового излучения тормозной системы. Однако использование этих покрытий также как и внесение конструктивных доработок связано со значительным повышением стоимости готовых изделий [26].

Создание широкого класса фрикционных материалов со стабильным в рабочем диапазоне скоростей скольжения и температур коэффициентом трения, хорошими теплофизическими характеристиками и высокими антискачковыми и демпфирующими свойствами является наиболее перспективным направлением в борьбе с шумом тормозных систем. При этом, как показано на рис. 4, задача разработки фрикционного материала одной из сложнейших [3]. Состав и структура фрикционного материала должны быть оптимизированы, в первую очередь для удовлетворения всем требованиям фрикционной эффективности (в соответствии с действующими стандартами), износостойкости, изнашиванию тормозного диска, в том числе, неравномерному и волнообразному, чувствительности тормозной педали, расстоянию до полной остановки,

образованию пыли, шуму и вибрации. Любое изменение фрикционного материала, улучшающее один из указанных параметров, как правило, приводит к ухудшению одного или более других важных параметров.

Рис. 4. Важнейшие параметры, учитываемые при разработке фрикционного материала

Активное шумоподавление тормозного шума. Системы активного шумоподавления (Active Noise Control, Active Noise Cancellation, Active Noise Reduction) относятся к современным высокотехнологическим разработкам, нашедшим широкое применение в различных технических устройствах. В автомобилях такие системы применяются с 2003 г. и предназначены, в первую очередь, для подавления шума в салоне автомобиля от работы двигателя, выпускной системы, трансмиссии, системы отключения цилиндров, что позволяет снизить уровень низкочастотного шума на 5-12 дБ. Этим достигается уровень акустического комфорта, сопоставимый с автомобилями "премиум-класса". Сущность активного шумоподавления в салоне автомобиля состоит в воспроизведении аудиосистемой (специальной или штатной) акустических сигналов в противофазе к шуму.

В тормозных системах активное шумоподавление реализуется путем создания внешнего вибрационного воздействия (гармонической силы) на тормозную колодку с частотой выше частоты подавляемого шума. В обычном дисковом тормозе гармоническая сила создается пакетом пьезоэлектрических элементов, размещенных в корпусе поршня тормозного цилиндра. Гармоническая сила воспроизводит малые отклонения от среднего значения силы прижатия колодки к тормозному диску. Высокочастотные колебания, генерируемые системой активного шумоподавления, практически не воспринимаются органами слуха и осязания, поскольку используются частоты ультразвукового диапазона. В ряде случаев, активное шумоподавление позволяет не только снизить уровень высокочастотного тормозного шума, но и предотвратить его возникновение. Этим обусловлена перспективность

разработки и создания интегрированных тормозных систем, обеспечивающих бесшумную работу этих механизмов.

В рассмотренной системе активного шумоподавления (dither control) требуется наличие возбудителя (актуатора) для наложения флуктуационной силы, встроенного в корпус поршня тормозного цилиндра, как показано на рис. 5. Возбудитель цилиндрической формы, выполненный из многослойной пьезокерамики, опирается одним из торцов на металлическое основание тормозной колодки, другим - на закрытый конец (дно) полого корпуса поршня тормозного цилиндра (суппорта). В такой конструкции возбудитель создает нормальные к поверхности тормозного диска колебания (флуктуации) тормозной колодки, что создает соответствующие колебания сил трения.

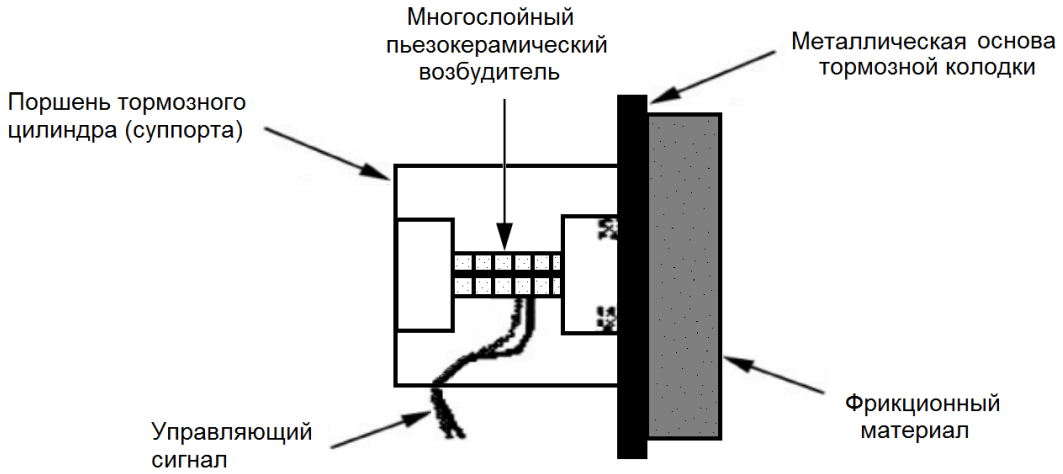


Рис. 5. Устройство активного шумоподавления в тормозной системе

Для формирования управляющего сигнала, подаваемого на возбудитель, используются генератор с усилителем и согласующий трансформатор для передачи максимальной мощности на емкостную нагрузку пьезоэлементов возбудителя. На рис. 6 (*а*) представлен спектры звукового давления, создаваемого дисковым тормозом при наличии высокочастотного шума и отключенной системой активного шумоподавления [3].

Наиболее выраженная компонента спектра, ответственная за слышимый визг тормоза наблюдается на частоте 5,6 кГц. Кроме того, в спектре имеются гармоники на кратных 5,6 кГц частотах: 11,2 кГц, 16,8 кГц и 22,4 кГц. Тем не менее, они не вносят существенного вклада воспринимаемый шум, поскольку их УЗД ниже основной компоненты более 20 дБ. Как показано на рис. 6 (*б*), при подаче на вход пьезовозбудителя управляющего сигнала происходит подавление нежелательных компонент, отвечающих за визг: основной компоненты на частоте 5,6 кГц и всех её гармоник. Образованная в результате перераспределения энергии компонента на частоте 20 кГц лежит на границе ультразвукового диапазона и при уровне 60 дБ практически не воспринимается органами слуха и осязания человека.

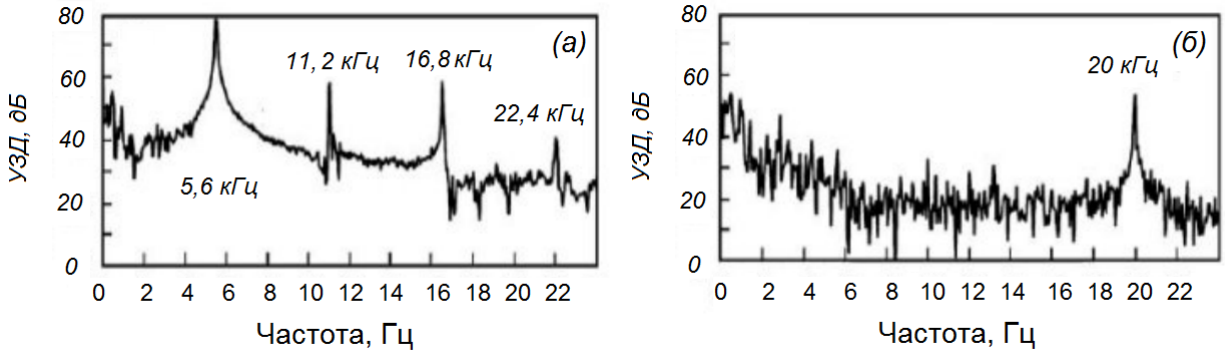


Рис. 6. Спектры уровней звукового давления (УЗД) в тормозной системе с активным шумоподавлением: система шумоподавления выключена (*а*); система шумоподавления включена (*б*)

Следует отметить, что одним из ограничений, накладываемых на широкое применение в тормозных механизмах систем активного шумоподавления, построенных на основе пьезоэлектрических преобразователей, являются требования к температурному режиму работы. Это ограничение связано с физическими свойствами пьезокерамических материалов: процесс торможения всегда сопровождается повышением температуры, в результате которого преобразовательные свойства и КПД пьезопреобразователей уменьшаются, а при достижении температуры Кюри - полностью исчезают, в виду необратимых процессов, происходящих в пьезоэлектрическом материале [27].

Заключение. Снижение уровня вибрации и шума во фрикционных узлах является одним из основных направлений улучшения безопасности эксплуатации, повышения качества и конкурентоспособности мобильных машин. Существующие в настоящее время экспериментальные методики определения NVH-характеристик тормозов, сбора и анализа данных, а также методы моделирования виброакустических процессов, протекающих на фрикционном контакте, позволяют получить материаловедческие и конструкторские решения, направленные на снижение вибрации и шума в тормозных системах машин. Обоснованные и адекватные численные решения задач прогнозирования и минимизации вибрации и тормозного шума получают в результате:

- системного подхода к решаемой проблеме;
- использования соответствующих методов для заданной проблемы (вынужденная низкочастотная вибрация, скрип, стон, визг);
- тщательной интерпретации результатов испытаний и моделирования.

К числу перспективных конструкторских решений следует отнести разработку и создание интегрированных тормозных систем, обеспечивающих бесшумную работу этих механизмов за счет активного шумоподавления.

Создание широкого класса фрикционных материалов со стабильным в рабочем диапазоне скоростей скольжения и температур коэффициентом трения, хорошими теплофизическими характеристиками и высокими антискачковыми и

демпфирующими свойствами является наиболее перспективным направлением в борьбе с шумом тормозных систем. Однако задача разработки фрикционного материала с таким комплексом свойств остается одной из сложнейших.

Работа выполнена при поддержке Белорусского республиканского фонда фундаментальных исследований (грант Т15-102).

Список литературы

1. *Сергиенко В.П.* Вибрация и шум в нестационарных процессах трения / В.П. Сергиенко, С.Н. Бухаров. – Минск: Белорусская наука, 2012. – 348 с.
2. *Thompson J. Brake NVH*: Testing and Measurements. SAE International, 2011, 156 p.
3. *Glišović J., Miloradović D*. Eliminating brake noise problem/ Mobility & Vehicle Mechanics, Vol.36, 2010, No.3, p. 37-51.
4. *Shih-Wei Kung et al*. Modal participation analysis for identifying brake squeal mechanism // Proc. 18th Brake Colloquium. — San-Diego. — 2000, 75—79.
5. Brake Noise, Vibration, and Hardness: Technology Driving Customer Satisfaction [Electronic resource]. — http:// www.akebonobrakes.com
6. *Sergienko V.P., Bukharov S.N., Kupreev A.V.* Noise and vibration in brake systems of vehicles. Part 1: Experimental procedures (review)// Journal of Frction and Wear. V29, N3/2008. P. 234 – 241.
7. *Vadari V., Albright M., Edgar D*. An introduction to brake noise engineering // Sound and Vibration [Electronic resource]. —www.roushind.com
8. *Mahajan S., Hu Y.-K., Zhang K*. Vehicle disc brake squeal simulations and experiences // SAE Paper 1999-01-1738
9. Thermal Judder // Eurac technical bulletin 00034056 // [Electronic resource]. – Mode of access: www.eurac-group.com/documents/thermaljudder.doc
10. *Hodges T., Dengosch F.J*. Entwicklung einer Methode zur Untersuchung von Bremsen-Kaltrubbeln // Automobilitechnische Zeitschrift 103 (2001)1, pp. 70-72
11. *Barber J.R*. Frictionaly-excited thermoelastic instability (TEI) // [Electronic resource]. – Mode of access: http://www-personal.engin.umich.edu/~jbarber/TEI.html
12. *Погосян А.К., Макарян В.К., Гагян Г.С.* Расчет виброустойчивости фрикционных пар дисково-колодочных тормозных устройств машин // Трение и износ.– 1991.– Т. 12, № 2.– С. 225–231.
13. *Чичинадзе А.В., Браун Э.Д., Геккер Ф.Р*. и др. Моделирование узлов трения на примере многодисковых тормозов авиационных колес // Инженерный журнал.– 1998.– № 9.– С. 46-54.
14. *Kung S. W., Dunlap K. B. and Ballinger R. S.* Complex Eigenvalue Analysis for Reducing Low Frequency Squeal // SAE Paper 2000-01-0444, 2000
15. *Chen L.W., Ku D.* Stability of Nonconservatively Elastic Systems Using

Eigenvalue Sensitivity//ASME Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 116, No. 2, pp. 168-172, 1994.
16. *AbuBakar A. R., Ouyang H.* Complex eigenvalue analysis and dynamic transient analysis in predicting disc brake squeal // Int. J. Vehicle Noise and Vibration, Vol. 2, No. 2, 2006, pp. 143-155
17. *Hu Y. K., Nagy L. I.* Brake Squeal Analysis by Using Nonlinear Transient Finite Element Method // SAE Paper 971510, 1997
18. *Hu Y.-K., Mahajan A., Zhang K.* Brake squeal DOE using Nonlinear Transient Analysis // SAE Paper Number 1999-01-1737, 1999
19. *Dihua G., Dondying J.* A Study on Disc Brake Squeal using Finite Element Methods // SAE Paper 980597, 1998
20. *Nack W. V*. Brake squeal analysis by finite elements Brake squeal analysis by the finite element method // Int. J. Vehicle Des., Vol. 23, Nos. 3–4, pp.263–275, 2000
21. *Крагельский И.В., Гитис Н.В.*. Фрикционные автоколебания. М.: Наука, 1987. – 32.
22. *Bakar A., Ouyang H., Siegel J.* Brake Pad Surface Topography Part I : Contact Pressure Distributions // SAE paper 2005-01-3941.
23. *Kim S., Cho S., Yeo T.* A Study on the Effects of Piston and Finger Offset on the Pressure Distribution at Disk Brake Pad Interface // SAE paper 2005-01-0794.
24. *Ouyang H., Mottershead J. E*. Friction-induced parametric resonances in disc: Effect of a negative friction-velocity relationship. Journal of Sound and Vibration, 209(2):251-264, 1998.
25. *Donley M., Chung C.H.* Mode Coupling Phenomenon of Brake Squeal Dynamics // SAE Paper 2003-01-1624.
26. *Abendroth, H*. The integrated test concept: Dyno-vehicle, performance-noise / H. Abendroth, B. Wernitz // SAE Paper 2000-01-2774, 2000.
27. *Хмелев, В.Н.* Система контроля температуры пьезопреобразователей ультразвуковых технологических аппаратов [Текст] / В.Н. Хмелев, Р.В. Барсуков, Д.С. Абраменко, Д.В. Генне, Е.В. Ильченко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий №6/3(60). - 2012. - С.4-7.

Анализ акустической и энергетической эффективности применения полимерного ротора в шестеренном микронасосе

Рекадзе П.Д., Родионов Л.В.
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

rodionov@ssau.ru

Аннотация: Предыдущие исследования показывают возможность замены стальных деталей шестеренного микронасоса на полимерные. Эта замена приводит к экономии на материале и уменьшению шума насоса. Поэтому на испытательном стенде был проведён эксперимент по записи акустических и энергетических параметров микронасоса с полимерным ведущим ротором на разных частотах вращения привода и разных выходных давлениях за микронасосом. Уровни звукового давления были записаны микрофоном, расположенным в трубке, выполненной из вакуумной резины. Проведённый эксперимент показывает, что акустические характеристики микронасоса зависят от материала ротора. Предлагаемые меры по замене металлического ротора на полимерный приводят к уменьшению шума микронасоса на исследуемых режимах. Максимальная акустическая эффективность по эквивалентному уровню составляет 11 дБ.

Ключевые слова: шестеренный насос; полимерный материал; ротор; акустическая эффективность; энергетическая эффективность**.**

Введение

Снижение виброакустической нагруженности [1,2,3,4] технических объектов – актуальная задача для инженеров ввиду повышения вибро- и звукоизлучения объектов и оборудования в результате его постоянного износа, а также жестких требований на предельно допустимые нормы шума [5].

В гидроситеме шестеренчатый насос (НШ) является наиболее виброактивным и звукоизлучающим объектом [6]. В мобильной гидравлике в условиях ограниченного пространства используются НШ малых размеров.

Применение полимерных материалов (ПМ) в элементах НШ как стандартных, так и малых размеров, весьма актуально ввиду следующих преимуществ полимеров над сталью: дешевизны производства, повышенной химической устойчивости, большего коэффициента демпфирования.

В данной работе ротор микронасоса [7] из традиционной стали был заменен на полимерный (из материала PEEK).

С целью получения акустической и энергетической эффективности применения полимерного ротора в микронасосе на разработанном стенде была проведена серия экспериментов.

Обработка и анализ экспериментальных данных

Акустическая эффективность оценивалась по эквивалентному уровню и рассчитывалась как разница звукового давления излучаемого микронасосом с разными компоновками роторов.

Энергетическая эффективность оценивалась коэффициентом полезного действия (КПД), получаемым через регистрируемый мгновенный расход жидкости на различных режимах и рассчитанным в зависимости от частоты вращения вала привода теоретические значения расходов.

Режим испытания формировался комбинацией давления на выходе из насоса и скорости вращения вала привода.

Алгоритм эксперимента:

- Установка скорости вращения вала привода (с помощью частотного преобразования) и выходного давления;
- Регистрация входного, выходного давления и расхода;
- Запись акустических параметров.

Температура гидравлического масла в ходе эксперимента поддерживалась постоянной и равной 25^0С (вязкость-100 сСт).

Используемые сочетания режимов нагрузки микронасоса в эксперименте приводятся в таблице 1.

Таблица 1. **Тестовые режимы**

Параметр	**Значение**			
Скорость вращения *n,* об/мин	1000	1500	2000	2500
Выходное давление P_{out}, бар	3	6	9	12

Схема стенда приведена на Рис. 1.

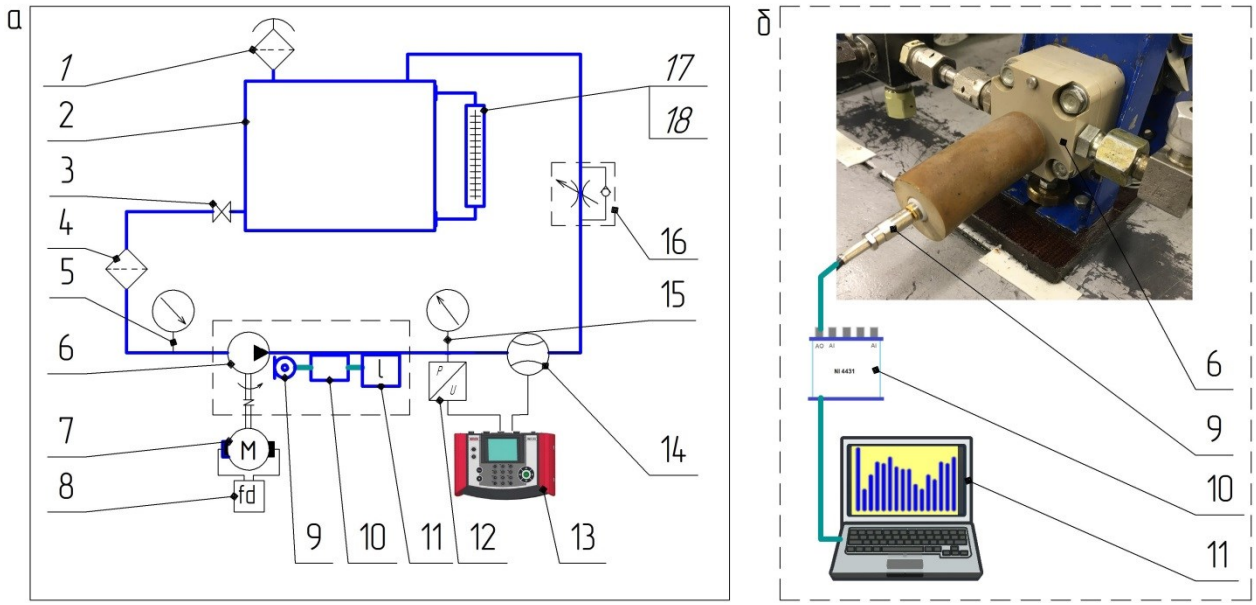


Рис. 1. (а) схема стенда: 1 – воздушный фильтр, 2 – бак, 3 – кран, 4 – фильтр грубой очистки, 5 – вакуумметр, 6 – шестеренный микронасос, 7 – привод, 8 –

частотный преобразователь, 9 – микрофон, 10 – измерительная система, 11 – ноутбук, 12 – датчик давления, 13 – портативный регистратор данных, 14 – расходомер, 15 – манометр, 16 – дроссель с обратным клапаном, 17 – уровнемер, 18 – термометр; (б) схема расположения микрофона

На частоте вращения 1000 об/мин вала привода при 12 бар выходного давления акустические и энергетические данные записать не удалось ввиду больших объемных потерь в насосе.

Предыдущие исследования насоса с роторами из полимерных материалов PEEK, PPS, POM-C и PA показывают, что применение всех четырёх материалов даёт акустический эффект. Уровень звукового давления (УЗД) четырёх компоновок в зависимости от скорости вращения вала привода представлен на Рис. 2. Шум, излучаемый микронасосом с роторами из POM-C оказался ниже остальных на 1-4 дБА.

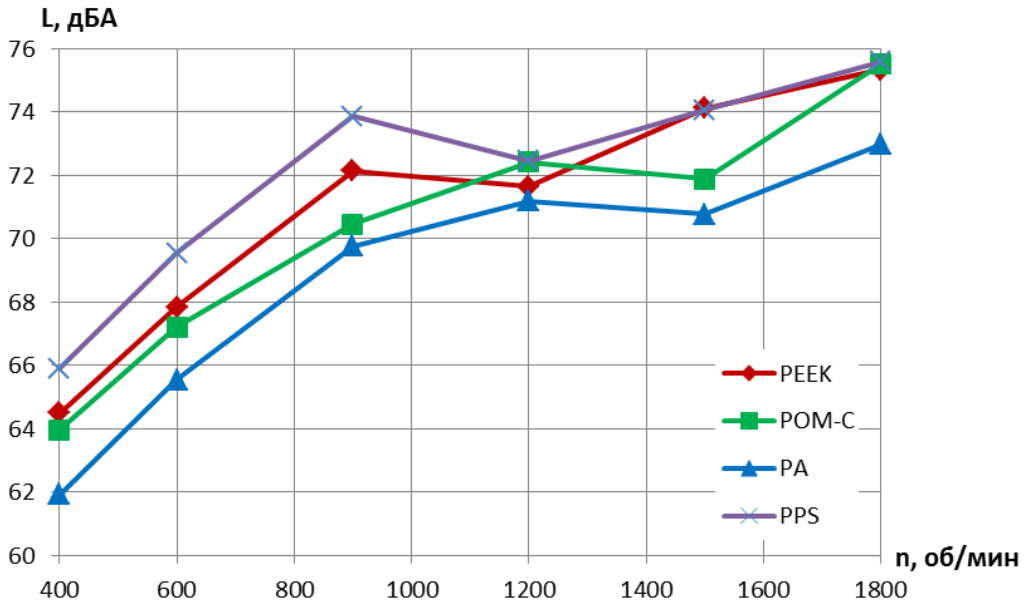


Рис. 2. Эквивалентный уровень шума на различных скоростях вращения вала электродвигателя (P_{out}= 6 бар)

При этом акустическая эффективность других материалов не намного ниже. А материал PEEK обладает более высокими прочностными характеристиками.

Дальнейшие результаты исследования рационально приводить для компоновок с использованием ведущего ротора из PEEK, как наиболее прочного и износостойкого материала при повышенных температурах.

Результаты исследований приведены в виде интегральной акустической эффективности применения пластикового ротора в микронасосе вместо стального:

– на роторной и зубцовых частотах вращения вала насоса при разных давлениях на выходе из насоса (Рис. 3-4);

– в зависимости от оборотов привода насоса (Рис. 5);
– в зависимости от выходного давления насоса (Рис. 6);

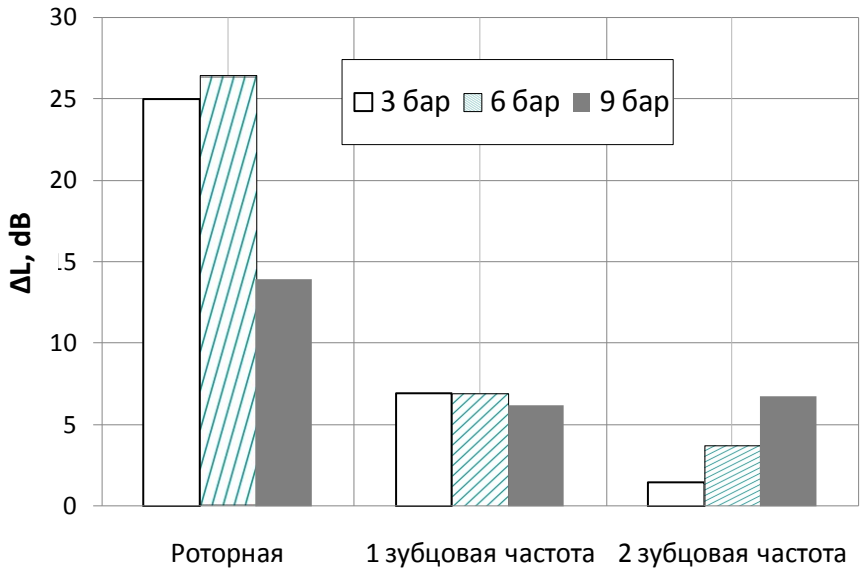


Рис. 3. Акустическая эффективность $\Delta L = f(f_{rot}, f_{1teeth}, f_{2teeth})$ на основных частотах работы насоса при n=1000 об/мин

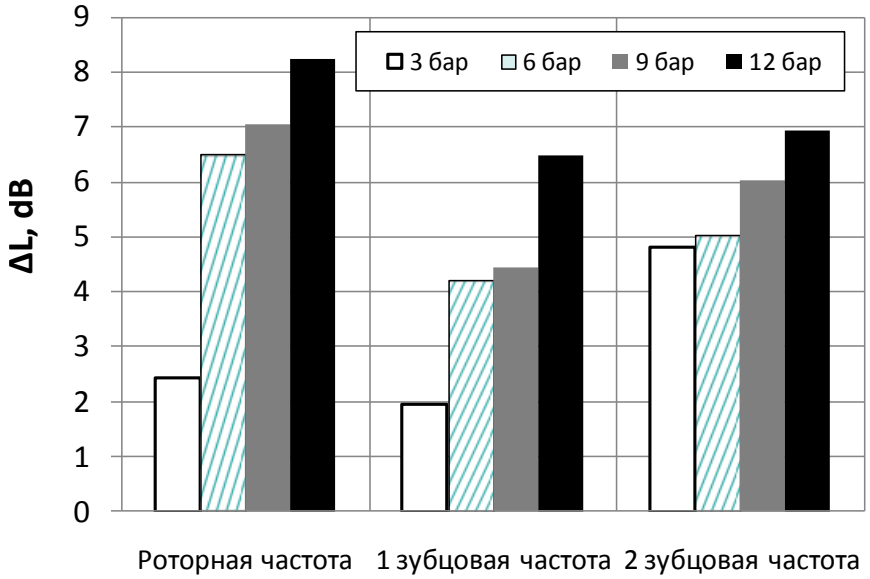


Рис. 4. Акустическая эффективность $\Delta L = f(f_{rot}, f_{1teeth}, f_{2teeth})$ на основных частотах работы насоса при n=2000 об/мин

Роторная частота вращения вала привода рассчитывалась по общеизвестной формуле:

$$f_{rot} = \frac{n}{60}, \quad (1)$$

где *n*-частота вращения вала привода.

Зубцовая частота определялась по формуле:

$$f_{teeth} = k\frac{n \cdot z}{60}, \qquad (2)$$

где k-номер гармоники, z-число зубьев ротора.

Как видно из Рис. 3-4 акустическая эффективность находится в диапазоне 2…27 дБ.

На Рис. 5 и 6 представлена эффективность использования полимерного материала, рассчитанная по эквивалентному уровню:

$$\Delta Leq = Leq_{Ref} - Leq_{PMS} \qquad (3)$$

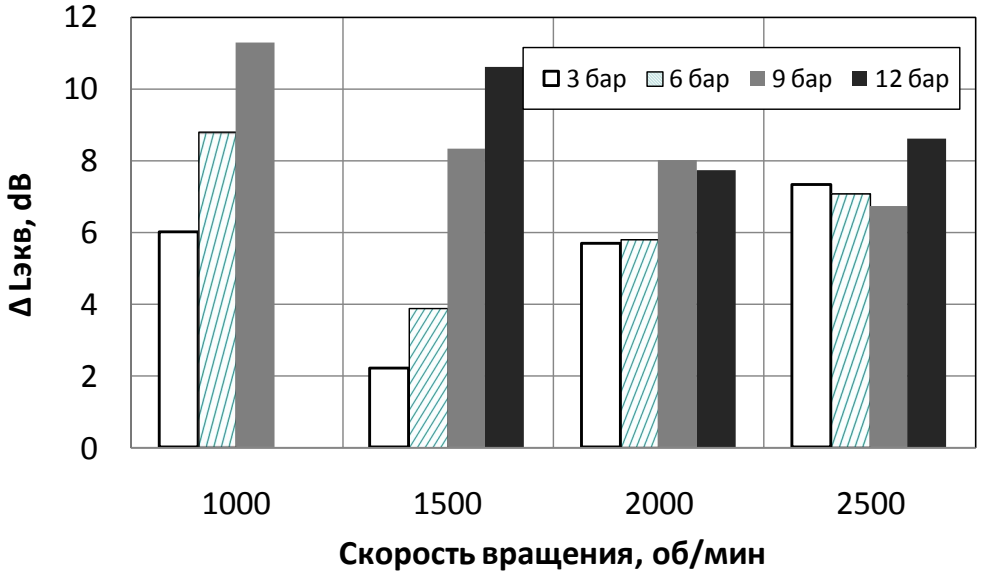


Рис. 5. Акустическая эффективность $\Delta Leq = f(n)$ использования полимерного материала

На Рис. 6 виден рост акустической эффективности применения компоновки "сталь-полимер" с ростом выходного давления (на примере 1000 и 1500 об/мин). На режимах с большими скоростями вращения эффективность имеет тенденцию к спаду.

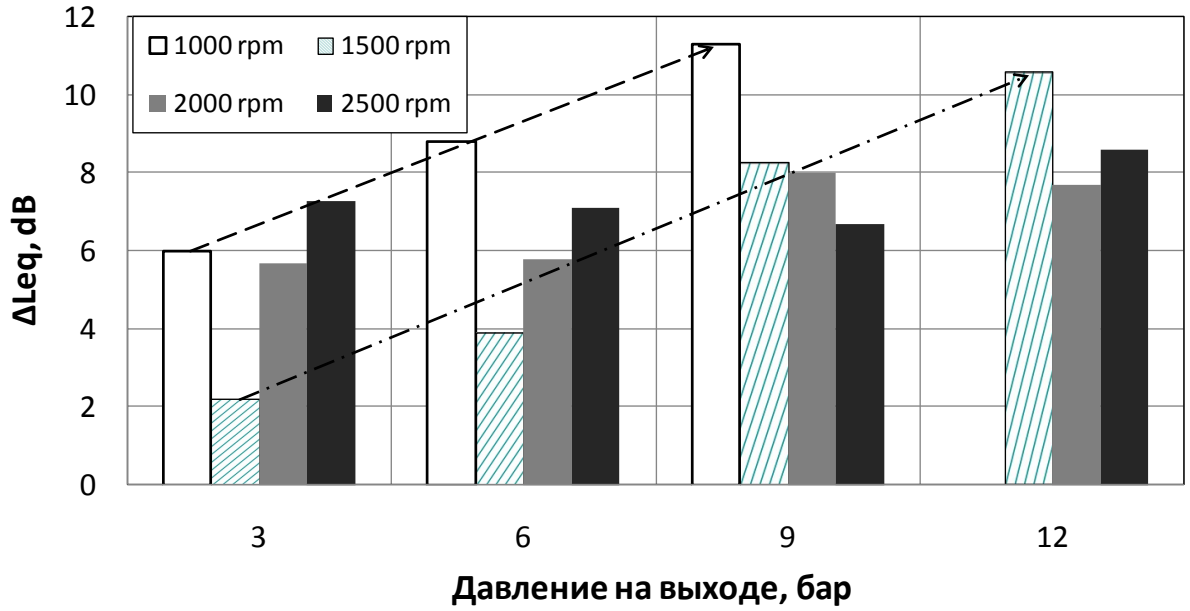


Рис. 6. Акустическая эффективность $\Delta Leq=f(P_{out})$ использования полимерного материала

На режимах с большей частотой вращения увеличение выходного давления незначительно влияет на эффективность.

Помимо акустических характеристик рассчитывался объемный КПД микронасоса.

Механический КПД не учитывался, потому что перепад давления в насосе был небольшой (до 12 бар).

Объемный КПД рассчитывается по общеизвестной формуле (4):

$$\eta_v = \frac{Q_r}{Q_t}, \tag{4}$$

где Q_r и Q_t – действительная и теоретическая подачи насоса.

Для насосов с числом зубьев z = 8…16 [10] при расчете теоретической подачи использована формула:

$$Q = 6{,}5 d_{in} m b n, \tag{5}$$

где d_{in}-начальный диаметр шестерни, m-модуль зацепления, b-ширина зубчатого венца,

На Рис. 7 приведён объёмный КПД для двух компоновок роторов при постоянной температуре и вязкости (T=25^{0}C, ν=100 сСт) перекачиваемой среды на 2500 об/мин.

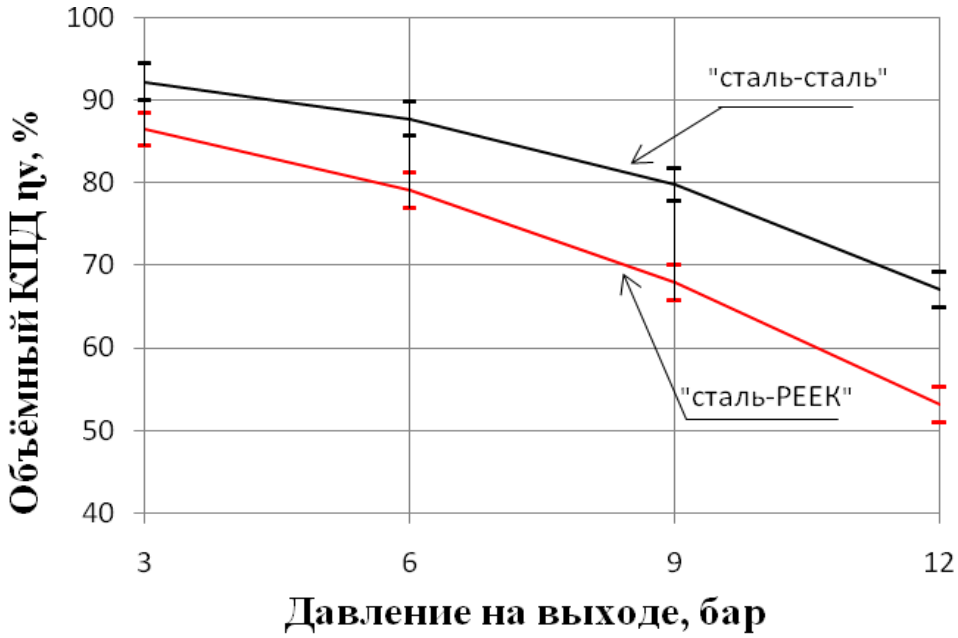


Рис. 7. Объёмный КПД микронасоса на n=2500 об/мин

Анализ объёмного КПД микронасоса на режимах 1000, 1500, 2000 и 2500 об/мин показывает, что КПД на низких оборотах (1000 и 1500 об/мин) описывается более крутой зависимостью, чем на высоких (2000 и 2500 об/мин). Поэтому рационально эксплуатировать насос на возможно большей скорости вращения, ограниченной кавитационным запасом микронасоса.

Для обеспечения полного заполнения межзубовых впадин на входе в насос необходимо выполнение следующих условий: окружная скорость шестерён V не должна превышать 6…8 м/с [9] и абсолютное давление на входе в насос P_{input} должно быть больше 0,3 бар (такое давление необходимо для преодоления противодавления от центробежных сил при вращении шестерён). Окружная скорость рассчитывалась по формуле:

$$V = \pi d_a n, \tag{6}$$

где d_a-диаметр вершин зубьев

Например, на режиме (2500 об/мин-3 бар) окружная скорость вращения шестерён V составляет 0,3 м/с < (6…8) м/с, а абсолютное давление P_{input} на входе в насос составило 0,8 бар > 0,3 бар, то есть оба условия выполняются. Диапазон окружных скоростей шестерён в пределах данного эксперимента на всех режимах составляет 0,3…0,71 м/с (от 1000 до 2500 об/мин), диапазон абсолютных давлений на выходе: 0,97…0,80 бар (от 1000 до 2500 об/мин). Таким образом, условия заполнения межзубовых впадин выполняются на всех режимах эксперимента.

Давление P_{input} не учтено формулой (4) в виде дополнительных утечек в область всасывания [11]. Таким образом, теоретический КПД на Рис. 7 завышен.

Объемный КПД микронасоса (η) при использовании пластикового ротора,

как и ожидалось [12] ниже, чем при использовании стального.

КПД η шестеренных насосов обычно находится в пределах 0,8…0,95 [9]. В данном исследовании η оказался ниже 0,8 при выходном давлении 6 бар. Успешность результатов данной работы подтверждается акустической эффективностью и сохранением КПД [9] для насоса с ротором из ПМ. К примеру, производитель насосов с роторами из PEEK Tuthill серийно выпускает насосы, эквивалентный УЗД которых около 60 дБА при максимальном давлении P_{out}=16 bar. То есть, задача повышения выходного давления насоса является актуальной для данного типа гидромашин с ПМ ротором.

Согласно Т.М. Башта [10] объемный КПД насоса увеличивается с уменьшением доли зазоров, приходящихся на единицу теоретической производительности насоса. То есть, насос меньшей производительности обладает меньшим объемным КПД. По той же причине необходимо выбирать число оборотов насоса максимально большим. Данные выводы подтверждаются экспериментом: η=0,53 и 0,67 при P_{out} =12 bar выходит за рамки ожидаемого η (0,80…0,95) [11], максимум η=0,67…0,92 был получен на самых высоких оборотах эксперимента (n=2500 об/мин) для компоновки "сталь-сталь". Тенденция роста КПД наблюдается и на других оборотах вращения, начиная с n=1000 об/мин, КПД возрастает со средней скоростью $\frac{7{,}5\%}{500 об/мин}$, то есть снижение скорости вращения вала привода, к примеру с 2500 до 2000 об/мин ведёт за собой снижение КПД примерно на 7,5%.

Результаты работы были получены с использованием средств гранта Президента Российской Федерации для государственной поддержки молодых российских ученых (номер гранта МК-1098.2017.8).

Список литературы

1. *Makaryants G.M., Prokofiev A.B., Shakhmatov E.V.* Vibroacoustics analysis of punching machine hydraulic piping // Procedia Engineering. 2015. Vol. № 106, PP. 17-26.
2. *Makaryants G.M., Gafurov S.A., Zubrilin I.A., Kruchkov A.N., Prokofiev A.B., Shakhmatov E.V.* Design methodology of hydrodynamic noise silencer // Proceedings of the 20th ICSV. Bangkok 2013, Vol. 3, PP. 2531-2536.
3. *Shakhmatov E.V., Prokofiev A.B., Kruchkov A.N., Makaryants G.M.* The instability of the pipeline due to transporting fluid's pressure ripples // Proceedings of the 28th ICAS. Brisbane 2012, Vol. 3, PP. 2101-2108.
4. *Makaryants G.M., Sverbilov V.Ya., Prokofev A.B., Makaryants M.V., Shakhmatov E.V.* The tonal noise reduction of the proportional pilotoperated pneumatic valve // Proceedings of the 19th ICSV. Rio de Janeiro 2012, Vol. 1, PP. 689-696.
5. СН 2.2. 4/2.1.8.562-96 Санитарные нормы. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. URL: http://gostbank.metaltorg.ru/data/norms_new/sanpin/1.pdf (дата обращения: 15.02.2017).
6. *Gafurov S.A., Prokofiev A.B., Shakhmatov E.V.*, Reduction of vibroacoustic loads in aviation combined pumps // Proceedings of the 29th ICAS. St Petersburg 2014.
7. *Rekadze P., Rodionov L., Riman O., Almurzin P.* Designing a compact test bench for gear pump vibroacoustic performances research // Proceedings of the 23rd ICSV, 10-14 July, 2016.
8. *Хекл, М., Мюллер Х.А.* Справочник по технической акустике. Ленинград: Судостроение, 1980. – 440 с.
9. *Дурнов П.И.* Насосы, вентиляторы, компрессоры // Учебное пособие для студентов теплоэнергетических специальностей высших учебных заведений. Киев, Одесса: Вища школа, 1985. – 264 с.
10. *Башта Т.М.* Гидравлические приводы летательных аппаратов // Учебное пособие – Москва: Машиностроение, 1967. – 497 с.
11. *Юдин Е.М.* Шестеренные насосы. Москва: Машиностроение, 1964. – 232с.
12. Metalsi T. F., Bourdim A. Study of Feasibility of Plastic Gear to Reduce Noise in a Gear Pump //Academic Journal. August 2012. №. 2(2). – PP. 143-149.

Обзор акустических характеристик технологического оборудования, требования к снижению шума

Светлов В.В,
ООО «Институт акустических конструкций»

svetlov-valeriy@yandex.ru

Аннотация: Технологическое оборудование является источником шума определяющим границы зоны акустического воздействия объектов. В работе рассмотрены наиболее часто встречающиеся типы технологического оборудования, такие как: вентиляционное, насосное, компрессорное. Приведены характеристики оборудования. Предложена их градация на основании основных технических свойств. Рассмотрены требования к снижению шума с целью достижения допустимых уровней шума как для рабочих мест, так и для селитебной территории.

Ключевые слова: технологическое оборудование, акустические характеристики, требования к снижению шума.

Введение

Технологическое оборудование, такое как: системы вентиляции, насосы, компрессора, градирни, является источником постоянного широкополосного шума. Рассматриваемые источники шума имеют две отличительные особенности которые связаны с местом его установки. Первая из них расположение на кровле или фасаде жилых или административных зданий, вторая непосредственная близость источника к защищаемому объекту, т.к. данное оборудование напрямую связано с функционированием инженерных систем зданий и сооружений. Таким образом, возникают две проблемы, требующие решения с акустической точки зрения: малое снижение уровней шума из-за акустической дивергенции и излучение звука с многократным отражением от ближайших ограждающих конструкций. Анализ нормативной документации и технической литературы, связанной с требованиями к шумовым характеристикам технологического оборудования, показал, что требования установлены только для электрических машин [1] и трансформаторного оборудования [2]. Ввиду отсутствия норм и классификации оборудования с точки зрения шумового воздействия возникает серьезная проблема при которой производство без требований к шумовым характеристикам, а также выбор установки данных систем приводит к повышенным уровням шума в местах нормирования.

Классификация вентиляционных систем

Все производимые на сегодняшний день вентиляционные системы с точки зрения технического предназначения а также с точки зрения шумового воздействия можно подразделить на три основных класса:

1. *Моноблочные агрегаты*. К данному классу предлагается отнести оборудование открыто устанавливаемое в используемом помещении и предназначенное для обработки и кондиционирования воздуха. Основными представителями данного класса являются оконные и мобильные кондиционеры. Высокий уровень шума от данного класса источников обусловлен тем, что все источники шума (вентилятор и компрессор) расположены непосредственно в нормируемом помещении.

2. *Сплит-системы*. К данному классу предлагается отнести оборудование принцип действия которого основан на кондиционировании воздуха с использованием в качестве охлаждающей жидкости воду или масло. Данные устройства характеризуются более низким уровнем шума по причине того, что компрессор вынесен из кондиционируемого помещения и шум создается только за счет работы вентилятора.

3. *Чиллеры*. Агрегаты устанавливаемые за переделами нормируемых помещений и подающие кондиционируемый воздух по системе воздуховодов в нормируемые помещения.

Таблица 1. **Классификация вентиляционных систем**

Наименование			**Источник шума**	**Функциональное назначение**	**Способ установки**
Моноблочные агрегаты					
55-60 дБА	R_0=1	Мобильный кондиционер	Компрессор + центробежный вентилятор	Охлаждение, нагрев, фильтрация, распределение воздуха	Снаружи здания
40-50 дБА	R_0=1	Оконный кондиционер			Открытый способ установки в конд. помещении
49-56 дБА	R_0=10	Наружный блок бытового кондиционера			Снаружи здания
Сплит-системы					
54-63 дБ(А)	R_0=1	Внешний блок малой производительности	Центробежный вентилятор	Охлаждение, фильтрация, распределение воздуха	Открытый способ установки
58-64 дБ(А)	R_0=10	Внешний блок большой производительности	Центробежный вентилятор	Охлаждение, нагрев, фильтрация, распределение воздуха по системе	Открытый способ установки

Наименование			Источник шума	Функциональное назначение	Способ установки
				воздуховодов	
Чиллеры					
49-56 дБА	R_0=10	Чиллер малой производительности	Компрессор + осевой вентилятор+ циркуляционный насос	Охлаждение воды, используемой в фанкойлах и в центральных кондиционерах	Снаружи здания: на крыше, на прилегающей территории
58-68 дБ(А)	R_0=10	Чиллер большой производительности	Компрессор + осевой вентилятор+ циркуляционный насос	Охлаждение воды, используемой в фанкойлах и в центральных кондиционерах	Снаружи здания: на крыше, на прилегающей территории

Требования к шумовым характеристикам

Все производимые на сегодняшний день вентиляционные системы не подлежат обязательному контролю и не имеют требования к шумовым характеристикам. Исправление данной ситуации позволит ограничить производство высокошумного оборудования и определить общую концепцию и классификацию данных устройств с точки зрения шумового воздействия, провести их техническое нормирование. Данный шаг приведет к соблюдению санитарных норм шума на рабочих местах и на селитебной территории в местах их установки.

Нормируемыми характеристиками согласно [3] являются:

- Корректированный уровень звуковой мощности Lw, дБА;
- Октавный уровень звуковой мощности, Lw, дБ;
- Октавные уровни звукового давления на опорном расстоянии, Lp, дБА.

Также для сравнительной оценки предлагается использование уровня звука уровня звука на опорном расстоянии, LA, дБА.

Предельно допустимые значения уровней шума определяют, решая систему линейных алгебраических уравнений:

$$\sum_{i=1}^{n} a_{ji} P_i = 1, \qquad j = 1,2, \dots, n_p$$

где: P_i – предельно допустимое значение уровня шума

a_{ji} – элемент матрицы системы.

Решение системы уравнений более подробно описано в Приложении А [3].

Таким образом, возможно проведение нормирования предельно допустимых шумовых характеристик оборудования с целью выполнения требований санитарного законодательства.

Заключение

Рассмотрение особенностей технологическое оборудование, в частности вентиляционного, показало, что возможна его классификация как с точки зрения функциональных особенностей, так и с точки зрения шумового воздействия. Разработана и приведена первичная классификация. Анализ источников нормативной документации показал наличие существенных пробелов в данной области, что приводит к производству оборудования с высокими шумовыми характеристиками. Для решения данной задачи предложен метод расчета предельно допустимых шумовых характеристик, который позволяет произвести решение поставленной задачи в первом приближении.

Список литературы

1. ГОСТ IEC 60034-9-2014 Машины электрические вращающиеся. Часть 9. Пределы шума.
2. ГОСТ 12.2.024-87 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Шум. Трансформаторы силовые масляные. Нормы и методы контроля.
3. ГОСТ 30530-97 Шум. Методы расчета предельно допустимых шумовых характеристик стационарных машин

Метод выбора параметров внутренней компоновки сборочно-защитного блока для снижения акустического нагружения полезной нагрузки

Попов П.А. [1,2], Иголкин А.А. [1], Крючков А.Н. [1]
[1]Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева
[2]АО "РКЦ "Прогресс"

banduir@rambler.ru

Аннотация: При адаптации космического аппарата (КА) с ракетой-носителем (РН) типа «Союз» возникла задача снижения акустического нагружения на его поверхности вследствие того, что представленные в техническом задании на изделие режимы наземной отработки были достаточно низкие по сравнению со значениями акустического давления (АД), полученными при натурных измерениях на аналогичном сборочно-защитном блоке (СЗБ). В тоже время ввиду ограниченности по массе выводимой полезной нагрузки необходимо было подобрать минимальные по толщине и площади, но в тоже время достаточные параметры звукоизоляции. Для решения поставленной задачи использованы экспериментальные данные для СЗБ-прототипов, а также несколько расчётных математических моделей, основанных на энергетическом и волновом подходах описания прохождения акустической энергии через обечайку СЗБ. Разработан метод выбора параметров внутренней компоновки сборочно-защитного блока для снижения акустического нагружения полезной нагрузки, который позволил создать оптимальные конструктивные решения для проектируемого СЗБ. Правильность предложенных конструктивных решений была подтверждена результатами измерений АД, полученными при лётных конструкторских испытаниях, при этом уровни АД снизились до 10 дБ в зависимости от частоты.

Ключевые слова: Ракета-носитель, сборочно-защитный блок, натурные измерения, акустическое давление, звукоизоляция, энергетический метод, коэффициент механических потерь

Введение.

Одной из важнейших задач проектирования изделий ракетно-космической техники (РКТ) являются зачётные вибродинамические испытания её конструкции. На данном этапе проектирования проверяются частотные, прочностные и передаточные характеристики РН или КА. При разработке режимов вибрационного и акустического нагружения на элементы конструкции перспективных РН и КА для проведения данных испытаний требуются уже апробированные на прежних изделиях методы, в тоже время при повышенных уровнях полученных нагрузок возникает проблема их снижения. Нужно отметить, что задачей снижения акустического давления (АД) в отсеках РН и СЗБ занимались специализированные подразделения ЦАГИ, результаты данных исследований содержат обширную информацию о характеристиках

обечаек и звукоизолирующих материалов для отсеков РН и СЗБ, таких как звукоизоляция (ЗИ), коэффициенты звукопоглощения, механических потерь, постоянных затухания, и распространения, однако в данных исследованиях нет рекомендаций по снижению АД от различных по площади используемых звукоизоляционных материалов [1,2,3,4]. Поэтому при проведении конструкторских работ возникла необходимость разработки такого метода.

В качестве примера рассмотрим случай адаптации РН с КА, когда разработчиком были предоставлены достаточно низкие в октавных диапазонах частот с центральными частотами 31,5 Гц, 63 Гц, 125 Гц уровни акустических нагрузок, на которые была проведена отработка данного КА (сравнение проектных уровней АД под адаптируемый КА и измеренные предельные уровни АД под используемым СЗБ на других полезных нагрузках показаны в таблице 1.

Таблица 1. **Сравнение уровней АД**

Частота, Гц	31,5	63	125	250	500	1000	2000
Проектные значения АД для адаптируемого КА, дБ	126	128,8	131,8	132	130	125	122
Результаты измерений АД на КА без звукоизоляционного материала, дБ	132	130	135,1	128,6	120	117,6	114,2
Превышение, дБ	6	1,2	3,3	-3,4	-10	-7,4	-7,8

Как видно из таблицы 1, в указанных критических диапазонах частот акустическое давление превышало проектные уровни до 2 раз

Для реализации возможности успешного запуска были предложены мероприятия, направленные на снижение АД с помощью дополнительной частичной оклейке элементов конструкции СЗБ пенополиуретаном (ППУ). Характеристики данного материала представлены в энциклопедии и отчётных материалах [1,2,3,4,5]. При этом, вследствие установки под СЗБ дополнительной нагрузки в виде двух КА, имелось ограничение по массе ППУ. Вследствие этого, для выявления достаточного поверхностного заполнения СЗБ материалом ППУ с минимальной потерей массы и реализацией проектных требований был разработан метод выбора параметров внутренней компоновки сборочно-защитного блока для снижения акустического нагружения полезной нагрузки до необходимых уровней.

Метод выбора параметров внутренней компоновки СЗБ

Предложенный метод, состоящий из нескольких математических моделей, а также результатов натурных экспериментов заключается в том, что впервые выбор параметров осуществляется с учётом имеющихся исходных данных

(ИД) по проектируемому и штатному СЗБ, расчётных значений ЗИ, подбору необходимой площади ЗИ материала через энергетические соотношения.

Алгоритм реализации предложенного метода (Рис. 1) заключается в следующем:

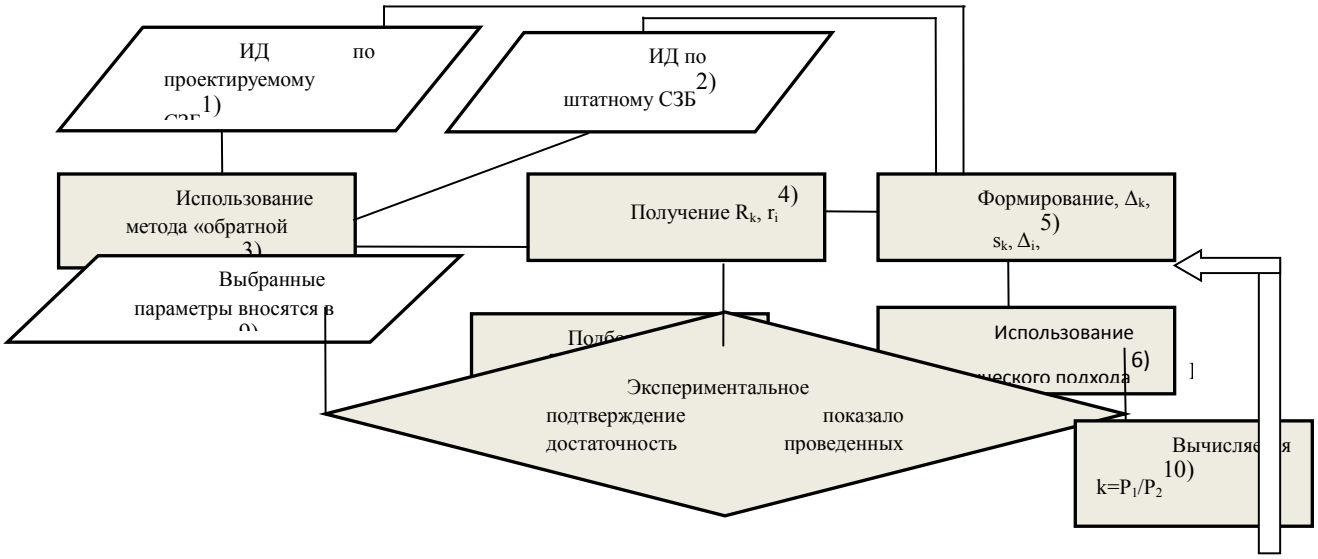
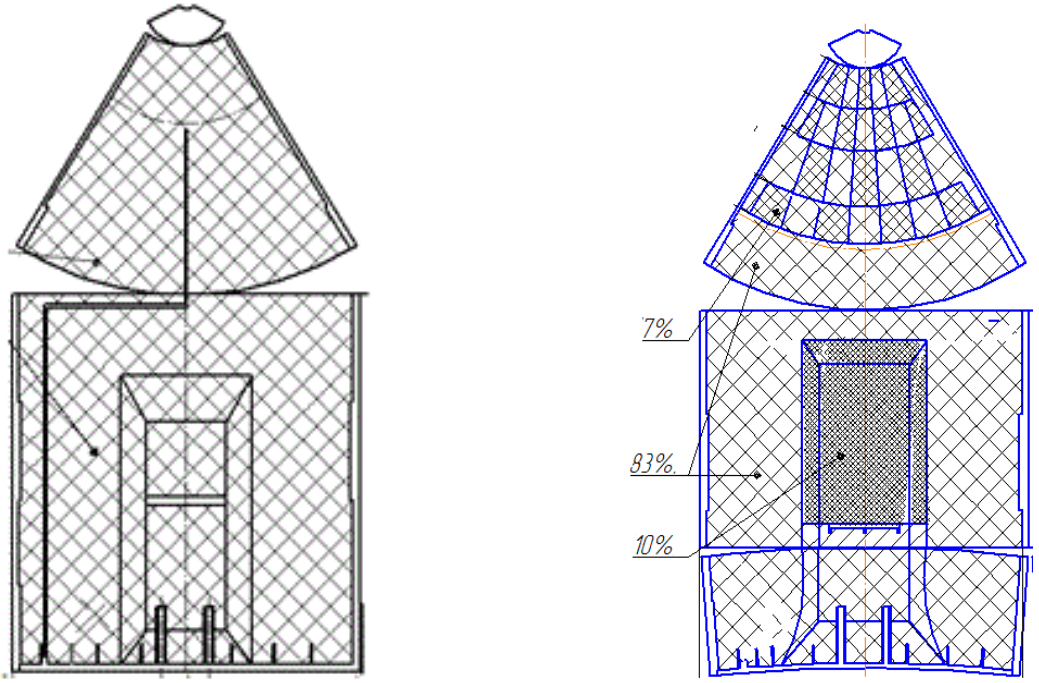


Рис. 1. Блок-схема метода подбора конструктивных характеристик

1. ИД по проектируемому СЗБ должны содержать перечень физических и геометрических параметров, которые изначально были заложены в проектное изделие (толщины слоёв, скорости звука в слоях, коэффициенты механических потерь (КМП), плотность сред, углы падения и прохождения волн акустического давления.
2. К ИД по штатному изделию, относительно которого подбираются параметры звукоизоляционного материала для проектируемого изделия, должны быть использованы те же, что в п. 1 данные, а также уже известные площади звукоизоляционных покрытий.
3. Для оценки локальной звукоизоляции (ЗИ) акустического давления через многослойную обечайку штатного и проектируемого СЗБ может быть использован, например, метод «обратной матрицы» [6], учитывающий свойства обечайки в каждом из слоёв, угол падения акустических волн, коэффициент механических потерь (КМП), а также методы, представленные в работах [7,8,9,10]. Результаты анализа звукоизоляции (ЗИ) для рассматриваемых далее СЗБ (Рис. 2 (а,б)) представлены на Рис. 2 (в). На графике спектров ЗИ (Рис. 2 (в)) имеется два минимума, первый из которых попадает в полосы 1/3-октавного спектра с центральными частотами 50 Гц и 63 Гц и обусловлен стоячей волной, образующейся внутри СЗБ. Второй минимум, попадающий в полосы частот 1/3-октавного спектра с центральными частотами 200 Гц и 250 Гц объясняется поперечным резонансными колебанием обечайки СЗБ. Такое распределение резонансов подтверждается, в том числе, моделями, представленными в работах [11,12].



а б

- 20 мм, - 70мм, -140 мм

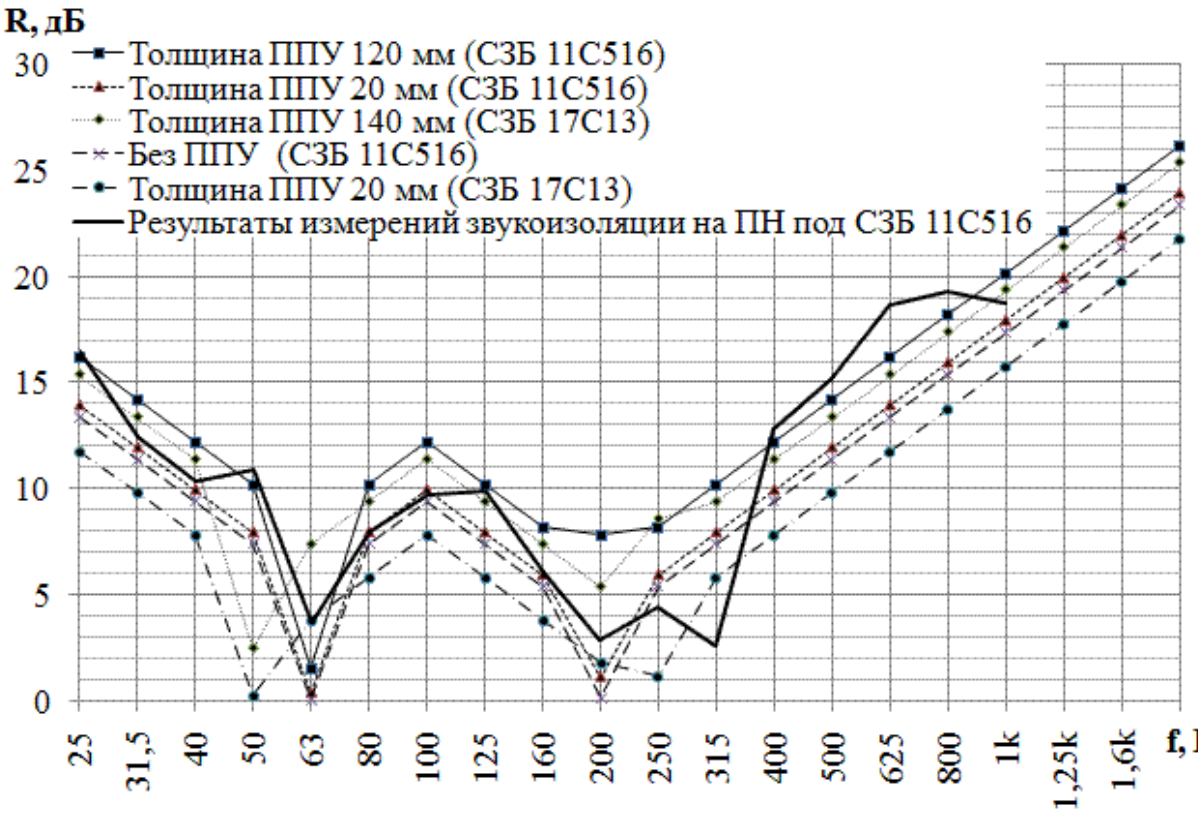


Рис. 2. Развёртки штатных створок СЗБ 11С516 (а) и 17С13(б) с нанесённой ЗИ (ППУ) и результаты анализа ЗИ (в): для удобства получения значений $\Delta_i=R_i-R_0$ и $\Delta_k=r_k-R_0$ ЗИ

Из п. 3 получаем локальную ЗИ для проектируемой поверхности *(R_i)* и для штатной поверхности *(r_k)*.

4. Формируются величины $\Delta_i=R_i-R_0$ и $\Delta_k=r_k-R_0$ (таблица 2), которые можно получить из численных значений, в соответствии с которыми были построены графики Рис. 2 (в), а также площади неоднородностей звукоизоляционного покрытия поверхности штатного СЗБ *(s_k)*, R_0 – локальная ЗИ проектируемой поверхности без звукоизоляционного материала.

Таблица 2. **Значения $\Delta_i=R_i-R_0$ и $\Delta_k=r_k-R_0$**

Частота, Гц	31,5	63	125	250	500	1000	2000
$R_{20}-R_0$**,дБ**	0,6	0,5	0,6	0,7	0,6		
$R_{120}-R_0$**,дБ**	2,8	2,4	2,8	4,4	2,8		
$r_{20}-R_0$**,дБ**	-1,6	-1,7	-1,6	-1,4	-1,6		
$r_{140}-R_0$**,дБ**	2	1,5	2	3,5	2		

В таблице 2*:* R_{20}, R_{120}, R_0 –ЗИ для панели 11С516 с 20 мм, 120 мм материалом ППУ и без него, r_{20}, r_{140} – ЗИ панели 17С13 с материалом ППУ толщиной 20 мм, 140 мм.

5. Для подбора необходимой площади покрытия поверхности СЗБ ЗИ материалом был использован энергетический подход с использованием экспериментальных данных АД, полученных для СЗБ 17С13 (прототипа), где выполнялись необходимые уровни АД. При этом, устанавливалось условие, чтобы акустическая мощность под проектируемым СЗБ 11С516 (индекс 1) была та же, что и под СЗБ 17С13 (индекс 2) [13, 14,15,16]:

$$\int_{S_1} J_1 \cos\varphi_1 dS_1 = \int_{S_2} I_2 \cos\varphi_2 dS_2 \qquad (1)$$

где S_1, S_2 – общие площади поверхности для различных СЗБ, J, I – соответствующие интенсивности АД, φ – угол падения акустических волн.

Упрощением формулы (1) для равнонаправленного акустического поля и n, m акустическими неоднородностями в каждой поверхности 1, 2 получено:

$$\sum_{i=1}^{N} J_i S_i = \sum_{k=1}^{M} I_k S_k \qquad (2)$$

где S_i, s_k– площади локальных неоднородностей на поверхностях 1, 2.

Дальнейшее упрощение формулы (2) состоит в предположении, что в рамках одной неоднородности интенсивность акустического поля является слабо меняющейся величиной:

$$\sum_{i=1}^{N} J_i S_i = \sum_{k=1}^{M} I_k S_k \qquad (3)$$

Фиксируя одну из интенсивностей, стоящих в левой части уравнения (3) и обозначая её через J_{fix}. и разделив выражение (3) на эту величину, воспользуемся тождеством $Ji/J_{fix} = 10^{lg(Ji/J_{fix})}$, а также заметим, что:

$$10^{lg(Ji/Jfix)} = 10^{(Rfix-Ri)/10}, \quad 10^{lg(Ik/Jfix)} = 10^{(Rfix-rk)/10}, \tag{4}$$

где R_{fix} –локальная ЗИ поверхности СЗБ, через которую проходит акустическая волна интенсивностью J_{fix}.

Из выражений (3) и (4) получено:

(5)

Выделяя из левой части (5) член, который нужно подобрать для повышения ЗИ:

(6)

R_{TL} – ЗИ для площади S_{TL}, которая подлежит подбору.

Поэтому из (6):

(7)

Применяя выражение (7) к частным случаям СЗБ, представленным на Рис. 2 (а, б), для проектируемого СЗБ получено:

(8)

где S, S_{20}, S_{120}– площадь всей поверхности, площади с 20 мм и 120 мм покрытием материала ППУ для СЗБ 11С516; s_{20}, s_{120}, - тоже самое для СЗБ 17С13. Разности между ЗИ в формуле (8) были получены на основе математической модели и блок-схемы, представленных в работах [6, 17].

Необходимо отметить, что для подбора ЗИ конической части СЗБ для усиления роли дифракционного рассеяния звуковой энергии к выражению (7) накладывалось еще одно требование, связанное с тем, что размер клетки a×b (Рис. 3б) должен быть больше, чем половина длины звуковой волны (λ/2) [18]:

$$a \geq \lambda/2 = c/2f,\ b \geq \lambda/2 = c/2f,$$

где λ - длина волны, *a, b* – размеры дифракционной клетки.

Таким образом, площадь ячеек со звукоизоляционным материалом толщиной 70 мм (S_{70}) вычислялась по формуле:

$$S_{70} \geq \frac{c^2}{4f^2}. \quad (9)$$

7. Расчётные оценки по формулам (7), (8), (9) показали, что для обеспечения оптимального акустического режима необходимо произвести следующие конструктивные мероприятия:

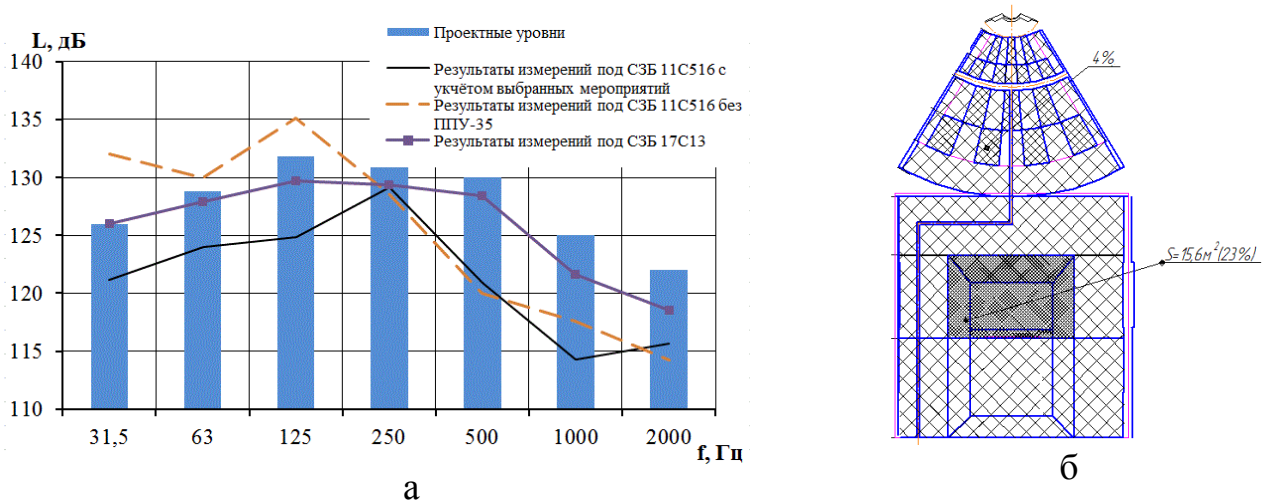
- произвести монтаж матов материала ППУ толщиной 120 мм и площадью S_{120}=15,6 м^2 на каждой створке в цилиндрической части СЗБ, напротив КА;
- в конической части СЗБ произвести монтаж матов ППУ с разными толщинами в ступенчатом порядке: 20 и 70 мм, размеры полученных «ячеек»: в окружном направлении – до 0,75 м, по образующей конуса – 0,5 м.
- остальную площадь покрыть 20 мм слоем ППУ.

3. Если эффективность выбранных мероприятий подтверждается измерениями (как в представленном примере), то они заносятся в конструкторскую документацию (КД) (п.9 блок-схемы), если нет (п. 10 блок-схемы), тогда квадраты отношений полученного повышенного и целевого акустических давлений должны быть учтены в формуле (7) и пересчёт площадей (*S_{TL}, TL* –transmission loss*)*, а также эксперимент продолжаются до выполнения нормативных условий (обратная связь на Рис. 1):

где $k=P_1(f)/P_2(f)$, $P_1(f)$ – полученное повышенное значение АД, $P_2(f)$ – целевое значение АД, f -частота.

Заключение.

Результаты измерений и обработки АД (Рис. 3(а)) показали правильность выбранных с помощью разработанного метода конструктивных решений схематично представленных на Рис. 3(б): на указанных выше критических частотах уровни акустического давления снизились в 2-3 раза, данные уровни оказались даже ниже целевых значений, соответствующих СЗБ 17С13.



а б

Рис. 3. Проектные и полученные в результате ЛИ уровни АД (а) и развёртка 11С516 с установленным ЗИ материалом (б)

Результаты работы были получены с использованием средств гранта Президента Российской Федерации для государственной поддержки молодых российских ученых (номер гранта МД-3082.2017.8).

Список литературы

1. Экспериментальное определение звукоизоляции межбакового отсека блока III ступени РН "Союз" [Текст] / НТО, инв.№5535, ЦАГИ, 1999.- 38 с.
2. Определение виброакустических характеристик фрагментов конструкции головного обтекателя РН "Союз" [Текст] / НТО, №5527, ЦАГИ, 1999. – 34 с.
3. Исследования по повышению звукоизоляции самолетных конструкций (по материалам открытой зарубежной печати) [Текст] / ЦАГИ, 1990.-101 с.
4. Расчётно-экспериментальное определение акустических нагрузок для металлического ГО [Текст]/ НТО, инв.№5548, ЦАГИ, 1999. - 71 с.
5. Энциклопедия полимеров. Издательство Советская энциклопедия. Москва, 1974.-570 с.
6. *Попов П. А., Синдюков А. А., Осипов А. С.* Расчёт звукоизоляции многослойной конструкции на основе метода «обратной матрицы» // Вестник СГАУ: Научный журнал, 2014, №3. С.53-60.
7. *Калинина Л.Н., Кудисова Л.Я.* Расчет на ЭВМ звукоизоляции двухстенных и трёхстенных конструкций// Труды ЦАГИ: Сборник научных трудов, Вып. 1902, 1978, С.23-28.
8. *Кудисова Л. Я., Писаревский Н. Н.* Исследование возможности измерения звукоизоляции подкреплённых пластин при наклонных углах падения звука с помощью звукомерной камеры ЦАГИ// Труды ЦАГИ: Сборник научных трудов, Вып. 1902, 1978, С.50-55.
9. *Ефимцов Б. М., Лазарев Л.А.* Анализ звукоизолирующей способности панелей с резонансными системами на основе эквивалентных представлений// Акустический журнал: Научный журнал, 2005, том 51, №3, С. 360-365.
10. *Ефимцов Б. М., Лазарев Л.А.* Звукоизолирующие свойства панелей с резонансными элементами// Акустический журнал: Научный журнал, 2001, том 47, №3, С. 346-351.

11. Шендеров Е. Л. Волновые задачи гидроакустики. Судостроение. Ленинград, 1972.-352с.
12. Шендеров Е. Л. Излучение и рассеяние звука. Судостроение. Ленинград, 1972.-304с.
13. *Боголепов И. И.* Промышленная звукоизоляция. Судостроение. Ленинград, 1989.-367 с.
14. *Боголепов И.И.* Звукоизоляция на судах. Судостроение. Ленинград, 1970.-192 с.
15. Мунин А. Г. Авиационная акустика. В 2-ч ч. Ч.2. Шум в салонах пассажирских самолётов. Машиностроение. Москва, 1986.-264 с.
16. *Попов П. А.* Оценка изменения звукоизоляционной способности головного обтекателя ракеты-носителя при наличии различных по толщине слоёв звукопоглощающих материалов // Вестник СГАУ: Научный журнал, 2014, №3. С.103-110.
17. *Скучик Е.* Основы акустики, том II. Издательство иностранной литературы. Москва, 1959.-566 с.

Подготовка к анализу эффективности средств индивидуальной защиты слуха в условиях, приближенных к натурным

Тюрин А.П. ПЗыков А.М.
ФГБОУ ВО «ИжГТУ имени М.Т. Калашникова»

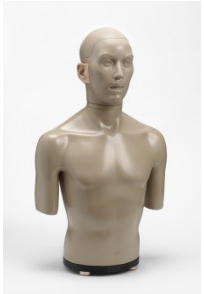
asd1978@mail.ru; alexander7zikov@gmail.com

Аннотация: Одним из способов снижения вредного воздействия шума на человека является использование средств индивидуальной защиты. Несмотря на то, что такая мера не снижает класс условий труда, тем не менее, является эффективной в случае невозможности использования других подходов. Особенно этот вопрос актуален в цехах с большим скоплением обрабатывающего оборудования, когда шумы от различных источников накладываются друг на друга. При выполнении научных исследований, связанных с разработкой новых средств индивидуальной защиты, важным является анализ поведения их эффективности в натурных условиях. Разработка измерительного стенда в этой статье основана на анализе доступности известных профессиональных систем, целью которой является проведение научно-исследовательских работ с результатами приемлемой точности.

Ключевые слова: измерительный стенд, средство индивидуальной защиты, шум, условия, приближенные к натурным

Существует ряд конкурентоспособных измерительных кмоплексов, в частности датских компаний G.R.A.S и Брюль и Кьер. Они востребованы для анализа средств индивидуальной защиты, оценки работы и совершенствования слуховых аппаратов, анализа разборчивости речи в момент разговора и приема сигнала при использовании сотовых телефонов и других целей (табл. 1).

Таблица 1. **Измерительные средства для аудиометрических исследований**

Наименование	Имитатор головы и торса KEMAR 	Имитатор головы и торса Bruel&Kjer
Производитель	Дания, G.R.A.S.	Дания
Частотный диапазон, Гц	100–1600	100–8000

Рассмотрим более подробно каждое измерительное средство.

Имитатор головы и торса “kemar” фирмы G.R.A.S. является акустическим инструментом исследования со встроенными тренажерами уха, которые имитируют изменения в момент прохождения звуковой волны, как если бы они проходили через человеческую голову и туловище. Встроенные тренажеры уха состоят из ушной раковины (наружная часть) и ушной канал с расширением. В целом тренажер уха напоминает акустический импеданс человеческого уха.

Имитатор головы и торса 4128 компании Брюль и Кьер состоит из макета головы, установленного на достигающем до талии макете торса. Прибор может или покоиться на расположенных снизу ножках, или может быть закреплен на треножнике или поворотной платформе при помощи входящего в комплект при поставке переходника. Конструкция имитатора головы и торса является комбинацией несложных геометрических фигур, к которым относятся участки плоскостей и поверхностей шаров и цилиндров. Геометрическая опорная точка определена средней точкой прямой, проходящей через центры отверстий ушного канала. Плоскость симметрии расположена перпендикулярно к упомянутой прямой и содержит геометрическую опорную точку. Геометрическая конфигурация и размеры прибора соответствуют международным средним антропометрическим данным взрослого человека. При исследованиях распространяющегося в воздухе звука прибор способствует точному моделированию звукового поля, соответствующего звуковому полю вблизи головы и торса человека.

Встроенный в имитаторе головы и торса 4128 имитатор правого уха 4158 изображены на рис. 1.

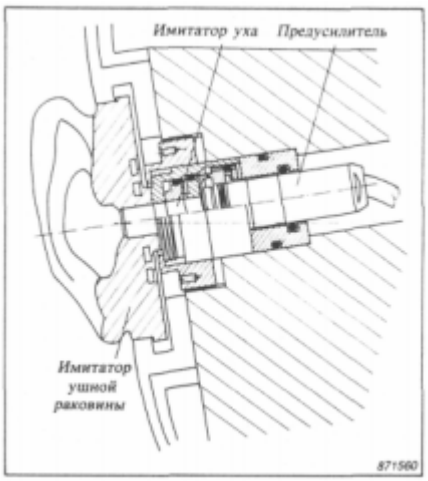


Рис. 1. Имитатор правой ушной раковины и имитатор правого уха, встроенные приборе 4128 (вид в разрезе)

В его состав входит съемный имитатор ушной раковины, изготовленный из силиконового каучука и соединенный с искусственным ушным каналом. Канал заканчивается закрытым имитатором уха, содержащим полудюймовый конденсаторный микрофон и соответствующий предусилитель. Параметры имитатора уха соответствуют международным стандартам. При несложной акустической калибровке имитатора уха используются входящий в комплект

при поставке фирменные переходник и пистонфон 4220 или акустический калибратор 4230.

Общее влияние имитаторов торса, головы, ушной раковины и ушного канала на распространяющийся в воздухе звук можно описать функцией акустической передачи в свободном поле, т.е. частотной характеристикой между свободным звуковым полем и барабанной перепонкой. Эта характеристика часто называется частотной характеристикой при приеме (в области связи) или частотной характеристикой имитатора (в области технической аудиологии) [1]. Соответствующие кривые амплитудно-частотные характеристик прибора 4128, относящиеся к падению звуковых волн под углом 0° (т.е. спереди) и к случайному падению звуковых волн (т.е. в диффузном поле) могут быть найдены в технической документации.

Имитатор головы и торса 4128 дает возможность определения различных характеристик наушников непосредственно на месте их эксплуатации. При помощи прибора 4128 можно определить моделируемые вносимые характеристики с учетом условий или свободного, или диффузного звукового поля, т.е. эквивалентные характеристики в свободном или диффузном поле. При исследованиях, в ходе которых нужно определять частотные характеристики, эффективны двухканальный частотный анализатор 2133 и двухканальные анализаторы сигналов 2032 и 2034 фирмы Брюль и Къер. Применение имитатора головы и торса 4128 существенно упрощает оценку средств защиты слуха и одновременно исключает невыгоды субъективной оценки этих средств. Одним из важнейших параметров средств защиты слуха является вносимое ими затухание распространяющегося в воздухе звука. Этот параметр можно определить путем измерения передаточной функции прибора 4128, снабженного исследуемым средством защиты слуха, и отнесения результата к характеристике прибора 4128 в свободном звуковом поле. Результаты измерений в диффузном звуковом поле могут использоваться вместо результатов измерений в свободном звуковом поле в случае, если условия диффузного поля более точно соответствуют условиям применения исследуемого средства защиты слуха. Соответствующие измерения, вычисления и дополнительную обработку информации можно осуществить с помощью анализатора 2133, 2032 или 2034 фирмы Брюль и Къер.

Учитывая высокую стоимость аналогичного оборудования, задача исследователя сводится к тому, чтобы спроектировать и изготовить подобное оборудование в лабораторных условиях для получения достоверных результатов при последующих испытаниях.

Разработанный аудиометрический комплекс позволит выполнять широкий спектр исследовательских работ, связанных в целом с анализом акустических полей от любых источников, окружающих человека в его повседневной деятельности и способного оказывать на него, в том числе вредное или опасное воздействие, требующее разработки систем защиты.

Структурная схема комплекса предполагает в качестве основных элементов специальный аудиометрический манекен с микрофонами,

имитирующий голову и торс человека, и система обработки информативных сигналов на персональном компьютере с использованием цифровых устройств обработки. В его состав входят: имитатор головы и торса человека; акустические датчики (микрофоны); аудиоизлучатель для имитации голосового тракта человека; персональный компьютер для визуализации данных; устройство обработки звука на базе цифрового сигнального процессора

На рис. 2 представлен натурный образец – имитатор головы.

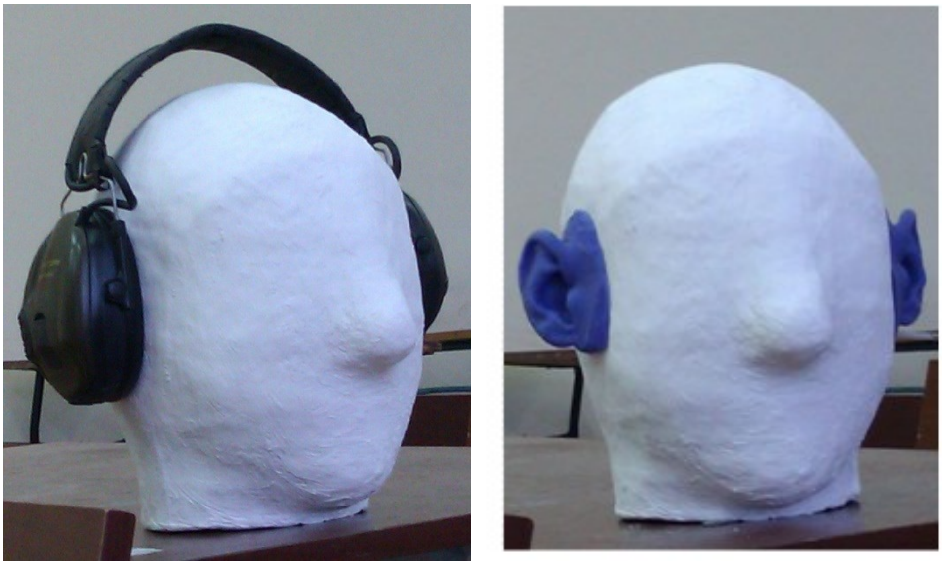


Рис. 2. Натурный образец – имитатор головы

В табл. 2 представлены сведения об используемых материалах и оборудовании для изготовления стенда.

Таблица 2. **Оборудование и материалы для изготовления стенда**

Элементы комплекса, разрабатываемые в рамках инновационного проекта	Размер затрат, руб.
1. Изготовление внутренних элементов имитатора головы (слуховые каналы, крепления аудиоизлучателя для имитирования голосового тракта человек – токарные, фрезерные, сверлильные работы)	7 000
2. Два микрофона МКЭ-204У	2 × 1750 = 3 500
3. 3 м^2 4-мм фанеры (или 1525 × 1525 мм)	300
4. 5 л двух компонентного пластика TASK-8	5 × 900 = 4 500
5. 2 л монтажной пены	2 × 200 = 400
6. Отладочный набор с цифровым сигнальным процессором TMS320C5510 DSP Starter Kit компании Texas Instruments	18 000
Итого:	33 700

Метод испытания разрабатывается с учетом источников [2-5] и включает в себя следующие этапы:

1. Размещение противошумных наушников.

Противошумные наушники должны быть размещены специальным образом. Оголовье наушников размещается симметрично и таким образом, чтобы оно только прикасалось к соответствующей подставке этого оголовья. Для моделей с креплением под подбородком обеспечивается прохождение головного ремня через верхнюю часть подставки для оголовья для того, чтобы укрепить противошумные наушники на устройстве для проведения акустического испытания. Шейные повязки располагаются таким образом, чтобы ушные колпачки находились, по возможности, параллельно концевым торцам этого устройства.

2. Измерение.

Уровень звукового давления на микрофоне первоначально измеряется при отсутствии противошумных наушников. Для каждой частоты тестового сигнала разница между уровнями звукового давления определяет поглощение звука, определенного с помощью стенда.

3. Пункты 1 и 2 повторяются достаточное количество раз, не менее трех, до тех пор, пока разница между двумя последовательными средними значениями поглощения звука каждым из чашек на анализируемых частотах не будет превышать 1 дБ.

Основная область использования получаемых результатов – производственные участки. Известно, что производственный шум в основном влияет на обслуживающий персонал на рабочих местах. Болезни, вызванные производственным шумом, составляют 30-35% общего числа профессиональных заболеваний.

В качестве примера, ниже приведена оценка рабочих мест по их акустическому состоянию для металлообрабатывающих станков. Производственный шум на рабочих местах колеблется в диапазонах: 83-92дБА.

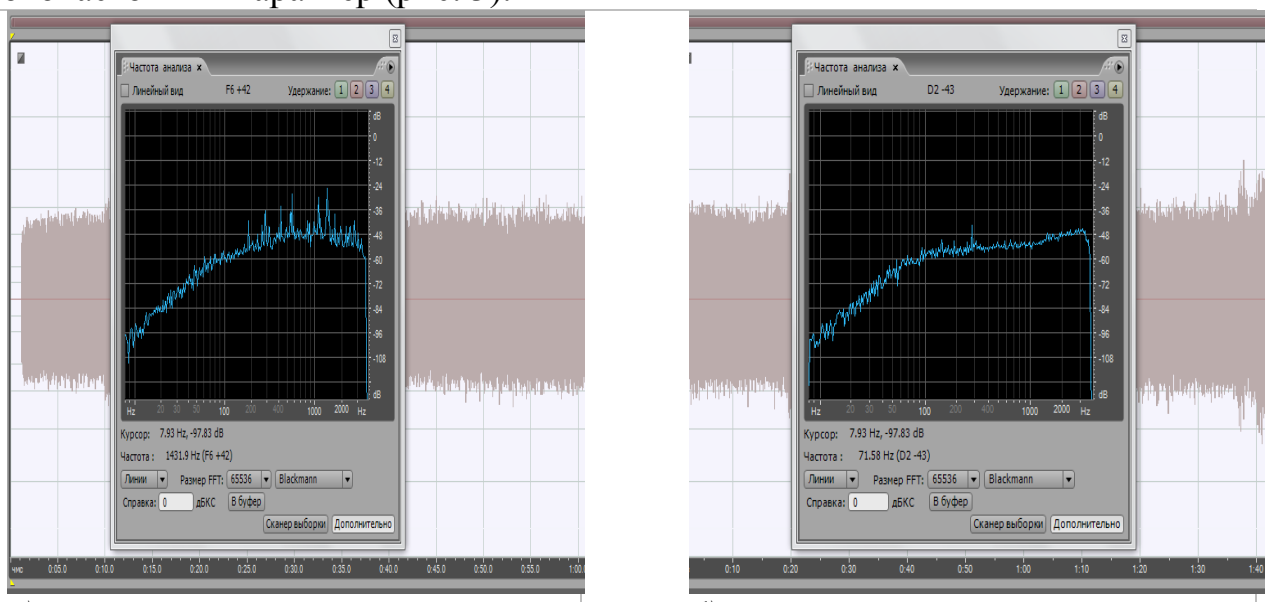
Шум металлорежущих станков в зависимости от их типа, характера выполняемых рабочих операций, вида обрабатываемого материала, мощности приводов лежит в диапазоне 70-100 дБА. Нижние значения относятся к станкам небольшой мощности, верхние — к крупногабаритным фрезерных станках, на которых обрабатываются детали из твердых сплавов, требующие больших усилий резания.

Основными источниками шума металлообрабатывающих станков являются:

- зубчатые передачи, входящие в приводы станков;
- гидравлические агрегаты;
- электродвигатели;
- направляющие трубы токарных автоматов;
- режущий инструмент.

К дополнительным источникам, не играющим существенной роли при шумообразовании, можно отнести подшипники, ременные передачи, кулачковые механизмы, дисковые муфты и т. п.

Спектр шума металлообрабатывающих станков имеет в основном средне- и высокочастотный характер (рис. 3).



а) *б)*

Рис. 3. Спектр шума на рабочем месте: а) фрезерный станок с ЧПУ 6520ФЗ-36, плоскошлифовальный станок 3Б722; б) гидропескоструйная камера очистки 44722, вертикально-фрезерный консольный станок 6Н10

Анализ фактического спектра шума на рабочих местах показывает, что шум преобладает в диапазоне частот 400-2000 Гц.

Снижение шума станков достигается комплексом мер, в частности, в источнике возникновения шума уменьшается передача колебательной энергии к излучателям звука (стенкам станка). Эти меры включают как выбор благоприятных режимов резания, так и применение вибродемпфирования передающих звуковую вибрацию и излучающих шум деталей и конструкций.

Для уменьшения шума зубчатых передач коробки скоростей и редукторы заключают в звукоизолирующие кожухи. Насосы и двигатели виброизолируют, чтобы устранить передачу вибрации к масляным резервуарам – излучателям звука.

Дальнейшим этапом работы является разработка методики по выбору средств индивидуальной защиты слуха для рабочих мест с учетом фактических спектров шума. Основные положения методики для обоснованного выбора средств индивидуальной защиты слуха применительно к фактической акустической обстановке заключаются в следующем:

1. Определяется перечень рабочих мест с превалирующим шумовым фактором на них.

2. Выполняется оценка спектра шума на выявленных рабочих местах с помощью измерительного оборудования – шумомеров или анализаторов

спектра.

3. Выполняется 1/3 или 1/1 октавный анализ спектра на данных рабочих местах с выявлением особ опасных октав.

4. Выполняется анализ эффективности СИЗ слуха в условиях воздействия на них фактического шума с помощью разработанного оборудования.

5. Выполняется наполнение базы данных по эффективности СИЗ слуха, работающих в разнообразных условиях рабочей среды.

6. Выдаются рекомендации по использованию конкретных СИЗ слуха, в том числе с учетом критерия «эффективность/стоимость».

Эффект от реализации рассмотренного подхода будет заключаться более всего в оценке здоровье сбережения персонала организаций, использующих средства индивидуальной защиты слуха. Например, на основании накопленной статистики измерений эффективности СИЗ с учетом их эффективности и реального шумового спектра на производственном участке можно делать прогноз снижения порогов слуха человека при использовании различных средств, в том числе реализующих защиту слуха активным методом – синтезом гасящей волны в наушниках [7].

Список литературы

1. *Блинова, Л.П.* Акустические измерения / *Л.П. Блинова, А.Е. Колесников, Л.Б. Ланганс.* - М. Изд-во стандартов, 1972. – 271 с.
2. ГОСТ Р 12.4.208-99 «ССБТ. СИЗ органа слуха. Наушники. Общие технические требования».
3. ГОСТ Р 12.4.209-99 «ССБТ. СИЗ органа слуха. Вкладыши. Общие технические требования».
4. ГОСТ Р 12.4.211-99 «ССБТ. СИЗ органа слуха. Противошумы. Субъективный метод измерения поглощения звука».
5. ГОСТ Р 12.4.212-99 «ССБТ. СИЗ органа слуха. Противошумы. Оценка результирующего значения А-корректированного уровня звукового давления при использовании средств индивидуальной защиты».
6. ГОСТ Р 12.4.213-99 «ССБТ. СИЗ органа слуха. Противошумы. Упрощенный метод измерения акустической эффективности противошумных наушников для оценки качества».
7. Реализация адаптивных фильтров по активному управлению акустическими полями с использованием цифрового сигнального процессора семейства TMS320C25 */ Зыков А.М., Тюрин А.П.* / В сборнике: Молодые ученые - ускорению научно-технического прогресса в XXI веке сборник материалов III Всероссийской научно-технической конференции аспирантов, магистрантов и молодых ученых с международным участием: электронное научное издание. – Ижевск, 2015. – С. 300-304.

Усовершенствованный метод оценки общей вибрации в транспортном средстве

Некрасов И.А. [1], Kuczynski Jacek[2]
[1]ООО «Алгоритм-Акустика»
[2]SVANTEK

ni@algoritm.ru

Аннотация: В данной работе предлагается усовершенствованный метод длительного измерения общей вибрации в реальных условиях эксплуатации транспортного средства. Наряду с уровнями вибрации предлагается использовать для оценки воздействия дополнительную информацию, полученную от систем ГЛОНАСС/GPS. Это позволяет связать текущие уровни вибрации с координатами транспортного средства, скоростью его движения, построить на карте пройденный маршрут и с помощью цветовой гаммы отобразить действующую в каждой его точке вибрацию.

Этот метод дает мощный инструмент контроля вибрационного воздействия на водителя в транспортном средстве на любом участке маршрута, с учетом скорости и особенностей его движения. Полученные в результате измерения координаты движения транспортного средства и их связь с уровнями вибрации позволяют выявлять участки дороги с плохим покрытием и условиями движения, контролировать рабочий график водителя, его реальную загрузку, пройденное расстояние, объекты посещения.

Ключевые слова: Персональный виброметр, измерение общей вибрации в транспортных средствах.

Введение

В соответствии с методикой ГОСТ 31319-2006 [1], измерения общей вибрации на рабочем месте водителей транспортных и транспортно - технологических средств должны выполняться в естественных ежедневных условиях нахождения работника на рабочем месте с обязательным контролем режимов движения транспортного средства, состояния дорожного полотна, всех изменений дорожных условий.

Однако, практика показывает, что измерения общей вибрации в транспорте зачастую выполняются в неких стандартных, «эталонных» условиях. Для этого специально выбираются участки дорог, находящиеся в относительно неплохом состоянии, а измерения выполняются на одной и той же средней скорости. При этом не учитываются такие факторы, как техническое состояние дорожного полотна и его покрытия, реальное изменение скорости движения в транспортных потоках, особенности и манеры управления автомобилем конкретным водителем и т.д. Игнорирование этих факторов приводит как к занижению, так и к завышению оценки воздействия общей вибрации в транспортных средствах.

Развитие персональных виброметров позволило использовать возможности систем ГЛОНАСС/GPS для местоопределения транспортного средства, определять в любой момент скорость его движения, связать эту информацию с уровнями вибрации, построить на карте маршрут движения автомобиля и с помощью цветовой гаммы отобразить действующие в каждой точке маршрута уровни вибрации.

Метод измерения

В данной работе анализировался результат измерения, выполненный новейшим персональным виброметром, анализатором спектра SV 100, производства фирмы SVANTEK (Польша) – Рис 1.

Рис. 1. SV 100

SV 100 соответствует требованиям, предъявляемым к виброметрам в ГОСТ ИСО 8041-2006 [2], и предназначен для выполнения измерений общей вибрации на рабочих местах как в стационарных объектах при установке на металлическую платформу, так и в транспортных средствах при установке на сидении водителя, в соответствии с методикой измерений ГОСТ 31319-2006 [1]. Прибор выполняет одновременные измерения вибрации по осям X, Y, Z трехосевым акселерометром, созданным на базе MEMS технологий.

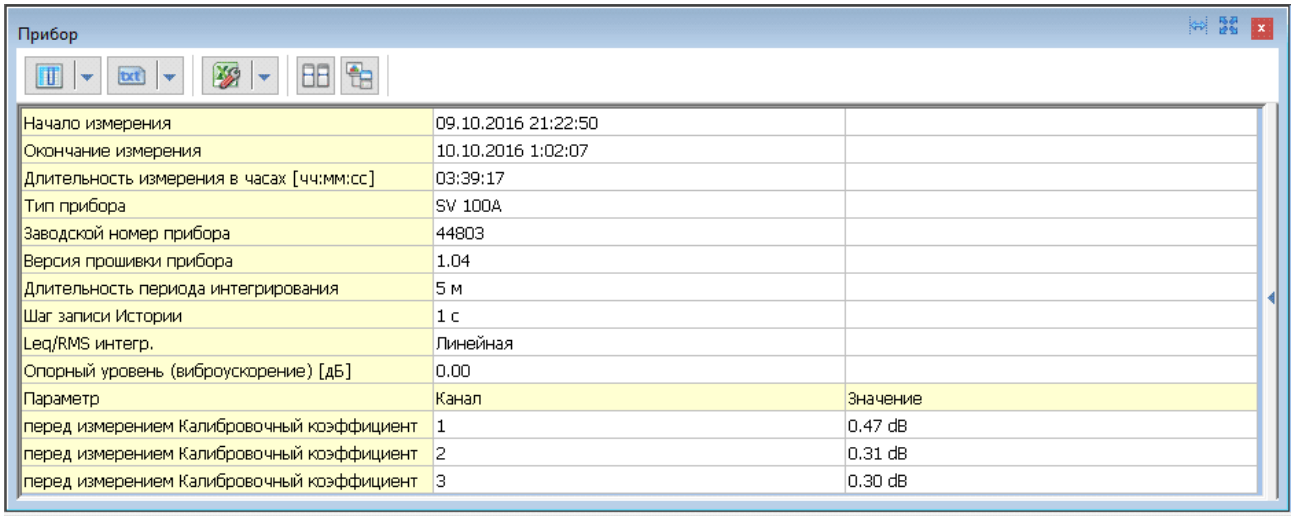
Помимо измерения стандартных корректированных одночисловых значений awx, awy, awz и многих других, прибор выполняет анализ сигналов в 1/1 и 1/3 октавных спектрах с одновременной записью временной истории всех параметров с очень коротким шагом записи (от 100 мс).

Для правильной оценки воздействия вибрации за рабочий день прибор обладает детектором присутствия человека на рабочем месте, позволяющим выявлять и фиксировать периоды времени, когда человек находился на сидении транспортного средства, а когда отсутствовал. Через беспроводной порт Bluetooth SV100 может подключаться к другим устройствам (компьютеру, планшету, смартфону) и обмениваться с ними данными.

Для обработки и анализа полученных результатов применялось программное обеспечение «Помощник». ПО «Помощник» - простой и удобный инструмент автоматического вычисления сменного воздействия производственной вибрации А(8) с возможностью выявления, выделения и исключения из общего результата вклада различных источников помех.

Измерения выполнялись на рабочем месте (сидении) водителя автомобиля Mercedes Sprinter, который двигался по одному из рабочих маршрутов по городским дорогам общего использования. В процессе измерений виброметр SV100 через беспроводной порт Bluetooth постоянно поддерживал связь со смартфоном водителя, который, в свою очередь, был подключен к системе определения координат ГЛОНАСС/GPS, обеспечивая в реальном времени корреляцию результатов измерения вибрации с координатами местоположения

автомобиля и скоростью его движения. Общая длительность измерения составила 3 часа 39 минут 17 секунд. Это время было поделено на пятиминутные интервалы времени, на которых результат измерения усреднялся и записывался в память прибора. Информация о дате и длительности выполненного измерения, а также о настройке прибора, приведена в таблице на Рис.2.


Прибор

Начало измерения	09.10.2016 21:22:50	
Окончание измерения	10.10.2016 1:02:07	
Длительность измерения в часах [чч:мм:сс]	03:39:17	
Тип прибора	SV 100A	
Заводской номер прибора	44803	
Версия прошивки прибора	1.04	
Длительность периода интегрирования	5 м	
Шаг записи Истории	1 с	
Leq/RMS интегр.	Линейная	
Опорный уровень (виброускорение) [дБ]	0.00	
Параметр	Канал	Значение
перед измерением Калибровочный коэффициент	1	0.47 dB
перед измерением Калибровочный коэффициент	2	0.31 dB
перед измерением Калибровочный коэффициент	3	0.30 dB

Рис. 2. Информация о настройке прибора SV100.

По окончании измерений все эти данные были переданы в программное обеспечение «Помощник» для дальнейшей последующей обработки.

Результаты измерений

В течение всего времени измерения была получена выборка из 43-х корректированных среднеквадратичных значений виброускорения, усредненных на пятиминутных интервалах времени. Параллельно определялись координаты местонахождения автомобиля и его скорость движения. Маршрут движения автомобиля, наложенный на карту, показан на Рис. 3, результаты измерений вибрации и скорости движения автомобиля показаны на Рис.4.

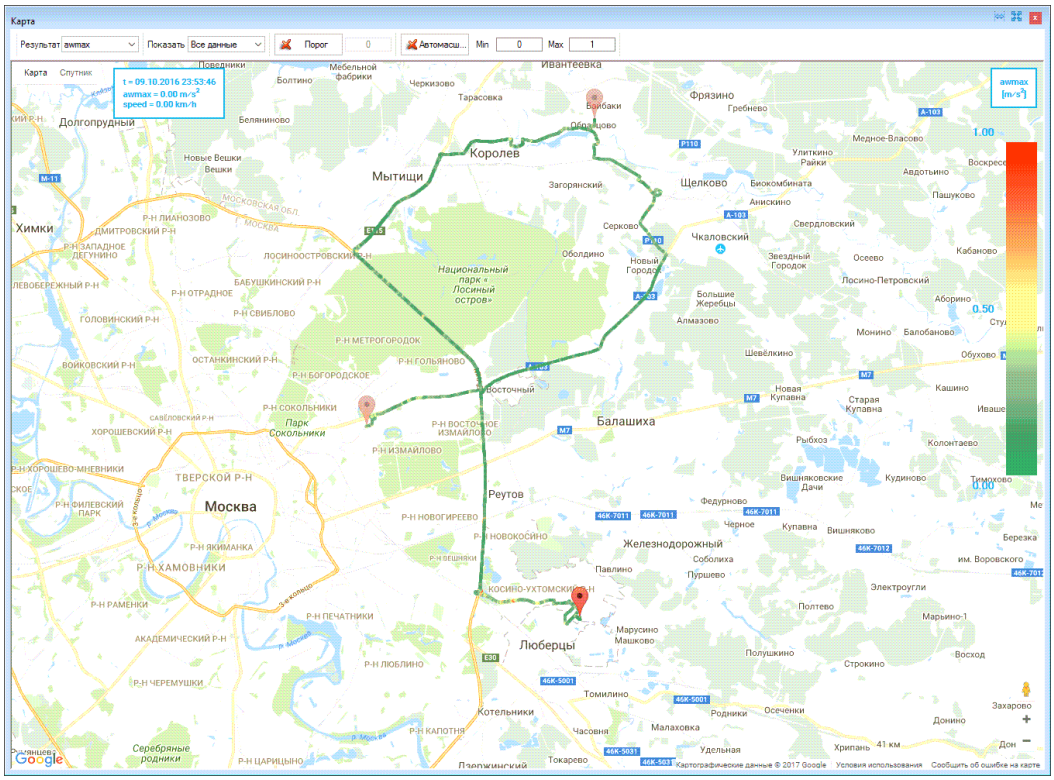


Рис.3. Маршрут движения

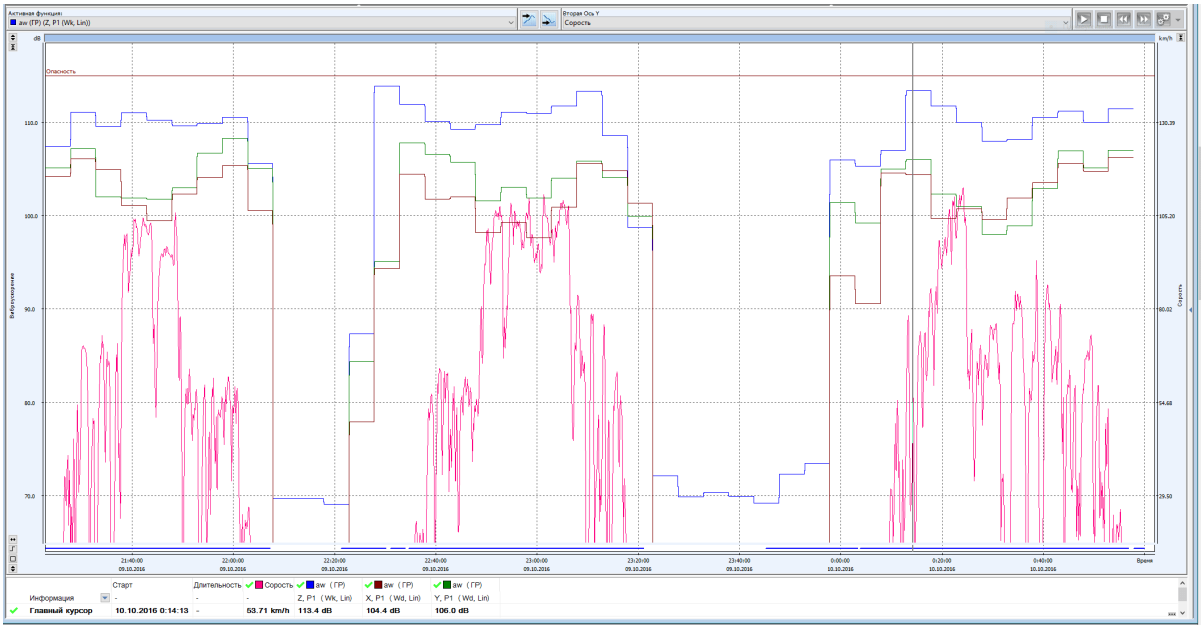


Рис. 4. Результаты измерения корректированного виброускорения по осям X, Y, Z и скорости движения автомобиля

Видно, что на сидении водителя доминирующей является вибрация по оси Z. На маршруте автомобиль делал две остановки, водитель дважды покидал свое рабочее место, а скорость автомобиля на некоторых участках достигала 110 км/ч.

Анализируя соотношение скорости движения и уровней вибрации на сидении водителя, можно сделать вывод, что вибрация практически не зависит

от скорости движения транспортного средства, а определяется, в первую очередь, состоянием дорожного покрытия. Максимальные уровни вибрации воздействовали на водителя в моменты времени, когда скорость автомобиля составляла 50-70 км/ч.

Максимальные уровни вибрации и соответствующий им участок дороги показаны на Рис. 5

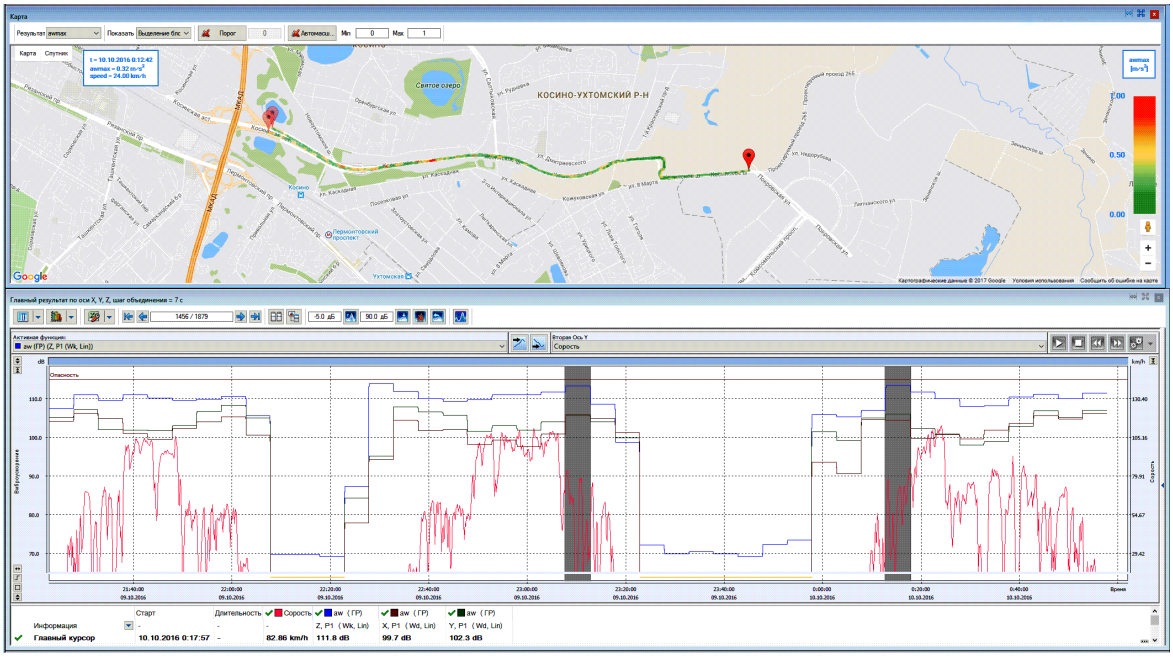


Рис. 5. Участок дороги с максимальными уровнями вибрации

На графике главных результатов выделены два пятиминутных интервала времени, в течение которых водитель получил максимальное воздействие вибрации составляющее 113,4 дБ. Соответствующий им участок дороги показан на карте Рис.5. Красным цветом показаны участки с максимальным воздействием вибрации.

На Рис. 6 и 7 показаны спектрограммы 1/1 октавного спектра, связанные с выделенными интервалами времени. Первый интервал соответствует движению в одну сторону, второй - движению в обратном направлении. Средняя скорость движения на этом участке дороги составила 54 км/ч.

В том, что увеличение вибрации напрямую связано с техническим состоянием дорожного полотна, можно убедиться по спектрограмме 1/1 октавного спектра.

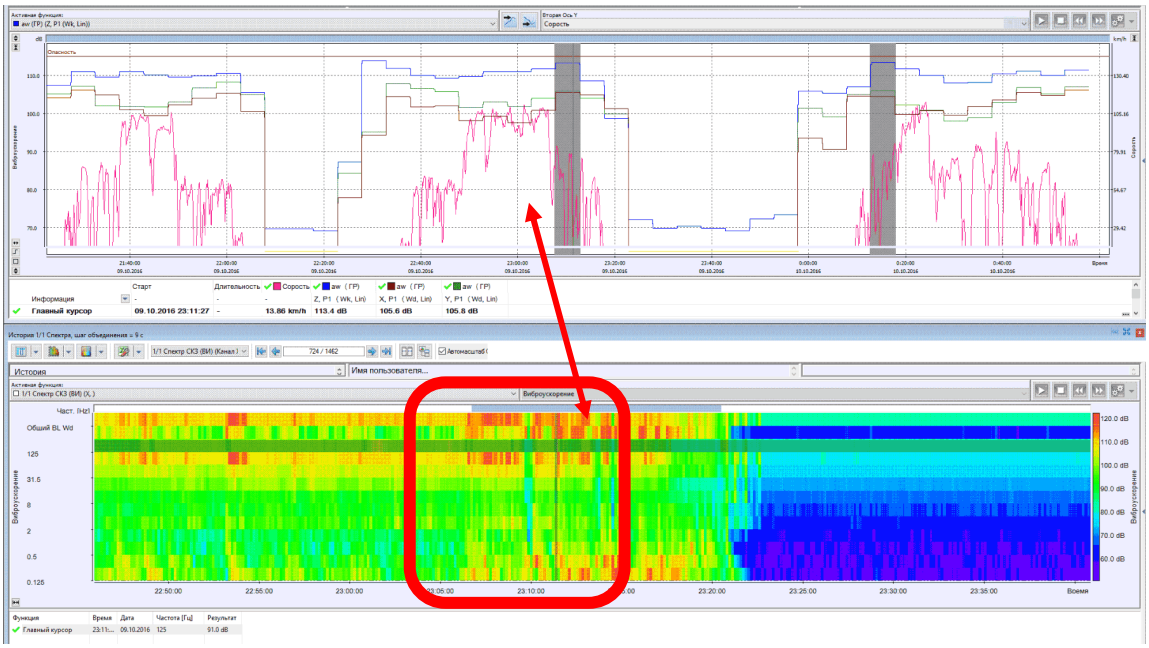


Рис. 6. Спектрограмма движения автомобиля по плохому участку дороги в одном направлении

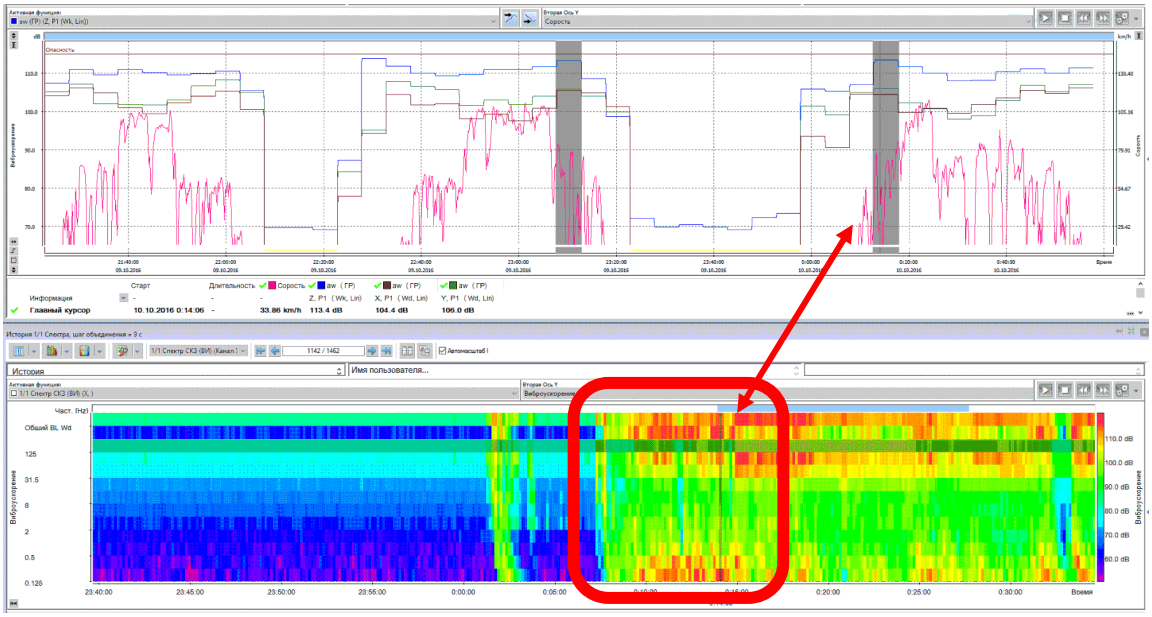
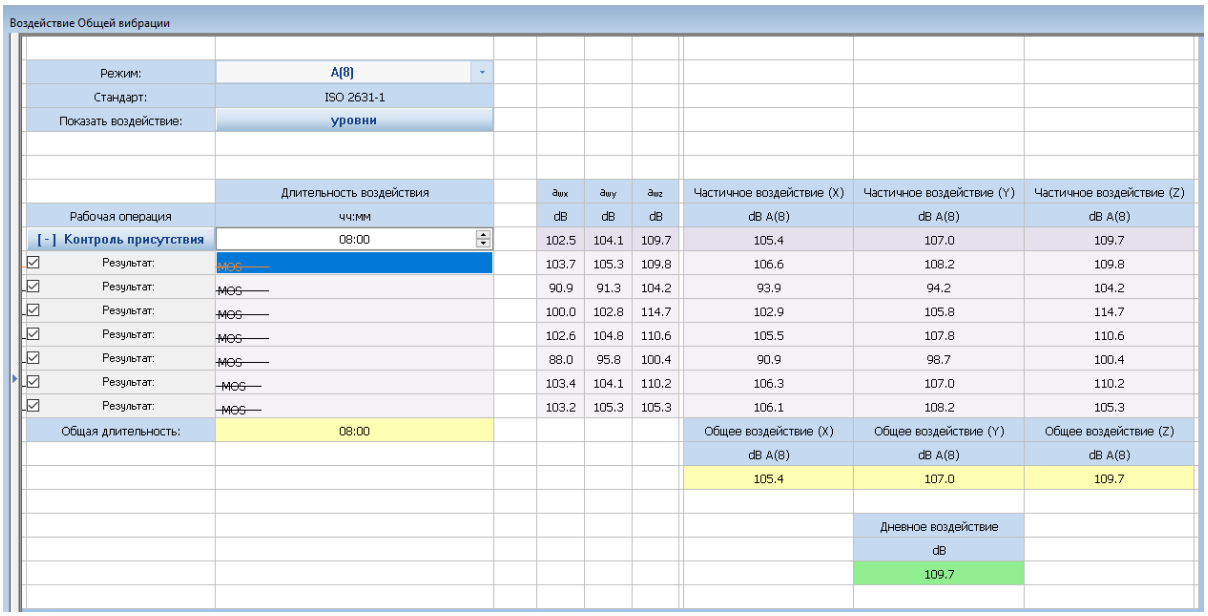


Рис.7. Спектрограмма движения автомобиля по плохому участку дороги в обратном направлении

Вибрация на выделенных участках имеет ярко выраженные низкочастотные и высокочастотные составляющие, что характерно для контакта колеса транспортного средства с трещинами, ямами и другими артефактами плохого дорожного покрытия.

Полученные данные были использованы для оценки воздействия вибрации на водителя при движении по указанному маршруту. Вычисления выполнялись с использованием программного обеспечения «Помощник», которое автоматически исключило из расчета результаты, когда водитель отсутствовал

на рабочем месте. Результат вычисления представлен на Рис. 8.



Воздействие Общей вибрации

Режим:	A(8)						
Стандарт:	ISO 2631-1						
Показать воздействие:	уровни						
	Длительность воздействия		a_{wx}	a_{wy}	a_{wz}	Частичное воздействие (X)	Частичное воздействие (Y)	Частичное воздействие (Z)
Рабочая операция	чч:мм		dB	dB	dB	dB A(8)	dB A(8)	dB A(8)
[-] Контроль присутствия	08:00		102.5	104.1	109.7	105.4	107.0	109.7
Результат:	MOS		103.7	105.3	109.8	106.6	108.2	109.8
Результат:	MOS		90.9	91.3	104.2	93.9	94.2	104.2
Результат:	MOS		100.0	102.8	114.7	102.9	105.8	114.7
Результат:	MOS		102.6	104.8	110.6	105.5	107.8	110.6
Результат:	MOS		88.0	95.8	100.4	90.9	98.7	100.4
Результат:	MOS		103.4	104.1	110.2	106.3	107.0	110.2
Результат:	MOS		103.2	105.3	105.3	106.1	108.2	105.3
Общая длительность:	08:00					Общее воздействие (X)	Общее воздействие (Y)	Общее воздействие (Z)
						dB A(8)	dB A(8)	dB A(8)
						105.4	107.0	109.7
							Дневное воздействие	
							dB	
							109.7	

Рис.8. Расчет сменного воздействия общей вибрации на водителя с учетом периодов времени его отсутствия на рабочем месте

Выводы

Персональный виброметр полностью удовлетворяет требованиям методики измерения ГОСТ 31319-2006 [1], позволяя выполнить измерения общей вибрации на рабочем месте водителей транспортных и транспортно - технологических средств в естественных ежедневных условиях с обязательным контролем режимов движения транспортного средства, состояния дорожного полотна, всех изменений дорожных условий.

Применение систем глобального местоопределения (ГЛОНАСС/GPS) позволило контролировать скорость движения транспортного средства, связать эту информацию с уровнями вибрации, построить на карте маршрут движения автомобиля и с помощью цветовой гаммы отобразить действующие в каждой точке маршрута уровни вибрации. Это, в свою очередь, позволило выявлять участки дорог, при движении по которым на водителя воздействует повышенная вибрация.

Уровни вибрации на рабочем месте водителя напрямую связаны с техническим состоянием дорожного покрытия и мало зависят от скорости движения автомобиля.

Применение дополнительных технических средств, таких, как анализ спектрограммы, позволяет идентифицировать причины повышения вибрации на рабочем месте водителя.

Список литературы

1. ГОСТ 31319-2006 Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Требования к проведению измерений на рабочих местах. г. Москва, Стандартинформ, 2006.
2. ГОСТ ИСО 8041-2006 Воздействие вибрации на человека. Средства измерений. г. Москва, Стандартинформ, 2008.

Применение интенсиметрической антенны для мониторинга и локализации источников шума

Евсевьев В.В. , Пирожков М.В., Скиба С.П.
АО «Специальное конструкторское бюро «Виброприбор»

vibrotag@yandex.ru

Аннотация: При мониторинге акустических шумов механизмов (транспортных потоков) часто возникает необходимость количественно оценить шум, излучаемый разными источниками, а также локализовать наиболее шумящие объекты. Решение этой задачи позволяет принять меры по уменьшению шума конкретных объектов. В статье приводятся описание и технические характеристики акустической антенны для интенсиметрических измерений , позволяющей реализовать эти задачи на практике. Применение в антенне специальных фазированных микрофонных капсюлей позволяет расширить частотный диапазон измерения акустической интенсивности в области низких частот. Применение 3-х пар фазированных пар микрофонов, расположенных в трех взаимно перпендикулярных плоскостях позволяет локализовать источники шума вне зависимость от их расположения. Проведенные испытания подтверждают совпадения расчетных и практических значений.

Ключевые слова: интенсивность звука, фазированные микрофоны.

Введение

Как известно любой физический объект, создающий механические колебания, излучает звуковую энергию. Интенсивность звука отображает скорость потока звуковой энергии в определенной точке звукового поля или проходящую через единичную площадь звуковую мощность. Единица измерения интенсивности в системе СИ является Вт\м^2. Интенсивность звука определяет направление потока звуковой энергии в определенной точке звукового поля и является векторной величиной, определяемой абсолютным значением и направлением, тогда как звуковое давление определяется абсолютным значением и является скалярной величиной.

Звуковое давление, воспринимаемое органом слуха или снабженным микрофоном устройством, зависит от расстояния до источника звука и акустических условий окружающей среды. Звуковое давление в закрытом пространстве зависит от его размеров и параметров звукопоглощения, ограничивающих это пространство поверхностей. В связи с этим по результатам измерения звукового давления нельзя однозначно определить количество звуковой энергии излучаемой источником шума. Особенно недостаток этого метода проявляется в случае наложения звуковых полей от нескольких источников шума. При этом сложно выявить и локализовать наиболее шумящий источник.

Интенсивность звука можно измерять непосредственно на месте эксплуатации исследуемого источника звука при этом измерения можно проводить даже в присутствии других источников звука или шума. Это обусловлено тем, что стационарный фоновый шум не сказывается на звуковой мощности, определяемой по результатам измерения интенсивности звука.

Аппаратура для измерения и анализа интенсивности звука состоит из акустического зонда (3,4,5) и анализатора. Подробное описание и принцип работы и анализа изложены в (2,4,5)

Цель данной статьи представить созданную в АО «СКБ «Виброприбор» интенсиметрическую антенну, состоящую из 3-х пар взаимно согласованных фазированных микрофонов, установленных в трех взаимно перпендикулярных плоскостях в положении «face -to- face» (Рис.1). В состав антенны входит 6-и канальный источник питания и согласования, обеспечивающий предварительные усилители микрофонов напряжением питания и поляризации. Источником питания блока служит встроенный аккумулятор. Сигналы с микрофонов поступают на АЦП регистратора . Антенна предназначена для работы в составе комплексов для мониторинга и локализации источников повышенного шума в промышленности и на транспорте.

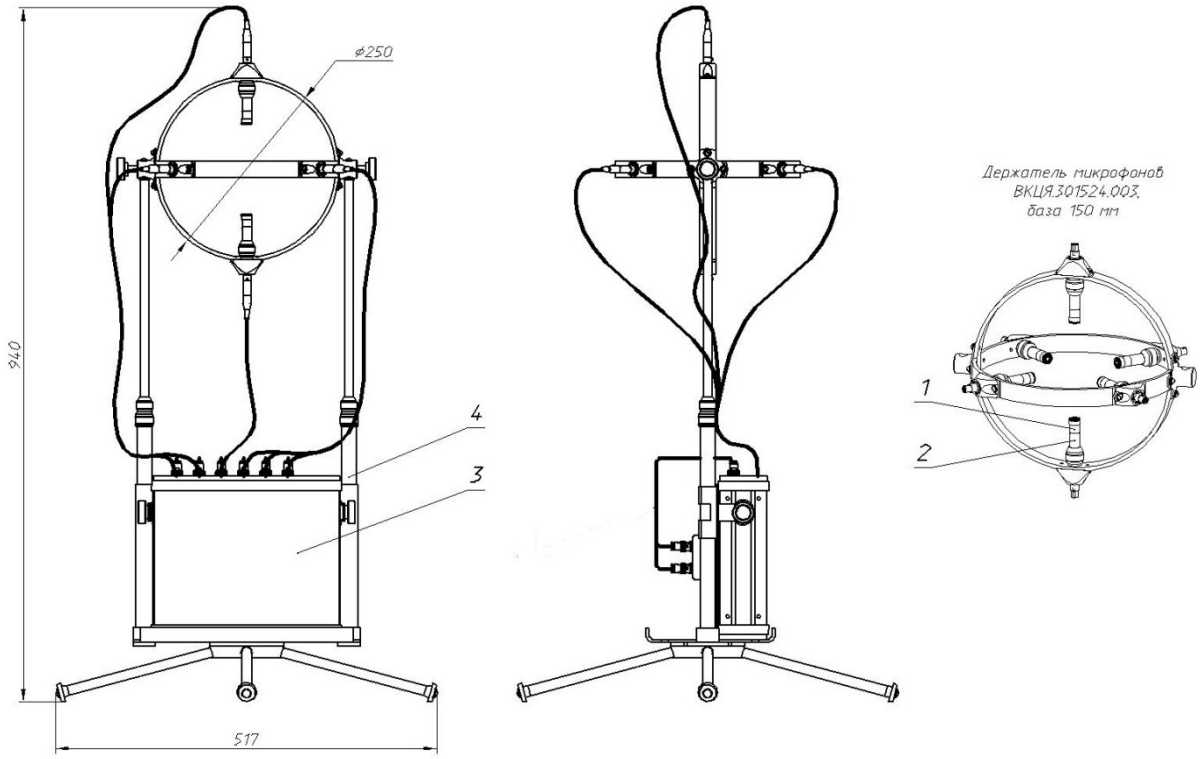


Рис.1 Интенсиметрическая антенна
1- капсюль микрофонный конденсаторный; 2- предварительный усилитель; 3 – источник питания и согласования; 4 – устройство крепления.

Входящие в состав интенсиметрической антенны пары конденсаторных микрофонов согласованны: по фазе - с точностью до 0,5град. (1), по чувствительности - с точностью до 0,5дБ, по отклонению АЧХ - менее 1,0 дБ.

При установке расстояния между микрофонами равном 150 мм, частотный диапазон измерения интенсивности звука при вышеприведенных параметрах согласования составляет от 2Гц до 1000Гц. Диапазон измерения звукового давления от 1,6Гц до 20кГц при неравномерности +\-2дБ.

Проведены расчеты, подтверждающие соответствие параметров интенсиметрической антенны согласно методики, изложенной в (5).

Двухмикрофонный метод основан на приближенном вычислении градиента давления. Если X – проекция вектора акустической волны на ось, образованную парой микрофонов, то вдоль этой оси справедливо уравнение Эйлера

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial x} \quad (1)$$

Где p и u – проекции давления и скорости на эту ось, ρ – плотность среды.

$$\text{Приближенно } \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{p_2 - p_1}{d} \quad (2)$$

Где p_1 и p_2 – давления, измеренные первым и вторым микрофонами, d – расстояние между микрофонами.

Тогда скорость вычисляется по формуле

$$u(t) = -\frac{1}{\rho d}\int_0^t (p_1 - p_2)dt \quad (3)$$

Проверка результатов расчета

Для акустического синусоидального сигнала для бегущей односторонней волны решением уравнения Эйлера (1) будет

$$p(t,x)=P_0 \sin(\omega t - kx) \quad , u(t,x)=\frac{P_0}{\rho a}\sin(\omega t - kx) \quad (4)$$

$k = \frac{\omega}{a}$, $\omega = 2\pi f$; a – скорость звука (м/с), f – частота (Гц).

Согласно определению интенсивности

$$I = [\, pu \,], \quad (5)$$

где угловые скобки означают усреднение по времени.

Подставив решения (4) в (5) и, усреднив по периоду, получим

$$I = \frac{P_0^2}{2\rho a} \quad (6)$$

Плотности кинетической и потенциальной энергии (усредненные по времени) равна:

$$К=\frac{\rho u^2}{2} \qquad П=\frac{p^2}{2\rho a^2} \quad (7)$$

Принимая за среднее давление между точками по формуле

$p = (p_1 + p_2)/2$

для скорости получим

$$u = -\frac{1}{d}\int \frac{(p_1 - p_2)}{\rho} \quad (8)$$

Если в точке 2 давление будет $p_{2=}P_0 \sin(\omega t)$, то в точке 1, согласно (4) ,будет

$p_{1=} P_0 \sin(\omega t + \alpha)$.

Умножая скорость на давление и, усредняя по периоду, получим

$$I = \frac{P_0^2}{2d\rho\omega} \sin(\alpha) \quad (9)$$

Нетрудно получить $\alpha = \frac{\omega d}{a}$

Разность давлений будет (для удобства примем момент времени t=0, т.е. момент, когда волна на втором микрофоне будет пересекать ноль на временной оси)

$$\Delta p = (p_2 - p_1) = P_0 \sin(\alpha). \quad (10)$$

$$\text{Тогда} \quad \Delta p/P_0 = \sin\left(\frac{\omega d}{a}\right) \quad (11)$$

При $d \to 0$ $\Delta p = 0$;

При $\alpha << 1$ $\sin(\alpha) \sim \alpha$, тогда, подставляя это значение в (9), получим точное значение интенсивности (6)

Выберем синусоидальный сигнал амплитудой 400 Па, скорость звука 340 м/с, плотность воздуха 1,4 кг/м^3, расстояние между микрофонами 0,15 м.

Проведя расчет по формулам (9) и (11) получим (интенсивность задана в Вт/м^2)

Частота, Гц	**Точное по формуле (6)**	**По формуле (9)**	**По формуле (11)**
2	168,06	168,0664	0,005544
4	168,06	168,0638	0,011087
8	168,06	168,0535	0,022173
16	168,06	168,0121	0,044336
32	168,06	167,8469	0,088585
63	168,06	167,2143	0,173744
125	168,06	164,7245	0,339598
250	168,06	154,935	0,638831
500	168,06	119,1988	0,982966
1000	168,06	21,90751	0,361318

Как видно, расчеты подтверждают возможность измерения интенсивности в заданном частотном диапазоне при приведенных выше параметрах микрофонов и расстояния между ними.

Таким образом, при современном уровне развития цифровой обработки информации, методы измерения акустической интенсивности возможно применять для мониторинга шума транспортных потоков, промышленного оборудования, локализации объектов повышенного шума в условиях многомерных акустических полей при стационарных и непериодических шумовых воздействиях.

Список литературы:

1. *Евсевьев В.В. , Седухин А.И.* Согласованная пара микрофонов для векторно-фазовых измерений, Международная конференция по борьбе с шумом и вибрацией «NOISE-93», Санкт-Петербург, Россия, Май 1993.
2. ГОСТ 30457-97 Определение уровней звуковой мощности источников шума на основе интенсивности звука. М.: ИПК Издательство стандартов, 1998
3. Acoustic Intensity. Paper presented by Bruel&Kjæer at the 2-nd International Congress on Acoustic Intensity 23ed-25th Sehtember 1985. Organized by SETIM at Senlis, France.
4. *Yevsevyev V.V..Shkarupa V.L.* The sound intensity probe. Paper presented at the 12-th International FASE Symposium “Transport Noise and Vibration” St-Petersburg, Russia 1996 September 23-25.
5. *Rasmussen G.* Intensity Measurements, collection of articles, Bruel&Kjæer 1988.

Вопросы автоматизации методик расчета шумового воздействия автотранспортных потоков

Иванов А.В.[1], Никифоров А.В.[1], Кузьмицкий А.М.[1]
[1]ООО «ТЕХНОПРОЕКТ», г. Санкт-Петербург

support@noiseview.ru

Аннотация: Рассмотрены некоторые особенности расчета автотранспортного шума с использованием отечественной нормативной документации на примере учета снижения шума расстоянием и поправки на угол видимости участка дороги. Обозначены отдельные различия и ограничения отечественных методик расчета шума автотранспортного потока и сделаны выводы о возможностях их автоматизации.

Ключевые слова: Шум, акустический расчёт, автотранспортный поток, автоматизация расчетов**.**

В настоящее время в России наблюдается период активного обновления нормативной документации, регламентирующей акустические расчеты. Выходят новые стандарты, своды правил, справочная литература. В этой связи представляет интерес преемственность используемых методик и справочных данных, а также удобство методик с точки зрения автоматизации расчетов.

Для авторов данной статьи, как разработчиков программного комплекса АРМ «Акустика», последний момент особенно важен. В практике современного проектирования оценка шумового воздействия автотранспортных потоков без использования программных средств автоматизации расчётов достаточно сложна и ресурсоёмка. Особенно это проявляется при проектировании в условиях реальной городской застройки, сложного рельефа местности, разветвлённой дорожной сети. Также важным следствием использования программных средств автоматизации расчётов является построение целостной модели местности вокруг рассматриваемого объекта, что позволяет в дальнейшем достаточно просто вносить и отслеживать изменения как самой модели, так и результатов акустического воздействия от объекта.

Моделирование распространения шума от транспортных потоков в АРМ «Акустика» проводится по ГОСТ 31295.2-2005 [1], который на настоящий момент является основным нормативным документом для расчета распространения шума на территории (п.7.5 СП 51.13330.2011[2]). Применимость методики для расчета транспортного шума (рассматриваемого как совокупность эквивалентных точечных источников шума) указана в п.1 и 4 [1]. Все расчетные параметры формализованы, что удобно для автоматизации расчетов. Документ учитывает распространение шума в октавных полосах частот, что позволяет более точно моделировать процессы поглощения,

дифракции и отражения звука. Метод разбиения линейных источников на комбинацию эквивалентных точечных источников позволяет при соответствующих алгоритмах сегментирования добиться очень подробного представления транспортных источников шума в условиях сложной городской застройки. Этот же подход упрощает решение задач учёта экранирования и отражений.

Принимая методику [1] за условный эталон, рассмотрим возможности автоматизации расчётов по методикам ОДМ-2003[3], ОДМ 218.2.013-2011[4], СП XXX.1325800.2016 [5] и проведём небольшое сравнение основных расчётных соотношений. ОДМ-2003 выбрана для сравнения как наиболее известная и используемая в экспертном сообществе методика, являвшаяся на момент создания наиболее полной по составу учитываемых факторов, влияющих на распространение транспортного шума. ОДМ-2011 является текущей заменой [3] со значительными дополнениями и действует на данный момент. Проект методического документа [5] на момент написания статьи проходит этап корректировки и согласования и потенциально станет наиболее полным и современным документом в области защиты от транспортного шума. Необходимо сразу отметить, что [5] помимо расчётных соотношений, указанных в самом документе, указывает на возможность проведения расчётов транспортного шума по [1].

Важным положительным отличием методик [4], [5] является наличие соотношений для расчёта шумовой характеристики транспортного потока (ШХТП) в зависимости от интенсивности движения, состава потока и характеристик дорожного покрытия и т.п. Эти соотношения являются результатом многолетней работы отечественных исследователей по уточнению и актуализации статистической модели транспортных потоков и на данный момент включают в себя большинство определяющих ШХТП факторов. Несмотря на большое количество табличных данных, соотношения для расчёта ШХТП по [4] и [5] в целом достаточно легко алгоритмизируются для автоматизированных вычислений.

Рассмотрим состав основных соотношений для определения уровней звука в расчётной точке (таблица 1).

Таблица 1. **Состав формулы для вычисления уровней звука в расчетной точке**

Документ	**Расчетные зависимости**
1	2
ОДМ-2003 [3]	По ф-ле (3.23) $L_{Ai} = L_{A\text{экв}} - \Delta L_{\text{Арас}} - \Delta L_{\text{Авоз}} - \Delta L_{\text{Ав/т}} - \Delta L_{\text{Апок}} - \Delta L_{\text{Азел}} - \Delta L_{\text{Аэкр}} - \Delta L_{\text{Азастр}} + \Delta L_{\text{Аотр}} - \Delta L_{A\alpha i}$
ОДМ 218.2.013-2011 [4]	*Эквивалентные* уровни звука по ф-ле (7.1) $L_{A\text{экв РТ}} = L_{A\text{экв}} - (\Delta L_{\text{Арас}} + \Delta L_{\text{Авоз}} + \Delta L_{\text{Ав/т}} + \Delta L_{\text{Апок}} + \Delta L_{\text{Азел}} + \Delta L_{\text{Аэкр}} + \Delta L_{\text{Аэкр зас}} + \Delta L_{\text{Аотр зас}} + \Delta L_{\text{Аотр}} + \Delta L_{A\theta})$. *Максимальные* уровни звука по ф-ле (7.13)

Документ	Расчетные зависимости
1	2
	$L_{A\text{макс РТ}} = L_{A\text{макс}} - (\Delta L_{\text{Арас}} + \Delta L_{\text{Авоз}} + \Delta L_{\text{Ав/т}} + \Delta L_{\text{Апок}} + \Delta L_{\text{Азел}} + \Delta L_{\text{Аэкр}} + \Delta L_{\text{Аэкр зас}} + \Delta L_{\text{Аотр зас}} + \Delta L_{\text{Аотр}} + \Delta L_{A\theta})$
СП XXX.1325800. 2016 [5]	*Эквивалентные* уровни звука по ф-ле (26) $L_{A\text{экв РТ}} = L_{A\text{экв}} - \Delta L_{\text{Арас}} - \Delta L_{\text{Авоз}} - \Delta L_{\text{Ав/т}} - \Delta L_{\text{Апок}} - \Delta L_{\text{Азел}} - \Delta L_{\text{Аэкр}} - \Delta L_{A\theta} - \Delta L_{\text{Азас}} + \Delta L_{\text{Аотр}}$. *Максимальные* уровни звука по ф-ле (27) $L_{A\text{макс РТ}} = L_{A\text{макс}} - \Delta L_{\text{Арас}} - \Delta L_{\text{Авоз}} - \Delta L_{\text{Ав/т}} - \Delta L_{\text{Апок}} - \Delta L_{\text{Азел}} - \Delta L_{\text{Аэкр}} - \Delta L_{A\theta} - \Delta L_{\text{Азас}} + \Delta L_{\text{Аотр}}$.

Как следует из табл.1, в методиках [3] - [5] сохраняется преемственность в составе параметров снижения, входящих в основную формулу распространения шума. Начиная с [4] отдельно выделяются соотношения для расчёта максимального уровня звука в расчётной точке.

Рассмотрим зависимости, используемые для учёта снижения эквивалентных уровней звука расстоянием, и далее проиллюстрируем их.

В методике [3] принимается цилиндрическая модель излучения бесконечного линейного источника шума (ф-ла 2.2 [3]):

$$\Delta L_{A\,рас.} = 10lg\left(\frac{R}{R_0}\right) \tag{1}$$

В [4] и [5] используются одинаковые соотношения (ф-ла (7.2) [4], ф-ла (28) [5]), в которых участок дороги рассматривается как линейный источник конечной длины и используется универсальная расчетная зависимость, описывающая все закономерности расширения звуковой волны по мере удаления от него: от цилиндрического расширения через квазицилиндрическое к сферическому:

$$\Delta L_{A\,рас.} = 10lg\left[arctg(\frac{l}{2R_0})\right] - 10lg\left[arctg\,\frac{l}{2R}\right] - 10lg\left(\frac{R_0}{R}\right) \tag{2}$$

На момент написания статьи в проекте [5] последнее слагаемое ф-лы (29)[5] приведено с опечаткой (должно быть $10lg(R_o/R)$ вместо $10lg(R/R_o)$, либо изменён знак), но это, несомненно, будет исправлено в окончательной редакции документа.

Проиллюстрируем зависимости (1) и (2) на небольшом примере: рассмотрим участок однополосной дороги длиной 100 метров с условно заданным эквивалентным уровнем звука на 7.5 м, равным 75 дБА. Построим шумовые карты в окрестности выбранного сегмента дороги. Будем рассматривать сначала только параметр снижения расстоянием (рис. 1), а затем

тот же параметр с добавлением поправки на угол видимости участка из расчётной точки (рис. 2).

Необходимо отметить, что для всех описываемых далее построений под параметром R в формулах (1)-(5) подразумевается кратчайшее расстояние между расчётной точкой и бесконечным линейным источником, расположенное на перпендикуляре к его оси, что соответствует математическому смыслу линейных моделей.

Как видно из рис. 1, соотношения (1) и (2) по форме изофон показывают картину цилиндрического излучения. При этом учёт длины рассматриваемого сегмента дороги (показан синим отрезком в центре рис.1) в соотношении (2) изменяет интенсивность снижения уровня звука с расстоянием от цилиндрического к сферическому закону. Оба соотношения нечувствительны к фактическому расположению рассматриваемого сегмента дороги относительно расчётной точки, т.к. используется кратчайшее к оси источника расстояние R.

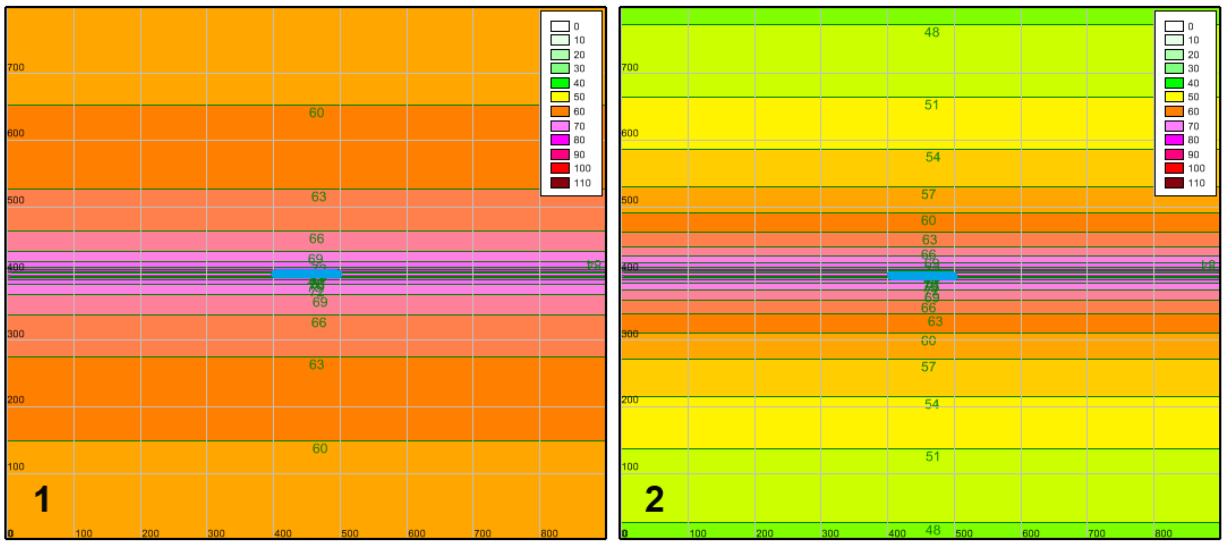


Рисунок 1. Снижение за счёт расстояния без учёта угла видимости (1 – по ф-ле (1), 2 - по ф-ле (2)).

Для дальнейшего анализа и возможности более корректного сравнения, добавим в рассматриваемые соотношения поправку на угол видимости участка дороги ΔL_α и будем проводить расчёт снижения шума по формулам:

$$L_{Apm.} = L_{A7.5} - 10\lg\left(\frac{R}{R_0}\right) + 10\lg\left(\frac{\alpha}{180}\right) \quad (3)$$

$$L_{Apm.} = L_{A7.5} - 10\lg\left[arctg\left(\frac{l}{2R_0}\right)\right] + 10\lg\left[arctg\frac{l}{2R}\right] + 10\lg\left(\frac{R_0}{R}\right) + 10\lg\left(\frac{\alpha}{180}\right) \quad (4)$$

Здесь следует отметить, что во всех трех методиках [3]-[5] при учете ΔL_α имеется опечатка: соотношение для вычисления поправки на угол видимости ΔL_α, определённой как $10lg(\alpha/180)$, имеет обратный знак и при прямой подстановке в вышеописанные формулы даст увеличение уровня звука с

уменьшением угла видимости, что противоречит физическому смыслу данной поправки.

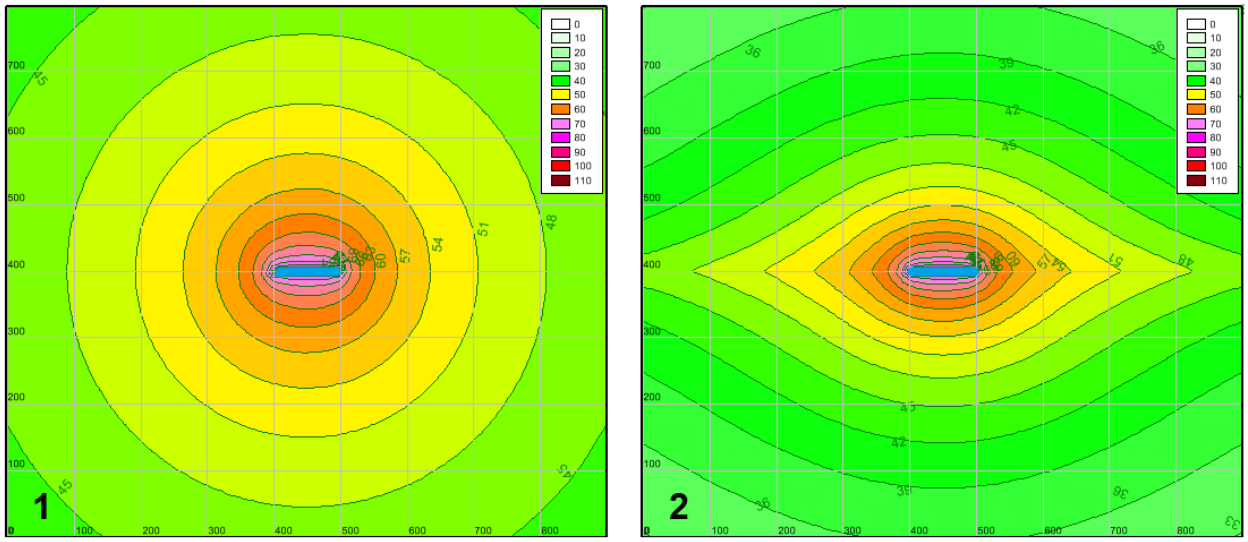


Рисунок 2. Снижение за счёт расстояния с учётом угла видимости (1 – по ф-ле (3), 2 - по ф-ле (4)).

Как можно увидеть на рис. 2, расчёт по соотношению (4) значительно отличается по интенсивности снижения уровня звука от расчёта по (3), и на дистанциях более удвоенного габарита источника, характер снижения близок к сферическому закону. При этом для расчётных точек, не находящихся непосредственно на перпендикуляре к сегменту рассматриваемой дороги, возникают искажения в картине распространения шума, вызванные комбинационным воздействием поправок на угол видимости и длину источника. Это достаточно хорошо объяснимо, принимая во внимание то, что областью определения соотношения (2) является множество точек на перпендикуляре к середине конечного участка дороги (§2.5 [6]). В целом, соотношение (2) более универсально и при «ручном» счёте, когда проектировщик понимает нюансы его использования, представляется более предпочтительным, чем соотношение (1), представляющее идеализированную картину излучения линейного источника. Но при автоматизированном построении карт шума, когда расчётные точки могут находиться в любой области относительно сегментов дороги, соотношения (2) и (4) требуют уточнения, т.к. в случае резких изменений направления транспортной магистрали на картах шума могут появиться зоны искажений, вызванные ограничениями применения формул (2) и (4) (см. рис. 4).

Для полноты сравнения приведём картину распространения шума, рассчитанную по методике [1] с учётом только снижения за счёт дивергенции от точечных источников, представляющих рассматриваемый участок дороги. Разбиение на точечные источники проводится по положениям [1] индивидуально для каждой расчётной точки поля. Каждому точечному источнику из разбиения назначается свой уровень звуковой мощности, исходя

из протяжённости презентуемого точкой отрезка и удельной звуковой мощности линейного источника шума. На рисунках 3 и 4 достаточно хорошо видно, что картина распространения шума при расчётах по [1] и по ф-ле (3) аналогична по форме и отличается только по величине снижения, а при снижении по ф-ле (4) поля выглядят достаточно специфично с ярко выраженными краевыми искажениями.

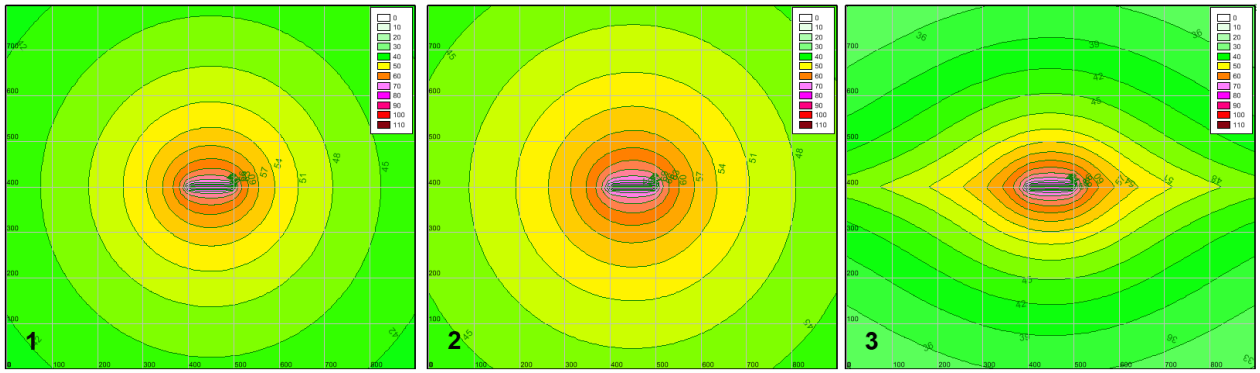


Рисунок 3. Снижение уровней звука от одного сегмента дороги (1 – по ГОСТ 31295, 2 – по ф-ле (3), 3 – по ф-ле (4)).

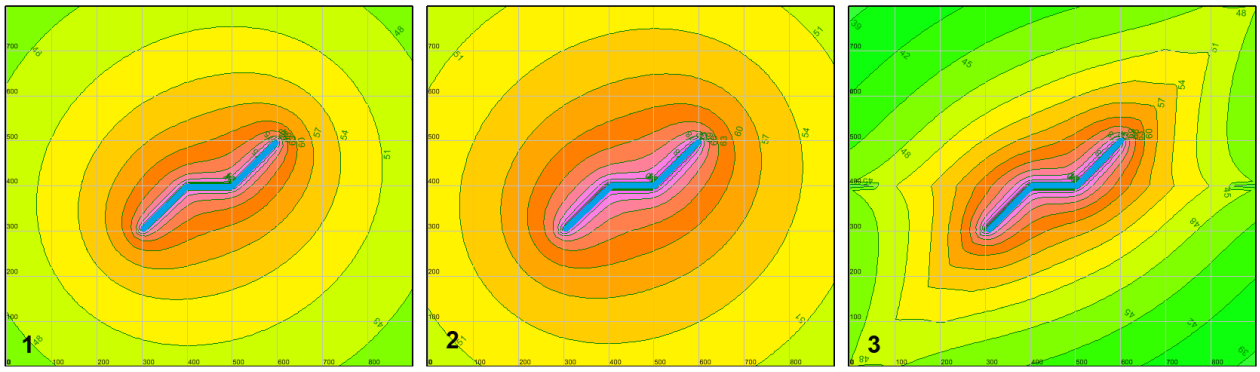


Рисунок 4. Снижение уровней звука от трёх сегментов дороги (1 – по ГОСТ 31295, 2 – по ф-ле (3), 3 – по ф-ле (4)).

Далее рассмотрим возможности методик [3]-[5] в вопросах определения максимального уровня звука. Необходимость выделять расчёт максимального уровня звука от автотранспортного потока в отдельную задачу обусловлена как раз моделированием транспортных магистралей линейными источниками шума. Оперирование при расчёте протяжёнными сегментами дорог хорошо описывает интегральную характеристику в виде эквивалентных уровней шума, но аналогичный подход для максимального уровня, как пикового события от одиночного транспортного средства может дать значительно завышенные результаты.

В методике [3] расчёт максимального уровня звука не описан. На практике для снижения максимального уровня звука расстоянием проектировщиками обычно применялось соотношение $20lg(R/R_o)$, где R - расстояние от расчётной точки до ближайшей точки дороги на оси крайней полосы движения.

В [4] расчёт максимального уровня звука ведется по ф-ле (7.13), которая по составу практически полностью аналогична ф-ле (7.1), используемой для расчета эквивалентного уровня звука, с подстановкой $L_{Amax7.5}$ вместо $L_{Aэкв7.5}$. При этом для расчета снижения шума расстоянием используется та же зависимость (ф-ла (7.2) [4]), что и для эквивалентного уровня звука. По сути, расчёт может не проводиться – достаточно вычислить разницу между $L_{Amax7.5}$ и $L_{Атрп7.5}$ и добавить её к рассчитанному эквивалентному уровню в расчётной точке. Учитывая вышеописанные особенности соотношения (2) можно предположить, что в ближней зоне от транспортного источника оценка максимального уровня звука будет завышена относительно сферической модели излучения, а в зонах далее удвоенной длины рассматриваемого участка – аналогична.

В [5] состав зависимостей для расчета снижения шума при распространении шума на местности для эквивалентного и максимального уровней звука также аналогичен, при этом добавлена отдельная формула для расчёта снижения максимального уровня звука расстоянием (ф-ла (31) [5]):

$$\Delta L_{\text{Амакс.рас}} = -10lg\sum_{i=1}^{N+1}\frac{l}{R^2+((N+1-i)d)^2} + 10lg\sum_{i=1}^{N+1}\frac{l}{56.25+((N+1-i)d)^2}, \quad (5)$$

где l – длина рассматриваемого участка дороги, d – дистанция между автомобилями.

Для иллюстрации расчётов приведём расчётное соотношение для максимального уровня звука с учетом угла видимости по аналогии с ф-ми (3) и (4):

$$L_{\text{Амакс.рт.}} = L_{\text{Амакс.7.5}} + 10\lg\sum_{\text{i=1}}^{\text{N+1}}\frac{l}{\text{R}^2+((\text{N+1-i})\text{d})^2} - 10\lg\sum_{\text{i=1}}^{\text{N+1}}\frac{l}{56.25+((\text{N+1-i})\text{d})^2} + 10\lg(\frac{\alpha}{180}) \quad (6)$$

Формула (5) является дискретным аналогом формулы (2). При уменьшении дистанции d значение $\Delta L_{Амакс.рас}$ стремится к (2), а при увеличении дистанции стремится к закону $20lg(R/R_o)$. При этом снижение шума по (6) интенсивнее снижения по [1] (в [1] выбирается наибольшее значение из максимумов от точечных источников, полученных при разбиении дороги), т.о. оценка максимального уровня по ф-ле (6) дает наибольшее снижение из всех рассмотренных методик (см. рис. 5). Использование формулы в режиме автоматизации расчётов затруднено по аналогичным с вышеописанными для соотношений (2) и (4) причинам. Также не ясен вопрос о выборе интервала d (дистанции между автомобилями), по сути это должен быть интервал между наиболее шумными участниками дорожного движения, например грузовыми автомобилями. В таком случае оценку интервала можно получить из параметров интенсивности движения и процентного состава грузового транспорта в потоке, но в явной форме такие положения в [5] не содержатся.

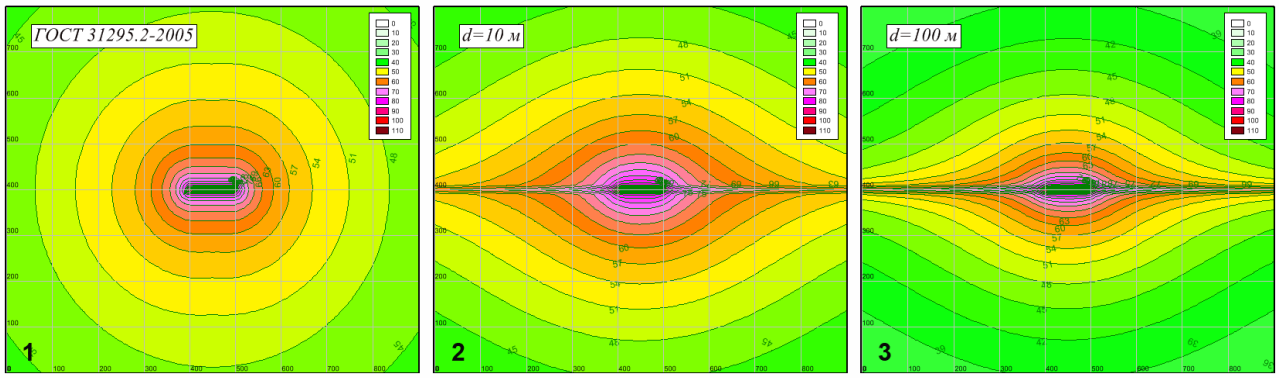


Рисунок 5. Снижение максимального уровня звука (1 – по ГОСТ 31295, 2 – по ф-ле (6) при d=10 метров, 3 – по ф-ле (6) при d=100 метров).

Кратко остановимся на ещё двух важных факторах моделей оценки шумового воздействия: учёте отражённого звука и учёте процесса дифракции звука.

В [3]-[5] явный учёт отражённого звука отсутствует, предлагается добавлять по 3 дБ возле фасадов зданий, что можно адекватно сделать только при ручном расчёте в точку, но не для карт шума. В [5] вводится соотношение (59) с учётом ширины улицы и высоты расчётной точки, но для автоматизации оно малопригодно.

Вопрос экранирования в методиках [3]-[5] решается на основе широко известных зависимостей для полубесконечных тонких экранов, а также для широких зданий, насыпей и выемок по номограммам из работ Маекавы. Обсуждение нюансов применения этих соотношений, к сожалению, выходит за рамки данной статьи, но если сделать краткий вывод, то можно отметить, что они плохо пригодны для автоматизации ввиду наличия большого числа неформализованных параметров. В ручном режиме проектировщик может оценить вклад экранирования по этим соотношениям. В режиме автоматизации получить непрерывную модель для учета экранирования сложной застройкой по положениям [3]-[5] практически невозможно.

Заключение

Выполненный анализ показывает, что методики [3]-[5] имеют ряд ограничений для автоматизации акустических расчетов. В зависимости от конкретного выбора методики, часть параметров, влияющих на распространение шума на местности, остаётся недоступной для алгоритмизации, что не позволяет представить расчёт в виде целостной компьютерной модели. В настоящий момент полностью пригодным для автоматизации остаётся только ГОСТ 31295.2, который позволяет подробно моделировать распространение шума от транспортных потоков. Это отражено в последних изменениях нормативных документов [5] и является их несомненным достоинством, т.к. позволяет проектировщикам выбирать способ и точность реализации расчётов в диапазоне от рекогносцировочной ручной

оценки до полной компьютерной модели. Также следует отметить, что для формул (2) и (5) желательно проведение модификации с учётом расположения расчётной точки сбоку от рассматриваемого участка дороги, либо явное описание области применения указанных соотношений в тексте нормативных документов.

Список литературы

1. ГОСТ 31295.2-2005 Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчёта.
2. СП 51.13330.2011 Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003.
3. ОДМ «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. –М.: Росавтодор, 2003.
4. ОДМ 218.2.013-2011. Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам. –М.: Росавтодор, 2011.
5. СП XXX.1325800.2016. Здания и территории. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков (проект, 1-я редакция).
6. Основы проектирования транспортных шумозащитных экранов. Учеб. пособие/*И.Л. Шубин, И.Е. Цукерников, Н. Николов, А. Писарски*. –М: ИД «БАСТЕТ», 2015.

Верификация численных расчетов акустических характеристик резонатора Гельмгольца

Маслов М.Г.[1], Гантман М.Ю. [1], Куклин М.В.[2]
[1]АО «ОКБМ Африкантов»
[2]«ПО «Севмаш»

maslov-zav@yandex.ru

Аннотация: Проблема снижения шума в трубопроводных системах является актуальной задачей. Причем и жидкие, и газообразные рабочие среды в трубах могут являться одним из основных трактов передачи акустической энергии от источника колебаний к различным элементам энергетических установок. В настоящей работе рассматривается частный вопрос по численному моделированию работы резонатора Гельмгольца, установленного на стенке цилиндрической трубы. Акустические расчеты резонатора проводились методом конечных элементов на базе программного комплекса Ansys. Полученные результаты численных вычислений сопоставляются с теоретическими расчетами и экспериментальными исследованиями.

Ключевые слова: Снижение, шум, трубопровод, резонатор, Гельмгольц, расчет.

Введение.

При разработке энергетических установок для объектов морской техники к актуальным акустическим задачам относятся задачи, связанные со снижением шума в трубопроводных системах. Причем и жидкие и газообразные рабочие среды в трубах могут являться основным трактам передачи акустической энергии от источника колебаний к различным элементам энергетических установок.

Наиболее распространённым средством борьбы с шумом в трубопроводах является использование резонатора Гельмгольца. Для низкочастотных колебаний в жидких средах длины волн, достаточно велики по сравнению с сечениями трубопроводов. Это обстоятельство не позволяет создать конструкции активных глушителей, в которых эффективно поглощается колебательная энергия. Поэтому для снижения низкочастотных колебаний применяют реактивные глушители, принцип действия которых основан на отражении части энергии обратно к источнику колебаний. Резонатор Гельмгольца является глушителем шума реактивного типа, который может применяться для снижения пульсаций давления в трубе на частотах, характерных как для самих источников колебаний – насосов, так и на частотах, характерных для собственных частот колебаний столба жидкости или газа в трубе.

Для эффективного использования резонаторов в трубопроводных системах необходима полная информация как об импедансных характеристиках

трубопровода, учитывающих колебания и рабочей среды и конструкции трубопровода, так о физических свойствах рабочей среды.

Наиболее приемлемым методом определения амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) трубопроводных систем с различными импедансными включениями на этапе проектирования и при разработке мероприятий по акустической доводке для готового изделия, с точки зрения получения наиболее достоверных результатов акустических расчетов для практического использования, является метод конечных элементов (МКЭ). Применение МКЭ позволяет оперативно производить численные расчеты сложных колебательных систем и, как следствие, внедрять эффективные средства акустической защиты.

Расчет частоты собственных колебаний резонатора и эффективности его работы.

Важнейшей характеристикой резонатора является частота собственных колебаний, которая определяется по формуле [1]:

$$f_0 = (c/2\pi)\sqrt{S_0/l_c V}\,, \qquad (1)$$

где c – скорость звука в среде, S_0 – площадь поперечного сечения горла резонатора, V - объём полости резонатора, $l_c = l + l_{np}$ эффективная длина горла резонатора, определяемая совокупностью действительной длиной горла l и его присоединенными длинами горла с внутренней l_i и внешней стороны l_e резонатора, $l_{np} = l_i + l_e$. Сумма $l_i + l_e$ называется концевой поправкой.

При расчете частоты собственных колебаний резонатора необходимо:

– учитывать конфигурацию трубопровода [2], в который устанавливается резонатор, и место установки резонатора в трубопроводе;

– корректно и точно определять присоединённую длину горла резонатора, которая зависит от целого ряда факторов, определяемых особенностями конфигурации резонатора (геометрическими размерами горла и объема полости) [3-5,7];

– учитывать жесткостные характеристики конструктивных элементов резонатора;

– учитывать физические свойства жидких рабочих сред в трубопроводе и точно определять скорость звука в рабочей среде с учетом податливости стенок трубы.

Таким образом, наиболее точным и достоверным способом расчета частоты собственных колебаний резонатора является численное моделирование работы резонатора.

Эффективность работы резонатора, области частот ослабления и усиления звука можно определить как [6]:

$$\Delta L = 20\lg\left|1 + \frac{Z_И Z_Н}{Z_В(Z_И + Z_Н)}\right| \text{ дБ}, \qquad (2)$$

где $Z_И$, $Z_Н$, $Z_В$ – акустические сопротивления (импедансы) трубопровода со стороны источника колебаний, со стороны нагрузки (защищаемой части

трубопроводной системы) и собственно импедансного включения (резонатора) соответственно.

Результаты экспериментальных исследований и численного моделирования работы резонатора.

Для верификации численных расчетов акустических характеристик резонатора были проведены испытания опытного образца резонатора на экспериментальном стенде (рисунок 1). Испытания резонатора 1 проводились в вертикальной цилиндрической трубе 2, установленной на усечённом конусе 3, заполненные пресной водой, закрытые с одной стороны жесткой крышкой 4. В качестве источника шума использовался излучатель 5, который через усилитель мощности получал возбуждение в виде белого шума в широком диапазоне частот от генератора сигнала встроенного в анализатор. Приемниками гидродинамического шума служили гидрофоны № 1-3, сигналы от которых через предварительный усилитель поступали на анализатор сигналов. Передача оцифрованных сигналов с анализатора производилось по сети Ethernet на персональный компьютер. Управление генератором, запись сигналов и математическая обработка результатов измерений осуществлялась с помощью программного обеспечения фирмы “Bruel & Kjaer” установленного на персональном компьютере.

Верхний участок 6 трубы на границе раздела сред «вода-воздух» можно оставлять как свободно открытым, так и закрытым. Это позволяет изменять собственные частоты колебаний столба жидкости в трубе. В настоящей работе приведены результаты для случая с открытым верхним участком трубы.

В программном комплексе Ansys создавалась виртуальная модель экспериментального стенда, которая разбивалась на конечные элементы определенного размера и формы. Затем полученная модель импортировалась в LMS Virtual Lab, где задавались граничные условия, способ возбуждения пульсаций давления, физические свойства рабочей среды, точки измерений гидродинамического шума и исходные данные для численного расчета работы резонатора. Конечно-элементная модель стенда представлена на рисунке 2.

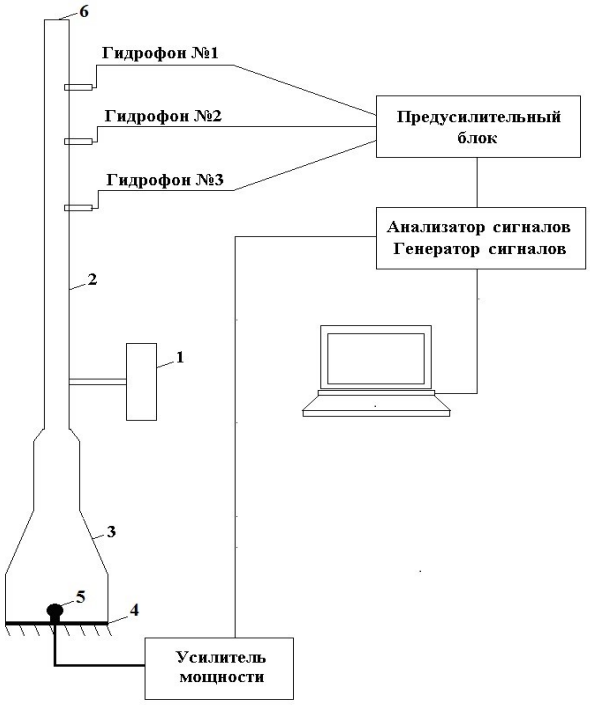


Рис. 1. Блок-схема стенда для испытаний резонатора Гельмгольца (указанные на схеме приборы изготовлены датской компанией “Bruel & Kjaer”)

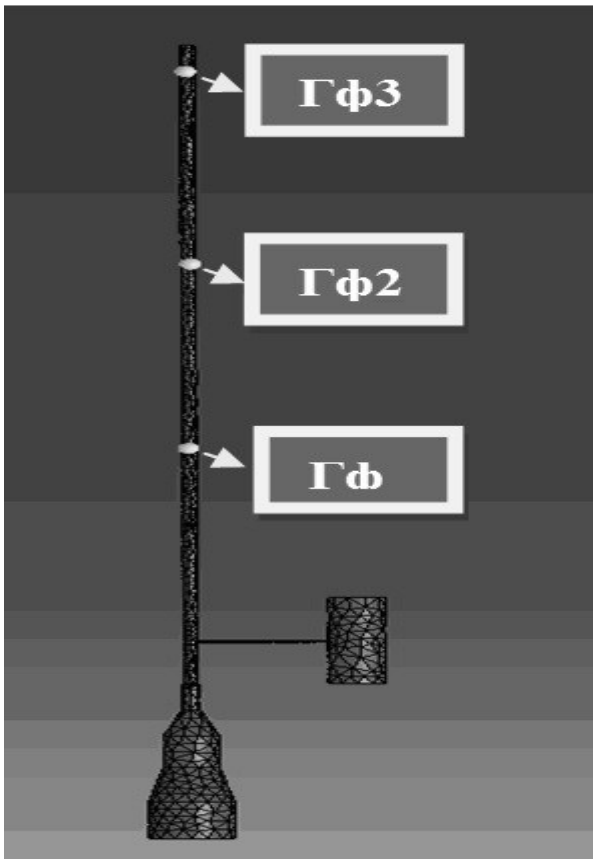


Рис. 2. Конечно-элементная модель стенда

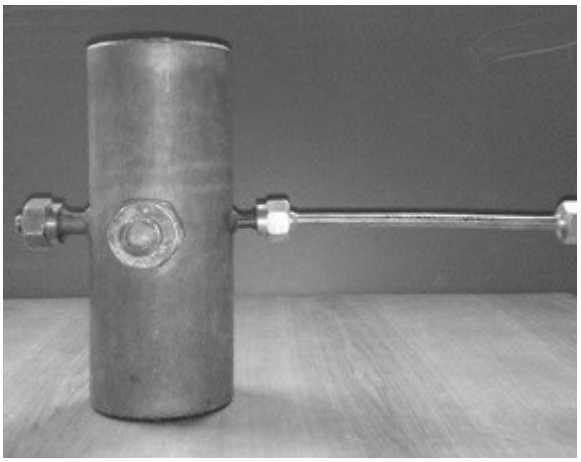


Рис. 3. Общий вид опытного образца резонатора Гельмгольца

Испытаниям подвергался резонатор (рисунок 3) с цилиндрическим объёмом полости $2{,}026 \cdot 10^{-3}$ м^3 (диаметр 0,1 м, длина 0,258 м), длиной горла 0,225 м, диаметром горла 0,006 м. В соответствии с расчетными формулами приведенных в работах [2,5], частота собственных колебаний резонатора равнялась 51,8 Гц,

На рисунке 4 представлена спектрограмма уровней пульсации давления в трубопроводе без резонатора Гельмгольца со столбом жидкости 2,57 м, видно, что первая резонансная частота $f_р$ колебаний столба жидкости трубы равна 45 Гц. Затем к стальной трубе подсоединяли резонатор и после проведения мероприятий по исключению возможности нахождения в системе нерастворенного воздуха в тех же точках системы снимали амплитудно-частотные характеристики трубопровода.

При сопоставлении спектров наглядно видно, что на частоте собственных колебаний резонатора ~50 Гц имеет место снижение уровней гидродинамического шума в диапазоне частот от 38 Гц до 59 Гц, а в диапазоне частот от 25 Гц до 38 Гц и от 59 Гц до 95 Гц уровни пульсаций давления возрастают.

Анализ кривых, представленных на рисунке 4, позволяет сделать вывод о том, что присоединение к трубе резонатора, настроенного на частоту, близкую к первой резонансной частоте колебаний столба жидкости трубы, перестраивает АЧХ трубы. Максимум на резонансной частоте пропадает, а вместо него возникают два максимума на частотах выше и ниже резонансной. При этом наибольшее снижение уровней пульсаций давления достигается на резонансной частоте трубопровода; оно тем больше, чем ближе частота собственных колебаний резонатора f_0 к частоте резонанса трубопровода волновода $f_р$, достигая наибольшего значения при совпадении этих частот. Максимальное снижение уровней гидродинамического шума на частоте собственных колебаний резонатора составляет 34 дБ.

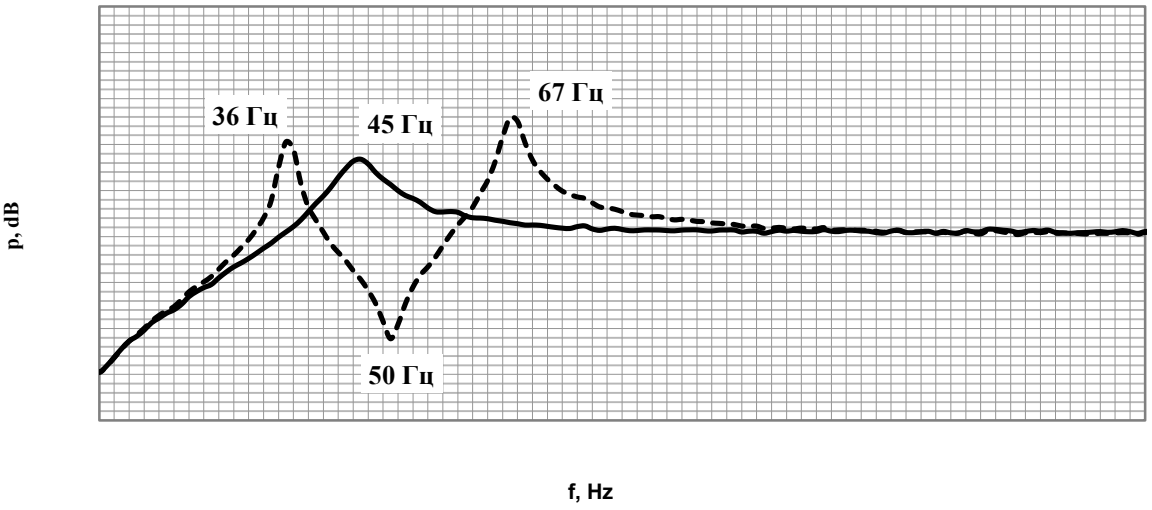


Рис. 4. Спектрограмма уровней пульсации давления в трубопроводе с гидрофона № 1: без резонатора (——); с резонатором (-----)

При численном моделировании работы резонатора немаловажную роль играет такой параметр, как скорость распространения звука в трубе, заполненной пресной водой. Измерение скорости звука в воде производилось с применением импульсного метода. Суть метода заключается в измерении задержки между гидрофонами. В результате экспериментальных измерений скорость звука в трубе составила 1370 м/с. Полученное значение скорости звука совпало с теоретической величиной скорости звука, вычисленной с учетом податливости стенок трубы [8].

Эффективность теоретических, экспериментальных и численных расчетов (рисунок 5) оценивалась по разнице уровней пульсаций давления, измеренных в одной и той же точке с гидрофона №1, при отсутствии и наличии на стенке трубы резонатора. Теоретические расчеты эффективности установки резонатора выполнялись по формуле (2) при помощи математического пакета Matlab.

Из рисунка 5 видно, что совпадение экспериментальных, теоретических и численных расчетов приемлемо. Расхождение результатов в области резонансного подъема объясняется тем, что в теоретических расчетах в акустических сопротивлениях трубопровода со стороны источника колебаний и со стороны нагрузки не учтены активные потери, которые в реальных условиях всегда имеют место. При численных расчетах в программном обеспечении LMS Virtual Lab активные потери были учтены внесением постоянного значения коэффициента потерь для всего диапазона частот.

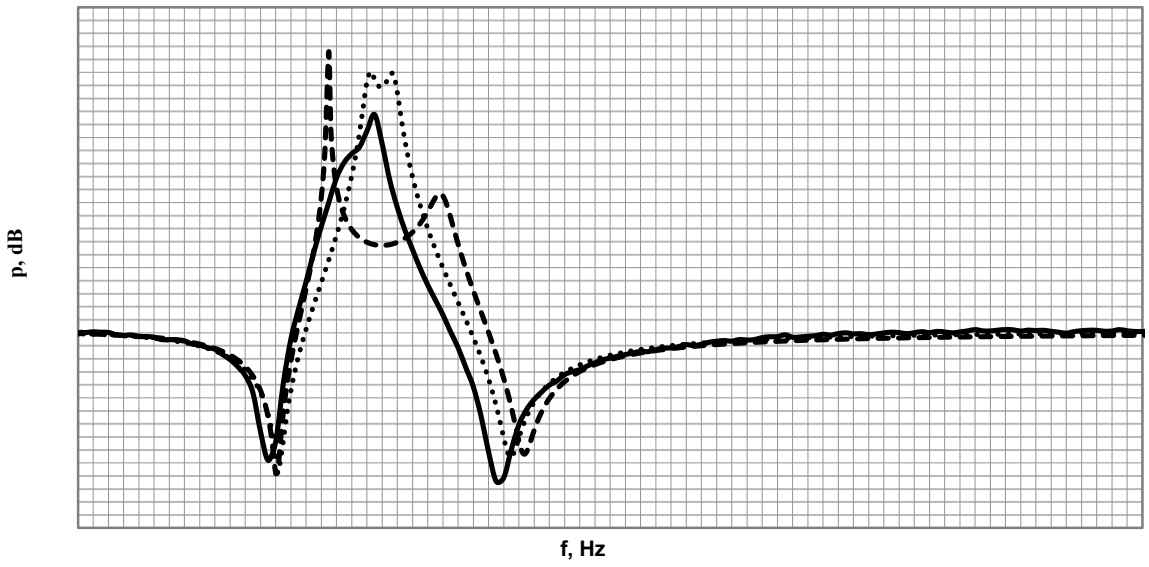


Рис. 5. Численные расчеты (·····), экспериментальная (——), теоретическая (----) эффективность снижения колебаний давлений в трубопроводе резонатором

На рисунке 6 приведена амплитудно-частотная характеристика трубопровода с резонатором.

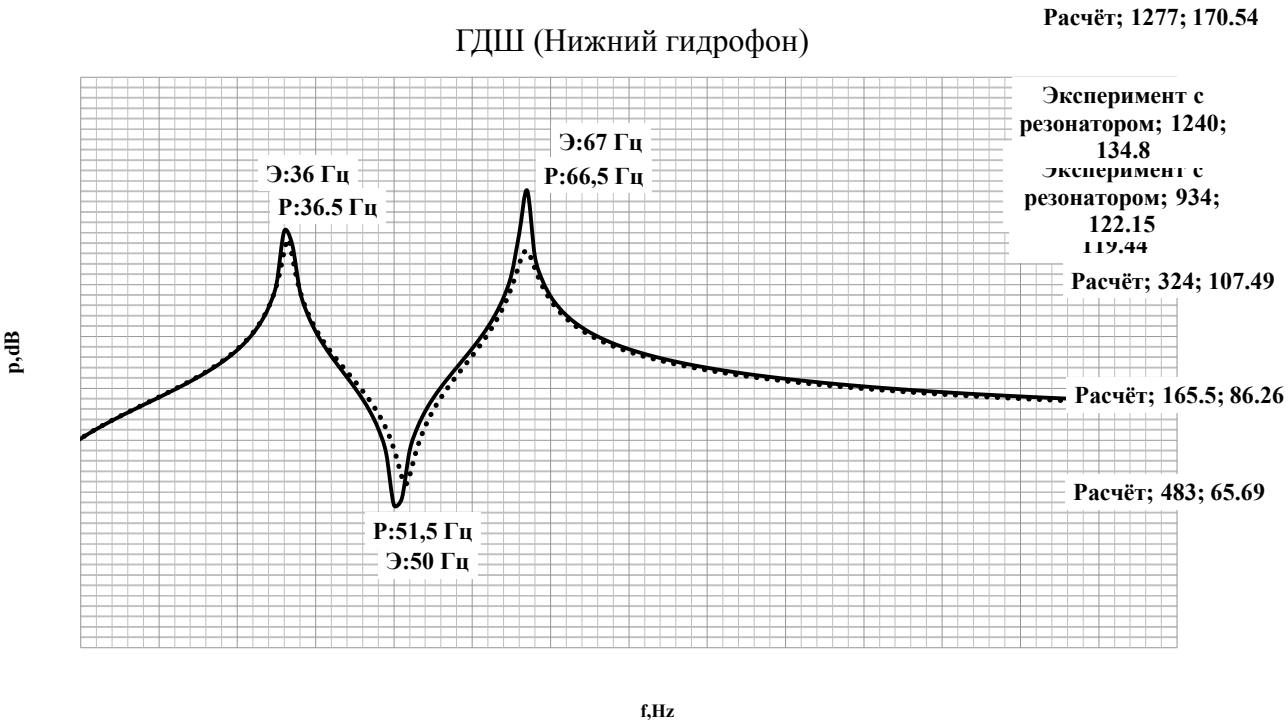


Рис. 6. Амплитудно-частотная характеристика трубопровода с резонатором с гидрофона № 1: экспериментальная (——); численные расчеты (·····)

Из приведенных кривых АЧХ можно сделать вывод, что спектры, полученные численным расчетом в ПО LMS Virtual Lab имеют очень хорошую сходимость с экспериментально полученными спектрами. Частота собственных колебаний резонатора в эксперименте составила ~ 50 Гц, а в численном расчёте – 51,5 Гц. Полученная разница в 3% говорит о достоверности численных расчетов. Данная разница обусловлена тем, что при численных расчетах необходимо с наибольшей точностью задавать геометрические размеры конечно-элементной модели исследуемой конструкции стенда, граничные условия, величину скорости звука в трубе и т.д.

При теоретическом расчете частота собственных колебаний резонатора, как было упомянуто выше, равна 51,8 Гц. Однако следует сказать, что в эксперименте горло крепилось к стенке объёмной полости резонатора (рисунок 3), а используемая формула для расчёта частоты собственных колебаний резонатора [2, 5], выведена для торцевого способа крепления горла к объемной полости, что также вносит поправку при расчете частоты собственных колебаний.

Заключение.

Хорошее совпадение результатов численных расчетов, полученных на базе МКЭ, с теорией и экспериментом говорит о положительных результатах

верификации используемого подхода при определении акустических характеристик резонатора Гельмгольца. На базе полученных результатов авторами планируется провести аналогичную верификацию численных расчетов для более сложных колебательных систем, включающих резонатор Гельмгольца, трубопровод и гибкие резинотканевые элементы и т.п. Следует сказать, что данная верификация будет проведена в специальном программном комплексе на базе метода конечных элементов, с учетом реализованного в данном пакете гибридного подхода по учету взаимного влияния собственных колебаний среды и конструкции.

Полученные результаты работ авторами используются для разработки мероприятий по снижению гидродинамического шума в существующих трубопроводных системах на стендах АО «ОКБМ Африкантов», а также при проектировании новых изделий.

Список литературы

1. *Стретт Дж.В.* (Лорд Рэлей). Теория звука. М.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1955, Т. 2, – 476с.
2. *Комкин А.И., Миронов М.А., Юдин С.И.* Собственная частота резонатора Гельмгольца на стенке прямоугольного канала. // Акустический журнал, 2014, Т. 60, №2, с. 145-151
3. *Ingard U.* On the theory and design of acoustic resonators. // J. Acoust. Soc. Am., 1953, V. 25, №6, P. 1037–1061
4. *Alster M.* Improved calculation of resonant frequencies of Hetlmholtz resonator. // J. Sound Vib., 1972, V. 24, № 1, P. 63−85
5. *Комкин А.И., Миронов М.А., Юдин С.И*. О присоединённой длине отверстий. // Акустический журнал, 2012, Т. 58, №6, с. 677-682
6. *Горин С.В., Куклин М.В.* Эффективность работы резонаторов Гельмгольца в замкнутых волноводах с жидкими рабочими средами. // Акустический журнал. 2012, Т. 58, №3, с. 396-401
7. *Аграфонова А.А., Комкин А.И.* Анализ факторов, определяющих собственную частоту резонатора Гельмгольца. Наука и образование. МГТУ им. Н.Э.Баумана. Электронный журнал 2014, №12, с. 220-231
8. *Исакович М.А.*, Общая акустика. М.: Наука, 1973, – 496с.

Методы проверки результатов измерения шума на рабочем месте с целью снижения неопределенности оценки его воздействия

Некрасов И.А.[1], Podgorski Marek[2]
[1]ООО «Алгоритм-Акустика»
[2]Svantek Sp. z o.o

let@algoritm.ru

Аннотация: В соответствии с методикой ГОСТ Р ИСО 9612-2013 [1] измерение шума на рабочих местах в течение рабочей смены следует выполнять персональными шумомерами, технические требования к которым сформулированы в ГОСТ 17186-2010 [2] и МЭК 61252:2002 [3]. Однако, при использовании персонального шумомера, рабочий, на которого он установлен, вольно или невольно оказывает влияние на измерение, что становится проблемой подтверждения качества полученного результата и увеличивает неопределенность оценки воздействия шума.

В данной работе, на примере реального измерения производственного шума на рабочем месте в механической мастерской, показаны методы исключения помех из конечного результата. В качестве помех рассматривались источники, наиболее распространенные и часто встречающиеся в реальных измерениях шума на рабочих местах, а именно: источники непроизводственного шума (музыка, речь людей, телефонные звонки и т.д.), ложное увеличение воздействия за счет умышленного расположения шумомера в заведомо шумной зоне эксплуатируемого оборудования, случайные удары по шумомеру посторонними предметами.

В работе показано, как, используя возможности современных, интеллектуальных персональных шумомеров, подобного рода помехи можно исключить из конечного результата измерения, снизив его неопределенность, и добиться точной оценки реального воздействия производственного шума на рабочем месте.

Ключевые слова: Персональный шумомер, метод измерения шума на рабочем месте.

Введение

В случае мобильных работников с непредсказуемым форматом деятельности, выполняющих многочисленные и комплексные рабочие операции, действующие в России методы измерения шума на рабочих местах [1] предписывают выполнять длительные измерения с применением персонального шумомера [2, 3].

При таком подходе, рабочий, на котором установлен персональный шумомер, неизбежно (вольно или невольно) оказывает влияние на измерение, поэтому стандарт рекомендует оператору, выполняющему это измерение, контролировать поведение работника. Но следует учесть, что это длительные измерения, которые часто связаны с тяжелыми условиями труда, и выполнить данную рекомендацию со стороны оператора бывает весьма проблематично.

Однако, благодаря современным, интеллектуальным персональным

шумомерам, такие помехи могут быть идентифицированы и исключены из конечного результата, повышая тем самым точность оценки сменного воздействия производственного шума.

В работе представлен анализ реального измерения с целью выявления вклада в конечный результат помех, связанных:

- с источниками шума непроизводственного происхождения (музыка);
- с умышленным увеличением воздействия шума, за счет намеренного расположения шумомера рядом с шумным объектом;
- с ударами по корпусу и микрофону в процессе выполнения измерения.

Метод измерения

Анализировался результат измерения, выполненный новейшим персональным шумомером, анализатором спектра SV 104, производства фирмы SVANTEK (Польша) – Рис 1.

Рис. 1. SV

SV 104 соответствует требованиям, предъявляемым к шумомерам 2 класса по ГОСТ 18187-2010 и МЭК 61252:2002. Этот прибор предназначен для выполнения измерений на рабочих местах по методике ГОСТ Р ИСО 9612-2013, а также многих других профессиональных стандартов, в частности: ACGIH, NIOSH, OSHA.

Помимо измерения стандартных одночисловых значений L_{Aeq}, L_{Ceq}, L_{Cpeak} и многих других, прибор выполняет анализ сигнала в 1/1 октавном спектре с одновременной записью временной истории всех параметров с очень коротким шагом записи (от 100 мс), осуществляет аудиозапись, как всего измерения, так и выборочных звуковых событий.

Прибор обладает детектором движения, позволяющим выявлять и фиксировать периоды времени, когда он находится в неподвижном состоянии. Совпадение состояния покоя с увеличением уровня звука может означать, что рабочий самостоятельно снял с себя шумомер и расположил его рядом с шумным оборудованием.

Встроенный в прибор трёхосевой акселерометр непрерывно измеряет и записывает собственную вибрацию, фиксируя механические удары по корпусу и микрофону.

Для обработки и анализа полученных результатов применялось программное обеспечение «Помощник». ПО «Помощник» - простой и удобный инструмент автоматического вычисления сменного воздействия производственного шума с возможностью выявления, выделения и исключения из общего результата вклада различных источников помех.

Измерения выполнялись на рабочем месте оператора металлообрабатывающего центра в механической мастерской в течение всей рабочей смены (длительность измерения составила более 7 часов). Основным источником шума был станок с ЧПУ, выполнявший операции резки и

шлифовки металлических деталей. Персональные шумомеры SV 104 были установлены на оба плеча рабочего таким образом, чтобы микрофоны располагались в 10 см от уха человека – Рис 2. Оба прибора были настроены одинаково на запись временной истории измерения с шагом 500 мс, при этом включалась аудиозапись происходящих событий, если уровень звука превышал пороговое значение в 85дБА.

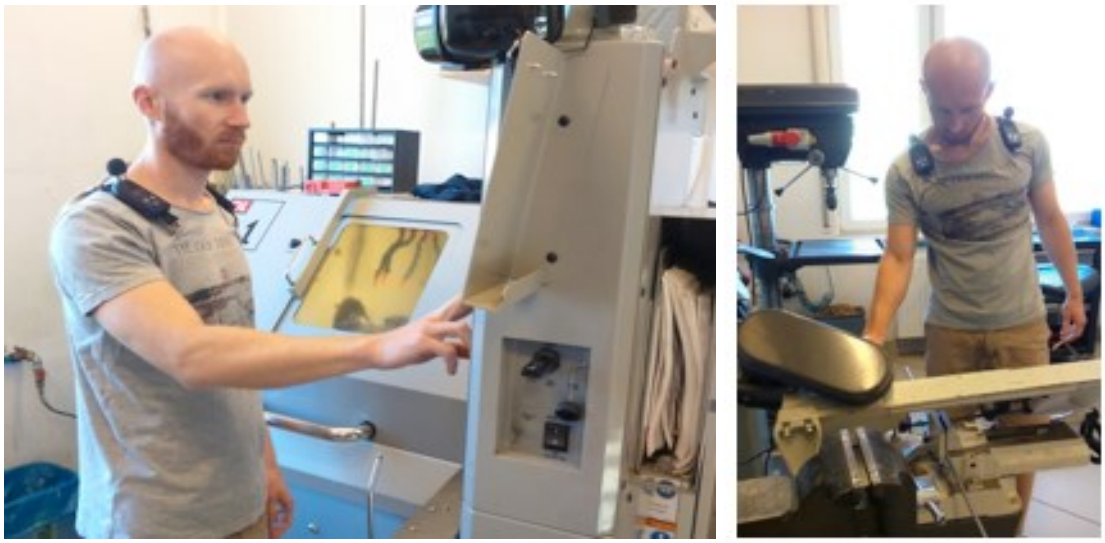


Рис. 2. Рабочее место в мастерской и положение шумомеров.

В качестве непроизводственного источника шума использовалась громкая музыка, которую рабочий периодически включал в течение рабочей смены.

Шумомер на левом плече несколько раз ударялся о твердые предметы для имитации помех, связанных с механическим воздействием на корпус и микрофон прибора.

Этот же прибор работник два раза снимал с плеча на общий период времени 1 час 12 минут и помещал на верхнюю крышку защитного кожуха станка для имитации преднамеренных манипуляций с целью увеличить конечный результат измерения – Рис 3.

Рис. 3. Положение шумомера на защитном кожухе станка.

Результаты измерений

Общая длительность всего измерения составила 7 часов 13 минут, включая периоды времени, связанные с действием помех.

Необработанные результаты измерений (включая помехи) представлены в таблице 1

Таблица 1. **Необработанные результаты измерений**

Прибор	**LAeq (dBA)**	**DOSE (%)**	**LCpeak (dBC)**
Правое плечо	74.1	7.3	120.8
Левое плечо (+ дополнительные помехи)	85.7	106.1	>140

Этот результат анализировался на предмет влияния упомянутых типов помех на конечный результат.

Влияние источников непроизводственного происхождения (музыка)

Результаты измерений обоих шумомеров включают громкую музыку– Рис 4

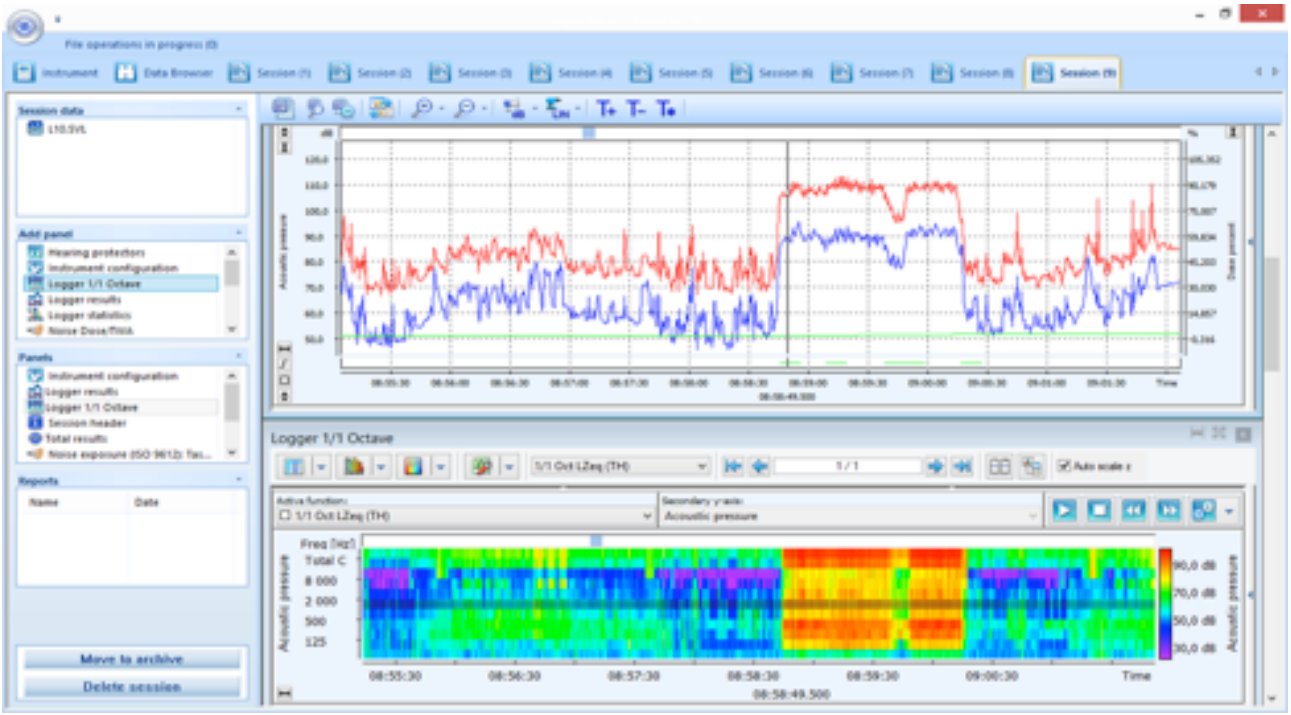


Рис. 4. Временная история измерения L_{Aeq} и L_{Cpeak} со спектрограммой события, связанного с громкой музыкой, записанной прибором, расположенным на левом плече

На временной истории измерения хорошо выделяются два коротких события, связанных с громкой музыкой (общей длительностью 2 минуты 26 секунд).

Идентификация этих событий на принадлежность к источникам непроизводственного шума выполнена двумя методами: анализом

спектрограммы и прослушиванием аудиозаписи.

На спектрограмме хорошо видны отличия частотных характеристик музыкального события от частотных характеристик типичных источников шума, характерных для производственного шума на данном рабочем месте. Прослушивание аудиозаписи подтвердило принадлежность событий к музыкальным сигналам.

Громкая музыка привела к увеличению суточной дозы на 1,3 процента (L_{Aeq} составил 89,9 дБА в течение 2 минут 30 секунд).

Влияние умышленного увеличения воздействия шума за счет намеренного расположения шумомера рядом с шумным объектом

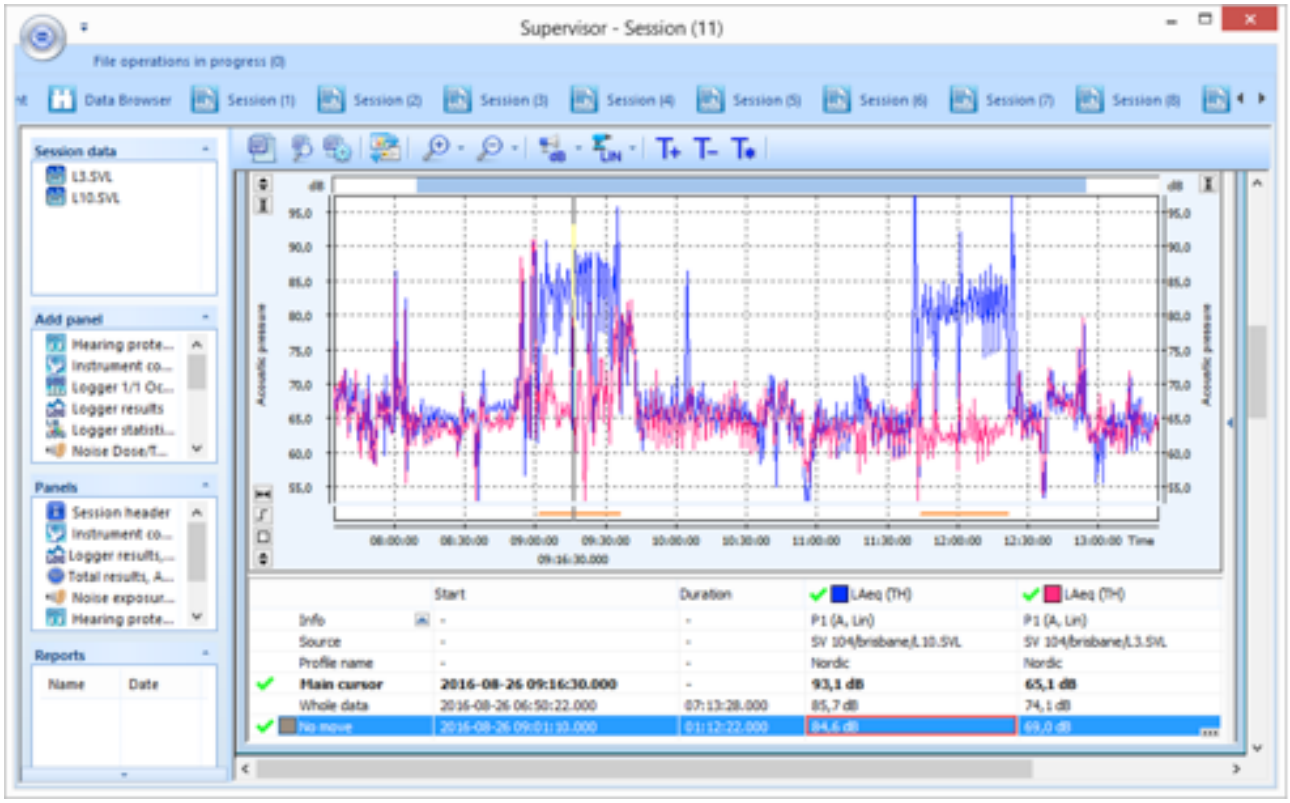


Рис. 5. Временная история измерения L_{Aeq} за рабочую смену двумя шумомерами

Встроенным в шумомер детектором движения (за всё время измерения) были обнаружены два периода отсутствия какого-либо движения персонального шумомера с левого плеча. Эти два периода выделены маркером на графике истории измерения – Рис 5. Суммарная длительность этих периодов составила 1 час 12 минут. Эти события связаны с периодами времени, когда персональный шумомер лежал на верхней панели кожуха станка вместо того, чтобы находиться на плече рабочего.

Суммарно это увеличило вклад в общее сменное воздействие, полученное шумомером с левого плеча, на 13,7%.

Дополнительно можно сравнить графики историй измерений,

выполненных двумя шумомерами.

Синий график - история измерения, выполненного шумомером, находившемся на левом плече, включая периоды времени, когда он лежал на верхней панели станка. Накопленное значение L_{Aeq} за этот период составило 84,6 дБА.

Красный график - история измерения, выполненного шумомером, находившемся на правом плече. Этот шумомер все время располагался на рабочем. Накопленное значение L_{Aeq} за этот период составило 69,0 дБА. Все это время рабочий находился в пределах 0,5 - 2,5 метра от станка с ЧПУ.

Влияние ударов по корпусу и микрофону шумомера

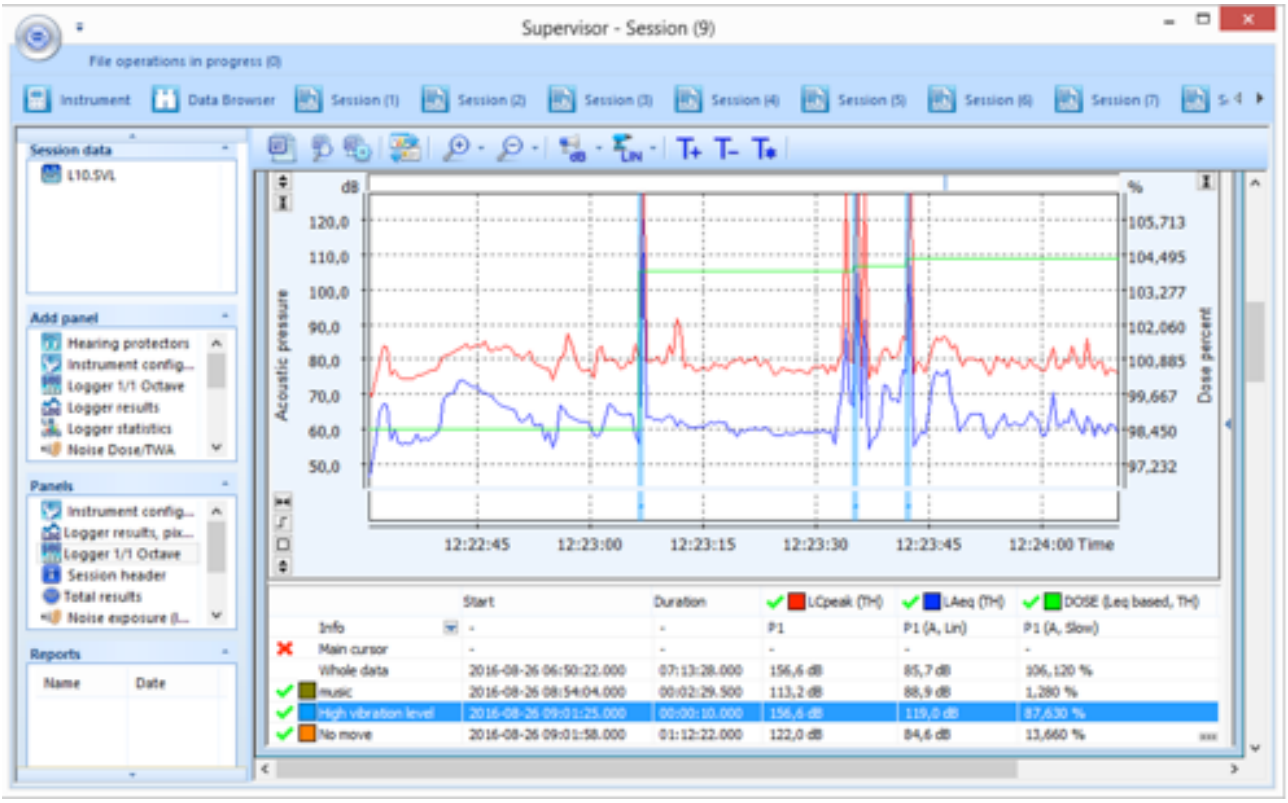


Рис. 6. Временная история измерения L_{Aeq} и L_{Cpeak} с записью трех механических ударов по корпусу прибора

Встроенный трёхосевой акселерометр автоматически фиксирует все механические удары по корпусу и микрофону прибора.

Пример трех ударов по корпусу шумомера показан на – Рис 6 (выделены голубым маркером «Высокий уровень вибрации»).

Эти три события обеспечили 5.9% вклада в сменное воздействие вибрации. За все время измерений (более 7 часов) было зафиксировано и автоматически выделено маркером «Высокий уровень вибрации» семнадцать событий, связанных с ударами по корпусу прибора. Суммарно все семнадцать ударов дали около 87,6% из 106.1% вклада в общее сменное воздействие.

Влияние импульсного шума, в том числе вызванного ударами по корпусу,

оказывает большое влияние на конечное воздействие. Поэтому следует иметь ввиду, что в случае, если программное обеспечение автоматически выделило некие события маркером «Высокий уровень вибрации», считая, что они вызваны артефактами, оказавшим воздействие только на микрофон, а не на ухо работника, целесообразно проверить этот факт, поговорив с рабочим. Это поможет убедиться, что имел место артефакт, связанный с ударом по микрофону или корпусу прибора, а не реальный импульсный шум, который может быть очень вреден для человека. В случае реального импульсного шума игнорировать его в конечном результате недопустимо.

Удары по шумомеру могут вызвать повреждение классических конденсаторных или керамических микрофонов. Однако, SV104 оснащен чрезвычайно надежным микрофоном, созданным по MEMS технологии, и изменение чувствительности этого микрофона в процессе эксперимента не наблюдалось. Это было подтверждено путем сравнения калибровочных поправок микрофона, полученных до и после измерения. Калибровка шумомера выполнялась с помощью калибратора 1 класса SV35 на опорном уровне звукового давления 114 дБ. Изменение калибровочной поправки составило 0,02 дБ.

Итоговый результат оценки сменного воздействия производственного шума

Вклад трёх разновидностей помех, рассмотренных в данном примере, показан на Рис 6. Программное обеспечение «Помощник» автоматически идентифицирует их и вычисляет вклад, отображая в таблице под графиками истории измерений.

Влияние помех на показания шумомера, расположенного на левом плече, приведено в таблице 2.

Таблица 2. **Влияние помех**

Тип помех	**L_{Aeq} (dBA)**	**Продолжительность**	**DOSE (%)**
Музыка	88.9	2 мин. 26 сек.	1.3
Отсутствие движения	84.6	1 час 12 мин.	13.7
Удары	119.0	10 сек	87.6
Общий результат	85.7	7 часов 13 мин.	106.1

Измерения начались с началом рабочей смены и продолжались 7 часов 13 минут, поэтому этот период рассматривается как общее время воздействия шума. При расчете итогового воздействия время, в течение которого наблюдались помехи не должно быть вырезано из общего времени расчета, поскольку рабочий в эти периоды времени продолжал находиться на своем рабочем месте.

После исключения значений, связанных с помехами, в ПО «Помощник» было вычислено итоговое сменное воздействие $L_{Ex,8h}$, которое составило 71,3 дБА (эквивалентный уровень L_{Aeq} = 71,8 дБА за 7 часов 13 минут), что составляет 4,3% от допустимой дозы за рабочую смену.

Выводы

Звук, имеющий непроизводственное происхождение, способен сильно повлиять на результат измерения и изменить оценку шумового воздействия. Таким образом, при измерениях шума на реальных рабочих местах остро встает вопрос о необходимости идентификации его источников. Современные персональные шумомеры позволяют решить эту задачу, предлагая оператору различные формы представления результата, а именно: история измерения, спектрограмма, аудиозапись происходящих при измерении событий, контроль ударов по корпусу и микрофону, детектор движения шумомера.

Манипуляции с уровнем шума от производственного оборудования путем изменения позиции шумомера относительно этих источников трудно выявить, так как при этом практически не меняются частотные характеристики, а также не меняется характер воздействия. Прослушивание аудиозаписи не позволит выявить серьёзных изменений в характере записанного шума. Но попытки такого влияния на результат можно идентифицировать по встроенному детектору движения, фиксирующему подозрительные периоды покоя при резком увеличении уровня звука.

Удары по корпусу шумомера или микрофону персонального шумомера оказывают сильное влияние на итоговое значение воздействия. Поэтому крайне важно иметь возможность идентифицировать и различать высокие уровни звука, которые реально слышит человек, и события, вызванные намеренными или случайными ударами по микрофону или корпусу прибора. Сигналы, связанные с такими событиями, должны быть удалены из расчета для получения реальной оценки сменного воздействия производственного шума.

Список литературы

1. ГОСТ Р ИСО 9512-2013 Измерение шума для оценки его воздействия на человека. Метод измерения на рабочих местах. г. Москва, Стандартинформ, 2013.
2. ГОСТ 17187-2010 (IEC 61672-1:2002) Шумомеры. Часть 1. Технические требования. г. Москва, Стандартинформ, 2012.
3. International Electrotechnical Commission 2000, Electroacoustics - Specifications for personal sound exposure meters, IEC 61252, International Electrotechnical Commission, Geneva.

Разработка компьютерной программы моделирования и анализа акустических явлений

Карле Р.
Karle Software

rgn.karle@gmail.com

Аннотация: В статье приводится этапы разработки компьютерной программы, этапы моделирования и анализа акустических явлений, приводится требования к функционалу программного обеспечения.

Ключевые слова: программное обеспечение, моделирование акустических явлений, итерации.

Разрабатывается программное обеспечение для моделирования и анализа акустических явлений "ECHO". Программа предназначена для применения при разработке моделей автомобильной, авиационной, космической, железнодорожной техники, потребительских товаров, электроники, промышленных систем добычи и переработки полезных ископаемых и т.д., являющихся источниками звука, шума, акустических помех и т.п. Функциональным назначением программы является предоставление оператору возможности визуального моделирования возникновения, распространения и поглощения звука в акустических средах и материалах: газах, жидкостях, твердых телах. Программа предназначена для эксплуатации сотрудниками профильных подразделений.

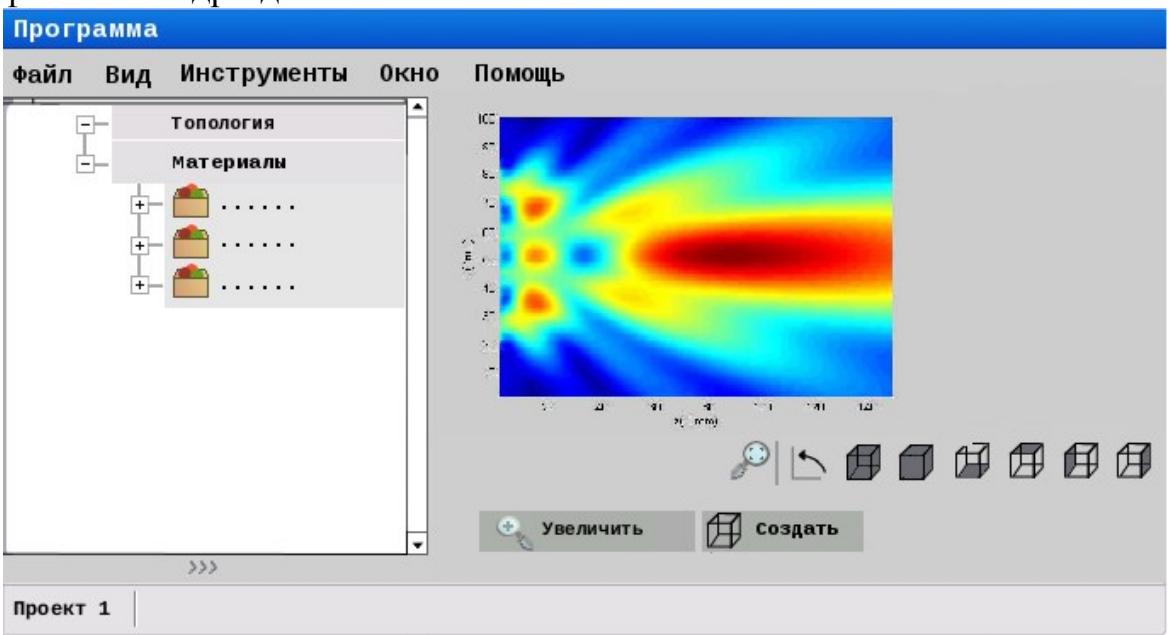


Рис.1. (графический интерфейс пользователя)

Программа должна обеспечивать возможность выполнения следующих функций:

- быстрое и удобное создание моделируемых структур во встроенном графическом редакторе с использованием собственной базы данных геометрических фигур, акустических материалов, источников звука, перегородок;
- возможность чтения и обработки геометрии больших размеров в форматах *.nas [Nastran], *.aba [Abaqus], *.kat [CATIA], *.partproduct; используемые CAD-программы: SolidWorks, SolidEdge [NX / CATIA / AutoCAD]; универсальные: *.unv, *.uf, MATLAB для обработки сигналов;
- быстрое и точное вычисление коэффициентов поглощения, отражения, прохождения звука в акустических средах;
- добавление новых акустических материалов и их свойств в базу данных;
- добавление, редактирование, удаление свойств и характеристик акустических материалов, источников в базе данных, а также самих материалов;
- возможность использования пользователем собственной базы данных материалов и источников;
- расчет характеристик акустических материалов;
- визуализацию результатов моделирования;
- directivity plot;
- вывод результатов моделирования на печать;
- сохранение результатов моделирования в собственном формате, JPEG, DXF, PNG;
- динамическое распределение памяти.

Этапы моделирования:

- определение геометрии или ее считывание из другого программного продукта (NX / CATIA / ANSA / …);
- выбор материалов;
- возможность написания пользовательских процедур для описания поведения материалов, пористых сред, звуковых источников
- задание начальных и граничных условий;
- решение и визуализация результатов;
- сравнение с экспериментальными данными.

Программа должна обеспечивать контроль корректности входных и выходных данных.

В первой итерации создается упрощенная версия программы. Эта версия показывает функциональные возможности программы, которые могут быть

реализованы в дальнейшем. После завершения разработки упрощенной версии формируются базовые требования в программе.

Во второй итерации разрабатывается базовая версия программы, соответствующая базовым требованиям. По окончании разработки базовой версии формируются строгие требования к программе.

В третьей итерации разрабатывается строгая версия программы, соответствующая строгим требованиям. По окончании разработки строгой версии возможно формирование расширенных требований к программе.

При наличии расширенных требований к программе выполняется четвертая итерация, в которой реализуются расширенные требования к программе.

Рис. 2. Итерации

Методика измерений уровней АШ с целью оценки его влияния на приаэродромную территорию при отклонении фактической линии пути от установленных процедур взлета.

Светлов В.В., Фиев К.П.
ООО «Институт акустических конструкций»

kb_iak@mail.ru

Аннотация: в статье описывается методика измерения авиационного шума, позволяющая без привлечения сил органов управления воздушным движением количественно оценить изменение уровней шума на территории жилой застройки при отклонении ВС от стандартных маршрутов взлета.

Ключевые слова: воздушное судно, взлётно-посадочная полоса, авиационный шум, методика измерений авиационного шума, максимальный уровень звука, стандартные маршруты вылета.

Введение

Анализ данных о фактической линии пути при взлете ВС показывает, что существуют отклонения от идеальной линии маршрута вылета – стандартного маршрута взлета. Это может существенно сказаться на акустической обстановке на территории прилегающей к аэропорту и приводить к расхождению между расчетными и измеренными значениями на ближайшей селитебной территории. Установлено, что местоположение ВС в пространстве напрямую влияет на распространение шума на приаэродромной территории [2]. Рекомендуемые методы расчета контуров шума вокруг аэропортов позволяют более детально оценить траекторию, разделив ее на элементарные участки, начиная от точки начала взлета, до высоты 3000 м. Вкратце можно рассмотреть эти этапы в некотором сокращении, первый этап - это разбег перед взлетом. На этом этапе можно выделить некоторые моменты, оказывающие сильное влияние на распространение шума: 1) руление, 2) разбег по ВПП, 3)использование вспомогательных силовых установок. Второй этап это набор высоты, этап, который больше всего воздействует на селитебные территории, находящиеся вблизи от аэропортов. Здесь можно выделить следующие факторы, которые влияют на процессы шумообразования ВС при взлете: невыполнение требований по малошумным процедурам и отклонение от стандартных маршрутов взлета. Именно на этапе взлета очень важно оценить отклонение фактической линии пути от установленных процедур полета, т.к. на нём больше всего оказывается влияние шума ВС на приаэродромную территорию. Существующие методики измерений позволяют производить оценку уровней шума на прилегающей селитебной территории, тем самым

позволяя оценить только динамику изменений уровней шума. Установить взаимосвязь влияния фактических линий пути ВС с изменением шума на селитебной территории не представляется возможным. При наличии данных о ВС отклонившихся от стандартных маршрутов вылета и данных о шуме на ближайшей селитебной территории возможно аргументированно установить что является причиной повышения уровней шума на приаэродромной территории, а также принять меры по его снижению. Для решения данной задачи предложена методика, которая позволяет контролировать отклонение ВС от стандартного маршрута взлета ВС.

Методика измерений АШ

Цель методики измерений. Предлагается методика измерений авиационного шума, позволяющая без привлечения сил органов управления воздушным движением количественно оценить количество отклонений от стандартного маршрута взлета ВС.

Объект исследования. Аэродром аэропорта «Пулково», который имеет две параллельные независимые взлетно-посадочные полосы, систему магистральных, соединительных и вспомогательных рулежных дорожек, перроны. Искусственные взлетно-посадочные полосы №1 и №2 предназначены для посадки в соответствии с категорией ИКАО без ограничений по взлетной массе. Аэродром соответствует сертификационным требованиям и пригоден для международных полетов.

Используемые технические средства. В качестве средств измерений используются портативные шумомеры-анализаторы спектра 1 класса точности, вспомогательное оборудование (ветрозащита, штативы и пр.)

Условия измерений. Измерения нужно проводить вне зоны неблагоприятных условий сочетания температуры и относительной влажности воздуха согласно ГОСТ 22283-2014 атмосферные осадки должны отсутствовать, скорость ветра не должна превышать 5 м/с, если скорость ветра превышает 1 м/с на микрофон надевается ветрозащита.

Положение микрофона в точке измерений. Рабочий центр микрофона и высота проведения измерений выбираются в соответствии с ГОСТ 22283-2014.

Анализ траекторий полета. Алгоритм выбора расчетных точек в большей степени основывается на анализе всех траекторий стандартных маршрутов взлета ВС и выборе тех маршрутов, где отслеживается большее отклонение ВС.

Алгоритм выбора точек. Количество точек для измерения выбирается исходя из количества стандартных маршрутов вылета SID. Две точки измерений располагаются строго между одним SID. Расстояние между ними выбирается исходя из того, чтобы они (две точки) находились строго симметрично между стандартным маршрутом вылета. Точки необходимо располагать в тех участка SID, где находится ближайшая интересуемая селитебная территория и, в непосредственной близости от которой наблюдается

отклонения ВС от стандартных маршрутов, исходя из анализа траектории полета.

Алгоритм проведения измерений. При измерении АШ следует выделить временной участок, достаточной продолжительности для того, чтобы включить всю акустическую энергию, относящуюся к пролету ВС. Перед этим проводится измерение фонового шума в ТИ. Если УЗ отличается от фонового шума менее, чем на 10 дБА, то результаты измерений признают неудавшимися и повторяет измерения при следующем пролете ВС. Учитывается участок измерений по времени, в котором УЗ больше фонового шума более, чем на 10 дБА.

Оценка результатов измерений. Критерием оценки траектории полетов ВС была разница уровней в 6 дБА, при которой звуковое давление в точках различается в 2 раза. Если разница в максимальных значениях УЗ в двух ТИ при пролете ВС превышает 6 дБА, то фактическая линия пути ВС отклонилась от установленных процедур взлета. Данная методика может быть использована для любых аэропортов и аэродромов, находящихся в непосредственной близости от селитебных территорий.

Выбор точек на примере аэропорта «Пулково».

Местоположение всех точек мониторинга в количестве 6 штук, было выбрано с целью оценки влияния отклонения от установленных процедур полета от фактической линии пути. Данные точки были распределены в западном и восточном направлении от аэропорта «Пулково» по 3 шт. на сторону (Рисунок 1). Расстояние между точками измерений было выбрано следующим образом: стандартный маршрут вылета для каждого самолета проходил строго между двумя из трех установленных точек, в зависимости от полосы взлета/посадки. На рисунке 2 зафиксированы траектории полетов ВС аэропорта «Пулково».

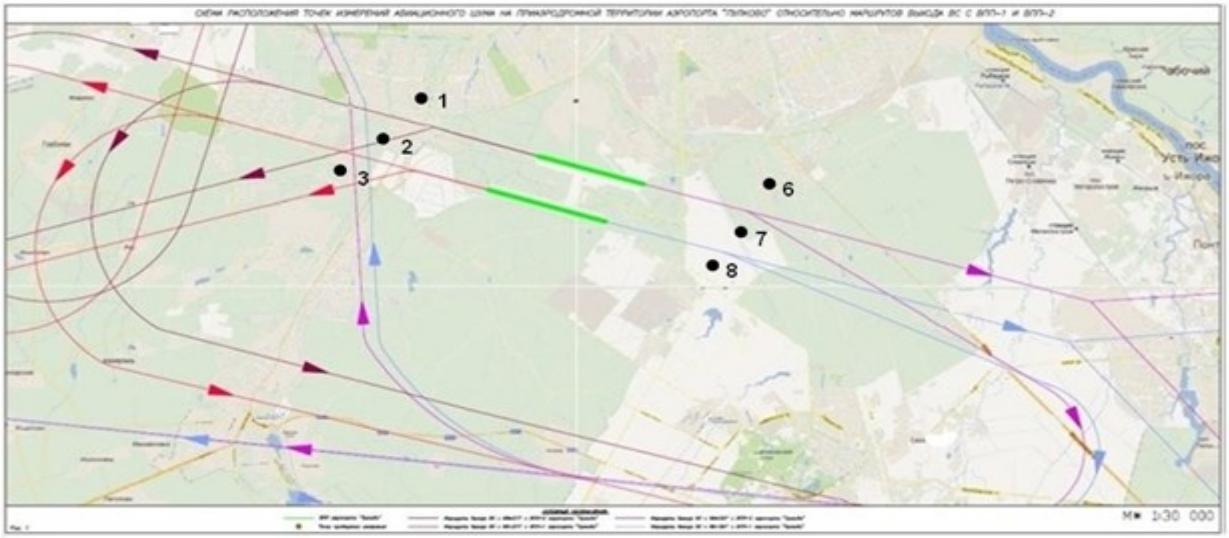


Рис. 1. Схема расположения точек измерений с траекториями движения ВС при взлете аэропорта «Пулково»

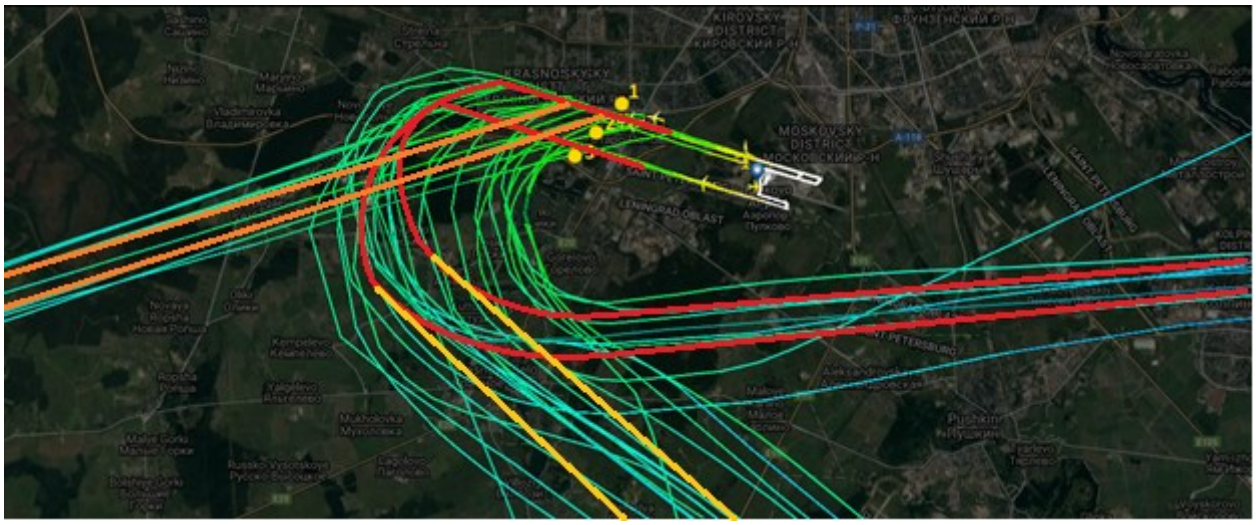


Рис. 2. Совмещенная схема траекторий полета, зафиксированных ВС аэропорта «Пулково»

Вывод

При наличии данных о ВС отклонившихся от стандартных маршрутов вылета и данных о шуме на ближайшей селитебной территории возможно аргументированно установить что является причиной повышения уровней шума на приаэродромной территории, а также принять меры по его снижению. Для решения данной задачи предложенная методика измерений уровней АШ, позволит контролировать отклонение ВС от стандартного маршрута взлета. На примере аэропорта «Пулково» можно увидеть как не соблюдаются траектории движения ВС при взлете от SID (Рисунок 2).

Список литературы

1. ГОСТ 22283-2014 «Шум авиационный. Допустимые уровни шума на территории жилой застройки и методы его измерения» 2014 г.
2. ИКАО 9911 «Руководство по рекомендуемому методу расчета контуров шума вокруг аэропортов» 2008 г.
3. Инструкция по производству полетов ВС аэропорта «Пулково» 2017 г.

Обеспечение акустического комфорта в современном автомобиле с использованием системы Actran. Из опыта компании Volvo

Жарков А.В.
MSC Software

alexander.zharkov@mscsoftware.com

Аннотация: Описан опыт компании Volvo по расчётному исследованию акустических характеристик кузова автомобиля в системе Actran. Рассмотрено построение конечно-элементных расчётных моделей для анализа акустики, состав моделей, характеристики основных составных частей, применяемые методы и опции системы Actran. Также кратко рассмотрена экспериментальная часть исследования и сравнение результатов расчётов и эксперимента. Показана высокая точность и эффективность системы Actran для решения задач акустики.

Ключевые слова: Акустика, виброакустика, Actran, МКЭ, звукопоглощение, вычисление, решатель, программа

При разработке перспективных моделей легковых автомобилей производители стремятся обеспечить высокий уровень акустического комфорта. Широкое применение звукопоглощающих материалов в конструкции автомобиля может обеспечить высокие акустические характеристики в салоне, но вступает в противоречие с требованиями весового совершенства, стоимости автомобиля, работы систем вентиляции и кондиционирования, и др. Комплексный подход к разработке основных систем автомобиля позволяет достичь акустического комфорта, не ухудшая другие характеристики.

Производители автомобильной техники проводят расчётные и экспериментальные исследования как отдельных деталей и узлов, так и всего автомобиля. При этом во многих случаях используется система компьютерного инженерного анализа Actran разработки компании Free Field Technologies (входит в состав MSC Software).

Компания Volvo, крупный производитель автомобилей, при разработке модели S80 с кузовом типа седан, проводила расчётные и экспериментальные работы по определению виброакустических характеристик [1, 2].

Расчёты проводились в системе Actran, для чего была построена расчётная модель. Модель включала в себя упругую конечно-элементную модель конструкции кузова автомобиля в комплектации для испытаний (будет описана ниже). Воздушная полость внутри салона автомобиля также моделировалась методом конечных элементов. Воздушная среда снаружи автомобиля была

разделена на две части: область вблизи кузова автомобиля (ближнее поле) и область вдали от него (дальнее поле). Ближнее поле было представлено конечно-элементной моделью с наружной поверхностью в форме полу-эллипсоида. На поверхности полу-эллипсоида были обеспечены условия неотражения шума, излучаемого автомобилем. Дальнее поле моделировалось приближённо. Для этого, с целью поиска более точного и быстрого решения, были по очереди применены два метода, реализованные в Actran: бесконечные элементы и идеально согласованный слой (PML). Внешнее воздействие моделировало испытания и описано ниже.

В экспериментальном исследовании был использован автомобиль в неполной комплектации «Body-in-Blue», т.е. кузов сварен, покрашен, установлены стёкла, двери, крышка багажника. Двигатель и капот отсутствовали. Работа проводилась в полу-безэховой камере. Акустическое воздействие создавали низкочастотные источники звука ISVR. Были рассмотрены варианты расположения источников звука в двигательном отделении и на срезе левой выхлопной трубы. Измерения проводились с помощью 17 микрофонов внутри и снаружи автомобиля, и нескольких датчиков ускорений, расположенных на кузове.

В исследовании рассматривался кузов в двух вариантах: без звукопоглощающих материалов и вариант со звукопоглощающим материалом UltraLight, размещённым на перегородке моторного отсека.

Было проведено сравнение результатов расчётов и экспериментов. Согласование было признано удовлетворительным, сделан вывод о возможности применения системы Actran в разработке перспективных автомобилей. Даны рекомендации по повышению производительности счёта и эффективному решению рассмотренных задач в системе Actran.

Список литературы

1. *Pietrzyk A.* Prediction of Airborne Sound Transmission into the Passenger // SAE Technical Paper 2015-01-2266, 2015, doi:10.4271/2015-01-2266
2. *Pietrzyk A.* Applications of Actran in Volvo Cars // FFT Acoustic Simulation Conference 2014
3. *Free Field Technologies,* ACTRAN 15 User's Manual, 2014

Результаты тестирования виброзащитного материала ЭТАФОМ

Итпекова А.В.[1,2,3], Новак Н.Ю.[1,2,3], Новак Ю.В.[1,2,3]
[1]ИП Алиса
[2]АО ЦНИИС
[3]МАДИ

nowak@bk.ru

Аннотация: В статье приведены результаты экспериментального исследования виброзащитных свойств материала «Этафом». Проведенные опыты показали высокую эффективность «Этафома» как виброзащитного экрана.

Ключевые слова: Виброзащита зданий, эксперимент, ослабление вибраций, динамические испытания, ЭТАФОМ.

В работах по виброзащите зданий и сооружений от техногенной вибрации большое значение имеет выбор виброзащитного материала. Ранее рекомендованный в МГСН вариант виброщели с засыпкой керамзита плохо себя показал с точки зрения долговечности и надежности в работе. Пыль и грязь с городских улиц оседающая на керамзите резко снижает защитные вибро-возможности подобной щели. В ЦНИИСе был протестирован синтетический материал ЭТАФОМ, который способен снизить вибрацию и может быть использован в виде виброзащиты.

Материал ЭТАФОМ поставляется группой компаний ПРОМСТРОЙКОНТРАКТ. Стандартный цвет ЭТАФОМА – синий. Для виброизоляции группа компаний ПРОМСТРОЙКОНТРАКТ рекомендует использовать ЭТАФОМ марки ППЭ 3004 с кратностью вспенивания материала 30, кажущейся плотностью 33 кг/м^3.

Сотрудниками НИИ транспортного строительства (АО ЦНИИС) экспериментально были определены виброзащитные свойства образцов материала ЭТАФОМ толщиной 10 мм.

С помощью стальной пластины (пластина-основание) размером 58 × 47 см, толщиной 10 мм, и трех резиновых подкладок (три опоры), за счет варьирования жесткости резины и площади опирания, были смоделированы грунты со средним значением модуля деформации E = 22 МПа, соответствующие суглинку твердому, супеси пластичной, песку мелкому (модуль деформации, в зависимости от видов грунтов, изменяется в пределах от 6,5 до 35,4 МПа). На пластину-основание укладывался образец испытываемого материала размером 25 × 25 см, толщиной 10 мм, который прижимался

стальной пластиной такого же размера (пластина-нагружатель). Размеры пластины-нагружателя выбраны такими, чтобы при всем установленном на ней оборудовании, напряжения в испытываемом материале от веса оборудования не превышали предел прочности при сжатии, равный 0,035 МПа, что соответствует просадке материала 25%.

На пластину-нагружатель сверху устанавливался электродинамический возбудитель колебаний.

По краям пластины-основания устанавливались вибродатчики (акселерометры) № 1 и № 2, см. фото 1.

Вибродатчики № 3 и № 4 были установлены на основание нагружателя, см. фото 1 и фото 2.

Общий вид оборудования при испытаниях одного слоя материала, представлен на фото 3.

Вибрационная нагрузка на материал задавалась в диапазоне частот от 1,4 до 120 Гц. Сигналы с датчиков через аналогово-цифровой преобразователь (АЦП) подавались в компьютер, контролировались оператором на экране монитора и записывались для последующей обработки на жесткий диск компьютера.

Затем на пластину-основание укладывался второй слой такого же материала ЭТАФОМ размером 25 × 25 см, толщиной 10 мм. Между верхним и нижним слоями материала устанавливалась промежуточная стальная пластина такого же размера.

Вибрационная нагрузка на два слоя материала также задавалась в диапазоне частот от 1,4 до 120 Гц. Сигналы с датчиков через аналогово-цифровой преобразователь (АЦП) подавались в компьютер, контролировались оператором на экране монитора и записывались для последующей обработки на жесткий диск компьютера.

Общий вид оборудования при испытаниях двух слоев материала, представлен на фото 4.

На рисунках 1 и 2 представлена частотная зависимость «коэффициент передачи – частота, Гц» для одного и двух слоев материала ЭТАФОМ, соответственно. По оси абсцисс (x) отложена частота, Гц, по оси ординат (y) отложен коэффициент передачи, который характеризует величину ослабления вибрации (виброускорений) материалом.

Результаты испытаний материала ЭТАФОМ представлены в таблице 1.

В частотном диапазоне со среднегеометрической частотой 8 Гц при одном слое материала толщиной 10 мм виброускорения уменьшаются в 4,2 раза, что по логарифмической шкале соответствует снижению уровня вибраций на 12,4 дБ. При двух слоях материала такой же толщины виброускорения уменьшаются в 4,8 раза, что соответствует снижению уровня вибраций на 13,6 дБ.

В частотном диапазоне со среднегеометрической частотой 16 Гц при одном слое материала толщиной 10 мм виброускорения уменьшаются в 3,2 раза, что соответствует снижению уровня вибраций на 10,2 дБ. При двух слоях

материала такой же толщины виброускорения уменьшаются в 5,0 раз, что соответствует снижению уровня вибраций на 14,0 дБ.

В частотном диапазоне со среднегеометрической частотой 32 Гц при одном слое материала толщиной 10 мм виброускорения уменьшаются в 2,8 раза, что соответствует снижению уровня вибраций на 8,9 дБ. При двух слоях материала такой же толщины виброускорения уменьшаются в 4,2 раза, что соответствует снижению уровня вибраций на 12,4 дБ.

В частотном диапазоне со среднегеометрической частотой 64 Гц при одном слое материала толщиной 10 мм виброускорения уменьшаются в 2,0 раза, что соответствует снижению уровня вибраций на 6,0 дБ. При двух слоях материала такой же толщины виброускорения уменьшаются в 2,2 раза, что соответствует снижению уровня вибраций на 6,9 дБ.

Таким образом, материал ЭТАФОМ может быть рекомендован к использованию в качестве виброизоляции для защиты зданий и сооружений от источников вибрации различного характера.

Фото 1. Места установки датчиков № 1, № 2 и № 3

Фото 2. Места установки датчиков № 1, № 3 и № 4

Фото 3. Общий вид оборудования при испытаниях одного слоя материала ЭТАФОМ

Фото 4. Общий вид оборудования при испытаниях двух слоев материала ЭТАФОМ

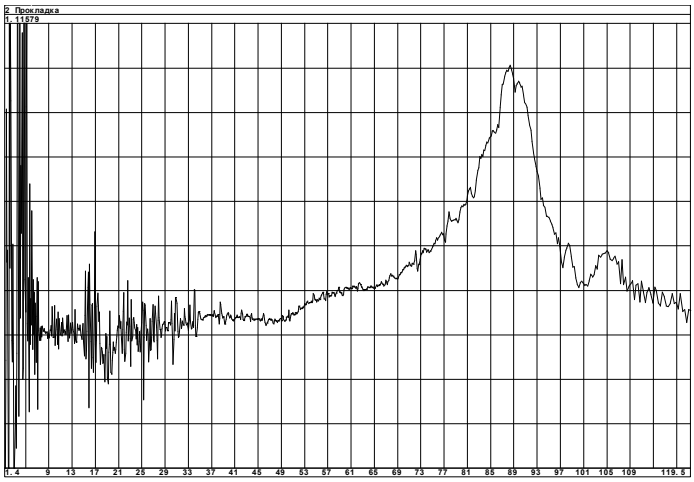


Рис. 1. Частотная зависимость «коэффициент передачи – частота, Гц» для одного слоя материала ЭТАФОМ

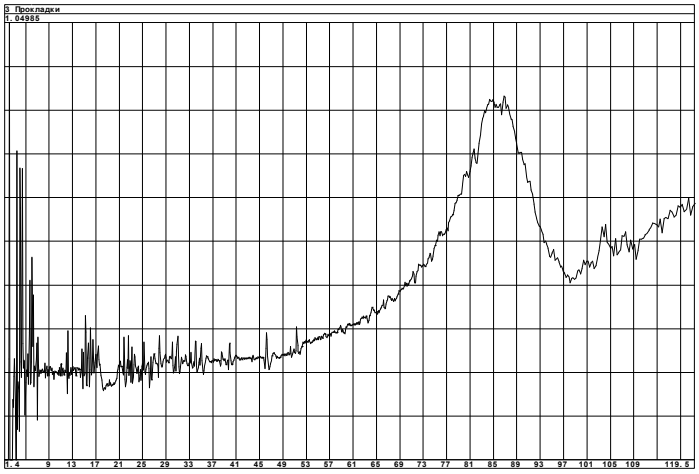


Рис. 2. Частотная зависимость «коэффициент передачи – частота, Гц» для двух слоев материала ЭТАФОМ

Таблица 1. **Величина ослабления вибраций при использовании одного и двух слоев материала ЭТАФОМ в различных частотных диапазонах**

Средне-геометрическая частота, Гц	**Один слой материала толщиной 10 мм**		**Два слоя материала толщиной по 10 мм**	
	Коэффи-циент ослабления	**Ослабление вибраций, дБ**	**Коэффи-циент ослабления**	**Ослабление вибраций, дБ**
8	4,2	12,4	4,8	13,6
16	3,2	10,2	5,0	14,0
32	2,8	8,9	4,2	12,4
64	2,0	6,0	2,2	6,9

Выводы. Экспериментально получено, что материал ЭТАФОМ, уложенный в два слоя общей толщиной 20 мм снижает вибрацию в диапазоне частот 8 – 64 Гц на 6,9 – 14,0 дБ.

Список литературы.

1. ПРОМСТРОЙКОНТРАКТ группа компаний. Изоляционные материалы. ЭТАФОМ – звукоизоляция для профессионалов. 2007.-16с.
2. МГСН 2.04-97 «Допустимые уровни шума, вибрации и требования к звукоизоляции в жилых и общественных зданиях».
3. СН 2.2.4/2.1.8.566-96 «Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий», М., Минздрав России, 1997.
4. *В.Б. Караулов, М.И. Никитина.* Геология. Основные понятия. 2003.

Проектирование звукоизоляции стен с каркасной облицовкой

Щелоков Ю.А.
ООО «Акустические расчеты»

Аннотация: Для увеличения звукоизоляции стен жилых домов все чаще применяют специализированные материалы и конструкции. В данной работе рассматривается метод расчета изоляции воздушного шума стен с каркасной облицовкой, полученный обобщением данных протоколов испытаний в реверберационных камерах.

Ключевые слова: звукоизоляция, обшивка, гибкая плита на относе, каркасная облицовка.

Design and calculation of sound insulation of wall-cavity-panel systems

Schelokov Y
LLC "Acoustic calculations"

Abstract: For additional sound insulation of single-layer thick-walled barriers most often apply thin flexible plates. In this paper we consider graphic-analytical method of calculation of sound insulation structures with flexible plate and cavity. The method of calculation is obtained by analyzing the data of measurement protocols in reverberation chambers.

Keywords: sound insulation, wall-cavity-panel systems, graphic-analytical method.

Введение

В последнее время на рынке появилось большое количество различных специализированных, звукоизоляционных материалов. Наибольшую популярность в строительстве при звукоизоляции стен получили звукоизоляционные плиты с песком, гибкие мембраны повышенной плотности, панели на основе гипса (ГКЛ, ГВЛ, ГСП) и другие.

Разнообразие предлагаемых материалов не позволяет при проектировании звукоизоляции стен выбирать наиболее подходящие материалы. На практике предоставляется протокол испытаний в реверберационных камерах материала для какой-либо основы или альбом технических решений. При этом вопрос о достаточности предлагаемого решения в каждом конкретном случае остается открытым.

Точный расчет звукоизоляции даже простых конструкций связан со множеством трудностей. Поэтому наибольшее применение при расчетах звукоизоляции получили графоаналитические методы.

В существующей технической литературе большое внимание уделено расчету звукоизоляции однородных конструкций и каркасных перегородок. Для них разработаны графические методики расчета, как например, в Своде Правил СП 23-103-2003 «Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий».

Публикаций о методах расчета конструкций стен с гибкими плитами на относе не много [1-3], и касаются они, как правило, расчета звукоизоляции перекрытия с устройством пола.

Расчет звукоизоляции бескаркасных конструкций.

Частотную характеристику изоляции воздушного шума однослойной (бескаркасной) плоской ограждающей конструкцией сплошного сечения с поверхностной плотностью от 100 до 800 кг/м^2 из строительных материалов, следует определять в зависимости от толщины и плотности материала конструкции с помощью построения ломанной кривой (рис. 1).

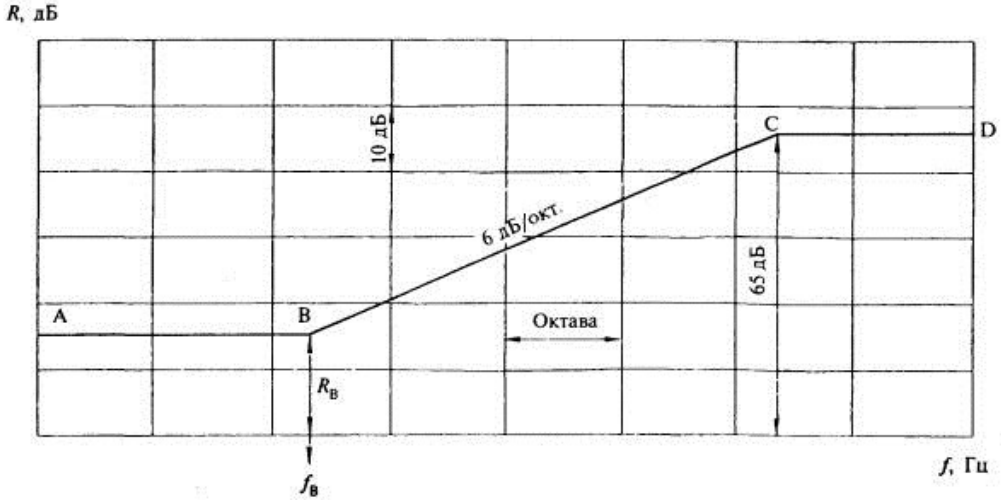


Рис. 1 К определению звукоизоляции бескаркасной конструкции

Согласно СП 23-103-2003 «Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций» значение абсциссы точки В определяется по формуле:

$$R_B = 20 \cdot \log(K \cdot m) - 12, \quad (1)$$

где $m = \rho \cdot h$ - поверхностная масса плиты, K - коэффициент изгибной жесткости.

Частота, соответствующая точке В зависит от массы, жесткости и толщины конструкции. Так, например, для бетонов $f_b = \frac{29000}{h}$, а для газобетона $f_b = \frac{40000}{h}$

.

Значение звукоизоляции левее точки В не меняется. Правее точки В рост звукоизоляции составляет 2 дБ на третьоктавную полосу частот.

При проведении дополнительной звукоизоляции бескаркасным методом, методика расчета звукоизоляции сохраняется, при этом значение звукоизоляции в точке В определяют как

$$R_B = 20 \cdot \log(K \cdot m + \Delta m) - 12, \quad (2)$$

где Δm - масса дополнительной звукоизоляции.

Расчет звукоизоляции стены с обшивкой

На основании обобщения результатов 19 протоколов измерений от различных лабораторий (НИИСФ РАСН, АО «ЦТСС», ООО «ПКТИ») для 30 конструкций массивных стен с листовыми материалами на относе были выявлены закономерности, позволяющие оценить звукоизоляцию графоаналитическим методом.

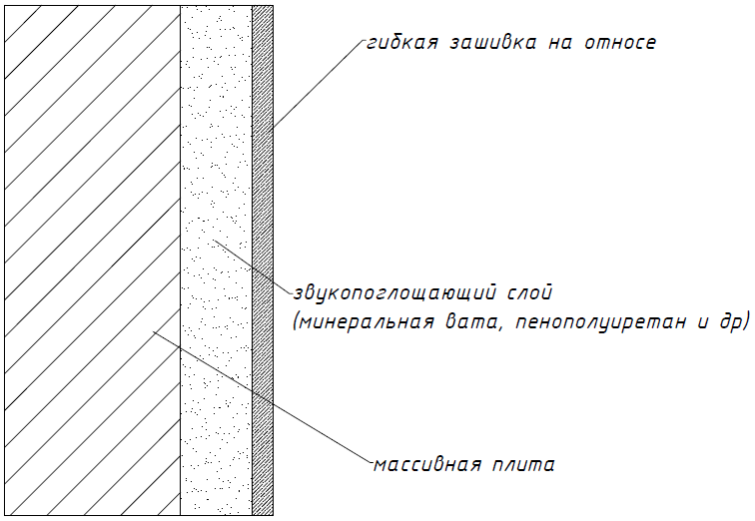


Рис. 2. Конструкция стены с гибкой плитой на относе

Расчет звукоизоляции конструкции стены с обшивкой следует начинать с построения кривой звукоизоляции стены без зашивки (см. рис.1).

Далее следует определить значение звукоизоляции в точке В.

Приращение звукоизоляции в точке *B'* определяют по формуле

$$R_{B'} = R_B + \Delta, \text{ дБ} \quad (3)$$

где $\Delta = \Delta_1 + \Delta_2$, $\Delta_1 = 10 \cdot \log\left(\frac{4n}{n+3}\right)$, $\Delta_2 = 10 \cdot \log(d) - 10$, $n = m/10$ [кг], m - масса обшивки, [кг/м^2], d - толщина воздушного промежутка, мм.

Из точки *B'* вправо проводится отрезок *B'T* с наклоном $2\left(\frac{\text{дБ}}{1/3\ \text{окт}}\right)$ до частоты $f_T = 2{,}5 f_b$.

Правее точки *T* проводят отрезок *TC* с наклоном 1 $\left(\frac{\text{дБ}}{1/3\ \text{окт}}\right)$. Координата точки *C*, соответствует частоте, на которой изоляция воздушного шума принимает значение $R_C = 60$ дБ. Из точки С вправо проводится горизонтальный отрезок CD. Если точка С, лежит за пределами нормируемого диапазона частот ($f_C > 3150$ Гц), отрезок CD отсутствует.

Наклон кривой левее точки *B'*, зависит от толщины воздушного промежутка, массы обшивки и наличия наполнителя, т.е. от расположения резонансной частоты f_p:

$$f_p = k\sqrt{\frac{M+m}{dMm}}, \text{ [Гц]} \quad (4)$$

где k - коэффициент, зависящий от наличия заполнителя ($k = 43$ при заполнении воздушного слоя минеральной ватой и $k = 60$ при пустом пространстве между стеной и обшивкой), M - масса 1 м^2 стены [кг/м^2], d - толщина воздушного промежутка [м].

На частоте $f_N = 2{,}5 f_p$, отмечаем точку N с ординатой $R_N = R_B + 5$ и соединяем ее с точкой *B'*

Полученная линия NB'MTCD представляет собой частотную. Характеристику воздушного шума данной конструкции.

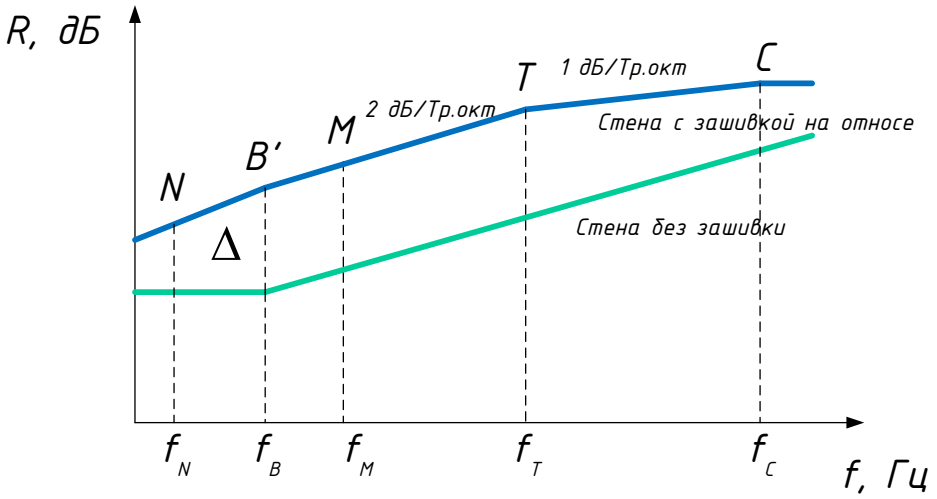


Рис. 3. Частотная характеристика звукоизоляции стены с плитой на относе

Стоит отметить, что результаты расчетов в области низких частот могут отличаться от экспериментально полученных данных. Причиной этому, является влияние на звукоизоляцию методов крепления, наличия виброизоляционных элементов и типа каркасной конструкции, которые при графоаналитическом способе расчета не учитываются.

Ниже представлены примеры расчета звукоизоляции стен с плитой на относе предлагаемым графоаналитическим методом:

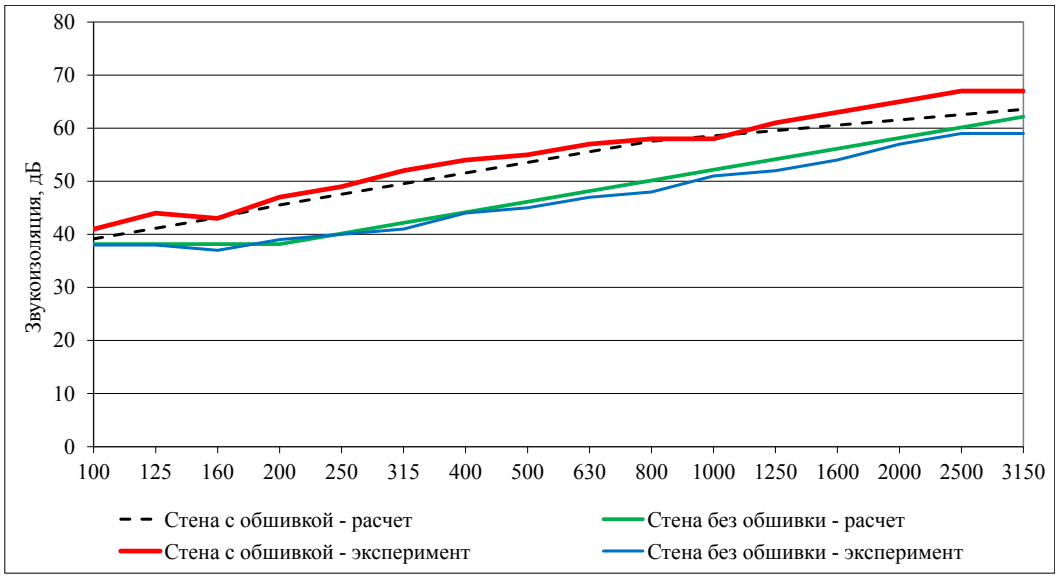


Рис. 4. Пример расчета звукоизоляции стенки из бетона, толщиной 140 мм, с обшивкой на относе 50 мм, из листа ГКЛ

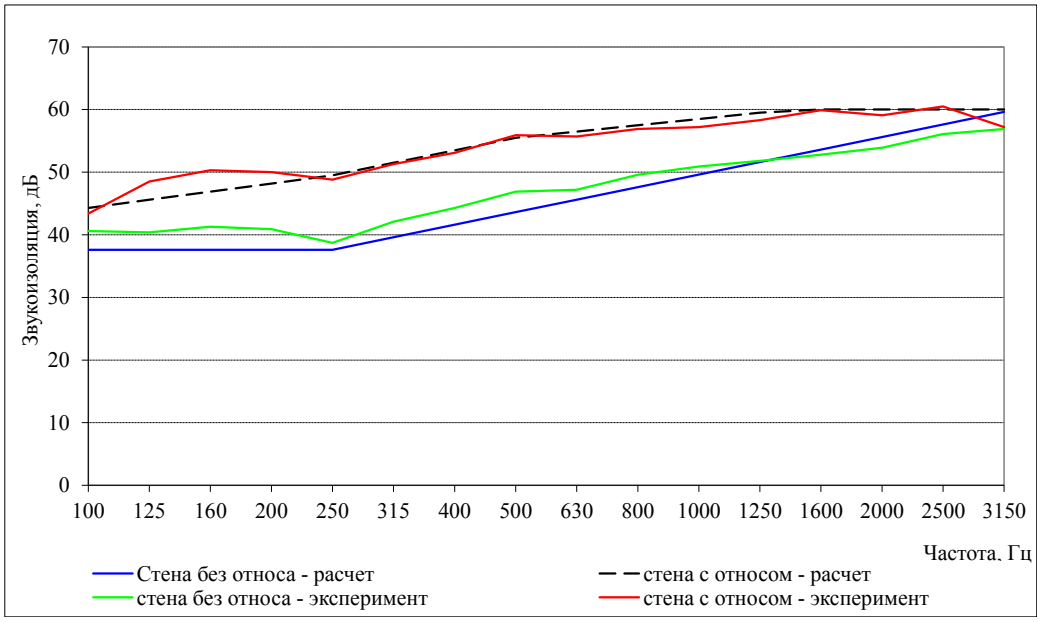


Рис. 5. Пример расчета звукоизоляции стенки из нормального кирпича, толщиной 125 мм, с обшивкой на относе 50 мм, из листов ГВЛ и ГКЛ.

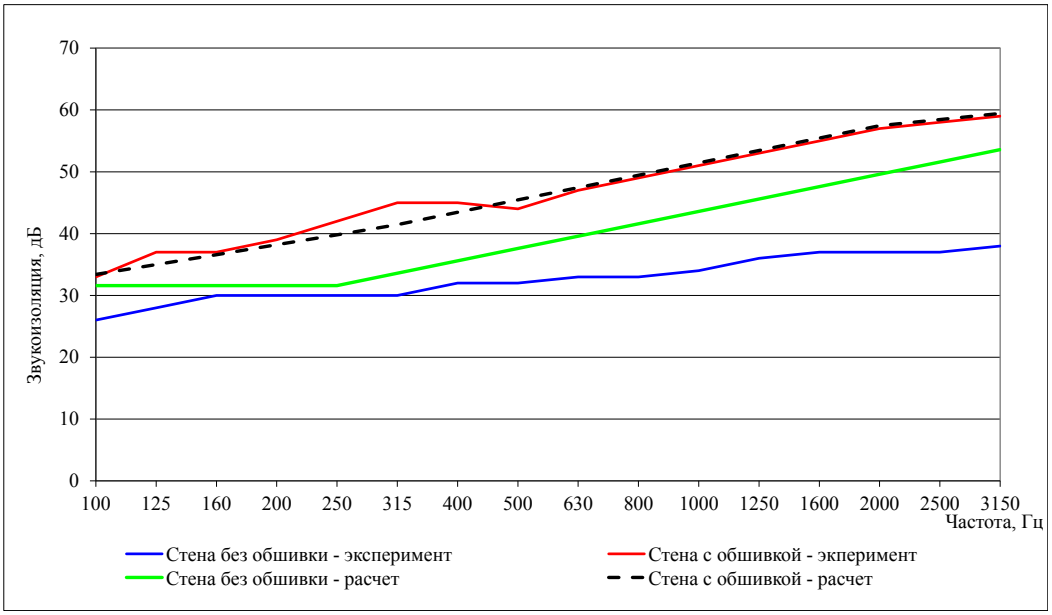


Рис. 6. Пример расчета звукоизоляции стенки из кирпича облегченного, толщиной 120 мм, с обшивкой на относе 50 мм, из листа ГКЛ

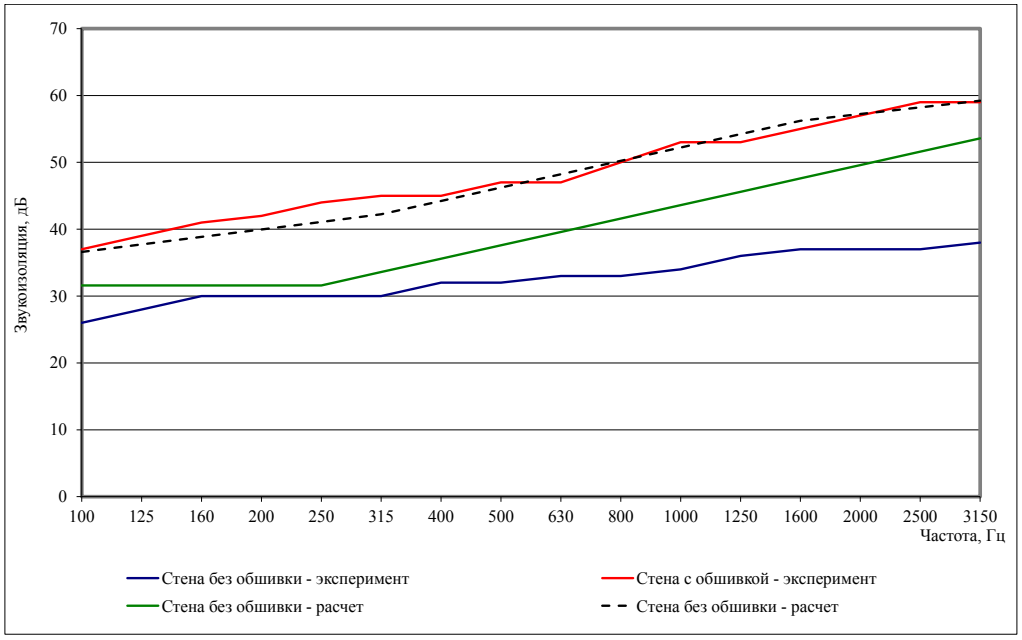


Рис. 6. Пример расчета звукоизоляции стенки из облегченного кирпича, толщиной 120 мм и обшивкой из 2-х листов ГКЛ на относе 50 мм.

Заключение

Предлагаемый метод расчета звукоизоляции стен с плитой на относе показал применимость к реальным конструкциям, особенно для массивных стен.

Метод может быть использован для оценки звукоизоляции конструкции специалистами, связанными с разработкой, проектированием средств снижения шума, сотрудниками институтов, работающих в области акустической экологии, архитекторами, дизайнерами, и др.

Список литературы

1. Щевьев Ю.П., Осташевский Е.Н. Средства акустической обработки помещений. – СПб, 2010. – 328 с.
2. Заборов В.И. М. И. Могилевский Справочник по защите от шума и вибрации в жилых и общественных зданий, 1989. – 160 с.
3. Крейтан В.Г. Защита от внутренних шумов в жилых домах. – Москва, 1990 г.
4. СП 23-103-2003. Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий. – Москва, 2004.

Практика применения канатных и комбинированных виброизоли-рующих устройств "MAMCAP" в системах опорной и неопорной амортизации некоторых объектов

Минасян М.А., Минасян А.М.
Санкт – Петербургский государственный морской технический университет (СПбГМТУ)

mamsar@mail.ru

Abstract: In this work the urgency of the application, experience of development and creation of original rope, combined and other types of vibration isolators at the level of inventions for various technical objects is considered.

Keywords: Vibration isolation, (rope) vibration isolators, couplings.

Актуальность.

Вибрации механизмов и машин, а также их элементов являются предвестниками многочисленных аварий и техногенных катастроф в транспорте, строительстве, энергетике, машиностроении и других областях техники [1]. Среди всех методов и средств борьбы с вибрацией главных машин, виброактивного оборудования, вспомогательных механизмов и других объектов техники на первом месте по эффективности находятся средства опорной (виброизоляторы) [2]. и неопорной (муфты) виброизоляции [3].

Отличительные особенности канатных и комбинированных виброизолирующих устройств [3]:

- формы и пространственная ориентация стального канатного и других упругих элементов;
- формы выполнения торцевых фасок отверстий или канавок, через которые проходят витки (полукольца, кольца, полувитки) стального каната;
- конструкции средств размещения и крепления стального каната в опорных элементах (пластинах, планках, фланцах);
- конструктивные объединения со стальным канатом различных упругих элементов (пружина, резина, прессованная проволока и т. п.) в качестве комбинированных виброизолирующих устройств;
- материал упругого элемента – канат из нержавеющей стали;
- пожаро -, сейсмо -, ударо -,вибро -, стойкости [3-5];
- высокая надежность функционирования защищаемого объекта в условиях воздействия экстремальных температур, агрессивных сред и повышенной радиации [3-5].

Особенности конструкции виброизолирующих устройств.

Упругие элементы канатных и комбинированных виброизолирующих устройств «МАМСАР» [3] имеют форму цилиндра (рис. 1, I, f, g; 1II, b, i, m; 1, III, e, h, m); тора (рис. 1, I, a, d, e, j –n, x, s-w; 1, III, b, i); квазисферы (рис. 1, I, a, d; 1, II, f, h; k); гиперболы (рис. 2, I, b, c, i; 1, III, j); круга (рис. 1, I, k – n, x, t - w; 1, II, f, g, h, k, n; 1, III, a, i, n); кольца (рис. 2, I, e, c); полукольца (рис. 1, I, r); и т.п. и выполнены из стального каната. Опорные элементы имеют форму фланца (рис. 1, I, a - d, j – g, x, t –w; 1, II, a, d, e - k, n; 1, III, a, c, f, i, n); кольца (рис. 1, I, e, s; 2, II, a, c; 1, III, c, d); полукольца (рис. 1, I, r); пластины (рис. 1, I, i); планок (рис. 1, I, f, g; 1, III, h, l, m).

Комбинированные виброизолирующие устройства [3] представлены на рис. 1, I, a, c, g; 1, II, a – n; 1, III, a – f, k, n. Виброизолирующие устройства с гиперболическими и торообразными упругими элементами (рис. 1, I, c, m, t) выполнены с дополнительным упругим элементом в виде бухты из стального каната. Концы стального каната бухты (рис. 1, I, c) закреплены специальным хомутом для возможности изменения плотности и числа витков бухты, а, следовательно, и характеристик виброизолирующего устройства.

Виброизолирующие устройства, дополнительно сплетенные по горизонтальной плоскости опорных деталей, представлены на рис. 1, I, a, g, m; 1, III, m.

Пружинно-канатные виброизолирующие устройства представлены на рис. 1, II, a - n; 1, III, a, c - f, n, а резиново-канатные – на рис. 1, I, 1.

Эти особенности послужили основанием параллельного развертывания работ по разработке упругодемпфирующих муфт с упругими элементами из стального каната [3].

Актуальность использования опорных виброизолирующих устройств особенно растет в случаях, когда серийно выпускаемые устройства [2] не удовлетворяют соответствующим требованиям вибрационной защиты конкретного объекта.

Виброизолирующие устройства [3], представленные на рис. 1, I, a-e, j-g, x, s-w, II, f, g, h, n, III, b, i, j, n, могут, применяться не только в качестве опорных, но и неопорных упругих связей, например – упругих муфт с небольшим крутящим моментом. Для больших крутящих моментов они могут быть использованы в качестве элементов сборных муфт (рис. 2).

Однако, в зависимости от конкретных задач, целесообразно рассматривать разработку оригинальных муфт.

Применение предлагаемых муфт с упругими стальными канатными элементами позволяет:

1.Осуществить упругое соединение, например, главных судовых двигателей с редукторными передачами и валопроводом, позволяющее компенсировать взаимное перемещение в различных направлениях элементов пропульсив- ной установки, связанное с их амортизацией и деформациями конструкции корпуса;

2. Снизить развитие не только крутильных, но и других видов взаимосвязанных (одновременно крутильных, изгибных, осевых) колебаний в пропульсивных установках и ослабить интенсивность вибрации и их взаимодействие на соединяемые элементы, и тем самым способствовать звукоизоляции.

Анализ научно-технической и патентной литературы [2-8] показал, что опорные канатные виброизолирующие устройства находят широкое применение за рубежом в различных областях техники, в том числе и в военной (авиация и космонавтика, военно-морской флот и т. д.).

В зарубежном судостроении [2, 4-7] опорные канатные виброизолирующие устройства применяются для виброизоляции интенсивных источников

Рис. 1. Ранее разработанные и новые

виброизолирующие конструкции и крепления

вибрации и структурного шума, для защиты от вибрации и удара различной электронной аппаратуры, используются в специальных контейнерах для перевозки газотурбинных двигателей и другого требующего виброзащиты оборудования.

Опорные канатные виброизолирующие устройства Aeroflex [4] применены, например, в специальном устройстве, предназначенном для уменьшения вибрации корпуса судна. Указывается, что оно способно уменьшить вибрацию, передаваемую корпусу от гребного винта, на 60-90%.

Рис. 2. Опытные образцы канатных муфт в которых использованы опорные виброизолирующие устройства

Опорные канатные виброизолирующие устройства фирмы Aeroflex применяются также для снижения вибрации судовых дизелей. Все более широкое применение находят канатные виброизолирующие устройства при монтаже оборудования корабельных электронных средств, систем автоматики, навигации и связи.

Специальные изолирующие крепления устанавливаются для уменьшения ударных нагрузок, которым может подвергаться оборудование при стрельбах и близких разрывах снарядов. При установке на канатные виброизолирующие устройства удар, воздействующий на оборудование, может быть снижен в десять и более раз [4].

Объекты внедрения оригинальных виброизолирующих устройств «МАМСАР» (рис. 3) [3]**:** a - стенд с двигателем 6ЧН 15/18); b -дизель-генераторный агрегат ДГА 50 - 9; c, k - дизель-генераторный агрегат ДГА - 8; d

- центробежный водяной насос с электрическим приводом НЦВ 100/30; e- дизель-генератор «Ямаха» KAMA/KDEA 5000E; f – дизель 2Ч 8,5/11 с гидротормозом; h, i, j – рефрижераторное судно, дизель-генератор ДГ-552 (5AL25/30),

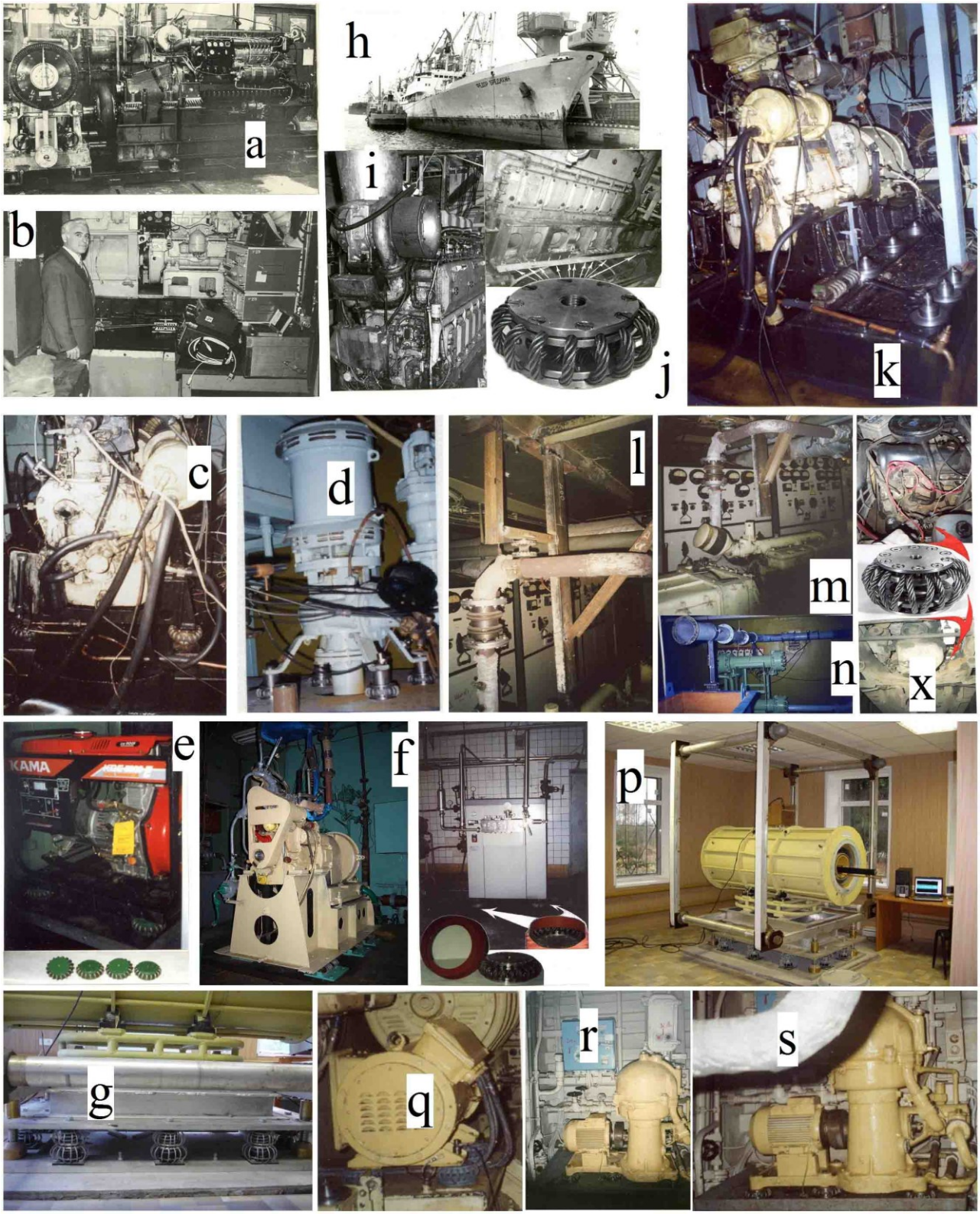


Рис. 3. Реализация канатных и комбинированных виброизолирующих устройств

торообразное канатное виброизолирующее устройство; g, p - рабочий эталон магнитной индукции переменного магнитного поля; l, m – газоотводящая труба двигателя 6Ч 12/14;.n -воздуховода автономного морского кондиционера; o - гомогенизатор молока (Санкт-Петербургский молочный завод); x - силовой агрегат автомобиля ВАЗ-2105; q – преобразователь АМГ-52М, s – сепаратор топлива УОР-301У.

Канатные виброизолирующие устройства с торообразным упругим элементом (рис. 3, h, i, j) нами впервые были установлены на двух рефрижераторных судах водоизмещением 5500 т, под дизель -генераторами типа «Цельски-Зульцер» 5AL25 общей массой 16400 кг, Ne=552 кВт и n=750 мин$^{-1}$. Трехлетний испытательный срок канатных виброизолирующих устройств в реальных условиях эксплуатации на двух судах подтвердил их работоспособность и перспективность работ по дальнейшему их усовершенствованию.

Таким образом, канатные и комбинированные виброизолирующие устройства могут применяться практически во всех областях современной техники в судостроении, энергомашиностроении, автомобилестроении, авиации и космонавтики и других отраслях промышленности.

Список литературы

1. Вибрация энергетических машин. Справочное пособие. Под ред. Григорьева В.Н. Л.: «Машиностроение», 1974. 464с.
2. *Ионов А.В.* Средства снижения вибрации и шума на судах. – СПб.: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2000. – 348 с.
3. *Минасян А.М.* Пожаробезопасные упругие связи судовых энергетических установок и их элементов. Морской вестник. 2012. № 1 (9). Труды СПбГМТУ. с. 66-69.
4. *Ельник А. Г., Антомошкин А.Ю.* Защита судового оборудования от ударов и вибрации с помощью спиральных тросовых виброизоляторов// Судостроение за рубежом. 1985. № 10, с.15 – 25.
5. CAVOFLEX. Elastisch Lagerungselemente CAVOFLEX. Проспект фирмы Willbrandt Gummitechnik, 2000 Yamburg 54.
6. Experimental investigation on the hysteresis behavior of the wire rope isolators, P. S. Balaji, Leblouba Moussa, M. E. Rahman, Loo Tshun Vuia, Journal of Mechanical Science and Technology 29 (4) (2015) 1527-1536.
7. Vibration isolation of structures and equipment using Wire rope isolators, P. S. Balaji, M. E. Rahman, Leboula Moussa, Lau Hieng Ho, International Journal of Modern Trends in Engineering and Research (IJMTER), Volume 2, Issue 7, [July-2015] Special Issue of ICRTET' 2015.
8. Wire rope isolators for vibration isolation of equipment and structures, P. S. Balaji, M. E. Rahman, Leblouba Moussa, H. H. Lau, Materials Science and Engineering 78 (2015).

Уменьшение вибрации конструкций тонкими армированными покрытиями на основе полимерной ВПС пленки

Кирпичников В.Ю. [1], Сятковский А.И. [2]
[1]ФГУП "Крыловский государственный научный центр", Санкт-Петербург
[2]ОАО "Пластполимер", Санкт-Петербург

svu178@yandex.ru

Аннотация: Показана высокая эффективность тонких армированных вибропоглощающих покрытий с диссипативным слоем на основе полимерной ВПС плёнки

Ключевые слова: Вибродемпфирование, вибропоглощение, вибровозбудимость, покрытия, пленки, армирование, поливинилацетат

Вибродемпфирование конструкций обычно осуществляют облицовкой их элементов различного рода вибропоглощающими покрытиями (ВПП). Используют, в частности, мягкие, жёсткие и армированные ВПП. Описание и физические основы работы ВПП, а также информация о свойствах наиболее часто применяемых в отечественном судостроении вибропоглощающих материалов содержатся, например, в работах [1–4].

Одним из направлений работ по совершенствованию ВПП является уменьшение их массы при сохранении вибропоглощающей эффективности без усложнения технологии нанесения. Такое совершенствование широко применяемых армированных ВПП возможно за счёт уменьшения толщины как диссипативного, так и армирующего слоёв.

Наиболее перспективными для минимизации массы являются ВПП с диссипативным слоем из синтетического материала на основе поливинилацетата (полимерной ВПС плёнки) – "рекордсмена" по вибропоглощающей эффективности среди используемых материалов.

Можно предположить, что по своим физическим свойствам полимерные плёнки близки к жидкостям с большой вязкостью. Обратимся к результатам исследования влияния вязкости жидкости на потери энергии в вибрирующей конструкции, которая контактирует с жидкостью. В работе [5] на примере бесконечной пластины, по которой распространяется изгибная волна, приводящая жидкость в колебательное движение, показано, что вязкость, практически не влияя на значение нормальной к пластине компоненты скорости жидкости, существенно изменяет значение её касательной компоненты. При этом влияние вязкости на касательную компоненту, а следовательно и на потери колебательной энергии в пластине, проявляется в основном лишь в тонком слое толщиной δ порядка $\frac{\pi}{2\alpha}$, где $\alpha = \sqrt{\frac{\omega}{2\nu}}$ (ω – круговая частота колебаний, $\omega = 2\pi f$; ν – кинематическая вязкость).

Существование такого слоя при колебаниях пластины под воздействием поля звуковых давлений экспериментально подтверждено в работе [6]. Его толщина δ имеет физический смысл используемой в теории пограничного слоя "глубины проникновения". Расчётные значения толщины слоя δ при колебаниях пластины с частотами 100 Гц и 1000 Гц равны в случае её контакта, например с глицерином, 1,5 мм и 0,6 мм, соответственно. Можно предполагать, что коэффициент кинематической вязкости полимерной плёнки ν_1 больше, чем у глицерина ($\nu_2 = 7 \cdot 10^{-4}$ м^2/с), а толщина δ превышает приведённые значения в $\sqrt{\nu_1/\nu_2}$ раз.

Армирующий слой ВПП, находящийся на расстояниях от пластины, меньших "глубины проникновения", сокращает размеры области интенсивных потерь колебательной энергии в полимерной плёнке, приводимой в движение пластиной. Вместе с тем этот слой является препятствием для смещений плёнки и, в частности, уменьшает до нуля касательную компоненту её смещений на своей поверхности. Тормозящее действие армирующего слоя на плёнку приводит к увеличению градиента касательной компоненты скорости смещения u в направлении нормали (z) к слою, а следовательно и к росту возникающих вблизи поверхности армирующего слоя касательных напряжений трения $\tau = \mu(\frac{\partial U}{\partial Z})$, где μ – вязкость материала плёнки.

Таким образом, вблизи армирующего слоя возникает вторичная область интенсивных потерь колебательной энергии в плёнке, приводимой в движение пластиной. Наличие этой области и её взаимодействие с колебательными процессами в участках плёнки у вибрирующей пластины, компенсирует потери колебательной энергии, обусловленные, при уменьшении толщины диссипативного слоя (плёнки), сокращением размеров области интенсивных потерь, находящейся непосредственно у пластины.

Колебания полимерной плёнки с высокой вероятностью не зависят от толщины армирующего слоя, так как описанные процессы вязких потерь происходят в плоскости его поверхности. Отсюда следует, что уменьшение толщины армирующего слоя к ухудшению эффективности рассматриваемого вибропоглощающего покрытия не приведёт.

Экспериментальная проверка сделанного предположения о возможности сохранения эффективности армированного ВПП на основе полимерной плёнки при уменьшении толщин как диссипативного, так и армирующего слоёв, выполнялась с использованием четырёх однородных стальных пластин с размерами $1 \times 0{,}75 \times 4 \cdot 10^{-3}$ м. Одна из поверхностей трёх пластин облицовывалась армированным покрытием с диссипативным слоем на основе полимерной плёнки типа ВПС-2,5. Толщина плёнки у пластин была разной и равнялась 1,5 мм; 0,4 мм и 0,2 мм. Армирующим слоем ВПП являлась однородная стальная пластина толщиной 0,6 мм. Четвёртая пластина вибропоглощающим покрытием не облицовывалась.

Испытания пластин выполнялись при их нахождении в воздушном объёме крупногабаритного лабораторного помещения. Каждая из пластин вертикально

вывешивалась за соседние углы с помощью верёвочных тросов на гаке грузового крана.

Измерения входной вибровозбудимости пластин в диапазоне, ограниченном сверху частотой 6,4 кГц, проводились при ударе миниатюрным вибромолотком с датчиком контроля силы. Под входной вибровозбудимостью *A/F*, дБ, понимается величина виброускорения в точке удара, в дБ относительно порогового уровня 10^{-6} м/с^2, нормированная силой *F*, выраженной в дБ относительно 1 Н. Точки удара находились в зонах пучностей низших форм изгибных колебаний пластины.

В результате анализа полученной информации было установлено, что уровни входной вибровозбудимости пластины, облицованной ВПП с полимерной плёнкой толщиной 1,5 мм, меньше соответствующих уровней вибровозбудимости пластин, облицованных ВПП на основе плёнки толщиной 0,4 мм и 0,2 мм, не более чем на 3 дБ и 5 дБ, соответственно. Это видно, в частности, из рисунка 1, на котором приведены типичные спектры входной вибровозбудимости пластин с плёнкой разной толщины. Измерения были выполнены в геометрическом центре пластин.

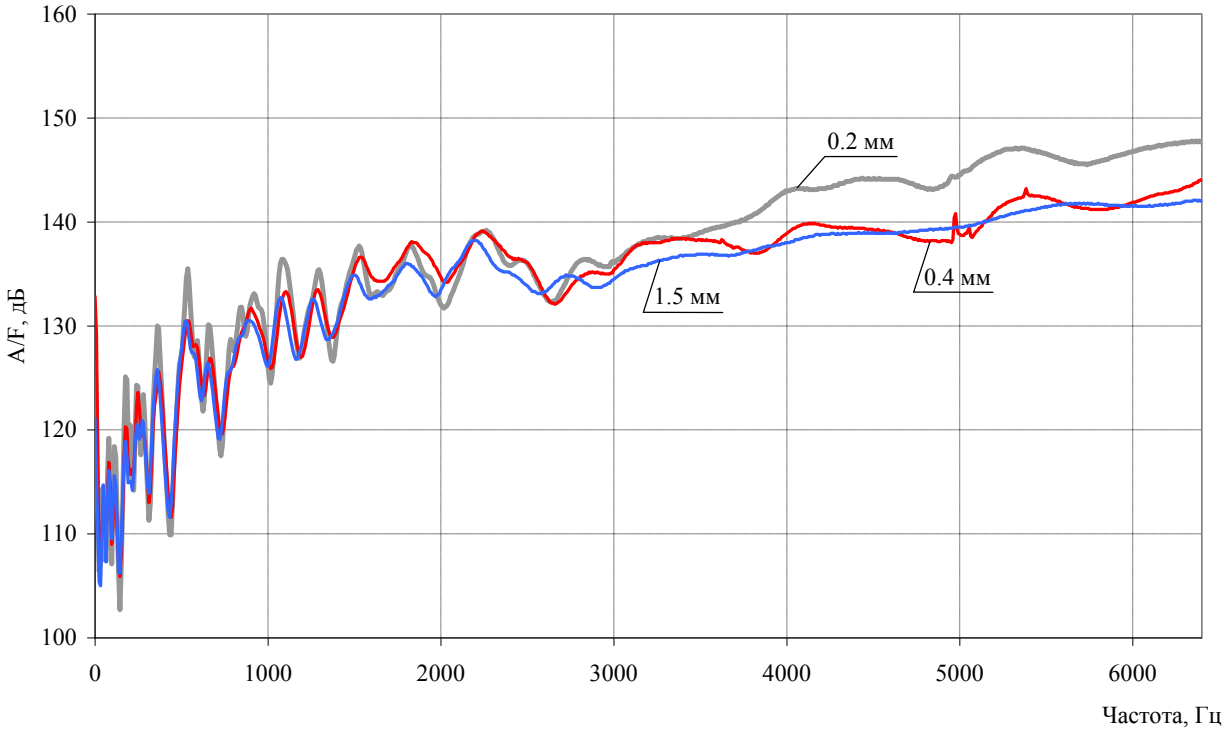
На резонансных частотах изгибных колебаний уровни входной вибровозбудимости всех пластин с ВПП были много меньше соответствующих уровней, зарегистрированных при испытаниях пластины без ВПП. На рисунке 2 приведены типичные спектры входной вибровозбудимости пластины без ВПП (кривая 1) и пластины с ВПП, имеющим наименьшую толщину диссипативного слоя. Нанесение на одну из поверхностей стальной пластины ВПП с толщиной диссипативного слоя 0,2 мм уменьшило максимальные уровни её вибрации в среднем на ~18 дБ (частоты до ~500 Гц) и ~25 дБ (частоты больше ~500 Гц).

На рисунке 3 приведены частотные зависимости коэффициента потерь η колебательной энергии пластин, облицованных ВПП. Значения η определены с использованием метода определения резонансных максимумов в спектрах входной вибровозбудимости по формуле $n = \frac{\Delta f}{f}$, где Δf – ширина резонансного максимума на частоте f на уровне "-3 дБ" от наибольшего значения. Вычисленные на резонансных частотах конкретной пластины величины η соединены точками. Обращаясь к рисунку 3, видим, что значения η у пластин с различными ВПП отличаются друг от друга незначительно (не более чем в 1,5 раза). На частотах трёх низших резонансных максимумов значения η изменяются в диапазоне от ~ 0,15 до 0,38. На более высоких частотах средняя для всех пластин величина η равняется ~ 0,12. На всех частотах значения η превышают коэффициент потерь колебательной энергии в пластине без ВПП не менее, чем на два порядка.

Измеренные величины коэффициента потерь на двух низших резонансных частотах пластины оказались больше максимального расчётного значения (η = 0,17), определённого в предположении, что толщина мягкого покрытия на основе плёнки ВПС-2,5 равняется двум толщинам демпфируемой пластины. При толщине испытанной пластины $4 \cdot 10^{-3}$ м принятая в расчёте толщина

плёнки мягкого ВПП составляет 8 мм. Она превосходит суммарную толщину испытанных армированных ВПП с такой же эффективностью, но существенно меньшей стоимостью и более простой технологией нанесения, в ~ 4; 8 и 10 раз.

Авторы благодарят А.П. Кощеева, Т.Б. Скуратову, М.А. Молчанова, В.Ю. Смольникова и Е.В. Яковлеву за помощь при проведении экспериментов и подготовке доклада. Они выражают также большую благодарность Валентину Викторовичу Савенко за полезное обсуждение доклада, что позволило внести в содержание ряд уточнений.



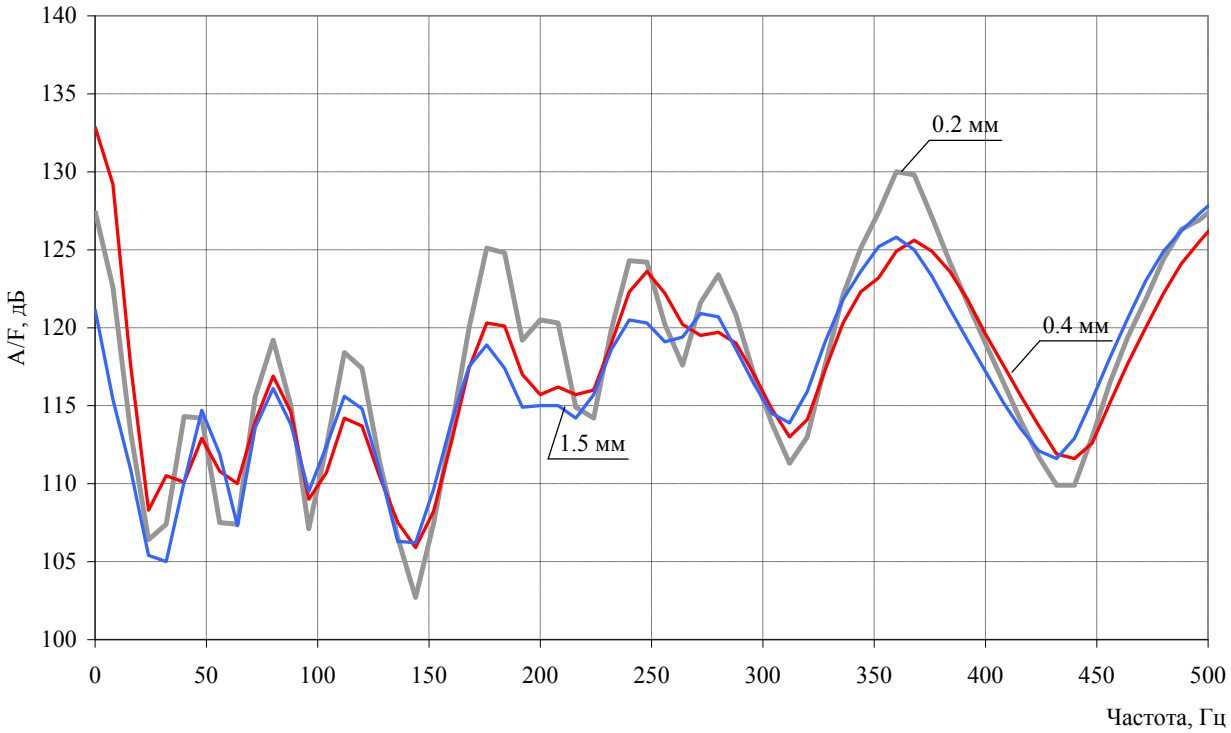
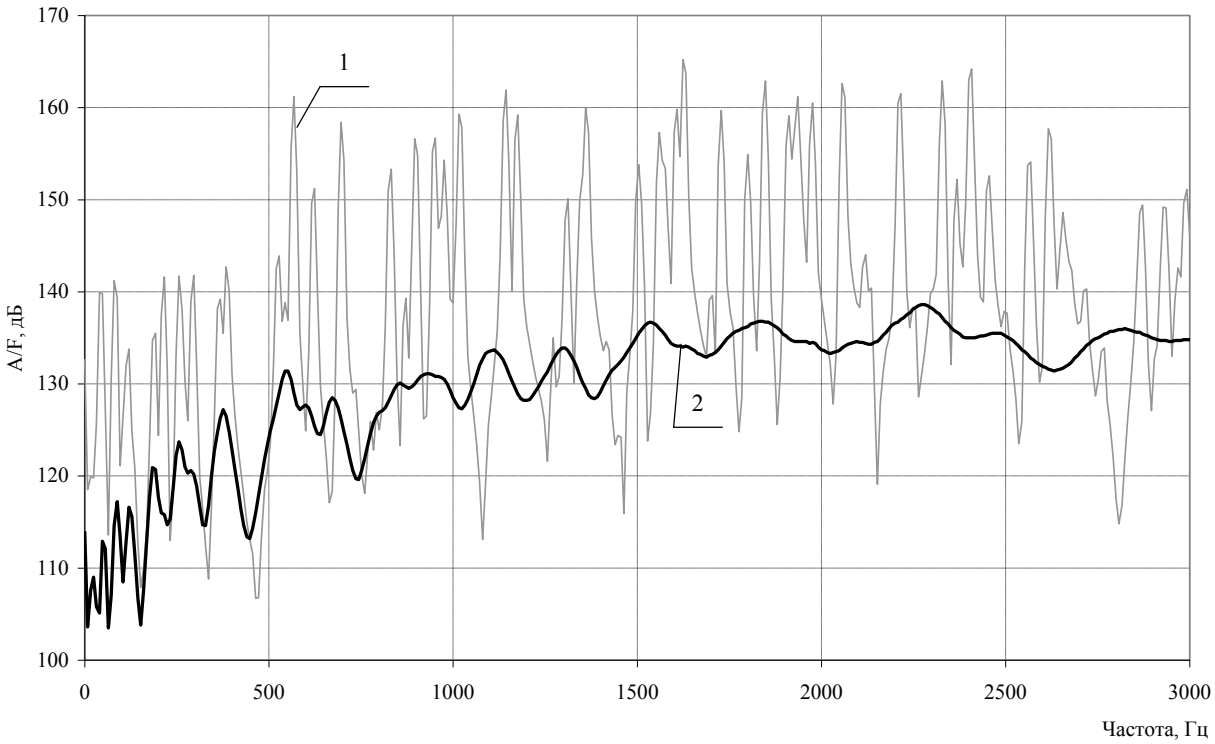


Рис. 1 Спектры входной вибровозбудимости пластин с ВПП на основе полимерной плёнки ВПС-2,5 с разной толщиной



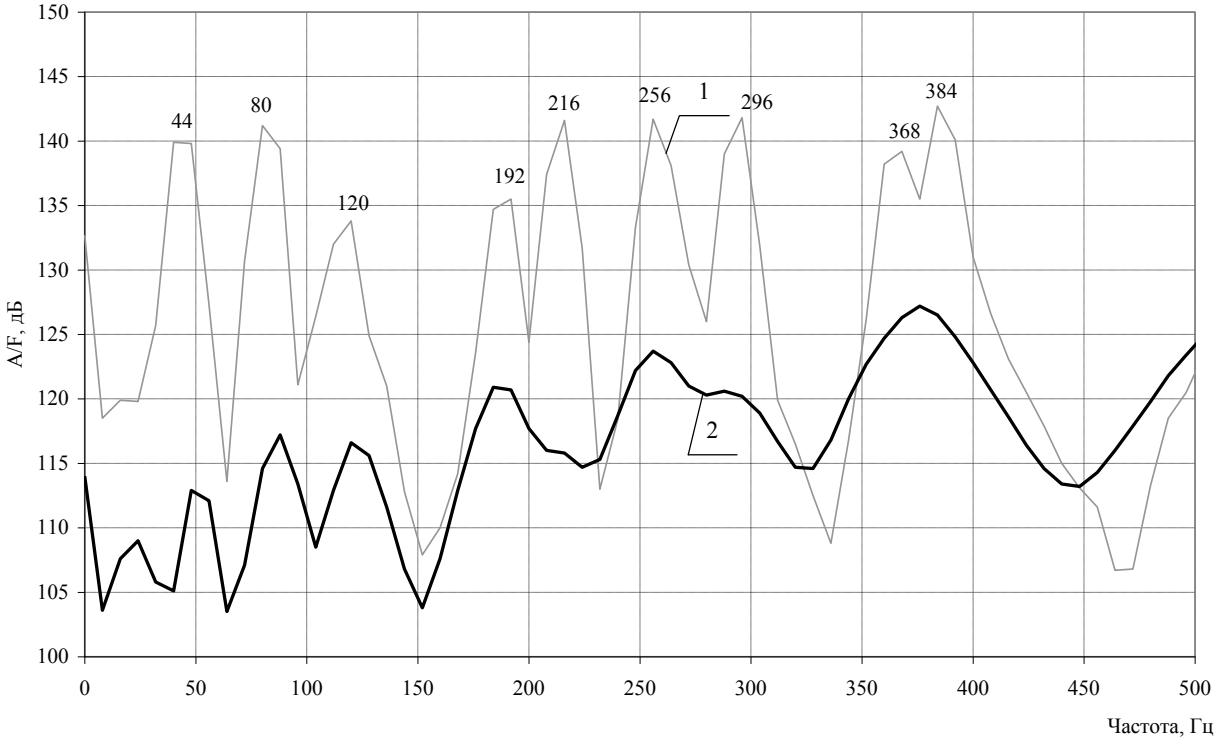
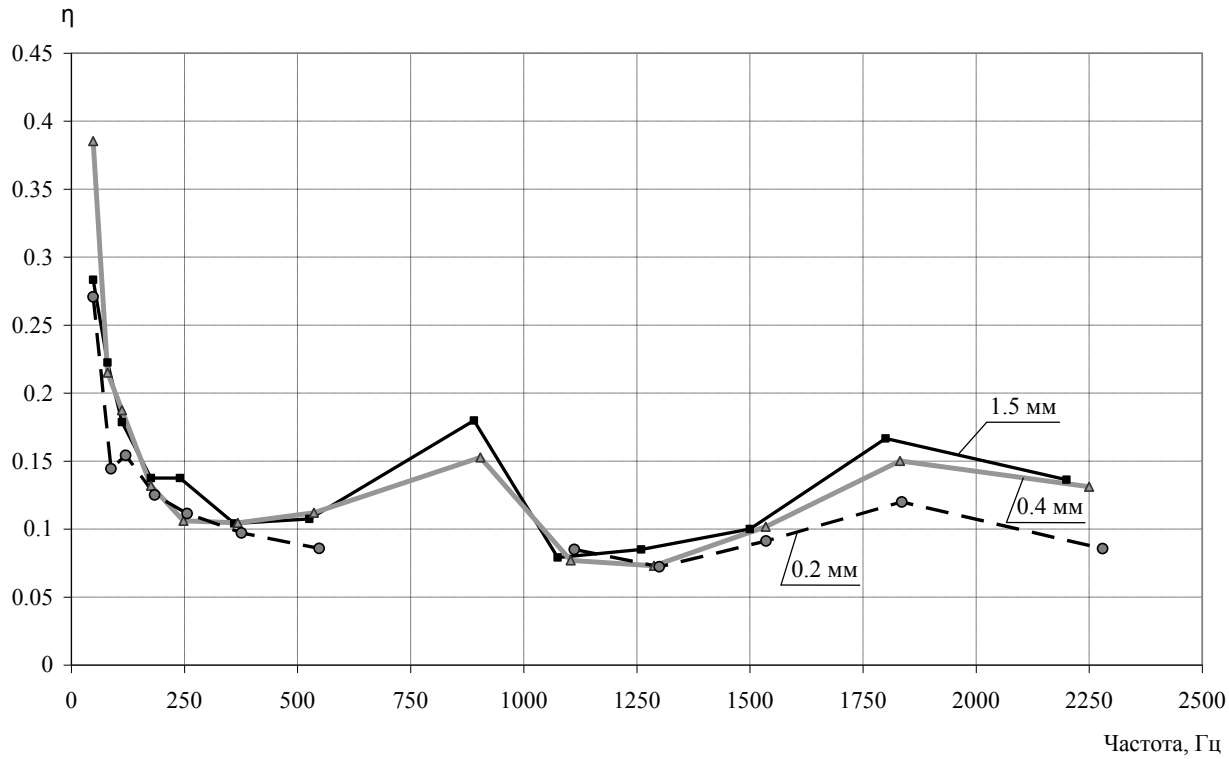


Рис. 2 Типичные спектры входной вибровозбудимости пластин без ВПП (кривая 1) и с ВПП на основе полимерной плёнки ВПС-2,5 толщиной 0,2 мм (кривая 2)



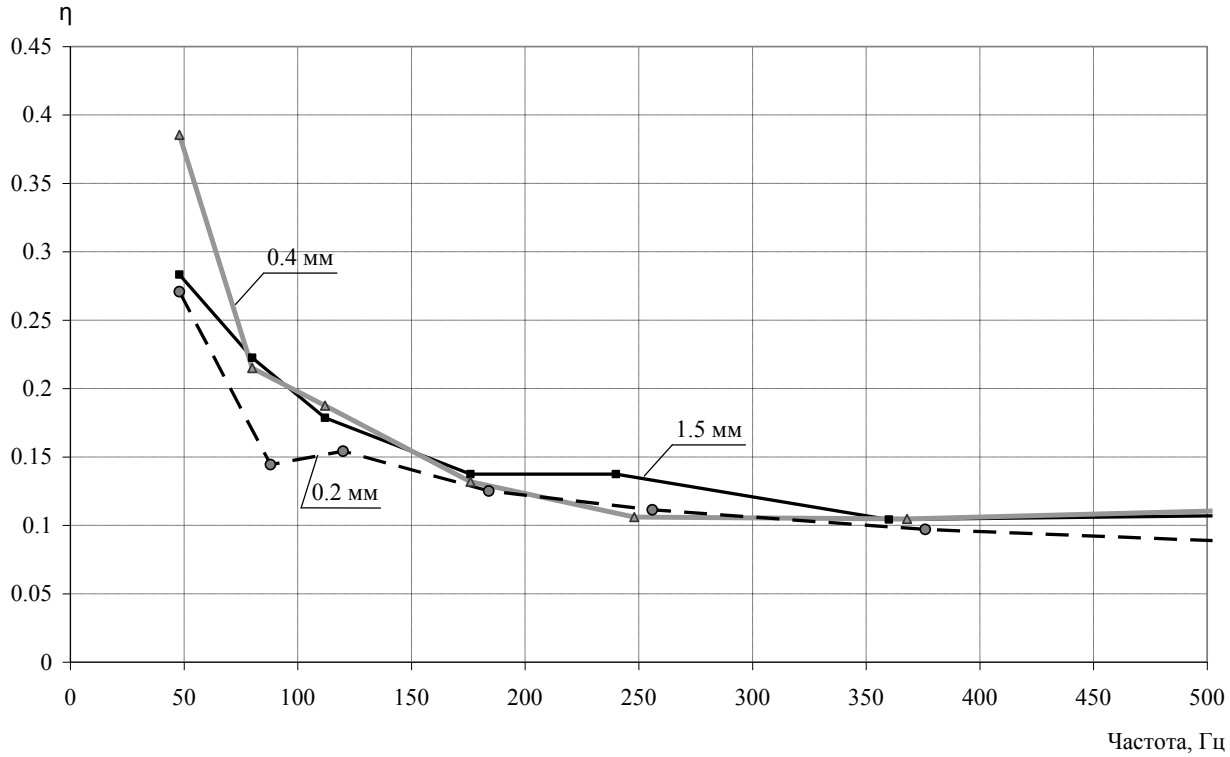


Рис. 3 Частотные зависимости коэффициента потерь колебательной энергии в пластинах с размерами $1{,}0\times0{,}75\times4\cdot10^{-3}$ м, облицованных ВПП на основе полимерной плёнки ВПС-2,5 разной толщины

Список литературы

1. *Никифоров А.С.* Вибропоглощение на судах. Л., Судостроение, 1979.
2. *Никифоров А.С.* Акустическое проектирование судовых конструкций. Л., Судостроение, 1990.
3. *Алексеев С.А., Губанова Е.В., Янин И.А., Ярыгин О.В.* Сопоставление акустических характеристик новых отечественных материалов, используемых для акустической защиты судов и кораблей. СПб, Моринтех-2003.
4. *Ионов А.В., Бувайло Л.Е., Волкова М.В., Старостин А.П.* Эластомерные материалы в средствах снижения вибрации и шума на судах. Российский химический журнал, т. 53, вып. 4, 2009.
5. *Кирпичников В.Ю.* Об учёте вязкости в жидкой среде, возмущённой поперечными колебаниями ограничивающей плоской поверхности. Прикладная механика. Отделение математики, механики и кибернетики АН УССР. Том V, вып. 5, 1969.
6. *Борисов Ю.Я., Статников Ю.Г.* Измерение толщины пограничного слоя при наличии звукового поля. Акустический журнал, т. XII, вып. 3, 1966.

Звукоизолирующие конструкции дворовых проездов

Колмаков А.В. [1,2]
[1]УрГАХУ
[2]УрФУ

Kolmakov_AV@mail.ru

Аннотация: В исследовании освещается проблема проникновения уличного шума в дворовое пространство вблизи источника городского шума и в зоне его отражения. Предлагаются варианты защиты посредством использования специально оборудованных проездов, чьи конструкции способствуют глушению шума. Представлены примеры схем расположения глушителей шума при въезде во двор.

Ключевые слова: комплексная защита, типы глушителей, дворовые глушители.

Согласно планировочному решению, распространенному в российских городах, вдоль нагруженной автомагистрали обычно применяется периметральная застройка. Принято считать, что закрытое дворовое пространство способствует большей изоляции жителей от воздействия негативных факторов, возникающих вдоль транспортных артерий (шум, взвешенная пыль, выхлопные газы и пр.). Однако любое ограждающее здание, вне зависимости от своей протяженности, все же имеет свои пределы эффективности. Для комфортной эксплуатации жилья в условиях периметральной застройки (перемещения жителей, автомобилей, для работы коммунального и спецтранспорта) устраивается проезд во двор (рис. 1). Этот проезд неизбежно становится своеобразным «порталом» или «воротами» для шума, поступающего с улицы во двор. В ночное время воздействие шума от эксплуатации транспортных артерий усиливается вследствие повышения их пропускной способности и скорости транспорта. В эти часы шум становится интенсивнее и воспринимается организмом острее на фоне отсутствия дневных маскирующих звуков [1]. Ввиду того, что выходящие во двор окна шумоизолирующего дома не имеют защищенного клапан-канала для проветривания, проникшие в дворовое пространство звуковые волны (посредством прямого излучения, отражения, дифракции) известным образом негативно воздействует на жителей.

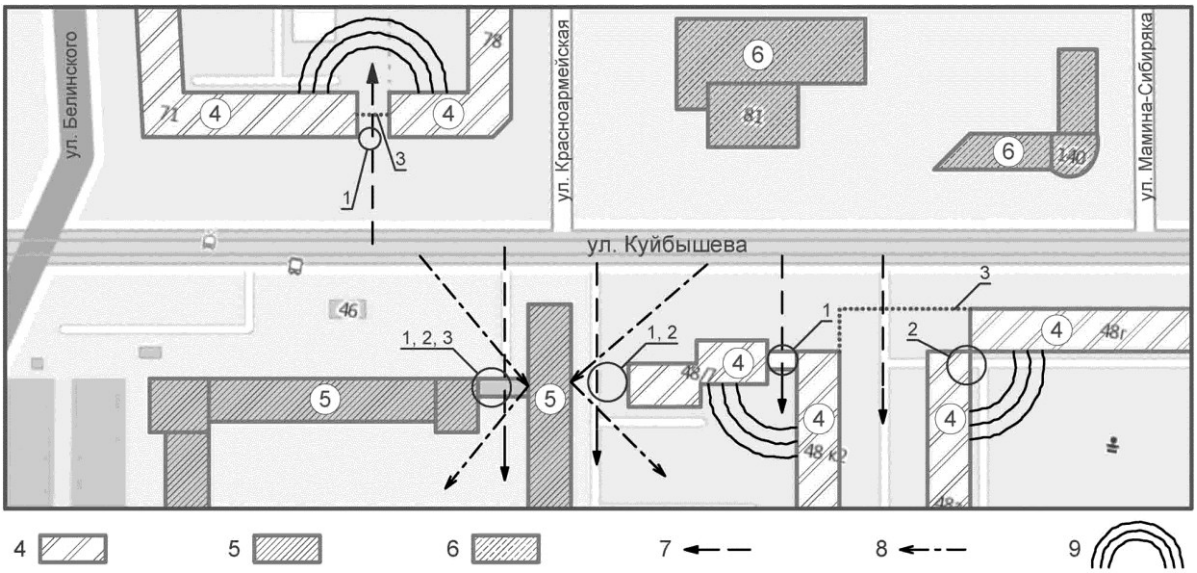


Рис. 1. Пути проникновения шума в дворовое пространство. Схема Колмакова А.В.

1. пешеходный проход; 2. автомобильный проезд; 3. ограждение двора; 4. жилые здания; 5. учебные корпуса УрФУ; 6. офисные здания; 7. путь прямого излучения шума; 8. путь отраженного шума; 9. путь дифракционного распространения шума.

В качестве меры по снижению уровня шума во внутридворовом пространстве предлагается использовать специальные конструкции проездов с соответствующими объемно-пространственными решениями. В качестве аналога привлекается принцип снижения уровня шума, применяемый в воздуховодах и выпускных системах двигателей внутреннего сгорания. Однако в случае проектирования проезда масштабы рабочих схем и конструкций будут другими. Согласно классификации, представленной Н.И. Ивановым, можно использовать принцип работы различных типов глушителей - реактивных, абсорбционных, комбинированных, активных, реактивно-резонансных (рис. 2) [2, С. 210].

Принципы снижения шума и типы глушителей

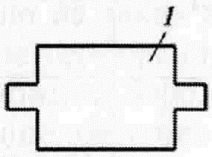
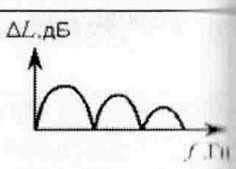
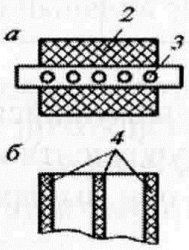
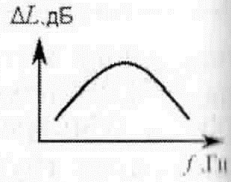
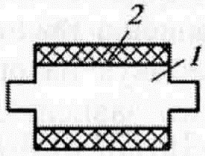
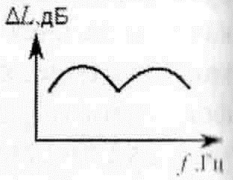
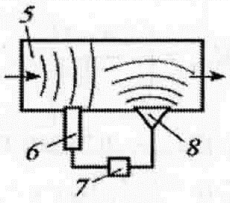
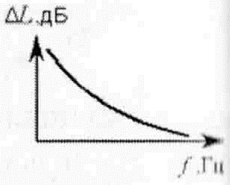
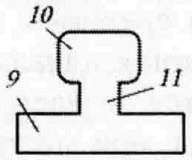
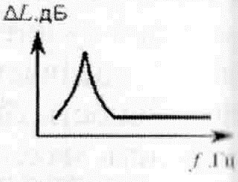
№ п.п.	Принцип снижения шума	Тип глушителя	Схема	Обозначения на схеме	Характерный спектр эффективности
1	Отражение звука	Реактивный		*1* – расширительная камера (фильтр)	
2	Поглощение звука	Абсорбционный: а) трубчатый; б) пластинчатый		2 – звукопоглощающий материал (ЗПМ); 3 – отверстия в трубе; 4 – пластина из ЗПМ	
3	Поглощение и отражение звука	Комбинированный		См. выше	
4	Интерференция звука	Активный		*5* – канал; *6* – микрофон; *7* – система преобразования звука; 8 – динамик	
5	Отражение звука на резонансных частотах	Реактивно-резонансный		*9* – воздуховод; *10* – резонатор; *11* – горло резонатора	

Рис. 2. Классификация глушителей шума по Н.И. Иванову [1, С. 210].

Концепты звукоизолирующих проездов представлены на примере ситуации в г. Екатеринбурге, на ул. Куйбышева в границах между

ул. Белинского и ул. Мамина-Сибиряка. Стоит отметить, что помимо организации звукоизолирующих проездов необходимо провести ряд дополнительных мероприятий, исключающих проникновение шума во двор через другие открытые пространства. Эти мероприятия включают выполнение изолирующего шум тамбура, устроенного в пространстве пешеходной арки, а также монтаж светопрозрачного акустического экрана (далее АЭ), расположенного над проездом во двор между жилым домом и учебным корпусом УрФУ (рис. 3). АЭ необходим для упреждения появления стоячих волн между параллельно расположенными плоскостями фасадов зданий. Уровень верхнего обреза АЭ определяется путем геометрических построений звуковых лучей от контрольных точек источников шума и расчета его уровня на защищаемом объекте. Выполнение вышеперечисленных мероприятий, помимо защиты от шума, должно также способствовать изоляции дворового пространства от сквозного перемещения граждан и их «дифференциации» на «своих» (жильцов этого двора) и «чужих» (гостей, случайно зашедших и пр.). Как следствие, ожидается повышение личной ответственности жильцов за совершаемые действия - замусоривание пространства, порчу стен надписями, а малопосещаемых пространств (в основном, эвакуационных лестниц высотных домов и пешеходных арок) - нечистотами органического происхождения и пр. [3, С. 78].

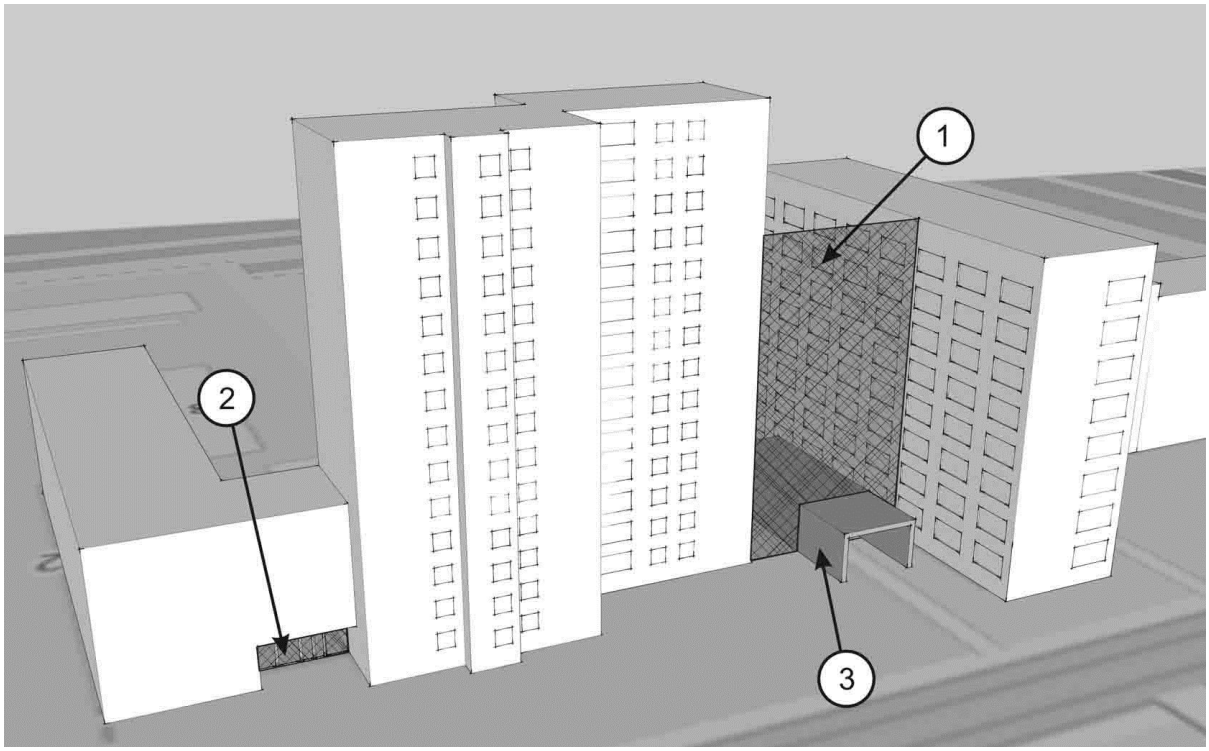


Рис. 3. Комплексная защита дворового пространства от уличного шума. Схема Колмакова А.В.

1. светопрозрачный акустический экран; 2. звукозащитный тамбур для пешеходов; 3. звукоизолирующая конструкция для пропуска транспорта.

При демонстрации концептов планировки звукоизолирующих конструкций проездов, учитывая достаточно мелкий масштаб для подачи чертежей, некоторые рабочие схемы (1, 3 и 2, 4, 5) рассматриваются совместно (рис. 4, 5).

При разработке рабочих схем №1 и №3, проектировщику главным образом необходимо создать расширительную камеру, где часть горизонтальной поверхности может быть отведена для парковки автомобилей (рис. 4). Вопросы безопасного выезда с парковочного места можно решить посредством установки предупреждающих дорожных знаков, шлагбаумов, применением полупрозрачных материалов конструкции ограждения и пр. Для увеличения площади звукопоглощения, по аналогии с рекомендациями для воздуховодов Е.Я. Юдина, предлагается сложный «лабиринт» пути проезда для транспорта и устройство в парковочной зоне перегородок, превращающих парковочную площадку в парковочные боксы или полу-боксы, где разделительное ограждение выполнено не на всю длину [4, С. 481].

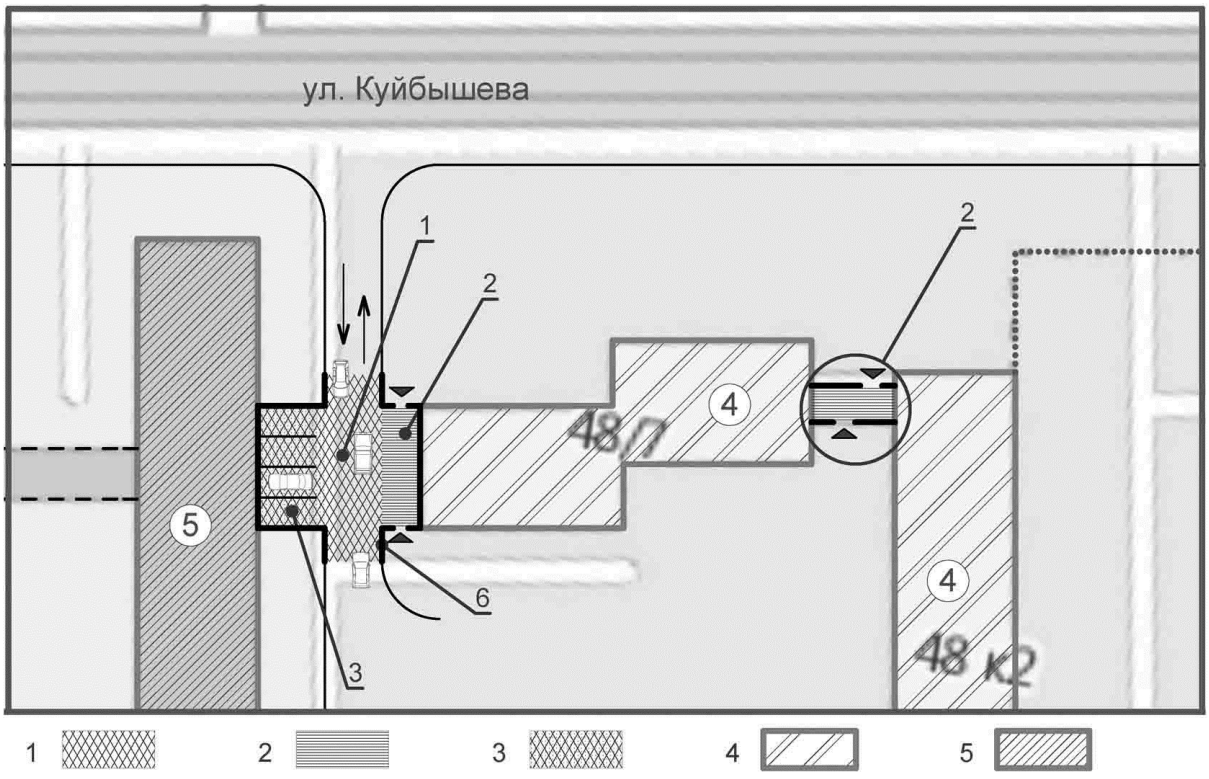


Рис. 4. Рабочая схема №1 и №3 планировки звукоизолирующей конструкции проездов для глушения уличного шума. Схема Колмакова А.В.

– автомобильный проезд; 2. звукоизолирующий тамбур для пешеходов; 3. автомобильная парковка; 4. жилые здания; 5. учебный корпус УрФУ; 6. звукоизолирующая конструкция для пропуска транспорта.

В рабочих схемах №2, №4 и №5, проезд во двор представляет собой «рукав», имеющий соответствующую обработку поверхности (рис. 5). Согласно рисунку 5, для совершенствования защиты от шума (перекрытия поглощаемых полос частотного спектра), возможно использование поворота(-ов) «рукава», комбинированное применение принципов глушения, градиентное или равномерно-дискретное расположение звукопоглощающих материалов или конструкций.

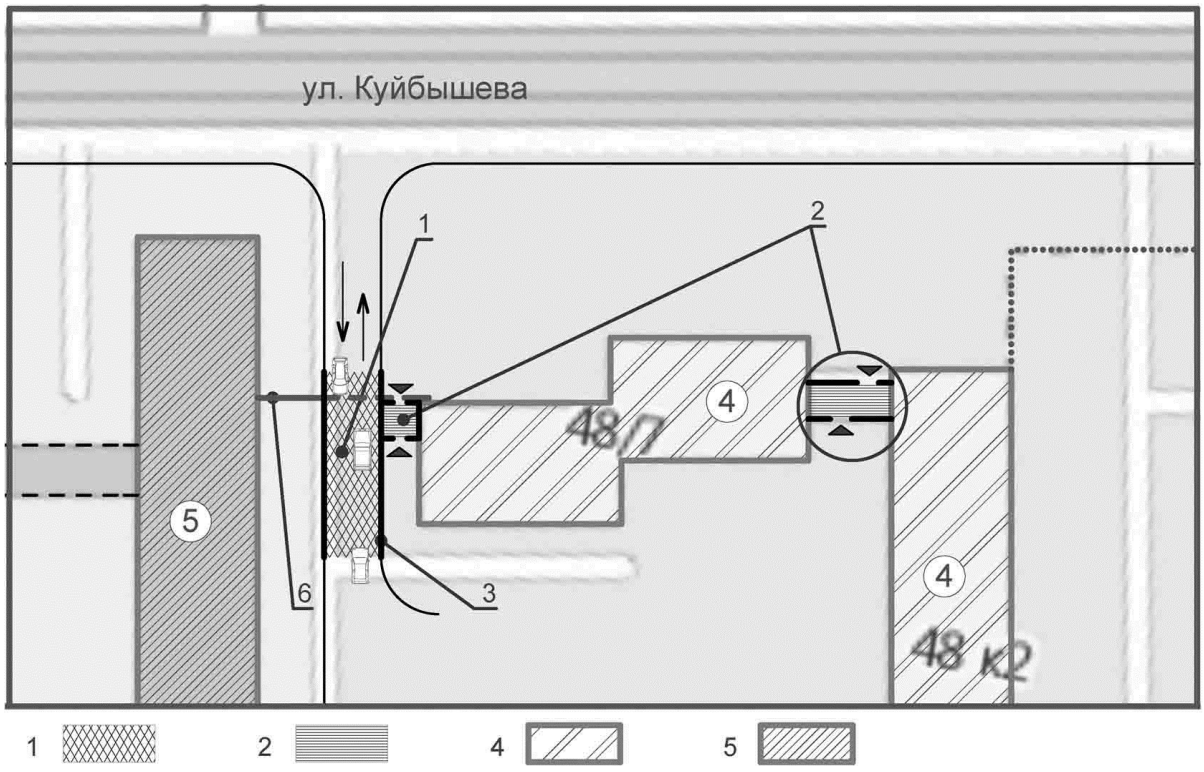


Рис. 5. Рабочая схема №2, №4, №5 планировки звукоизолирующей конструкции проездов для глушения уличного шума. Схема Колмакова А.В.

1. автомобильный проезд; 2. звукоизолирующий тамбур для пешеходов; 3. звукоизолирующая конструкция для пропуска транспорта; 4. жилые здания; 5. учебный корпус УрФУ; 6. акустический экран.

Выбор и использование представленных типов глушителей зависит от решаемой задачи (реконструкция сложившейся застройки; строительство в существующей застройке; строительство на незастроенном месте). Разрабатывая мероприятия по защите от шума, проектировщики не должны ухудшать различные гигиенические и эмоциональные показатели (естественная освещенность, аэрация, вид из окна и пр.).

На стадии проектирования, при строительстве новых микрорайонов, для защиты дворового пространства от шума следует спланировать въезд во двор, в

том числе для проезда коммунального и спецтранспорта, через пространство подземной парковки (рис. 6).

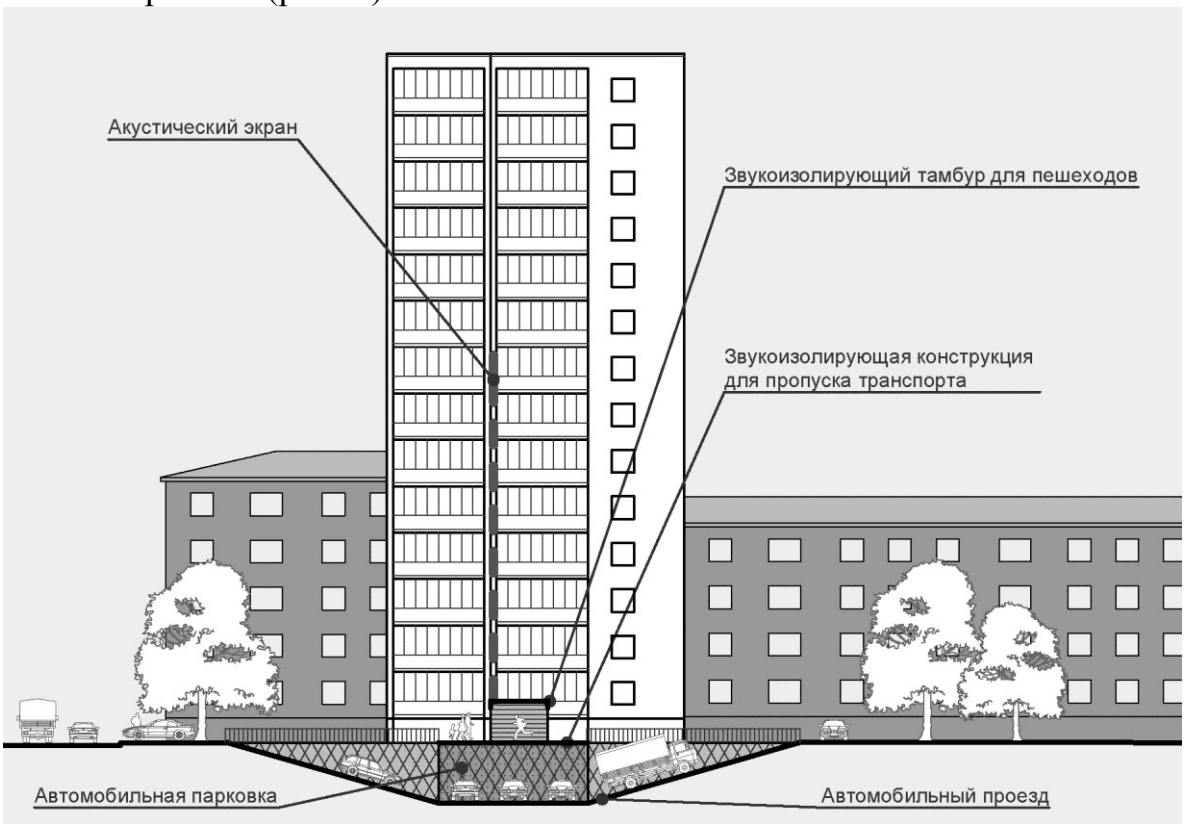


Рис. 6. Рабочая схема подземного расположения звукоизолирующей конструкции проезда для глушения уличного шума (разрез). Схема Колмакова А.В.

1. акустический экран; 2. звукоизолирующий тамбур для пешеходов; 3. звукоизолирующая конструкция для пропуска транспорта; 4. автомобильная парковка; 5. автомобильный проезд.

Комплексный подход (устройство звукоизолирующего пешеходного тамбура, устройство светопрозрачного АЭ, устройство глушителя шума при въезде во двор) при изоляции дворового пространства от транспортного шума позволит повысить качество жизни у населения, чье жилье располагается вблизи транспортных артерий с интенсивным движением. Использование вышеперечисленных приемов на стадии проектирования призвано задать конкурентное преимущество возводимым объектам жилья для их последующей продажи, так как покупатели, вкладывающие средства в недвижимость, все больше обращают внимание на шумовой комфорт.

Список литературы:

1. *Иванов, Н.И.* Концепция снижения шума в РФ [Электронный ресурс] // Защита от повышенного шума и вибрации: сб. докл. конф. Санкт-Петербург, 18-20 марта

2015 г. Электрон. текстовые, граф., зв. дан. и прикладная прогр. (27 Мб). USB-флеш-накопитель. С. 14 - 26.

2. *Иванов, Н.И.* Теория и практика борьбы с шумом: учебник / Н.И. Иванов. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Логос, 2015. – 432 с.
3. *Колмаков А.В*. Форсайт-технологии в организации городского пространства / *А.В. Колмаков, В.О. Игнатьева* // Теория современного города: прошлое, настоящее, будущее: материалы Всерос. науч. конф. с междунар. участ. (18-20 мая 2016 г.). – Екатеринбург: Архитектон, 2016 – С. 77 - 79.
4. *Осипов, Г.Л., Юдин, Е.Я., Хюбнер, Г.* и др. Снижение шума в здания и жилых районах / под ред. Г.Л. Осипова, Е.Я. Юдина. – М.: Стройиздат, 1987. – 558 с.
5. Электронный справочник с картами городов: 2ГИС [электронный ресурс] / Электронные справочники и карты. Режим доступа: https://2gis.ru/ekaterinburg (дата обращения 08.01.17).

Влияние пластификатора на динамические механические свойства неполярных каучуков

Тарасова О.И., Волоцкой А.Н. , Юркин Ю.В.
ФГБОУ ВО ВятГУ

tarasovaolga63@yandex.ru

Аннотация: Актуальность заявленной темы в статье обусловлена тем, что влияние на изменения в релаксационных процессах таких параметров, как частота воздействия на полимер, тангенс механических потерь, модуль упругости, в нашей стране до конца не изучены. В данной статье выявлены основные свойства композиционных материалов на основе бутилкаучука и этиленпропиленового каучука с пластификатором. Приведено изменение динамических характеристик каучуков в зависимости от процентного соотношения пластификатора в различных температурно-частотных диапазонах.

Ключевые слова: вибропоглошающие материалы, модуль упругости, тангенс угла потерь, пластификаторы, вибрация, бутилкаучук, СКЭПТ.

Введение

Воздействие шума на организм человека приводит порой к непоправимым последствиям. ГОСТ 12.1.012–90 и СН 2.2.4/2.18.566–98 «Вибрация. Общие требования безопасности» устанавливает классификацию и гигиенические нормы вибрации, требования к вибрационным характеристикам производственного оборудования, включая средства транспорта, требования к средствам вибрационной защиты и методам контроля вибрации. Вибрация, помимо разрушительного действия на машины и механизмы (статистика показывает, что около 80 % поломок и аварий в машиностроении является результатом недопустимых вибраций), оказывает вредное влияние на здоровье людей. Таким образом, полное устранение или снижение уровней шума и вибрации являются одним из непременных условий оздоровления условий труда и повышения технической культуры производства [1].

Один из способов снижения вибрации является использование вибро-поглощающих материалов. Наиболее эффективными вибропоглощающими материалами (ВПМ) являются полимерные материалы, обладающие способностью к диссипации внешней акустической энергии, обусловленной особенностями их молекулярного и надмолекулярного строения. В основном, для демпфирования применяются каучуки, резины и слоистые материалы на их основе [5,5]. Чаще всего используются многокомпонентные составы полимерных материалов, где кроме вяжущих и наполнителей в смеси вводят различные активные химические добавки типа пластификаторов, ускорителей

твердения, воздухововлекающие и другие добавки. Эти добавки улучшают демпфирующие свойства вибропоглощающих покрытий и мастик. Чистый полимер под такие свойства не очень хорош.

Для количественной оценки демпфирующих свойств полимерных материалов используют тангенс угла механических потерь (tgδ), коэффициент механических потерь (η), компоненты комплексного модуля упругости – динамический модуль упругости (E´), коэффициент относительного рассеивания (Ψ) и динамический модуль механических потерь (E´´). Эти характеристики связаны между собой соотношением [6,8]:

$$\mathrm{tg}\delta = \eta = \mathrm{E''} / \mathrm{E'} = \frac{\Psi}{2\pi} \qquad (1)$$

Теоретическая часть

Установлено [2, 3, 10], что у всех полимерных материалов прослеживается зависимость между температурой и модулем упругости. Коэффициент потерь тоже принимает некоторое небольшое значение и медленно изменяется в зависимости от температуры (рис.1)

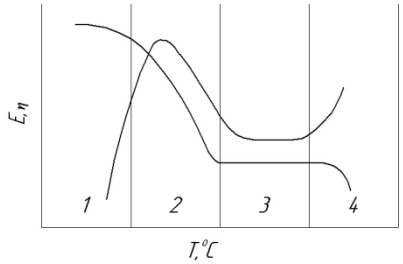


Рис.1 Зависимость модуля упругости (E) и коэффициента потерь (η) при постоянной частоте колебаний.

Выделяют четыре области: первая относиться к стекловидным материалам, где материал имеет максимальное значение модуля упругости и самое низкое значение коэффициента потерь. Вторая область характеризуется тем, что модуль упругости в ней быстро уменьшается с ростом температуры, при этом коэффициент потерь принимает своё максимальное значение. Третья область относиться к резиноподобным материалам, где как модуль упругости, так и коэффициент потерь обычно принимают некоторые небольшие значения и медленно изменяются в зависимости от температуры. В четвёртой области материал непрерывно размягчается (как бы плавится) с ростом температуры, и при этом коэффициент потерь принимает очень высокие значения [8,4].

С точки зрения вибропоглощения наиболее интересной является область, где наблюдается максимум коэффициента потерь. Объясняется это тем, что кристаллическая структура макромолекулы теряется, на это тратиться очень много энергии, цепи начинают растягиваться, «тереться». Пики механических потерь связывают с неоднородностью материала, чем больше молекулярная структура макромолекулы, тем больше энергии тратиться на гашение вибрации. Происходит как бы поглощение энергии.

Для материала с демпфирующими свойствами данная молекулярная структура является самым подходящим вариантом [2, 12].

Частота колебаний так же влияет на поведение и свойства демпфирующих материалов. Требуется изменение частоты на несколько порядков величины, чтобы вызвать изменения характеристик материала, получаемые при изменении температуры на несколько градусов. Увеличение частоты на порядок приводит к сдвижению графика. Это обстоятельство является одним из наиболее важных в теории вязкопластичности. Для многих полимеров температура максимума механических потерь возрастает примерно на 7 градусов при возрастании частоты. Существует температурно-частотная суперпозиция, сформулированная А.П. Александровым и Ю. С. Лазуркиным, о влиянии температуры и частоты на падение напряжения в результате релаксации. Следовательно, потери энергии объясняются не только вязкоупругими свойствами полимера или его кристаллизацией при растяжении, но и другими механизмами. Особенности природы физических релаксационных процессов в полимерах обусловливают рассмотренную выше эквивалентность понижения температуры и уменьшения продолжительности наблюдения за протеканием релаксационных процессов. Это обстоятельство лежит в основе принципа температурно-временной суперпозиции, широко применяемого в настоящее время. Суть его сводится к тому, что частотная (или временная) зависимость любой вязкоупругой функции, полученная при одной температуре, может смещаться вдоль оси. Принцип температурно-временной суперпозиции позволяет распространить результаты измерений, выполненных методами с использованием одного или двух образцов в ограниченном диапазоне частот измерений, на широкий диапазон частот [**Ошибка! Источник ссылки не найден.**]. При увеличении частоты колебаний молекулам полимера сложнее проявить свои релаксационные свойства в связи с чем происходит эффект замораживания полимера и на диаграмме это иллюстрируется смещением графиков в более высокий диапазон температур [2, 3, 9].

Принцип наложения температурных и частотных эффектов используется для преобразования частотных характеристик материала посредством изменения температуры и наоборот. Это общая закономерность для всех полимеров, поэтому у полимеров, принятых в данной работе для исследования, БК и СКЭПТ, общая зависимость тоже проявляется.

Одним из важных методов структурной модификации полимерных материалов является пластификация. С теоретической точки зрения сущность пластификации состоит в изменении вязкости системы, увеличении гибкости молекул и подвижности надмолекулярных структур. Введённые в полимер пластификаторы оказывают влияние на все его

физико-механические свойства. Так установлено, что введение в полимеры пластификаторов понижает температуру стеклования на 20-30 градусов и повышает пластичность. Молекулы пластификатора проникают между маркомолекулами полимера и влияют на свойства материала (эластичность, морозостойкость). Происходит изменение вязкости полученного материала, увеличивается гибкость молекул [3,13].

На сегодняшний день существуют литературные сведения, общие зависимости, имеются типовые графики для ПВХ, но небольшой ассортимент каучуков исследован в данном направлении в нашей стране не преведены, поэтому поставлена задача выявить фактические температурные и частотные характеристики материала на основе СКЭПТ и БК в зависимости от количества пластификатора, что позволит разработать новые виброизоляционные материалы.

Материалы и методы

Целью данной работы является выявление влияния пластификатора на динамические механические свойства каучуков. В качестве каучуков взяты: Бутилкаучук (БК) марки БК-1675Н, этиленпропилендиеновый каучук (СКЭПТ) марки М-3092РМ. В работе в качестве пластификатора использовалось индустриальное масло марки И-40, широко используемое для производства материалов на основе бутилкаучука и этиленпропилендиенового каучука [**Ошибка! Источник ссылки не найден.**].

Исследовались следующие объёмные содержания каучук/масло: 90/10; 80/20; 70/30; 60/40. Подготовленные компоненты перемешивали на лабораторном смесителе периодического действия с тангенциальными роторами при температуре 120° С при 44 оборотах в минуту в течение 10 минут. Полученные образцы пропускали на вальцах и затем проводили их испытания.

Дальнейшие исследования проводились на изготовленных экспериментальных образцах в виде дисков толщиной 2 мм. Образцы подвергались воздействию. Определение динамического модуля упругости и тангенса угла потерь образцов проводилось с помощью прибора Netzsch DMA 242 C (этот прибор даёт возможность полного моделирования реальных процессов и получения исчерпывающих характеристик данных материалов), к которому подсоединена измерительная система и система температурного контроля. Измерения проводились в широком интервале температур от -100 до +80° С. Диапазон частот - 1, 10,100 Гц.

Результаты

При применении в качестве полимерного связующего бутилкаучука пластифицированного минеральным маслом, установлено, что при варьировании степени наполнения полимера пластификатором, динамика

изменения модуля упругости при изменении температуры следующая (см. рис. 3): кривая модуля упругости поднимается вверх, то есть с уменьшением температуры – модуль упругости увеличивается. С увеличением частоты пик сдвигается в сторону уменьшения температуры и увеличивается значение тангенса угла потерь с 1,39 до 1,52.

При испытании чистого этиленпропиленового каучука установлено, что динамика изменения модуля упругости при изменении температуры следующая (см. рис. 4): с увеличением частоты пик сдвигается в сторону уменьшения температуры и увеличивается значение тангенса угла потерь с 0,338 до 0,489. откуда видно, что с увеличением частоты происходит снижение температуры стеклования полимера на 10 ^{0}C.

Как известно, структурные параметры полимера влияют на температуру стеклования. Действие пластификаторов всегда выражается в понижении T_c полимеров. Температура стеклования понижается с повышением концентрации пластификатора в полимере [14, 11]. Поэтому введение индустриального масла, являющегося пластификатором, с целью превращения бутилкаучука из жесткого материала в эластичный, также способствует понижению температуры стеклования полимера БК, что видно из графиков на рис. 5-6.

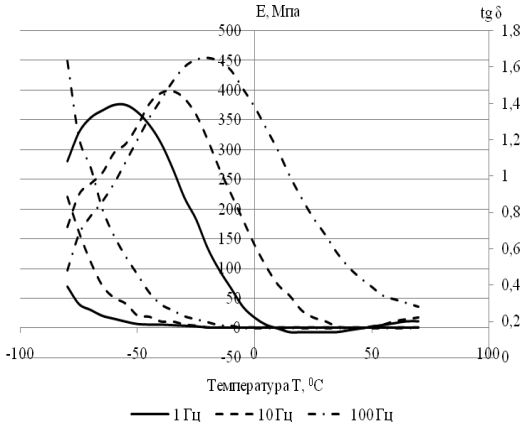


Рис. 3. Зависимость коэффициента механических потерь и модуля упругости при соотношении БК/пластификатор: 90/10 при изменении частоты.

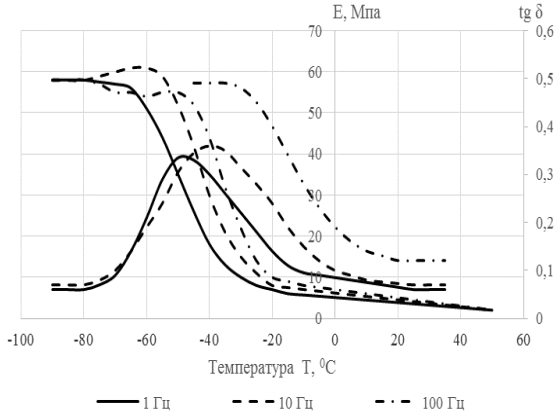
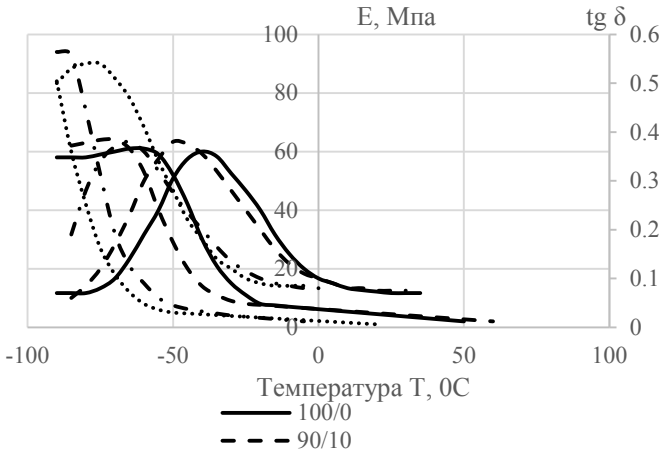


Рис. 4. Зависимость коэффициента механических потерь и модуля упругости для чистого каучука СКЭПТ при различных частотах.



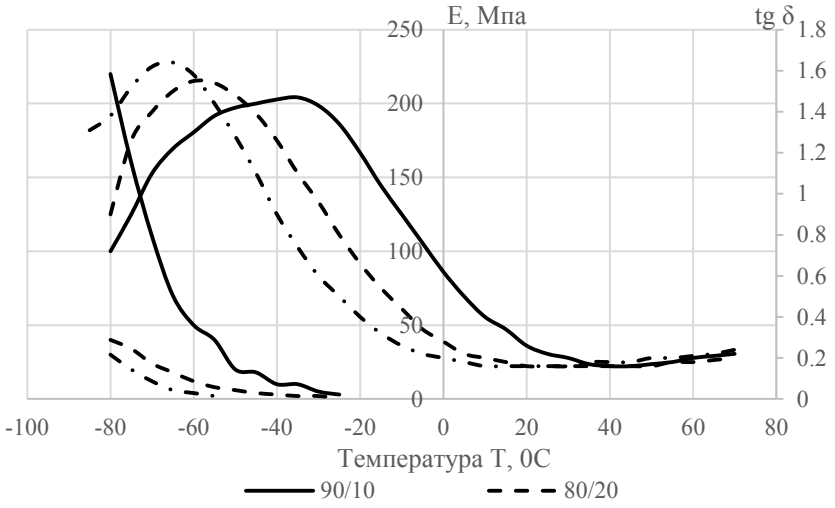
Соотношение СКЭПТ/пластификатор: СМ0 100/0; СМ01 – 90/10; СМ2- 80/ 20; СМ4 – 60/40

Рис.5 Температурные зависимости динамического модуля упругости и тангенса угла потерь при частоте 10 Гц

Сравнительный анализ температурных зависимостей тангенса угла механических потерь и модуля упругости при различном содержании пластификатора показывает следующее (см. табл. 1):

1. Количество вводимого пластификатора значительно влияет на характеристики композиционного материала. Температура стеклования понижается с увеличением концентрации пластификатора на каждые 10 % объема БК в среднем на 20-30 °С и в СКЭПТ в среднем на 10-20 °С.

2. Влияние частоты: увеличение частоты на порядок равносильно «замораживанию» образца и приводит к смещению графиков динамических характеристик в область вычоких температур на 10 °С для СКЭПТ и на 15-18 °С для БК.



Соотношение БК/пластификатор: БМ1 – 90/10; БМ2- 80/ 20; БМ3 – 70/ 30;

Рис.6 Температурные зависимости динамического модуля упругости и тангенса угла потерь при частоте 10Гц

*Таблица 1.***Теоретически полученные результаты (сравнительные свойства).**

Температура максимума механических потерь, °С/ Тангенс механических потерь (максимум)	100/0	90/10	80/20	70/30	60/40
СКЭПТ/масло, 1 Гц	-48/0,34	-58/0,345	-75/0,35		-90/0,52
СКЭПТ/масло,10 Гц	-39/0,345	-48/0,38	-65/0,38		-78/0,54
СКЭПТ/масло,100 Гц	-28/0,489	-38/0,54	-58/0,54		-67/0,66
БК/масло, 1 Гц		-56/1,39	-78/1,48	-79/1,583	
БК/масло, 10 Гц		-35/1,474	-59/1,552	-65/1,64	
БК/масло, 100 Гц		-21/1,62	-40/1,721	-50/1,82	

Заключение

Проведено исследование, направленное на изучение влияния пластификатора на динамические характеристики каучуков БК, СКЭПТ. Установлена взаимосвязь изменений динамического модуля упругости и тангенса угла потерь при разных частотах и температурах при различном содержании пластификатора. Экспериментальные зависимости подтверждают теоретические данные о том, что демпфирующие свойства вибропоглощающих материалов зависят главным образом от двух факторов – температуры и частоты колебаний.

Список литературы

1. ГОСТ 12.1.012–90 и СН 2.2.4/2.18.566–98 «Вибрация. Общие требования безопасности»
2. *Л. Нильсен*. Перевод с английского П.Г. Бабаевского. Механические свойства полимеров и полимерных композиций. – М.: Химия, 1978.
3. *А. Нашиф, Д. Джоунс, Дж. Хендерсон*. Перевод с английского канд. физ.-мат. наук Л. Г. Корнейчука. Демпфирование колебаний. – М.: Мир, 1988.-448с
4. *Киселев В.А.* Строительная механика. – М.: Стройиздат, 1980.
5. *Черкасов, В. Д.* Влияние наполнителя на физико-механические свойства герметизирующих материалов на основе неполярных каучуков / В. Д. Черкасов, Г. А. Савченкова, В. В. Авдонин [и др] // Материалы XV академических чтений РААСН – международной научно-технической конференции «Достижения и проблемы материаловедения и модернизации строительной индустрии», 21 г. Казань, 14-17 апреля 2010 г. / Каз. гос. арх.-строит. ун-т. – Казань 2010. – Т1, – С. 564–568.
6. *Соломатов В.И., Черкасов В.Д., Фомин Н.Е.* Вибропоглощающие композиционные материалы. Саранск: Изд-во Мордовского университета. 2001.-95 с.

7. *Муртазина Л. И.*. Неотверждаемые герметики на основе этиленпропилендиенового каучука: дис. … канд. техн. наук. – Казань. – 2016. – 173 с.
8. *Никифоров, А. С.* Вибропоглощение на судах [Текст]. – Л.: Судостроение, 1979. – 184 с.
9. *Гуль, В. Е.* Структура и прочность полимеров [Текст]. – 3-е изд. перераб. и доп. М.: Химия, 1978. – 328 с.
10. *Мэнсон, Дж.* Полимерные смеси и композиты [Текст] / Дж. Мэнсон, Л. Сперлинг; пер. с англ. А. П. Коробко, А. В. Вакулы. – М.: Химия, 1979. – 440 с.
11. *Перепечко И.И.* Свойства полимеров при низких температурах.− М., 1977.−271с.
12. *Перепечко И.И., Данилов В.А., Нижегородов В.В., Бессонова Н.П., Конюхова Е.В.* Вязко-упругое поведение и релаксационные процессы в смесях поликарбонат-полибутиленте-рефталат// Высокомолол. соединения. −1993.−Т.35.
13. *Никольский, Б. П.* Справочник химика [Текст]. В 7 ч. Ч.4. Аналитическая химия. Спектральный анализ. Показатели преломления/ Борис Никольский. – Л.: Химия, 1967. – 920 с.
14. *Александров, А.П.* Изучение полимеров. 1. Высокоэластическая деформация полимеров / А.П. Александров, Ю.С. Лазуркин // Журнал технической физики. – 1939. – Т. 9. – № 4. – С. 1284-1290.
15. *Тиниус, К.* Пластификаторы [Текст] / К. Тиниус; пер. с нем. Г. В. Ткаченко, З. М. Левиной. – М.: Химия, 1964. – 916 с.

Влияние содержания пластификатора на динамические характеристики этиленвинилацетата

Волоцкой А.Н.[1], Тарасова О. И.[1], Юркин Ю. В [2].
ФГБОУ ВО «Вятский государственный университет»

alexeyqwerty@mail.ru

Аннотация: В настоящее время актуальной является проблема разработки вибропоглощающих материалов с высокими демпфирующими свойствами в широком температурно-частотном диапазоне. Однако динамические характеристики полимерных композиционных материалов от структурообразующих параметров в зависимости от температуры и частоты еще недостаточно изучены. Цель статьи заключается в определении изменений характеристик полимера этиленвинилацетата (ЭВА) при добавлении в него пластификатора. В работе проведено исследование динамических характеристик композиционного полимерного материала на основе этиленвинилацетата при добавлении в него пластификатора разной концентрации. Установлены экспериментальные зависимости тангенса угла механических потерь и модуля упругости для исследованной системы этиленвинилацетат-индустриальное масло. Подтверждено влияние пластификатора на температуру стеклования. Показано, что демпфирующие свойства вибропоглощающих материалов зависят от температуры и частоты колебаний.

Ключевые слова: вибропоглощающие материалы, модуль упругости, тангенс угла механических потерь, температура стеклования, пластификатор, ЭВА.

Введение

Избыточный шум и вибрация приносят дискомфорт в нашу жизнь. Человек каждый день на протяжении всей своей жизни имеет дело с техникой, при работе с которой возникают шумы, будь то промышленное оборудование или бытовые приборы. Вибрация представляет собой вынужденные колебания. Она приводит к увеличению динамических реакций и разрушению конструкции. Поэтому большинство конструкций нуждается в демпфировании с целью понижения вынужденных колебаний возникающих под действием внешних сил. Данную проблему сегодня можно решить путем применения вибропоглощающих покрытий и мастик, наиболее эффективными из которых являются полимерные вибропоглощающие покрытия.

Как правило, система пластификатор–полимер используется в двух случаях: где пластификатор применяется в качестве вспомогательного вещества в процессе переработки; где пластификатор добавляется в полимер с целью сохранения в готовом изделии тех свойств, которые вызывают присутствие в нем пластификатора [10].

Целью настоящей работы являлось определение изменений характеристик полимера этиленвинилацетата (ЭВА) при добавлении в него пластификатора – индустриального масла в различных пропорциях. К таким характеристикам относятся коэффициент механических потерь (η) и модуль упругости (Е).

Теоретическая часть

Для оценки демпфирующих свойств вибропоглощающих материалов, важно знать значение коэффициента механических потерь, характеризующего меру рассеивания энергии [5]:

$$\eta \approx \frac{\psi}{2\pi}$$

где ψ - коэффициент поглощения энергии.

Так как испытания образцов носят динамических характер, то для изучения их демпфирующих свойств чаще всего определяют динамический модуль упругости (E') и динамический модуль механических потерь (E''). Отношение E''/E' называется тангенсом угла механических потерь ($tg\delta$) [6]:

$$tg\,\delta = \eta = \frac{\psi}{2\pi} = \frac{E''}{E'}$$

Для эффективного гашения вибрации значение коэффициента потерь вибропоглощающего материала должно быть не менее 0,1 [3]. Увеличение коэффициента механических потерь и уменьшение в свою очередь динамической реакции конструкции происходит за счет добавления в вибропоглощающий материал пластификаторов, различных наполнителей и других веществ. Ведение пластифицирующих добавок в полимеры способствует ослаблению межмолекулярного взаимодействия. Благодаря этому снижаются потенциальные барьеры вращения, ограничивающие проявление гибкости [8].

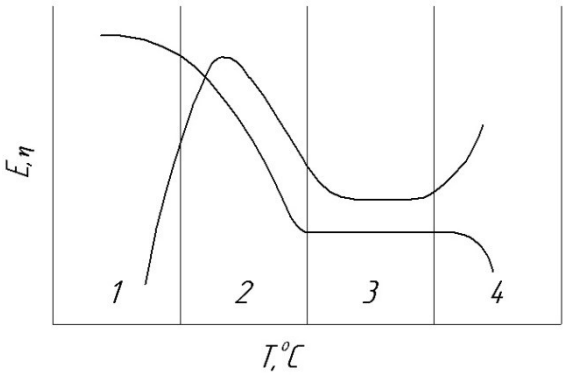


Рис. 1. Зависимость модуля упругости Е и коэффициента механических потерь η от температуры Т при постоянной частоте колебания

Демпфирующие свойства зависят от внешних факторов, таких как температура, частота колебаний, тип и концентрация наполнителя, динамическая нагрузка и статическое предварительное нагружение и т.д. [1, 2]. Из вышеперечисленных факторов наиболее важными являются температура и частота колебаний. Наибольшее значение коэффициента механических потерь, как правило, наблюдается в области температуры стеклования (T_c) материала. При определенном значении частоты и различных значениях температуры можно получить зависимость модуля

упругости и тангенса угла механических потерь от температуры. Эта зависимость выражается графически. Она также наглядно демонстрирует изменение тангенса угла механических потерь и модуля упругости при добавлении в материал пластификатора различной концентрации. На графике зависимости модуля упругости и коэффициента механических потерь от температуры выделяют четыре области (рис.1). Первая относится к области стекловидных материалов, вторая является переходной (зоной высокоэластичности), третья область характеризует резиноподобные материалы и четвертая область характеризует вязкотекучее состояние материала [1].

В стекловидном состоянии полимер представляет собой совокупность макромолекул, плотно упакованных в квазирешетку, из-за чего движение молекул отсутствует. Поэтому в области низких температур вязкость полимерных материалов настолько велика, что они не будут реагировать на напряжение, возникающее от прикладываемой внешней нагрузки, здесь механические потери малы, а модуль упругости принимает большие значения. При повышении температуры вязкость уменьшается, так как увеличивается свободный объем между молекулами вследствие возрастания интенсивности сегментального движения, из-за чего возникают потери энергии в виде тепла, и в этой области температур коэффициент механических потерь принимает наибольшее значение. При дальнейшем увеличении температуры механические потери начнут снижаться вследствие того, что вязкость уменьшается и рассеивается мало энергии. При температурах выше T_c скорость релаксации напряжения увеличивается из-за вязкого течения. Поэтому в области резиноподобных материалов коэффициент механических потерь и модуль упругости изменяются медленно с течением времени. При более высоких температурах вязкость снижается настолько, что под действием напряжения механические потери снова возрастают, а модуль упругости снижается, что приводит к образованию «расплава» полимера, вязкость которого определяется проскальзыванием макромолекул друг относительно друга [4, 11].

Характерной чертой влияния частоты колебания является то, что модуль упругости увеличивается с ростом частоты. Коэффициент механических потерь увеличивается с ростом частоты колебаний в области резиноподобных материалов, достигает максимума в переходной области, а затем уменьшается с ростом частоты колебаний в области стекловидных материалов [1].

Экспериментальная часть

В качестве полимерной основы был использован: этиленвинилацетат марки LG EVA ES 28005 с процентным содержанием винилацетата 28%.

Индустриальное масло марки И-40 ГОСТ 20799-88, при изготовлении экспериментальных образцов, использовалось в качестве пластификатора с целью определения изменений динамических свойств полимера ЭВА.

Исследовались следующие объёмные содержания этиленвинилацетат/масло: 90/10; 80/20;60/40.

Экспериментальные образцы изготавливали в лабораторном смесителе периодического действия с тангенциальными роторами. Первоначально перемешивали полимер при температуре 120С^0 при числе оборотов 44 об/мин в течение 2 минут. Далее полимер смешивали с пластификатором по выбранной рецептуре. Полученную смесь раскатывали на вальцах до получения материала толщиной 2 мм.

Динамический анализ был выполнен с использованием прибора Netzsch DMA 242 C. Модуль упругости и тангенс угла механических потерь определяли в диапазоне температур от -100 до +80^{0}С при частоте 1 Гц, 10 Гц, 100 Гц .

Результаты

Как известно, структурные параметры полимера влияют на температуру стеклования. Действие пластификаторов с повышением его концентрации в составе полимерной смеси всегда выражается в понижении T_c полимеров [10].Температура стеклования может быть рассчитана по формуле [4]:

$$T_c \approx T_{cA} \times \Phi_A + T_{cB} \times \Phi_B$$

где T_{cA} и T_{cB} - температуры стеклования полимера и пластификатора; Φ_A и Φ_A - объемные доли полимера и пластификатора.

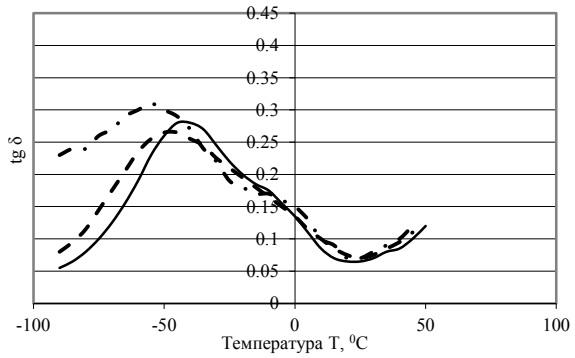
Этиленвинилацетат представляет собой сополимер этилена и винилацетата. Существует множества марок ЭВА, отличающихся количеством мономерных звеньев винилацетата. Содержание винилацетата напрямую влияет на T_c полимера. Температура стеклования этиленвинилацетата может составлять -31^{0}С, -30^{0}С, -28^{0}С [9]. Результаты измерения тангенса угла механических потерь и модуля упругости в системе ЭВА-масло И-40 представлены на рис. 2 и 3, откуда видно, что с увеличением концентрации пластификатора в составе полимерной смеси на 10 % происходит снижение температуры стеклования полимера примерно на 5-10^{0}С (см. табл. 1). Такое небольшое снижение температуры стеклования полимера объясняется тем, что этиленвинилацетат относится к типу синтетических гибкоцепных полимеров, в отличие от полимеров с жесткими цепями.[7].

Пластификатор позволяет снизить не только температуру стеклования, но и значение модуля упругости полимера ЭВА (рис. 3). Понижение модуля обусловлено разбавлением полимера и увеличением длины отрезков цепей между физическими зацеплениями [4].

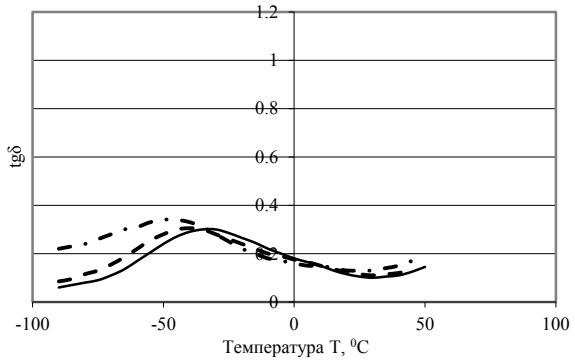
Таблица 1. **Результаты исследования динамических характеристик этиленвинилацетата**

Показатель	**Соотношение ЭВА/пластификатор**		
	90/10	**80/20**	**60/40**
Температура максимума механических потерь, °С / Тангенс механических потерь (максимум) (ДМА 242С, 1 Гц)	-45/0,27	-50/0,28	-55/0,31

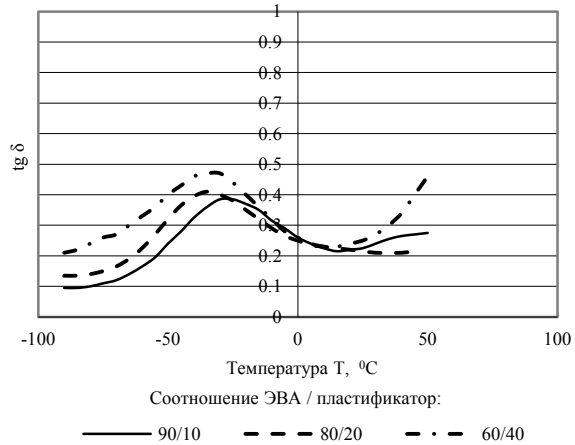
Показатель	Соотношение ЭВА/пластификатор		
	90/10	**80/20**	**60/40**
Температура максимума механических потерь, °С / Тангенс механических потерь (максимум) (ДМА 242С, 10 Гц)	-35/0,30	-40/0,31	-50/0,34
Температура максимума механических потерь, °С / Тангенс механических потерь (максимум) (ДМА 242С, 100 Гц)	-25/0,385	-35/0,41	-38/0,47



а.

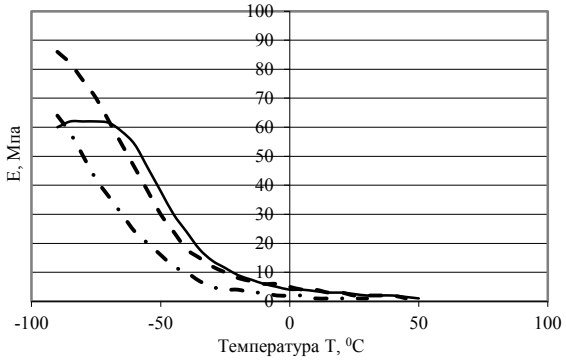


б.

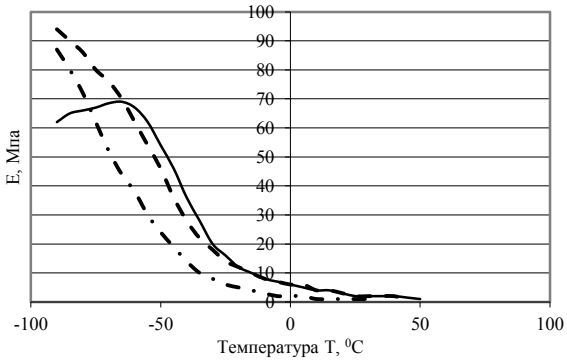


в.

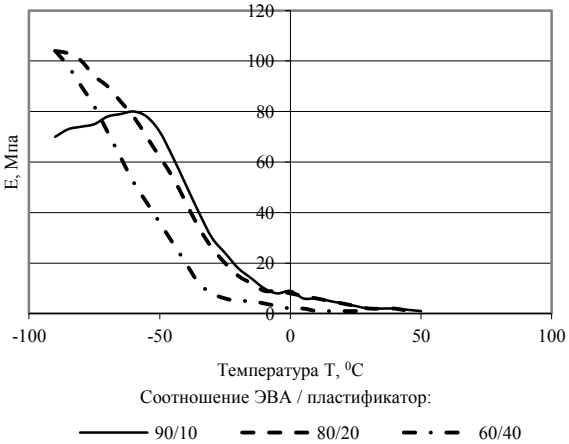
Рис. 2. Зависимость тангенса угла механических потерь ЭВА от процентного содержания пластификатора при частоте: а – 1 Гц; б – 10 Гц; в – 100 Гц



а.



б.



в.

Рис. 3. Зависимость модуля упругости ЭВА от процентного содержания пластификатора при частоте: а – 1 Гц; б – 10 Гц; в – 100 Гц

Для многих полимеров температура максимума механических потерь, соответствующая T_c, возрастает примерно на 7^0C при возрастании частоты на десятичный порядок [4]. Это связано с тем, что в процессе перехода полимера из стеклообразного состояния в высокоэластическое возникает координированное движение молекул вследствие того, что температура становится выше T_c. Объем, занимаемый молекулами, медленно увеличивается при повышении температуры в результате роста интенсивности и амплитуды колебательного движения, что приводит к сдвигу вдоль временной шкалы [11]. К таким полимерам относится и ЭВА, у которого, как видно из графиков на рис. 4, с увеличением частоты на десятичный порядок T_c увеличивается примерно на 5-10^0C и происходит смещение графиков в более высокий диапазон температур.

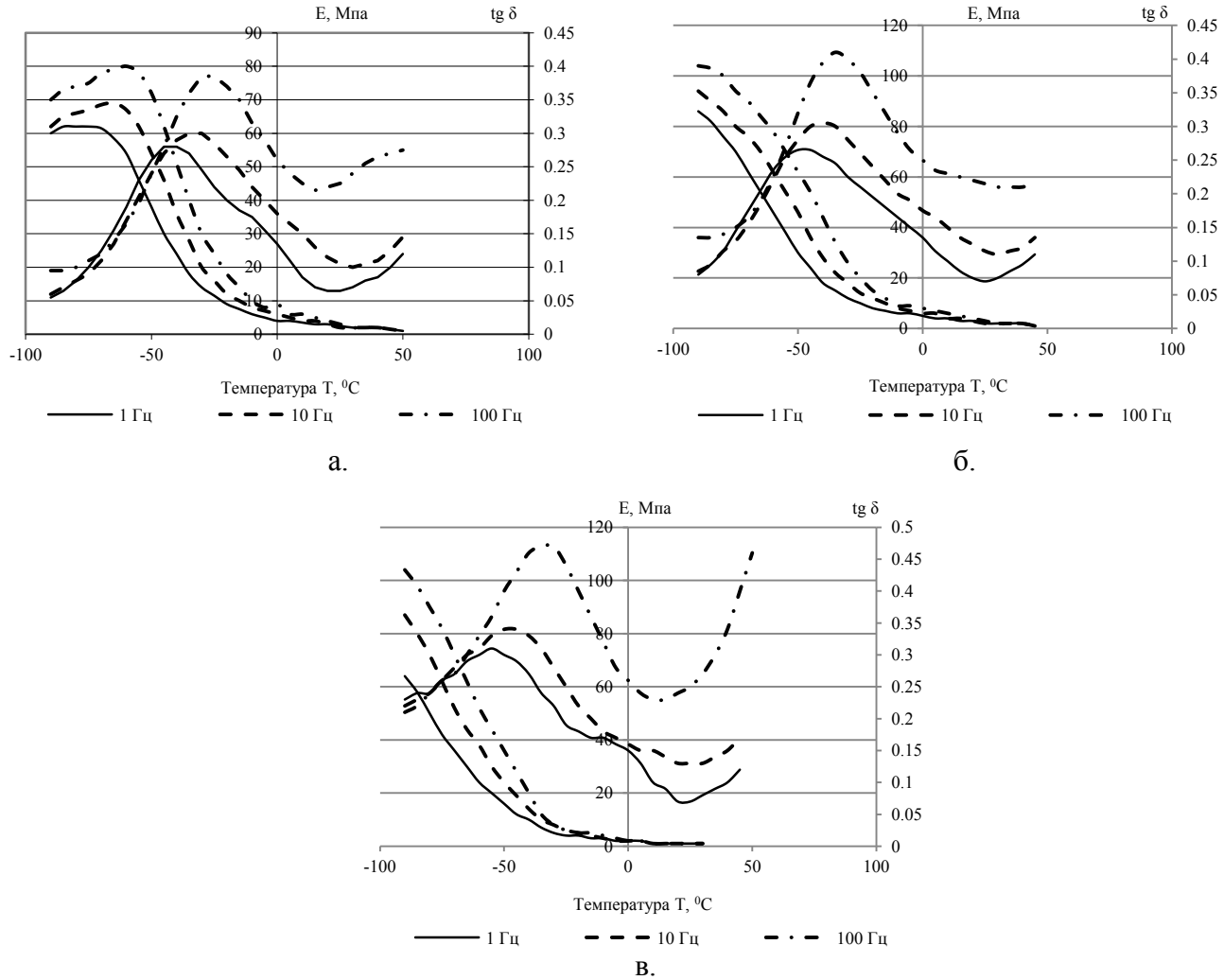


Рис. 4. Зависимость тангенса угла механических и модуля упругости ЭВА при изменении частоты и соотношения ЭВА/пластификатор: а – 90/10; б – 80/20; в – 60/40.

Заключение

В процессе исследования влияния содержания пластификатора на динамические характеристики этилевинилацетата установлены экспериментальные зависимости тангенса угла механических потерь и модуля упругости для исследованной системы ЭВА-индустриальное масло. Полученные зависимости и найденные изменения в исследованных параметрах при пластифицировании ЭВА индустриальным маслом объяснены в рамках молекулярной природы вибропоглощения. Из графиков на рис. 2 видно, что пластификатор влияет на величину тангенса угла механических потерь и позволяет повысить диссипативные свойства полимера в области отрицательных температур. Экспериментальные зависимости подтверждают теоретические данные о том, что демпфирующие свойства вибропоглощающих материалов зависят главным образом от двух факторов – температуры и частоты колебаний.

Список литературы

1. *Нашиф, А.* Демпфирование колебаний [Текст] / А. Нашиф, Д. Джоунс, Дж. Хендерсон; пер. с англ. Л. Г. Корнейчука. – М.: Мир, 1988. – 448 с.
2. *Mukhopadhyay K., Tripathy D. K., De S. K.* Dynamic Mechanical Properties of Silica-Filled Ethylene Vinyl Acetate Rubber // Journal of Applied Polymer Science. 1993. Vol. 48. PP. 1089–1103.
3. *Черкасов, В. Д.* Вибропоглощающие покрытия [Текст] / В. Д. Черкасов, Ю. В. Юркин, В. В. Авдонин, Н. С. Аникина // Региональная архитектура и строительство. – 2014. – № 3. – с.19–24.
4. *Нильсен, Л.* Механические свойства полимеров и полимерных композиций [Текст] / Л. Нильсен; пер. с англ. П. Г. Бабаевского. – М.: Химия, 1978. – 256 с.
5. *Никифоров, А. С.* Вибропоглощение на судах [Текст]. – Л.: Судостроение, 1979. – 184 с.
6. *Соломатов, В. И.* Вибропоглощающие композиционные материалы [Текст] / В. И. Соломатов, В. Д. Черкасов, Н. Е. Фомин. – Саранск: Изд-во Мордовского ун-та, 2001. – 94 с.
7. *Никольский, Б. П.* Справочник химика [Текст]. В 7 ч. Ч.4. Аналитическая химия. Спектральный анализ. Показатели преломления/ Борис Никольский. – Л.: Химия, 1967. – 920 с.
8. *Гуль, В. Е.* Структура и прочность полимеров [Текст]. – 3-е изд. перераб. и доп. М.: Химия, 1978. – 328 с.
9. *Гладких, Ю. Ю.* Влияние радиационного облучения на термические и физико-механические свойства сополимеров этилена и винилацетата [Текст] / Ю. Ю. Гладких, А. А. Щербина, А. Е. Чалых, Р. Р. Хасбиуллин // Структура и динамика молекулярных систем: сб. статей / МарГТУ, Йошкар-Ола. - 2009. – вып. XVI. Ч. 1. – С.58–66.
10. *Тиниус, К.* Пластификаторы [Текст] / К. Тиниус; пер. с нем. Г. В. Ткаченко, З. М. Левиной. – М.: Химия, 1964. – 916 с.
11. *Мэнсон, Дж.* Полимерные смеси и композиты [Текст] / Дж. Мэнсон, Л. Сперлинг; пер. с англ. А. П. Коробко, А. В. Вакулы. – М.: Химия, 1979. – 440 с.

Шумопоглощающие экраны на основе резонаторов Гельмгольца: возможности применения для снижения уровня шума

Калиниченко М.В., Булкин В.В.
Муромский институт Владимирского государственного университета

marinakali@mail.ru

Аннотация: Рассмотрены пассивные инженерные средства защиты от шума на пути его распространения от источника до защищаемого объекта, самыми распространенными из которых являются акустические экраны. Показана возможность применения акустических конструкций, выполненных на основе резонаторов Гельмгольца. Описаны экспериментальные модели акустических экранов, выполненных в виде резонатора с регулируемой шириной зазора щелевых отверстий и регулируемой глубиной резонатора. Проанализированы результаты полученных экспериментальных данных по уровню отражённого звукового сигнала в зоне перед экраном. Сделаны выводы по работе.

Ключевые слова: акустический шум, акустический экран, резонатор Гельмгольца, шумомер, частота акустического сигнала

Введение

В результате активной технологической деятельности взаимное влияние человека на окружающую среду и обратное влияние среды на человека становится всё более заметным [1]. Одной из серьёзнейших проблем современного урбанизированного пространства является проблема шума, обусловленного активным автомобильным движением. По данным официальных органов в РФ более 35 млн. человек проживает в условиях такого акустического дискомфорта. По данным Государственных органов РФ в населённых пунктах, через которые проходят автомагистрали федерального и регионального значения, в дневное время уровень шума превышает допустимые значения на 25 дБА [2]. По различным данным за последнее время средний уровень шума, производимый транспортом, увеличился на 12-14 дБ.

При этом шум, возникающий на проезжей части магистрали, распространяется не только на примагистральную территорию, но и вглубь жилой застройки.

Загруженность городской среды автотранспортом можно проиллюстрировать изменением количества автомобилей в г. Муроме Владимирской области. При численности населения менее 115000 человек, на период 2015 года в городе насчитывалось более 43 тысяч автомобилей, а уже в 2016 году эта цифра перевалила за 50 тысяч.

Целью работы является анализ некоторых инженерно-технических средств борьбы с шумом на открытых техногенных пространствах.

Возможности применения шумозащитных экранов

Наиболее эффективными инженерно-техническими средствами являются акустические (шумозащитные) экраны и резонансные поглотители различных типов. Звуковая энергия по пути от источника шума к расчётной точке перераспределяется и уменьшается за счёт частичного поглощения звукопоглощающей поверхностью. При распространении звука за акустический экран наиболее важны следующие основные принципы акустической защиты: отражение, поглощение и дифракция звука. За акустическим экраном образуется звуковая тень, в которой обеспечивается снижение звука экраном.

Оценочные расчёты, выполненные на основании экспериментальных данных по уровням шума на территории города Мурома [3] показывают, что при установке шумозащитных экранов требуемое (более 20 дБ) снижение уровня шума может быть обеспечено при высоте экрана порядка 9 м, что в условиях города является недопустимым.

Плохо проработанным вопросом остаётся проблема возможного увеличения интенсивности уровня шума в зоне перед экраном в результате отражения падающего на экран акустического шума. В данной работе исследовался шумопоглощающий экран, обеспечивающий не отражение, а поглощение падающего сигнала. Эффект поглощения обеспечивается за счёт использования внутри экрана резонаторов Гельмгольца.

В докладе представлены варианты построения и анализа таких защитных экранов [4,5], состоящих из совокупности резонаторов. Конструктивной особенностью экранов является возможность изменения величины зазора щелевых горловин резонатора. Кроме того, в одном из вариантов конструкции предусмотрен изменяющийся по высоте экрана внутренний объём (за счёт изменения по высоте профиля глубины внутренней полости) и изменение расстояния между центрами щелевых горловин резонаторов. Таким образом, обеспечивается изменение «настройки» резонаторов на требуемые частоты.

Модели экранов

Первый вариант экрана (рис. 1) выполнен из алюминиевого сплава и состоит из двух частей: основной несущей (базовой), на которой сформирована коробчатая конструкция, и коробчатой крышки, которая достаточно плотно «надевается» на несущую часть.

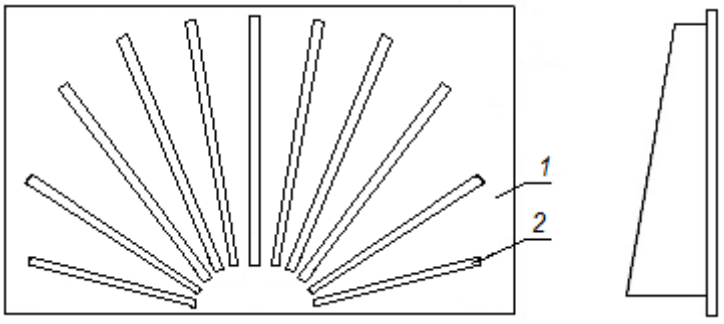
Горловины образуются использованием стандартных уголков из алюминиевого сплава с размером профиля 15 мм. Регулировка зазора обеспечивается перемещением уголков по внешней поверхности коробчатой конструкции с фиксацией винтами.

Размер зазора устанавливается с помощью измерительных щупов для регулирования зазоров. Диапазон вариаций зазоров – от 0,5 до 5 мм. Кроме того, имеется возможность регулирования внутреннего объёма (глубины) резонатора. Диапазон изменения глубины – от 45 до 60 мм.

Оценка работы экрана проведена в лабораторной акустической камере, размеры которой: высота 2260 мм, ширина 960 мм, глубина 760 мм. Внутреннее пространство камеры покрыто акустическим поролоном. Источники акустического сигнала (акустические системы 15АС-213 и усилитель от мини-стереокомплекса «Ода-102», диапазон воспроизводимых частот - 63...20000 Гц, номинальное электрическое сопротивление 4 Ом, предельная мощность 25 Вт) размещены в нижней части камеры с установкой в ложементы, выполненные из т.н. бас-ловушек (акустический поролон). В измерениях использовались стандартные генератор звуковой частоты и шумомер ВШВ-003.

Рис. 1. Лабораторный шумопоглощающий экран

Экран по второму варианту выполнен в размерах 1580×1580 мм из фанеры толщиной 8 мм. Основа корпуса – из деревянных брусков, швы (сочленения листов) обработаны герметиком. Схема экрана показана на рис. 2.



а) б)

а) фронтальная панель, перфорированная щелевыми прорезями (вид спереди); б) вид сбоку;
1 – передняя панель АЭ с щелевыми прорезями; 2 – щелевые прорези (горловины)

Рис. 2. Акустический экран

Для защиты от возникновения собственных резонансных колебаний

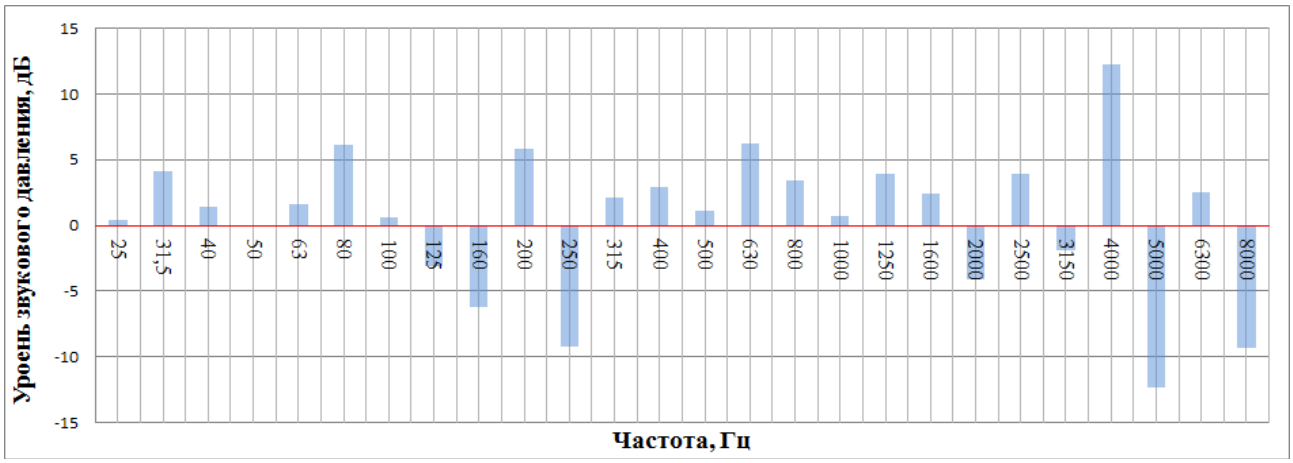
передней и задней панелей при падении на переднюю поверхность акустической волны, внутри конструкции применены дополнительные элементы крепления, обеспечивающие повышение жёсткости экрана. В модели имеется возможность регулирования величины зазора щелевых горловин резонатора за счет изменения положения алюминиевых профилей.

Результаты

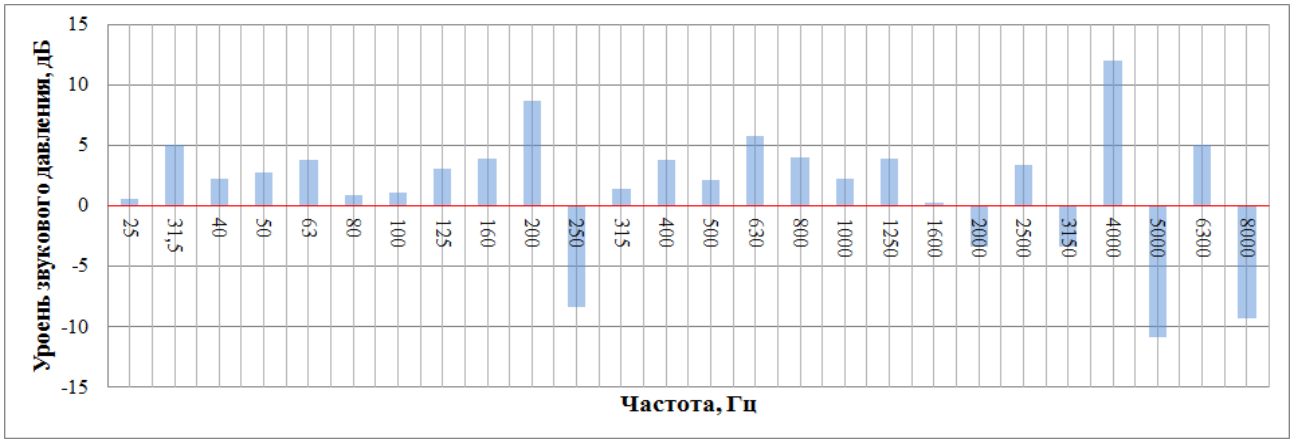
Измерения проводились на третьоктавных частотах – 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 400; 500; 630; 800; 1000; 1600; 2000; 2500; 3150; 4000; 5000; 6300; 8000 Гц.

Оценка степени ослабления проводилась для случая поглощения сигнала, падающего на экран с резонаторами, в сопоставлении со случаем падения такого же сигнала на экран в виде глухой стенки. Положительное значение по шкале ординат на гистограммах означает ослабление уровня звукового сигнала при использовании акустического экрана со щелевыми зазорами в сопоставлении с глухой стенкой. Соответственно, отрицательное значение указывает на увеличение уровня сигнала, т.е. на резонанс на данной частоте. Таким образом, можно говорить об ослаблении или усилении сигнала в зоне перед экраном.

Некоторые оценки изменения уровней сигнала для первого экрана показаны на рис. 3.



а)

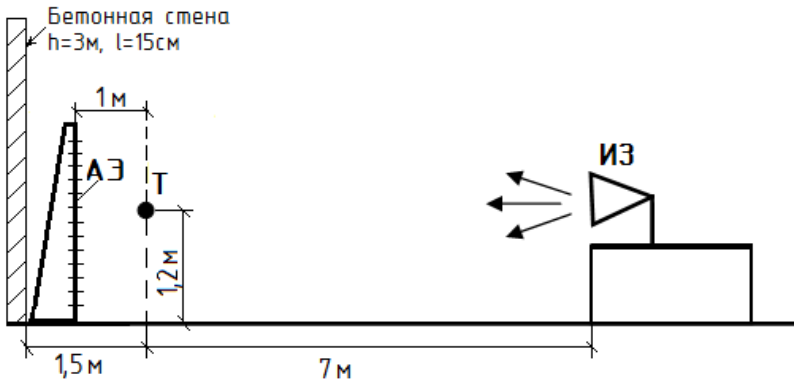


б)

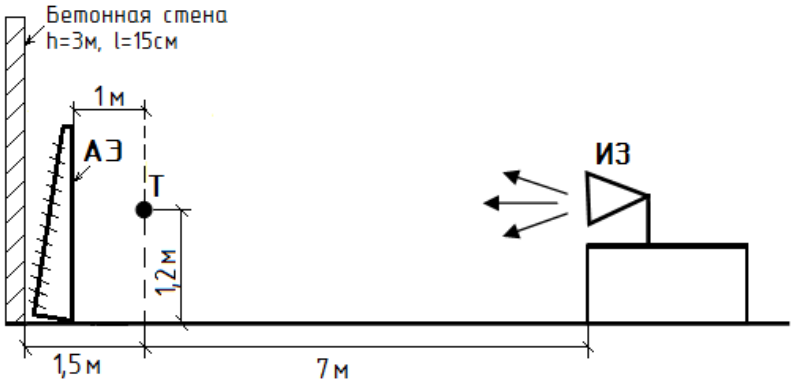
Рис. 3. Результаты экспериментов в камере

При величине щелевых зазоров 1,0 мм (рис. 3,а), и 1,5 мм (рис 3,б) имеется положительный эффект с точки зрения поглощения акустических сигналов. При величине щелевого зазора 1,0 мм (рис. 3,а) на всех частотах, кроме 125; 160; 250; 2000; 5000 и 8000 Гц наблюдается поглощение сигнала до 12 дБ. При величине щелевого зазора 1,5 мм (рис. 3,б) положительный эффект наблюдается на всем диапазоне частот, кроме 250; 2000; 3150; 5000 и 8000 Гц также до уровня 12 дБ. На отмеченных частотах при той глубине резонаторов (45 мм), на которой проводилось исследование, наблюдается явно выраженный резонанс, что говорит об усилении шума в зоне перед экраном на этих частотах.

Эксперимент со вторым вариантом экрана проводился в условиях открытой местности. Точка (Т), в которой производился замер звукового давления, располагалась на расстоянии 7 м от источника звука (ИЗ) и 1,5 м от бетонной стены (рис. 4). Высота стены 3 м, толщина – 15 см, длина более 30 м. Измерения проводились на среднегеометрических частотах третьоктавных диапазонов 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000; 2000; 2500; 3150; 4000; 5000 Гц.



а)



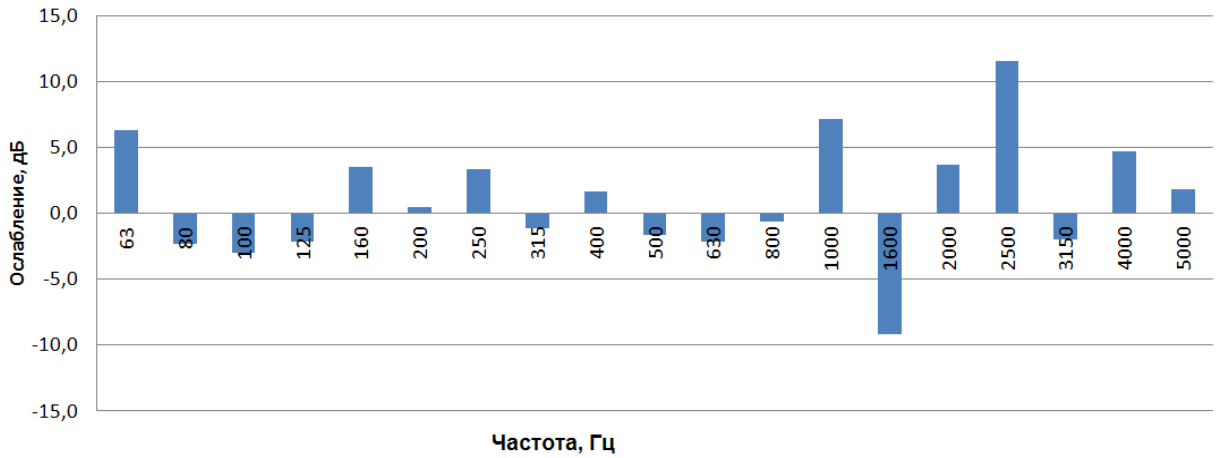
б)

а) размещение экрана в прямом положении;
б) размещение экрана в обратном положении

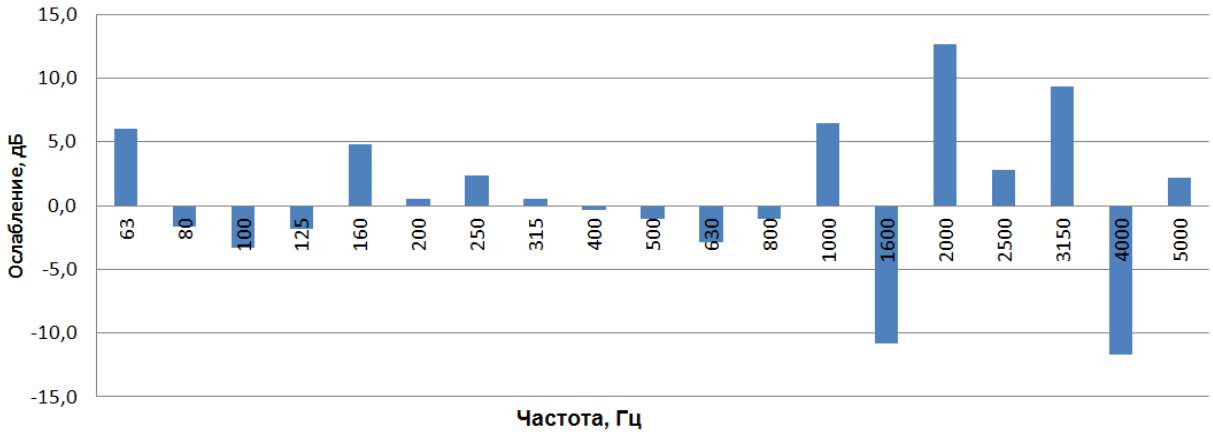
Рис. 4. Схема проведения эксперимента

АЭ-резонатор устанавливался непосредственно перед бетонной стеной в двух положениях: прямом, горловинами в сторону источника акустического сигнала (рис. 4,а), и обратном, обращённом к источнику тыловой частью (рис. 4,б). В обоих случаях выдерживался одинаковый угол падения звуковой волны на панель АЭ. В ходе эксперимента исследовалась реакция АЭ на сигнал при двух фиксированных значениях зазоров – 1,0 и 3,0 мм. В каждом случае проводился ряд измерений, и определялось среднестатистическое значение.

Оценки изменения уровней отражённого от АЭ сигнала показаны на рис. 5. Фактически речь идёт об ослаблении уровня шума в зоне, непосредственно примыкающей к экрану. Оценки даны для двух величин зазоров – 1,0 мм (рис. 5,а) и 3,0 мм (рис. 5,б).



а)



б)

а) b = 1,0 мм; б) b = 3,0 мм

Рис. 5. Гистограммы ослабления отражённого сигнала

Из представленных гистограмм видно, что при имеющихся конструктивных особенностях конкретной модели экрана имеет место, как ослабление, так и усиление отражённого сигнала. Так, на обеих гистограммах в целом можно говорить о положительном эффекте с точки зрения ослабления уровня акустических сигналов. Имеются некоторые резонансные явления на отдельных частотах, включая «всплески» до уровня 9 дБ на частоте 1600 Гц (рис. 5,а). При величине зазора 3 мм (рис. 5,б) резонансные явления более выражены и достигают 11-12 дБ на частотах 1600 и 4000 Гц.

Выводы

Наличие резонансных «всплесков» вместе с ослаблением сигнала объясняется способностью резонаторов Гельмгольца, как усиливать, так и ослаблять акустический сигнал. Очевидно, что в данном конкретном случае сочетание размеров щелевых зазоров и внутреннего объёма резонатора (в том числе – переменного по глубине) обеспечивает именно такое сочетание реакций на пришедший сигнал. Для получения другого сочетания «всплесков» и «провалов» необходимо изменить конструкцию экрана или применить другое сочетание основных характеристик, определяющих резонансные явления, например, применить сочетание различных щелевых зазоров.

В целом, можно считать, что применение акустических экранов на основе резонаторов Гельмгольца для снижения уровня акустического шума в зоне перед экраном – возможно, однако требует более тщательного учёта, как доминирующего акустического спектра, так и размеров резонаторов.

Список литературы

1. *Шарапов Р.В., Соловьев Л.П., Булкин В.В.* Существование человека в рамках техносферы / Машиностроение и безопасность жизнедеятельности. -Муром: ИПЦ МИ ВлГУ, 2012, №1. -С.31-39.

2. Государственный доклад «О состоянии и об охране окружающей среды Российской Федерации в 2011 году» / Министерство природных ресурсов и экологии Российской Федерации. – Режим доступа: - http://www.mnr.gov.ru/regulatory/detail.php?ID=130175
3. *Калиниченко М.В.* Некоторые аспекты проблемы загрязнения урбанизированных территорий автотранспортом (на примере г. Мурома) // Экология и промышленность России. 2012. № 12. С. 54-59.
4. Патент ПМ РФ № 156 943, МПК E01F8/00. Шумопонижающий экран / *Булкин В.В., Калиниченко М.В., Сальников И.Н.* Опубл.: 20.11.2015. Бюл. № 32.
5. Патент РФ №2567255, E01F8/00. Способ повышения эффективности шумопонижающих экранов и шумопонижающий экран / *Булкин В.В., Калиниченко М.В.* Опубл.: 10.11.2015, БИПМ №31.

Формирование и эволюция рисков для здоровья городского населения под воздействием шумовой автотранспортной нагрузки

Кошурников Д.Н.
Федеральное бюджетное учреждение науки «Федеральный научный центр медико-профилактических технологий управления рисками здоровью населения» Федеральной службы по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека

kdn@fcrisk.ru

Аннотация: В работе выполнены акустические расчеты в центре города в границах расчетного прямоугольника площадью порядка 6 км2. Расчетная область содержала около 1500 источников шума, из которых 1300 – участки УДС города, более 2500 узловых точек, 138 расчетных точек. Кроме акустических расчетов, в точках оценки исследуемой территории были проведены инструментальные измерения уровней шума. На исследуемой территории города проживает более 60 тысяч человек. Расчетные и инструментальные уровни шумовой нагрузки были сопряжены методом аппроксимации, по результатам которой были выделены 4 зоны, характеризующиеся разными уровнями хронической экспозиции. С использованием математических моделей эволюции риска установлено формирование умеренного, высокого и чрезвычайно высокого риска в отдельных зонах в границах рассматриваемой территории. Установлено, что на территории оценки проживает более 74 % населения в условиях недопустимого риска для здоровья. Определены критические точки качественного изменения уровней риска умеренный – высокий – чрезвычайно высокий, что, например, для наихудшей 4-ой зоны составляет 7, 30, 40 лет соответственно. Предложены рекомендации и меры по снижению уровней шума.

Ключевые слова: шумовая карта, городской шум, автотранспортный шум, хроническая шумовая экспозиция, риск для здоровья.

В настоящее время проблема негативного воздействия шума имеет глобальный характер, о чем свидетельствуют многочисленные российские и зарубежные научные работы и, в подтверждение, доклады ВОЗ. По данным доклада Европейского парламента более половины населения городов с численностью более 100 тыс. человек находятся под воздействием повышенного шума, рекомендуемого Всемирной Организацией Здравоохранения в качестве безопасного для населения (55 дБА) [1].

По данным официальных органов в Российской Федерации в условиях акустического дискомфорта проживает значительная часть населения страны – около 35 млн. человек [1], в том числе в Перми. В городах основным источником шума является автомобильный транспорт, преимущественно автомобильный (вклад составляет около 70 %). При этом значения уровней шума, вызванные транспортом в дневное время в жилой застройке, могут

достигать 70 - 80 дБА и превышать допускаемые нормы на 15 - 25 дБА (или в 3-5 раз по субъективному ощущению громкости) [2].

Многочисленными эпидемиологическими исследованиями [3, 4, 5] установлено нарушение нервной системы, сна (например, позднее засыпание, фрагментацию сна и пр.) при уровнях шума в диапазоне 35 - 42 дБА в ночное время. При этом длительное или хроническое воздействие городского шума на уровне 45 - 60 дБА может формировать субъективный шум в ушах, способствовать формированию когнитивных нарушений [5]. Исследованиями Jarup L, Babisch W. и др. [4] установлено, что постоянный городской, в том числе ночной, шум на уровнях 58 - 70 дБА вызывает не только расстройство сна и нервное напряжение, но и способствует развитию гипертензивной болезни, ишемической болезни сердца, стенокардии и инфаркта миокарда. В исследованиях описаны математические модели связи уровней шума с нарушениями здоровья. При этом негативные изменения в состоянии здоровья человека, находящегося под влиянием акустического загрязнения, развиваются постепенно, проявляясь через определенное время.

Как следствие, актуальной задачей является изучение и получение реальной информации о динамике шумового воздействия на население крупного города с учетом пространственных и временных особенностей акустической ситуации. Развитие и внедрение методических подходов к построению шумовых карт территорий на территории Российской Федерации позволяет оценить комплексное воздействие шума от всех источников территории, выполнять ситуационное моделирование и прогноз уровней шума при различных сценариях функционирования городской среды [6]. Математические модели воздействия шума на здоровье, в том числе динамические, позволяют выполнить оценку рисков для экспонируемого населения [7].

Цель исследования заключалась в выделении зон акустического дискомфорта в крупном промышленном центре, оценке динамики и уровней риска для здоровья в приоритетных зонах с разработкой рекомендаций по снижению рисков.

Объектом исследования была определена центральная часть города Перми (общая численность населения города составляет более 1 млн. жителей), которая характеризовалась высокой транспортной загруженностью по всем видам: автомобильный, железнодорожный, воздушный; интенсивными автотранспортными потоками и плотной жилой застройкой. На исследуемой территории постоянно проживает более 60 тысяч человек. Выбранный участок является узловым центром путей передвижения людей к местам приложения труда и отличается максимальными для города пиковыми транспортными нагрузками в утренние и вечерние часы.

Методы исследований. Уровни шумового воздействия оценивали на основании сопряжения расчетных и инструментальных данных. Акустические расчеты выполняли на площади 6 км2 в 2514 узловых точках с шагом сетки 150

х 150 м, а также в 138 точках, расположенных на перекрестках центральных улиц, в которых в последующем были выполнены инструментальные измерения. В акустических расчетах были учтены архитектурно-планировочные особенности города, экранирующие распространение шума (здания и сооружения). В качестве инструмента для проведения расчетов был использован специализированный программный комплекс «Эколог-Шум» версия 2.3 (фирма «Интеграл»), реализующий основные нормативные документы по распространению шума на местности [8]. Основу проведения акустических расчетов составляла электронная база источников автотранспортного шума, сформированная с учетом интенсивности и структуры транспортных потоков города, а также средней скорости движения автомобилей на участках УДС.

Подтверждение расчетных данных было выполнено с использованием инструментальных измерений, проведенных анализатором шума и вибрации «АССИСТЕНТ» (фирма «НТМ-Защита»). Инструментальные измерения проводили в будние и выходные дни в дневное (7.00-23.00) (включающее вечерние замеры с 19.00 до 23.00) и ночное (23.00-7.00) время. Оценка риска для здоровья населения в контрольных точках проводилась на основании рассчитанного эквивалентного средневзвешенного суточного шума (Lden), который введен Директивой Европейской Комиссии 2002/49/ЕС от 25 июня 2002 г. [9]. При расчете средневзвешенного суточного уровня были взяты 3 интервала времени: 12-часовой дневной (с 7.00 до 19.00), вечерний (с 19.00 до 23.00) и ночной (с 23.00 до 07.00). Средневзвешенный суточный шум был определен для будних и выходных дней.

Дальнейшее сопряжение расчетных и инструментальных измерений данных выполняли через установление коэффициентов соответствия между двумя видами данных в контрольных точках, и дальнейшую интер- и экстраполяцию данных по методу Делоне [10]. С использованием полученных данных был рассчитан средневзвешенный недельный шум, который был принят в качестве среднегодового или среднемноголетнего на исследуемой территории. Результаты акустических расчетов и инструментальных измерений шума наносили на векторную карту города с использованием геоинформацонной системы ArcGIS 9.3 с применением и отображением вспомогательных электронных слоев местности и существующей градостроительной обстановки.

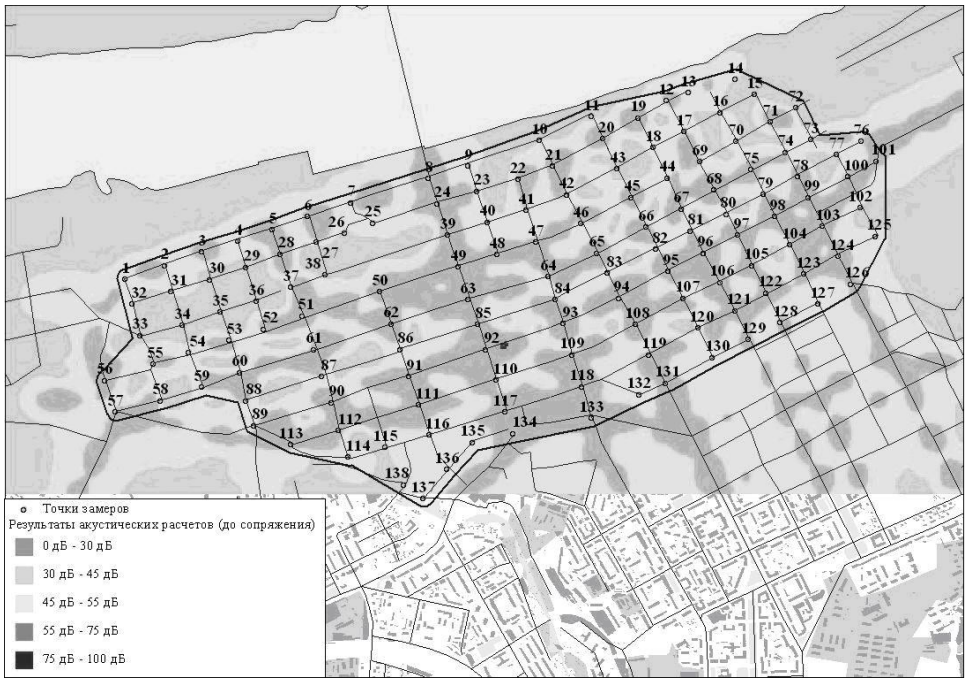


Рис. 1. Карта-схема результатов акустического расчета

Оценку риска здоровью населения проводили согласно методическим рекомендациям Роспотребнадзора через расчет приведенного индекса риска [7, 11, 12], который определяется на основе решения системы рекуррентных уравнений, описывающих эволюционные математические модели развития во времени неблагоприятных эффектов определенной тяжести под воздействием шума. Указанные модели построены на базе совокупности отечественной и зарубежной информации о динамике развития неблагоприятных эффектов на фоне естественного старения организма. Для выделения зон акустического дискомфорта была принята следующая градация индекса риска: индекс менее 0,05 характеризует риск как пренебрежительно малый, слабо влияющий на уровень состояния здоровья на исследуемой территории; индекс в диапазоне 0,05 – 0,35 характеризует риск как умеренный, при котором рекомендуются меры по организации постоянного мониторинга шумовой нагрузки и мероприятия по снижению шумовой нагрузки в среднесрочной и краткосрочной перспективе; величина индекса риска в диапазоне 0,35 – 0,6 характеризует риск как высокий; а в диапазоне выше 0,6 как чрезвычайно высокий. Последние уровни риска требуют систематического мониторинга ситуации и принятия мер в краткосрочной или ближайшей перспективе.

Следует отметить, что оценку риска проводили для наихудшего сценария воздействия, когда шум внутри помещений незначительно отличается от уличного вследствие постоянного применения режима «проветривания» (режима открытых окон).

Основные результаты.

На основании проведенных акустических расчетов было установлено, что в условиях высокой интенсивности движения автотранспорта (до 1850 машин в час через створ в утренние часы с 8:00 до 9:00 утра и вечером с 18:00 до 19:30 часов), расчетные уровни шума в точках жилой застройки варьировались в диапазоне от 37,3 до 77,0 дБА. Наиболее значимые уровни эквивалентного шума более 75 дБА были зафиксированы в 5 точках - в основном на пересечениях улиц.

Проведенные инструментальные исследования показали, что фактические уровни шума повсеместно достаточно близки расчетным уровням: в дневное время суток были установлены показатели в диапазоне от 50,6 до 76,9 дБА в рабочие дни и от 56,6 до 73,8 дБА в выходные. В вечернее время суток шум отмечен в диапазоне от 61,0 до 74,4 дБА в рабочие дни и от 57,5 до 73,3 дБА в выходные. В ночное время уровень шума снижался до 44,9 – 45,5 дБА, достигая, однако, в отдельных точках 73,6 дБА в рабочие дни и 68,8 дБА в выходные. Фрагмент результатов инструментальных измерений приведен в табл. 1.

Таблица 1. **Фрагмент результатов инструментальных измерений шума на исследуемой территории**

Номер точки	**Координаты**		**Будние дни**			**Выходные дни**		
	X (м)	**Y (м)**	**L_A день (7.00-19.00)**	**L_A вечер (19.00-23.00)**	**L_A ночь (23.00-07.00)**	**L_A день (7.00-19.00)**	**L_A вечер (19.00-23.00)**	**L_A ночь (23.00-07.00)**
1	2607,5	-2458	55,4	63,2	56,7	54,8	58,2	46,6
10	-51,68	47,12	60,2	71,1	61,5	72,0	68,6	59,1
15	507,5	-2458	56,9	60,1	52,9	58,8	61,2	51,3
21	16,69	-89,62	71,2	71,1	61,5	72,0	68,6	59,1
42	92,25	-244,35	71,0	71,1	61,5	72,0	68,6	59,1
47	-69,67	-496,23	69,9	71,1	61,5	72,0	68,6	59,1
64	-4,90	-683,35	73,9	74,4	73,6	68,4	72,9	61,2
68	207,5	-2308	56,6	62,2	53,0	59,3	60,7	50,9
70	-92,5	-2308	56,8	63,1	53,8	60,4	61,0	50,8
93	77,86	-931,63	74,1	71,6	66,2	69,4	71,0	67,9
116	807,5	-2158	58,9	64,3	53,8	59,2	62,4	53,5

В ходе исследования было построено несколько шумовых карт исследуемой территории для разного времени суток с использованием

сопряженных данных, которые позволили выделить зоны наибольшего постоянного акустического воздействия на городское население.

Определено, что большая часть городского центра находится в области акустического дискомфорта. Максимальные уровни шума отмечены в жилой застройке, расположенной вдоль основных автотранспортных магистралей на расстояниях до 50 м и слабо экранированной зелеными насаждениями.

Рис. 2. Карта - схема результатов акустического расчета с учетом инструментальных измерений в среднем за неделю

На представленном рисунке отражено пространственное распределение уровней шума, принимаемых в качестве среднегодовых (светлые участки характеризуют в основном внутриквартальные дворовые территории). Полученное в результате моделирования зонирование исследуемой территории максимально точно характеризовало акустическую картину городского центра в условиях плотной застройки и значительных потоков транспорта.

Исследования позволили выделить четыре основные зоны с разными уровнями потенциального хронического акустического воздействия на городское население:

- зона 1 – Lden = 40,5 ± 0,69 дБА, в том числе ночной шум не выше 35 дБА. Общее число жителей, постоянно проживающих в данной зоне – 5567 человек;

- зона 2 – Lden = 49,2 ± 0,17 дБА (диапазон 45 дБА – 55 дБА), 3225 жителей;

- зона 3 – Lden = 62,0 ± 0,34 дБА (диапазон 55 дБА – 75 дБА), 48869 жителей;

- зона 4 – Lden = 78,4 ± 1,36 дБА (диапазон – выше 75 дБА), 7349 жителей.

В рамках исследования было установлено, что недопустимые риски для здоровья жителей 1 зоны отсутствуют, уровни шума не превышающие пороговых значений формирования эффектов, в том числе в отношении нарушений ночного сна. Для жителей 2 зоны риски также находятся в пределах пренебрежимо малых значений, выражаются в невысокой вероятности появления ощущений нарушенности сна, трудного засыпания (не более 2% жителей). Рисков формирования болезней сердечно-сосудистой системы не создается.

В условиях недопустимых уровней риска здоровью находятся жители 3 и 4 зон исследованной территории. Индексы риска в этих зонах достигают максимальных величин 0,38 и 0,99 соответственно. При этом основной вклад в суммарные риски нарушения здоровья вносят заболевания сердечно-сосудистой системы (пример – в табл. 2).

Таблица 2. **Результаты оценки риска для здоровья населения в условиях хронической экспозиции шума с уровнем средневзвешенного суточного шума 78,4 дБ**

Возраст, лет	**Приведенный индекс риска**			
	заболеваний органов слуха $R_{ø}^{Acë}$ *	**заболеваний сердечно-сосудистой системы** $R_{ø}^{Acñ}$ *	**заболеваний нервной системы** $R_{ø}^{Aiñ}$ *	**заболеваний органов кровообращения, нервной системы и органов слуха нарушения здоровья** $R_{t}^{Acoâ}$ *
0	0,000	0,000	0,000	0,000
5	0,003	0,026	0,007	0,035
6	0,003	0,032	0,008	0,043
7	0,004	0,038	0,009	0,051
9	0,005	0,051	0,012	0,068
10	0,006	0,059	0,013	0,076
15	0,009	0,101	0,020	0,127
20	0,012	0,155	0,027	0,188
25	0,015	0,225	0,035	0,264
30	0,019	0,316	0,042	0,357
35	0,023	0,435	0,050	0,475
40	0,027	0,590	0,058	0,624
45	0,031	0,795	0,066	0,815
50	0,035	0,875	0,075	0,978
55	0,038	0,878	0,078	0,981
60	0,039	0,879	0,079	0,985
70	0,040	0,880	0,080	1,000

* обозначения приняты в соответствии с МР 2.1.1.0059-2012 [7]

По результатам анализа определено, что критические возрастные точки (их можно рассматривать как длительность хронической шумовой экспозиции), при которых риски переходят в качественно иную категорию, для разных зон постоянного проживания населения, являются разными. Пример эволюции (нарастания) риска для здоровья в разных зонах исследованной территории приведен в табл. 3.

Таблица 3. **Результаты оценки риска для здоровья населения под воздействием шумового фактора**

Возраст	**Индекс риска нарушения здоровья ($R_t^{Acoâ}$)**			
	зона 1	**зона 2**	**зона 3**	**зона 4**
Хроническое шумовое воздействие, дБА	**40,5±0,69**	**49,2±0,17**	**62,0±0,34**	**78,4±1,36**
0	0,000	0,000	0,000	0,000
5	0,000	0,001	0,007	0,035
7	0,000	0,001	0,011	**0,051**
10	0,000	0,002	0,016	**0,076**
15	0,000	0,003	0,025	**0,127**
20	0,000	0,004	0,035	**0,188**
25	0,000	0,005	0,046	**0,264**
27	0,000	0,006	**0,052**	**0,299**
30	0,000	0,006	**0,060**	**0,357**
35	0,000	0,007	**0,076**	**0,475**
40	0,000	0,009	**0,094**	**0,624**
45	0,000	0,010	**0,117**	**0,815**
50	0,000	0,011	**0,145**	**0,978**
55	0,000	0,012	**0,181**	**0,981**
60	0,000	0,013	**0,228**	**0,985**
65	0,000	0,015	**0,291**	**0,992**
66	0,000	0,015	**0,306**	**0,993**
70	0,000	0,016	**0,379**	**1,000**

На основании эволюции риска здоровью населения исследуемой территории виден переход риска от одной категории в другую, так для жителей третьей зоны риск переходит из категории «низкий» в категорию» «умеренный» приблизительно через 27 лет хронического воздействия (в основном за счет риска формирования гипертензии), в категорию «высокий» - через 66 лет. Чрезвычайно высоких рисков не создается. Для жителей четвертой зоны «критическими» периодами соответственно являются - периоды шумовой экспозиции 7, 30 и 40 лет.

Согласно данным Федерального фонда обязательного медицинского страхования (ФОМС), на рассматриваемом участке центральной части города

ориентировочно проживает 65 010 человек. По данным акустического зонирования исследуемой территории было установлен количественный показатель численности населения, находящегося в той или иной зоне. Численность населения установлена путем пересечения зон риска с тематическим слоем плотности проживания городского населения на основе ArcGIS 9.3. Распределение городского населения на рассматриваемой территории представлено на рисунке 3, показатели численности населения в конкретной зоне – в табл. 4.

Рис. 3. Места проживания людей в центральной части города

Таблица 4. **Численность населения, проживающего в зонах различного шумового воздействия**

Население	**Зоны с различной шумовой нагрузкой**			
	Зона 1 0- 45 дБ	**Зона 2 45-55 дБ**	**Зона 3 55-75 дБ**	**Зона 4 75-100 дБ**
Общая численность	5 567	3 225	48 869	7 349
в условиях низкого риска	5 565	3 225	7 775	355
в условиях умеренного риска	0	0	27 684	2 002
в условиях высокого риска	0	0	5 625	1 155
в условиях чрезвычайно высокого риска	0	0	7 785	3 838

Суммарная численность населения, проживающего в условиях низкого (приемлемого) риска для здоровья, составляет 16922 чел. (или 26 % от всего

населения), в условиях умеренного риска – 29686 (46%), в условиях высокого риска – 6779 чел. (10%), чрезвычайно высокого – 11622 чел. (18%).

По результатам исследования, акустическая картина центральной части города Перми при хроническом воздействии шума характеризуется умеренными, высокими и чрезвычайно высокими рисками формирования поражений здоровья для большинства населения, проживающего на исследуемой территории (около 60 %). Долгосрочная тенденция в изменении показателей здоровья проявляется в нарастании риска с увеличением возраста. Совокупный риск нарушений здоровья определяется нарушениями в сердечно-сосудистой системе, т.к. изменения в ней наступают значительно раньше, чем нарушения в звуковом анализаторе и нервной системе.

Дальнейшая минимизация рисков здоровью и повышение экологической безопасности городского населения требуют разработку и внедрение комплексных мероприятий по улучшению акустической обстановки. К основным мероприятиям можно отнести в первую очередь малозатратные и быстро применимые мероприятия организационно-методического характера – изменение схемы движения городского автотранспорта, изменение скоростного режима на отдельных участках УДС, обеспечение безостановочного движения транспорта за счет создания «зеленой волны» и соблюдением скоростного режима движения машин. К комплексным мероприятиям можно отнести совершенствование транспортной схемы города в целом – снижение числа частных автомобилей, допускаемых в центр города с развитием системы перехватывающих стоянок и общественного транспорта.

Кроме того, необходимо не забыть о шумовом факторе на начальной стадии (в момент проектирования и строительства) и вторичной стадии (в рамках капитального ремонта) при строительстве и эксплуатации объектов транспортной инфраструктуры.

Существующая или перспективная жилая застройка должна быть надежно защищено от воздействия объектов транспортной инфраструктуры с учетом вышеперечисленных мероприятий, а также в комплексе с такими мероприятиями как: применение акустических экранов, шумозащитное остекление, развитие централизованных систем кондиционирования воздуха, защита расстоянием (удаление застройки от проезжей части) и применение зеленых насаждений (с учетом плотной посадки).

Список литературы

1. *Иванов Н.И.* Концепция снижения шума в РФ: 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: 12-24.
2. *Буторина М. В.* Концепция и разработка карт шума городов и населенных пунктов. Защита населения от повышенного шумового воздействия: сб. докл. II

Всероссийской научно-практической конференции с международным участием; под ред. Н. И. Иванова. Изд-во ИННОВА. 2014: 117–140.

3. *Фридман К.Б., Лим Т.Е., Шусталов С.Н.* Концептуальная модель оценки и управления риском здоровью населения от транспортных загрязнений. Гигиена и санитария. 2011; 3: 20-25.
4. *Haralabidis A.S., Dimakopoulou K., Vigna-Taglianti F., Giampaolo M., Borgini A., Dudley M.L., Pershagen G., Bluhm G., Houthuijs D., Babisch W., Velonakis M., Katsouyanni K., Jarup L*. Acute effects of night-time noise exposure on blood pressure in populations living near airports. European Heart Journal, February, 2008
5. *Ising H., Babisch,W., Guski R., Kruppa B., Maschke C.* Exposure and Effect Indicators of Environmental Noise. 2004
6. *Волкодаева М.В., Левкин А.В., Демина К.В*. Использование шумовых карт города для выбора управленческих решений по регулированию автотранспортных потоков. NOISE Theory and Practice, 2015; 1: 22–30.
7. МР 2.1.10.0059-2012. Оценка риска здоровью населения от воздействия транспортного шума: Методические рекомендации. Available at: http://www.02.rospotrebnadzor.ru/content/138/18346/ (15.02.2017).
8. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2.1996). Межгосударственный стандарт. Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета.
9. Директива 2002/49/ЕС Европейского Парламента и Совета от 25 июня 2002 года относительно оценки и контроля шума окружающей среды.
10. *Скворцов А.В. Триангуляция* Делоне и ее применение. Томск: Изд-во Томского ун-та, 2002. 128 с.
11. *Зайцева Н.В., Трусов П.В., Шур П.З., Кирьянов Д.А., Чигвинцев В.М.,* Цинкер М.Ю. Методические подходы к оценке риска воздействия разнородных факторов среды обитания на здоровье населения на основе эволюционных моделей. Анализ риска здоровью. 2013. № 1. С. 15-23.
12. *Клейн С.В., Кошурников Д.Н.* Оценка шумовой экспозиции и связанного с ней риска здоровью населения, проживающего в зоне влияния аэропорта. Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2013; 15 (3-6): 1806–1812.

ПРОГНОЗ ПЛОЩАДИ ТЕРРИТОРИИ, ПОПАДАЮЩЕЙ В ЗОНУ АКУСТИЧЕСКОГО ДИСКОМФОРТА ПО УРОВНЮ ТРАНСПОРТНОГО ШУМА ДЛЯ ДОРОГ ГК АВТОДОР НА ПЕРИОД ДО 2030 ГОДА

Элькин Ю.И.
Московский автомобильно – дорожный государственный технический университет (МАДИ)

Elkiny@mail.ru

Аннотация: Для оценки и прогнозирования экологической ситуации на дорожной сети ГК Автодор на период до 2030 года используются 2 сценария развития госкомпании: инерционный – 12760 км дорог к 2030 году и инновационный – 18075 км дорог к тому же году. В данном докладе рассматривается методика прогнозной оценки площади и размеров санитарных разрывов по фактору автотранспортного шума для дорог ГК Автодор по обоим сценариям.

Ключевые слова: уровень звука (УЗ), шумовая характеристика транспортного потока (ШХТП), санитарный разрыв, инерционный и инновационный сценарии развития дорожной сети ГК Автодор.

Исходным шумовым параметром автотранспортного потока, необходимым для проведения различных акустических расчетов, является его шумовая характеристика.

В качестве шумовой характеристики транспортного потока (ШХТП) согласно ГОСТу 20444-85 «Шум. Транспортные потоки. Методы установления шумовой характеристики» установлен эквивалентный (по энергии) уровень звука (УЗ), дБА, (т.е. общий уровень звукового давления с частотной коррекцией А), создаваемый потоком в расчетной точке (РТ) на расстоянии R_0 = 7,5 м от оси ближней к селитебной территории (жилой застройке) полосы движения автотранспорта на высоте h_r= 1,5 м над уровнем проезжей части.

При этом акустический центр транспортного потока как источника шума (ИШ) при его распространении в открытом пространстве (свободном поле) принимается на оси указанной полосы на высоте h_s = 1,0 м над уровнем проезжей части.

Для расчета же распространения шума за специальными шумозащитными и прочими сооружениями (например, зданиями на селитебной территории и экранами) акустический центр транспортного потока как ИШ в соответствии с ОДМ 218.2.013-2011 «Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам» [1] принимается расположенным:

- для двухполосных автомобильных дорог: на оси проезжей части на высоте h_s = 1,0 м над ее уровнем;

- для многополосных дорог (в том числе и с разделительной полосой нормируемой ширины): на высоте h_s= 1,0 м над уровнем проезжей части на оси наиболее удаленной от жилой застройки полосы движения.

1. Методика расчета шумовых характеристик автотранспортных потоков

В настоящее время для расчетного определения ШХТП (в соответствии с действующими нормативными и научно-техническими документами) можно воспользоваться следующими выражениями для определения уровня звука на расстоянии 7,5 м от ближайшей полосы движения (УЗ), $L_{7,5}$, дБА:

- согласно источнику [2]:

$$L_{7,5} = 41{,}4 + 1{,}4 \cdot 10^{-2} N_n + 0{,}18P + 0{,}04p + 0{,}5v + 4{,}5K - 4{,}2 \cdot 10^{-6} N_n^2 - \\ - 8{,}3 \cdot 10^{-4} P^2 - 4{,}3 \cdot 10^{-3} v^2 - 0{,}225K^2 \quad (1)$$

где N_n – расчетная максимальная интенсивность движения на одну полосу, авт./ч; P – доля грузовых автотранспортных средств (АТС) и автобусов, %; p – доля автопоездов массой более 12 т, %; v – скорость движения, км/час; K – число полос, шт.;

- согласно ОДМ «Методические рекомендации по оценке необходимого снижения звука у населенных пунктов и определению требуемой акустической эффективности экранов с учетом звукопоглощения» [3]:

$$L_{7,5} = 10 \lg N + 13{,}3 \lg v + 4 \lg(1+P) + 17{,}9 \quad (2)$$

где N – расчетная максимальная часовая интенсивность движения по всем полосам в обоих направлениях, авт./ч;

- согласно Рекомендациям по разработке раздела «Охрана окружающей среды» ТЭО строительства (реконструкции) автомобильных дорог общего пользования [4]:

$$L_{7,5} = A \lg N + 1{,}7 \lg v + 43{,}2, \quad (3)$$

где $A = 6{,}8 + 0{,}025v + 0{,}0375P$;

- согласно [1] и Рекомендациям по учету требований по охране окружающей среды при проектировании автодорог и мостовых переходов [5]:

$$L_{7,5} = 50 + 8{,}8 \lg N, \quad (4)$$

При этом скорость АТС и доля грузовых АТС в (4) учитываются поправками в табличной форме;

- согласно источнику [6, с.109, (6.1)]:

$$L_{7,5} = 9{,}5 \lg N + 12{,}64 \lg v + 7{,}98 \lg(1+P) + 11{,}39, \text{ дБА}, \quad (5)$$

Разница в расчетах $L_{7,5}$ по (1) – (5) составляет 2-7 дБА, при этом для прогнозной оценки ШХТП было выбрано выражение (2).

Формула (2) была выбрана по следующим соображениям:

в этой формуле основные параметры автотранспортного потока (скорость, интенсивность и доля грузовых АТС) приведены в аналитическом виде, что достаточно удобно для автоматизации расчетов ШХТП как по различным участкам дорожной сети ГК »Автодор», так и по разным сценариям (инерционный и инновационный) и годам (2010 – 2030 гг.) прогнозируемого периода;

из всех представленных выше формул именно при расчете по формуле (2) УЗ транспортного потока ($L_{7,5}$) имеет максимальное значение, что обусловливает наиболее «жесткую» прогнозную оценку ШХТП.

Поправки к ШХТП на продольный уклон и на тип покрытия проезжей части согласно [1 – 6] принимаются равными нулю ввиду прогнозного (на длительный период) характера акустических расчетов, и, следовательно, отсутствия в настоящее время детальных проектных решений.

Поправка на ширину разделительной полосы (учет данной поправки снижает ШХТП), также принимается равной нулю согласно принципу «жесткости» прогнозной оценки.

Поправка на наличие пересечений не учитывается, т.к. опорная дорожная сеть ГК «Автодор» представляет собой автодороги категорий Iа и Iб, где нет пересечений в одном уровне (ГОСТ Р 52398-2005 «Классификация автомобильных дорог. Основные параметры и требования»).

Максимальная часовая интенсивность движения по всем полосам в обоих направлениях ($N_д$и $N_н$), авт./ч, определяется раздельно для дневного (с 7-00 до 23-00) и ночного (с 23-00 до 7-00) периодов времени по следующим формулам (ОДМД «Руководство по прогнозированию движения на автомобильных дорогах» [7] и [1]):

$$N_д = 0{,}076\, N_{сут} \quad (6)$$

$$N_н = 0{,}039\, N_{сут} \quad (7)$$

где $N_{сут}$ – расчетная среднегодовая суточная интенсивность движения, авт./сут.

2. Затухание шума автотранспортного потока из-за геометрической дивергенции

При рассмотрении ряда движущихся АТС их можно рассматривать в зависимости от их размеров, расстояний как между ними, так и между ними и расчетной точкой, а также от других условий как точечные или как линейные.

При достаточно больших расстояниях между АТС они излучают шум как точечные источники (сферическая волна) и тогда снижение звука с расстоянием происходит по закону, приведенному в ГОСТ 31295.2 – 2005 «Шум. Затухание звука на местности» (поправка $\Delta L_{рас}$, дБ/дБА, частотно независима и может применяться для расчета снижения как уровня звукового давления в октавных полосах частот, так и уровня звука с частотной коррекцией А):

$$\Delta L_{рас} = 20 \lg (r / R_0), \quad (8)$$

где r - расстояние между источником шума и расчетной точкой, м;
$R_0 = 7{,}5$, м.

При оценке шумовых характеристик транспортных потоков на небольших расстояниях и/или при достаточной плотности АТС в потоке последние могут рассматриваться как линейные источники звука с цилиндрической расходимостью. В этом случае относительное снижение уровня звука $\Delta L_{рас}$ в свободном пространстве описывается формулой:

$$\Delta L_{рас} = 10 \lg (r / R_0). \quad (9)$$

В связи с вышеизложенным, для оценки размеров зоны санитарного разрыва (по фактору шума) $\Delta L_{рас}$ в дневной период времени определяется по формуле (9), а в ночной период (уменьшенная плотность и интенсивность потока) – по формуле:

$$\Delta L_{рас} = 15 \lg (r / R_0), \quad (10)$$

т.е. закономерность затухания автотранспортного шума ночью, определяемая по формуле (10), является некой промежуточной между закономерностями сферической и цилиндрической дивергенций, определяемых соответственно по формулам (8) и (9).

3. Снижение уровня звука за счет подстилающей поверхности и затухания в воздухе

Снижение УЗ за счет покрытия определяется по формуле согласно [1] и СП 23-104-2004 «Оценка шума при проектировании, строительстве и эксплуатации объектов метрополитена» [8]:

$$\Delta L_{гр} = 4,8 - \frac{(h_s + h_r)}{r_{sr}}\left(17 + \frac{300}{r_{sr}}\right) \qquad (11)$$

где h_s - высота источника шума, м; h_r - высота расчетной точки, м; r_{sr} - расстояние от источника шума до расчетной точки, м; r_r - расстояние от мнимого изображения источника шума до расчетной точки, м.

На интересующих расстояниях и соответствующих высотах источника шума и расчетной точки (1,0 и 1,5 м) это снижение стремится к максимальному, а именно - к 4,8 дБА.

При этом предварительный расчет показал, что на данных расстояниях поправки на затухание звука в воздухе как из-за классического и молекулярного поглощений (зависящих от температуры и влажности воздуха), так и из-за влияния турбулентности и ветра, практически компенсируются повышающей поправкой на отражения звука в жилой застройке (+3 дБА), т.е. для прогнозной оценки все указанные поправки не используются.

4. Оценка размера зоны санитарного разрыва и площади акустического дискомфорта

Расстояние от акустического центра автотранспортного потока (середина ближней полосы) до границы обеспечения ПДУ по транспортному шуму для жилой застройки согласно СН 2.2.4/2.1.8.562 - 96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки» днем и ночью (в 2 м от фасада жилых зданий с учетом поправки + 10 дБА нормативные уровни равны соответственно $L_{CHд}$= 65 дБА, $L_{CHн}$ = 55 дБА), м, можно определить по формулам (с учетом понижающей поправки на покрытие, равной 4, 8 дБА, по п. 3 настоящего доклада):

$$R_д = 7,5 \cdot 10^{(Lд\text{-}4,8\text{-}65)/10}, \qquad (12)$$

$$R_н = 7,5 \cdot 10^{(Lн\text{-}4,8\text{-}55)/15} \qquad (13)$$

Ширина зоны акустического дискомфорта с каждой стороны автодороги (соответственно днем/ночью), м, определяется по выражению:

$$R_{терр.д/н} = R_{д/н} - R_{об.} - R_{ртп}, \qquad (14)$$

где $R_{об.}$– расстояние от акустического центра транспортного потока (середина ближней полосы) до внешней бровки откоса водоотводной канавы

(кювета); согласно СП 34.13330.2012 «Автомобильные дороги. Актуализированная редакция СНиП 2.05.02-85*»для дорог категорий Iа и Iб $R_{об.}$ = 7,6 м; $R_{ртп}$– ширина резервно-технологической полосы, т.е. ближайшей к проезжей части полосы с загрязненной почвой (гаражи, коммуникации, лесопосадки и т.п., т.е. не жилая застройка); для дорог категорий Iа и Iб $R_{ртп}$= 30 м.

Погонная площадь акустического дискомфорта по обе стороны автодороги (днем и ночью), га/км, составляет:

$$S_{д/н} = 0{,}1 \cdot 2 \cdot R_{терр.д/н}. \quad (15)$$

где $R_{терр.д/н}$. –ширина зоны акустического дискомфорта с каждой стороны автодороги, м, по (14).

.

Общая площадь акустического дискомфорта по годам и сценариям (днем и ночью), тыс. га, равна:

$$S_{ак.д.} = 0{,}001 \cdot S_{д/н} \cdot L_{г/с}. \quad (16)$$

где $L_{г/с}$ – протяженность автомобильных дорог ГК Автодор, км, (по годам и сценариям).

Прогнозная оценка площади спектрального акустического дискомфорта по предельно допустимым уровням (ПДУ) звукового давления в октавных полосах частот на территории жилой застройки (по СН 2.2.4/2.1.8.562 – 96) не проводилась, т.к. в новом СанПиН 2.2.4/3359 – 16 «Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах» нормируются только рабочие места, то для для жилой застройки нормируемыми параметрами непостоянного, в т.ч. и транспортного, шума являются только эквивалентный и максимальный УЗ.

При этом как по санитарным нормам (СН 2.2.4/2.1.8.562 – 96), так и по новому их проекту (СанПиН 2.2.4/2.1.8.-), нормируемый соответственно эквивалентный и максимальный УЗ в 2 м от фасада жилых домов составляет (день/ночь) – 55(70)/45(60) дБА; также остается действительной поправка (+10 дБА) на шум, создаваемый автотранспортным потоком, для первого эшелона жилых зданий, зданий гостиниц и общежитий, обращенных в сторону автомобильных дорог.

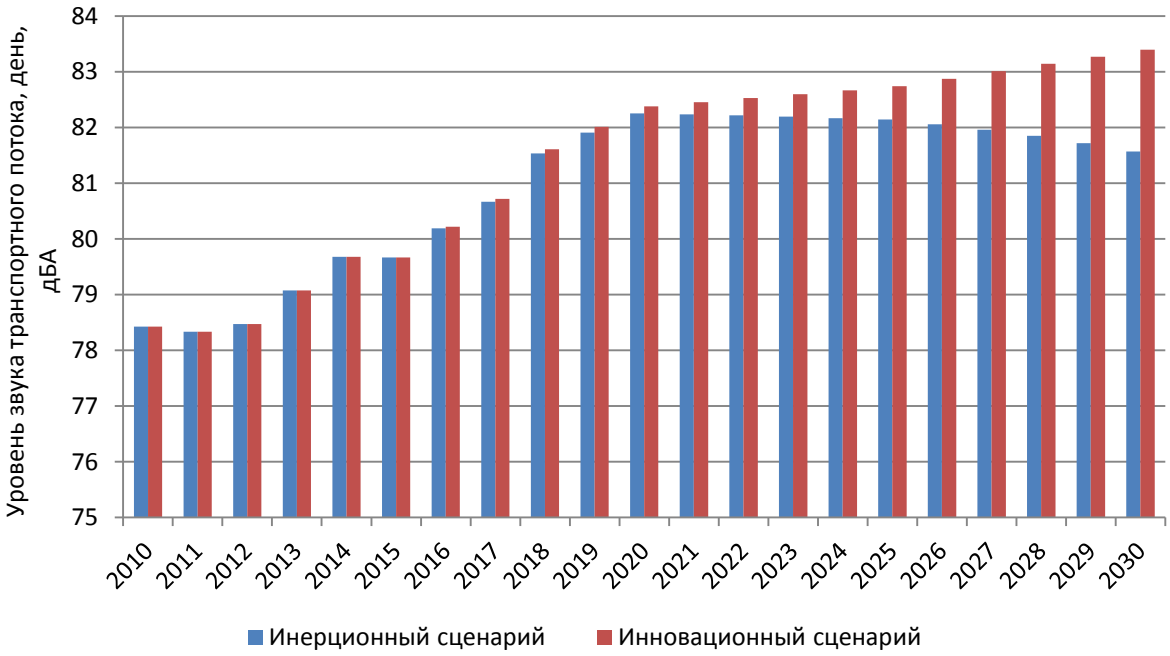
Так как разница между указанными нормируемыми эквивалентным и максимальным УЗ на селитебной территории составляет и будет составлять 15 дБА, а наибольшая расчетная разница в дневное и/или ночное время по разным годам и сценариям между максимальным УЗ транспортного потока (предварительный расчет по ГОСТ Р 41.51-2004/правила ЕЭК ООН № 51/

«Единообразные предписания, касающиеся сертификации транспортных средств, имеющих не менее четырех колес, в связи с производимым ими шумом» и по [1]) и его эквивалентным значением (ШХТП) по (2), (6) и (7) лежит всего лишь в пределах от 1 дБА (2010 -2012 гг.) до 6 дБА (2030 г., инновационный сценарий), то лимитирующим уровнем звука для прогнозной оценки площади акустического дискомфорта принимается только эквивалентный УЗ, т.е. $L_{7,5}$.

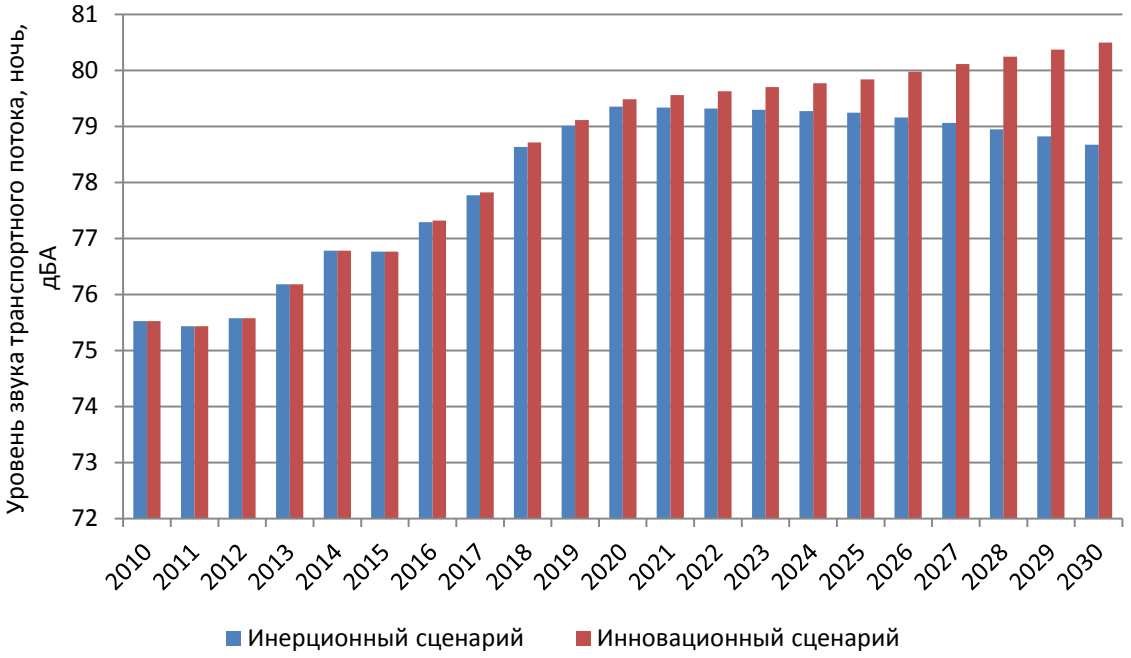
Результаты расчетов по формулам (2), (6) – (16) представлены в таблице 1 и на рисунках 1 и 2.

Таблица 1. **Прогнозные оценки уровней шума транспортных потоков и площадей акустического дискомфорта для различных сценариев развития ГК «Автодор»**

Годы	Уровень шума транспортного потока, дБА				Площадь акустического дискомфорта, тыс.га			
	День		Ночь		День		Ночь	
	Инерционный сценарий	Инновационный сценарий	Инерционный сценарий	Инновационный сценарий	Инерционный сценарий	Инновационный сценарий	Инерционный сценарий	Инновационный сценарий
2010	78,4	78,4	75,5	75,5	6691,7	6691,7	18178,8	18178,8
2011	78,3	78,3	75,4	75,4	8250,1	8250,1	23419,1	23419,1
2012	78,5	78,5	75,6	75,6	9244,5	9244,5	24561,5	24561,5
2013	79,1	79,1	76,2	76,2	13713,3	13713,3	29175,9	29175,9
2014	79,7	79,7	76,8	76,8	19019,4	19019,4	34481,6	34481,6
2015	79,7	79,7	76,8	76,8	19586,1	19586,1	35630,6	35630,6
2016	80,2	80,2	77,3	77,3	26307,7	26592,3	42834,6	43088,6
2017	80,7	80,7	77,8	77,8	33776,3	34452,0	50514,4	51095,2
2018	81,5	81,6	78,6	78,7	48915,9	50227,2	64328,6	65382,5
2019	81,9	82,0	79,0	79,1	58374,5	60389,3	73149,3	74721,2
2020	82,3	82,4	79,4	79,5	68591,4	71469,5	82413,0	84597,3
2021	82,2	82,5	79,3	79,6	79016,9	89850,9	95128,7	105469,2
2022	82,2	82,5	79,3	79,6	89247,5	109008,7	107695,1	126915,5
2023	82,2	82,6	79,3	79,7	99254,8	128947,9	120089,9	148935,3
2024	82,2	82,7	79,3	79,8	109010,1	149673,8	132290,5	171528,0
2025	82,1	82,7	79,2	79,8	118484,6	171191,3	144274,1	194692,6
2026	82,1	82,9	79,2	80,0	137425,5	225722,6	169018,8	252916,8
2027	82,0	83,0	79,1	80,1	154493,6	284253,5	192291,2	313978,2
2028	81,8	83,1	78,9	80,2	169404,5	346834,4	213846,3	377870,4
2029	81,7	83,3	78,8	80,4	181869,0	413514,9	233425,3	444587,4
2030	81,6	83,4	78,7	80,5	191593,8	484344,1	250752,7	514123,3

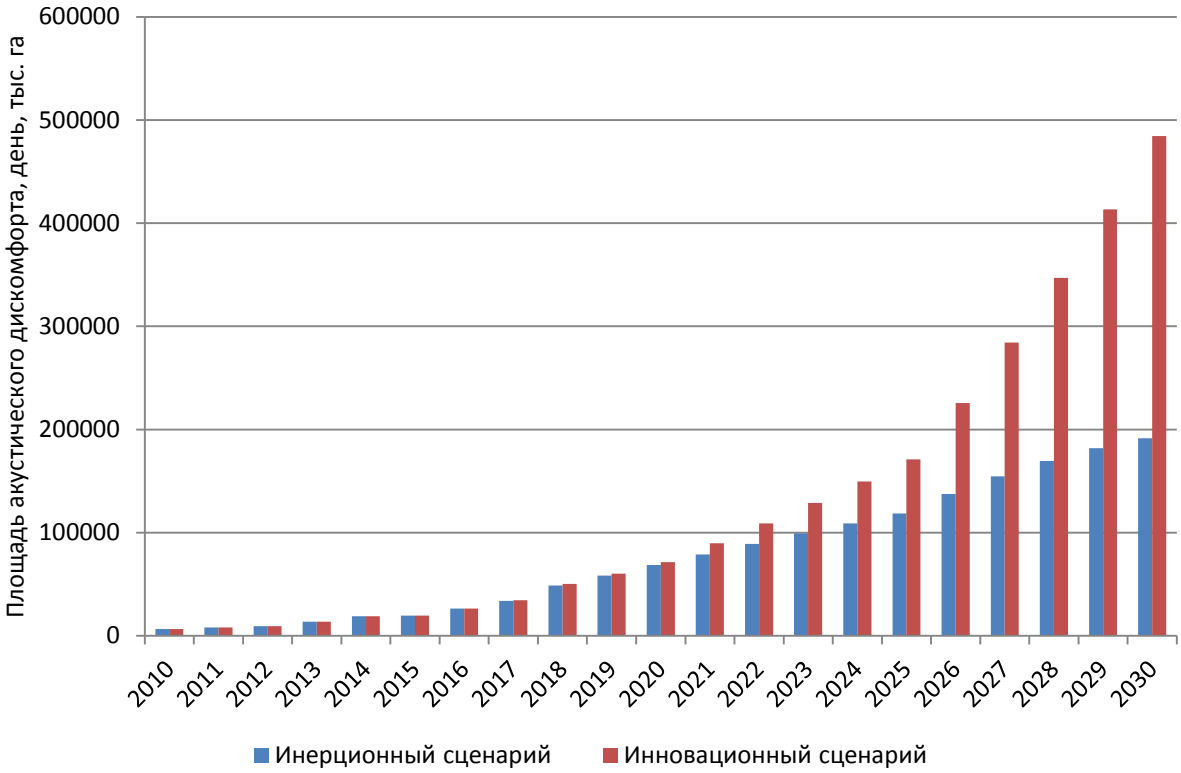


а)

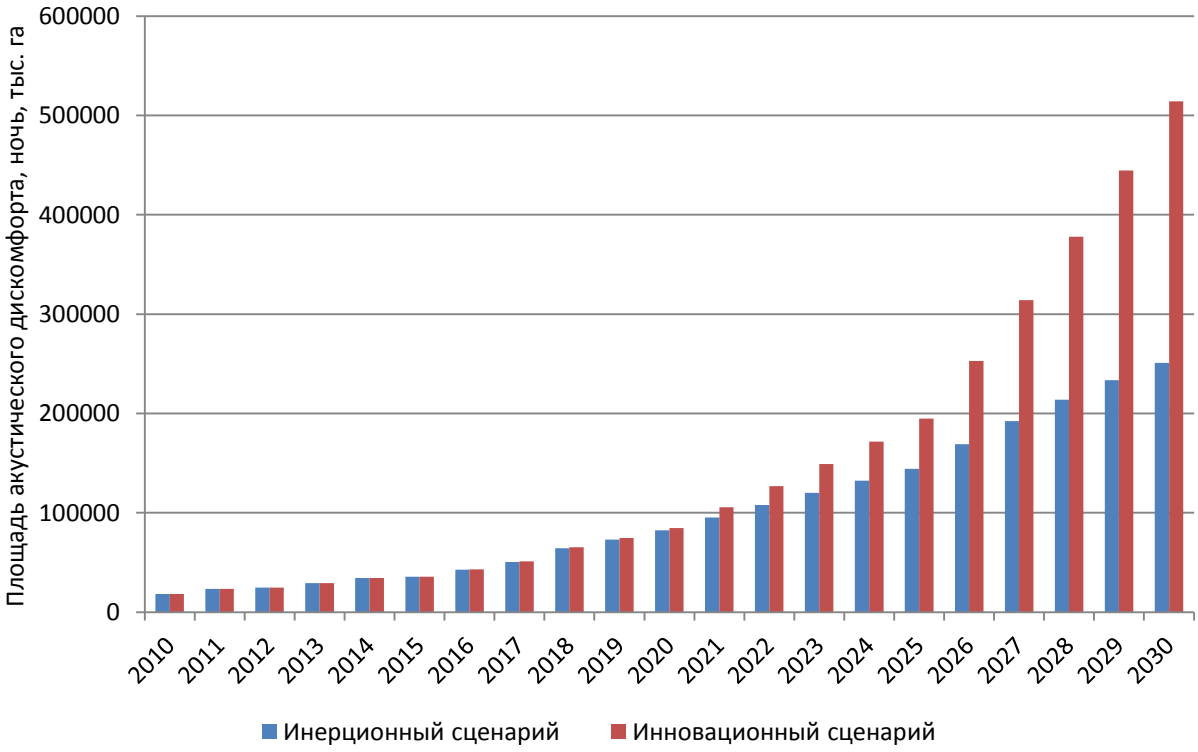


б)

Рис. 1. Прогнозные оценки уровней шума транспортных потоков на дорогах ГК «Автодор» на период до 2030 года в дневное (а) и ночное (б) время



а)



б)

Рис. 2. Прогноз площади акустического дискомфорта от транспортных потоков на дорожной сети ГК «Автодор» в дневное (а) и в ночное (б) время

При инновационном сценарии развития уровень звука транспортных потоков вследствие более высокой интенсивности дорожного движения прогнозируется выше, чем для инерционного сценария развития, достигнув к 2030 г. уровня в 83,4 дБА для дневного времени суток и 80,5 дБА – для ночного времени суток, что в среднем примерно на 3% выше значений уровня звука для инерционного сценария развития (81,6 дБА для дневного времени и 78,7 дБА для ночного времени суток соответственно. При этом площадь территорий, подвергающихся акустическому дискомфорту, в 2030 г. составит для инновационного сценария развития 484 тыс. га в дневное время суток и 514 тыс. га в ночное время суток соответственно, что в 2-2,5 раза больше площадей территорий акустического дискомфорта для инерционного сценария развития (192 тыс. га в дневное время и 251 тыс. га в ночное время суток соответственно).

Список литературы

1. ОДМ 218.2.013-2011 «Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам», Федеральное дорожное агенство (Росавтодор), Москва, 2011.
2. *Трофименко Ю.В.,Евгеньев Г.И.* Экология: Транспортное сооружение и окружающая среда/ Ю.В. Трофименко.- М.: Академия, 2006.
3. ОДМД «Методические рекомендации по оценке необходимого снижения звука у населенных пунктов и определению требуемой акустической эффективности экранов с учетом звукопоглощения», утверждено распоряжением Минтранса РФ № ОС-362-р от 21.04 2003.
4. Рекомендации по разработке раздела «Охрана окружающей среды» ТЭО строительства (реконструкции) автомобильных дорог общего пользования, ЦНИИП градостроительства, Москва, 1992.
5. Рекомендации по учету требований по охране окружающей среды при проектировании автодорог и мостовых переходов, Минтранс РФ, Москва, 1995.
6. Основы проектирования транспортных шумозащитных экранов. Учеб. пособие / *И.Л. Шубин, И.Е. Цукерников и др.* – М.: ИД «БАСТЕТ», 2015 – 208 с.
7. ОДМД «Руководство по прогнозированию движения на автомобильных дорогах», утверждено распоряжением Минтранса РФ № ОС-555-р от 19.06.2003.
8. СП 23-104-2004 «Оценка шума при проектировании, строительстве и эксплуатации объектов метрополитена».

Оценка воздействия рельсового транспорта на территорию жилой застройки

Шабарова А.В.[1], Куклин Д.А.[1], Буторина М.В.[2]
[1] Балтийский государственный университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова
[2]ЗАО «Институт «Трансэкопроект»

nastya-shabarova@yandex.ru

Аннотация: Данная статья посвящена оценке воздействия вредных физических факторов, обусловленных движением рельсового транспорта, на территорию жилой застройки. В качестве примера рассмотрено проектируемое трамвайно разворотное кольцо. В рамках проводимой оценки произведены измерения на объекте-аналоге, выполнен расчет шумовой характеристики трамвая, составлены карты шума прилегающей к объекту территории. Также в статье описаны мероприятия по снижению шумового воздействия трамвая на жилую застройку.

Ключевые слова: рельсовый транспорт, оценка воздействия, шум, вибрация

Введение

Значение пассажирских перевозок в жизни современного общества трудно переоценить. Сегодня, в связи с быстрым ростом городов, среди пассажирских перевозок особое место занимает городской пассажирский транспорт. Грамотная организация работы городского пассажирского транспорта является очень важным вопросом, так как широко разрастающаяся городская застройка, увеличение числа населения и быстрый темп жизни города обуславливают использование все большего числа транспортных средств. Главной задачей организации пассажирских перевозок является обеспечение безопасности пассажиров, однако, не менее важная задача – это защита людей от опасных и вредных факторов воздействия транспорта.

Среди прочих видов городского пассажирского транспорта важную роль играет городской рельсовый транспорт. Трамвай занимает одно из первых мест по пассажирообороту и разнообразию маршрутов, к тому же, на сегодняшний день он является одним из самых экологически чистых видов транспорта, так как он не оказывает вредного химического воздействия на окружающую среду [1]. Тем не менее, даже самый экологически чистый вид транспорта способен негативно влиять на человека. Трамвай является источником шума, вибрации и электромагнитных полей.

Оценка предполагаемого влияния шума на жилую застройку

В качестве примера в данной статье рассматривается проектируемое трамвайно-разворотное кольцо на ул. Хасанской. Проект предусматривает строительство трамвайных путей на участке по ул. Хасанской в границах от пр. Наставников до разворотного кольца с кривыми радиусом от 25 до 30 м. На объекте предполагается использование трамваев типа «Витязь». Интенсивность движения трамваев составит 8,5 пар в час в дневное время и 6 трамваев в ночное время. Под влияние данного объекта будут попадать жилые дома по ул. Хасанская и пр. Наставников. Так как трамвай не является источником химического загрязнения, основными оцениваемыми факторами являются шум, вибрация, инфразвук и электромагнитные излучения (ЭМИ).

Для оценки шумового воздействия на прилегающую территорию был выполнен расчет шумовой характеристики трамвая по п. 7.3.4 ГОСТ 20444-2014, в основу которого легли измерения, выполненные на объекте-аналоге и данные об интенсивности движения трамваев по проектируемому кольцу. Измерения максимальных и эквивалентных уровней звука проводились согласно ГОСТ 20444-2014. Шумовой характеристикой трамвая являются эквивалентный и максимальный уровни звука на расстоянии 7,5 м от оси ближнего пути. Наиболее высокие измеренные эквивалентный и максимальный уровни звука составили 62 и 70 дБА соответственно.

Эквивалентный уровень звука потока трамваев за время наблюдения определяется по формуле:

$$L_{Aeq\ \text{потока}}^{\text{трам}} = 10lg\left[\frac{1}{T}\left(10^{\left(L_{EA\ \text{трам}}+10lgn_{\text{трам}}\right)/10}\right)\right], \text{дБА}, \quad (1)$$

где $L_{EAтрам}$ - средний уровень звукового воздействия при проезде трамвая мимо точки измерения, дБ*А*;

$n_{трам}$ - число проехавших трамваев за интервал наблюдения.

$L_{EAтрам}$ определяется как арифметически усредненная по числу трамваев $n_{трам}$ за интервал наблюдения Т сумма измеренных значений уровней звукового воздействия [2].

Расчет шумовой характеристики представлен в таблице 1.

Таблица 1. **Расчет эквивалентного уровня звука потока трамваев**

Время	**$L_{EAтрам}$, дБА**	**Т, ч**	**N, шт**	**$L_{Aeqпотока}$, дБА**
День	62	1	17	74
Ночь	62	3	6	65

Согласно расчетам, эквивалентный уровень звука потока трамваев на расстоянии 7,5 м от оси ближнего пути составил 74 дБА днем и 65 дБА ночью. Так как в результате проведения измерений максимальные уровни звука получились на 8 дБА выше эквивалентных, а согласно СН 2.2.4/2.1.8.562-96

предельно допустимые максимальные уровни шума на 15 дБА выше эквивалентных, в расчете учитываются только эквивалентные уровни.

Расчет уровня звука на прилегающей к объекту территории жилой застройки производился с помощью программного комплекса SoundPLAN согласно ГОСТ 31295.2-2005 «Шум. Затухание звука при распространении на местности». В качестве расчетных точек были выбраны здания, расположенные на 42-45 м от трамвайных путей, т.е. наиболее к ним приближенные. По результатам расчетов уровни шума в расчетных точках превысят допустимые на 2-3 дБА.

С помощью SoundPLAN также были составлены карты шума территории, на которых наглядно показаны зоны, подверженные наибольшему шумовому воздействию [3] (рис. 1).

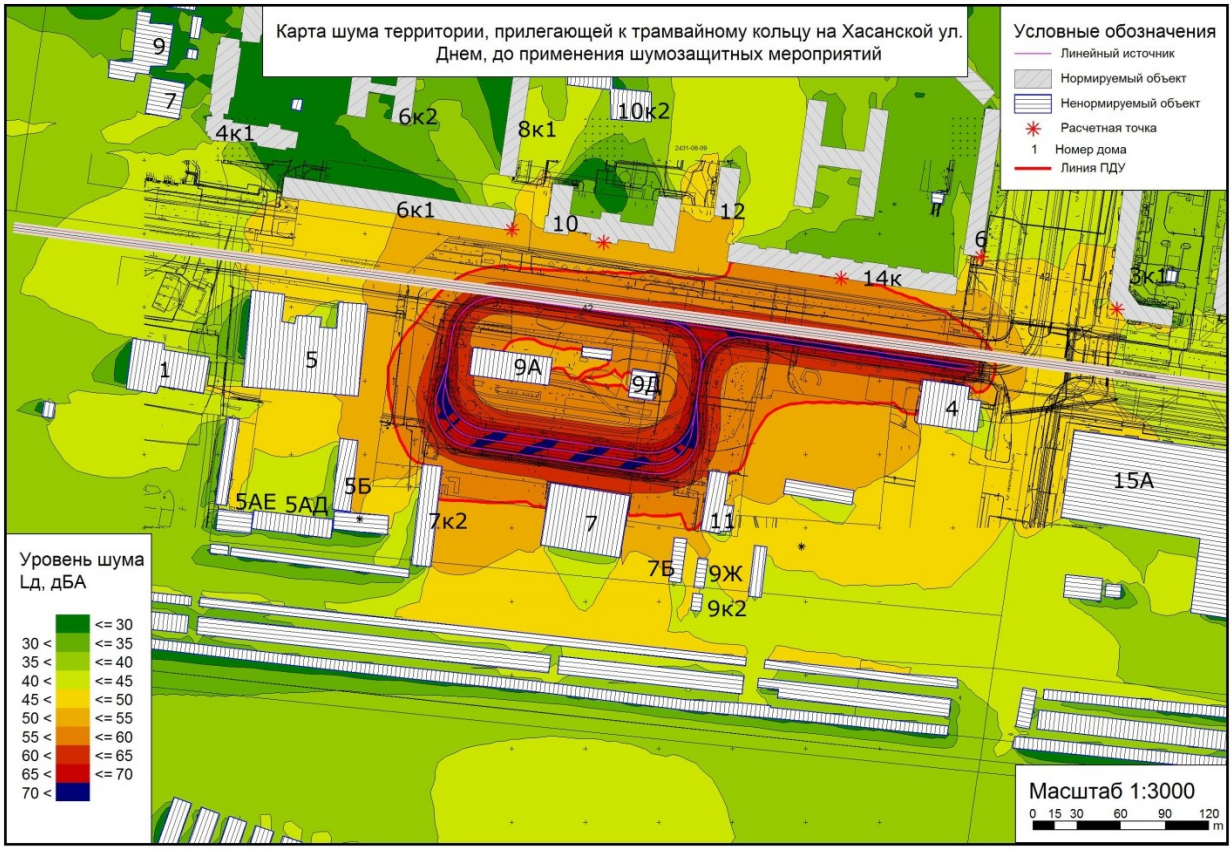


Рис. 1. **Карта шума территории в дневное время**

Оценка воздействия, вибрации, инфразвука и ЭМИ

На сегодняшний день не существует утвержденных методик прогнозирования ожидаемого уровня воздействия данных физических факторов, в связи с чем, применяется метод существующего объекта-аналога. В качестве объекта-аналога для проведения измерений была выбрана отстойно-разворотная трамвайная площадка на пересечении ул. Руставели и пр. Науки,

так как она схожа с проектируемым объектом типом используемого пассажирского трамвайного вагона и интенсивностью движения.

Другим фактором, влияющим на зону жилой застройки, является вибрация. Если относительно акустического загрязнения влияние трамвая может сравниться с влиянием автотранспорта, то вибрация, создаваемая трамваем, значительно превышает вибрацию от других, нерельсовых, видов городского транспорта [1]. Источниками вибрации трамвая, как и источниками шума, служат: область контакта колеса с рельсом (действующие в области этого контакта силы, обусловленные микронеровностями колеса и рельса) и оборудование, установленное на транспортном средстве. Вибрация от трамвая передается окружающей территории через грунт, с увеличением расстояния от источника она затухает благодаря внутренним потерям в грунте, расширению фронта вибрационной волны и упругому волновому сопротивлению среды [4]. Влияние данного физического фактора оценивалось по результатам измерений, проводимых в помещении общественного здания, расположенного на расстоянии 13 метров от объекта аналога. В таблице 2 представлены результаты измерений уровня вибрации.

Таблица 2. **Результаты измерений уровня вибрации**

№ точек измерения	**Направление действия**	**Эквивалентные корректированные уровни виброускорения, дБ**	**Примечание**
1	X	59	В помещении на расстоянии 13 м от оси движения
	Y	58	
	Z	60	
Наибольшее измеренное значение		**60**	-
Допустимые уровни вибрации согласно СН 2.2.4/2.1.8.566-96		67	**В жилых помещениях, палатах больниц, санаториев**

По результатам измерений можно сделать вывод, что уровень вибрации на прилегающей к трамвайному кольцу территории находятся в пределах нормы для жилых помещений, расстояние до которых больше указанного.

Наряду с обычным средне- и высокочастотным шумом городской рельсовый транспорт является источником низкочастотного шума и инфразвука, который, как правило, всегда сопровождает шум и вибрацию. Инфразвук может возникать при циклическом перемещении больших поверхностей или вращательном движении больших масс. Для трамвая источником инфразвука может служить система «колесо-рельс», а также, как и в случае с шумом и вибрацией, оборудование, установленное на транспортном средстве [5]. Измерения уровня инфразвука проводились на расстоянии 7,5 м и 40 м от оси ближайшего пути объекта-аналога. Наиболее высокие уровни инфразвука, полученные в результате измерений, представлены в таблице 3.

Таблица 3. **Наибольшие измеренные значения уровней инфразвука**

№ Точки измерений	**Уровни звукового давления/ эквивалентные уровни звукового давления, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами Гц**				**Общий уровень звукового давления/ эквивалентный общий уровень звукового давления, дБ Лин**	**Примечание**
	2	**4**	**8**	**16**		
1	**73**	**60**	**57**	**62**	**73**	Точка измерений располагалась на расстоянии 7,5 м от оси трамвайного пути.
Предельно допустимые уровни инфразвука согласно СН 2.2.4/2.1.8.583-96	**90**	**85**	**80**	**75**	**90**	Территория жилой застройки

Измеренные уровни инфразвука не превышают нормативных значений для территории жилой застройки.

Как транспорт, использующий в своей работе электричество, трамвай является источником электромагнитных излучений. Для оценки предполагаемого влияния ЭМИ на селитебную территорию были проведены измерения уровней максимальных напряженностей электрического и магнитного полей на расстоянии 7,5 м и 40 м от оси ближнего пути объекта-аналога. В результате сравнения полученных значений с нормативными значениями из ГН 2.1.8/2.2.4.2262-07 и СанПиН 2.1.2.2645-10 был сделан вывод, что воздействие ЭМИ на рассматриваемую территорию не будет превышать норму уже на расстоянии 7,5 м от оси ближайшей полосы движения.

Мероприятия по снижению воздействия физических факторов

По результатам оценки виляния вредных физических факторов от рельсового транспорта на территорию жилой застройки можно утверждать, что только уровень шума требует снижения, уровень воздействия остальных факторов не превышает норму. Для снижения уровня шума предусмотрены следующие мероприятия:

— использование модернизированного дорожного покрытия, сварка рельсов в плети алюмотермитным способом и устройство трамвайных путей с монтажом резиновых профилей под подошву и в пазухи рельсов;

— установка систем лубрикации, которые позволят снизить износ рельсов и уменьшить шум при движении трамвая на 1,5 дБА;

— установка шумозащитных экранов;

— соблюдение режима работы трамваев, интенсивности и скорости их движения.

Оптимальные параметры акустических экранов были рассчитаны с помощью программы SoundPLAN. По результатам расчетов высота экранов составит 3 м, а их общая длина 345 м. После проведения шумозащитных мероприятий уровень шума на территории, прилегающей к трамвайному кольцу, будет соответствовать норме.

Заключение

Несмотря на то, что трамвай считается одним из самых экологически чистых видов транспорта, так как он не является источником химического загрязнения атмосферы, он может негативно влиять на окружающую территорию с помощью ряда физических факторов. Поэтому чрезвычайно важно проводить оценку возможного влияния рельсового транспорта еще на стадии проектирования объекта. Оценка воздействия вредных физических факторов, обусловленных движением трамвая по трамвайно-разворотному кольцу, показала, что для рассматриваемого объекта из всех влияющих на прилегающую территорию факторов превышения в жилой застройке будут наблюдаться только по уровню шума. Уровни вибрации, инфразвука и ЭМИ не превысят норму. В связи с этим необходимо провести ряд шумозащитных мероприятий, позволяющих снизить уровень шума в источнике (в системе «колесо-рельс») и на пути распространения. Проведение мероприятий, описанных в статье, позволит уменьшить влияние проектируемого объекта на территорию до нормативных значений.

Список литературы

1. *Марков С.Б.* Экспериментальное исследование вибрационного воздействия обусловленного движением трамваев // V Всерос. науч.-практ. конф. с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации» (Санкт-Петербург, 18 – 20 марта 2015): сб. трудов. СПб., 2015. С. 498 – 502
2. Шум. Транспортные потоки. Методы определения шумовой характеристики: ГОСТ 20444-2014; введ. 01.07.15
3. *Буторина М.В.* Карты шума оперативные для железнодорожного транспорта. Общие требования и методы построения Печ. В сборнике: Защита от повышенного шума и вибрации. Сборник докладов V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. под редакцией Н.И. Иванова. Санкт-Петербург, 2015. С. 104-112.
4. Шум и вибрация, создаваемые движением рельсового транспорта. Часть 1. Общее руководство: ГОСТ Р ИСО 14837-1-2007; введ. 01.10.08
5. *Зинкин В.Н.* Экологические, производственные и медицинские аспекты инфразвука / Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М. // IV Всерос. науч.-практ. конф. с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации» (Санкт-Петербург, 18 – 20 марта 2015): сб. трудов. СПб., 2015. С. 178 – 180.

Научный комитет просит авторов при направлении статей в печать руководствоваться приведенными правилами

Тищенко А.С.[1], Куклин Д.А.[2]
[1]АО «Спецмаш»
[2]Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

ti6enko@bk.ru

Аннотация: В статье анализируются данные Федеральной службы государственной статистики (Росстата) за 2007-2015 годы о состоянии условий труда работников, в частности, о количестве работников, подвергающихся воздействию повышенного шума на рабочем месте, сравнивается подход к оценке шума на рабочих местах при проведении процедуры специальной оценки условий труда и аттестации рабочих мест, а так же коротко рассказывается о различиях в политике работодателей Российской Федерации и США в области защиты работников от воздействия повышенного шума.

Ключевые слова: Шум, рабочее место, специальная оценка условий труда, защита от шума, вредные условия труда**.**

Согласно статистическим данным, ежегодно публикуемым на официальном сайте Федеральной службы государственной статистики, о состоянии условий труда работников, осуществляющих деятельность по сельскому хозяйству, охоте, лесному хозяйству, добыче полезных ископаемых, в обрабатывающих производствах, по производству и распределению электроэнергии, газа и воды, в строительстве, на транспорте и в связи на конец 2015 года всего по России по всем формам собственности , 39,7% Россиян, занятых в данных областях хозяйства, вынуждены трудиться на рабочих местах с вредными и (или) опасными условиями труда. При этом, достаточно большая их часть, а именно 17,7% от общей численности работников, трудятся именно в условиях повышенного шума, ультразвука воздушного, инфразвука.[1]

Если рассматривать проблему в динамике, то прослеживается небольшое, но стойкое ежегодное увеличение числа работающих в условиях негативного воздействия повышенного шума, а так же увеличение доли таких рабочих мест от общего (так же возрастающего) числа рабочих мест так называемых «вредников» до 2014 года включительно.

Представленные данные Федеральной службы государственной статистики подсчитываются на основании результатов аттестации рабочих мест, а с 2014 года - по суммарным результатам действующей аттестации рабочих мест и результатам пришедшей на ее замену процедуры специальной

оценки условий труда. Важно, что указанные процедуры имеют существенные различия в части стратегии оценки воздействия шума на работников.

При оценке шума на рабочем месте Методика проведения специальной оценки условий труда (ссылка) предусматривает определение класса (подкласса) условий труда на основании величины эквивалентного уровня звука, при этом класс вредности по шуму присваивается тем рабочим местам, на которых этот показатель превышает 80 дБА. В то время как в Аттестации рабочих мест норма эквивалентного уровня звука зависела от категории тяжести и напряженности трудовой деятельности, и, например, для рабочих мест, требующих высокой степени концентрации работников, не превышала 50 дБА. Следовательно, снижение доли человек, занятых на рабочих местах с вредными условиями труда по шуму, наблюдаемое в 2015 году согласно статистическим данным, обусловлено не улучшениями условий труда на таких рабочих местах, а переаттестацией таких рабочих мест в соответствии с новыми нормами. На момент написания настоящей статьи, аналогичные статистические данные за 2016 год еще не были опубликованы, но, тем не менее можно прогнозировать и дальнейшее снижение этого показателя.

Таблица 1. **Статистические данные по количеству человек, работающих в условиях воздействия повышенного шума, ультразвука воздушного, инфразвука. Сводные данные за 2007-2015 годы.**

Год	**Списочная численность работников, чел**	**Занятые на работах с вредными и (или) опасными условиями труда**		**Из них работающие под воздействием превышенного ПДУ шума, ультразвука воздушного, инфразвука**	
		чел	**%**	**чел**	**%**
2007	13852550	3448499	24,9	1828662	13,2
2008	13629870	3564765	26,2	1915194	14,1
2009	12543877	3450081	27,5	1877871	15
2010	12349247	3579661	29	1953206	15,8
2011	12327936	3757862	30,5	2065853	16,8
2012	12262516	3903505	31,8	2165951	17,7
2013	12597443	4060103	32,2	2243016	17,8
2014	12322838	4893664	39,7	2320888	18,8
2015	12967067	5069358	39,1	2295723	17,7

При этом не вызывает сомнений, что работа в условиях повышенного шума со временем вызывает не только ухудшение слуха, но и другие нарушения здоровья. Действующее законодательство Российской Федерации при этом предусматривает проведение предварительных при приеме на работу

и периодических медицинских осмотров работников, подвергающихся воздействию шума на рабочем месте, только в том случае, если по итогам специальной оценки условий труда на их рабочем месте шум достигает вредного или опасного уровня. Ввиду чего и без того тяжелая ситуация с большим числом профессиональных заболеваний работников, связанных с вредным воздействием шума усугубится еще и отсутствием своевременного выявления таких заболеваний.

Зарубежный опыт в этой области напротив направлен на усиление медицинского контроля за состоянием здоровья работающих в условиях повышенного шума. Так, согласно рекомендациям NIOSH, работодатели в США обязаны разрабатывать и применять программы сохранения слуха работающих. Эти программы должны включать в себя обширный комплекс мероприятий, и в их число входит проведение регулярных аудиологических проверок состояния органов слуха работающих силами ответственных за программу сохранения слуха на предприятии [2].

Отличие от предусмотренных российским законодательством мероприятий еще и в степени инфорованности рабочих о состоянии условий труда. Американский работодатель обязан уведомить своих работников о риске, которому подвергается их здоровье, о возможных ухудшениях слуха и перспективах развития профессиональных заболеваний на конкретном рабочем месте. В то время как в России работник знакомится только с картой специальной оценки условий труда, где отражается лишь факт превышения предельно допустимого уровня шума, либо отсутствие такового. О разъяснениях, а значит и о повышении мотивации работника, его заинтерисованности в сохранении собственного здоровья, а так же осознании риску, которому он подвергается на рабочем месте, речи не идет.

Здесь имеют место кардинальные различия в самом подходе к защите работающих в США и России от повышенного шума. Так в Америке борьба с шумом на рабочих местах выделено как отдельное направление политики предприятия, что, несомненно, подчеркивает ее значимость как для работников, так и для менеджеров низшего и высшего звеньев, в то время, как на российских предприятиях сохраняется достаточно низкий уровень заинтересованности руководства в уменьшении шумового воздействия на работников, да и зачастую просто бездействие или формальный подход к проводимым мероприятиям в данной области.

В сложившейся ситуации, принимая во внимание удручающие статистические данные, приведенные в начале статьи, и вытекающую отсюда актуальность проблемы сохранения здоровья многочисленных работающих в условиях повышенного шума, необходимо проведение усиленных разъяснительных мероприятий с работающим населением. Пока не изменится отношение работников к сохранению своего здоровья, не будет положительных изменений и в политике работодателей в данном направлении.

Список литературы

1. Федеральная служба государственной статистики: URL: http://www.gks.ru/wps/wcm/connect/rosstat_main/rosstat/ru/statistics/publications/catalog/4e01b6804fb6c7649e3cff6be9e332ec (дата обращения 26.02.2017).
2. NIOSH Recommendations: URL: https://www.cdc.gov/niosh/topics/noise/ (дата обращения 28.02.2017).

Источники шумов и вибраций аэродинамического происхождения и способы их снижения в судовых вентиляторах

Баженова Л.А.
Акустический институт им. акад. Н.Н.Андреева

L.A.Bazhenova@yandex.ru

Аннотация: Приведены результаты теоретического и экспериментального исследования возникновения и излучения шумов и вибраций аэродинамического происхождения в судовых вентиляторах разных типов. С помощью разработанной методики съема пульсаций давления с вращающихся элементов вентилятора впервые удалось показать, что излучение звука на дискретной частоте обязано двум источникам, а не одному, как предполагалось ранее. Показано, что наиболее мощный источник широкополосного шума находится на входных кромках лопастей вентиляторов. Установлен значительный вклад в излучаемый вентилятором шум колебаний, связанных с акустическими резонансами объема внутри корпуса вентилятора. На основе проведенных исследований даны рекомендации по снижению шумов и вибраций судовых вентиляторов, которые внедрены на судостроительном заводе в г. Николаеве.

Ключевые слова: судовые вентиляторы, аэродинамические шумы, вибрации, способы снижения.

Способам снижения шума вентиляторов посвящено довольно большое число работ. Однако в связи с ужесточением норм по шумности и превышением шумовых и вибрационных характеристик существующих вентиляторов требованиям ВМФ этот вопрос остается актуальным до сих пор.

Глушение шума вентиляторов можно осуществлять как по пути его распространения по воздуховодам, так и в самом источнике его возникновения – в вентиляторе. Второй путь в связи с ограниченностью пространства на судах является более перспективным. Однако, для успешного решения задачи требуется самое подробное изучение процессов образования звука при обтекании потоком воздуха неподвижных и движущихся элементов вентилятора. Такие измерения были проведены на территории базы Акустического института - Волжской научной станции, на специально построенных там установках.

Работа проводилась в два этапа. Поскольку в шуме вентиляторов аэродинамические источники играют определяющую роль, на первом этапе проведено исследование закономерностей, связанных с образованием вихревого звука при отрывном обтекании тел воздушным потоком, и поиски путей его уменьшения, как для неподвижных, так и для вращающихся тел различной конфигурации. Исследования, связанные с обтеканием тел

равномерным потоком проводились на специально сконструированной акустико-аэродинамической трубе замкнутого типа с обесшумленным малотурбулентным потоком воздуха и максимальной скоростью потока 100 м/с. Помещение в рабочей части трубы было оборудовано специальным звукопоглощающим покрытием, что позволяло измерять абсолютные уровни звукового излучения. На втором этапе с учетом проведенных исследований на специально сконструированном стенде определены источники шума и вибраций судовых центробежных вентиляторов, выпускаемых Производственным Объединением “Экватор”, и выданы рекомендации по их снижению. Рекомендации частично внедрены в производство, а частично использованы при проектировании новых, усовершенствованных типов вентиляторов.

Что касается экспериментального изучения зависимости интенсивности излучения вихревого звука от скорости набегающего потока, то в работах разных авторов наблюдаются существенные разногласия. Показатель степени роста интенсивности излучения со скоростью потока у разных авторов колеблется от 4 до 11. В зависимости излучения от длины и диаметра стержней и связи излучения с лобовым сопротивлением тела также не было ясности.

Во всех теоретических работах в формулы, предложенные для вычисления интенсивности вихревого звука, входят неопределенные коэффициенты, зависящие от чисел Рейнольдса и Маха, величины которых определить вычислительными методами современной гидродинамики невозможно. В этом смысле наибольший интерес для наших исследований представляет работа Керла [1], который представил решение для флуктуаций акустической плотности от твердого тела в потоке в виде суммы двух интегралов. Первый – объемный, описывает излучение от квадрупольных источников в объеме турбулентного потока, а второй - поверхностный, соответствует излучению некоторых эквивалентных диполей на неподвижной поверхности. Расчет флуктуаций плотности ρ' в дальнем акустическом поле от поверхностного интеграла имеет вид:

(1)

где - общая результирующая сила в направлении оси i, воздействующая на поток со стороны твердых границ; $P_i = l_l p_{i,j} -$ сила на единицу поверхности S, y и x - координаты точек в подынтегральных выражениях и точек наблюдения соответственно, c_0 и ρ_0 - скорость и плотность звука в невозмущенной среде. Работа Керла представляет интерес в том отношении, что если удастся измерить распределение пульсаций

давления по поверхности тела, то можно подсчитать и излучение, вызванное пульсациями давления на поверхности тела и оценить его вклад в суммарное излучение, связанное с взаимодействием потока с твердым телом, что будет в дальнейшем использовано нами.

Проведенные в Акустическом институте экспериментальные и теоретические исследования шума аэродинамического происхождения, возникающего при обтекании неподвижных и вращающихся профилей, позволили объяснить противоречия в экспериментах разных авторов и уточнить зависимость неопределенных коэффициентов в теоретических формулах от числа Рейнольдса потока.

Основные результаты исследований вихревого звука

С точки зрения изучения процессов возникновения и излучения вихревого звука наиболее существенными результатами являются следующие:

1. Показано, что зона формирования устойчивого вихревого следа за стержнем, обтекаемым потоком, и тем самым местоположение физически существующего источника вихревого звука зависит от положения точки отрыва потока от поверхности стержня. В свою очередь положение точки отрыва зависит от скорости потока, степени и масштаба его турбулентности, а также от шероховатости поверхности стержня. Чем ближе к поверхности формируется источник, тем больше интенсивность излучаемого звука.

2. Установлена зависимость интенсивности излучения вихревого звука от числа Рейнольдса. Показано, что показатель степени роста интенсивности от скорости потока может меняться от 3 до 8 при изменении значения lgRe в диапазоне от 1.8 до 6. Это объясняет противоречия в работах разных авторов по поводу зависимости излучения от скорости потока тем, что они работали в разных диапазонах чисел Re.

3. Определен диапазон чисел Рейнольдса (Re порядка $10^3 - 10^4$), где существует зависимость от диаметра стержня и высокая степень зависимости интенсивности излучения от скорости потока. При больших числах Re порядка $5\times10^4 - 10^5$ зависимость интенсивности излучения от диаметра пропадает, но сохраняется от длины стержня, что объясняет разногласия в работах разных авторов по поводу зависимости излучения от длины и диаметра стержня.

4. Показано, что на излучение вихревого звука оказывает существенное влияние и степень, и масштаб турбулентности набегающего потока. Интенсивность вихревого звука увеличивается наиболее существенно, когда частота возмущений значительно выше частоты струхалевского максимума.

5. Нанесение на поверхность обтекаемого потоком тела различного рода покрытий типа сеток или бороздок способствует не только снижению интенсивности излучаемого вихревого звука, но и уменьшению лобового сопротивления тела.

6. Показано, что на излучение вихревого звука вибрации тела, вызванные срывом вихрей с тела, не оказывают влияния. В то же время сами эти вибрации могут быть довольно значительными особенно при совпадении частоты вихревого звука с собственными частотами обтекаемого тела.

Результаты этих исследований были учтены и использованы при изучении источников аэродинамического шума судовых вентиляторов в полевых и лабораторных условиях, частично описанных в [2-5].

Источники шума судовых вентиляторов

Проведены подробные экспериментальные исследования шума центробежных судовых вентиляторов серии ЦСУ, различающихся между собой производительностью, размерами корпуса, количеством лопастей и их формой. Анализировались и сравнивались между собой по шуму вентиляторы 40/25 и 25/25 с 6-ю лопастями, загнутыми назад, вентилятор 25/25 с 24-мя радиально оканчивающимися лопастями и вентилятор 10/63 с 16-ю радиально оканчивающимися лопастями. Поскольку дальше при описании источников шума вентиляторов будут употребляться специфические термины, относящиеся к его конструкции, на рис.1 приведена типичная схема центробежного вентилятора.

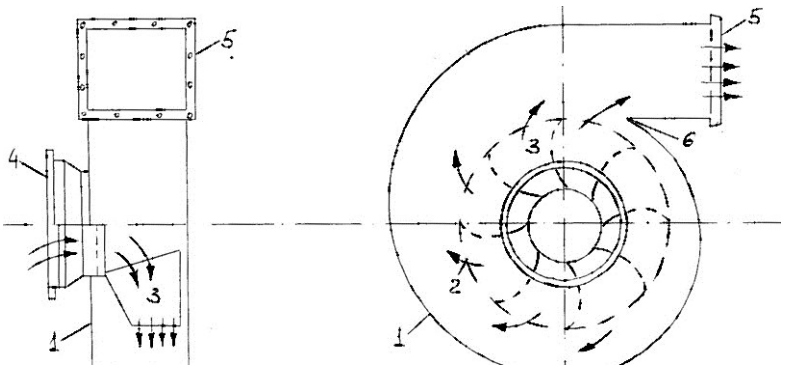


Рис.1. Схема центробежного вентилятора

Здесь 1 - корпус вентилятора, 2 – рабочее колесо (ротор) с лопатками, 3, 4 –всасывающий патрубок, предназначенный для ввода воздуха в вентилятор непосредственно или через подсоединенный к вентилятору воздуховод, 5 – выходной фланец, к которому может быть подсоединен нагнетательный воздуховод, 6 - язык.

Как правило, корпус вентилятора выполняется в форме спирали и его внешнюю часть называют улиткой или обечайкой. Часть корпуса, которая ближе всего подходит к рабочему колесу в районе выходного фланца носит название “язык”. Рабочее колесо насаживается на вал электродвигателя либо непосредственно, либо через эластичную муфту.

Спектр шума центробежного вентилятора, работающего на свободный выход, состоит из сплошной части с некоторыми подъемами и спадами и дискретных составляющих. Частоты дискретных составляющих f связанны с числом оборотов и числом лопастей рабочего колеса простым соотношением: $f = N z n$, где N - число оборотов ротора в секунду, z – число лопастей колеса, n - целые числа 1,2,3… Так как механизм возникновения тональных составляющих и сплошной части спектра различен, дальнейшее рассмотрение было проведено отдельно для каждой из этих составляющих.

По мнению большинства авторов причиной возникновения дискретных составляющих в шуме центробежных вентиляторов является обтекание неоднородным потоком, создаваемым лопаточным колесом, языка улитки центробежного вентилятора. (Часто этот шум называют шумом от неоднородности потока или шумом взаимодействия). При вращении лопаточного колеса язык вентилятора периодически попадает в зону аэродинамического следа лопаток колеса. В результате этого язык испытывает переменную аэродинамическую нагрузку со стороны выходящего из колеса воздуха, за счет чего на нем появляется переменная сила. Полагают, что эта сила и вызывает дипольный звук, т.е. только язык является источником дискретной составляющей в шуме вентилятора. Однако, проведенные нами исследования показали что пульсации давления на языке не являются единственным механизмом генерации дискретной составляющей на лопастной частоте. Чтобы определить, какую роль в излучении дискретных составляющих играют пульсации давления на самих лопастях, были проведены подробные амплитудные и фазовые измерения пульсаций давления на их поверхности. В качестве объекта исследования первоначально были взяты стандартный вентилятор 40/25 ЦСУ с 6-ю лопастями, загнутыми назад и вентилятор 10/63 ЦСУ с 16–ю радиально оканчивающимися лопастями. Каждое колесо исследуемых вентиляторов имело экспериментальные лопасти с отборными отверстиями. Измерения проводились на разработанной и изготовленной специальной установке для съема пульсаций давления с вращающихся лопастей [6]. Суть метода заключается в том, что пульсации давления с тех или иных точек лопастей через отборные отверстия передавались к приемнику с помощью составных волноводов, заделанных в лопастях. Одна часть волновода вращалась вместе с лопастью, а другая, неподвижная, сочлененная соосно с первой скользящей муфтой, соединялась с приемником давления. Схема установки изображена на рис.2.

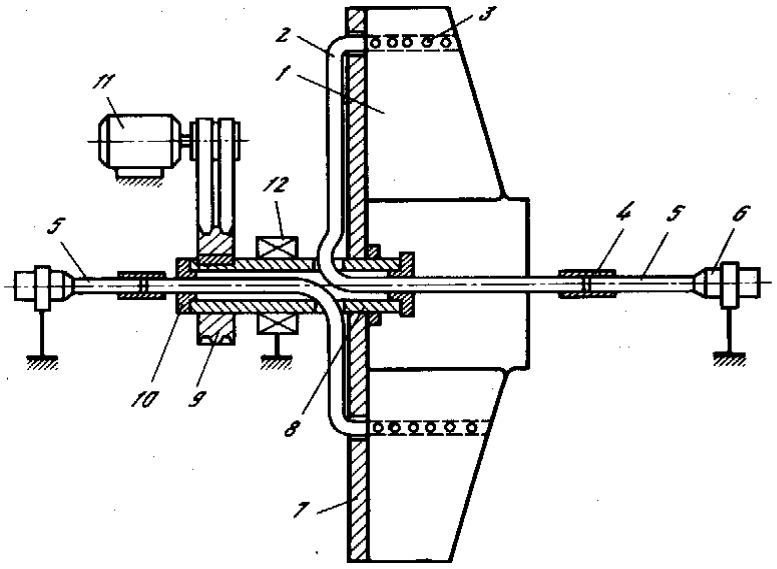


Рис.2. Схема установки для измерения пульсаций давления
1 – лопасть колеса; 2 – вращающаяся часть волновода; 3 – отборные отверстия; 4 – сальниковое уплотнение; 5 – неподвижная часть волновода; 6 – приемник давления; 7 – несущий диск колеса; 8 – полый вал; 9 – приводной шкив; 10 – центрирующая шайба; 11 – двигатель; 12 – шарикоподшипник

Проведенные измерения по распределению величины пульсаций давления по всей поверхности лопасти с обеих ее сторон при вращении рабочего колеса показали, что наиболее мощный источник пульсаций давления, а, следовательно, и шума находится на входных кромках рабочего колеса, где происходит резкий поворот засасываемого воздуха. По величине пульсаций давления в соответствии с формулой Керла (1) рассчитана сила, действующая на лопасть, и соответствующее ей излучение. Была также подсчитана полная сила, действующая на язык, по амплитудным и фазовым характеристикам пульсаций давления на языке, измеренным с помощью акустических зондов, приемное отверстие которых было заделано заподлицо с внутренней поверхностью языка. Оказалось, что значение силы, действующей на язык, близко к значению флуктуирующей силы на лопастях, т.е. дискретная составляющая в излучении на лопастной частоте обязана своим происхождением двум равноценным источникам. Из экспериментов и расчетных оценок со всей очевидностью следует, что пульсации давления на языке не являются единственным механизмом, который влечет за собой появление дискретной составляющей в спектре шума вентилятора. Столь же важный механизм генерации шума на частоте дискретной составляющей связан с пульсациями давления на лопастях, и при расчете излучения из вентилятора на лопастной частоте нужно учитывать наличие этих двух источников. Попутно отметим, что все мероприятия, направленные на уменьшение излучения от языка, как-то: увеличение расстояния между

языком и лопастями, скругление кромок языка и др. благоприятно сказываются и на уменьшении излучения от лопастей.

Помимо тональных составляющих при работе вентилятора создается и шум со сплошным спектром, на долю которого приходится не менее половины всей акустической мощности, создаваемой вентилятором. Сплошная часть спектра имеет, как правило, низкочастотный характер (до 3 -5 кГц) с характерными максимумами и минимумами в его спектре. Широкополосный шум может быть обусловлен различными причинами, а именно: срывом потока в проточной части вентилятора и сходом вихрей с задних кромок лопаток (вихревой шум), пульсациями давления в турбулентном пограничном слое на поверхностях вентилятора, обтекаемых потоком (шум пограничного слоя), и пульсациями давления в турбулентной струе (турбулентный шум).

Однако, до сих пор нет аргументированного мнения по поводу того, какой из источников вносит наибольший вклад в общую излучаемую мощность и каково местоположение этого источника внутри корпуса вентилятора. Кроме того, не дано объяснения некоторым закономерностям в излучении шума центробежными вентиляторами, например, известному экспериментальному факту, что шум со стороны нагнетания всегда больше, чем со стороны всасывания и что спектры шума со стороны всасывания и нагнетания различны.

Объяснение этих явлений и определение наиболее значимых источников шума, было осуществлено нами путем подробных экспериментальных исследований роли каждого из элементов вентилятора в образовании широкополосного шума.

Для определения влияния корпуса вентилятора в образовании широкополосного шума были выполнены сравнительные измерения шума, создаваемого свободным лопаточным колесом и колесом в корпусе. Для свободного лопаточного колеса в диапазоне частот 20 Гц – 5 кГц спектр является практически гладким, и далее плавно (3дБ на октаву) стремится к нулю, а дискретные составляющие выражены слабо. При наличии корпуса характер спектра шума резко меняется. Во-первых, в спектре появляются ярко выраженные дискретные составляющие на лопастной частоте и ее гармониках. Во-вторых, широкополосная часть спектра становится изрезанной, с более или менее размытыми максимумами. Дискретные составляющие по мере увеличения скорости вращения колеса смещаются в сторону более высоких частот. Широкополосные максимумы не меняют своего положения при увеличении числа оборотов, что говорит о том, их появление связано с акустическими явлениями в корпусе вентилятора, а не с вихревыми процессами. Если же дискретная составляющая шума попадает на широкополосный максимум, ее уровень значительно возрастает.

Метод выявления основных причин возникновения широкополосного шума вентиляторов, принятый в данной работе, заключался в сравнении

параметров пульсаций давления на различных поверхностях вентилятора, которые согласно теории Керла определяют излучение.

Прежде всего, для всех четырех испытанных вентиляторов на частоте каждого широкополосного максимума было проведено подробное измерение спектральных и фазовых характеристик пульсаций давления на обечайке корпуса посредством заделанного заподлицо с поверхностью приемником давления, который мог перемещаться по ней, как это осуществлялось при изучении дискретной составляющей. Для примера на рис.3 приведен спектр пульсаций давления в одной из точек на обечайке корпуса вентилятора 25/25 ЦСУ.

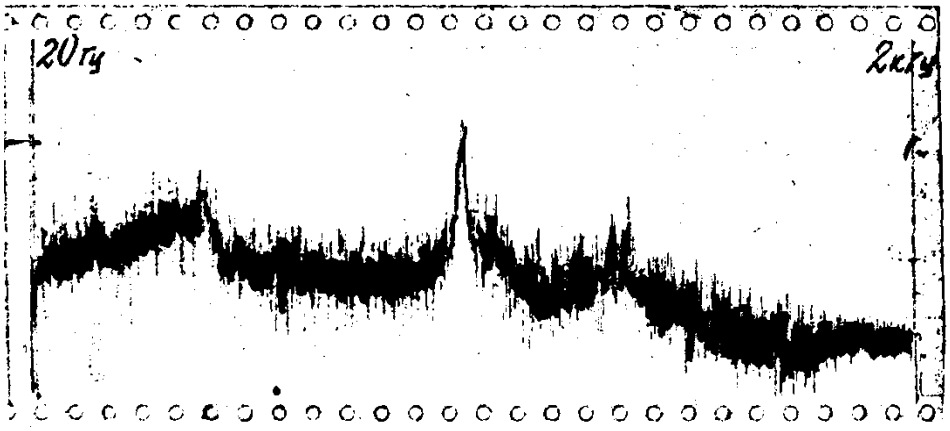


Рис. 3. Спектр пульсаций давления на обечайке корпуса

В спектре просматриваются и дискретные частоты, и ряд широкополосных максимумов. Как в пульсациях давления, так и в спектре шума на нагнетании, широкополосные максимумы в отличие от дискретных составляющих не меняют своего положения при изменении числа оборотов колеса. Более того, сравнение спектров шума на выходе вентилятора и пульсаций давления на корпусе показало, что широкополосные максимумы находятся примерно на одних и тех же частотах. Поведение широкополосных максимумов в спектре пульсаций давления свидетельствует о том, что, как и в шумовых характеристиках, они связаны с резонансными акустическими явлениями внутри корпуса. Если бы широкополосные максимумы были связаны со срывным характером течения по обечайке, то они смещались бы по частоте с изменением числа оборотов (скоростью обтекания поверхности потоком воздуха), но этого не происходит.

Для расчета резонансных частот объема корпуса в случае, когда размеры вентилятора малы по сравнению с длиной волны, его можно представить в виде резонатора Гельмгольца. Тогда давление внутри корпуса вентилятора и на его поверхности для нулевой моды должно быть примерно однородным и синфазным. Для более высоких мод колебаний характерно наличие узловых линий по r, φ и b, если корпус вентилятора грубо представить в виде отрезка

цилиндра со средним радиусом r и шириной b, а угол φ отсчитывать в плоскости вращения колеса. Определив число и положение узловых линий для тех или иных резонансных колебаний объема, можно судить о том, какая мода в нем возбуждена. Для каждой из резонансных частот объема корпуса был измерен коэффициент корреляции между пульсациями давления на стенке корпуса и звуком, излучаемым в выхлопное и всасывающее отверстие. Сопоставление спектров шума на всасывании и нагнетании показало, что на нагнетании довольно хорошо выражены все максимумы, присутствующие в спектрах пульсаций давления на обечайке корпуса, а со стороны всасывания они практически не заметны кроме резонанса, соответствующего нулевой моде. В то же время на всасывании появляется новый резонанс, который не проявляется на нагнетании и менее заметен в спектре пульсаций давления. Измерение для этого резонанса положения узловых линий по корпусу показали, что для этой моды колебаний есть узел по b и один узловой диаметр по φ, т.е. мы имеем дело с модой, которая может излучаться во всасывающее отверстие, но не излучается в сторону нагнетающего.

Таким образом, различные моды собственных резонансных колебаний корпуса дают неодинаковый вклад в уровень излучаемого звука в сторону нагнетающего и всасывающего отверстия. Так, наиболее сильно возбужденные моды, имеющие узловые диаметры, проходящие через всасывающее отверстие, плохо излучаются в его сторону в силу равенства нулю средней объемной скорости по сечению отверстия и хорошо излучаются в сторону нагнетающего отверстия. В то же время моды, имеющие узловые плоскости по ширине корпуса, т.е. проходящие через нагнетающее отверстие, плохо излучаются в его сторону и хорошо в сторону всасывания. В зависимости от соотношения между числом и степенью возбуждения тех или иных мод, связанных с характером возбуждающих сил и конфигурацией резонирующего объема, разного для разных вентиляторов, определяется и характер спектра на всасывании и нагнетании и разница в их уровнях.

Чтобы определить, как влияет на общую излучаемую мощность вентилятора совпадение дискретной лопастной частоты с частотами акустических резонансов объема корпуса, была измерена зависимость общего уровня шума в полосе частот 20 Гц – 20 кГц от числа оборотов рабочего колеса и уровня дискретной составляющей на лопастной частоте в полосе 4 Гц. Для примера на рис.4 приведена зависимость широкополосной и дискретной составляющей от числа оборотов колеса для вентилятора 40/25.

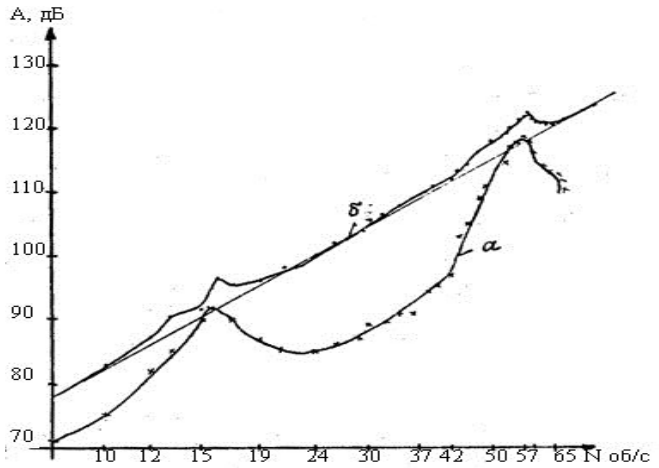


Рис. 4. Зависимость широкополосной (б) и дискретной составляющей (а) шума от числа оборотов колеса для вентилятора 40/25 ЦСУ

Видно, что наибольшее увеличение амплитуды дискретной составляющей (примерно на 15 дБ) для данного вентилятора с шестью лопастями происходит при N=16 об/с и 57 об/с, что соответствует положению широкополосных максимумов в районе 90 и 340 Гц. При совпадении лопастной частоты с частотами собственных резонансов объема корпуса, помимо возрастания уровня дискретной составляющей, происходит увеличение и общего уровня шума на величину около 5 дБ. Аналогичное повышение уровня дискретной составляющей и общего уровня шума при совпадении частоты дискретной составляющей с частотой какого–либо широкополосного максимума наблюдалось и для вентиляторов других типов.

Следующим этапом исследований было выяснение вклада в излучаемый шум остальных элементов вентилятора, обтекаемых потоком. В первую очередь это относится к вращающимся лопастям как источникам широкополосного шума вентилятора, поскольку их роль в излучении на частоте дискретной составляющей уже выяснена. Измерение пульсаций давления на вращающихся лопастях в широкой полосе частот проводилось на той же установке и для тех же вентиляторов, что и для дискретных составляющих.

Как было показано ранее, в излучении звука на лопастной частоте язык и лопасти вентилятора играют равноценную роль. Интересно сравнить их значимость в излучении широкополосного шума.

С этой целью по всей длине языка через проделанные в нем отверстия с помощью зондов было измерено распределение общего уровня пульсаций давления. Как показали измерения, по своему уровню пульсации давления на языке в широкой полосе частот, по крайней мере, в два – три раза превышают уровни пульсаций на лопастях. Однако, характерный масштаб корреляции на языке меньше, чем на лопастях для одних и тех же участков частотного диапазона. В силу этого, как показали проведенные оценки излучения от

языка, оно гораздо меньше, чем излучение от лопастей. Этому способствовали два фактора: малый масштаб зоны корреляции на языке и сравнительно малая площадь поверхности языка по сравнению с площадью лопастей.

Помимо измерений пульсаций давления на вращающихся лопастях, обечайке корпуса и языке были измерены пульсации давления и их спектр на всех остальных поверхностях вентиляторов, обтекаемых потоком воздуха.

Измерения пульсаций давления на вращающихся покрывном и несущем дисках рабочего колеса вентилятора для вентиляторов разных серий проводились по той же схеме, что и для вращающихся лопастей. Во всех случаях в широкополосной части спектра пульсации давления на покрывном диске уступают пульсациям на входных кромках колеса в среднем в 5 раз, а на несущем диске в 3 раза.

Пульсации давления на боковых стенках корпуса исследуемых вентиляторов были сравнимы по уровню с пульсациями на обечайке. Корреляционные измерения на боковых стенках указывают на то, что, как и для обечайки, значительная доля энергии пульсаций на стенках корпуса приходится на акустические волны для всех испытанных вентиляторов.

Кроме измерений пульсаций давления на всех движущихся и неподвижных элементах вентилятора, были проведены эксперименты по определению роли турбулентности потока на его входе. Для этого на входе вентилятора была установлена мелкоячеистая сетка с целью разбить крупные вихри в турбулентном потоке на входе.

Измерения пульсаций давления в точке лопасти, расположенной близко к входной кромке, показали, что при наличии сетки общий уровень пульсаций давления уменьшился. Такое же уменьшение пульсаций давления произошло и на внутренних стенках корпуса вентилятора. При этом, как показали спектральные измерения, уменьшение уровня пульсаций давления осуществляется во всем частотном диапазоне от 20Гц до 1кГц. Одновременно с этим происходит и уменьшение общего уровня шума на всасывании и нагнетании в широкой полосе частот.

Таким способом можно воздействовать на турбулентность на входе в вентилятор и обратить ее влияние на пользу, а не во вред.

Подводя итог исследованию возникновения широкополосного шума вентиляторов, можно сделать вывод, что, несмотря на наличие некоторых особенностей для вентиляторов разного типа, для них существуют и общие закономерности в образовании и излучении шума:

1. Наиболее мощный источник пульсаций давления находится на входных кромках лопастей с всасывающей стороны, что вызвано резким изменением направления потока воздуха на входе в рабочее колесо. Этот источник играет главенствующую роль в образовании шума вентиляторов.

2. Пульсации давления на обечайке и боковых стенках корпуса исследуемых вентиляторов сравнимы по уровню. При этом значительная доля

энергии пульсаций на обечайке и стенках корпуса приходится на акустические колебания, связанные с резонансами объема внутри корпуса вентилятора. Степень возбуждения акустических колебаний зависит от интенсивности пульсаций давления на входных кромках лопастей и в потоке на выходе из межлопаточных каналов колеса.

3. В спектре пульсаций давления на обечайке и стенках корпуса вентилятора и в излучаемом шуме четко проявляются широкополосные максимумы, соответствующие резонансным частотам объема корпуса. Между пульсациями и шумом на частотах широкополосных максимумов существует жесткая корреляционная связь.

4. Совпадение дискретной составляющей на лопастной частоте с частотой какого-либо широкополосного максимума приводит к значительному увеличению уровня излучения на этой частоте, а также и к увеличению общего уровня шума.

5. Различные моды собственных резонансных колебаний объема дают не одинаковый вклад в уровень излучаемого шума в сторону нагнетающего и всасывающего отверстия в зависимости от расположения узловых линий. Это и объясняет разницу в уровнях и спектральном составе шума на всасывании и нагнетании.

6. В излучаемый вентилятором широкополосный шум вносят свой вклад также пульсации давления в турбулентном пограничном слое на стенках вентилятора, пульсации на лопастях и языке корпуса, но они малы по сравнению с пульсациями на обечайке и боковых стенках корпуса, вызванными резонансными акустическими колебаниями.

7. Установка мелкой сетки на входе в вентилятор способствует уменьшению величины пульсаций давления на входных кромках лопастей и боковых стенках вентилятора и тем самым к уменьшению уровня излучаемого шума.

Способы снижения шума вентиляторов в источнике его возникновения.

Для снижения шума вентиляторов в источнике существует несколько направлений, описанных в литературе. Одно из них состоит в изменении формы элементов конструкции вентилятора с целью обеспечения наиболее плавного обтекания неподвижных и движущихся частей вентилятора. Второе – в снижении шума пассивными методами с помощью звукопоглощающих материалов.

Остановимся здесь только на тех экспериментах, которые не описаны в литературе, но которые на основании проведенных нами исследований способствуют снижению шума в источнике его возникновения и выбору наименее шумных вентиляторов, обеспечивающих заданные аэродинамические параметры [7].

Поскольку, как было показано, интенсивность возбуждения акустических колебаний зависит также и от интенсивности пульсаций давления на выходе из межлопаточных каналов колеса, было проведено сравнение по шумности вентиляторов с разными формами лопастей.

Сравнивались вентиляторы серии ЦСУ 25/25 и 10/40 с разными аэродинамическими схемами, но рассчитанными на одну и ту же производительность и давление. При этом с целью выбора наименее шумных форм лопастей рабочего колеса в каждой серии исследовался шум вентиляторов с лопастями загнутыми вперед, назад и радиально оканчивающимися при условии работы вентиляторов в равных рабочих точках.

Для всех сравниваемых вентиляторов с разными лопастями была обеспечена одна и та же нагрузка сети, равные расходы воздуха и идентичные условия с точки зрения акустических измерений. Измерены общие уровни давлений в полосе 20Гц – 20кГц и спектральный состав шума в полосе 4Гц и в третьоктавных полосах, как со стороны всасывания, так и со стороны нагнетания. В обоих случаях наименее шумными оказались вентиляторы с радиально оканчивающими лопастями, а наиболее шумными – с лопатками загнутыми вперед, что наглядно видно из таблицы 1.

Таблица 1

Тип вентилятора	25/25 с 6 лопастями загнутыми назад	25/25 с 16 лопастями загнутыми вперед	25/25 с 32 лопастями типа ”сирокко”	25/25 с 24 лопастями радиально оканчивающимися
Шум на нагнетании, дБ	93	104	95	90
Шум на всасывании, дБ	90	94	87	86
Число оборотов об/с	50	48	50	50

Испытания вентиляторов типа 10/40 показали, что, как и для предыдущих типов, наименьший шум создают вентиляторы с радиально оканчивающимися лопастями, хотя как соотношение между количеством лопастей, так и другие конструктивные особенности у вентиляторов этих двух серий были разными. Это обстоятельство говорит в пользу того, что на шумность вентилятора в большей степени влияет кривизна лопасти, от которой зависит интенсивность пульсаций давления на выходе колеса, а не

количество лопастей. Подтверждением этому служит и то, что в серии вентиляторов 25/25 шум на нагнетании у вентилятора типа “сирокко” с 32-мя лопастями на 5дБ больше, чем для вентилятора с 24-мя радиально оканчивающимися лопастями, хотя считается, что увеличение числа лопастей должно способствовать уменьшению уровня излучаемого шума. Для вентиляторов серии 10/40 эта разница составила 8дБ. Из проведенных экспериментов следует, что для снижения шума в источнике при проектировании вентиляторов на одну и ту же производительность и давление нужно отдавать предпочтение вентиляторам с радиально оканчивающимися лопастями.

Еще одно мероприятие, относящееся к разряду уменьшения шума за счет конструктивных изменений вентилятора, способствующих уменьшению пульсаций давления на выходе лопаточного колеса, заключается в увеличении переднего и заднего диска колес центробежного вентилятора. В литературе имеются отдельные сообщения о том, что увеличение по диаметру переднего и заднего диска лопаточного колеса, диаметр которого остается неизменным, колесо становится более высоконапорным. С целью проверки, как такая модернизация колеса скажется на его шумности, были изготовлены видоизмененные лопаточные колеса для вентилятора серии ЦСУ 6,3/40 с радиально оканчивающимися лопастями. Основная модель лопаточного колеса имела диаметр 450мм, а диаметр увеличенных дисков был равен 600мм. Аэродинамические измерения показали, что колесо с увеличенными дисками развивает большее давление, чем колесо с нормальными дисками при равенстве числа оборотов обоих колес. При этом шум в рабочей точке вентилятора с увеличенными дисками оказался на 5дБ ниже шума колеса без дисков.

Кроме мероприятий по уменьшению шума вентилятора за счет конструктивных изменений его элементов, были испытаны способы снижения шума путем воздействия на аэродинамические источники его возникновения.

Как показали предыдущие измерения, на входных кромках лопастей находится наиболее мощный источник пульсаций давления, вызванный резким поворотом засасываемого потока. Обеспечение по возможности наиболее плавного перехода засасываемого потока в рабочее колесо должно привести к уменьшению уровня пульсаций на входных кромках и излучаемого вентилятором шума. Это удалось осуществить с помощью регулировки длины входного патрубка, через который воздух поступает в рабочее колесо. Эксперимент проводился с вентилятором 10/63 ЦСУ. Глубина всасывающего патрубка регулировалась в некоторых пределах с помощью соответствующих насадок. При этом регистрировался общий уровень звука на нагнетании вентилятора. Оказалось, что существует оптимальная величина глубины захода патрубка в колесо Δl, при которой уровень излучаемого шума минимален. При дальнейшем заглублении патрубка он снова возрастает. В оптимуме уменьшение общего уровня шума составило 4дБ, а дискретной

составляющей на лопастной частоте примерно 10дБ по сравнению со стандартным патрубком (рис.5).

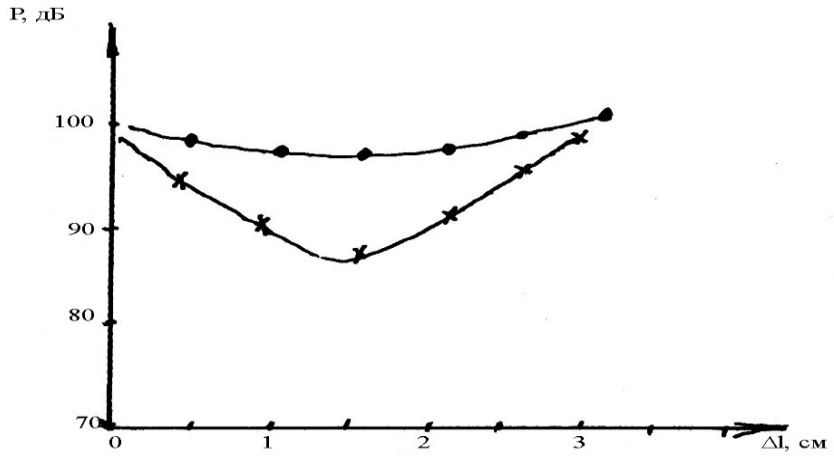


Рис.5. Зависимость общего уровня шума и дискретной составляющей на лопастной частоте от длины всасывающего патрубка. - общий уровень шума, х х х – дискретная составляющая.

Оба последние эксперимента не претендуют на исчерпывающую полноту исследований, но подтверждают важность плавного входа воздуха в рабочее колесо, которое способствует уменьшению пульсаций давления самого мощного источника на входных кромках лопастей и тем самым уменьшению уровня широкополосного шума.

Влияние начальной турбулентности на входе в вентилятор на уровень пульсаций давления и излучаемый звук было проверено на вентиляторе 40/25 путем сравнительных измерений при наличии сетки и без нее. Сравнение проводилось при одних и тех же оборотах рабочего колеса и одинаковых расходах. В одном случае к всасывающему патрубку трубопровод подсоединялся непосредственно, а во втором – между входным патрубком и трубопроводом размешалась мелкая капроновая сетка. Измерения пульсаций давления в точке лопасти, расположенной близко к входной кромке, показали, что при наличии сетки общий уровень пульсаций давления уменьшился на 3дБ. Такое же уменьшение пульсаций давления произошло и на внутренних стенках корпуса вентилятора. При этом, как показали спектральные измерения, уменьшение уровня пульсаций давления осуществляется во всем частотном диапазоне от 20Гц до 1кГц. Одновременно с этим произошло и уменьшение общего уровня шума на нагнетании в широкой полосе частот на 2,5 дБ.

Еще одной мерой для снижения шума в источнике его возникновения является облицовка корпуса с его внутренней стороны звукопоглощающим материалом. Такие методы снижения шума применяются на практике. Нами рассмотрено действие звукопоглощающего материала на уровень и

спектральный состав шума вентилятора с точки зрения изменения импеданса его стенок.

Для выяснения механизма действия импеданса стенок на шум было проведено сравнение характеристик шума стандартного вентилятора 10/63 с металлическим корпусом и вентилятора, корпус которого был изготовлен из пенополиуритана толщиной 60мм при сохранении неизменными внутренних обводов вентилятора. Рабочее колесо и несущий и покрывной диск были оставлены металлическими. Кроме того, внутренняя поверхность корпуса из пенополиуритана была покрыта перфорированными стенками из дюралюминия для придания жесткости конструкции.

Сравнение характеристик показало, что при наличии звукопоглощающего корпуса широкополосные максимумы на резонансах объема корпуса сглаживаются, одновременно уменьшается и уровень дискретной составляющей. За счет уменьшения уровня шума на резонансах объема существенно (на 12дБ) уменьшился и излучаемый шум в широкой полосе частот 20Гц – 20кГц.

Для проверки влияния импеданса стенок вентилятора на излучаемый им шум обечайка корпуса и покрывной диск с внутренней стороны вентилятора были покрыты оцинкованным железом. Теперь изменилась жесткость корпуса по сравнению со стандартным вентилятором, но акустический импеданс стенок приблизился к импедансу стандартного вентилятора. В этом случае излучаемый вентилятором шум был таким же, как и у стандартного вентилятора и по общему уровню и по спектру. Таким образом, было показано, что на изменение уровня излучаемого шума вентилятора влияет изменение акустического импеданса его стенок.

В целом применение звукопоглощающих покрытий внутри корпуса вентилятора является довольно эффективным средством для снижения уровня широкополосного шума. Как будет показано дальше, использование звукопоглощающих покрытий способствует и уменьшению вибраций корпуса вентилятора.

Источники вибраций центробежных вентиляторов

Уровень и спектральный состав вибраций воздуходувных машин, как и любой другой механической системы, зависит как от динамических свойств системы, так и от величины и характера возбуждающих сил. Можно указать несколько причин, вызывающих вибрации в системе вентилятор – электродвигатель. Это механические силы, связанные с неуравновешенностью отдельных элементов конструкции при работе двигателя и вращении колеса вентилятора, электромагнитные силы, связанные с работой двигателя, и силы аэродинамического происхождения, обусловленные нестационарными процессами в корпусе вентилятора. Для успешной борьбы с вибрациями желательно не только выяснить причины их возникновения, но и установить, какие из них являются доминирующими.

Для определения вклада сил аэродинамического и механического происхождения в виброактивность системы была разработана и изготовлена специальная вакуумная установка. Поскольку в вакууме аэродинамические силы отсутствуют, с помощью этой установки можно разделить вибрации, создаваемые разными источниками возмущающих сил. Установка представляет собой цилиндрическую герметичную камеру объемом около 1 $м^3$, в которой можно было создавать разрежение с помощью вакуумного насоса. Схема установки представлена на рис.6.

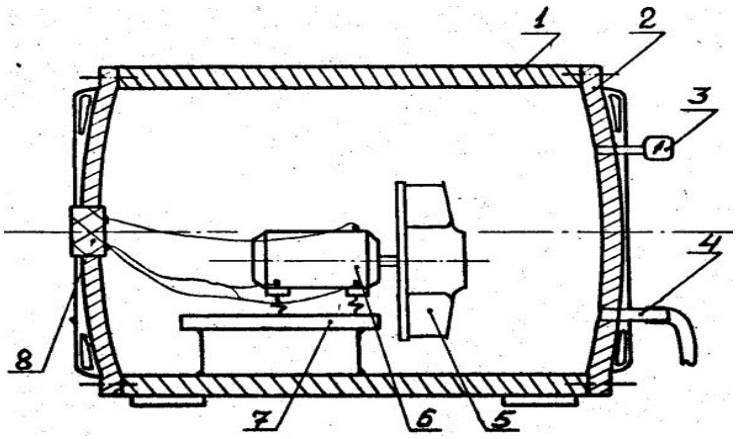


Рис.6. 1 - вакуумная камера, 2 - съемная крышка, 3 - вакуумметр, 4 - штуцер, 5 - колесо вентилятора, 6 - электродвигатель на амортизаторах, 7- фундаментальная плита, 8 – блок разъемов

В качестве объекта исследований были взяты несколько типов центробежных вентиляторов. Сравнивались общие уровни и спектральный состав вибраций в узкой (4Гц) и широкой полосе частот для одних и тех же точек вентиляторов при наличии и отсутствии воздуха в камере.

Измерение спектрограмм вибраций на лапах электродвигателя при работе вентилятора в вакууме и в воздухе показало, что при наличии аэродинамической нагрузки, т.е. в воздухе, в области средних частот (до 1 кГц) уровень вибраций несколько выше, чем в вакууме. Кроме того, на лапах проявляется дискретная составляющая на лопастной частоте вентилятора. Таким образом, на лапах электродвигателя в возбуждении вибраций играют роль и механические, и аэродинамические источники.

Измерение спектральных характеристик вибраций, полученные на вакуумной установке, позволяют судить о влиянии сил аэродинамического происхождения на виброактивность центробежного вентилятора, но не дают возможности оценить величину этих сил. Для более детального исследования источников вибраций дальнейшие исследования проводились на специально созданном открытом стенде на территории Волжской научной станции Акустического института.

Схема измерительного стенда представлена на рис.7.

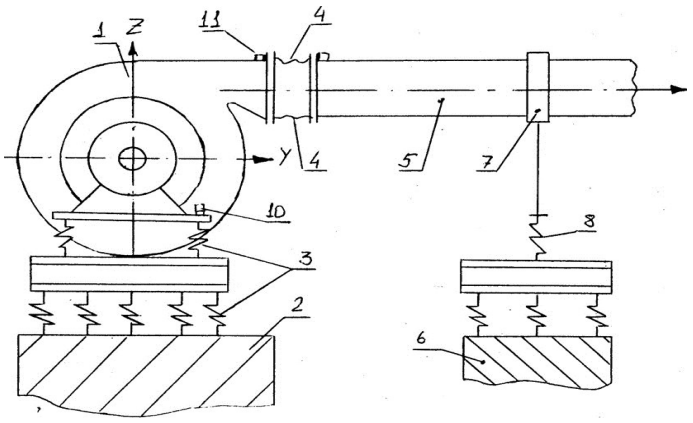


Рис. 7. Стенд для измерения вибраций

Стандартный центробежный вентилятор (1) устанавливался на массивный железобетонный фундамент (2) через стандартные амортизаторы типа АКСС (3). К всасывающему и нагнетающему отверстию вентилятора через гибкие эластичные прокладки (4) крепились воздуховоды (5), опирающиеся на дополнительные фундаменты (6) через виброизолирующие подвески и амортизаторы (7,8). Номинальный режим работы вентилятора устанавливался с помощью дросселя. Измерение вибраций осуществлялось как на опорных связях (10) , так и на не опорных (11) в трех взаимно перпендикулярных направлениях. Уровень вибраций измерялся и в третьоктавных полосах и в полосе 4 Гц. Эксперименты проводились с вентиляторами разной аэродинамической мощности серии ЦСУ (от вентилятора 2,5/10 до 40/16 и 10/63) и соответственно с этим с электродвигателями разной мощности и массы. Но для всех этих вентиляторов с некоторыми несущественными отклонениями наблюдались общие закономерности в причинах возбуждения вибраций.

Для определения источников вибраций на опорных связях проводились сравнительные измерения спектров вибраций полностью собранного вентилятора и вентилятора со снятым рабочим колесом. В последнем случае отсутствует поток воздуха через вентилятор и, следовательно, ликвидированы аэродинамические силы. Кроме того, значительно ослаблены электромагнитные силы, так как двигатель работает практически в режиме холостого хода.

Измерения показали, что в высокочастотной области (от 1,25 до 10 кГц) вибрации практически не зависят от наличия или отсутствия рабочего колеса, т.е. от присутствия аэродинамических и магнитных сил. Это свидетельствует о том, что в таком диапазоне частот вибрации вызваны механическими источниками. В низкочастотном диапазоне (5 – 150Гц) преобладают вибрации на частоте, связанной с числом оборотов двигателя, обусловленные дисбалансом ротора электродвигателя, и решающую роль здесь играют силы механического происхождения. Наибольшее различие в уровнях вибраций при наличии и отсутствии рабочего колеса наблюдается в диапазоне частот

160 – 1000 Гц, особенно сильное на дискретных частотах.

Таким образом, в диапазоне частот 160 – 1000 Гц определяющую роль в вибрациях на опорных связях играют силы аэродинамического происхождения.

Для выявления основных источников вибраций на не опорных связях, в частности, на фланцах, улитке корпуса, покрывном и несущем диске был проведен эксперимент, позволяющий разделить структурные вибрации от электродвигателя и вибрации от аэродинамических источников. С этой целью корпус вентилятора отсоединялся от корпуса двигателя и крепился к вспомогательным опорам так, что между корпусом двигателя и вентилятора образовывалась щель, которая для предотвращения утечки воздуха из корпуса вентилятора закрывалась мягким поролоном.

Измерение спектра вибраций по всем трем осям в разных точках корпуса и на фланцах всасывания и нагнетания при рабочем режиме вентилятора показали, что практически уровень вибраций мало зависит от того, присоединен ли корпус вентилятора к корпусу двигателя. Это указывает на решающую роль аэродинамических источников в возбуждении вибраций на не опорных связях.

Для вентиляторов с ярко выраженной лопастной частотой, она достаточно четко проявляется и в вибрационном спектре. У таких вентиляторов общий уровень вибраций меняется с изменением числа оборотов рабочего колеса не монотонно, а имеет четко выраженные максимумы и минимумы. На рисунке 8 представлен ход зависимости общего уровня вибраций в одной из точек корпуса вентилятора 10/40 ЦСУ от лопастной частоты, равной произведению числа оборотов рабочего колеса N на число его лопастей Z.

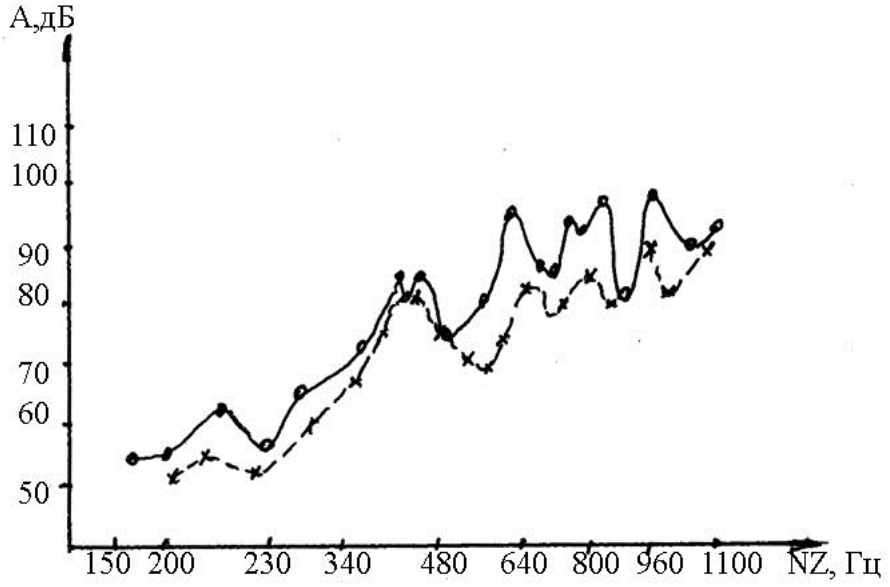


Рис.8. Зависимость общего уровня шума ••• и вибраций ххх от

лопастной частоты

На этом же рисунке для сравнения приведена зависимость общего уровня шума на выходе из вентилятора от величины NZ, для которого характерно наличие максимумов на резонансах объема корпуса. Сопоставление этих кривых показывает, что большинство максимумов для шума и вибраций совпадает. Те же из максимумов в вибрационной кривой, которые не совпадают по частоте с частотами акустических резонансов объема, обязаны своим происхождением совпадению лопастной частоты с собственными резонансами корпуса как жесткой оболочки.

Меры по уменьшению вибраций корпуса вентилятора

Корпус вентилятора является важной частью воздуходувной машины и выполняет вполне определенные функции, направленные на улучшение аэродинамических характеристик агрегата. В связи с этим возможности изменения формы корпуса довольно ограничены, т.к. геометрия внутреннего объема подчинена аэродинамическим условиям, но можно повлиять на уровень вибраций корпуса путем изменения его жесткостных и массовых характеристик.

В области низких частот, при которых корпус вентилятора может рассматриваться как масса, увеличение толщины его стенок (а, следовательно, и его массы) должно повлечь за собой прямо пропорциональное уменьшение вибрационного ускорения при условии неизменности действующих на корпус аэродинамических сил. Однако, в области более высоких частот, когда начинают проявляться собственные колебания корпуса как распределенной системы, увеличение массы корпуса не будет сказываться столь эффективно. Здесь в первую очередь желательно увеличивать жесткость корпуса. Уменьшения уровня вибраций корпуса можно достигнуть также, воздействуя на сам источник сил, возбуждающих вибрации, например с помощью звукопоглощающих материалов.

С целью проверки влияния указанных мероприятий на вибрации на Производственном Объединении “Экватор” (г. Николаев) по нашему заказу были изготовлены три экспериментальных корпуса вентилятора 25/25 ЦСУ с толщиной стенок 5, 6 и 8мм и корпус вентилятора 25/25 ЦСУ со звукопоглощающим материалом внутри корпуса. Корпус со звукопоглотителем был выполнен так, что его внутренние размеры строго соответствовали стандартным, а внешние габариты оказались увеличенными на толщину звукопоглощающего материала. Помимо этого был изготовлен литой корпус вентилятора 10/40 ЦСУ с ребрами жесткости на его поверхности.

Исследование общего уровня вибраций на выходном фланце вентилятора с корпусами различной толщины от числа оборотов колеса показали, что увеличение толщины от 5мм (стандартный корпус) до 6мм ведет к

существенному уменьшению уровня вибраций (величина эффекта ~ 6 дБ). Дальнейшее увеличение толщины корпуса до 8мм практически не сказывается на среднем уровне.

Обращает на себя внимание тот факт, что в области ниже 50об/с общий уровень вибраций для всех корпусов монотонно возрастает и в среднем разность в уровнях вибраций сохраняется для любых оборотах. При оборотах от 50об/с и выше проявляются резонансные максимумы на разных частотах для каждого корпуса, что связано с тем, что при определенных числах оборотов лопастная частота совпадает с частотой собственного резонанса корпуса как оболочки. Для штатного вентилятора, у которого рабочее число оборотов равно 50об/с уровень вибраций на выходном фланце за счет такого совпадения значительно увеличился. Если бы в этом вентиляторе толщина стенок была 6мм, такого совпадения частот на рабочем режиме можно не опасаться, т.к. для этого корпуса частота собственного резонанса лежит выше лопастной частоты.

Эти примеры показывают, сколь важно при разработке вентилятора учитывать вибрационные свойства корпуса, которые, если и не могут быть рассчитаны заранее, могут быть определены экспериментально при отработке опытного образца.

Сравнительные измерения виброактивности штатного вентилятора 10/40 ЦСУ и вентилятора того же типа, но с литым корпусом и ребрами жесткости на покрывном диске показали, что общий уровень вибраций в широкой полосе частот в контрольных точках на несущем диске практически один и тот же для обоих типов вентиляторов. В тоже время на фланцах корпуса имеется существенная разница, как в общем уровне, так и в спектральном составе. Спектр вибраций вентилятора с литым корпусом более богат высокочастотными компонентами, превышающими уровень вибраций штатного вентилятора. В области низких и средних частот, наоборот, более виброактивен щтатный корпус. В целом, в линейной полосе 20Гц – 20кГц вибрации на входном фланце у литого вентилятора на 14 – 15 дБ меньше, чем у штатного, что связано с увеличением его жесткости.

Нанесение звукопоглощающего материала на внутреннюю поверхность корпуса вентилятора должно уменьшить силовые нагрузки со стороны акустического поля и снизить вибрации корпуса.

Проверка эффективности звукопоглощающего покрытия для снижения вибраций корпуса была проведена для вентилятора 25/25 ЦСУ. В качестве звукопоглощающего покрытия использовалась либо маты из минеральной ваты ВТ-4, либо поролон толщиной 40мм. Результаты эксперимента представлены на рис.9 для одной из точек на выходном фланце вентилятора.

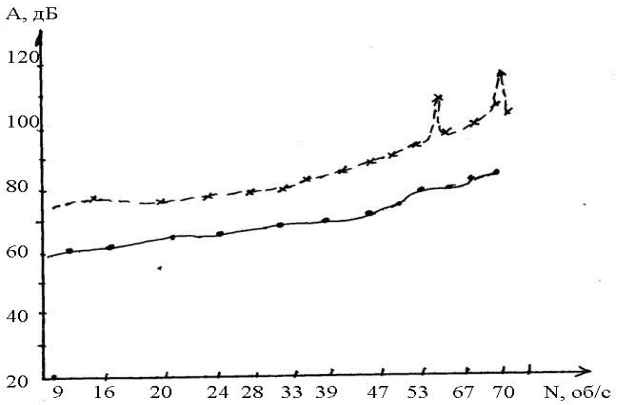


Рис.9. Влияние звукопоглощающего покрытия на снижение вибраций корпуса вентилятора
x x x – стандартный корпус, • • •- корпус с звукопоглощающим покрытием.

Из сравнения графиков зависимости уровня вибраций от числа оборотов видно, что общий уровень вибраций для вентилятора с звукопоглощающим корпусом во всем диапазоне оборотов колеса меньше на 12 – 15 дБ, чем уровень вибраций для стандартного вентилятора. Отсутствуют и острые максимумы, связанные с резонансами стенок корпуса. Это свидетельствует об эффективности применения звукопоглощающей облицовки на внутренней поверхности корпуса вентилятора для снижения его вибраций.Из проведенных измерений по определению источников и способов уменьшения вибраций вентиляторов можно сделать следующие выводы:

1. При работе центробежного вентилятора в области его рабочих режимов вибрации корпуса обусловлены, в основном, действием на его стенки сил аэродинамического происхождения. Вибрации на частоте, связанной с числом оборотов двигателя и его гармониках, могут быть уменьшены улучшением балансировки двигателя и лопастного колеса, хотя их вклад в общий уровень вибраций незначителен.

2. При совпадении лопастной частоты рабочего колеса с собственными резонансными частотами корпуса как оболочки, вибрации корпуса резко возрастают. В связи с этим, для уменьшения вибраций необходимо “рассогласовывать” частоты вибрационных параметров корпуса и лопастной частоты. Определение резонансных вибрационных частот вентилятора лучше всего проводить экспериментально при отработке головного образца вентилятора.

3. Увеличение толщины стенок корпуса в определенных пределах может привести к уменьшению абсолютного уровня вибраций его стенок и фланцев в широкой полосе частот на 5 – 6 дБ.

4. Литой корпус вентилятора обладает меньшей виброактивностью чем стандартный в области низких и средних частот, особенно на выходном и входном фланцах, но большей виброактивностью в области высоких частот (3 – 10кГц), которую легче амортизировать.

5. Размещение внутри корпуса вентилятора звукопоглощающих

покрытий уменьшает одновременно как излучаемый вентилятором шум, так и вибрации корпуса вентилятора на 12 – 15 дБ и является одним из перспективных способов снижения вибраций.

Заключение

Результаты проведенных исследований по снижению шума и вибраций аэродинамического происхождения судовых центробежных вентиляторов и выданные рекомендации были в двухтысячных годах проверены для натурных вентиляторов на стендах ПО “Экватор”. Часть из них была внедрена в производство и способствовала модернизации разрабатываемых вентиляторов с пониженным уровнем шума, что подтверждено соответствующими актами о внедрении. Другая часть была принята во внимание при проектировании новых вентиляторов.

Следует отметить, что, несмотря на то, что эксперименты были проведены с вентиляторами серии ЦСУ, выданные рекомендации были с успехом применены и при разработке малошумных судовых вентиляторов других серий типа РСС: 25/25, 40/25 10/40 40/16 и тоже внедрены в производство. Это привело к снижению шумности указанных вентиляторов на всасывании на 5 дБ, а на нагнетании на 6 – 8 дБ, что также подтверждено соответствующими актами о внедрении.

Закономерности возникновения и методы снижения шумов и вибраций вентиляторов являются универсальными. Эти методы могут быть приняты во внимание не только для судовых, но и других воздуходувных машин, которые присутствуют в составе корабельного и самолетного оборудования, на шахтах горнодобывающей промышленности и практически на любом производственном предприятии. О том, что вопрос о снижении шума вентиляторов остается актуальным в настоящее время свидетельствуют работы, в том числе и иностранных авторов, опубликованные на международных конференциях последних лет [8,9]. Не менее актуальной является и задача снижения вихревого звука при обтекании потоком цилиндрических и профилированных элементов конструкций, в частности, в самолетах [10,11]. Предложенные нами методы снижения вихревого звука с помощью нанесения на тело шероховатых покрытий, которые кроме того уменьшают и лобовое сопротивление тела, может быть использован и в этом, и в ряде других случаев.

Список литературы

1. Curle N. The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound. //Pros. Roy.Sos. London A. 1955. Vol.2. P.505-514.
2. *Баженова Л.А.* К вопросу о механизме возникновения вихревого звука при обтекании потоком неподвижных твердых тел. Сборник трудов научной конференции, посвященной 100-летию А.В. Римского-Корсакова. М.: ГЕОС. 2010, с. 69 – 80.

3. *Баженова Л.А.* Влияние внешних воздействий на характеристики вихревого звука. Акуст. журн., 2012, том 58,№ 4, с. 412-418.
4. *Лямшев Л.М.* Излучение звука упругими оболочками, возбуждаемыми турбулентным потоком. – Акуст. журн., 1961, т.7, N1,с.59.
5. *Римский-Корсаков А.В., Баженов Д.В., Баженова Л.А.* Физические основы образования звука в воздуходувных машинах. М.: Наука, 1988. 173с.
6. *Баженов Д.В., Баженова Л.А., Водопьянов В.Г.*, Римский-Корсаков А.В. Метод исследования нестационарных аэродинамических пульсаций давления на вращающихся лопастях вентилятора. // Акустика турбулентных потоков. М.: Наука, 1983. С.130-136.
7. *Баженов Д.В., Баженова Л.А., Гладилин А.В., Догадов А.А., Миронов М.А*. Шумы и вибрации судовых вентиляционных систем и способы их снижения. Санкт-Петербург: ФГУП “ЦНИИ им.акад. А.Н.Крылова”, 2009г., 125с.
8. *A.Lloyd, N.Peake*. Rotor-Stator Broadband Noise Prediction. 14-th AIAA Aeroacoustics Conference, Vancouver, Canada. 7-9 May, 2008.
9. *Youjun Zhu.* Analysis of Flow Field and Noise Radiated from Axial Fan. The 837th International Congress. October 26-29, 2008. Shanghal - China.
10. *James D. Hogan and Joseph W. Hall*. Experimental Study of Pressure Fluctuations from Yawed Circular Cylinders. AIAA J. Vol.49, No11, 2011.
11. *Зайцев М.Ю., Копьев В.Ф.* Механизм излучения звука турбулентностью вблизи твердого тела. // Механика жидкости и газа, №1, 2008.

Влияние места расположения вибропоглощающего покрытия на его эффективность

Смольников В.Ю.[1], Кудаев А.В.[2]
[1.] Крыловский государственный научный центр
[2.] Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

Аннотация: Проведены исследования по экспериментальному определению вибровозбудимости стальных пластин одинаковой и разной толщины без диссипативного слоя между ними и при его наличии. Рассмотрены два варианта нанесения диссипативного слоя (ближе к центру или ближе к краю пластины) при одинаковой площади нанесения, равной 60% от площади пластины. Приведены графические результаты эксперимента.

Ключевые слова: Вибропоглощающее покрытие, стальные пластины, вибровозбудимость, диссипативный слой

Annotation: Studies on the experimental determination of vibration anxiety of steel plates of the same or different thickness without the dissipative layer between them and when it is available. Two variants of application of the dissipative layer (closer to the center or closer to the edge of the plate) in the 60% of the area of the plate are considered. The graphic results of the experiment are shown.

Keywords: Vibration-absorbing coating, steel plate, vibrodisplacement, dissipative layer

Одним из возможных направлений работ по уменьшению вибрации и шумоизлучения различного рода технических изделий является облицовка их элементов вибропоглощающими покрытиями [1]. Наибольший эффект достигается при нанесении вибропоглощающих покрытий (ВПП) на стержневые, пластинчатые или оболочечные конструкции непосредственно подвергающиеся действию возмущающих усилий со стороны источников вибрации и шума. При этом помимо высокой эффективности ВПП к ним предъявляется требование иметь малые габариты и массу. Соответствующим требованиям удовлетворяют, в частности, армированные ВПП с диссипативным слоем из полимерной плёнки типа ВПС-2,5. Так, существенное (примерно 20-30 дБ в диапазоне частот от 20 Гц до 10000 Гц) уменьшение вибрации и шумоизлучения стальной пластины с размерами 1 м х 0,75 м х $4 \cdot 10^{-3}$ м достигается облицовкой одной из её поверхностей ВПП с армирующей стальной пластиной толщиной $0{,}6 \cdot 10^{-3}$ м и плёнкой ВПС-2,5 толщиной $0{,}1 \cdot 10^{-3}$ м. Известно, что эффект от применения различного рода вибропоглощающих средств зависит от площади их нанесения на демпфируемую конструкцию [2, 3]. Как правило, увеличение этой площади более 60% от площади конструкции практически не приводит к заметному росту эффективности ВПП.

Целью настоящей работы являлось получение ответа на вопрос, где лучше

размещать армированное ВПП с указанной площадью для достижения наибольшей эффективности - вблизи геометрического центра демпфируемого пластинчатого элемента или у его кромок.

Экспериментальные исследования выполнялись с использованием пластинчатого элемента (условно образца) из стали длиной $2{,}8\cdot10^{-1}$м и толщиной $2{,}5\cdot10^{-3}$м. Ширина образца в районе геометрического центра (ГЦ) составляла $8{,}7\cdot10^{-2}$м и уменьшалась к кромкам. Каждая кромка образца с помощью болта и промежуточной гайки толщиной $3\cdot10^{-3}$м крепились к массивному диску толщиной $4\cdot10^{-2}$м. Возбуждение образца миниатюрным вибромолотком осуществлялось в ГЦ.

Уровни вибрации диска при возбуждении образца были соизмеримы с уровнями фоновой помехи намного меньшими уровней вибрации образца, что свидетельствовало о непринципиальном влиянии диска на колебания образца.

На предварительном этапе исследований проводились измерения вибровозбудимости двух пластин одинаковой (2,5 мм и 2,5 мм) и различной (2,5 мм и 1мм) толщины без диссипативного слоя между ними. Эффект снижения уровня первых пяти резонансных максимумов составил в среднем в первом случае 3 дБ, во втором – 17 дБ (рис. 1). Было отмечено, что при испытаниях пластин различной толщины эффект снижения уровней резонансных максимумов был неустойчив и зависел от конструктивных особенностей таких как неровности поверхностей пластин, «провисы» тонкой пластины и т.д. Был сделан вывод, что для лучшего контакта между пластинами и увеличения демпфирующего эффекта следует использовать клейкую полимерную пленку ВПС-2,5.

Размеры испытанного армированного ВПП, устанавливаемого со стороны диска на пластину толщиной 2,5мм: толщина армирующего слоя (сталь) - 10^{-3} м, толщина полимерной плёнки -$1{,}5\cdot10^{-3}$ м. Первоначально внутренний слой полимерной пленки армированного ВПП составлял 100% площади пластины при этом эффект снижения уровней вибровозбудимости пластины в диапазоне частот 0-1600 Гц составил в среднем 36 дБ (рис. 2). При уменьшении площади диссипативного слоя между пластинами до 60% (в случае расположения его в средней части пластины) эффект незначительно уменьшился и составил 34 дБ (см. рис. 3). Был подтвержден тезис, что увеличение площади диссипативного слоя более 60% от площади конструкции практически не приводит к заметному росту эффективности ВПП.

Сопоставлялись эффекты ВПП при двух вариантах нанесения диссипативного слоя площадью поверхности равной 60% от площади пластины: вблизи геометрического центра пластинчатого элемента и у его кромок. Типичные результаты измерений входной вибровозбудимости образца в его средней части при размещении ВПП вблизи ГЦ и у кромок приведены на рисунке 3. Там же изображён спектр входной вибровозбудимости образца без ВПП. Результаты измерений показывают, что средний эффект в полосе частот 0-1600 Гц составляет в среднем 34 дБ и 28 дБ соответственно. При этом на трёх

низших резонансных частотах влияние места размещения ВПП на демпфируемом образце оказалось мало заметным. На более высоких частотах лучшая эффективность ВПП была зарегистрирована при его размещении в средней части образца. В результате был сделан вывод о различном влиянии места установки ВПП на вибрации образца на низких и высоких частотах.

Список литературы

1. *Никифоров А.С.* Вибропоглощение на судах. Л., Судостроение, 1979.
2. *Кирпичников В.Ю.* Вибровозбудимость конструкций и пути её уменьшения. СПб, 2014.
3. *Лужанский Д.А.* Исследование влияния площади нанесения вибропоглощающих покрытий на эффективность гашения колебаний конструкций. XXVII сессия РАО, посвященная памяти А.В. Смольякова и В.И. Попкова, СПб, 16-18.04.2014.

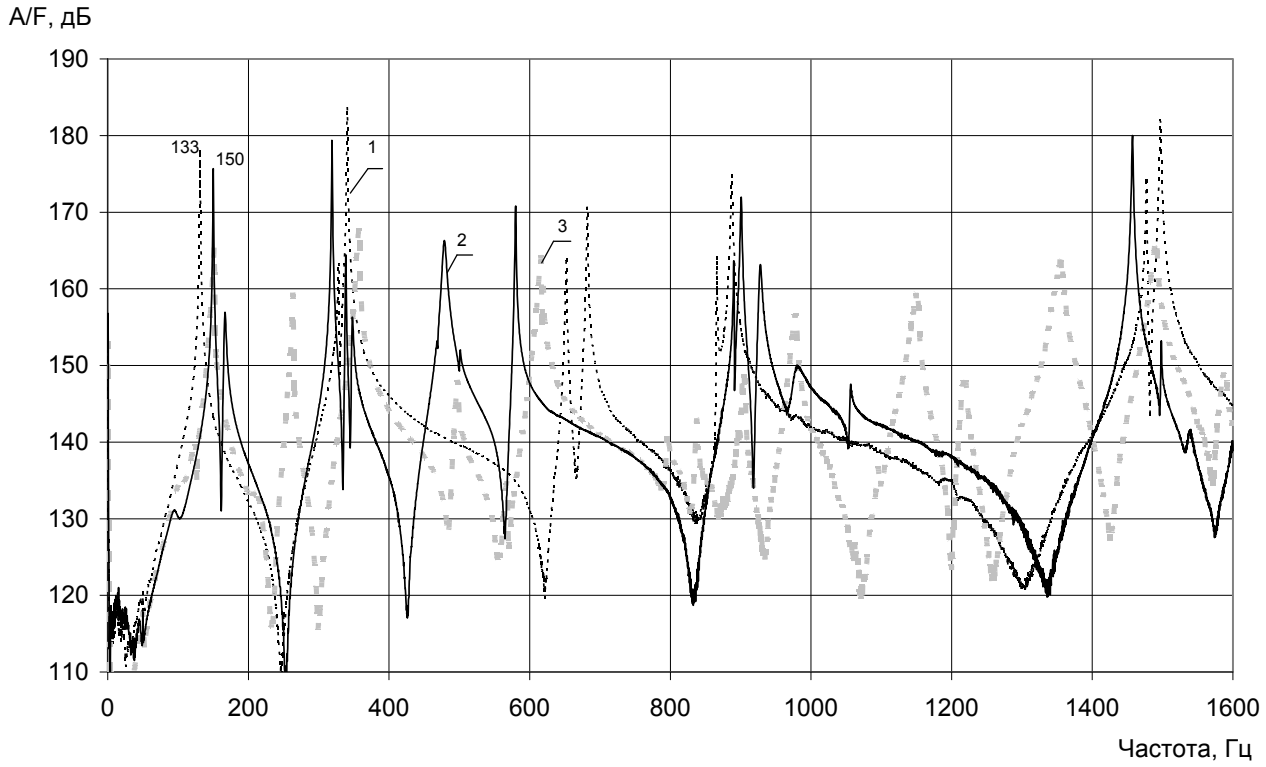


Рис. 1–Входная вибровозбудимость: 1–одна пластина (h=2,5мм); 2– две пластины (h=2,5мм и h=2,5мм); 3–две пластины (h=2,5мм и h=1мм)

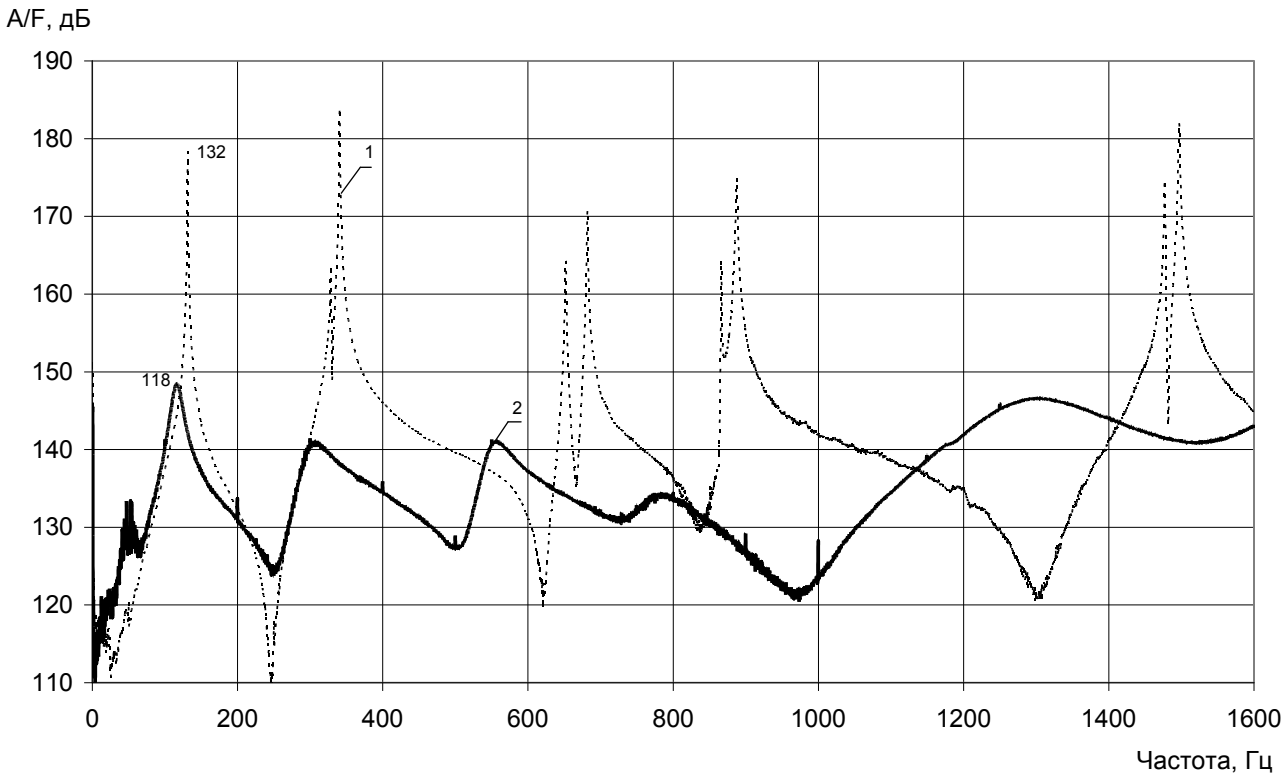


Рис. 2–Входная вибровозбудимость пластины толщиной 2,5 мм при отсутствии (1) и наличии (2,полная облицовка) ВПП

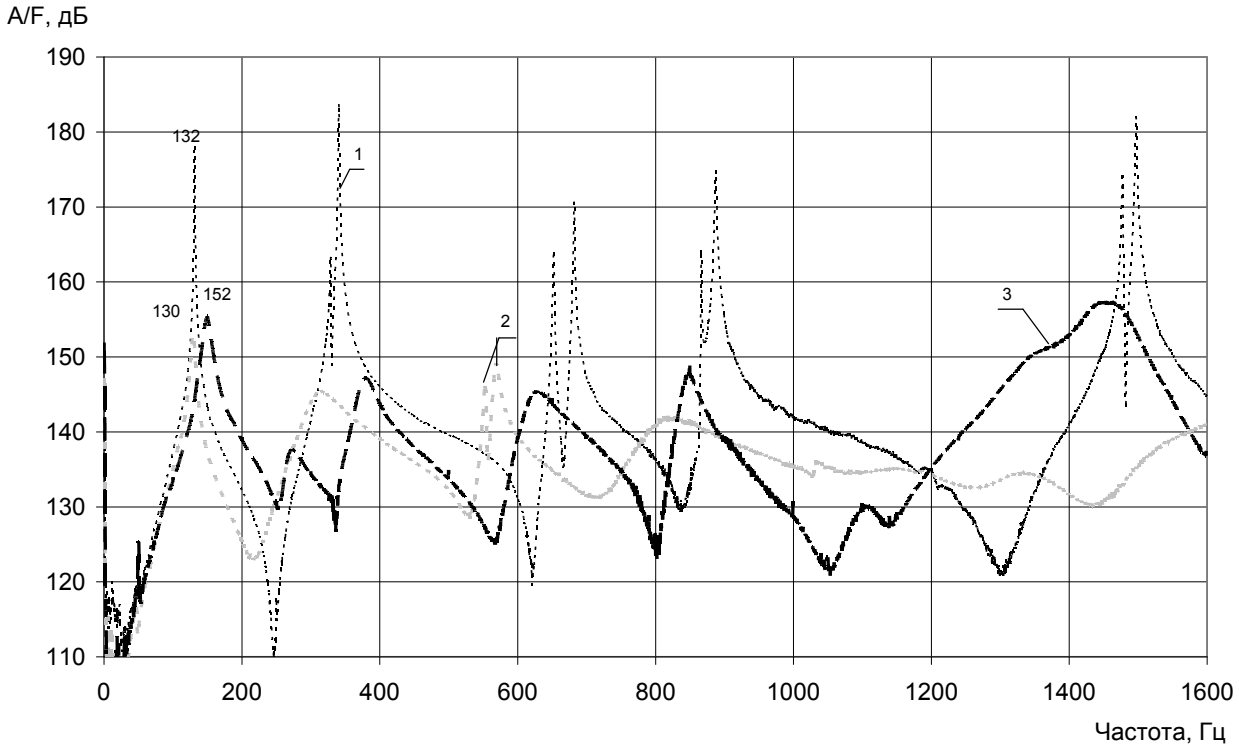


Рис. 3– Типичная входная вибровозбудимость пластины толщиной 2,5 мм без ВВП (1) и при размещении диссипативного слоя ВПП в средней части (2) и у кромок (3)

Приближённая оценка уровней наибольшего звукоизлучения пластинчатых конструкций

Кирпичников В.Ю.[1], Савенко В.В.[1], Дроздова Л.Ф.[2], Кудаев А.В[2]
[1]Крыловский государственный научный центр
[2]Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

Аннотация: Целью настоящего исследования является приближенная оценка наибольших уровней звукоизлучения пластинчатой конструкции с неоднородностями, находящейся в воздухе. Приведены формулы для оценки уровня наибольшего (резонансного) звукоизлучения конструкции при её возбуждении сосредоточенной силой. Выполнены экспериментальные исследования вибровозбудимости и звукоизлучения моделей конструкций. Приведены результаты расчётов и их сопоставление с экспериментальными данными.

Ключевые слова: пластинчатая конструкция, звукоизлучение, вибровозбудимость, резонанс, армирующее покрытие.

The evaluation of the greatest levels of sound radiation lamellar structure

V. Kirpichnikov[1], V. Savenko[1], L. Drozdova[2], A. Kudaev[2]
[1] Krylovskiy State Scientific Center
[2] Baltic State Technical University "VOENMEH" named after D.F. Ustinov

Annotation: The purpose of this study is to evaluate the greatest levels of resonant sound radiation lamellar structure with variations. The analytical expressions for assessing the level of resonant sound radiation structure with its excitation of concentrated power are presented. Experimental research of vibration anxiety and sound radiation of a plate models were made. The results of calculations and their comparison with experimental data are shown.

Keywords: lamellar structure, sound radiation, vibration anxiety, resonant, reinforced cover.

Наличие у инженерных пластинчатых конструкций различного рода неоднородностей (подкрепления, грузы, отверстия, кромки и т.п.) многократно усложняет расчётное определение уровней звукоизлучения в сравнении со случаем их определения при возбуждении таким же усилием бесконечной однородной пластины.

Подход к расчёту звукоизлучения неоднородных, равно как и однородных ограниченных, конструкций, может быть двояким:

- силовой, т.е. через предварительное определение реактивных усилий на неоднородностях;

– компенсационный, когда за излучатели (полосовые и поршневые) принимают колеблющиеся участки, у которых в силу ограниченности конструкции нет соответствующих "антагонистов", т.е. таких же участков с противоположной фазой колебаний.

В обоих случаях расчётные формулы оказываются чрезвычайно сложными, что затрудняет их использование при проведении инженерных расчётных оценок уровней звукоизлучения.

Практический интерес, как правило, представляет оценка наибольших уровней звукоизлучения пластинчатых конструкций с неоднородностями при действии поперечной к их поверхности сосредоточенной силы. Повышенные уровни звукоизлучения пластины с перекрёстным набором подкреплений возникают в случаях, когда частота f силы совпадает с одной из собственных частот (f_{qn}, q и n – числа полуволн в направлениях кромок ячейки) изгибных колебаний ячейки, т.е. участка пластины, ограниченного соседними подкреплениями, а сила приложена в пучности соответствующей формы колебаний.

Целью настоящей статьи является приближённая оценка наибольших уровней резонансного звукоизлучения пластинчатой конструкции с неоднородностями. Суть метода состоит в использовании достаточно простого и подтверждённого многочисленными экспериментами решения задачи о звукоизлучении возбуждаемой сосредоточенной силой бесконечной однородной пластины, которое будем называть нерезонансным, и приближённого определения соотношения уровней резонансного P_p и нерезонансного $P_{нр}$ звукоизлучения реальной конструкции.

В основу оценки положено допущение о пропорциональности величины $\frac{P_p}{P_{нр}}$ отношению уровней вибрации ячейки (однородной конечной пластины) и её бесконечного аналога (пластины с такой же толщиной), а также условному коэффициенту звукоизлучения ячейки, приближённо определяющему частотную характеристику её излучательной способности. С учётом сказанного имеем

$$\frac{P_p}{P_{нр}} = \frac{\upsilon_p}{\upsilon_{нр}}\sigma, \qquad (1)$$

где υ_p и $\upsilon_{нр}$ – уровни вибрации ячейки и её аналога, соответственно;

σ – условный коэффициент звукоизлучения.

Отношение $\frac{\upsilon_p}{\upsilon_{нр}}$ определим, используя выражения входного (в точке приложения силы) механического сопротивления

конечной [1]

$$z_p = \frac{F}{\dot{\upsilon}_p} = \frac{2\pi f_{qn} S m_1 \eta_{qn}}{4} \qquad (2)$$

и бесконечной

$$z_{нр} = \frac{F}{\upsilon_{нр}} = 8\sqrt{m_2 D} \qquad (3)$$

пластин.

В выражениях (2) и (3) приняты следующие обозначения:

υ_p и $\upsilon_{нр}$ – уровни виброскорости в точке действия силы F;

m_1 и m_2 – масса единицы площади конечной и бесконечной пластин;

f_{qn} –собственная частота qn-й моды изгибных колебаний конечной пластины;

D – изгибная жёсткость ($D = \frac{Eh^3}{12\left(1-\sigma^2\right)}$; h – толщина пластин; E и σ – модуль Юнга и коэффициент Пуассона материала);

S – площадь конечной пластины;

η_{qn} – коэффициент потерь колебательной энергии в конечной пластине.

В качестве условного коэффициента звукоизлучения ячейки на резонансной частоте f_{qn} примем отношение соответствующих длин изгибной и звуковой волн $\sigma = \frac{\lambda_{из}}{\lambda_{зв}}$. При $\lambda_{из} = \lambda_{зв}$, что имеет место на критической частоте $f_{кр}$ (частота совпадения), коэффициент σ равен 1. На частотах $f < f_{кр}$ его величина меньше единицы.

Далее рассматривается случай колебаний конструкции в воздухе. Из-за ничтожно малого влияния среды на её колебания массы m_1 и m_2 равны друг другу и определяются величиной $m = \rho h$ (ρ – плотность материала).

Для длин изгибной и звуковой волн используем формулы

$$\lambda_{из} = \frac{10^2\sqrt{h}}{\sqrt{f_{qn}}}, \qquad (4)^*$$

где h и $\lambda_{из}$ выражаются в метрах, f_{qn} – в Герцах;

$$\lambda_{зв} = \frac{c_{зв}}{f_{qn}}, \text{ м} \qquad (5)$$

где $c_{зв}$ – скорость звука в воздухе.

С учётом выражений (1) – (5) имеем

$$\frac{P_p}{P_{нр}} \approx \frac{147 c_{пр} h^{3/2}}{S\eta_{qn} c_{зв} f_{qn}^{0,5}} \qquad (6)$$

где $c_{пр}$ – скорость продольных волн в материале.

Из выражения (6) следует, что отношение $\frac{P_p}{P_{нр}}$ растёт с увеличением толщины и с уменьшением резонансной частоты изгибных колебаний пластины, её площади и коэффициента потерь. (Зависимость отношения от коэффициента потерь η при его больших, нереальных, значениях $\eta \to 1$ вряд ли

* Формула (4) справедлива с высокой точностью только для металлических конструкций.

справедлива, так как при $\eta = 1$ величина P_p равна нулю, а не конечному значению).

Разница между уровнями резонансного и нерезонансного звукоизлучения в децибельном исчислении составит

$$\Delta = 20\lg P_p - 20\lg P_{нр} \approx 30\lg h - 10\lg f_{qn} - 20\lg S - 20\lg \eta_{qn} + 67, \text{ дБ} \qquad (7)$$

При записи выражения (7) использованы скорость продольных волн в металлических конструкциях $c_{пр} = 5000$ м/с и скорость звука в воздухе $c_{зв} = 334$ м/с.

С использованием формул (6) и (7) величины $\frac{P_p}{P_{нр}}$ и Δ для плоской пластинчатой конструкции с типичными толщиной пластины $h = 5\cdot10^{-3}$ м, размерами ячейки в плане 0,6 м × 0,4 м, колеблющейся на низшей резонансной частоте ячейки $f_{11} = 113$ Гц, и коэффициентом потерь $\eta = 0{,}05$ составляют 5,87 и ~15 дБ, соответственно. Значение f_{11} определялось в предположении свободного опирания кромок ячейки с размерами ℓ_1 и ℓ_2 по формуле [1]

$$f_{11} = \frac{\pi}{2}\left(\frac{1}{\ell_1^2} + \frac{1}{\ell_2^2}\right)\sqrt{\frac{D}{m}} \qquad (8)$$

Звуковое давление $P_{нр}$, создаваемое бесконечной пластиной при возбуждении сосредоточенной силой F, определяется известным выражением [2]

$$P_{нр} = \frac{i\rho_в \omega F \cos\theta\, e^{-ikR}}{2\pi R} \cdot \frac{1}{\rho_в c_{зв} + i\omega m \cos\theta\left[1 - \frac{f^2}{f_{кр}^2}\sin^4\theta\right]},$$

где $\rho_в$ – плотность среды, в которой определяется звуковое давление; θ – угол между направлением силы и направлением на точку расчёта звукоизлучения;

R – расстояние между точкой приложения силы к пластине и точкой расчёта; k – волновое число звука в среде, $k = \omega/c_{зв}$; $\omega = 2\pi f$.

При нахождении пластины в воздухе $\omega m >> \rho_в c$, и выражение для наибольшего значения $P_{нр}$ на частотах много меньших критической принимает вид

$$P_{нр} = \frac{\rho_в F}{2\pi R\, m} \qquad (9)$$

С учётом (6), (7) и (9) получаем следующие формулы для приближённой оценки уровня наибольшего (резонансного) звукоизлучения (P, Н/м^2, или P_1, выраженного дБ относительно порогового уровня $2\cdot10^{-5}$ Н/м^2) пластинчатой конструкции с подкреплениями в воздухе

$$P \approx \frac{450\, h^{3/2}\, F}{S\, \eta_{qn}\, f_{qn}^{1/2}\, R\, m} \qquad (10)$$

$$P_1 \approx 147 + 30\lg h + 20\lg(F/F_0) - 20\lg S - 20\lg \eta_{qn} - 10\lg f_{qn} - 20\lg R - 20\lg m, \qquad (11)$$

где $F_0 = 1$ Н.

При записи (10) и (11) учтены значения $c_{пр} = 5000$ м/с, $c_{зв} = 334$ м/с и $\rho_0 = 1{,}2$ кг/м^3.

Формулы (10) и (11) могут быть использованы для оценки наибольших уровней звуковых давлений инженерных конструкций при соблюдении условия $P > 2P_{нр}$. В других случаях в качестве P следует принимать сумму (а в качестве P_1 энергетическую сумму) резонансной и нерезонансной составляющих звукоизлучения.

Уровень наибольшего звукоизлучения на расстоянии $R = 1$ м от стальной конструкции с ранее приведёнными размерами, возбуждаемой гармонической сосредоточенной силой с амплитудой 1 Н и частотой $f_{11} = 113$ Гц, составляет: $P = 0{,}0317$ Н/м^2; $P_1 = 64$ дБ.

Работоспособность формул (10) и (11) проверялась при испытаниях вибровозбудимости и звукоизлучения размещённой в воздухе модели подкреплённой пластинчатой конструкции корпуса транспортного средства (коэффициент моделирования равен ~1/3). Испытания выполнялись в лабораторном помещении с минимальным габаритным размером около 10 м. Конструкция была вывешена вертикально в его средней части с помощью грузового крана и стальных тросов, закреплённых за её углы. Она представляла собой пластину с толщиной $4 \cdot 10^{-3}$ м и с размерами в плане 1,59 м × 1,09 м, подкреплённую перекрёстным набором – пятью и пятнадцатью рёбрами жёсткости в направлениях длинных и коротких кромок, соответственно. Высота продольных рёбер – $8 \cdot 10^{-2}$ м, поперечных – $4 \cdot 10^{-2}$ м, толщина элементов набора – $2 \cdot 10^{-3}$ м. Расстояние между продольными рёбрами жёсткости составляло 0,16 м, между поперечными – 0,1 м. По кромкам пластина с помощью болтовых соединений крепилась к коробу прямоугольной формы, моделирующему прилегающие корпусные конструкции, с которыми соединяется испытываемая подкреплённая пластина.

Возбуждение одной из центральных ячеек пластины сосредоточенной силой осуществлялось с использованием малогабаритного вибромолотка с датчиком силы. Измерялись частотные спектры входной вибровозбудимости и звукового давления в точках, находящихся на линии действия силы при различных расстояниях от поверхности пластины. Под вибровозбудимостью (A/F) понимается уровень виброускорения в месте приложения силы, приведенный к её единичной амплитуде, т.е. по сути – входная механическая податливость по ускорению.

Типовой спектр входной вибровозбудимости ячейки при её возбуждении в геометрическом центре приведён на рис. 1. Спектр представлен в диапазоне, где согласно выполненным расчётам находится низшая собственная частота изгибных колебаний ячейки [3]. Были выполнены многоточечные измерения входной и переходной вибровозбудимостей ячейки на частотах резонансных максимумов, обнаруженных в приведённом спектре, и построены формы изгибных колебаний на этих частотах. Анализ полученных распределений показал, что низшая резонансная частота f_{11} ячейки равняется 1282 Гц. Именно

на ней был обнаружен низший резонансный максимум с повышенным уровнем (89 дБ) звукоизлучения конструкции (рис. 2).

Исходные данные, использованные при расчёте уровня резонансного максимума с частотой $f_{11} = 1282$ Гц по формуле (11): $h = 4 \cdot 10^{-3}$ м, $F = 1$ Н, $S = 0{,}0165$ м^2, $\eta = 0{,}006$ (экспериментальное значение, определённое по формуле $\frac{\Delta f}{f_{11}}$, где Δf – ширина максимума в спектре входной вибровозбудимости на уровне –3 дБ от его наибольшей величины), $R = 1$ м и $m = 31{,}2$ кг/м^2. Расчётная величина уровня резонансного максимума на частоте f_{11} в спектре звукового давления конструкции при возбуждении ячейки оказалась равной ~93 дБ.

Была выполнена также проверка возможности использования полученных формул для приближённой оценки наибольших уровней звукоизлучения конструкции в виде ограниченной однородной пластины, кромки которой с помощью винтов закреплены на рамочной конструкции существенно большей жёсткости. Размеры пластины в плане 0,522 м × 0,371 м, толщина – 10^{-3} м. Измерения и расчёты выполнялись для случаев отсутствия и наличия на пластине армированного покрытия на основе плёнки ВПС толщиной ~10^{-3} м и кровельного железа толщиной $1{,}8 \cdot 10^{-4}$ м. Низшая резонансная частота f_{11} изгибных колебаний пластины в обоих случаях оказалась практически одинаковой (~45 Гц). Коэффициент потерь, определённый. как и ранее с использованием спектра входной вибровозбудимости в геометрическом центре пластины, составил $7 \cdot 10^{-3}$ (пластина без покрытия) и 0,17 (пластина с покрытием). Измеренные на расстоянии 1,0 м от пластины уровни резонансного максимума на частоте f_{11} при отсутствии и наличии покрытия составили ~83 и ~60 дБ, соответственно. Расчётные значения этих уровней на том же расстоянии от пластины оказались равными ~79 и ~51 дБ. Такое же, как и ранее, по численной величине (4 дБ) отличие расчётного уровня P_1, дБ, от измеренного, определённое при отсутствии на пластине покрытия, увеличивалось при её облицовке высокоэффективным демпфирующим покрытием до 9 дБ.

Был сделан вывод, что при больших ($\eta > 0{,}1$) значениях коэффициента потерь η, существенно превышающих его реальные значения (порядка 0,005–0,1) в конструкциях транспортных средств, расчёт занижает наибольшие уровни звукоизлучения. Напротив, при $\eta < 0{,}005$, например, в случаях однородной и подкреплённой пластин со свободными кромками, расчётные значения уровней наибольшего звукоизлучения оказываются больше измеренных величин.

Авторы благодарят А.П. Кощеева, М.В. Игушкину и Е.В. Яковлеву за помощь при проведении экспериментов и оформлении статьи.

Список литературы

1. *Никифоров А.С.* Акустическое проектирование судовых конструкций. Справочник. Л., Судостроение, 1990.
2. *Гутин Л.Я.* Избранные труды. Л., Судостроение, 1977.
3. *Кирпичников В.Ю.* Вибровозбудимость конструкций и пути её уменьшения. СПб, 2014.

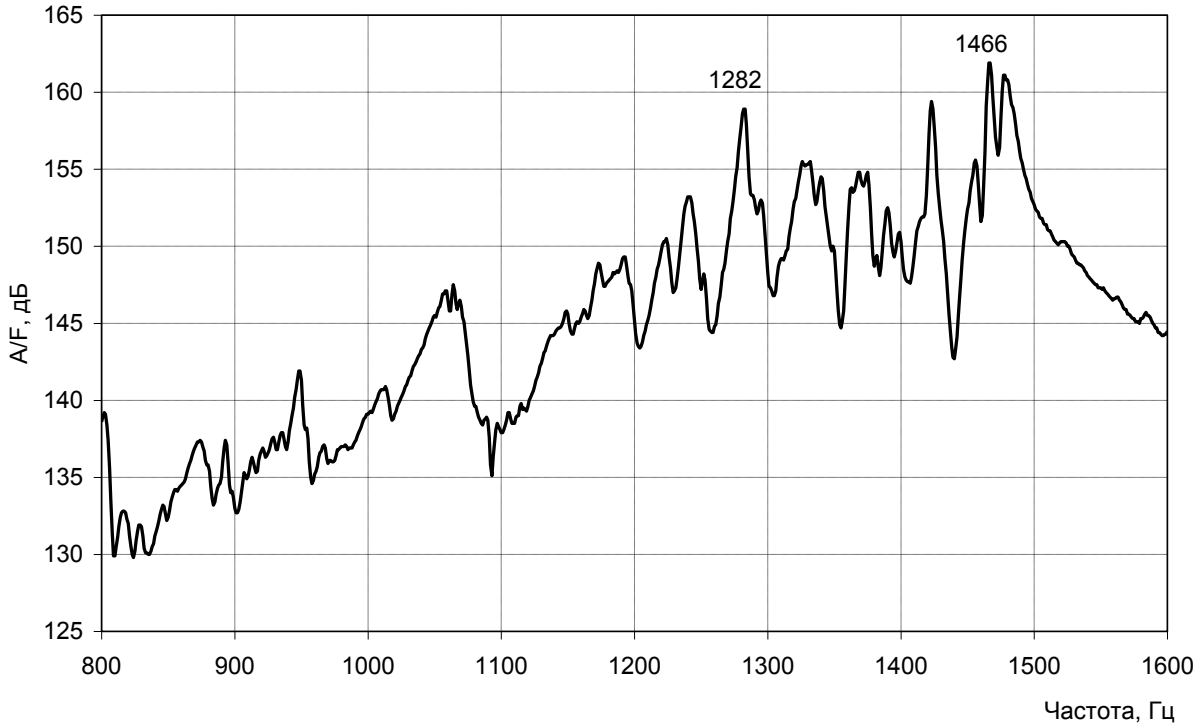


Рис. 1 – Частотный спектр входной вибровозбудимости

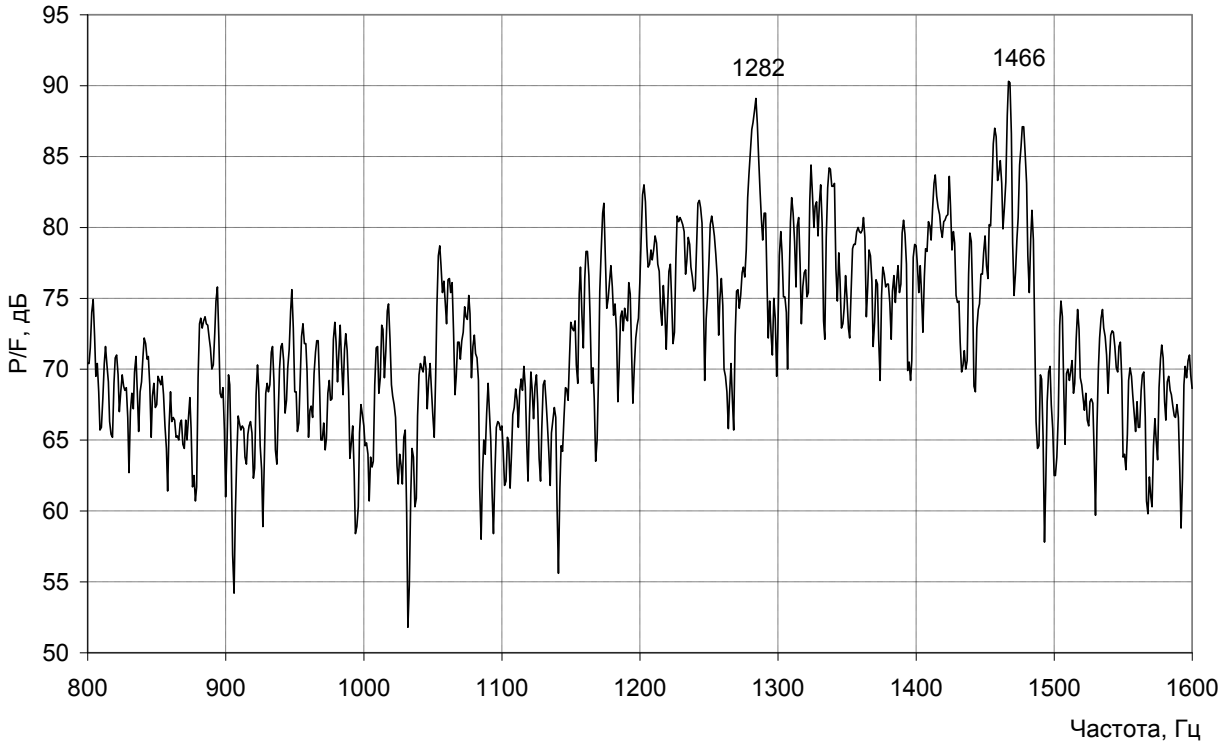


Рис. 2 – Частотный спектр звукового давления

Малые акустические экраны – средство снижения шума железнодорожного транспорт

Кудаев А.В., Куклин Д.А. , Матвеев П.В.
Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

Аннотация: Целью настоящего исследования является экспериментальная оценка эффективности малого акустического экрана, установленного на станции Мга. Приведены результаты в графической форме. Представлены основные выводы, полученные после анализа результатов.

Ключевые слова*:* шум, малый акустический экран, эффективность, исследования, железнодорожный транспорт.

Abstract: The purpose of this research is an experimental grade of the efficiency of the small noise barrier that was placed on the Mga station. There are results in graphical form. Main conclusions which were received after analyzing the results are shown. The results of calculations and their comparison with experimental data are shown.

Keywords*:* noise, small noise barrier, efficiency, research, railway transport.

На сегодняшний день вопросы увеличения комфортности среды, окружающей человека, требуют все больших затрат. Одним из наиболее острых вопросов является борьба с шумом различных видов транспорта, в том числе и железнодорожного. Среди средств снижения воздействия железнодорожного шума, появившихся относительно недавно, свою нишу уверенно занимают акустические экраны, а также их «младшие братья» – малые акустические экраны (МАЭ). МАЭ представляют собой экраны высотой 0,85-1,1 м от уровня головки рельса, как правило, устанавливаемые на расстоянии 1,7 м от оси пути. Такие экраны изготавливаются тех же материалов, что и экраны обычной высоты: металл, бетон, габионные конструкции и т.д. В Европе существует заметное разнообразие материалов, из которых изготавливают МАЭ и их комбинаций. Технологии и возможности конкретной фирмы изготовителя обуславливают выбор материала, например, для Финляндии характерны МАЭ фирмы «Soundim Rail» (рис. 1), выполненные из металла с возможным дополнением звукопоглощающего материала, для Германии фирма Hering Unternehmensgruppe предлагает габионные МАЭ (рис. 2) и Strailastik – резиновые маты на металлической раме (рис. 3), в Швеции компания Sound

Block устанавливает бетонные МАЭ (рис. 4), а нидерландская Кокосистемс МАЭ с металлической основой и наполнением из кокосовых стволов (рис. 5).

Рис. 1. Алюминиевый МАЭ, окрестности г. Тиккурила, Финляндия

Рис. 2. Габионный МАЭ, Burbach, Германия

Рис. 3. МАЭ из резиновых матов на металлической основе, Германия

Рис. 4. Бетонный МАЭ, Tattby, Швеция

Рис. 5. МАЭ с металлической основой и наполнением из древесины, Голландия

Несмотря на небольшие габариты, МАЭ в странах ЕС показывают хорошую эффективность (до 8-10 дБА) при правильном расположении и выполнении некоторых дополнительных мероприятий по снижению шума,

например установка на тележку вагона фартука перекрывающего излучение верхней части колеса и из подвагонного пространства.

В России делаются только самые первые шаги: в 2016 году установлен МАЭ на станции Мга, вдоль улицы Придорожная (пикеты 473+30 – 479+30) (рис. 6).

Рис. 6. Металлический МАЭ на станции Мга

Также в 2016 году силами специалистов БГТУ «ВОЕНМЕХ» им Д.Ф, Устинова была проведена экспериментальная оценка эффективности установленного экрана. Оценивалась эффективность как для I (ближнего) пути, так и для II пути. Частично графически результаты измерений представлены на рис. 7-8.

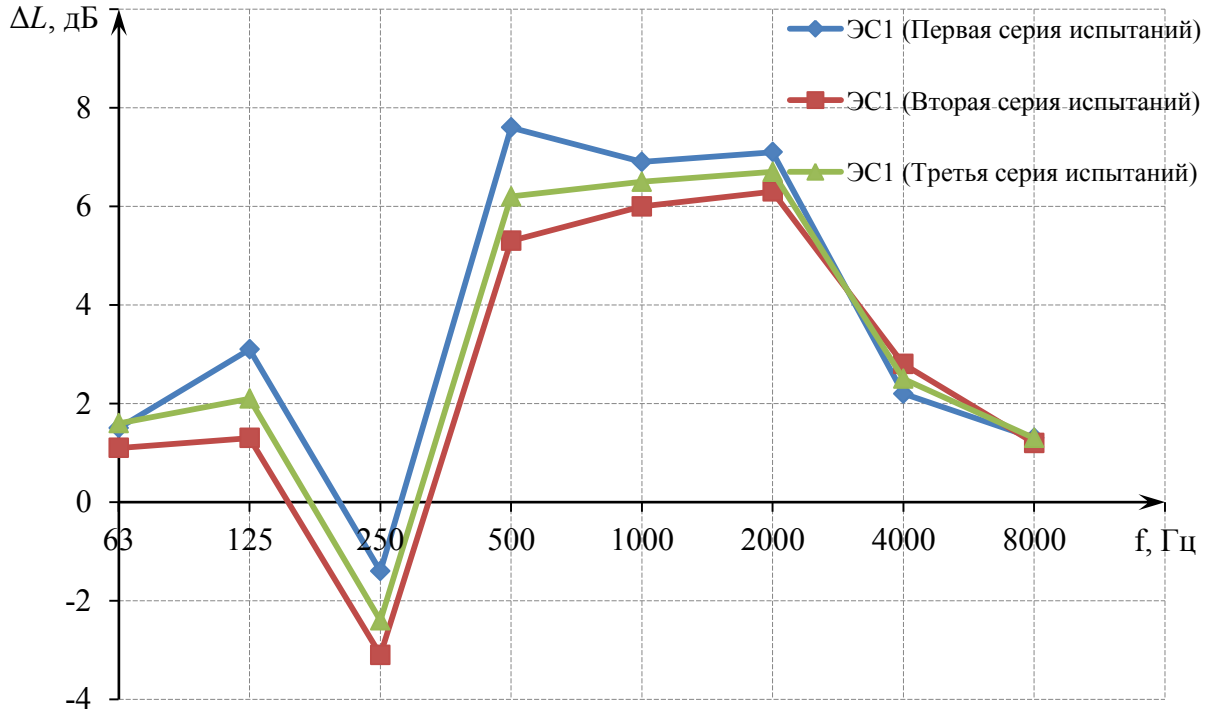


Рис. 7. Эффективность малого акустического экрана при прохождении

электропоездов скоростных типа «Ласточка» по I пути

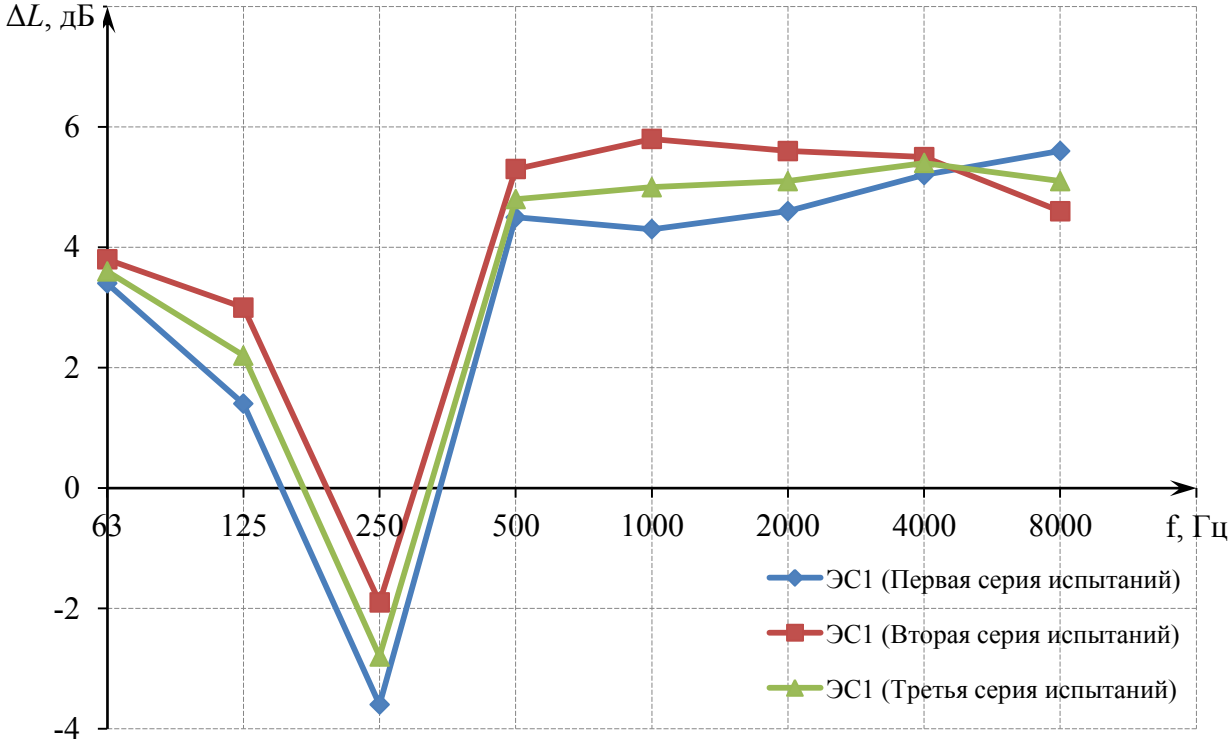


Рис. 8 Эффективность малого акустического экрана при прохождении электропоездов скоростных типа «Ласточка» по II пути

Как видно из рис. 8 акустическая эффективность акустического экрана в области 250 Гц отрицательна, что обусловлено резонансными явлениями.

Проведенные исследования показали, что приведённая эффективность МАЭ составляет в среднем 3-5 дБА для ближнего пути и 2-4 дБА для дальнего от экрана пути.

Увеличение акустической эффективности малого экрана может быть достигнуто увеличением его высоты над головкой рельса или максимально возможным приближением экрана к ближайшему рельсу. Также для увеличения эффективности малого экрана целесообразно использовать его вместе с другими средствами снижения шума, например, с накладками на шейку рельса.

Малый акустический экран целесообразно применять на однопутных железных дорогах, на железных дорогах с преобладанием в потоке скоростных поездов и электропоездов и в местах с ограниченной видимостью.

Список литературы

1. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник / Н.И. Иванов. – 4-е изд. Перераб. И доп. – М.: Логос, 2015. – 432 с.
2. *Иванов Н. И., Куклин Д. А., Матвеев П. В., Буторина М. В.* Снижение шума железнодорожного транспорта.//«Безопасность жизнедеятельности», 2012, №12, Приложение.

3. Отчет ««Комплексное исследование акустических экранов малой высотыи возможность их использования вблизи железнодорожных путей ОАО «РЖД»». БГТУ «ВОЕНМЕХ» им Д.Ф. Устинова, 97 стр., 2016 г., СПб.

Авиационный шум: риск нарушения здоровья человека и меры профилактики

Зинкин В.Н., Шешегов П.М.
Научно-исследовательский испытательный центр (авиационно-космической медицины и военной эргономики) Центрального научно-исследовательского института ВВС Минобороны России

zinkin-vn@yandex.ru

Аннотация: по частоте встречаемости авиационный шум занимает ведущее место среди неблагоприятных факторов производственной среды в авиации. Ряд его особенностей (большое количество источников, высокая интенсивность, сочетание частот звукового и инфразвукового диапазонов, продолжительность) обуславливают специфическое действие (сочетание ауралных и экстрааурaльных эффектов) и способствуют снижению работоспособности, увеличению общей и профессиональной заболеваемости. Вредный и опасный класс условий труда по шуму, повышенный уровень общей и профессиональной заболеваемости являются доказательством профессионального риска нарушения здоровья авиационных специалистов. Для борьбы с негативным действием авиационного шума необходимо создание действенной системы по управлению профессиональным риском. Среди профилактических мероприятий ведущее место должны занимать медицинские осмотры и средства индивидуальной защиты от шума.

Превышение допустимых уровней шума на жилой территории вблизи авиационных объектов, является причиной социального напряжения населения. Статистические данные свидетельствуют, что авиационный шум является фактором риска увеличения заболеваний нервной и сердечно-сосудистой систем населения. Профилактика негативного влияния авиационного шума на окружающую территорию и население должно начинаться на этапе планирования строительства авиационного объекта с учетом федеральных требований и нормативов.

Ключевые слова: авиация, шум, инфразвук, условия труда, заболевания, профессиональный риск, профилактика.

Abstract: frequency aircraft noise is one of the leading adverse factors of the working environment in aviation. Some of its features (a large number of sources, high intensity, the combination of frequencies of sound and infrasonic ranges, duration) determine specific action (a combination of aurally and extraorally effects) and contribute to reduced efficiency, increased General and occupational diseases. Hazardous class working conditions on the noise, an increased level of General and occupational morbidity are evidence professional risk of health disorders of aviation professionals. To combat the negative effect of aircraft noise required the establishment of an effective system for management of professional risk. Among preventive measures, the lead should take the place of medical examinations and means of individual protection against noise.

Exceeding the permissible noise levels in residential areas in close proximity to aviation facilities, is a cause of social tension in the population. Statistics show that aircraft noise is a risk factor increase of diseases of nervous and cardiovascular systems of the population. Prevention of the negative impact of aircraft noise on the surrounding area and the population should begin at the planning stage of building an aircraft object subject to Federal regulations.

Keywords: aviation, noise, infrasound, working conditions, diseases, occupational risk, prevention.

Актуальность работы

В настоящее время человек проживает в условиях повышенной антропогенной нагрузки. По последним данным ВОЗ, вклад факторов окружающей среды в состояние здоровья составляет 25–30%. В России практически каждый третий работник трудится во вредных и опасных условиях труда. За период с 2004 по 2010 гг. доля работников, занятых во вредных и опасных условиях труда, увеличилась на 24–95%. По данным Роспотребнадзора шум на протяжении последних лет устойчиво занимает ведущее место среди неблагоприятных физических факторов производственной среды и на транспорте. Установлено, что при сохранении общего уровня профессиональной заболеваемости в течение 10 лет её структура изменяется: возрастает удельный вес заболеваний от физических факторов, особенно от шума и вибрации. Почти 75% предприятий РФ относятся к опасным и неблагоприятным для здоровья работников. Удельный вес промышленных предприятий, не соответствующих санитарно-эпидемиологическим требованиям, составил в 2015 г.: по уровню шума – 19,9%, освещённости – 14,7%, вибрации – 10,8%; микроклимату – 5,1%, электромагнитным полям – 4,1%. Среди транспортных средств, не отвечающих санитарно-эпидемиологическим требованиям, удельный вес по шуму равен 19,3%.

Наиболее значимым из физических факторов, оказывающих влияние на среду обитания человека, является шум, воздействие которого на людей в условиях плотной застройки населенных пунктов продолжает возрастать. В структуре жалоб у населения наибольший удельный вес составляют жалобы на шум (57%) [1, 2].

Состояние условий труда является основной причиной, оказывающей наиболее существенное влияние на состояние профессионального здоровья работников и, как следствие, на уровень профессиональной заболеваемости (ПЗ). В структуре последней в зависимости от воздействующего вредного производственного фактора по-прежнему на первом месте профессиональная патология вследствие чрезмерного воздействия на организм работников физических факторов производственных процессов, уровень которых в 2015 г. составил 48,86%. Основными нозологическими формами ПЗ от физических факторов были нейросенсорная тугоухость – 56,3%, вибрационная болезнь – 40,2%, моно- и полинейропатии – 3,2% [1–3].

Первое ранговое место среди показателей ПЗ на 10 тыс. работающих по видам экономической деятельности в 2015 г. за предприятиями по добыче полезных ископаемых – 31,4, второе – за обрабатывающими производствами – 3,2, третье за предприятиями транспорта и связи – 2,6.

Постоянное акустическое загрязнение в основном городских территорий, ассоциируется с повышенным уровнем заболеваний нервной, сердечно-сосудистой систем и органов слуха.

В России с её огромными расстояниями воздушному транспорту отводится особая роль. Он занимает второе (после железнодорожного) место в пассажирообороте всех видов транспорта в междугороднем сообщении. Ежегодно осваиваются новые воздушные линии, вводятся в строй новые и реконструируются действующие аэропорты. В настоящее время примерно 2–3% населения России подвержены воздействию авиационного шума (АШ), уровни которого превышают нормативное требование. По результатам социально-гигиенических исследований 72% населения, проживающего на территориях около аэропортов, предъявляют жалобы на нарушение условий отдыха, труда и быта. Количество жалоб находится в прямой зависимости от величины эквивалентного уровня звука на жилой территории. Результаты анкетирования авиационных специалистов (АС) показали, что наиболее значительным неблагоприятным фактором для них является шум (100% опрошенных) [4, 5].

Представленные данные показывают, что АШ относится к главному фактору риска здоровью АС и населения в зоне аэропортов. Оценка интенсивности и длительности воздействия на работников факторов трудового процесса и выработка механизмов управления по снижению их неблагоприятного воздействия до уровней приемлемых рисков позволяет сохранять профессиональное здоровье работающих и ведет к сбережению трудовых ресурсов. Поэтому одной из первостепенных задач при обеспечении безопасности труда является выявления профессионального риска (ПР) и управления профессиональным риском (УПР).

Цель работы: на основании анализа собственных результатов исследования и литературных данных показать особенности формирования АШ, влияния его на здоровье АС и населения, оценить риски нарушения здоровья и существующие возможности УПР.

Источники авиационного шума и их акустическая характеристика

Основным источником шума на рабочих местах инженерно-технического состава (ИТС) являются воздушные суда (ВС). Генерация шума происходит за счет работы основных и дополнительных авиационных двигателей, компрессоров, кондиционеров. В таблице 1 представлена характеристика акустической обстановки на рабочих местах ИТС на аэродроме при обслуживании ВС с работающими двигателями [4–6].

Таблица 1. **Характеристика шума на рабочих местах ИТС, создаваемого различными типами летательных аппаратов с работающими двигателями**

№ п/п	Вид авиации	Диапазон УЗД (дБ) в полосе частот (Гц)		Общий УЗД, дБ Лин	Уровень звука, дБ А	Время действия шума, час	$L_{Аэкв}$, дБ А
		2-16	31,5-8000				
1.	Самолеты дальней авиации	84-97	98-120	118-123	118-122	0,15-1,8	98-117
2.	Самолеты истребительно-бомбардировочной авиации	93-107	98-123	117-130	109-129	0,2-1,0	97-118
3.	Самолеты военно-транспортной авиации	95-104	96-123	119-126	118-124	0,4-2,25	111-116
4.	Вертолеты	93-105	96-119	116-124	116-123	0,15-0,66	109-115

Источники шума, обусловленные работой авиационных двигателей, разделяются на внутренние и внешние. Основным внешним источником для разных типов турбореактивных двигателей является процесс смешивания реактивной струи с атмосферным воздухом за пределами двигателя, то есть механизм генерации шума обусловлен газодинамическими процессами потоков струи газов. Кроме того, источниками шума здесь являются компрессор, камера сгорания, турбина, вентилятор. Каждый источник шума характеризуется частотным составом различных уровней звукового давления (спектром) и направленностью излучения. Скорость истечения струи двухконтурных двигателей почти в два раза ниже, чем одноконтурных. Это приводит к существенному снижению шума, возникающего при работе турбореактивных двухконтурных двигателей турбореактивного двигателя, по сравнению с одноконтурным. Турбореактивные двигатели создают более высокочастотный шум, чем турбовентиляторные.

У винтовых самолетов воздушный винт используется в качестве движителя дозвуковых самолетов и его вращение является основным источником шума самолетов этого типа. Винт создает аэродинамический шум в результате турбулентности натекающего потока, образования вихрей, срыва вихрей, взаимодействия ударных волн с потоком на концах лопастей и др. Интенсивность шума определяется частотой вращения винта, а также его аэродинамическими и геометрическими параметрами. Спектр шума – широкополосный с выраженными дискретными составляющими на низких частотах.

Процессы шумообразования у вертолетов сложнее. Основная особенность – наличие двух винтов, расположенных близко друг к другу, другая – взаимодействие несущего винта и планера, генерирующее дополнительный шум. Спектральные характеристики вертолетов и винтовых самолетов

идентичны. Частота следования лопастей для несущего винта равна приблизительно 21 Гц, для рулевого – около 100 Гц. Из-за сложного характера взаимодействия винтов, а также из-за взаимодействия винта и планера шум вертолётов разных типов существенно различается, но характерным свойством является низкочастотный спектр шума многих типов вертолетов и распространение этого шума на большие расстояния. В спектре шума четко прослеживаются дискретные низкочастотные составляющие и широкополосный шум с максимумом в высокочастотной области.

Шум в салоне современного ВС обусловлен большим количеством источников. Основные из них являются силовая установка, турбулентный пограничный слой и другие источники, связанные с обтеканием самолета, внутренние источники.

Тип двигателей и их расположение определяют шум в салоне. Наибольшие уровни шума регистрируются, когда двигатели установлены на крыле и пассажирский салон находится под воздействием ближнего акустического поля источников. При компоновке силовой установки в хвостовой части фюзеляжа снижается вклад высокочастотного шума, но возрастает вклад структурного звука (звуковой вибрации).

В турбулентном пограничном слое вокруг фюзеляжа наблюдается случайное поле интенсивных аэродинамических пульсаций в звуковом диапазоне частот (псевдозвуковые пульсации). Эти пристеночные пульсации приводят к колебаниям поверхности фюзеляжа и излучению шума, т.е. конструкция самолета преобразует энергию пульсаций в звуковое излучение. Данный источник шума начинает существенно сказываться на больших, в основном сверхзвуковых, скоростях полета. Спектр шума широкополосный, но при увеличении толщины пограничного поля возрастают низкочастотные составляющие. Основным внешним источником образования шума в салоне ВС во время полета является аэродинамические процессы.

Внутренний шум ВС в большой мере определяется системой кондиционирования, к элементам которой относятся выпускные клапаны, турбохолодильники, вентиляторы, эжекторы, участки воздуховодов, решетки, жалюзи и насадки индивидуальной вентиляции. В салоне ВС шум, как правило, имеет низко- и среднечастотный характер с максимумом в диапазоне 31,5–500 Гц. В течение полета шум в салоне существенно изменяется. При взлете основным источником шума является силовая установка. В спектре шума превалируют средне- и высокочастотный составляющие. После отрыва от земли шум существенно снижается по причине уменьшения отраженной от поверхности звуковой энергии и увеличения звукоизоляции фюзеляжа после уборки взлетно-посадочной механизации. В режиме горизонтального крейсерского полета шум ослабляется вследствие уменьшения тяги двигателей, но возрастает и становится определяющей низкочастотная составляющая от воздушного пограничного слоя [7].

В таблице 2 представлена характеристика акустической обстановки на рабочих местах летно-подъемного состава (ЛПС) во время полетов ВС [4, 5].

Таблица 2. **Характеристика шума в кабинах и салонах ВС**

№ п/п	Тип летательного аппарата	Уровни звукового давления (дБ) в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Уровень звука, дБ А
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1.	Ту – 154	78	78	80	76	77	78	78	74	72	84
2.	Ил – 62	86	84	82	80	83	84	84	74	72	89
3.	Ил – 96	80	79	80	83	80	77	73	65	60	91
4.	Як – 42	83	75	71	71	80	79	75	70	63	83
5.	Ан – 12	80	94	86	86	85	85	82	78	75	84
6.	Ан – 24	82	102	99	96	88	80	82	74	74	92
7.	Ми – 4	112	110	105	102	90	88	78	76	66	103
8.	Ми – 8	96	102	96	88	86	84	78	72	72	89
9.	Ту – 95	85	91	85	88	91	81	77	80	70	97
10.	Ан – 22	60	60	110	102	96	88	86	92	91	104
11.	Ил – 76	79	80	90	96	86	82	76	67	59	89
12.	Истребители	86	88	88	88	89	98	94	96	98	103

Источниками шума на аэродроме являются вспомогательные транспортные средства и оборудование, широко используемые при подготовке ВС к полетам (аэродромно-подвижный агрегат, топливно-насосная установка, аэродромный кондиционер, установка для проверки гидросистем, тепловые машины и др.), а также технико-эксплуатационные части при проведении ремонтно-регламентных работ [4, 5].

В таблице 3 представлена характеристика акустической обстановки на рабочих местах АС при работе вспомогательного оборудования во время обеспечения полетов и выполнения регламентных работ ВС [4, 5].

Таблица 3. **Характеристик шума на рабочих местах авиационных специалистов при работе вспомогательного оборудования**

№ п/п	Наименование оборудования	Диапазон УЗД (дБ) в полосе частот (Гц)		Общий УЗД, дБ Лин	Уровень звука, дБ А	Время действия шума, час	$L_{Аэкв}$, дБ А
		2-16	31,5-8000				
1.	Аэродромный подвижный электроагрегат	101-103	64-100	110	86	2-7	80-85
2.	Установка для проверки	76-78	78-113	113	113	2-7	107-112

№ п/п	Наименование оборудования	Диапазон УЗД (дБ) в полосе частот (Гц)		Общий УЗД, дБ Лин	Уровень звука, дБ А	Время действия шума,	$L_{Аэкв}$, дБ А
	гидросистем						
3.	Аэродромный кондиционер	44-66	78-105	106	106	2-7	100-105
4.	Вспомогательная силовая установка	78-79	83-116	120	120	2-6	114-119
5.	Топливно-насосная установка	83-89	80-123	126	126	1-3	117-122

На территории авиационных заводов и авиационных ремонтных баз основными источниками шума являются моторноиспытательные станции (МИС), где проводится испытание авиационных двигателей, и цеха, в которых осуществляется ремонт и испытание авиационных агрегатов [8, 9]. В таблице 4 представлена характеристика акустической обстановки на рабочих местах АС при испытании авиационных двигателей и их агрегатов на авиаремонтных заводах.

Таблица 4. **Характеристика акустической обстановки на рабочих местах при испытании авиационных двигателей и их агрегатов на авиаремонтных заводах**

Наименование рабочего места	Время рабочей смены, ч	Инфразвуковой диапазон			Звуковой диапазон		
		L_{min}, дБ	L_{max}, дБ	$L_{экв}$, дБ Лин	L_{Amin}, дБ А	L_{Amax}, дБ А	$L_{Аэкв}$, дБ А
МИС, двигатель истребителя типа МиГ-29	6,5	50	84	77	65	118	100
МИС, двигатель истребителя типа Л-39	6,5	37	86	75	65	110	105
МИС двигатель транспортного самолета Ан-76	6,5	67	102	96	79	122	109
Цех ремонта форсажных регуляторов	6,0	35	77	75	79	106	102
Цех ремонта привод гидролопаток	6,0	37	84	82	79	105	104
Цех ремонта распределитель топлива	6,0	32	71	69	97	105	102
Цех ремонта регулятор оборотов расхода топлива	6,0	36	83	84	95	103	102

Анализ акустической параметров на рабочих местах АС позволяет выделить следующие **особенности АШ**:

широкополосный характер шума, включая акустические колебания низко-, средне и высокочастотного звукового диапазона;

наличие инфразвуковой составляющей;

уровни звукового давления (УЗД) практически во всех октавных частотах превышают 100 дБ, что позволяют классифицировать шум как высокоинтенсивный;

спектр шума широкополосный с наличием нескольких максимумов;

шум непостоянный, так как шумовое воздействие носит циклический характер в течение летной смены, то есть периоды активной нагрузки чередуются с паузами от нескольких десятков минут до нескольких часов.

Особенности АШ обуславливают ряд проблемы, которые необходимо учитывать при планировании развития авиационной техники и мест дислокации авиационных объектов:

в большинстве развитых стран с каждым годом ужесточаются требования санитарных норм по шуму для рабочих мест и населения, что все больше входит в определенное противоречие с темпами развития авиационного транспорта и техническими возможностями по борьбе с шумом на авиационной техники с учетом обеспечения безопасности полетов;

высокая энерговооруженность военных ВС и ряд тактико-технических требований к данным объектам вооружения и военной техники (высокая скорость и маневренность, преодоление больших расстояний и др.) не позволяют в полном объеме использовать существующие эффективные мероприятия по борьбе с шумом непосредственно в источнике, которые используются в гражданской авиации;

широкополосный характер, высокая интенсивность и наличие инфразвука (ИЗ) создают большие сложности по разработке эффективных средств защиты от АШ;

совершенствование ВС сопровождается увеличением времени предполетной подготовки и необходимости использования вспомогательной техники, что приводит к увеличению акустической нагрузки на АС.

Таким образом, в ближайшие годы количество источников АШ не только не уменьшится, а по всей вероятности будет увеличиваться. Анализ акустических параметров показывает наличие высоких уровней шума и ИЗ на рабочих местах большинства категорий АС. Наибольшей акустической нагрузки подвергается ИТС на аэродроме при подготовке ВС к полетам при работающих двигателях, а также при опробовании и регулировке двигателей. Наличие неблагоприятной акустической обстановки на рабочих местах АС создают условия для профессионального риска нарушения здоровья. Следовательно, необходимо проводить мониторинг за источниками АШ, санитарно-гигиенические и лечебно-профилактические мероприятия для

поддержания работоспособности АС на достаточно высоком уровне, то есть создание системы по УПР.

Условия труда авиационных специалистов как ориентировочный критерий профессионального риска

Гигиенические исследования показали, что на рабочих местах АС действует комплекс факторов (тяжесть и напряженность труда, микроклимат, керосин, СВЧ, шум и ИЗ). Степень отклонения фактических значений факторов рабочей среды и трудового процесса от гигиенических нормативов находится в диапазоне от допустимого до опасного. Наиболее выраженный неблагоприятный вклад в класс условий труда (КУТ) АС оказывает шум и ИЗ [6, 10].

В таблице 5 приведены КУТ условий труда ИТС по ИЗ и шуму.

Таблица 5. **Класс условий труда ИТС при обеспечении полетов различных видов ВС**

Фактор	**Показатель**	**Тип летательных аппаратов**			
		Дальняя авиации	**Истребительно-бомбардировочная авиация**	**Военно-транспортная авиация**	**Вертолеты**
Инфразвук, дБ Лин	Эквивалентный общий УЗД	101	111	107	109
	ПДУ	100	100	100	100
	Фактическое превышение	1	11	7	9
	КУТ	3.1	3.3	3.2	3.2
Шум, дБ А	Эквивалентный уровень звука	117	118	116	115
	ПДУ	80	80	80	80
	Фактическое превышение	37	38	36	35
	КУТ	4	4	4	3.4

В соответствии с руководством Р 2.2.2006–05 для ИЗ при обслуживании ВС дальней авиации КУТ соответствует вредному классу 3.1, транспортной авиации и вертолетов – вредному классу 3.2 и истребительно-бомбардировочной авиации – вредному классу 3.3. По эквивалентному уровню звука условия труда ИТС соответствуют опасному классу 4 в дальней, истребительно-бомбардировочной и военно-транспортной авиации, вредному классу 3.4 в вертолетной авиации.

В таблице 6 приведены КУТ летно-подъемного состава по шуму.

Таблица 6. **Класс условий труда летно-подъемного состава ВВС**

Фактор	Показатель	Тип летательных аппаратов			
		Дальняя авиации	**Истребительно-бомбардировочная авиация**	**Военно-транспортная авиация**	**Вертолеты**
Шум, дБ А	Эквивалентный уровень	101	109	104	102
	ПДУ	80	80	80	80
	Фактическое превышение	21	29	24	22
	КУТ	3.3	3.4	3.3	3.3

Из таблицы 6 следует, что условия труда ЛПС ВВС по шуму соответствует вредному классу 3.4 в истребительно-бомбардировочной авиации, вредному классу 3.3 во всех других видах военной авиации. В гражданской авиации шум в салонах несколько ниже и в большинстве случаев соответствует вредному классу 3.1. Превышения по ИЗ у ЛПС не выявлено, поэтому КУТ соответствует классу 2 (допустимый).

В таблице 7 приведены КУТ на рабочих местах авиаремонтных заводов. КУТ по ИЗ на этих предприятиях соответствует допустимому классу 2, а по шуму на рабочих местах МИС – вредному классу 3.3, а цехах по регулировке узлов авиационных двигателей – вредному классу 3.2.

Таблица 7. **Класс условий труда на рабочих местах авиационных специалистов при испытании авиационных двигателей и их агрегатов на авиаремонтных заводах**

Фактор	Показатель	Тип летательных аппаратов	
		Моторно-испытательные станции	**Цеха по регулировке узлов авиационных двигателей**
Инфразвук, дБ Лин	Эквивалентный общий УЗД	96	84
	ПДУ	100	100
	Фактическое превышение	-	-
	КУТ	2	2
Шум, дБ А	Эквивалентный уровень звука	109	104
	ПДУ	80	80
	Фактическое превышение	29	24
	КУТ	3.3	3.2

В таблице 8 представлены обобщенные данные по КУТ на рабочих местах АС, из которой следует, что условия труда по шуму в большинстве случаев

соответствует вредному классу, а по ИЗ – допустимому классу 2, кроме ИТС, где он может достигать класса 3.2.

Таблица 8. **Обобщенные данные по классам условий труда на рабочих местах авиационных специалистов**

№ п/п	Наименование специальности	Инфразвук	Шум
1.	Инженерно-технический состав	3.1–3.3	3.4–4
2.	Летно-подъемный состав	–	3.3–3.4
3.	Авиационные специалисты авиаремонтные заводы	2	3.2–3.3

В соответствии с принятыми критериями ООН для оценки профессионального риска на рабочих местах АС, где условия труда на основании санитарно-гигиенических исследований соответствуют вредными и опасными, по степени весомости доказательств ПР нужно относить к категории **подозреваемый профессиональный риск** [11]. Доказано, что в наиболее неблагоприятных условиях труда по шуму и ИЗ при выполнении профессиональной деятельности среди АС находится ИТС. Из этого следует, что у данной категории возникают более высокий ПР нарушения здоровья.

В соответствии с руководством Р 2.2.2006–05 при оценке условий труда с учетом комбинированного действия вредных факторов учитываются эффекты суммации в зависимости от количества факторов и степени выраженности их вредности, что требует оценивать условия труда на одну ступень выше. С нашей точки зрения, это положение должно обязательно применяться и при оценке КУТ АС, особенно при одновременном действии шума и ИЗ. Правомерность такого подхода обусловлена тем, что оба фактора способны оказывать вредное действие на одни и те же органы и системы, тем самым способствуя суммации и потенцированию их неблагоприятных эффектов (см. таблицу 9) [12, 13].

Таблица 9. **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 руководство Р 2.2.2006–05 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».

Полученные результаты условий труда позволяют прогнозировать с высокой вероятностью, что работа АС во вредных и опасных условиях труда будет сопровождаться увеличением уровня общей заболеваемости и ПР развития ПЗ. Сложная гигиеническая обстановка на рабочих местах АС требует от руководителей авиационных предприятий и медицинской службы проведения комплекса мероприятий по профилактике неблагоприятного влияния вредных производственных факторов, в том числе шума и ИЗ, и организации надлежащего контроля на рабочих местах. Оценка условий труда АС должна проводится с учетом требований Федерального закона РФ № 426-ФЗ от 23.12.2013 г. «О специальной оценке условий труда».

Заболеваемость авиационных специалистов как доказательный критерий профессионального риска

Известно, что вредные и опасные производственные факторы приводят к увеличению уровня общей, профессиональной заболеваемости и производственно обусловленной. Статистические исследования заболеваемости на производстве с вредными производственными факторами является важным этапом в системе доказательств ПР [11, 18].

Нами установлено, что в группе ИТС величина показателей общей заболеваемости была выше, чем в контрольной. Так, число случаев первичной заболеваемости у ИТС составило 75,5±2,4 в контроле – 43,8±0,6 (p<0,05), число случаев нетрудоспособности – 74,6±3,3 и 53,2±2,9 (p<0,05), а число дней нетрудоспособности – 695,3±53,5 и 431,8±7,2 (p<0,05) соответственно. Согласно методике оценки заболеваемости величина показателей число случаев и число дней нетрудоспособности в контрольной группе соответствуют уровню «низкий» и «очень низкий». В группе ИТС эти показатели выше, поэтому они относятся к более высокому уровню заболеваемости – «средний» [5, 14].

Среднее значение показателя «число дней нетрудоспособности» в группе ИТС было достоверно (p<0,05) выше, чем в контрольной группе: в классе болезней нервной системы в 2,4 раза, глаз – 3 раза, уха – 5,4 раза, органов кровообращения – 6,3 раза, органов дыхания – 2,2 раза, органов пищеварения – 2,3 раза, кожи – 3,2 раза.

В структуре заболеваемости преобладают классы болезней органов дыхания (29,2 % в группе ИТС и 29,0 % в контроле), системы кровообращения (12,1 % и 2,8 % соответственно), органов пищеварения (10,5 % и 7,1 %), кожи и подкожной клетчатки (4,7 % и 3,0 %), нервной системы (5,2 % и 4,1 %).

Итак, у ИТС выявлено увеличение общей заболеваемости и заболеваемости по ряду классов болезней, что связано с неблагоприятными условиями их труда. Заболевания органа слуха обусловлены специфическим действием высокоинтенсивного шума, а развитие болезней сердечно-сосудистой, нервной и пищеварительной систем – неспецифическим проявлением шумовой патологии. В тоже время более высокий уровень заболеваемости по классам болезней органов дыхания, глаз и кожи можно

объяснить уже непосредственным воздействием ИЗ [15–17]. Из этого следует, что действие АШ сопровождается увеличением как общей заболеваемости, так и болезней, характерных для действия шума и ИЗ, тем самым указывая на феномен суммирования неблагоприятных эффектов при сочетанном влиянии шума и ИЗ [12, 13].

Подтверждением этому являются научные данные, которые указывают на этиопатогенетическую связь большинства вышеперечисленных заболеваний с акустическими колебаниями. В литературе широко используется термин шумовая патология (шумовой синдром, шумовая болезнь), который представляет собой совокупность неблагоприятных эффектов со стороны органа слуха (ауральные эффекты) и со стороны центральной нервной, вегетативной нервной, сердечно-судистой и др. систем (экстраауральные эффекты) [19–22].

Как видно, полученные нами результаты исследований, подтверждаются литературными данными, согласно принятым критериям [11] указывают на то, что АШ можно рассматривать в качестве **предполагаемого профессионального риска** ущерба здоровью АС.

В структуре заболеваний ЛПС (летчики, штурманы, другие члены летных экипажей) выявленная патология ранжируется следующим образом:

– заболевания опорно-двигательного аппарата – 20,2 %, проявляющиеся в виде остеохондроза или сколиоза позвоночника;

– заболевания сердечно-сосудистой системы – 13,8 %, в основном это нейроциркуляторная дистония и гипертоническая болезнь, редко встречается ИБС и есть единичные случаи патологии венозной системы (варикозное расширение вен нижних конечностей, геморрой);

– заболевания эндокринной системы – 9,7 %, в виде ожирение алиментарно-конституционального генеза, причем из них 16,5 % ожирение сочетается с другой патологией, чаще с заболеваниями сердечно-сосудистой системы;

– заболевания желудочно-кишечного тракта – 9,4 %, чаще отмечается хронический гастродуоденит, редко доброкачественная билирубинемия;

– болезни органа зрения – 8 %, включают в себя нарушения рефракции чаще по типу близорукости, реже дальнозоркости, еще реже астигматизма;

– болезни уха и сосцевидного отростка – 2,2 %, этот класс представлен только одной патологией – НСТ;

– заболевания нервной системы отмечены у 1,6 %.

В большинстве классов заболеваний у ЛПС, за исключением заболеваний нервной системы и желудочно-кишечного тракта, заболеваемость достоверно ($p<0,05$) выше по сравнению с контрольной группой. Диапазон превышения заболеваний между этими группами колебался от 1,5 до 7 раз. Максимальных значений оно достигло в классе болезней уха и сосцевидного отростка и составило 7, в классах заболеваний опорно-двигательного аппарата – 4,5 и органов зрения – 4 [22].

Выявлено, что на характер заболеваемости ЛПС практически не оказывало влияние специальность и вид авиации. Высокая частота встречаемости заболеваний сердечно-сосудистой системы, в том числе заболеваний, характеризующаяся повышенным артериальным давлением, обусловлена такими факторами как, высокий уровень эмоционального напряжения ЛПС в процессе выполнения летной деятельности, высокой ответственностью за безопасность полетов [23]. К тому же длительная и постоянная работа в условиях воздействия шума и ИЗ приводит к нарушению сосудистого тонуса и развитию артериальной гипертонии [15, 20].

Не вызывает сомнение наличие связи болезней органов уха с условиями труда ЛПС. Длительное действие АШ способствуют развитию нарушения слуха по типу нейросенсорной тугоухости (НСТ) [24, 25].

Практически у каждого восьмого военнослужащего ЛПС имеются нарушения рефракции и аккомодации, что связано с напряжением зрения при слежении за показаниями приборов во время полетов. Необходимо учитывать и то обстоятельство, что ЛПС в процессе военно-профессиональной деятельности подвергается воздействию ИЗ и низкочастотных акустических колебаний, которые по имеющимся данным способствуют нарушению кровообращения, обменных процессов органа зрения и увеличению количества заболеваний органа зрения [26].

Анализ структуры заболеваемости ЛПС позволяет утверждать, что работа в условиях воздействия АШ, превышающего допустимый уровень, создает ПР и приводит к развитию профессиональной патологии, имеющей этиопатогенетическую связь с шумом и ИЗ.

Таким образом, на основании оценки условий труда и заболеваемости АС можно сделать заключение, что АШ является вредным профессиональным фактор и создает **доказанный профессиональный риск** нарушения здоровья АС.

Профессиональный риск развития заболеваний у авиационных специалистов

Результатом оценки ПР является оценка степени риска ущерба для здоровья работников от действия вредных и опасных факторов рабочей среды и трудовой нагрузки по вероятности нарушений здоровья с учетом их тяжести. Эти данные являются обоснованием для принятия управленческих решений по ограничению ПР и оптимизации условий труда работников.

Существуют многочисленные подходы к изучению рисков, связанных со здоровьем и безопасностью человека (санитарно-гигиенические, медико-экологические, экономические и т.д.), используемые для исследования различных аспектов жизнедеятельности человека, коллектива, населения и т.п. В зависимости от условий труда степень риска ущерба для здоровья работников может быть оценена либо количественно, либо качественно [18, 27]. Расчет статистических показателей ПР по данным заболеваемости нами проведен в

соответствии с рекомендациями руководств (Р 2.2.2006–05; Р 2.2.1766–03). Для доказательности ПЗ использовали статистический показатель категория риска ПЗ (КР), а профессионально обусловленных заболеваний (ПОЗ) – относительный риск (RR), этиологическая доля (EF), категория связи с работой (КС).

В таблице 10 представлены показатели, позволяющие дать количественную оценку степени связи заболеваний ИТС с их профессиональной деятельностью.

Таблица 10. **Оценка степени связи заболеваний ИТС**

Класс болезней	**RR**	**EF**	**$К_С$**	**Оценка степени связи**
Болезни нервной системы	2,9	65 %	3	Высокая
Болезни глаз	1,5	34 %	4	Средняя
Болезни уха	5,7	82 %	1	Почти полная
Болезни органов кровообращения	4,2	76 %	2	Очень высокая
Болезни органов дыхания	1,4	32 %	5	Малая
Болезни органов пищеварения	1,5	35 %	4	Средняя
Болезни кожи	3,3	69 %	2	Очень высокая

В соответствии с методическими рекомендациями Р 2.2.1766–03 при наличии связи заболевания с условиями труда более 30 % его можно относить к ПОЗ, а свыше 81 % – к ПЗ.

Среди всех заболеваний ИТС болезни органов дыхания имеют «малую» связь (EF=32 %) с работой, болезни глаз и органов пищеварения – «среднюю» ((EF=34 % и 35 % соответственно), болезни нервной системы – «высокую» (EF=65 %), болезни органов кровообращения и кожи – «очень высокую» ((EF=76 % и 69 % соответственно). Полученные статистические показатели позволяют утверждать, что перечисленные болезни являются ПОЗ ($К_С$=2–4). Самую высокую связь степень связи с условиями работы ИТС имели болезни уха – «почти полная» (EF=82 %), что характерно для ПЗ ($К_С$=1) [22, 28, 29].

В таблице 11 представлены показатели, позволяющие дать количественную оценку степени связи заболеваний ЛПС с их профессиональной деятельностью.

Таблица 11. **Оценка степени связи заболеваний ЛПС**

Класс болезней	**RR**	**EF**	**$К_С$**	**Оценка степени связи**
Болезни эндокринной системы	1,5	33 %	5	Малая

Болезни нервной системы	0,9	0 %		Нулевая
Болезни глаз	4	75 %	2	Очень высокая
Болезни уха	8,4	88 %	1	Почти полная
Болезни органов кровообращения	2,3	56 %	3	Высокая
Болезни, характеризующиеся повышенным АД	2,1	55 %	3	Высокая
Болезни органов пищеварения	0,8	0 %		Нулевая
Болезни опорно-двигательного аппарата	4,5	78 %	2	Очень высокая

Как видно из табл. 11, среди всех заболеваний ЛПС болезни нервной системы и органов пищеварения не имеют связи с работой, болезни эндокринной системы имеют «малую» связь (EF=33 %), болезни органов кровообращения – «высокую» связь (EF=56 %), глаз и опорно-двигательного аппарата – «очень высокую» связь (EF=75 и 78 % соответственно). Самую высокую степень связи с условиями работы ЛПС имели болезни уха – «почти полная» (EF=88 %).

Согласно критериям Р 2.2.1766–03 болезни эндокринной системы (КС=5), органов кровообращения (КС=3), глаз (КС=2) и опорно-двигательного аппарата (КС=2) у ЛПС должны относиться к ПОЗ, болезни органа слуха (КС=1) – к ПЗ.

Изучение причинно-следственных связей между ущербом здоровью и отклонений по данным клинических исследований с условиями труда позволило количественно оценить степень этой связи, категорию риска заболевания. Полученные статистические показатели позволяют утверждать, что у ИТС болезни органов дыхания, глаз, органов пищеварения, нервной системы, органов кровообращения и кожи являются ПОЗ, а болезни уха – ПЗ. Заболевания органа слуха обусловлены специфическим действием шума, а болезней сердечно-сосудистой, нервной и пищеварительной систем – неспецифическим. Повышение заболеваемости органов дыхания и глаз можно объяснить действием ИЗ.

У ЛПС болезни эндокринной системы, органов кровообращения, глаз и опорно-двигательного аппарата должны относиться к ПОЗ, а болезни органа слуха – ПЗ. Заболевания органа слуха обусловлены специфическим действием шума, а болезней сердечно-сосудистой – неспецифическим. В качестве одной из причин, приводящих к повышению заболеваемости глаз, можно рассматривать непосредственное влияние ИЗ.

Таким образом, на основании полученных данных установлено, что заболевания органа слуха относится к ПЗ как у ЛПС, так и у ИТС. По

результатам изучения медицинской документации у АС этот класс болезней представляет только одна нозологическая форма – НСТ. С использование принятых методик доказано, что данное заболевание имеет очень высокую связь с условиями труда, где ведущее место среди вредных производственных факторов занимает шум. В настоящее время доказано, что шум рассматривается в качестве одной из причин развития тугоухости. НСТ шумовой этиологии в соответствии с приказами МЗ №302н от 12.04.2011 г. и №417н от 27.04.2012 г. отнесена к ПЗ при наличии на рабочем месте производственного вредного фактора шума. Кроме того, доказано, что ИЗ можно рассматривать в качестве этиологической причины повреждения слуха, в том числе и развития НСТ. На основании вышеуказанных приказов МЗ наличие НСТ у работников, работающих во вредных условиях труда по ИЗ, является основанием рассматривать это заболевание как ПЗ.

Анализ развития НСТ в зависимости от стажа работы с шумом показал, что у 19 % ЛПС в течение 5 лет развивается НСТ. В дальнейшем через каждые 5 лет количество лиц, имеющих данную патологии увеличивалось. У ИТС после 5 лет работы выявлено 6 % лиц с наличием тугоухости, а в дальнейшем динамика формирования поражения органа слуха была несколько выше (см. табл. 12).

Таблица 12. **Динамика формирования НСТ у АС от стажа работы с шумом**

Категория авиационных специалистов	**Стаж работы с шумом (года)**				**Всего**
	5	**10**	**15**	**свыше 15**	
ЛПС	28 (19 %)	36 (25 %)	40 (27 %)	43 (29 %)	147 (100 %)
ИТС	4 (6 %)	17 (29 %)	20 (34 %)	18 (31 %)	59 (100 %)

Корреляционный анализ показал, что ряд критериев НСТ (степень потери слуха на частотах 4000 Гц и СПС500-2000 Гц имели сильную и достоверную ($p<0,05$) связь со стажем работы. В подавляющем большинстве случаев связь была сильной и статистически значимой. У ЛПС r колебался от 0,83 до 0,98, а у ИТС – 0,91-0,99.

Разработаны математические модели нарушения слуха у АС (см. таблицу 13).

Таблица 13. **Математические модели нарушения слуха у АС ВВС, подвергающихся воздействию шума**

Категория авиационных специалистов	**$СПС_{500\text{-}2000\ Гц}$**	**Показатели достоверности модели**		**Показатель эффективности модели**
		F	**p**	**R^2**
ЛПС	$Y= 8,08 – 1,28\ x_1 + 0,015\ x_1 \times x_2$	30,0	0,001	0,70

Категория авиационных специалистов	**$СПС_{500\text{-}2000\ Гц}$**	**Показатели достоверности модели**		**Показатель эффективности модели**
		F	**p**	**R^2**
ИТС	$Y= 7,03 + 0,56\ x_1$	41,4	0,001	0,92

Примечание: 1. x_1 – стаж работы с шумом (годы); 2. x_2 – УЗД (дБ) на рабочем месте.

Математическая модель для ЛПС указывает на зависимость показателя СПС500-2000 Гц не только от стажа работы с шумом, но и взаимодействия последнего с УЗД на рабочем месте. Данная модель позволяет прогнозировать сроки развития НСТ у ЛПС в зависимости от типа ВС. При уровне шума 102 дБА, что наиболее часто наблюдается у ЛПС вертолетов, НСТ появляется через 8,7 года, при уровне 104 дБА (ЛПС транспортной авиации) – 6,5 года, а при уровне 109 дБА (ЛПС истребительная авиация) – 5,2 года. У ИТС показатель СПС500-2000 Гц имел более сильную математическую связь только со стажем работы, поэтому развитие тугоухости у них можно ожидать через 5,3 года.

Таким образом, исследование вероятности развития НСТ показало, что при воздействии АШ патологические изменения в органе слуха проявляются уже после 10-летней продолжительности работы у ИТС и 15-летней у ЛПС. Вероятность развития НСТ у ИТС на 8–12 % выше, чем у ЛПС. Объяснением этому является то, что в акустическом спектре на рабочих местах у первых преобладают частоты звукового диапазона высокого уровня и УЗД у ИТС значительно выше, чем УЗД у ЛПС [22].

Проведенные статистические исследования доказывают, что выявленные нарушения слуха у АС имели устойчивую связь с воздействием АШ. Установление математических связей между вредным производственным фактором и ПЗ является важнейшим звеном в доказательности, что АШ является ПР для АС. Поэтому необходимо разрабатывать и внедрять систему по УПР при воздействии АШ.

Управление профессиональными рисками при воздействии авиационного шума

Основной целью государственной политики в области здравоохранения является совершенствование системы охраны здоровья граждан в целях профилактики заболеваний, сохранения и укрепления физического и психического здоровья каждого человека, поддержания его долголетней активной жизни, предоставления ему медицинской помощи. Достижение этой цели обусловит и снижение уровня заболеваемости и смертности населения.

Недостаточно полное и своевременное выявление ПЗ влечет за собой рост числа осложненных случаев, включая инвалидизацию работников, ухудшает качество трудовых ресурсов, производительность труда и демографическую ситуацию в стране. Сложившаяся ситуация требует изменения приоритетов при

планировании стратегий укрепления здоровья населения, а именно смещение акцента от клинического подхода в сторону профилактических программ [30].

Методология ПР в медицине труда является одним из современных профилактических направлений, которое активно развивается в России в последние годы. Она включает оценку ПР и УПР на основе стандартов ИСО и отечественных моделей, что позволяет прогнозировать вероятность ПЗ и неспецифических заболеваний.

УПР – это формирование системы мер по предупреждению неблагоприятных воздействий условий труда на здоровье, базирующейся на принципах приоритетности первичной профилактики, снижения влияния факторов риска, формирования здорового образа жизни и целенаправленного взаимодействия управленческих структур систем охраны здоровья и социальной защиты.

Целенаправленная реализация профилактических программ и воздействие на управляемые факторы риска здоровью населения позволят принимать адекватные управленческие решения. Эти мероприятия, хотя и являются затратными, дадут максимальный эффект в плане охраны здоровья населения и среды его обитания.

Предложенные критерии оценки риска апробированы на производствах ряда отраслей экономики – машиностроение химии, горнодобывающей, электронной промышленности, была разработана методика сбора материала и его обработки. Анализ материалов апробации показал, что в целом предложенные критерии гигиенические (классы условий труда) и медико-биологические (ПЗ, ЗВУТ и рассчитанная на ее основе ПОЗ) в целом отражают риск развития патологии у работающих, а, следовательно, могут быть использованы для решения вопросов о мерах защиты работающих [18].

В здравоохранении РФ создана система мероприятий по борьбе с неблагоприятным влиянием вредных производственных факторов. Определен перечень вредных и опасных производственных факторов и ПЗ (Приказ Минздравсоцразвития РФ от 27 апреля 2012 г. № 417н). Установлены допустимые нормы для вредных факторов, порядок их мониторинга, правила проведения специальной оценки труда (Федеральный закон № 426-ФЗ от 23.12.2013 г.), периодичность проведения медицинских осмотров лиц, допущенных к работе в условиях воздействия вредных факторов, и экспертизы в специализированных лечебно-профилактических учреждениях (Приказ МЗСР от 12.04.2011 № 302н, Письмо Минздрава России от 06.11.2012 N 14-1/10/2-3508).

Применение концепции ПР, как одной из решающих профилактических предпосылок защиты здоровья работающих, направлено на повышение эффективности существующей системы. Этому способствуют методические рекомендации по оценке рисков профессиональных и профессионально-обусловленных заболеваний (Р 2.2.1766–03) и руководство по гигиенической оценке условий труда (Р 2.2.2006–05). Оценка ПР должна являться составной

частью социально-гигиенического мониторинга. Более того, методология риска является адекватным дополнением гигиенической классификации труда и может успешно использоваться при санитарно-гигиенической характеристике рабочих мест [22].

На основании вышеизложенного система УПР при воздействии АШ должна включать в себя следующие основные элементы.

1. Плановая специальная оценка условий труда проводится ежегодно в соответствии с ФЗ № 426-ФЗ от 23.12.2013 г. Внеплановая специальная оценка условий труда должна проводиться при поступлении новой авиационной техники (ВС, вспомогательное оборудование и др.).

2. Контроль наличия средств защиты от шума. Оценка их эффективности в соответствии с условиями труда и правильность применения на рабочем месте. Средствам защиты от шума отводится ведущее место в системе профилактических мероприятий по борьбе с шумом и снижения ПР.

3. На основании специальной оценки условий труда определяется КУТ и на основании делается прогноз вероятности ПР.

4. На основании результатов медицинских осмотров оценивается степень связи заболеваний АС с их профессиональной деятельностью.

5. Установление зависимости между ПЗ и ПОЗ и стажем работы в условиях воздействия АШ позволяет определять вероятность развития ПР.

6. Проведение предварительного медицинского осмотра лиц, принимаемых на работу в авиацию и авиационную промышленность, где на рабочих местах уровень звука и общий уровень звукового давления превышает предельно допустимые уровни. Медицинский осмотр обязательно должен включать участие врачей (терапевт, невролог, отоларинголог), лабораторные исследования (тональная аудиометрия и по показаниям вестибулометрия).

7. Периодического медицинского осмотра АС должны проводиться не реже одного раза в год с минимальным перечнем медицинских мероприятий, предусмотренных для предварительного медицинского осмотра. При выявлении начальных признаков нарушения со стороны органа слуха (снижение порогов слышимости по данным тональной аудиометрии), центральной и вегетативной нервной систем (головные боли, головокружение, нарушении сна и др.), сердечно-сосудистой системы (повышение артериального давление выше 140/90 мм рт. ст., лабильность артериального давления и пульса) АС должен быть направлен на обследование в лечебно-профилактическое учреждение.

Наличие у АС ПЗ и ПОЗ требует периодического проведения обследования в стационарных условиях лечебно-профилактического учреждения и центре профпатологии. Специалистами этих учреждений определяется периодичность и место последующего медицинского осмотра, по показаниям проводится комплекс лечебно-профилактических мероприятий.

Таким образом, методология ПР в медицине труда включает оценку и управление риском на основе стандартов ИСО и отечественных моделей, что

позволяет прогнозировать вероятность ПЗ и ПОЗ. Очевидно, что использование системы оценки ПР имеет важное значение для отношений между работодателем и работником, так как позволяет ориентировать работодателя на «опасные» стажи работ в ряде профессий, повышает роль предварительных и периодических медицинских осмотров, позволяет медицинским работникам целенаправленно проводить лечебные и профилактические мероприятия работающим.

Перечень мероприятий УПР, предлагаемых нами при воздействии АШ, показан на схеме.

В связи с принятием Федерального закона N 125-ФЗ "Об обязательном социальном страховании от несчастных случаев на производстве и профзаболеваний" необходимо дальнейшее совершенствование организационно-методических основ оценки профессиональной патологии. Считаем, что одним из таких направлений является разработка комбинированной системы оценки профессиональной патологии.

В настоящее в медицине труда не вызывает сомнения, что комплекс производственных факторов приводит к развитию не только ПЗ, официальный перечень которых определен приказом Минздравсоцразвития РФ от 27 апреля 2011 г. № 417н, но и неспецифических заболевании, связанных с условиями работы. В соответствии с руководством Р 2.2.2006-05 последние получили название ПОЗ. По аналогии с ПЗ оценку профессиональной обусловленности неспецифических нарушений здоровья рекомендовано проводить через вероятностный подход. Большинство зарубежных стран (Евросоюз, Бразилия, Канада, США, Швеция, Япония, Германия, Иран и др.) приняло комбинированную систему оценки ПР, позволяющей применять не только официальный список ПЗ, но и рекомендует компенсировать заболевания, не входящие в этот список, если доказаны их профессиональное происхождение и характер.

Таким образом, полученные нами данные показывают, что у АС, наряду с НСТ, выявлены заболевания центральной нервной системы (астеноневротический синдром, диссциркуляторная энцефалопатия), сердечно-сосудистой системы (гипертоническая болезнь), дыхательной системы (хронический бронхит), которые связаны с их профессиональной работой в условиях повышенной акустической нагрузки. На основании вышеизложенного считаем, что АШ должен рассматриваться как фактор ПР, приводящий к ПОЗ.

Влияние авиационного шума на окружающую среду и здоровье населения

Одним из последствий бурного развития авиационной промышленности и авиационного транспорта является неблагоприятное влияние на окружающую среду и население. К ним относят загрязнение атмосферы продуктами сгорания авиационного топлива, химическое загрязнение местности вокруг авиационных

объектов, повышенная акустическая нагрузка на население, проживающего на рядом расположенных территориях.

Управление профессиональным риском нарушения здоровья авиационных специалистов, обусловленным авиационным

Сбор и анализ гигиенических и медикостатистических показателей для оценки уровня профессионального риска

- Изучение условий труда
- Идентификация факторов рабочей среды и трудового процесса
- Проведение измерений параметров шума (уровень звука) и инфразвука (общий уровень звукового давления) на рабочих местах в течение рабочей смены
- Анализ заболеваемости по данным

Расчет профессионального риска

- Оценка условий труда и установление класса условий труда

  (категория риска - *подозреваемый профессиональный риск*)
- Расчет статистических показателей количественной оценки риска и степени связи нарушений здоровья с работой
- Установление количественных зависимостей «экспозиция - ответ» и

  определение вероятности

  (категория риска - *доказанный профессиональный риск*)

Система организации контроля и профилактических мероприятий

- Выбор и реализация мер профилактики:
  - административно-правовые;
  -организационно-технические;
  - экономические;
  - лечебно-профилактические
- Специальная оценка условий труда (аттестация рабочих мест)
  - очередная (раз в пять лет),
  - внеочередная (при появлении новых типов ВС, технологического оборудования)
- Мониторинг акустической обстановки на рабочих местах АС
- Контроль наличия средств защиты и правильность их применения
- Проведение предварительного и периодических медосмотров (с обязательным использованием тональной аудиометрии)

Высокие уровни звука при эксплуатации ВС способствуют распространению ума на окружающую территорию вокруг авиационных

объектов и вдоль взлетно-посадочных коридоров. Кроме того, этому способствует наличие в АШ низких звуковых частот и ИЗ, особенностью которых является малое затухание в атмосфере. Способность таких волн преодолевать достаточно большие расстояния в атмосфере имеет большое значение для живой природы. Несмотря на некоторое привыкание животных к техногенным акустическим источникам, отмечается нарушение их физиологических, поведенческих и репродуктивных функций.

Влияние шумового загрязнения на фауну при многих экологически опасных видах производственной деятельности изучено еще недостаточно. Во многом именно этим объясняется отсутствие федеральных экологических нормативов и стандартов допустимого акустического загрязнения окружающей среды. Между тем снижение уровней шума и ИЗ, возникающих при эксплуатации крупных и протяженных технологических объектов, до природных (фоновых) значений следует рассматривать как одно из важных направлений природоохранной деятельности.

Таким образом, новая проблема акустического загрязнения окружающей среды, в том числе за счет АШ, входит в число приоритетных экологических проблем.

Акустический шум является наиболее значимым из физических факторов, оказывающих влияние на среду обитания человека, особенно населения крупных городов. Доля обращений граждан на акустическое воздействие от общего количества жалоб на воздействие физических факторов в ряде субъектов РФ превышает 70%. В России воздействию АШ с уровнем, превышающим предельно допустимый, подвергаются несколько миллионов человек [1, 2].

На территориях, прилегающих к аэропортам, аэродромам и авиационным предприятиям, основным источником шума являются авиационные двигатели. Во многих регионах, несмотря на расположение аэропортов в черте населенных пунктов и значительное количество населения, подверженное воздействию АШ, работа по его контролю на селитебной территории не проводится.

Согласно данным на территории РФ расположены 247 активно функционирующих аэропортов, из которых 38% расположены в черте населенных пунктов.

Критерием правомерности жилищного строительства в зоне аэропортов являются обоснованные и четко обозначенные границы санитарно-защитной зоны, но для половины аэропортов они не установлены, что является грубым нарушением.

К факторам, влияющим на шумовой режим населенных пунктов, относятся: расстояние от взлетно–посадочной полосы, частота полетов

самолетов, типы самолетов, базирующихся на данном аэродроме, высота и скорость полета. Результаты исследований показали, что с увеличением высоты пролета самолетов уровни шума на местности уменьшаются [31, 32].

Особенно негативное влияние на акустическую обстановку территории жилой застройки, находящиеся в проекции взлета и посадки самолетов. При снижении самолетов по глиссаде образуется широкополосный низкочастотный шум с инфразвуковой составляющей, на что указывает максимум УЗД в диапазоне 31,5–500 Гц. Наиболее высокие уровни звука образуются от самолетов ВВС (истребительной и дальней авиации).

Максимальный уровень шума в жилых кварталах (на стороне, обращенной к аэродрому) достигает 90–92 дБА, эквивалентный уровень – 75–85 дБА. Максимальная шумовая нагрузка в жилых районах вдоль трасс воздушных судов достигает 85–103 дБА. В течение суток наименьшие почасовые эквивалентные уровни звука наблюдаются в период с 1.00 до 4.00 ч, наибольшие – с 7.00 до 18.00 [33–34].

Методология оценки шума, создаваемого аэропортами, должна строиться на результатах регулярного мониторинга шума, так как лишь такой подход может дать истинную картину акустического загрязнения местности.

Из результатов анализа полученных данных следует что, несмотря на проводимую работу по снижению неблагоприятного воздействия АШ на население, ее объем нельзя считать достаточным. К сожалению, в настоящее время не везде осуществляется производственный контроль уровня шума в зоне аэропортов. Согласно полученным данным, он ведется лишь в 34 аэропортах (14%). По-прежнему в очень небольшом объёме ведутся работы по проектированию станций мониторинга уровней шума в зонах влияния аэропортов. Введение в действие таких станций позволило бы выявлять факты нарушения ограничений по фактору шума, установленных для ВС, и шумового режима территорий в любой период [35].

Население, проживающее на расстоянии до 2 км от аэропортов, получает суточную дозу шума, в 3 раза превосходящую допустимую величину. Люди, проживающие на этой территории, предъявляют жалобы на нарушение сна, головную боль, шум в ушах, головокружение, тошноту, тахикардию, раздражительность, проблемы с концентрацией внимания и памятью, вибрацию грудной и брюшной стенок, что может быть причиной необоснованного чувства страха, и др. [33, 34].

При анализе состояния здоровья населения, проживающего вблизи аэропортов, среди взрослого населения выявлен рост общей и хронической заболеваемости. Отмечаются также более высокие показатели заболеваемости по классу болезней нервной системы (астеноневротический синдром, вегетососудистые нарушения) и сердечно-сосудистой системы (ишемическая болезнь сердца, артериальная гипертензия). При оценке физического развития школьников, проживающих в зонах воздействия аэропортов, по данным углубленных медицинских осмотров выявлено отставание в физическом

развитии, на что указывает снижение роста, массы тела и окружности грудной клетки. Проведенные психофизиологические исследования установили, что в зоне влияния аэропорта в условиях высоких уровней авиационного шума умственная работоспособность детей к концу учебной недели снижается. При диспансерном обследовании детей дошкольного и школьного возраста обнаружены донозологические изменения со стороны сердечно-сосудистой и нервной систем, проявляющиеся в повышенной утомляемости, местных и общих вегетативно-сосудистых расстройствах, превышения артериального давления [33, 34, 36].

Известно, что при равных уровнях АШ вызывает чувство раздражения у гораздо большего числа обследуемых по сравнению с шумом от автомобильного и железнодорожного транспорта. Объяснением этому является наличие в спектре АШ высоких частот звукового диапазона с более высоким уровнем, действие которых сопровождается неприятными субъективными ощущениями. Подтверждением этому являются медицинские исследования, в которых было установлено, что наиболее неприятные эмоции у человека появляются при звуках в диапазоне 2–5 кГц.

Кроме того, при снижении самолетов по глиссаде на территории жилой застройки образуется низкочастотный широкополосный шум с инфразвуковой составляющей, что способствуют распространение шума на большую территорию жилых построек и оказывает неблагоприятное действие на психоэмоциональное состояние населения, то есть усугубляя действие высокочастотного шума [15, 31].

Наиболее оптимальными решениям по улучшению акустической обстановки на территории жилой застройки являются изменения режимов при снижении по глиссаде; оптимизация количество полетов в летную смену в разное время суток; выбор направления взлета и посадки, но все эти мероприятия не должны приводить к нарушению производства и безопасности полетов.

Анализ нормативных значений АШ для территории жилой застройки, показывает, что в большинстве зарубежных странах руководствуются требованиями ИКАО, согласно которым нормативным параметром является $L_{Аэкв.}$. Его уровень для дневного времени установлен 75 дБА, а для ночного времени – 65 дБА.

Поэтому необходимо признать, что действующая для территории жилой застройки в России система нормирования АШ требует обновления, учитывающего реалии и международный опыт. Считаем, что в этом документе должен быть предусмотрен контроль не только за уровнем звука, но и общим уровнем звукового давления ИЗ.

Таким образом, АШ необходимо рассматривать как неблагоприятный фактор, приводящий к риску нарушения здоровья населения, а значит необходим комплекс профилактических мероприятий, направленный на управление эти риском. К таковым можно отнести следующие:

АШ, создавая риск экологии и здоровью населения, требует постоянного мониторинга в местах расположения авиационных объектов;

профилактика негативного влияния АШ на окружающую территорию и население должно начинаться на этапе планирования строительства авиационного объекта с учетом федеральных требований и нормативов;

для каждого действующего авиационного объекта должны быть разработаны границы санитарно-защитной зоны;

действующая для территории жилой застройки система нормирования для АШ в РФ требует обновления с международного опыта;

проведение эпидемиологических исследований заболеваемости населения, проживающего на территории вблизи аэродромов, позволит получить доказательную базу о роли риска АШ нарушению здоровья населения.

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, 2015. 200 с.
2. *О состоянии* профессиональной заболеваемости в Российской Федерации в 2013 году: Информационный сборник статистических и аналитических материалов / Под ред. Главного врача ФБУЗ ФЦГиЭ Роспотребнадзора, к.м.н. Верещагина А.И. М.: Федеральный центр гигиены и эпидемиологии Роспотребнадзора, 2014. 60 с.
3. *Зинкин В.Н.* Современные проблемы производственного шума // Защита от повышенного шума и вибрации / Сб. докл. Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. участием. СПб., 2015. С. 36-56.
4. *Жданько И.М., Зинкин В.Н., Солдатов С.К. и др.* Фундаментальные и прикладные аспекты профилактики неблагоприятного действия авиационного шума // Авиакосмическая и экологическая медицина. 2014. Т. 48, № 4. С. 5-16.
5 *Зинкин В.Н., Шешегов П.М.* Современные проблемы шума в авиации // Проблемы безопасности полетов. 2014. № 5. С. 3-25.
6. *Свидовый В.И., Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Кукушкин Ю.А.* Особенности условий труда и заболеваемости инженерно-технического состава авиации // Профилактическая и клиническая медицина. 2006. № 2. С. 46-48.
7. *Инженерная* акустика. Теория и практика борьбы с шумом / Под ред. Н.И. Иванова. М.: Логос, 2013. 432 с.
8. *Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Кукушкин Ю.А. и др.* Гигиеническая оценка условий труда работников «шумовых» профессий авиаремонтных заводов // Медицина труда и промышленная экология. 2008. № 4. С. 40-42.

9. *Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Афанасьев Р.В. и др.* Гигиеническая оценка условий труда работников авиаремонтных заводов и пути улучшения акустической обстановки // Авиакосмическая и экологическая медицина. 2008. Т.42, № 8. С. 43-49.
10. *Зинкин В.Н., Свидовый В.И., Солдатов С.К. и др.* Гигиеническая оценка акустической обстановки на рабочих местах инженерно-технического состава авиации // Безопасность жизнедеятельности. 2006. № 12. С. 6-9.
11. *UN.* Globally harmonized system of classification and labelling of chemicals (GHS). – New York and Geneva: United Nations, 2003. 443 p.
12. *Ахметзянов И.М., Зинкин В.Н., Петреев И.В., Драган С.П.* Гигиеническая оценка сочетанного действия шума и инфразвука на организм военнослужащих // Военно-медицинский журнал. 2011. № 11. С. 44-50.
13. *Зинкин В.Н., Богомолов А.В., Ахметзянов И.М., Шешегов П.М.* Авиационный шум: специфические особенности биологического действия и защиты // Авиакосмическая и экологическая медицина. 2012. Т.46, № 2. С. 9-16.
14. *Зинкин В.Н., Квасовка В.В., Солдатов С.К. и др.* Влияние высокоинтенсивного шума на заболеваемости инженерно-технического состава Военно-воздушных сил // Военно-медицинский журнал. 2008. № 2. С. 59-63.
15. *Зинкин. В.Н., Ахметзянов И.М., Орихан М.М.* Инфразвук как вредный производственный фактор // Безопасность жизнедеятельности. 2013. № 9. С. 2-9.
16. *Зинкин В.Н., Свидовый В.И., Ахметзянов И.М.* Неблагоприятное влияние низкочастотных акустических колебаний на органы дыхания // Профилактическая и клиническая медицина. 2011. № 3. С. 280-284.
17. *Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М.* Экологические, производственные и медицинские аспекты инфразвука // Защита от повышенного шума и вибрации / Сб. докл. Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. участием. СПб., 2013. С. 177-198.
18. *Костенко Н.А.* Условия и профессиональная заболеваемость как основа управления рисками для здоровья работников // Дис….канд. мед. наук. М., 2015. 116 с.
19. *Карпова Н.И., Малышев Э.Н.* Низкочастотные акустические колебания на производстве. М.: Медицина, 1981. 192 с.
20. *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.
21. *Измеров Н.Ф., Суворов Г.А., Прокопенко Л.В.* Человек и шум. М.:ГЕОТАР-МЕД, 2001. 384 с.

22. *Шешегов П.М.* Профессиональные риски у авиационных специалистов Военно-воздушных сил // Проблемы безопасности полетов. 2016. № 2. С. 3-25.
23. *Авиационная* медицина (руководство) / Под ред. Н.М. Рудного, П.В. Васильева, В.С. Гозулова. – М.: Медицина, 1986. 580 с.
24. *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.
25. *Зинкин В.Н., Миронов В.Г., Солдатов С.К. и др.* Особенности патологического действия авиационного шума на орган слуха инженерно-технического состава авиации // Российская оториноларингология. 2007. № 6. С. 69-74.
26. *Алексеев В.Н., Свидовый В.И., Косачева Т.И.* Глаз и инфразвук. СПб., 2004. 112 с.
27. *Левашов С.П.* Профессиональный риск: методология системного анализа и моделирования: Учебное пособие. Курган, 2008. 154 с.
28. *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.
29. *Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Богомолов А.В. и др.* Риски здоровью, обусловленные кумулятивным действием авиационным шумом, и мероприятия по борьбе с ним // Проблема безопасности и чрезвычайных ситуаций. 2011. № 1. С. 80-88.
30. *Стратегия* развития медицинской науки в Российской Федерации на период до 2025 года [Электронный ресурс] – Режим доступа: http://www. rosminzdrav. ru/health/62/Strategiya_razvitiya_meditcinskoj_nauki.pdf.
31. *Солдатов С.К., Зинкин В.Н., Кукушкин Ю.А. и др.* Анализ антропоэкологической опасности шума, образующегося при заходе самолета на посадку // Экология промышленного производства. 2013. № 4 (84). С. 76-78.
32. *Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Драган С.П. и др.* Авиационный шума и проблемы безопасности полетов // Проблемы безопасности полетов. 2013. № 5. С. 3-12.
33. *Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Богомолов А.В. и др.* Авиационный шум как фактор эколого-биологического неблагополучия // Проблемы безопасности полетов. 2010. № 10. С. 3-13.
34. *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.

35. *Картышев О.А.* Новые подходы к установлению размеров санитарно-защитной зоны и санитарных разрывов аэропортов гражданской авиации // Гигиена и санитария. 2013. № 1. С. 89-92.
36. *Почекаева Е.Е.* Здоровье населения и гигиеническая безопасность территории, прилегающей к аэропортам: Автореф. дис….д-ра мед. наук. – М., 2008. 47 с.

Проектрование систем шумозащиты на участках обкатки двигателей

Бондаренко В.А., Богданов Р.В, Чукарин Н.А.
ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения», г. Ростов-на-Дону, Россия

Аннотация: Зависимости, дающие возможность рассчитать уровни шума на участках обкатки двигателей внутреннего сгорания положены в основу инженерного расчета и акустического проектирования систем шумозащиты в соответствии с выполнением санитарных норм шума. Наличие методики инженерного расчета дает широкие возможности для автоматизированного проектирования звукозащитных ограждений как непосредственно двигателей внутреннего сгорания, так и кабин дистанционного управления с единых позиций.

Ключевые слова: кабина, шум, вибрация, производственное помещение

Abstract: Dependencies, enabling to calculate noise levels in the areas of the running of the internal combustion engine as a basis for engineering design and acoustic design of noise protection systems in accordance with the implementation of sanitary norms noise. Available methods of engineering calculation gives ample opportunity for computer-aided design sound dampening enclosures directly internal combustion engines, and remote control cabins with one voice.

Keywords: cabin, noise, vibration, premises

Зависимости, дающие возможность рассчитать уровни шума на участках обкатки двигателей внутреннего сгорания положены в основу инженерного расчета и акустического проектирования систем шумозащиты в соответствии с выполнением санитарных норм шума. Наличие методики инженерного расчета дает широкие возможности для автоматизированного проектирования звукозащитных ограждений как непосредственно двигателей внутреннего сгорания, так и кабин дистанционного управления с единых позиций.

Поскольку доминирующим источником шума является корпус и выхлоп двигателя внутреннего сгорания, то реальным резервом снижения акустической активности на рабочих местах операторов являются:

- установка звукопоглощающих облицовок на ограждениях двигателей и кабин операторов;
- обеспечение требуемой звукоизоляции элементов ограждения кабин, и, в первую очередь, элементов остекления.

Расчетные зависимости уровней звукового давления, когда рабочее место оператора находится в производственном помещении, а двигатель внутреннего сгорания имеет звукозащитное ограждение и когда двигатель внутреннего сгорания имеет звукозащитное ограждение, и когда двигатель находится в производственном помещении, а оператор в кабине дистанционного

управления структурно одинаковы. Поэтому расчет систем шумозащиты может быть выполнен с единых позиций. В связи с тем, что максимально возможное снижение уровня шума внутри звукозащитного ограждения двигателя внутреннего сгорания однозначно определяет и максимально возможное снижение в реальной зоне оператора (вне ограждения), при проектировании предлагаемых двух вариантов систем шумозащиты операторов достаточно найти критерий минимизации акустических характеристик.

При формировании критерия минимизации очевидным является требование максимального снижения уровней шума в расчетной точке в октавных полосах частот. Однако это условие является необходимым, но недостаточным, т.к. нормативная кривая определяет допустимые уровни шума в каждой из полос. Поэтому в качестве необходимого и достаточного критерия следует признать ту или иную степень отклонения расчетных уровней шума в октавных полосах спектра от нормативных [1].

Такой степенью отклонения можно считать сумму разностей расчетных и нормативных уровней шума по всем девяти октавным полосам звукового диапазона (от 31,5 Гц до 8000 Гц). При этом с учетом различной степени влияния на человеческий организм частоты излучения звука (высокие частоты более неблагоприятны, чем низкие), логично постулировать, что при формировании критерия оптимизации для каждой октавной полосы следует ввести весовой коэффициент, а сам критерий выбирать как взвешенную сумму, величину которой необходимо минимизировать:

$$K = \min_{U,W}\left(\sum_{i=1}^{9}\left(L_{i_p} - L_{i_{норм}} \right)\theta_i \right); \qquad L_{i_p} > L_{i_{норм}}, \tag{1}$$

где $L_{i_{норм}}$ – нормативный и L_{i_p} – фактический или расчетный уровни шума в *i*-ой из девяти октавных полос спектра; θ_i – весовой коэффициент; U – вектор факторов, влияющих на уровень шума и управляемых проектантом; W – вектор конструктивных и технологических переходов и физических констант. При этом есть смысл принимать в расчет только те спектральные составляющие, уровни которых превышают соответствующие уровни нормативной кривой. На Рис. 1 показан таковой спектр шума, наложенный на нормативную кривую. Минимизация критерия (1) «притягивает» фактические уровни шума к нормативным в зоне $\Delta_i > 0$.

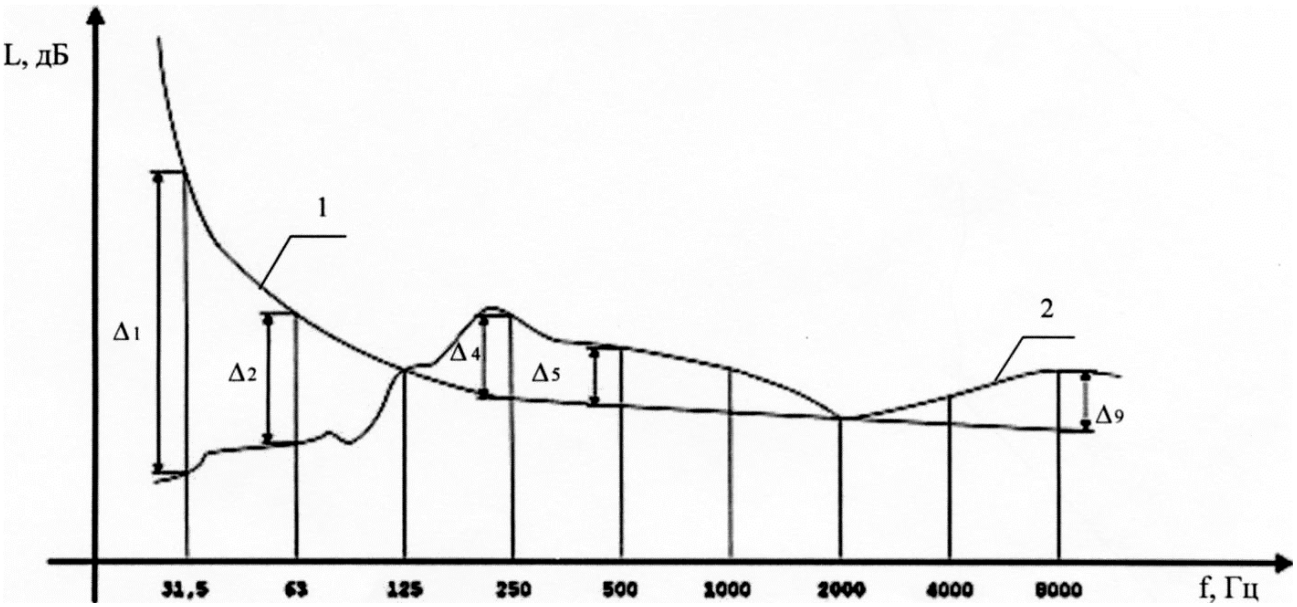


Рис. 1 – Сравнение нормативного и фактического спектров шума:
1 — нормативная кривая; 2 — фактический или расчетный спектр шума;
$\Delta_1 \ldots \Delta_3$ – отрицательные разности $L_{i_p} - L_{i_{норм}}$; $\Delta_4 \ldots \Delta_9$ – положительные разности $L_{i_p} - L_{i_{норм}}$

Для оценки весовых коэффициентов $\square_i$ предлагается следующий принцип (Рис. 2):

- для средней полосы спектра – частоты 500 Гц – примем $\square_5 = 1$;
- прямую, параллельную оси ординат с-с, будем считать осью симметрии, относительно которой нормативная кривая $L_{i_{норм}}$ отображается в кривую L_{i_p}.

Отношение

$$\theta_i = \frac{L_{i_a}}{L_{i_{норм}}} \qquad (2)$$

будем считать весовым коэффициентом для *i*-ой полосы спектра.

Значения θ_i приведены в табл. 1. Принятые таким образом весовые коэффициенты усиливают влияние высокочастотных компонент и ослабляют влияние низкочастотных на величину критерия (1).

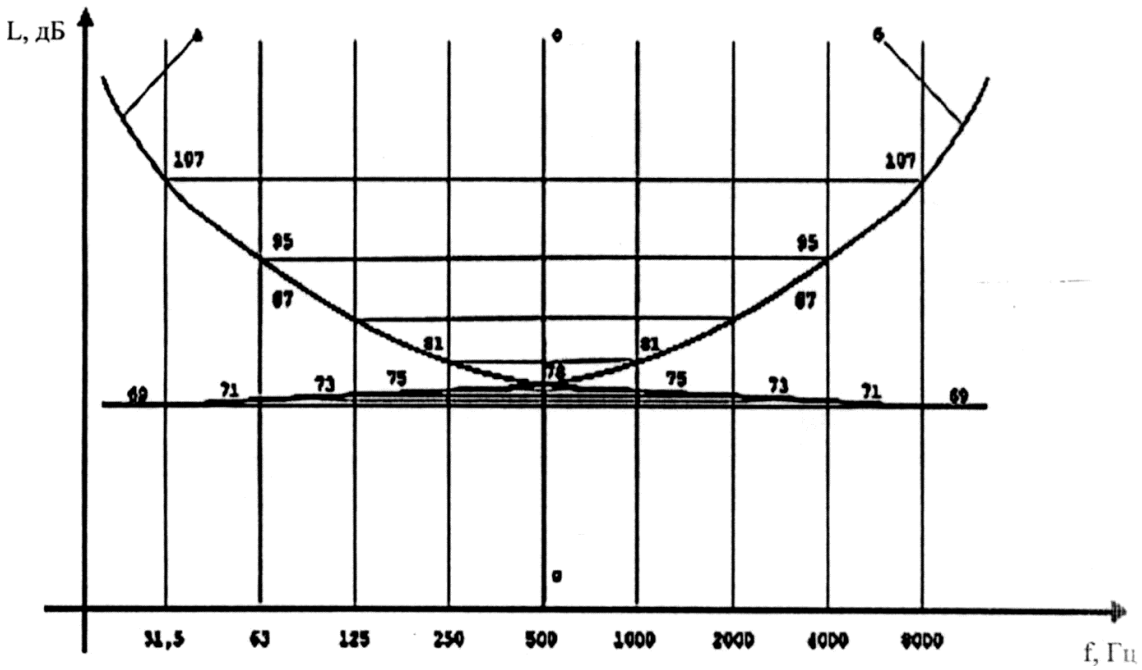


Рис. 2 – К определению весовых коэффициентов: «а» — нормативная кривая (уровни $L_{i_{норм}}$); «б» — «антинормативная» кривая, полученная симметричным отображением кривой «а» относительно оси с – с (уровни L_{i_a})

Таблица 1. **Весовые коэффициенты для слагаемых критерия оптимизации**

№ полосы	Среднегеометрические частоты в октавных полосах	$L_{i_{норм}}$	L_{i_a}	θ_i
1	31,5	107	69	0,839
2	63	95	71	0,747
3	125	87	73	0,839
4	250	81	75	0,962
5	500	78	78	1,000
6	1000	75	81	1,080
7	2000	73	87	1,192
8	4000	71	95	1,338
9	8000	69	107	1,551

Не оспаривая определенной условности критерия (2), тем не менее, нельзя не признать, что он в определенной мере объективно оценивает степень близости рассчитанных и нормативных значений уровней шума в октавных полосах.

Уровни шума в октавных полосах частот зависят от ряда параметров, среди которых можно выделить [1, 2]:

Физические константы: c_0 – скорость звука в воздухе, c_u – скорость распространения изгибной волны в элементах остекления, ρ_0 – плотность воздуха, ρ – плотность стекла.

Уровни вибраций корпуса двигателя.

Значения этих физических величин размещаются в базе данных.

Геометрические константы: размеры ограждения $l_1 \times l_2 \times l_3$ и размеры остекления $l_4 \times l_5$, A – площадь внутренней поверхности, r – расстояние от источника шума до расчетной точки.

Параметры, значения которых характерны для каждой октавной полосы и должны быть вычислены в ходе решения задачи с помощью параметров первых двух групп: N_1 – количество собственных частот колебаний воздушного объема; m и n – постоянные числа, определяющие модуль колебания элемента остекления;

Управляемые переменные, определенные значения которых должны обеспечить экстремум критерию (1) и должны быть найдены в входе проектирования. К их числу относятся:

Толщина элементов остекления с пределами определения $h_1 \le h \le h_2$. Эта переменная является непрерывной;

Коэффициенты поглощения a_S для N_2 облицовочных материалов в виде матрицы размером $N_2 \times 9$, в которой приведены значения a_S для каждого из N_2 материалов по девяти октавным полосам (см. табл. 3.2). Матрица размещается в базе данных. Таким образом, эта переменная является дискретной и в каждой октавной полосе задается набором N_2 значений.

Таким образом, с учетом найденной экстремальной величины h, подобрать такой облицовочный материал из N_2 исследованных, который бы обеспечивал для компоненты M_2 минимальные значения по всем октавным полосам:

$$M_2 = 10\lg \sum_N \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{13{,}7 f_N A a_S + \left(f_N - f_{mn}\right)^2}. \qquad (3)$$

В связи с дискретностью величины a_S оптимум компоненты M_2 находится как результата перебора 37 заданных в матрице значений a_S в каждой октавной полосе.

Составить на основе полученных результатов выражения уровней воздушного и структурного шума для всех стенок по всем составляющим в октавных полосах и сформировать целевую функцию (2) не менее чем в трех близких вариантах по использованию облицовочных материалов.

Подпрограмма вычисления собственных частот и их количество в октавных полосах воздушного объема ограждения – FSW:

Исходные данные:

- габаритные размеры внутреннего объема ограждения – длина × ширина × высота; $l_1 \times l_2 \times l_3$, м;

- плотность воздуха $r_0 = 1{,}29$ кг/м^3;

- скорость распространения звука в воздухе $c_0 = 340$ м/с;

- предельная максимальная учитываемая частота звуковых колебаний, $f_{пр} = 11200$ Гц;

- ряд стандартных среднегеометрических частот октавных фильтров: 31,5; 63; 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000; 8000 Гц;

- ряды коэффициентов δ, соответствующих октавным полосам со звукопоглощением – 14,6; 43,8; 73; 43,3; 43,8; 43,8; 43,8; 87,6.

Схема алгоритма приведена на рис. 3.3.

Первоначально вычисляется триада целых чисел, определяющих частоты собственных колебаний воздушного объема:

$$n_i = \mathrm{trunk}\left(\frac{2l_i}{C_0}\right),\ i = 1,2,3... \tag{4}$$

$\mathrm{trunk}(\ )$ – оператор округления содержимого скобок до целого.

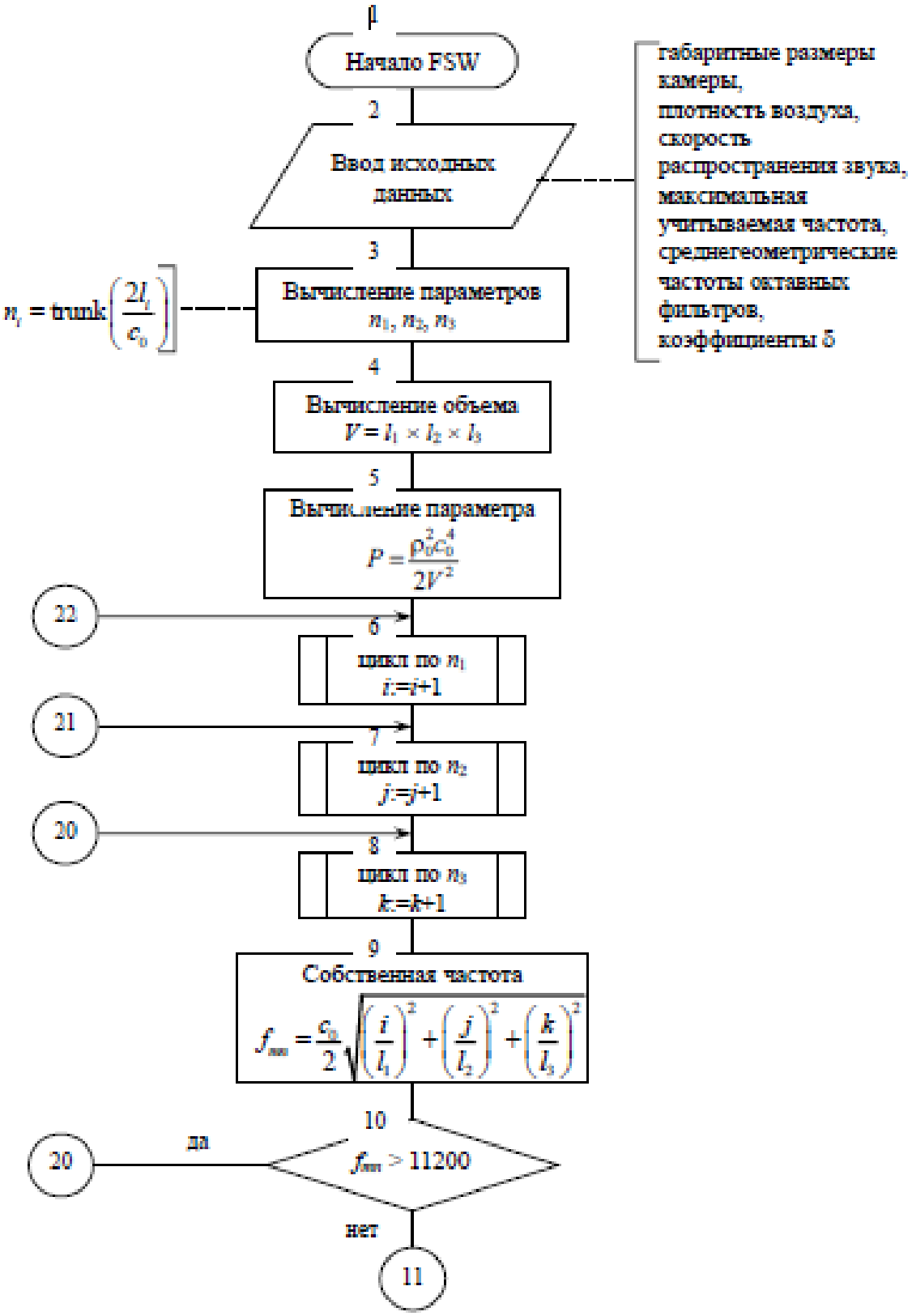
Далее вычисляются вспомогательные величины

$$V = l_1 \times l_2 \times l_3, \qquad P = \frac{\rho_0^2 c_0^4}{2V^2}. \tag{5}$$

В трех вложенных в друг друга циклах от нуля до n_i вычисляются собственные частоты колебаний в воздухе в объеме V:

$$f_{mn} = \frac{c_0}{2}\sqrt{\left(\frac{i}{l_1}\right)^2 + \left(\frac{j}{l_2}\right)^2 + \left(\frac{k}{l_3}\right)^2}, \tag{6}$$

где i, j, k – целочисленные параметры указанных циклов.


1
Начало FSW
2
Ввод исходных данных
габаритные размеры камеры, плотность воздуха, скорость распространения звука, максимальная учитываемая частота, среднегеометрические частоты октавных фильтров, коэффициенты δ
3
Вычисление параметров n_1, n_2, n_3
$n_i = \text{trunk}\left(\frac{2l_i}{c_0}\right)$
4
Вычисление объема $V = l_1 \times l_2 \times l_3$
5
Вычисление параметра $P = \frac{\rho_0^2 c_0^4}{2V^2}$
22
6
цикл по n_1
$i:=i+1$
21
7
цикл по n_2
$j:=j+1$
20
8
цикл по n_3
$k:=k+1$
9
Собственная частота
$f_{mn} = \frac{c_0}{2}\sqrt{\left(\frac{i}{l_1}\right)^2 + \left(\frac{j}{l_2}\right)^2 + \left(\frac{k}{l_3}\right)^2}$
10
$f_{mn} > 11200$
да
20
нет
11

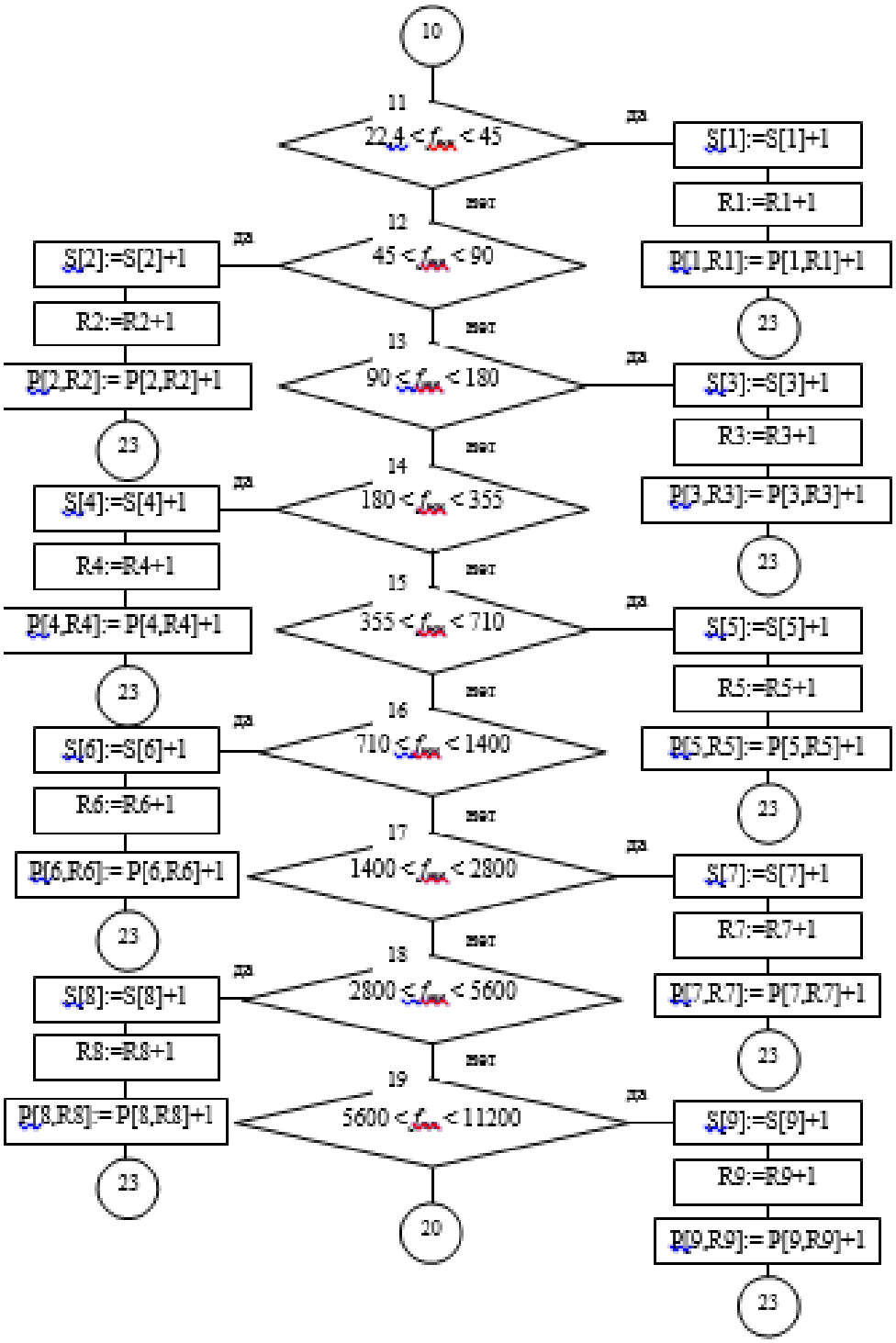


Рис. 3 – Подпрограмма вычисления собственных частот и их количество в октавных полосах воздушного объема – FSW

Список литературы

1. Двигатели внутреннего сгорания: Учеб. для вузов / *Хачиян А.С., Морозов К.А., Луканин В.Н*. и др.; Под ред. Луканина В.Н. – М.: Высш. шк., 1985. – 311 с.
2. *Бондаренко В.А., Раздорский С.А., Эркенов А.Ч*. Снижение шума тяжелых мостовых кранов путем улучшения виброакустических характеристик редукторов (теория и практика) / Бондаренко В.А., Раздорский С.А., Эркенов А.Ч.: под общей редакцией д.т.н., профессора Короткого А.А. – Ростов-на-Дону: Издательский центр ДГТУ, 2015 – с.

Железнодорожный транспорт, как источник инфразвука и низких частот в городской среде

Гагарин СА, Рожихин НС
Удмуртский госуниверситет

2002gsa@mail.ru

Аннотация: Прохождение железнодорожного транспорта неизбежно приводит к повышенному уровню звука в разных диапазонах частот. По данным измерений выявлено, что максимальная интенсивность звука для железнодорожных составов разного типа имеет два пика. Первый, на частоте 2 Гц – от 65 до 67 дБ, второй на частотах от 16 до 63 Гц – от 77 до 83 дБ. В большинстве случаев превышения допустимых уровней выявлено на частотах 63, 125, 250 Гц. Применение шумозащитного остекленения не будет иметь достаточную для снижения уровня звука функцию защиты. По результатам исследования среди типов подвижного состава электровозы являются более «тихими» по сравнению с тепловозами на рассматриваемых октавах на 2-3 дБ. Эта закономерность характерна как для пассажирского так и грузового транспорта.

Ключевые слова: инфразвук, низкочастотный шум, частоты, спектр, электровозы, тепловозы

В пределах селитебной территории техногенные источники инфразвука (ИЗ) и низкочастотного шума (НЧШ) весьма разнообразны. Одним из наиболее существенных источников ИЗ и НЧШ в городской среде является рельсовый транспорт – поезда, проходящие через населенный пункт.

Место исследования – г. Ижевск, расположен в стороне от основных транспортных (железнодорожных) путей в регионе. В силу этого, имеются местные особенности:

5. Проходящие через город железнодорожные пути, порой расположены в 20 – 40 м от жилых домов.
6. В городе нет, и не планируется, установка шумозащитных экранов вдоль железнодорожных путей.
7. Проезд железнодорожных составов эпизодичный, редкий, как правило, не более 2-3-х в течении часа.

По территории города Ижевска проложены железнодорожные ветки в трех направлениях – северном (Ижевск-Балезино), восточном (Ижевск-Воткинск), южном (Ижевск-Агрыз). В пределах Ижевска на некоторых участках железнодорожные пути вплотную примыкают к жилой застройке, что может являться причиной возможного акустического дискомфорта у проживающих там лиц. Одним из таких участков является ул. Дружбы, расположенная параллельно самой загруженной железнодорожной ветке южного направления

(Рис.1).

Территория ул. Дружбы представляет собой ровную поверхность с отсутствующим древесным покровом, застройка представлена равноудаленными друг от друга жилыми домами высотой до 11 метров. Данные здания являются препятствием при распространении звуковых волн частотой от 31,5 Гц, однако следует отметить, что в пространство между домами звуковые волны данного частотного диапазона способны проникать свободно. По этой причине возникла необходимость оценить вклад поездов в возможное акустическое загрязнение на территории ул. Дружбы, посредством сравнения полученных данных акустических наблюдений на этой территории с гигиеническими нормативами. Помимо этого было необходимо провести анализ распределения уровней звукового давления (УЗД) по спектру длин звуковых частот в зависимости от характеристик поездов, встречаемых на данном участке.

Исследование акустического загрязнения от подвижного состава на территории ул. Дружбы проводилось летом в дневное и ночное время суток. Точки наблюдений выбирались с учетом наименьшего влияния отраженного звука от близлежащих зданий и сооружений. Также измерения проводились непосредственно в квартирах жилых домов №23, 23а, 25, 29 (рис.1). Измерения ИЗ и НЧШ проводились при помощи шумомера-анализатора Октава 110А в октавном диапазоне частот, в момент прохождения электровозов, тепловозов, пассажирских и грузовых поездов на электрической и локомотивной тяге по территории наблюдений.

На исследуемом участке параллельно уложено четыре рельсовых пути на бетонные шпалы. Первый путь находится на расстоянии 30 м от жилых домов, второй на расстоянии 40 м, третий на расстоянии 60 м, четвертый на расстоянии 80 м. Точки наблюдений на прилегающей к путям территории располагались на расстоянии 30 метров от первого пути, т.е. на одной линии с жилыми домами.

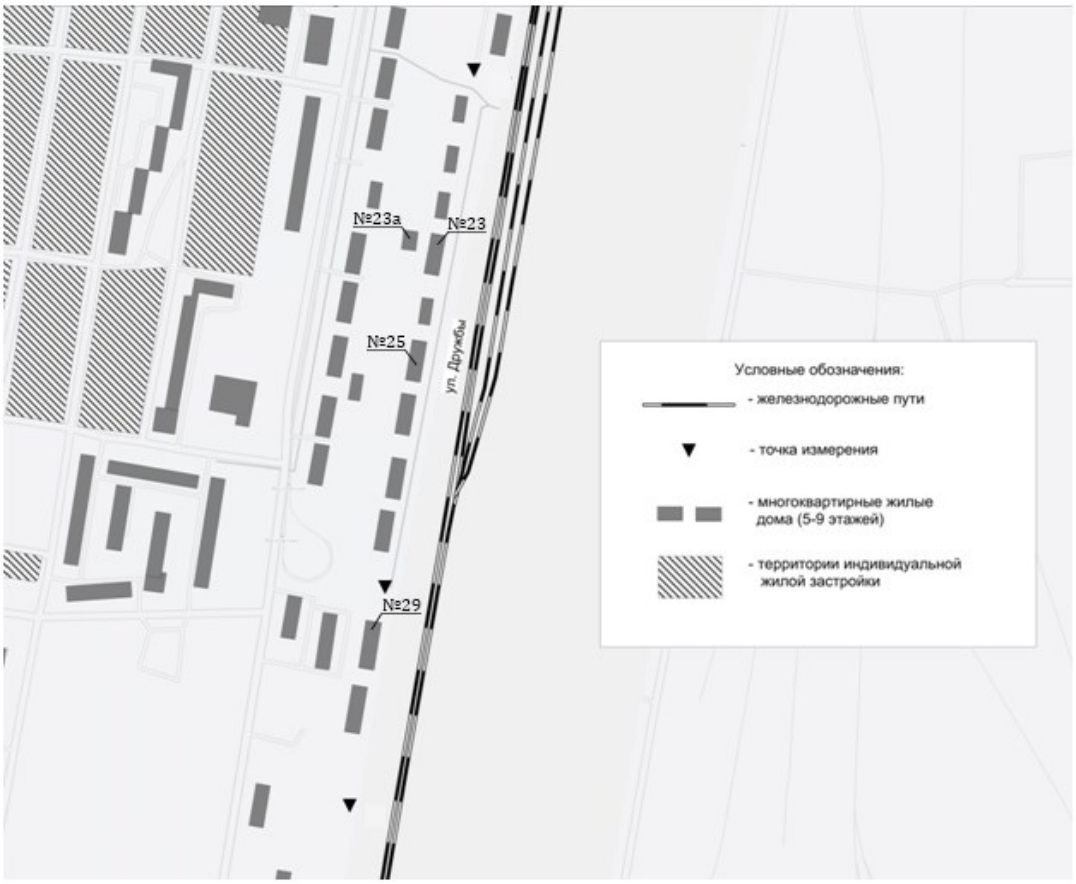


Рис.1. Расположение точек измерений и домов, где проводились исследования

Результаты исследования:

При движении поездов источниками шума, в том числе низкочастотного, являются[1,2, 3]:

-дизельные двигатели внутреннего сгорания (система впуска и выпуска газов);

- электродвигатели, электрогенераторы;
- вентиляционные и компрессорные установки;
- взаимодействие компонентов системы "колесо-рельс" (шум качения);
- срыв набегающего потока воздуха (аэродинамический шум).

В ходе сравнения полученных в результате исследования данных с гигиеническими нормативами (таблица 1), выявлено превышение предельно допустимых уровней (ПДУ) инфразвука и низкочастотного шума на прилегающей к железнодорожным путям селитебной территории (рис.2). В дневное время превышение ПДУ отмечено для частот:

- 16 Гц в 65% случаев;
- 63 Гц в 88 % случаев;
- 125 Гц в 88 % случаев;
- 250 Гц в 94 % случаев.

В ночное время превышение ПДУ отмечено для частот:

- 16 Гц в 30 % случаев;
- 31,5 Гц в 20 % случаев;

- 63 Гц в 90 % случаев;
- 125 Гц в 100 % случаев;
- 250 Гц в 100 % случаев.

Превышения ПДУ отмечались, как правило, при движении тепловозов, а также пассажирских и грузовых составов на локомотивной тяге. Таким образом, жители расположенных вблизи железнодорожных путей домов могут испытывать дискомфорт, в связи с неблагоприятной акустической обстановкой. Это подтверждается измерениями непосредственно в квартирах жилых домов № 23, 23а, 25, 29, где в дневное время превышения ПДУ эквивалентных УЗД составляли 8-19 дБА, в ночное время 14-31 дБА. Установка акустического экрана по периметру застройки, а также шумозащитное остекление окон в корне ситуацию не изменят, так как данные методы защиты эффективны только по отношению к средне- и высокочастотному шуму.

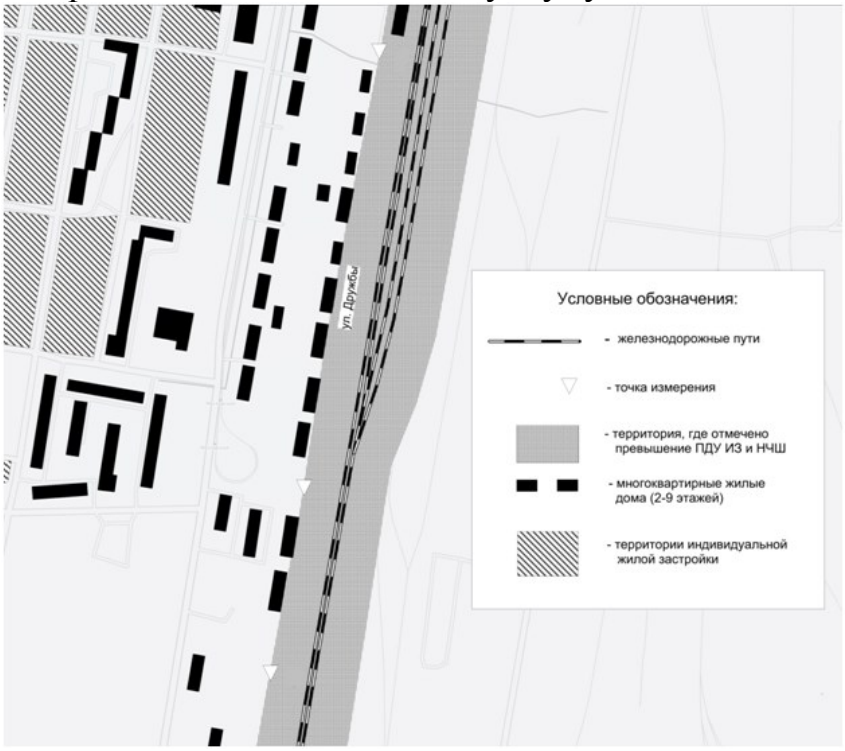


Рис. 2. Прилегающая к железнодорожным путям территория, где отмечается превышение ПДУ НЧШ и ИЗ

Таблица 1. **Гигиенические нормативы уровня звука, дБА**[6,7]

Место применения норматива	Уровни звукового давления, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц				УЗД экв., дБА	УЗД макс., дБА
	31,5	63	125	250		
Дневное время						
Жилые комнаты квартир	79	63	52	45	40	55
Территория, непосредственно прилегающая к жилым домам	90	75	66	59	55	70
Ночное время						
Жилые комнаты квартир	72	55	44	35	30	45
Территория, непосредственно	83	67	57	49	45	60

прилегающая к жилым домам						
Место применения норматива	Уровни звукового давления, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц				Общий уровень звукового давления, дБ Лин	
	2	4	8	16		
Жилые комнаты квартир	75	70	65	60	75	
Территория, непосредственно прилегающая к жилым домам	90	85	80	75	90	

По данным [2,6,7] на ровном участке местности при распространении звуковой волны от проходящего поезда, на снижение УЗД с расстоянием в низкочастотной части спектра влияет геометрический спад. На расстоянии 100 м от источника шума возможно ожидать снижения УЗД для частот:

-31,5 Гц на 6-8,5 дБ;

- 63 Гц на 9 - 11 дБ;

- 125 Гц на 12,5- 15 дБ;

- 250 Гц на 17,5- 20 дБ.

Исходя из вышесказанного, можно предположить, что даже на расстоянии 100 м от проходящего товарного поезда (50 и более вагонов) в ночное время УЗД НЧШ будут выше ПДУ. Это объясняется тем, что разница между значениями ПДУ НЧШ и полученными в результате натурных измерений УЗД для товарных поездов составляет большую величину, нежели снижение УЗД с расстоянием в результате геометрического спада.

Все поезда, акустические характеристики которых были измерены на исследуемом участке, условно разделены на несколько групп, а именно на тепловозы, электровозы, грузовые составы с локомотивной тягой, пассажирские поезда с локомотивной тягой, грузовые составы на электрической тяге, пассажирские поезда на электрической тяге. В каждой группе высчитывались средние значения УЗД по октавам, в результате получилось «характерное» для каждой группы распределение УЗД по спектру представленное в таблице 2 и рисунках 3 и 4.

Таблица 2. **Распределение УЗД по спектру частот, дБ**

Типы подвижных составов	Инфразвук				Низкие частоты			
	2 Гц	4 Гц	8 Гц	16 Гц	31,5 Гц	63 Гц	125 Гц	250 Гц
Тепловозы	65,09	60,12	60,93	73,82	77,09	76,70	67,76	63,83
Электровозы	67,55	58,88	56,80	69,04	68,87	72,49	65,88	60,09
Грузовые составы на локомотивной тяге (до 10 вагонов)	66,32	59,50	58,86	71,43	72,98	74,59	66,82	61,96
Грузовые составы на локомотивной тяге (до 60 вагонов)	63,33	61,79	67,68	73,80	77,76	81,47	74,92	66,41

Типы подвижных составов	Инфразвук				Низкие частоты			
	2 Гц	4 Гц	8 Гц	16 Гц	31,5 Гц	63 Гц	125 Гц	250 Гц
Грузовые составы на электрической тяге (до 40 вагонов)	61,09	62,62	68,55	73,38	82,29	80,8	72,43	65,78
Пассажирские поезда на локомотивной тяге(до20 вагонов)	68,14	61,30	65,13	79,56	80,72	80,57	71,08	65,47
Пассажирские поезда на электрической тяге(до20 вагонов)	65,66	58,14	58,07	66,61	73,24	73,27	71,74	65,98

Ниже приводятся рисунки, где рассматриваются УЗД от тепловозов рис. 3 и электровозов рис.4.

Проведя анализ результатов измерений уровней ИЗ и НЧШ источниками, которых являются тепловозы, а также пассажирские и грузовые поезда на локомотивной тяге, следует сказать, что отмечается зависимость в распределении УЗД в большинстве групп представленных на рисунке 3. Так в спектре октавных частот 2-250 Гц имеются 2 характерных максимума на частотах 2 Гц и 16-63 Гц, а также 2 минимума на частотах 4 Гц и 250 Гц. Таким образом, максимум акустической энергии сосредоточено в диапазоне 16-63 Гц, при этом конкретные значения зависят от характеристик подвижного состава при соблюдении общей тенденции. Следует отметить, что средние значения УЗД превышают установленные гигиенические нормативы для частот 63-250 Гц, данный факт необходимо учитывать при планировании шумозащитных мероприятий.

Проведя анализ результатов измерений уровней ИЗ и НЧШ источниками, которых являются электровозы, а также пассажирские и грузовые поезда на электрической тяге, можно сказать, что в спектре октавных частот 2-250 Гц имеются, в большинстве случаев, 2 характерных максимума на частотах 2 Гц и 31,5-63 Гц, а также 2 минимума на частотах 4-8 Гц и 250 Гц. Таким образом, максимум акустической энергии сосредоточено в диапазоне 31,5-63 Гц.

Заключение

По результатам исследования можно сделать следующие выводы:

1. Поезда в пределах города Ижевска являются источником неблагоприятного акустического воздействия на население, что подтверждено измерениями на прилегающей к железнодорожным путям территории, а также жилых домах. В большинстве случаев превышения допустимых уровней выявлено на частотах 63, 125, 250 Гц, т.о. шумозащитные мероприятия должны быть направлены, в том числе на снижение неблагоприятного акустического воздействия в данной полосе частот;

2. Размер территории подверженной неблагоприятному акустическому воздействию в Ижевске зависит от характеристик поездов но, как правило, составляет не менее 50 м по обе стороны от железнодорожного пути. Соответственно на данной территории не должны размещаться объекты социальной инфраструктуры, а также жилой фонд либо должны быть

проведены шумозащитные мероприятия (установка акустического экрана в сочетании с шумозащитным остеклением). Но необходимо заметить, что эффективность перечисленных методов шумозащиты в области низких частот не высока;

3. По результатам исследования среди типов подвижного состава электровозы являются более «тихими» по сравнению с тепловозами, эта же тенденция сохраняется при сравнении пассажирских поездов на электрической и локомотивной тяге;

4. На исследуемой территории наибольшие значения УЗД присущи грузовым составам с количеством вагонов более 40, при этом тип движителя существенно не влияет на акустические характеристики поезда, соответственно такие составы должны направляться на 4 путь, являющийся самым удаленным от жилой застройки на исследуемом участке;

5. Максимум акустической энергии в диапазоне частот 2-250 Гц сосредоточен для всех типов поездов в промежутке от 31,5 до 63 Гц, что необходимо учитывать при планировании шумозащитных мероприятий;

6. Администрация города планирует решать проблему повышенного уровня шума *только* применением шумозащитных стеклопакетов, которые в принципе не способны не только решить, но и ослабить проблему НЧШ в расположенных вдоль железной дороги домов.

Список литературы

1. Е.В. Бобин. Борьба с шумом и вибрацией на железнодорожном транспорте. – М.: Транспорт, 1974. С. 300
2. Д.А. Куклин. Проблема снижения внешнего шума поездов в источнике и на пути распространения. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. СПб. 2016 г. С. 434
3. П.В. Матвеев. Расчет и снижение шума качения поездов. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. СПб. 2014. С. 170
4. СН 2.2.4/2.1.8.583-96 Инфразвук на рабочих местах, в жилых и общественных помещениях и на территории жилой застройки. М.: Минздрав РФ, 1996.
5. 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 РФ, 1996.
6. ГОСТ 31295.2-2005 . Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета. Стандартинформ, Москва, 2006.
7. Д.А. Куклин. Оценка и снижение шума железнодорожного транспорта. Материалы 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. С. 850-869.

Анализ опасных и вредных факторов копировально-фрезерных деревообрабатывающих станков

Голосной С.В.
ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения»

nanorcsm@mail.ru.

Аннотация: Статья посвящена результатам анализа опасных вредных факторов, возникающих на рабочих местах копировально-фрезерных деревообрабатывающих станков трех типов. Анализ проведен на базе экспериментальных исследований концентрации запыленности и уровней звука, полученных в процессе аттестации рабочих мест операторов станков. Было зафиксировано значительное превышение предельно допустимых значений опасных вредных факторов. В результате сделан вывод, что, учитывая дисперсный состав пыли для копировально-фрезерных деревообрабатывающих станков, целесообразно использовать циклоны с развитой конусной частью аналогично модельным станкам

Ключевые слова: фрезерование, обработка древесины, уровень звука, концентрация запыленности.

Analysis of dangerous and harmful factors key-cutting woodworking machines

Abstract: The article is devoted to the analysis of dangerous hazards arising in the workplace copying milling woodworking machines of three types. The analysis is performed on the basis of experimental studies of the concentration of dust and the sound levels obtained in the process of certification of workplaces machine operators. A significant excess of limit values of hazardous harmful factors was recorded. As a result, it is concluded that, given the dispersed composition of dust for copying milling woodworking machines, it is advisable to use cyclones with developed conical part is similar to the model machines.

Keywords: milling, wood processing, the sound level, the concentration of dust.

Анализ опасных вредных факторов по результатам аттестации рабочих мест операторов производился для копировально-фрезерных деревообрабатывающих станков следующих типов (при обработке различных пород древесины):

- одношпиндельного ВФК-1 (частота вращения шпинделя n = 18000 об/мин; мощность привода главного движения N = 1,5 кВт);
- восьмишпиндельного ВФК-2 (n = 10000 об/мин; суммарная мощность привода N = 2,4 кВт);
- двухшпиндельного Ф2К-2 (n = 5900 об/мин; N = 4 кВт).

Результаты измерений представлены на рис. 1 и 2.

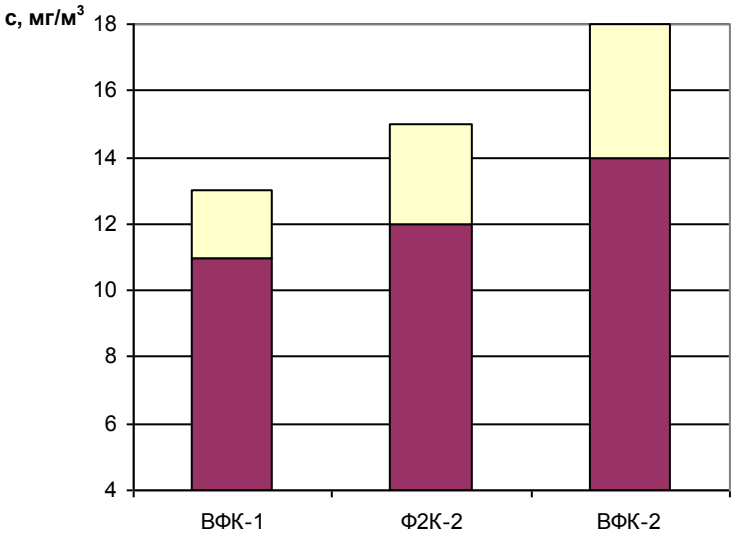


Рис. 1. Концентрации запыленности в рабочей зоне копировально-фрезерных деревообрабатывающих станков

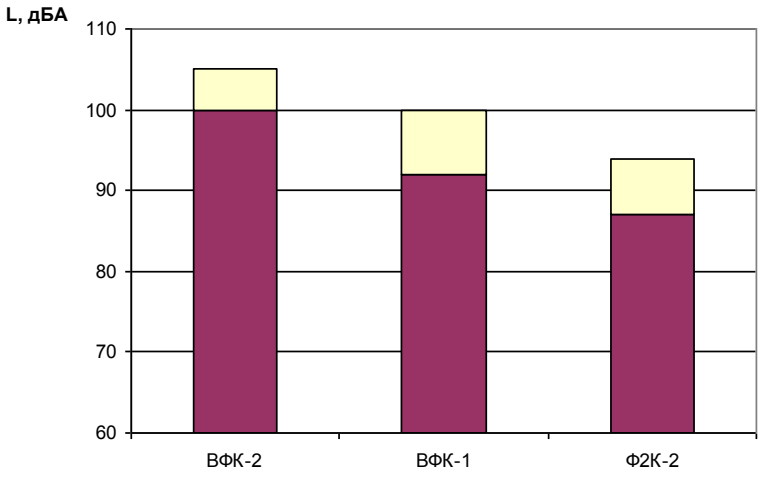


Рис. 2. Уровни звука в рабочей зоне копировально-фрезерных станков

Анализ результатов измерений показал, что предельно допустимые значения превышаются по двум факторам:

- концентрации запыленности (мг/м^3);
- уровням звука (дБА).

На гистограммах указаны максимальные и минимальные концентрации запыленности и уровни звука (соответственно).

На всех рабочих местах фактические значения концентрации запыленности превышают предельно допустимые в 5,2-9 раз. Минимальные концентрации создаются в рабочей зоне одношпиндельного станка, а максимальные – восьмишпиндельного.

Уровни звука в рабочей зоне всех трех типов станков также намного превышают предельно допустимые значения. Максимальное превышение (до

25 дБА) создается в рабочей зоне восьмишпиндельного станка, а минимальное (8 дБА) в рабочей зоне двухшпиндельного. Такая закономерность в распределении уровней звука объясняется соотношением частот вращения и количества шпинделей станков, фрезерные бабки которых являются источниками шума.

Проведение серии экспериментов по исследованию дисперсного состава пыли производилось по методике, использованной для аналогичных экспериментов модельных деревообрабатывающих станков [1, 2]. Отбор пылевых проб осуществляли с помощью аллонжей на установленные в них фильтры АФА-10 и электроаспиратора модели 822, позволяющего задавать расход прокачиваемого через фильтры запыленного воздуха.

В качестве контрольно-измерительных приборов при проведении экспериментальных исследований использовали: дифференциальный микроманометр МН-4, гравиметрические весы второго класса точности WA-33, микроскоп МИН-8, секундомер, лабораторный электрический вольтметр для определения напряжения тока, подаваемого к электродвигателю побудителя тяги 1.

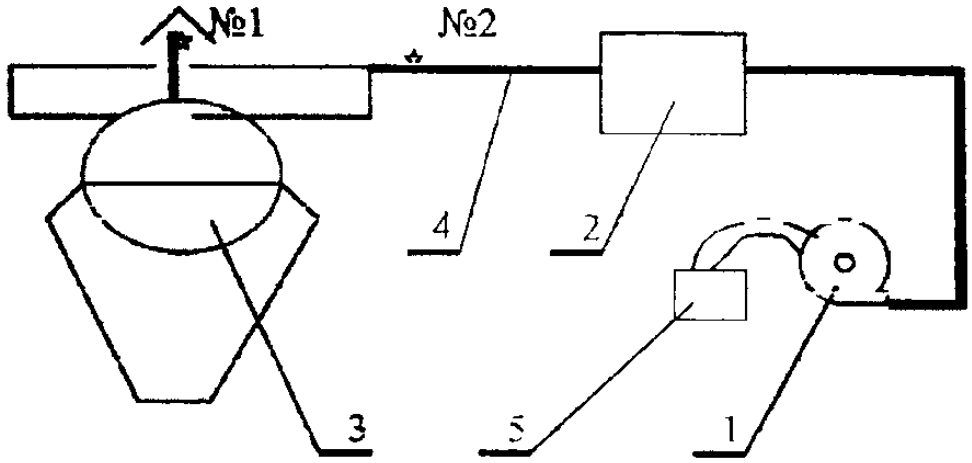


Рис. 3. Схема экспериментально стенда:
1 – побудитель тяги; 2 – дозатор пыли; 3 – техническая модель шарового циклона;
4 – система соединительных трубопроводов (воздуховодов); 5 – трансформатор КАТ-15;
* – точки замеров концентрации пыли

Дисперсный состав пыли исследовали методами ситового анализа и микроскопирования по стандартной методике с применением аппарата для исследования гранулометрического состава, включающего стандартный набор сит, вибрационную систему и корпус с электрооборудованием, а также микроскопа МИН-8. В результате предварительных исследований установлено, что распределение по размерам частиц всех используемых в экспериментах видов пылевого материала подчиняется логарифмически нормальному закону.

Ниже представлены экспериментально полученные данные (табл. 1-3) по фракционному составу древесной пыли в зависимости от режимов работы копировально-фрезерных станков (при разной частоте вращения вала двигателя).

Таблица 1.**Фракционный состав древесной пыли при *n* = 5900 об/мин**

d, мкм	>20	>30	>40	>50	>60	>70	>80	>100	>120	>140	>160
g_i, %	29	38	40	41	46	56	57	55	44	40	30

Таблица 2. **Фракционный состав древесной пыли при *n* = 10000 об/мин**

d, мкм	>20	>30	>40	>50	>60	>70	>80	>100	>120	>140	>160	>180
g_i, %	26	37	42	50	54	57	61	65	62	48	29	21

Таблица 3. **Фракционный состав древесной пыли при *n* = 18000 об/мин**

d, мкм	>20	>30	>40	>50	>60	>70	>80	>100	>120	>140	>160	>200
g_i, %	32	36	40	48	58	61	60	62	60	51	40	16

Распределение по размерам частиц древесной пыли близко по форме к кривой нормального распределения случайных величин, которая описывается двумя параметрами: средним диаметром частиц d_m и стандартным отклонением σ от него. Данные параметры определяются из соответствующих зависимостей.

Средний медианный диаметр d_mвычисляем по формуле:

$$d_m = \frac{\sum_{i=1}^{n} g_i d_i}{\sum_{i=1}^{n} g_i}, \qquad (1)$$

где: g_i – % массовое содержания частиц в *i*-й фракции; d_i – диаметр частиц *i*-й фракции.

Затем определяем стандартное отклонение по формуле:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} g_i \left(d_m - d_i\right)^2}{\sum_{i=1}^{n} g_i}}, \qquad (2)$$

и среднеквадратичное отклонение в функции ЛНР $\lg\sigma$.

В табл. 4 представлены результаты расчёта параметров d_m и $\lg\sigma$ на различных режимах работы модельных станков, а на рис. 4 показана зависимость между частотой оборотов модельного станка и размером образующихся при обработке материалов частиц древесной пыли.

Таблица 4

Параметры, характеризующие дисперсный состав древесной пыли

Число оборотов, *n*, об/мин	**Средний медианный диаметр d_m, мкм**	**Стандартное отклонение, σ**	**Среднеквадратичное отклонение в функции ЛНР,** lg σ
5900	83,8	42,6	1,28
10000	67,7	37,2	1,25
18000	31,4	31,4	1,22

Из полученных данных можно сделать вывод, что древесная пыль и взятая на анализ проба является крупнодисперсной и обладает свойством полидисперсности.

Учитывая, что рассматриваемая древесная пыль крупнодисперсная преимущество может быть отдано инерционным циклонным пылеуловителям, а не тканевым фильтрам.

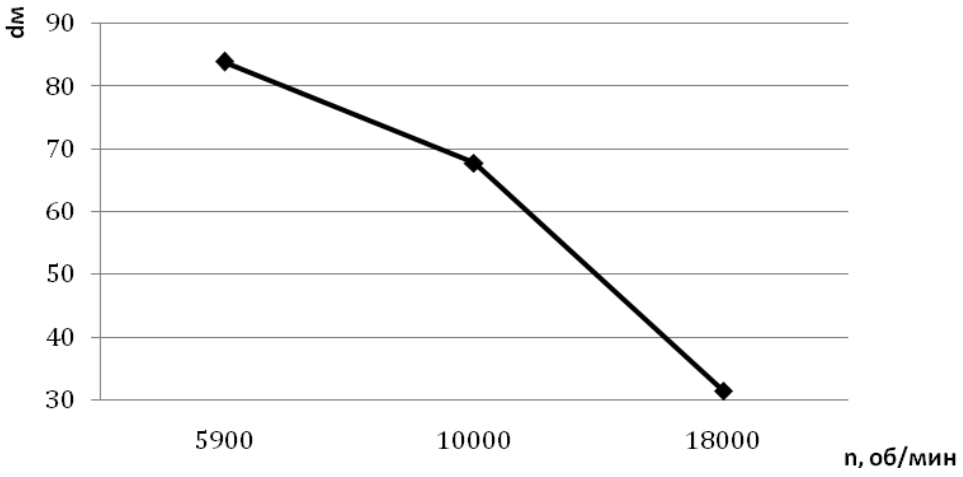


Рис. 4. Зависимость среднего медианного диаметра древесной пыли от режима работы модельного станка

Кроме того, увеличение скорости обработки древесины на копировально-фрезерных станках при повышенных оборотах приводит к уменьшению среднего медианного размера частиц и снижению эффективности их улавливания стандартными цилиндрическими циклонами.

Учитывая дисперсный состав пыли для данных станков целесообразно использовать циклоны с развитой конусной частью аналогично модельным станкам.

Список литературы

1. *Булыгин, Ю.И., Панченко, О.С., Романов, В.А., Денисов, О.В.* Повышение эффективности обеспыливания воздуха рабочих зон металлообрабатывающих и

деревообрабатывающих производств // Вестник ДГТУ. – 2013, – № 7/8 (75), – С. 49-57.

2. *Романов, В.А.* Экспериментальные исследования спектров вибраций модельных деревообрабатывающих станков // Известия ИУИ АП. – 2013, – № 1-2 (31-32), – С. 7-10.

Использование программного обеспечение для выполнения расчета шума в кабине оператора строительно-дорожной машины

.

Гришина С. Ю., Курцев Г. М., Путечев А. Д.
Балтийский государственный технический университет
«ВОЕНМЕХ» им. д. Ф. Устинова, Россия, г. Санкт-Петербург.

gsy62@mail.ru

Аннотация: В данной статье рассматривается программа для расчета ожидаемой шумности. Цель данной статьи описание программы. Была приведена формула для расчета суммарного спектра шума в кабине оператора строительно-дорожной техники, используемые при расчете ожидаемой шумности от нескольких источников излучения шума. Дана схема проникновения долей шума от источников через основные каналы в кабину строительно-дорожной техники, формирующие акустическое поле в кабине. Дано общее описание программы, назначение и условие пользования приложением. Так же определен уровень пользователя необходимый для работы с программой. Приведено описание основных операций и функций, которые можно использовать при работе с программой. Программа предоставляет конечные данные в удобном для пользователя виде и наглядную оценку результатов.

Ключевые слова: шум, строительно-дорожная техника, программа, расчет ожидаемой шумности, приложение**.**

Abstract: In this article the program for calculation of the expected noisiness is considered. Purpose of this article description of the program. The formula for calculation of a total range of noise has been given in a cabin of the operator of the construction and road equipment, used when calculating of the expected noisiness from several sources of radiation of noise. The scheme of penetration of shares of noise from sources via the main channels in a cabin of the construction and road equipment forming the acoustic field in a cabin is given. The general description of the program, appointment and a condition of use of the application is given. The user's level necessary for work with the program is also determined. The description of the main operations and functions which can be used during the work with the program is provided. The program provides final data in a user-friendly look and evident assessment of results.

Keywords: noise, construction and road equipment, program, calculation of the expected noisiness, application

Краткое описание расчетной модели

На рисунке 1 представлен образец строительно-дорожной техники, на котором схематично обозначены пути проникновения шума в кабину водителя от основных источников излучения.

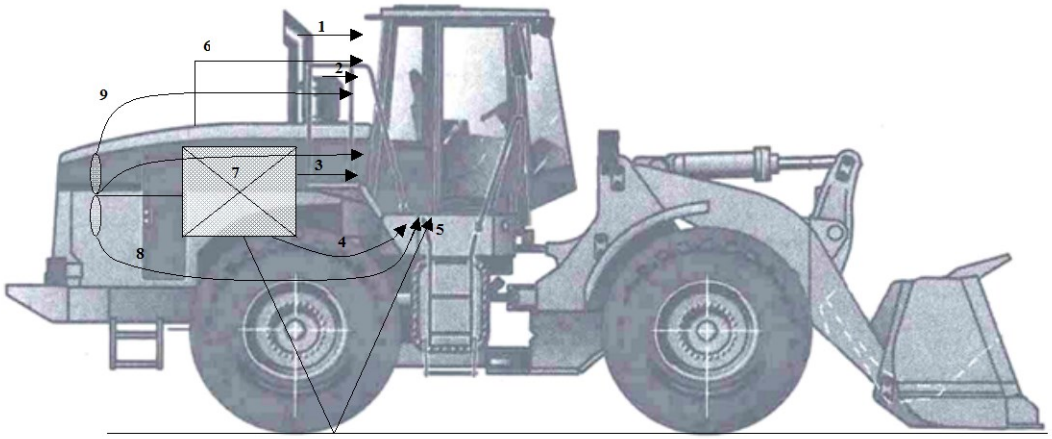


Рис. 1. Условная акустическая схема проникновения шума в кабину СДМ
1 – шум выпуска, проникающий на рабочее место оператора через панели ограждения кабины; 2 – шум всасывания, проникающий на рабочее место оператора через панели ограждения кабины; 3 – шум двигателя, проникающий на рабочее место через перегородку между моторным отсеком и кабиной; 4 – шум двигателя, проникающий на рабочее место через пол кабины непосредственно; 5 – шум двигателя, проникающий на рабочее место через нижний открытый проём в капоте и далее через пол кабины; 6 – шум двигателя, проникающий на рабочее место через ограждения капота и далее через панели кабины, за исключением пола и перегородки; 7 – шум вентилятора системы охлаждения, проникающий на рабочее место через радиатор охлаждения и далее через перегородку между моторным отсеком и кабиной; 8 – шум вентилятора, системы охлаждения, проникающий на рабочее место через радиатор охлаждения и далее через пол кабины; 9 – шум вентилятора, проникающий на рабочее место через ограждения капота и далее через панели кабины, за исключением пола и перегородки.

Суммарный расчетный спектр шума в кабине погрузчика от основных источников излучения, проникающего различными каналами на рабочее место оператора СДМ определен по формуле [1]:

$$L^{каб}_{сум.рас} = 10\lg(10^{0,1L^{каб}_{вып}} + 10^{0,1L^{каб}_{всас}} + 10^{0,1L^{каб}_{дв.пер}} + 10^{0,1L^{каб}_{дв.пол}} 10^{0,1L^{каб}_{дв.пр}} + 10^{0,1L^{каб}_{дв.кап}} + \\ + 10^{0,1L^{каб}_{вент.пер}} + 10^{0,1L^{каб}_{вент.пол}} + 10^{0,1L^{каб}_{вент.кап}}) \quad (1)$$

где $L^{каб}_{вып}$ - шум выпуска, проникающий на рабочее место оператора через панели ограждений кабины (за исключением перегородки между моторным отсеком и кабиной и пола);

$L^{каб}_{всас}$ - шум всасывания, проникающий на рабочее место оператора через панели ограждений кабины (за исключением перегородки между моторным отсеком и кабиной и пола);

$L^{каб}_{дв.пер}$ - шум двигателя, проникающий на рабочее место через перегородку между моторным отсеком и кабиной;

$L^{каб}_{дв.пол}$ - шум двигателя, проникающий на рабочее место через пол кабины непосредственно;

$L^{каб}_{дв.пр}$ - шум двигателя, проникающий на рабочее место через нижний открытый проем в капоте и далее через пол кабины;

$L^{каб}_{дв.кап}$ - шум двигателя, проникающий на рабочее место через нижний открытый проем в капоте и далее через пол кабины (за исключением пола и перегородки);

$L^{каб}_{вент.пер}$ - шум вентилятора системы охлаждения, проникающий на рабочее место через радиатор охлаждения и далее через перегородку между моторным отсеком и кабиной;

$L^{каб}_{вент.пол}$ - шум вентилятора системы охлаждения, проникающий на рабочее место через радиатор охлаждения и далее через пол кабины;

$L^{каб}_{вент.кап}$ - шум вентилятора системы охлаждения, проникающий на рабочее место через ограждения капота и далее через панели кабины (за исключением пола и перегородки).

Описание программы [3]

Данное программное обеспечение позволяет произвести оценку шума, проникающего в кабину строительно-дорожной машины. После расчетов можно посмотреть графическое отображение результатов в виде графиков и гистограмм и нормой для каждого значения.

При оценке ожидаемой шумности в кабине строительно-дорожной машине можно оценить результаты расчетов, по которым довольно быстро выявляются слабые места звукоизоляционных способностей панелей.

Все переменные группируется отображается только те объекты, которые в данный момент необходимо ввести, чтобы получить необходимый результат. Данная функция позволяет варьировать расчетной моделью. Что дает преимущество данной программы.

Уровень подготовки пользователя.

Основные пользователи данного программного обеспечения являются специалисты в области шумозащиты, которые работают над снижением шума в кабине машины. По результатам расчетов можно определить, где нужно установить дополнительную защиту от шума, либо определить, какими свойствами эта защита должна обладать.

Если пользователь имеет небольшой опыт работы с персональным компьютером, то пользование с данным продуктом не составит проблем. Главное, чтобы он понимал, что за информацию требует приложение, и что отображено на графиках и гистограммах после расчета.

Назначение и условие применения.

Данный продукт был разработан с целью автоматизировать процесс расчета ожидаемой шумности в кабине строительно-дорожной машины и выдать результаты в надлежащем и необходимом виде. Все расчеты приложения связаны с расчетом ожидаемой шумности из предметной области безопасности жизни-деятельности и экологии. Все необходимые расчеты можно выполнить в любой математической среде, так же построить графики и гистограммы по полученным результатам, но пользователю необходимо иметь представление в предметной области.

На практике данное приложение можно применять в проектировании шумозащитных мероприятий. Выбор шумозащитных материалов для снижения шума в кабине производится специалистами, которые разрабатывают мероприятия по защите от шума. Снижение шума позволит производителю строительно-дорожной машины увеличить её стоимость. При длительной работе на такой машине забота о здоровье работников позволяет повысить производительность труда.

Описание основных операций и функций.

Особенностью данного приложения является то, что оно оптимизировано под конкретную задачу, в данном случае производится расчет, по окончании которого пользователь получает результаты в удобном для него виде. По сути, требуется заполнить необходимые поля, и программа дальше сделает все сама.

При вводе недопустимых значений, дальнейший расчет будет приостановлен, к примеру попытка вычислить логарифм отрицательного числа или деления на ноль (рис. 2). Так же все значения, при которых невозможно произвести расчет, будут помечены, что дает возможность быстро исправлять на правильные значения. Всего в формировании шума в кабине участвуют десять каналов проникновения, при необходимости можно отключить любой из них и в дальнейших расчетах он не будет участвовать. Чтобы посмотреть краткое описание вводимой величины, достаточно навести курсор на значок «i». Для того, чтобы посмотреть описание канала проникновения или формулу расчета, нужно нажать на соответствующую кнопку на панели выше.

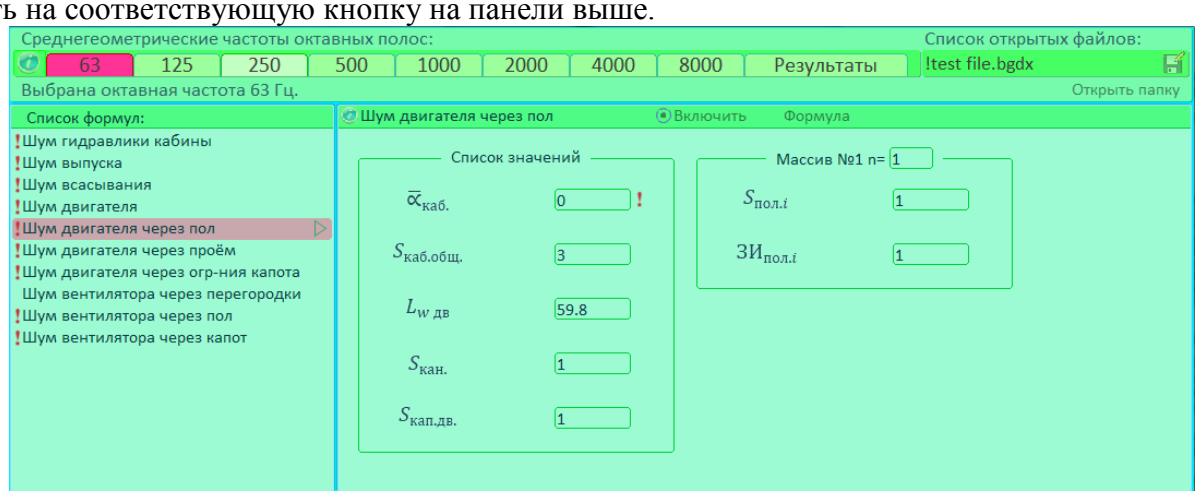


Рис. 2. Вывод ошибки при вводе данных

Все результаты расчетов заносятся в единую таблицу, которая находится на вкладке с результатами. Далее производится их графическое отображение в виде графика, где возможно отображение каналов проникновения по отдельности, и в виде гистограммы по каналам проникновения. И в конце строится гистограмма уже по проемам кабины.

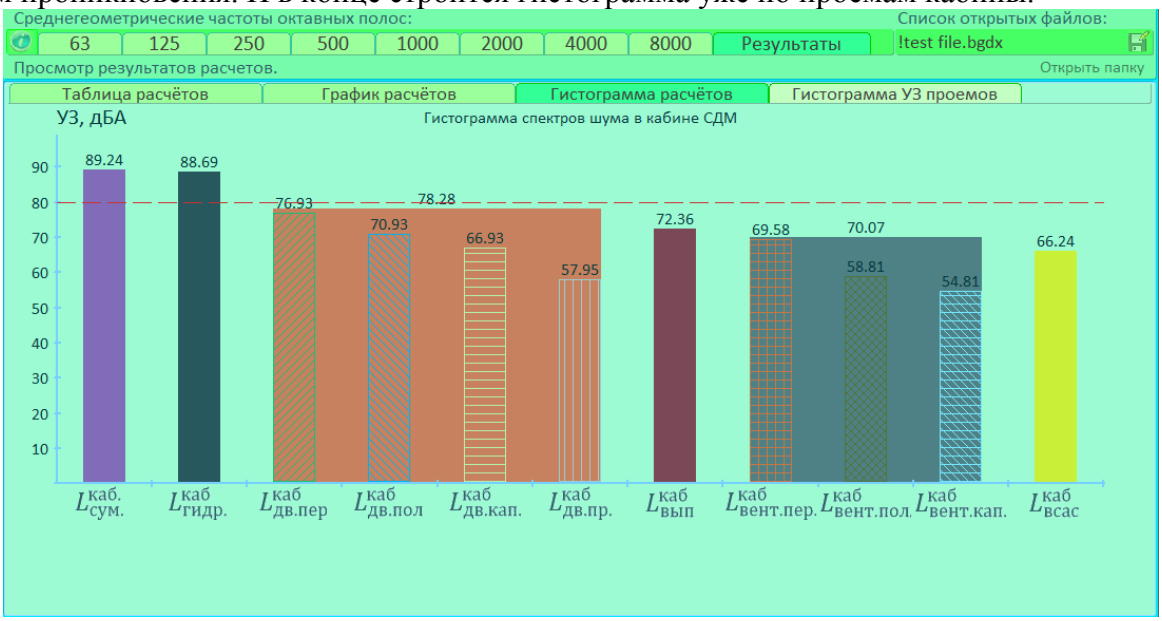


Рис. 3. Гистограмма по каналам проникновения от основных источником излучения

Данные в файле хранятся в открытом доступе, что дает возможность их редактирования без запуска самой программы. Таблица с результатами расчетов так же находится в файле данных, что позволяет быстрый доступ к текстовому редактору.

Еще одной особенностью программы является то, что при закрытии выводится список измененных файлов или файлов, которые были случайно удалены, это дает возможность пользователю не беспокоится о том, что он при закрытии забудет сохранить некоторые файлы.

В случае сохранения файла в несуществующую папку или при неверном задании адреса, приложение сообщит об ошибке ввода пользователю. Если будет задано только имя файла, он будет сохранен в папку, где располагается приложение.

Данное программное обеспечение позволяет рассчитывать уровни звукового давления в октавных полосах частот и уровни звука через основные каналы проникновения шума в кабину СДМ. Так же программа производит построение графического отображения результатов, с помощью которых можно произвести ориентировочную оценку звукового поля в кабине.

Список литературы

1. *Балишанская Л. Г., Дроздова Л. Ф., Иванов Н. И. и др*. Техническая акустика транспортных машин: Справочник. – СПб.: Политехника, 1992. – 365с.: ил.
2. *Шашурие А. Е.* Снижение внутреннего шума звукоизолирующими кабинами (на примере строительно-дорожной техники): Диссертация на соискание ученой степени к. т. н. – СПб.: БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова, 2010.
3. РД 5034.69890 «Автоматизированные системы требования к содержанию документов»

Обеспечение вибрационной безопасности локомотивов нового поколения с использованием высокодемпфированного материала МР

Давыдов Д.П., Лазуткин Г.В., Волкова Т.В., Ермаков А.И.
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

onil1@onil1.ru

Аннотация: Работа посвящена применению упругопористого высокодемпфированного проволочного материала МР для решения задач обеспечения вибрационной безопасности при создании локомотивной техники нового поколения. Рассматриваются МР-виброизоляторы ВВК-01 для дизель-генераторных установок магистральных тепловозов «Витязь» и «Пересвет», а также система виброзащиты кабины машиниста новейшего маневрового тепловоза ТЭМ-28.

Ключевые слова: Материал МР, виброзащита, локомотив, дизель, кабина.

В настоящее время при создании тепловозов, электровозов и газотурбовозов нового поколения предъявляются жесткие требования по нормированию вибрации на рабочих местах и местах размещения локомотивной бригады. Современные требования регламентируются санитарными правилами по проектированию и реконструкции локомотивов [1], в которых величины допускаемых виброускорений на сиденье и на полу у основания кресла снижены более чем в 2 раза по сравнению со стандартом 1981 года [2]. Обеспечение необходимых показателей вибрационной безопасности возможно только при всеобъемлющем внедрении на этапе проектирования локомотива современных методов и средств виброзащиты узлов, агрегатов и изделий в целом.

Основными источниками вибрации локомотива являются: железнодорожное полотно, подвижной состав и виброактивные узлы, такие как дизель-генераторные установки, компрессоры и т.п. Снижение динамических воздействий со стороны виброактивных агрегатов, смонтированных на основной раме, как правило, достигается за счет их подвески на виброгасящих опорах. Для уменьшения вибрации, передающейся от несущих элементов локомотива, в конструкции креплений кабины предусматриваются специальные вибропоглощающие устройства.

В подавляющем большинстве случаев упругодемпфирующие элементы (УДЭ) виброзащитных устройств выполняют из эластомерных материалов, вследствие их невысокой стоимости и простоты изготовления. Однако они обладают рядом серьезных недостатков, в том числе связанных со сложными

условиями эксплуатации железнодорожной техники:

- низкая демпфирующая способность;
- существенная зависимость упругодемпфирующих свойств от температуры окружающей среды;
- изменение упругодемпфирующих характеристик из-за быстрого старения;
- невысокие показатели надежности;
- низкие показатели пожаростойкости и пожаробезопасности.

Указанные недостатки устраняются, путем применения цельнометаллических виброзащитных устройств на основе упругопористого демпфирующего проволочного материла МР (металлический аналог резины). Уникальный материал был разработан в 60-е годы прошлого века в отраслевой научно-исследовательской лаборатории №1 (ОНИЛ-1) «Вибрационная прочность и надежность авиационных изделий» (onil1.ru) Куйбышевского авиационного института (ныне Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва). Освоение серийного производства изделий из МР обеспечило их масштабное применение во многих отраслях промышленности.

Материал МР представляет собой пористую металлическую структуру (Рис. 1), получаемую путем холодного прессования заготовки из взаимоперекрещивающихся проволочных спиралей в окончательные по форме и размерам детали. Метод получения МР допускает гибкое управление его свойствами за счет соответствующего выбора материала проволоки, ее диаметра, способа укладки спиралей, давления прессования и поверхностного покрытия металлами и полимерами.

Рис. 1. Втулочный УДЭ из материала МР

В отличие от эластомеров, материал МР имеет высокие демпфирующие свойства, обусловленные внутренним трением, и способен длительно противостоять агрессивным средам, высоким и низким температурам, глубокому вакууму, влажности, соленому морскому туману, радиации, плесневым грибкам и другим неблагоприятными внешним воздействиям. Материал обладает высокой пожаростойкостью и пожаробезопасностью. Такие уникальные возможности материала МР обусловили широкие области применения получаемых из него изделий:

- ударо- виброзащита, термозащита и шумоглушение объектов и их элементов;
- фильтровальная техника с тонкостью очистки от 300 до 10 мкм;
- уплотнительная техника;
- теплопередающие системы и устройства.

К концу 90-х годов складывалась ситуация, когда из-за дороговизны продукции из материала МР основными ее потребителями являлись предприятия ВПК, а также авиационного и ракетно-космического профиля. Однако работы, проводимые в ОНИЛ-1, по внедрению технологий автоматизированного производства материала МР и существенное снижение доли ручного труда привели к доступности применения изделий во многих других отраслях промышленности, в том числе транспортном машиностроении.

За последние 15 лет в ОНИЛ-1 накоплен большой опыт создания и успешного внедрения виброзащитных систем в отечественной локомотивной технике с использованием материала МР.

В частности в 2005 году Самарский университет был привлечен для проектирования упругодемпферных опор дизель-генераторных установок новейших магистральных тепловозов «Пересвет» 2ТЭ25К и «Витязь» 2ТЭ25А, разрабатываемых совместно АО «ВНИКТИ» и АО «УК «БМЗ».

Виброопора ВВК-01 имеет схему двойного упругогистерезисного упора с конусными УДЭ из материла МР (Рис. 2), которая обеспечивает пространственное восприятие статических и динамических нагрузок. Рассеяние энергии колебаний осуществляется посредством большого внутреннего трения в материале МР, а также за счет пограничного трения с корпусными деталями.

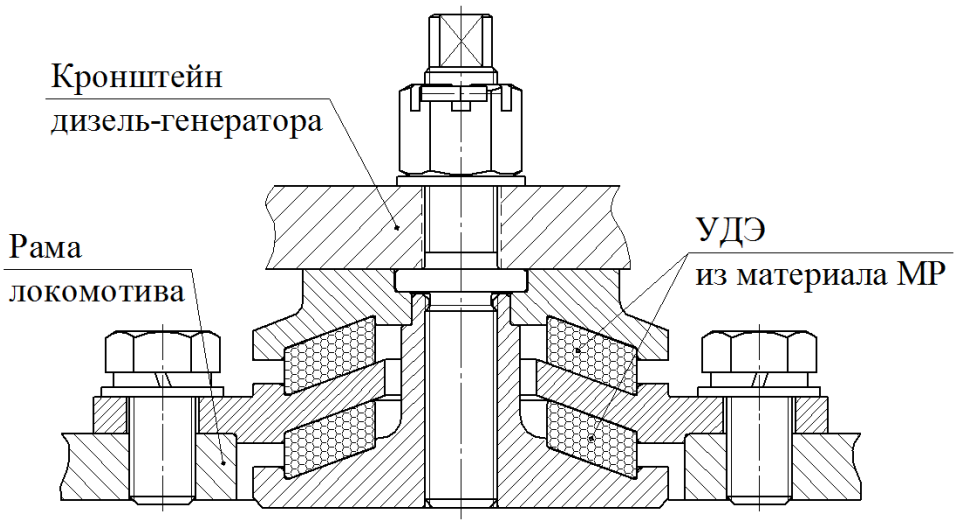


Рис. 2. Схема МР-виброизолятора ВВК-01

Номинальная грузоподъемность опоры составляет 25±5 кН, резонансная частота – 25 Гц, коэффициент передачи на резонансе 3-4, коэффициент рассеивания – 2, масса – 6.5 кг. УДЭ изготавливаются из нержавеющей проволоки. Ускоренные автономные стендовые динамические испытания виброизолятора в ОНИЛ-1 подтвердили его назначенный ресурс – 20 лет.

Главным результатом внедрения высокодемпфированных виброопор ВВК-01 в конструкцию тепловозов «Пересвет» и «Витязь» стало почти пятикратное снижение уровней виброускорений в местах крепления дизель-генератора к раме локомотива [3].

В настоящее время виброизоляторы ВВК-01 серийно выпускаются ОНИЛ-1 и более 10 лет безотказно эксплуатируются в сложных климатических условиях, подтверждая высокие показатели надежности. На конец 2016 года их изготовлено и поставлено 2044 штуки.

На базе удачной конструкции ВВК-01 в 2012 году была разработана модификация – демпфированная опора ВВК-03 энергетической установки для газотурбовоза ГТ1-001 [4].

Следует отметить, что модификация ВВК-02 успешно применяется также и в составе упругодемпферных опор технологических трубопроводов нефтеперерабатывающих и химических производств.

Одной из последних разработок (2016 г.) Самарского университета для железнодорожного транспорта является система обеспечения вибрационной безопасности на рабочем месте машиниста новейшего маневрового тепловоза ТЭМ-28 АО «УК «БМЗ».

Для снижения уровней вибрации, передающейся от силовых конструкций локомотива, спроектирована и изготовлена высокодемпфированная система подвески кабины на основе материала МР. Модуль кабины машиниста соединяется с рамой локомотива посредством 20 виброизоляторов, выполненных по схеме одинарного (8 шт.) и двойного (12 шт.) упругогистерезисных упоров. Кроме того для существенного повышения

демпфирующей способности конструкции локомотива в целом с помощью УДЭ из МР выполнена развязка в поясах межкузовных креплений. Схема системы виброзащиты представлена на рисунке 3.

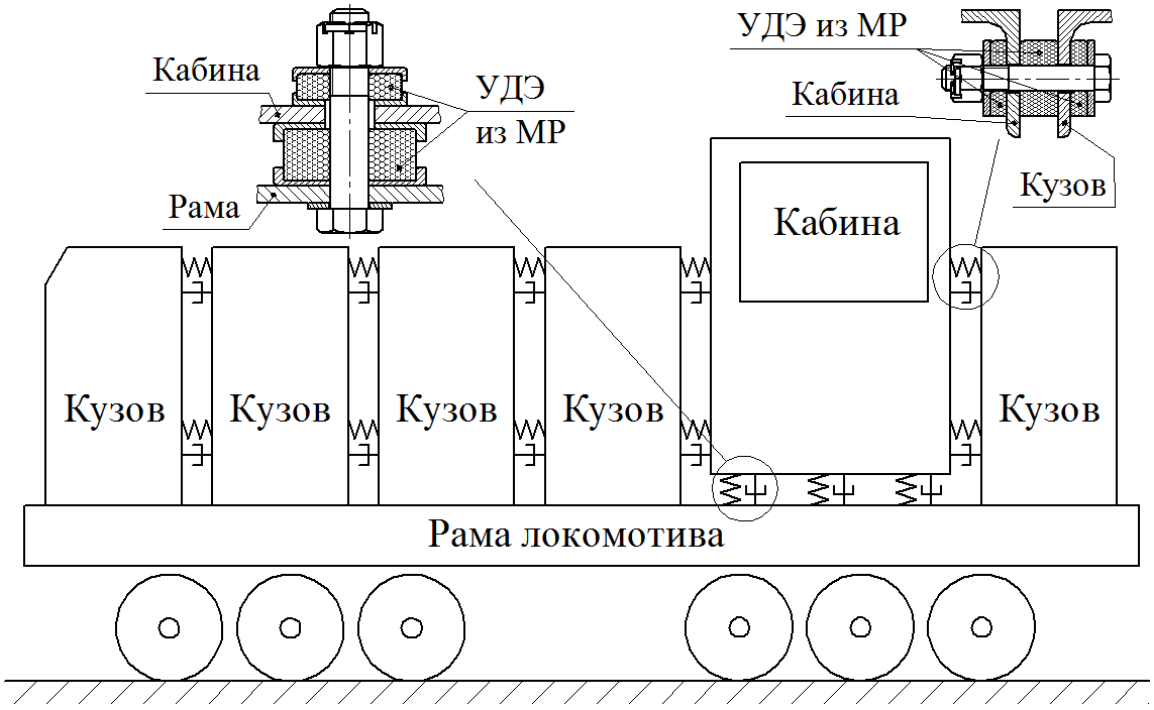


Рис. 3. Схема системы вибрационной защиты кабины машиниста тепловоза ТЭМ-28

С целью обеспечения высоких упругодемпфирующих характеристик и требуемых показателей надежности проволочная основа УДЭ системы виброзащиты локомотива выполнена из нержавеющей стали марки 12Х18Н10Т-В-0.21 ТУ 3-1002-77.

В ноябре 2016 года тепловоз ТЭМ-28 удачно завершил 300-часовые эксплуатационные испытания и готовится к проведению сертификации. По результатам прошедших испытаний замечаний к системе вибрационной защиты кабины машиниста нет. В Самарском университете идет подготовка серийного производства УДЭ для тепловоза ТЭМ-28, а на способ обеспечения вибрационной безопасности кабины локомотива подана заявка на изобретение.

Приведенные примеры внедрения и длительной эксплуатации инновационных изделий на основе материала МР подтверждают его большой потенциал и широкие возможности при решении задач борьбы с опасной вибрацией на железнодорожном транспорте.

Сегодня одной из приоритетных работ ОНИЛ-1 является создание оригинальных низкочастотных (3-4 Гц) высокодемпфированных виброизолирующих опор для новейших отечественных высокооборотных дизелей, производимых машиностроительным холдингом Группы Синара – АО «Синара-Транспортные Машины».

Список литературы

1. Санитарные правила по проектированию, изготовлению и реконструкции локомотивов и специального подвижного состава железнодорожного транспорта: санитарно-эпидемиологические правила: СП 2.5.1336-03: введ. с 30.05.2003. – М.: Минздрав России, 2003. – 29 с.
2. ГОСТ 12.2.056-81 ССБТ. Электровозы и тепловозы колеи 1520 мм. – М.: ИПК изд-во стандартов, 2002. – 29 с.
3. Опыт использования демпфированного материала «металлорезина» в конструкциях тепловозов ТЭМ-1, ТЭМ-2, 2ТЭ25К и 2ТЭ25А / Е.С. Васюков, В.А. Козин, А.И. Ермаков и др. // Международная научно-техническая конференция «Новые материалы и технологии в строительном и дорожном комплексах», 17-19 марта 2008 г.: материалы конференции. – Брянск: БГИТУ, 2008. – С. 164-167.
4. Разработка виброизоляторов из МР для снижения вибрации и шума в газотурбовозе и их эквивалентные виброиспытания / А.И. Ермаков, Г.В. Лазуткин, Ф.В. Паровай и др. // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2012. – №3(34). – С. 179-184.

Практическое внедрение акустических мероприятий с целью защиты работающих от шума на примере ООО «Кирпичный завод БРАЕР»

Кабанов И.А. [1], Кашинцева Л.В. [2], Туляков С.П. [2]
[1]ООО «Кирпичный завод БРАЕР»
[2]Тульский государственный университет

tulastra@mail.ru

Аннотация: В работе показаны способы экспериментального определения акустической эффективности экранов, установленных с целью защиты от шума работающих на ООО «Кирпичный завод Браер». Приведены конкретные примеры устройства и установки шумозащитных экранов с использованием современных звукоизолирующих материалов на различных рабочих местах. Показан социально-экономический эффект, который удалось получить на предприятии за счет снижения эквивалентного уровня шума, относительной сменной дозы шума и, соответственно, увеличения общего безопасного стажа работы на рабочих местах. Новая прогрессивная организация рабочих мест с допустимыми условиями труда, позволила исключить из финансово-экономического баланса предприятия, издержки, обусловленные системой компенсаций и доплат за работу во вредных условиях труда.

Ключевые слова: защита от шума, акустический экран, уровень шума

Технологический процесс изготовления кирпича реализуется в «ООО Кирпичный завод БРАЕР» на оборудовании немецких компаний Келлер, Риттер, Браун, включающем в себя систему взаимосвязанных конвейерных линий, роботизированных участков и компьютерной системы управления процессом. Общая численность рабочих, непосредственно занятых в круглосуточном оперативном контроле за каждым этапом производства, составляет 58 человек и включает в себя: 52 оператора управления технологическими линиями и 6 вспомогательных рабочих – отбраковщиков кирпича. В каждой 12 часовой рабочей смене, в производстве занято 17 операторов и 2 отбраковщика, которые располагаются на 8-и специально оборудованных рабочих местах (для простоты и наглядности описания мы присвоили обозначения от №1 до №8 – согласно последовательности технологической цепочки изготовления кирпича).

Рабочее место № 1 расположено в отделении предварительной массоподготовки, где на валковых дробилках материал дробится, и из него выделяются крупные и средние камни, после чего очищенное сырье ленточными транспортерами равномерно распределяется по глинохранилищу. Всего на участке работают 4 оператора, в функциональные обязанности которых входят:

1. *Оперативный контроль* над работой конвейеров из кабины пульта управления. На рабочем месте оператора уровень шума составляет 68дБА, а оптимальные параметры микроклимата обеспечиваются кондиционером.

2. *Периодический визуальный контроль* за техническим состоянием конвейеров, выполняется в течении 15 минут каждые два часа работы. Во время проведения этой операции уровень шума в производственном помещении составляет 80 дБА.

Рабочее место № 2 расположено в отделении дробления и измельчения ранее приготовленной массы, которая после прохождения супертонкого помола попадает в шихтозапасник, либо непосредственно на участок формования.

Технический регламент управления этой линией из кабины аналогичный рабочему месту №1, поэтому и характеристики параметров производственной среды и производственного процесса совпадают. Всего на данном рабочем месте занято 10 операторов.

Рабочее место № 3 предназначено для управления технологическим процессом участка формования, где происходит заключительный процесс подготовки шихты к формовке, формовка сырца и транспортировка его на участок высушивания. Задача операторов отследить, чтобы в процессе производства ни одна бракованная заготовка не попала в сушилку. Для этого осуществляется визуальный контроль над процессом формовки. По этой причине рабочее место вынужденно организовано вблизи шумного оборудования (двухвальный смеситель пресс-экструдер), в результате чего уровень шума на рабочем месте оператора составляет 85 дБА. На участке работают 10 операторов.

Рабочее место № 4 организовано для управления процессом непрерывной сушки кирпича и его последующего обжига в туннельной печи при помощи системы газовых горелок. На этом рабочем месте занято 9 операторов, которые располагаются в кабине с кондиционированием воздуха и уровнем шума 68 дБА.

Рабочее место № 5 предназначено для осуществления управления и контроля за роботизированным процессом садки кирпича на конвейер с печными вагонетками. Многочисленные подвижные механизмы, пневмоприводы и система вентиляции создают на рабочем месте многомерное шумовое поле различной интенсивности по принципу суперпозиции, вследствие чего у пульта оператора эквивалентный уровень шума составляет 84 дБА.

Рабочее место № 6 оборудовано на участке разгрузки из печи обжига. Всего на нем, в условиях повышенного шума – 83 дБА, работают 6 операторов. Особенностью формирования шумового поля на этом рабочем месте, является, то, что за спиной оператора располагается защитное ограждение, изготовленное из металлических панелей, которое невольно становится дополнительным отражателем шума, генерируемого роботизированным комплексом участка.

Рабочее место № 7. На этом рабочем месте, в условиях повышенного уровня шума – 82 дБА, выполняется операция отбраковки кирпича, прошедшего весь технологический цикл. Выполняя эту операцию, рабочий 80% времени смены находится в положении стоя.

Рабочее место № 8 является завершающим в технологической цепочке изготовления кирпича. На нем, под контролем 6 операторов готовые изделия упаковываются в термоусадочную пленку и укладываются на поддоны. Уровень шума рабочем месте – 82 дБА , создает механический привод роботизированного комплекса, расположенный сзади оператора.

Таким образом, в процессе идентификации опасностей технологического процесса изготовления кирпича выявлено превышение гигиенических нормативов, в частности, по шуму на рабочих местах №3, №5, №6, №7, №8. Шумовые характеристики рабочих мест приведены в таблице 1.

Таблица 1. **Шумовые характеристики рабочих мест**

Номер участка	**Фактический уровень шума на рабочем месте, дБА**	**Время действия шума, часы**	**Кол-во работающих**
№1	68/80	9/2	6
№2	68/80	9/2	10
№3	85	11	10
№4	64	11	9
№5	84	11	5
№6	83	11	6
№7	82	11	6
№8	82	11	6

Возникает вполне логичный вопрос. Почему, при полном соблюдении требований конструкторско-технологической документации при монтаже линии изготовления кирпича, на указанных рабочих местах выявлено превышение гигиенических нормативов? Дело в том, что, немецкие нормы вредного воздействия производственных факторов отличаются от российских. В частности, допустимому уровню шума соответствует значение 85 дБА, в то время как у нас ПДУ установлен на уровне 80 дБА [1, 2].

Выявленные превышения гигиенических нормативов создают предпосылки для ухудшения здоровья работников, поэтому, на основании требований статьи 215 Трудового Кодекса РФ, согласно которой – «*машины, механизмы и другое производственное оборудование, транспортные средства, технологические процессы, материалы и химические вещества, средства индивидуальной и коллективной защиты работников, в том числе иностранного производства, должны соответствовать государственным нормативным требованиям охраны труда»,* необходимо разработать организационно-технические мероприятия, направленные на минимизацию вредного воздействия на работников, занятых в технологическом процессе изготовления кирпича.

Условия создания благоприятной акустической обстановки на рабочих местах, снижающее вредное влияние шума на организм, регламентируются

рядом нормативно-технических и санитарно-гигиенических документов [1-3]. В частности, СНиП 23-03-2003 «Защита от шума» рассматривает и рекомендует защиту от распространения производственного шума от источника и его проникновение непосредственно на рабочие места следующими способами [2]:

- применением звукоизолирующих кабин наблюдения и дистанционного управления;
- применением акустических экранов;

Эффективность применения звукоизолирующих кабин наблюдения и дистанционного управления, убедительно доказана на примере их применения на рабочих местах №1, №2, №4. Но это, казалось бы, простое (и очень затратное) решение по устройству таких же кабин и на других рабочих местах с повышенным уровнем шума, на практике реализовать оказалось невозможно. Дело в том, что согласно п. 9.26 строительно-эргономических требований СНиП 23-03-2003 *«внутренний объем кабины должен быть не менее 15 м^3 на одного человека, высота кабины (внутри) - не менее 2,5 м и она должна быть оборудована системой вентиляции или кондиционирования воздуха с необходимыми глушителями шума»* [2]. Кабины, отвечающие этим требованиям, попросту не вписываются в действующую архитектуру технологического процесса на рабочих местах №3, №5 - №8.

Так как применение звукоизолирующих кабин оказалось невозможным, то согласно п.10.4 СНиП 23-03-2003, была рассмотрена целесообразность установки, между источниками шума и рабочими местами персонала (не связанного непосредственно с обслуживанием данного источника), экранов для защиты рабочих мест от прямого звука.

Оценка возможности достижения требуемого снижения уровня шума, применением защитных экранов на рабочих местах №3, №5 - №8 была проведена на основании выполнения следующих мероприятий:

1. Определение требуемого снижения уровней шума на основе сопоставления фактических уровней шума с допустимыми значениями;
2. Экспериментальное определение акустической эффективности экранов;
3. Поверочные инструментальные замеры уровней шума в расчетных точках с учетом выполнения строительно-акустических мероприятий.

Расчет требуемого снижения уровней шума выполнен согласно п. 8.5 СНиП 23-03-2003 на основе сопоставления фактических уровней шума с допустимыми значениями, для каждого исследуемого рабочего места по формуле (1). Результаты расчетов представлены в табл.2.

$$\Delta L_{тр} = L - L_{доп}, \qquad (1)$$

где L - фактические уровни шума на рабочих местах на исследуемых рабочих местах, измеренные аттестованным шумомером АССИСТЕНТ SI, дБА; $L_{доп}$ - допустимый уровень звука, равный 80 дБА.

Таблица 2. **Значения требуемого снижения уровней шума на рабочих местах**

Номер участка	**Фактический уровень шума на рабочем месте *L*, дБА**	**Требуемое снижение уровня шума на рабочем месте $\Delta L_{доп}$, дБА**
№ 3	85	5
№ 5	84	4
№ 6	83	3
№ 7	82	2
№ 8	82	2

Экспериментальное определение акустической эффективности экранов. Эффективность экрана зависит от комплексного сочетания нескольких параметров: его расположения относительно источника шума или рабочего, его размеров и материала из которого он изготовлен [2,4,5].

Чтобы увеличить потенциальное снижение шума, звуковой барьер должен:

- решать конкретную задачу для каждого рабочего места, в части выявления доминирующего эффекта защиты от шума: или его отражение, или его поглощение;
- быть расположен, как можно ближе к источнику шума или рабочему;
- быть как можно выше и шире;
- для блокирования распространение звука должен использоваться материал с высоким коэффициентом звукопоглощения, зависящий от свойств материалов [4].

На рабочем месте № 3 экран должен выполнять роль преграды от источника шума (двухвального смесителя пресс – экструдера) и снизить уровень шума минимум на 5 Дб.

В аналогичных ситуациях наибольшее распространение нашло применение однослойных массивных ограждений, для которых существует зависимость – чем оно массивнее, тем лучше оно изолирует рабочее место от шума. При большой массе однородной конструкции значительная часть звуковой энергии уходит на преодоление внутренних сил трения плотно соприкасающихся частиц, за счет чего звукоизоляция конструкции повышается [5].

Совершенно очевидно, что в нашем случае применение экранов, изготовленных из материалов высокой плотности невозможно. Требования рационального использования материальных ресурсов и производственных площадей, создали предпосылки для разработки современной звукоизоляции в направлении обеспечения требуемых акустических условий в помещениях за счет регулируемых размеров ограждений при минимально возможной их массе.

Таким требованиям отвечают звукопоглощающие плиты АКУСТИК БАТТС и АКУСТИК БАТТС ПРО, разработаны специально для использования в конструкциях, к которым предъявляются высокие требования к характеристикам звукоизоляции [6]. Плиты АКУСТИК БАТТС предназначены

для применения в межкомнатных перегородках, межквартирных стенах, междуэтажных перекрытиях. Структура материала плит АКУСТИК БАТТС и АКУСТИК БАТТС ПРО обеспечивает их высокие звукопоглощающие свойства. Плиты состоят из тончайших волокон, переплетенных друг с другом в различных направлениях и образующих многочисленные мельчайшие воздушные полости, сообщающиеся между собой (рис.3). Степень открытости пор плит АКУСТИК БАТТС и АКУСТИК БАТТС ПРО составляет $\varepsilon \approx 1$; данный параметр наряду с плотностью материала и диаметром его волокна напрямую влияет на его звукопоглощающие свойства. Правильно подобранное соотношение между толщиной волокна и его количеством в плите (плотностью) позволяет производить материал с требуемыми акустическими характеристиками. Плотность материала плит АКУСТИК БАТТС и АКУСТИК БАТТС ПРО подобрана в соответствии с исследованиями, которые показали, что оптимальными для волокнистого звукопоглощающего материала является плотности 45 кг/м3 и 60 кг/м3 в зависимости от типа помещений, которые разделяет перегородка. При этом плиты АКУСТИК БАТТС ПРО обладают более высокими характеристиками на низких частотах (Рис 1). У материалов с меньшей плотностью значение коэффициентов звукопоглощения в области низких и средних частот заметно ниже, а значительное увеличение плотности ведет к снижению упругих свойств материала, что отрицательно влияет на звукоизоляционные характеристики конструкции.

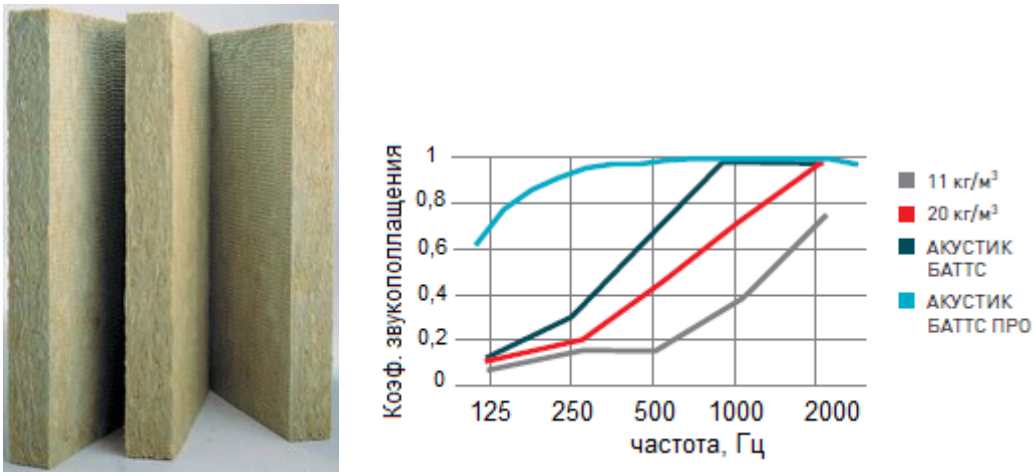


Рис. 1. Внешний вид звукопоглощающих плит, и зависимость их звукопоглощающих свойств от плотности

Экспериментальным путем была произведена оценка ожидаемого снижения уровня шума на рабочем месте № 3, в случае применения для изготовления экрана материала АКУСТИК БАТТС с плотность 45 кг/м^3. Результаты замеров показали, что полученная величина звукоизоляции 3 дБ, не соответствует требуемым параметрам снижения уровня шума на участке 3 (табл.1). Поэтому был опробован вариант акустического экрана,

изготовленного на основе звукопоглощающих плит САУН БАТТС с плотностью 45 кг/м^3, как у АКУСТИК БАТТС, но отличающийся от него тем, что с одной стороны на них нанесена алюминиевая фольга [6]. При выборе этого материала мы руководствовались тем, что экран, установленный фольгированной стороной к источнику шума, будет выполнять сразу несколько звукозащитных функций. При падении на экран звуковой волны одна часть ее отразится от сплошной поверхности фольги, часть звуковой энергии уйдет на преодоление сопротивления изгибу алюминиевой фольги, а затем значительная часть энергии теряется при прохождении звуковой волны через плиты каменной ваты ROCKWOOL, из которой изготовлены плиты САУН БАТТС. Контрольный замер уровня шума на рабочем месте № 3, выполненный аккредитованной лабораторией, показал, что за экраном значения эквивалентного шума не превышают 77,4 дБА. Эффект составил 7,6 дБ (85-77,4).

Из звукопоглощающих плит САУН БАТТС были изготовлены экраны, отличающийся от уже используемых легкостью, мобильностью, минимальной ценой и хорошими звукозащитными свойствами (Рис. 2).

Рис. 2. Конструктивное исполнение экрана и схема его расположения на участке

Каркас перегородок базового блока-экрана размером 1200х600 выполняется из гнутых 50 мм оцинкованных стальных профилей. Упругость плит САУН БАТТС позволяет устанавливать их в профили враспор, таким образом, что материал вплотную прилегает к несущим элементам перегородок, исключая появление тончайших зазоров и щелей между звукоизоляционными плитами, что является одним из основных условий обеспечения хорошей звукозащиты. Один большой экран собирается из 4-х базовых блоков-экранов, путем крепления их к 4 несущим хромированным трубчатым стойкам, диаметром 25 мм. Стойки в свою очередь установлены на двух опорах с 4 шарнирными колесами, благодаря чему достигается высокая мобильность

экранов, и возможность собирать из них при необходимости и различные варианты выгородок (п. 10 СНиП 23-03-2003). Снаружи экраны в собранном виде покрыты нетканым материалом Спанбонд, который предотвращает загрязнение (закупоривание пор) основного материала, приводящее к снижению коэффициента звукопоглощения всего экрана.

Экраны из материала САУН БАТТС были применены и на рабочих местах № 6 и № 8, причем параметры их геометрического исполнения и установочная схема учитывают особенности формирования конкретного шумового поля.

Рабочее место № 8. На рабочем месте № 8 применена установочная схема, представленная на рисунке 3 (слева - *было*, справа - *стало*).

Для нейтрализации шума, генерируемого элементами привода роботизированного укладчика готовой продукции, используется экран, изготовленный из 2 базовых блоков-экранов. Его линейный размер полностью перекрывает зону движения привода в режиме «туда-обратно». При его установке, в соответствие с п.10.4 СНиП 23-03-2003, в отличие от экранирования рабочего места № 3, где применена схема установки экрана максимально приближенного к рабочему, использовалась схема экранирования непосредственно источника шума – воздушный зазор между экраном приводом 5 см. Благодаря такому решению уровень шума на рабочем месте №8 был снижен до **77** дБА (Рис. 3).

Рис. 3. Схема установки экрана на рабочем месте № 8.

Рабочее место № 6. Особенность экранирования рабочего мест № 6 заключалась в том, что помимо шумов исходящих от механизмов, работающих на участке, требовалось погасить их отраженную звуковую энергию. Для этой цели был применен экран, изготовленный из 4-х базовых элементов САУН БАТТС. Специфика его установки заключалась в том, что в отличие от двух предыдущих схем установки - фольга (отражатель) направлена к шуму», а экран установлен перед рабочим, здесь реализована схема «наоборот» - экран установлен за рабочим, в положении, при котором звукопоглощающая поверхность (фольга) направлена к источнику шуму (Рис. 4).

Рис. 4. Комбинированная схема применения звукопоглощающих и звукоотражающих экранов на рабочем месте № 6

Установкой этого экрана мы решили вторую часть задачи – нейтрализацию уже проникшего на рабочее место шума. Следовательно, первая задача, которую мы должны решить это снизить уровень шума на пути от источника. Сложность решения этой задачи для рабочих мест №5-№7, заключается в том, что на них, с пульта управления осуществляется визуальный контроль за работой роботизированных комплексов. Поэтому, исходя из требований безопасности, в отличие от рабочих мест №3 и №8, на них требуется устанавливать светонепроницаемые экраны. Выход из сложившейся ситуации можно решишь путем применения *способа звукоизоляции*.

Звукоизоляция – это способность конструкции не пропускать звуковую энергию за ее пределы. Звукоизоляция может осуществляться за счет использования как звукоотражающих, так звукопоглощающих материалов. *Звукоотражение* – способность материалов отражать падающую на них звуковую энергию, которая оценивается коэффициентов отражения – b. Хорошей звукоотражающей способностью обладают плотные гладкие материалы: металлические листы, текстолит, стекло и др. Но они или непрозрачны, или, как стекло из-за низкой прочности непригодны для реализации стоящей перед нами задачи. Из современных материалов предъявляемым требованиям отвечает сотовый поликарбонат.

Сотовый поликарбонат свое название получил из-за своей внутренней структуры по форме, разделенной ячейками (сотами), в которых воздух обеспечивает высокие теплоизоляционные свойства, а ребра жесткости – большую конструктивную прочность сотового поликарбоната при относительно небольшом весе. Листы сотового поликарбоната состоят из двух или более тонких параллельных пластин и перегородок между ними. Сотовый поликарбонат имеет малый удельный вес (от 1,5 до 3,5 кг/м^2). Это в 10 раз

меньше, чем стекло, и в 3 раза меньше, чем акрил. Вес сотового поликарбоната в 16 раз меньше веса обычного стекла аналогичной толщины, в 6 раз – акрилового стекла. Пожаробезопасность сотового поликарбоната характеризует замедленное возгорание и малая эмиссия ядовитых газов, температура возгорания 570°С, а подвергнутый воздействию открытого огня он плавится, образуя безвредные хлопья. Свойство ударопрочности в сочетании с малым весом делает поликарбонатные панели идеальным безопасным конструкционным материалом.

Основным конструктивным элементом промышленной звукоизоляции является плоский экран. Звукоизоляция плоского экрана заданной толщины в широком диапазоне частот тем больше, чем больше его плотность q и фактор вибропоглощения ηE (η – коэффициент потерь, E – модуль упругости) и чем меньше отношение E/q . По всем этим показателям поликарбонат являются более хорошим звукоизолирующим материалом, чем такой звукоизолирующий материал как фанера, а по значениям величин ηE и E/ q он превосходит сталь (один из наиболее эффективных современных звукоизолирующих материалов) [7].

Результаты измерения коэффициентов звукопоглощения сотового поликарбоната (рис. 5) показали, что он не может быть отнесен к звукопоглощающим материалам (коэффициент звукопоглощения ~ 0,01). Поэтому при использовании его в конструкциях звукоизоляции и экранирования звукопоглощение можно не учитывать. Зато показатели звукоизоляции (звукоотражения) более чем хороши. Результаты исследования звукоизоляции листов сотового поликарбоната различной толщины приведены на рис. 6 [7].

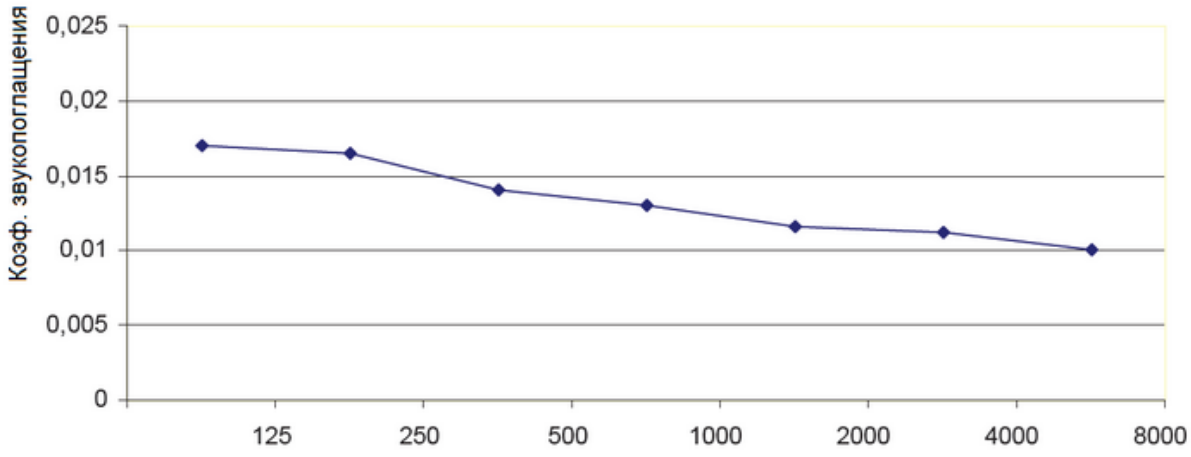


Рис. 5. Коэффициент звукопоглощения сотового поликарбоната (толщина листа 4 мм) в октавных полосах частот

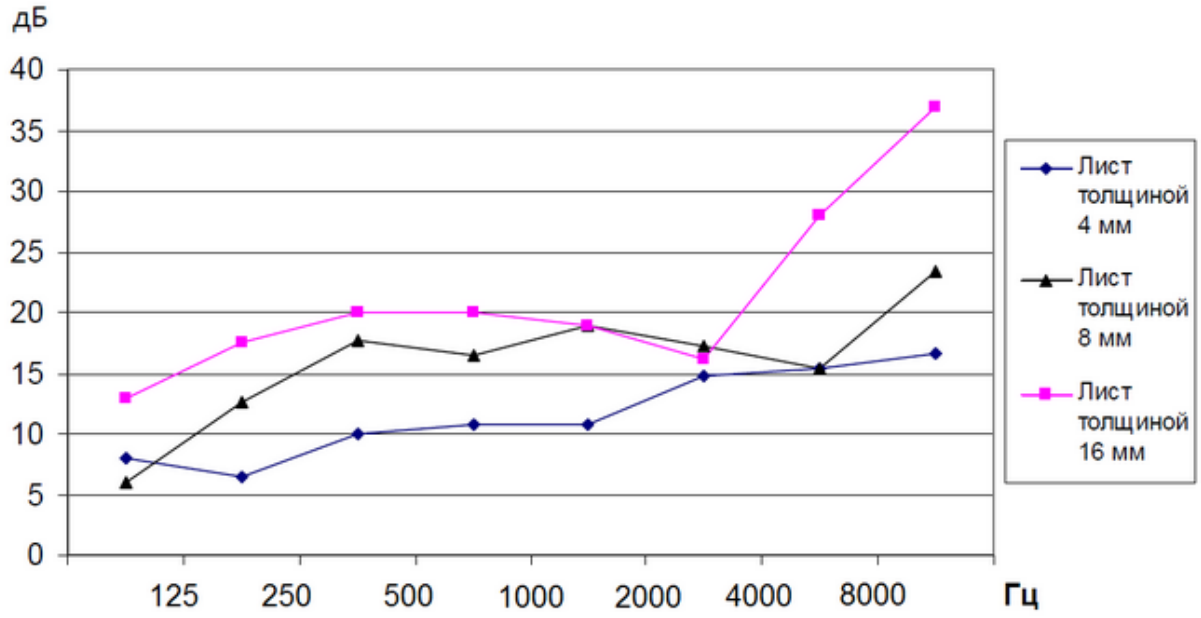


Рис. 6. Звукоизоляция листов сотового поликарбоната

Исходя из условий необходимого снижения уровня шума на рабочих местах № 5-№ 7 (табл.2) с учетом индивидуальных требований эргономики на них и требований минимизации затрат, были изготовлены и установлены звукоизоляционные экраны из 4-х мм сотового поликарбоната (Рис. 7, 8), позволившие снизить уровень шума до 78.7 дБА, 74.4 Дба, 77,1 Дба соответственно.

Рис. 7. Конструкция системы ограждений из поликарбонатных экранов на рабочем месте № 5, учитывающая многонаправленность шумового потока

Рис. 8. Схема организации системы звукоотражения на рабочем месте № 7

Поверочные инструментальные замеры уровней шума в расчетных точках с учетом выполнения строительно-акустических мероприятий. Проведенные мероприятия по установке акустических экранов позволили снизить эквивалентный уровень шума на рабочих местах, относительную сменную дозу шума и, соответственно, увеличить безопасный стаж работы до 40 лет (табл. 3).

Таблица 3. **Дозостажевые показатели шумовой нагрузки на рабочих местах после установки защитных экранов**

Рабочее место	Эквивалентный уровень шума на рабочем месте дБА	Относительная сменная доза шума, %	Допустимый стаж работы, годы
№3	77.4	76	40
№5	78.5	97	40
№6	74.4	47	40
№7	76.1	56	40
№8	77	71	40

Суммарные затраты на изготовление коллективных средств защиты работников, обеспечивших создание допустимых условиями труда на всех рабочих мест технологического процесса изготовления кирпича, составили 6320 рублей.

Чистый экономический эффект, от внедрения мероприятий по охране труда, за вычетом затрат на средства защиты, составил 8 402 680 рублей.

Срок окупаемости мероприятий по созданию допустимых условий труда не превышает 9 часов.

Затраты на создание допустимых условий труда для одного работника составили 120 рублей, против 9,6 тысяч рублей, в среднем по стране.

Таким, образом, в результате внедрения шумозащитных инженерно-технических решений на ООО «Кирпичный завод Браер», удалось добиться значительного социально-экономического эффекта за счет снижения относительной сменной дозы шума и, соответственно, увеличения общего безопасного стажа работы.

Организация рабочих мест с допустимыми условиями труда, позволила исключить из финансово-экономического баланса предприятия, издержки, обусловленные системой компенсаций и доплат за работу во вредных условиях труда, законодательно гарантированные работникам государством (сокращенный рабочий день, дополнительный оплачиваемый отпуск, доплаты за вредные условия труда, затраты на периодические медицинские осмотры), на сумму 8 409 000 рублей.

Список литературы

1. СП 51.13330.2011. Защита от шума. М. 2011.
2. СНиП 23-03-2003. Защита от шума. М. 2003.
3. Р.2.2.2006-05. Руководство по гигиенической оценке факторов рабочей среды и трудового процесса. Критерии и классификация условий труда. М. 2005.
4. *Тюрина В.* Исследование акустических экранов / ФГУП «Крыловский государственный научный центр» А. В. Смольякова и В. И. Попкова. Санкт-Петербург, 2014 г.
5. *Белов С.В., Козьяков А.Ф., Партолин О.Ф. и др.* Справочник. Средства защиты в машиностроении: Расчет и проектирование / под ред. Белова С.В. М.: Машиностроение, 1989. 368 с.
6. Каталог эффективной звукоизоляции ROCKWOOL. М. 2014
7. *Старжинский В.Н., Совина С.В.* Акустические характеристики сотового поликарбоната // труды VII Международного Евразийского симпозиума «Деревообработка: технологии, оборудование, менеджмент XXI века». Екатеринбург. 2012. С. 309–313.

Заболеваемость органов слуха городского населения в условиях напряженной шумовой обстановки

Климова М.Г., Куликова В.В
Дальневосточный федеральный университет (филиал) в г. Находке

leontey1905@yandex.ru

Аннотация: Основной вклад в общий акустический фон города дает автотранспортный шум. Авторами проанализированы результаты измерений уровней шума на дорогах и улицах г. Находки. Установлено превышение санитарных норм по шуму. Проведен статистический анализ заболеваемости органов слуха разных групп населения и показано, что рост заболеваемости происходит на фоне акустического загрязнения городской среды.

Ключевые слова: Транспортный шум, превышение санитарных норм, воздействие на здоровье, заболеваемость органов слуха.

Основной вклад в общий шумовой фон городов вносит автомобильный и железнодорожный транспорт[1]. По данным Департамента автомобильного транспорта Министерства транспорта РФ доля только автотранспорта в акустическом воздействии на население городов достигает 75…85%, по данным других источников – 90%.Актуальность проблемы негативного шумового воздействия автотранспорта обусловлена ежегодным ростом количества автомобилей, в особенности легковых [2]. По данным «АВТОСТАТа» [3] за последние тринадцать лет обеспеченность россиян легковыми автомобилями выросла в 2 раза и составила на начало 2016 года в среднем 285 автомобилей на 1000 жителей РФ.

В Приморском крае, как наиболее автомобилизированном регионе, в среднем на 1 тыс. жителей приходится 437 автотранспортных средств, что превышает средний показатель по Российской Федерации на 53,3%. Город Находка наряду с Владивостоком (572 авто на 1 тыс. жителей) является лидером по оснащению населения легковыми автомобилями (на 01.07.2016).

В ряде стран получены статистические данные о росте общей заболеваемости населения в связи с увеличивающимся городским шумом, особенно в районах, примыкающих к городским автомагистралям [4].Проблема нарастающего вредного влияния автодорожного шума на жителей города в условиях роста автомобилизации становится все более актуальной. Среди шумов, вызываемых различными источниками, наиболее изучены промышленные шумы, их физические характеристики и действие на организм человека. Однако современных научных публикаций о влиянии городского шума на слуховой аппарат населения недостаточно. Поэтому исследование в этой области является необходимым и актуальным.

Город Находка – второй по величине после Владивостока портовый город.

Вся инфраструктура порта Находка, а также предприятия, связанные с портом, создают техногенные шумы, распространяющиеся на припортовую зону города, отделяемую от селитебной территории автодорожной магистралью (рис. 1; рис. 2).

Основную долю акустического фона, создаваемого деятельностью всего промышленно-хозяйственного комплекса города, составляет шум от автотранспортных средств, движущихся по главной автомобильной артерии города. Доля грузового транспорта в общем потоке составляет в среднем 4%, общественного пассажирского транспорта – 3,5%, легкового автотранспорта – 92,5%,

Замеры акустических параметров транспортных потоков на дорогах общегородского и внутри районного значения и анализ шумовой карты на примере двух микрорайонов, различающихся удаленностью от промышленно-портового комплекса, показал [5; 6], что акустический фон города распределяется неравномерно: наибольшие уровни звукового давления отмечены вдоль главной автомагистрали, находящейся в непосредственной близости от промышленной зоны порта, вносящей определенный вклад в общий шумовой фон; уровень шумности значительно снижается вдоль дорог и улиц, ответвляющихся от главной автомагистрали - Находкинского проспекта – и уходящих внутрь городских районов(рис. 1; рис. 2). Исследование показало, что основным источником агрессивного шума в городской среде является автотранспорт, курсирующий по главной автодорожной магистрали.

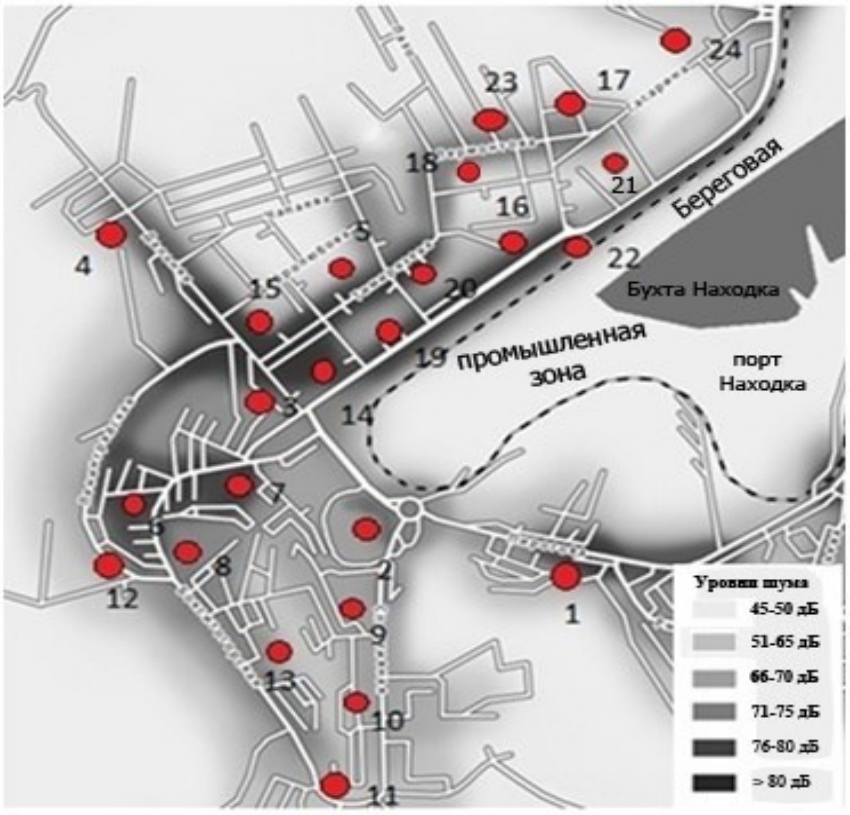


Рис. 1 - Фрагмент карты-схемы станций замеров и распределения уровней шума.

Микрорайон «Южный» (точки 2-4, 6-13) и часть Находкинского проспекта с прилегающими улицами по направлению к центру города (вправо вдоль бухты) (точки 14-24). Пунктиром обозначена железная дорога, огибающая бухту и идущая параллельно главной городской автомагистрали.

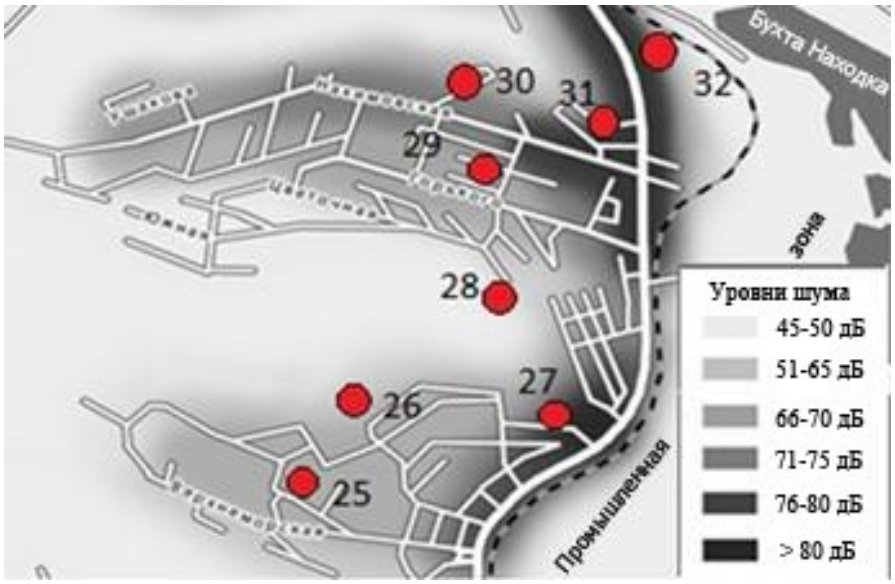


Рис. 2 - Фрагмент карты-схемы станций замеров и распределения уровней шума. Центральная часть города – Находкинский проспект, примыкающий к районам Рыбного порта (точки 25-27) и улицы Заводской (точки 28-32).

В ранее опубликованной работе [6] сообщалось о превышении санитарных норм на территориях, непосредственно прилегающих к главной автомагистрали и дорогам с интенсивным движением внутри микрорайона. В зоне акустического загрязнения находятся жилые дома, магазины, аптеки и офисы, следовательно, большое количество людей (8-10 % городского населения) подвергается вредному воздействию автомобильного шума.

На примере Находкинского городского округа проанализируем уровень и динамику общей и первичной заболеваемостей органов слуха различных групп населения по статистическим отчетам департамента здравоохранения за период с 2000 г. по 2012 г. включительно.

Ранее проведенный анализ медицинской статистики [7]показал, что за период 2000-2012 гг. заболеваемость органов слуха всего населения г. Находки возросла, причем темпы роста первичной заболеваемости населения значительно опережают темпы роста общей заболеваемости по данному классу заболеваний (табл.1). Это говорит о том, что в последние годы растет число всех случаев (острые, хронические, впервые выявленные) заболеваний органов слухового аппарата всего населения Находкинского городского округа.

В общую картину заболеваемости всего населения, очевидно, весомый вклад вносят дети и подростки, поскольку заболевания данного класса для этой возрастной группы обусловлены, в основном, причинами инфекционного характера. Поэтому для исключения влияния этого контингента на общие

выводы целесообразно проанализировать статистические данные общей и первичной заболеваемости органов слуха только взрослого городского населения (с 18 лет и старше) [7].

Таблица 1 - **Сопоставление относительных показателей общей и первичной заболеваемостей органа слуха всего населения г. Находки (2000 - 2012 гг.)**

Виды и удельный вес заболеваемости	**Относительные показатели заболеваемости(на 1000 чел.) (%)**			**Прирост(+)/снижение(-) относительных показателей (%)**	
	2000	**2004**	**2012**	**(2004/2000)**	**(2012/2000)**
Общая	37,47	39,73	44,09	+6,03	+17,67
Первичная	21,94	26,91	31,91	+22,65	+45,44
Удельный вес (общая)	2,61	2,58	2,75	-1,15	+5,36
Удельный вес (первичная)	2,53	3,04	3,51	+20,15	38,74

Сопоставление статистических данных (рис. 3) позволяет сделать вывод о тенденции роста числа случаев заболеваний уха и его придаточного аппарата (общей – на 38,45% и первичной - на 24,51%) взрослого населения, причем темпы роста общей заболеваемости опережают в 1,6 раза темпы роста первичной заболеваемости по данному классу заболеваний по отношению к 2000 г.. Последнее обстоятельство указывает на хронизацию заболеваемости органов слуха взрослого населения.

Таким образом, в результате анализа статистического материала по заболеваемости слухового аппарата разных групп городского населения на протяжении длительного периода выявлена тенденция роста числа случаев заболеваний данного класса.

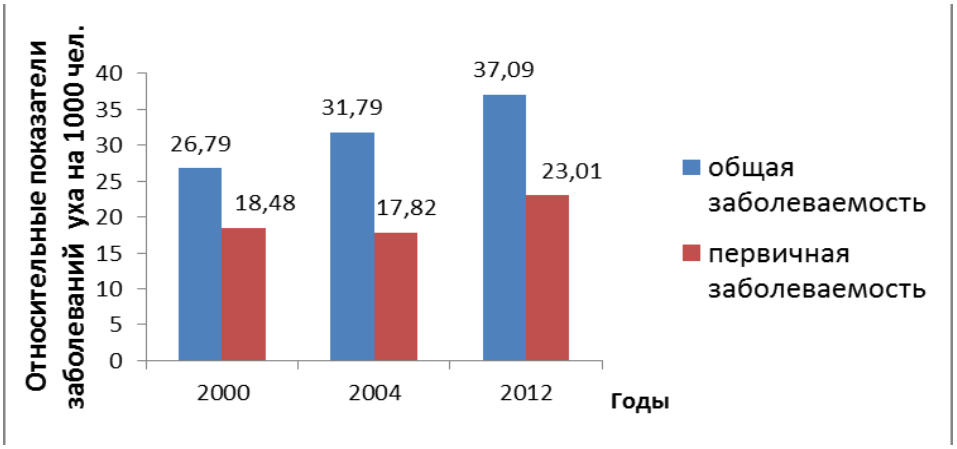


Рис. 3 - Темпы роста заболеваемости органа слуха взрослого населения г. Находки в 2012 г. по отношению к 2000 г., %

Исследование показало, что темпы роста общей и первичной заболеваемостей разных групп населения различны – для всего населения отмечено опережение темпа роста первичной заболеваемости, что, очевидно, объясняется частотой заболеваний инфекционного характера маленьких детей и подростков. Можно думать, что опережение темпа роста общей заболеваемости данного класса за исследуемый период для взрослого населения обусловлено большей частотой обращений за медицинской помощью в ЛПУ в связи с обострением уже имеющихся хронических патологий органа слуха и кумулятивным эффектом действия неблагоприятных факторов среды.

Анализируя темпы прироста числа легковых автомобилей в 2000-2016 гг. (рис. 4) и числа заболеваний органов слуха взрослого населения в 2000-2012 гг. (рис. 5), можно полагать, что увеличение заболеваемости данного класса населения связано с продолжающейся автомобилизацией, и тенденция роста заболеваемости на фоне неблагополучной акустической ситуации в городской среде может сохраняться в ближайшие годы.

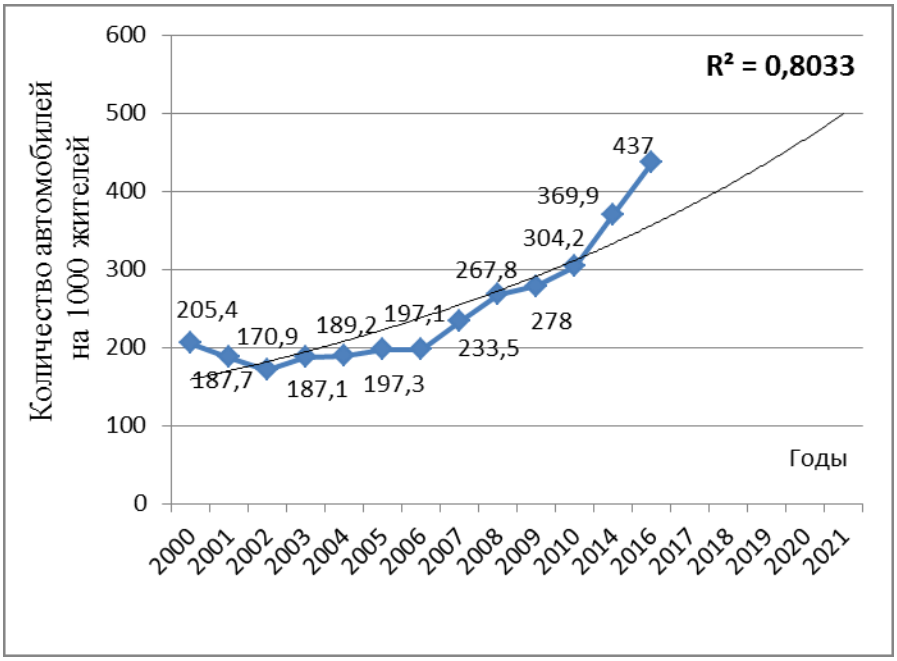


Рис. 4 - Темпы роста числа автомобилей на 1000 жителей г. Находки за 2000-2016 гг. и экспоненциальная линия тренда кривой. R^2 – коэффициент достоверности аппроксимации.

На рисунках 4 и 5 построены линии тренда кривых, отображающих характер изменения автомобилизации и заболеваемости органа слуха населения в течение продолжительного временного промежутка. Коэффициент достоверности аппроксимации R^2характеризует точность аппроксимации, т. е. показывает, насколько точно теоретическое распределение данных описывает реальное распределение. Его значение может лежать в диапазоне от 0 до 1. Чем ближе R^2к 1, тем точнее модель описывает имеющиеся данные. Продленные линии тренда на графиках позволяют прогнозировать процессы на годы вперед.

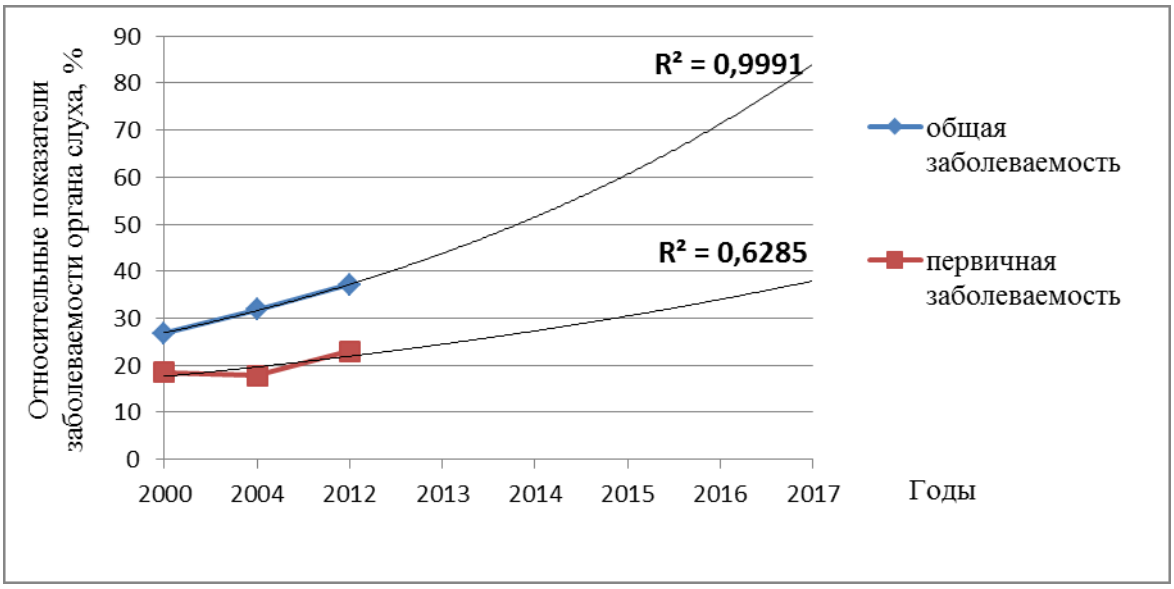


Рис.5 - Экспоненциальные линии тренда кривых динамики заболеваемости органа слуха взрослого населения. R^2 – коэффициент достоверности аппроксимации.

Заключение

Исследование в области изучения влияния шума на здоровье населения, несомненно, нужно продолжать. На основе новых данных медицинской статистики заболеваемости органа слуха жителей провести анализ полученных фактов, который позволит сделать выводы о тенденциях в динамике заболеваемости данного класса на более протяженном временном промежутке. Анализ причин роста числа заболеваний уха жителей представляет собой сложную задачу, при решении которой требуется комплексный подход, включающий исследования специалистов в области медицины, охраны и гигиены труда, а также ученых, занимающихся изучением влияния шума и вибрации на здоровье человека в среде обитания. Для глубоких и точных выводов о корреляции между усилением акустической напряженности в городской среде и ростом заболеваемости органов слуха населения требуется медицинская статистика, включающая результаты аудиометрического обследования граждан, обращающихся в лечебно-профилактические учреждения (ЛПУ).

В данной статье показано, что высокие уровни дорожно-уличного шума, обусловленные большим количеством автомобилей, курсирующих по главной городской магистрали, примыкающей на отдельных участках к территориям с плотной жилой застройкой, определяют напряженную акустическую среду обитания его жителей и, как возможное следствие, рост заболеваемости органов слуха.

Выводы

1. В припортовой зоне, растянувшейся вдоль всей береговой линии бухты Находка, средние эквивалентные уровни шума составляют 43-56 дБА, что входит в общий шумовой фон города. Однако такие уровни звука на значительных расстояниях до жилой застройки (200-300м) не могут оказывать непосредственного вредного влияния на здоровье людей.
2. Показано, что уровень шума в двух микрорайонах г. Находки, различающихся акустической напряженностью, превышает санитарную норму (ПДУ – 55 дБА). В центральной части города вдоль Находкинского проспекта превышение составляет 17-30 дБА, что обусловлено интенсивностью дорожного движения и близостью портовой территории; в Южном микрорайоне, удаленном от главной автомагистрали и порта, – на 11-16 дБА. В зоне акустического загрязнения в целом находится8-10 % городского населения.
3. Выявлен рост общей (на 38,45 %) и первичной (на 24, 51 %) заболеваемости органа слуха взрослого населения за период 2000-2012 гг., свидетельствующий о тенденции увеличения заболеваний данного класса.
4. С учетом темпов роста числа автомобилей (с 2000 по 2016 гг. прирост составил 113%) и усиления акустического воздействия (до 85 дБА) на жителей прогнозируется сохранение тенденции увеличения количества заболеваний органа слуха населения на ближайшие годы.

Список литературы

1. *Иванов, Н.И.* Концепция снижения шума в РФ / Н.И. Иванов // Защита от повышенного шума и вибрации: доклады V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием / под ред. Н.И. Иванова. Санкт-Петербург: Изд-во «Айсинг». 2015. С.12-25.
2. 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.
3. Автостат – Аналитическое агентство [сайт]: URL: https://www.autostat.ru/news/18017/
4. *Васильев А.В.* Снижение шума транспортных потоков в условиях современного города / А.В. Васильев // Экология и промышленность России. 2004. №6. С.37-41.
5. *Климова, М.Г.* Оценка шумового фона в городе Находка / М.Г. Климова, Н.К. Христофорова // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия «Экология и БЖД». М: Изд-во РУДН. 2011. №2. С. 120-129.
6. *Климова М.Г.* Транспортный шум и вибрация как факторы риска для здоровья водителей и кондукторов городского пассажирского транспорта / М.Г. Климова, И.В. Зюзина // Сборник докладов V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации» / под ред. Н.И. Иванова. Санкт-Петербург: Изд-во «Айсинг». – 2015. - С. 355-365.

7. *Климова М.Г.* Анализ статистических данных по заболеваемости органов слуха населения г. Находки / М.Г. Климова, Н.К. Христофорова // Материалы XVIII Всероссийского Конгресса «Экология и здоровье человека». Известия Самарского научного центра Российской академии наук. Т. 15 - Самара: Самарский научный центр РАН . - 2013. - С.1813-1816.

Исследование акустической эффективности надстроек цилиндрической формы на верхнем свободном ребре шумозащитных экранов

Клюпа Т.Е.
ООО «Институт акустических конструкций»

t.klyupa@yandex.ru

Аннотация: Рассмотрен вариант повышение эффективности шумозащитных экранов при сохранении одного из основных исходных геометрических параметров – высоты. Эффект дополнительного снижения шума достигается за счет установки на верхнее свободное ребро экрана дополнительных шумопоглотительных элементов (надстроек). В статье предложен метод расчета акустической эффективности шумозащитных экранов с установленной на верхнее свободное ребро цилиндрической надстройки (антидифрактора). Описан процесс проведения экспериментального подтверждения эффективности дополнительных шумопоглотительных элементов, а также данные, полученные в результате анализа, проведенных измерений. Показано, что предложенный метод расчета обеспечивает высокую точность (отклонение результатов эксперимента от результатов расчета составляет ± (1÷3 дБ).

Ключевые слова: шумозащитный экран, надстройка на свободное ребро, антидифрактор, эффективность экрана, снижение шума.

Список принятых сокращений

АД – антидифрактор
ИШ – источник шума
ТИ – точка измерения
РТ – расчетная точка
УЗ – уровень звука
УЗД – уровень звукового давления
ШЭ – шумозащитный экран

Введение

Шумозашитные экраны широко используются для борьбы с шумом, генерируемым различными источниками, в том числе автомобильным транспортом. Одной из задач, решаемых на сегодняшний день, является поиск путей улучшения эффективности ШЭ при ограниченных высотах строительства. Сильное (свыше 6 м) увеличение высоты экрана может быть не конструктивным ни с экономической, ни с эстетической точки зрения. Кроме того, для высокого ШЭ необходима разработка более мощного фундамента и усиленных несущих конструкций. В связи с этим конструкция верхнего края

экрана становится все более интересным вопросом, так как шум в основном проникает за экран именно через верхнее свободное ребро ШЭ, что может служить причиной повышенных уровней шума на территории защищаемых объектов.

Возможным решением являются оборудование существующих экранов дополнительными шумопоглотительными элементами, которые устанавливаются на верхней части экранов. В статье рассмотрена надстройка на верхнее свободное ребро экрана цилиндрической формы – так называемый антидифрактор. Данный вид надстройки работает по принципу увеличения импеданса на свободном ребре (ухудшение прохождения дифрагированного звука), благодаря наличию звукопоглощающего материала, а также по принципу увеличения угла дифракции.

По данным различных исследований, проведенных ранее [2,4], различные варианты цилиндрических надстроек, выполненных, в том числе из звукопоглощающего материала, увеличивает эффективность экрана на 2-3 дБ в зависимости от частотного диапазона по сравнению с эталонным плоским вертикальным экраном. Общая эффективность по данным японских специалистов составляет 3 дБА [4]. Данные поправки на эффективность экрана являются эмпирическими и требуют проведения дополнительных исследований.

Расчет акустической эффективности прямого ШЭ и ШЭ с цилиндрической надстройкой (антидифрактором)

В последние годы разрабатываются новые методы расчета акустической эффективности экранов различного конструктивного решения, базирующиеся на основных положениях статистической теории акустики [1].

Так, например, ранее была выведена формула для расчета акустической эффективности прямого отражающего-поглощающего ШЭ при работе точечного источника шума [3] (Рис.1).

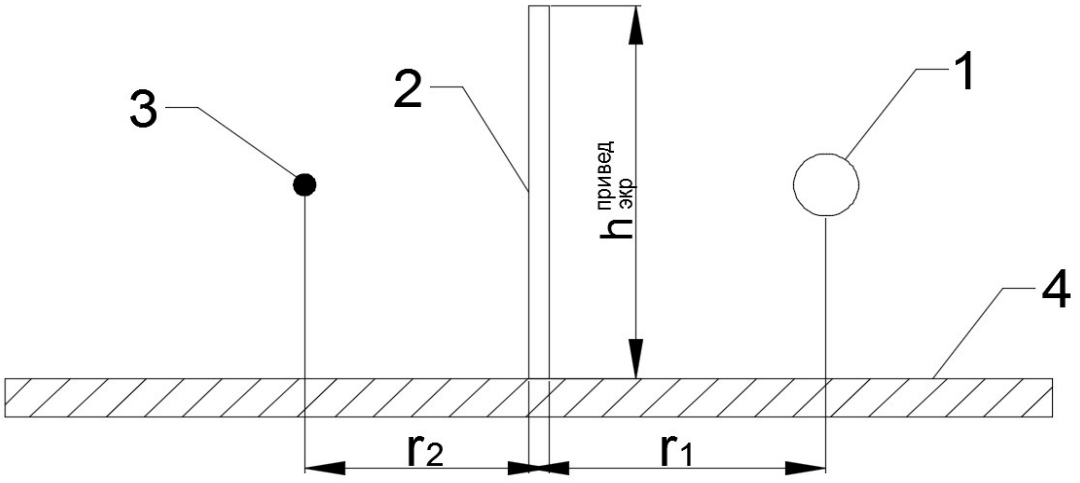


Рис. 1. Расчетная схема плоского ШЭ: 1 – ИШ, 2 – ШЭ, 3 – РТ, 4 – опорная поверхность; $h_{\text{экр}}^{\text{привед}}$ – высота ШЭ; r_1 – расстояние от ИШ до ШЭ; r_2 – расстояние от ШЭ до РТ

Формула для расчета была получена в виде:

$$\Delta L_{\text{экр}} = 10lg\frac{r_1^2 r_2}{(r_1+r_2)^2 \cdot r_0} + 10lg\frac{h_{\text{экр}}^{\text{привед}}}{\lambda} - 10lg\left(1-\alpha_{\text{экр}}\right) - \text{ПД}_{\text{экр}} - 10\,\lg arctg\frac{l_{\text{экр}}}{2h_{\text{экр}}^{\text{привед}}} - 10\,lg\,arctg\frac{l_{\text{экр}}}{2r_2} + 10lg2\pi^2, \text{ дБ} \quad (1)$$

где r_1 – расстояние от ИШ до ШЭ, r_2 – расстояние от ШЭ до РТ, r_0=1 м, $l_{\text{экр}}$ – длина ШЭ, $h_{\text{экр}}^{\text{привед}}$ – высота ШЭ, $\text{ПД}_{\text{экр}}$ – показатель дифракции ШЭ, $\alpha_{\text{экр}}$ – коэффициент звукопоглощения ШЭ.

Показатель дифракции вычисляется соотношением:

$$\text{ПД}_{\text{экр}}=10lg\frac{1}{\beta_{\text{дифр}}}, \quad (2)$$

где $10lg\frac{1}{\beta_{\text{дифр}}}$ - коэффициент дифракции ШЭ, который равен отношению интенсивности звука прошедшего через свободное ребро ШЭ, к интенсивности звука, падающего на свободное ребро.

В данной работе рассматривался один из путей увеличения эффективности ШЭ без увеличения его высота за счет введения дополнительного звукопоглощающего элемента на верхнюю свободную кромку ШЭ. Автором статьи была выведена формула, для расчета ШЭ с цилиндрической надстройкой на верхнем свободном ребре (антидифрактором) с дополнительным звукопоглощением (Рис. 2).

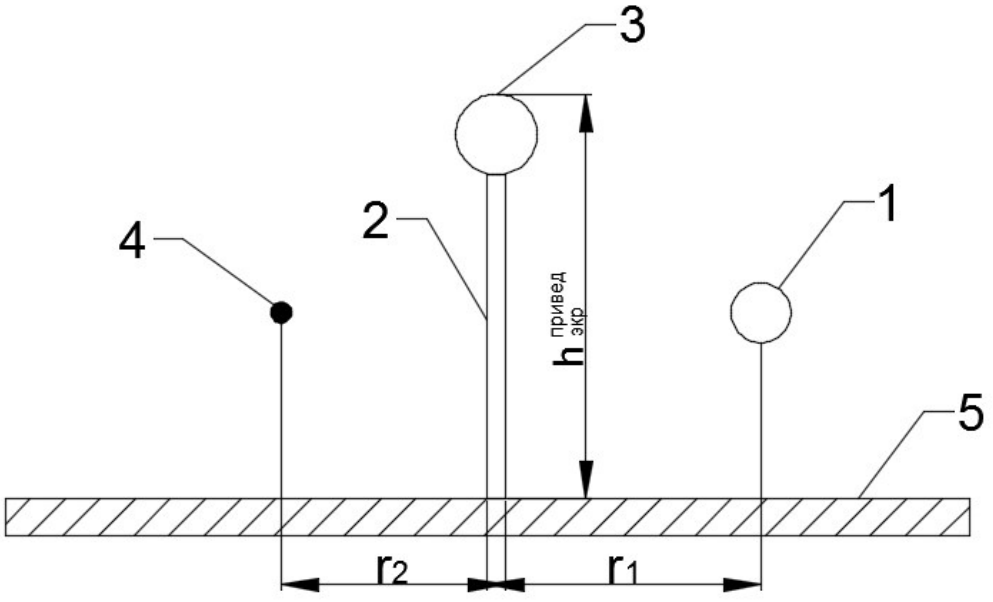


Рис. 2. Расчетная схема ШЭ с цилиндрической надстройкой (антидифрактором): 1 – ИШ, 2 – ШЭ, 3 – цилиндрическая надстройка (антидифрактор), 4 – РТ, 5 – опорная поверхность; $h_{\text{экр}}^{\text{привед}}$ – высота ШЭ с АД; r_1 – расстояние от ИШ до ШЭ; r_2 – расстояние от ШЭ до РТ

При выводе формулы и последующих расчетах были приняты следующие допущения:

- верхняя свободная часть АД, через которую дифрагирует звук, принята линейным излучателем;

- ШЭ принят звуконепроницаемым, т.е. звук дифрагирует только на верхней свободной части антидифрактора;

- установка АД вносит добавочное звукопоглощение.

Формула для расчета акустической эффективности ШЭ с цилиндрической надстройкой на верхнем свободном ребре (антидифрактором) для точечного источника шума получена в виде:

$$\Delta L_{\text{экр АД}} = 10lg\frac{r_1^2 r_2}{(r_1+r_2)^2 \cdot r_0} + 10lg\frac{h_{\text{экр}}^{\text{привед}}}{\lambda} - 10lg\left(1-\alpha_{\text{экр}}\right) -$$
$$-10lg\left(1-\alpha_{\text{АД}}\right) - \text{ПД}_{\text{АД}} - 10\,\text{lg}\ arctg\frac{l_{\text{экр}}}{2h_{\text{экр}}^{\text{привед}}} - 10\,lg\,arctg\frac{l_{\text{экр}}}{2r_2} + 10lg2\pi^2\text{, дБ} \quad (3)$$

где r_1 – расстояние от ИШ до ШЭ, r_2 – расстояние от ШЭ до РТ, r_0=1 м, $l_{\text{экр}}$ – длина ШЭ, $h_{\text{экр}}^{\text{привед}}$ – полная высота ШЭ, включающая надстройку, $\text{ПД}_{\text{АД}}$ – показатель дифракции цилиндрической надстройки (антидифрактора), $\alpha_{\text{экр}}$ – коэффициент звукопоглощения ШЭ, $\alpha_{\text{АД}}$ – коэффициент звукопоглощения цилиндрической надстройки (антидифрактора).

Показатель дифракции цилиндрической надстройки (антидифрактора) вычисляется соотношением:

$$\text{ПД}_{\text{АД}}=10lg\frac{1}{\beta_{\text{дифр}}^{\text{АД}}}, \quad (4)$$

где $10lg\frac{1}{\beta_{\text{дифр}}^{\text{АД}}}$ - коэффициент дифракции цилиндрической надстройки (антидифрактора), который равен отношению интенсивности звука прошедшего через верхнюю свободную кромку АД, к интенсивности звука, падающего на верхнюю свободную кромку АД. Показатель дифракции для АД брался из данных экспериментов.

Экспериментальный стенд

Точность предложенного метода расчета, который мог бы позволить оценить степень эффективности использования АД, проверялась на специально разработанном экспериментальном стенде.

В первую очередь проводились измерения без ШЭ. Предварительные измерения без ШЭ проводились в тех же точках, в которых в дальнейшем выполнялись основные измерения уровней звукового давления и в том же частотном диапазоне. После проведения измерений без ШЭ, измерения проводились для двух вариантов шумозащитных экранов – плоский вертикальный шумозащитный экран, высотой 4 м и экран, общей высотой 4 м с цилиндрической надстройкой на верхнем свободном ребре, диаметром 0,5 м.

Экспериментальный стенд представлял собой прямой вертикальный экран, длиной 9 м, к которому для исключения дифракции звука на боковых ребрах

были присоединены 2 боковых отгона, длиной 3 м каждый, прикрепленных соответственно с правой и левой части от фронтального прямого экрана. Основным конструктивным звеном экрана являются панели, выполненные в виде деревянного каркаса, содержащие минераловатную плиту, которая отвечает за шумопоглощающие свойства и задней стенки в виде деревянной обшивки из досок и реек, отвечающей за звукоизоляцию.

Стенд состоял из двух основных элементов:

- испытываемая конструкция и обустройства к ней (стационарная часть стенда);
- источники шума (условно переносная часть стенда).

Общая высота шумозащитного экрана вместе с антидифрактором составляла 4 м.

Общий вид экспериментального стенда без антидифрактора и с установленным антидифрактором представлен на Рис.3 и Рис. 4.

Конструкция антидифрактора (Рис. 5) состоит из каркаса цилиндрической формы, составленного из деревянных брусков. Наружная поверхность выполнена в виде полимерной звукопрозрачной сетки и планок, установленных по каркасу. В пространстве между каркасом и сеткой размещен минераловатный наполнитель. Антидифрактор устанавливался вдоль всей длины плоского горизонтального экрана, по верхнему краю панелей при помощи крепежных досок.

Рис. 3. Прямой ШЭ

Рис. 4. ШЭ с установленным АД

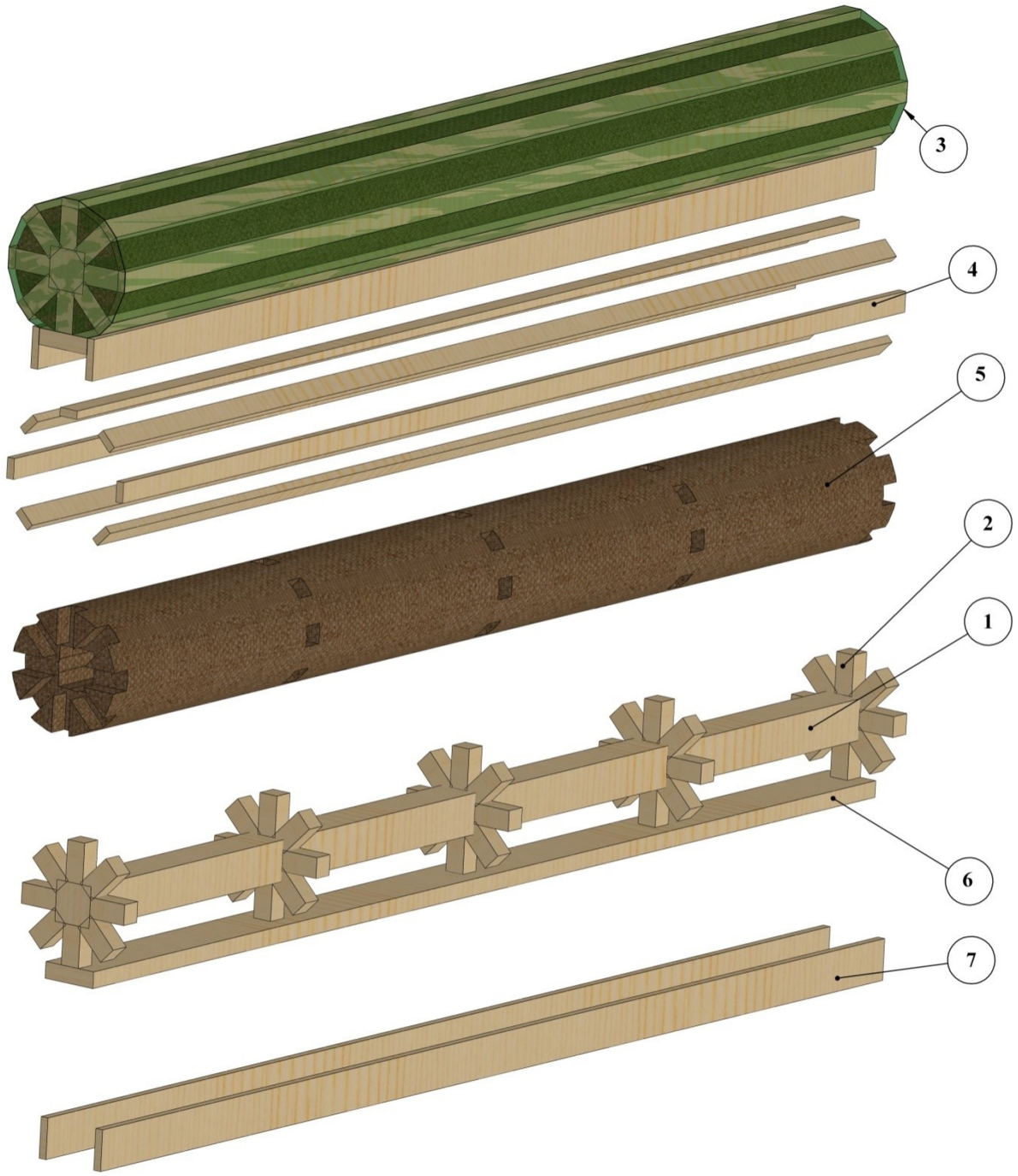


Рис. 5. Устройство АД:1 – каркас; 2 –деревянные бруски; 3 – полимерная звукопрозрачная сетка; 4 – планки; 5 – минераловатный наполнитель; 6 – опорная доска; 7 – доски, связывающие антидифрактор и корпус экрана

Измерения

Предварительные измерения без ШЭ проводились в тех же точках, в которых в дальнейшем выполнялись основные измерения (Рис. 6).

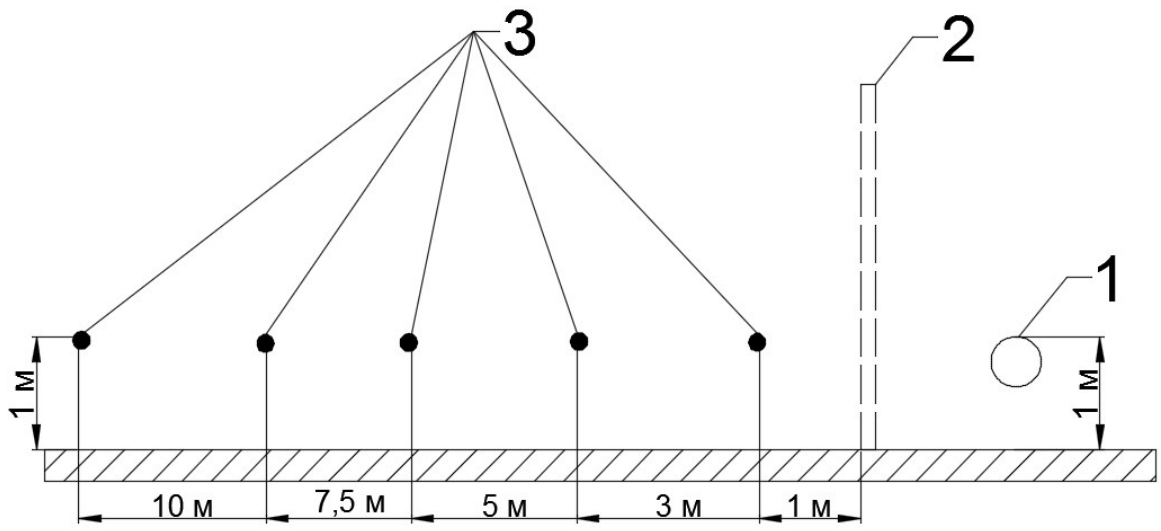


Рис. 6. Схема расположения точек измерения без ШЭ: 1 – ИШ; 2 – место установки ШЭ; 3 – точки измерений

При следующих измерения с установленными ШЭ, источник шума располагались внутри стенда в его центральной части, а измерительные точки для определения акустической эффективности были расположены с наружной части на различных расстояниях (Рис. 7 и Рис. 8). Высота источника шума составляла 1 м. Для испытаний был использован специальный всенаправленный источник звука постоянной звуковой мощности. Источник работает в диапазоне частот 80-80000 Гц, создает звуковое давление до 120 дБ. Было возможно перемещение источника шума внутри стенда на различные расстояния от ШЭ.

Измерения выполнялись для двух вариантов расположения источника шума – на расстоянии 1 м и 3 м от экрана. Измерительные микрофоны были расположены на расстоянии 1 м, 3 м, 5 м, 7,5 м и 10 м от ШЭ на высоте 1 м (Рис.7 и Рис.8).

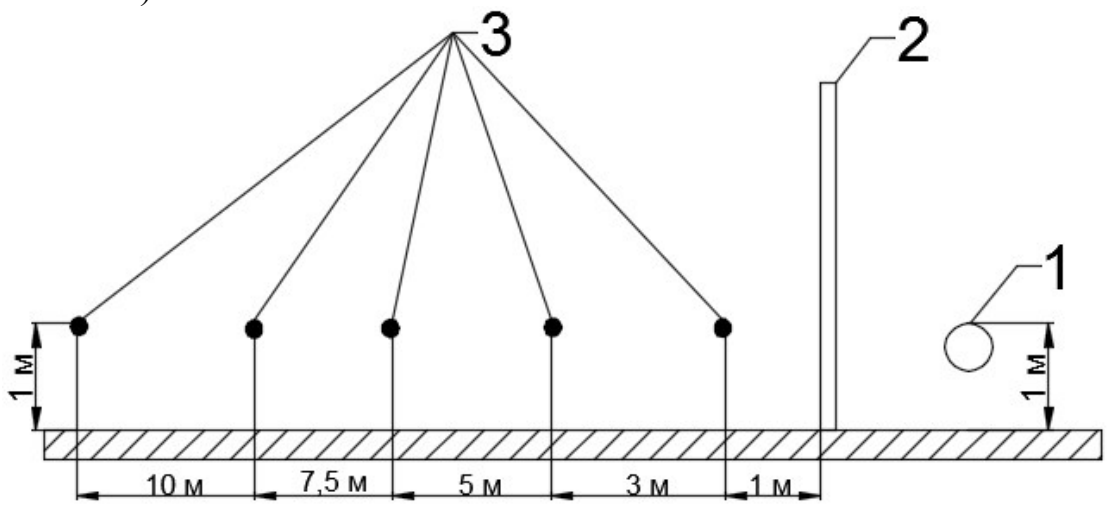


Рис. 7. Схема расположения точек измерения с установленным прямым ШЭ: 1 – ИШ; 2 – прямой ШЭ; 3 – точки измерений

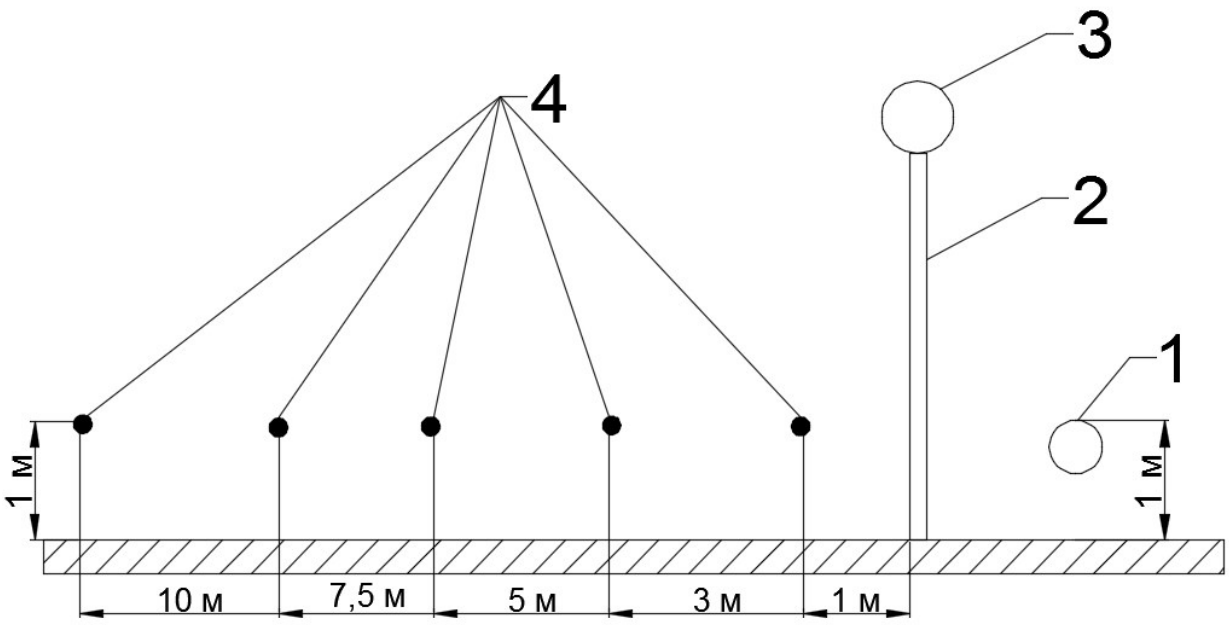


Рис. 8. Схема расположения точек измерения с установленным ШЭ с АД: 1 – ИШ; 2 –ШЭ; 3 – цилиндрическая надстройка на верхнем свободном ребре ШЭ (АД); 4 – точки измерений

Эффективность непосредственно самого АД можно принять как разницу между уровнями шума в точках измерений без установки и с учетом установки надстройки на верхнее свободное ребро экрана при прочих равных условиях.

То есть, это разница измеренных УЗД в точке измерений без антидифрактора и с установленными на ШЭ антидифрактором.

$$\Delta L_{АД} = L_{ТИ}^{б/АД} - L_{ТИ}^{с/АД}, \qquad (5)$$

где $L_{ТИ}^{б/АД}$ –УЗД в точке измерений без антидифрактора на верхнем свободном ребре ШЭ, дБ; $L_{ТИ}^{с/АД}$ – УЗД в этой же точке измерений с установленным антидифрактором, дБ.

Результаты расчетов и измерений

В таблице 1 для примера приведены сравнительные данные расчета и эксперимента ШЭ с установленной на него цилиндрической надстройкой для одного из вариантов расположения ИШ и РТ относительно ШЭ. Кроме того, для того, чтобы возможно было оценить вклад АД в общую эффективность ШЭ, в таблице 1 приведены расчетные и экспериментальные данные плоского ШЭ без надстройки.

Таблица 1. **Сравнительные данные расчета и измерений**

Исходные данные для расчетов и рассчитываемые значения	Вычисленные и измеренные УЗД, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$10lg\frac{r_1^2 r_2}{(r_1+r_2)^2 \cdot r_0}, r_1 = 1$ м, $r_2 = 10$ м	-10,8	-10,8	-10,8	-10,8	-10,8	-10,8	-10,8	-10,8
$10lg\frac{h_{экр}^{привед}}{\lambda}, h_{экр}^{привед} = 4$ м	-1,3	1,7	4,7	7,7	10,7	13,7	16,7	19,7
$\alpha_{экр}$	0,25	0,51	0,89	0,95	0,95	0,92	0,84	0,80
$10lg(1-\alpha_{экр})$	-1,2	-3,1	-9,6	-13	-13	-10,9	-7,9	-6,9
$\alpha_{АД}$	0,25	0,51	0,89	0,95	0,95	0,92	0,84	0,80
$10lg(1-\alpha_{АД})$	-1,2	-3,1	-9,6	-13	-13	-10,9	-7,9	-6,9
$ПД_{АД}$	5	6	6	11	11	14	17	18
$ПД_{экр}$	4	6	7	8	10	11	11	12
$10\,lg\,arctg\frac{l_{экр}}{2h_{экр}^{привед}}, l_{экр} = 9$ м	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7
$10\,lg\,arctg\frac{l_{экр}}{2r_2}$	-3,7	-3,7	-3,7	-3,7	-3,7	-3,7	-3,7	-3,7
$10lg2\pi^2$	13	13	13	13	13	13	13	13
$\Delta L_{экр\ АД}$, расчетная	5	9	23	26	30	25	22	22
$\Delta L_{экр\ АД}$, экспериментальная	3	6	20	23	27	23	22	19
$\Delta L_{экр}$, расчетная	3	5	14	19	20	20	20	21
$\Delta L_{экр}$, экспериментальная	2	4	13	16	18	19	21	18
$\Delta L_{АД}$, расчетная	**2**	**4**	**9**	**7**	**10**	**5**	**2**	**1**
$\Delta L_{АД}$, экспериментальная	**1**	**3**	**6**	**6**	**8**	**4**	**2**	**1**

Сравнение результатов расчета с данными эксперимента показало, что предложенный метод расчета ШЭ с цилиндрической надстройкой на верхнем свободном ребре (антидифрактором) обеспечивает достаточно высокую точность (отклонения результатов расчета от измеренных значений составляют ± (1÷3 дБ).

Список литературы

1. *Иванов Н.И.* Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник / Н.И. Иванов. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Логос, 2013. – 432 с.
2. *Шубин И.Л., И.Е. Цукерников, Н. Николов, А. Писарски*. Основы проектирования транспортных шумозащитных экранов// Учеб. пособие – М.: ИД «БАСТЕТ», 2015. – 208 с.
3. *Иванов Н.И., Семенов Н.Г. Тюрина Н.В.* Расчет и конструирование акустических экранов для снижения шума в жилой застройке. Безопасность жизнедеятельности. 2012. № S4. С. 1-24.
4. Benz Kotzen, Colin English. Environmental noise barriers: a guide to their acoustic and visual design, second edition. CRC Press; 2 edition, 2009. – 282 p.

Санитарно-гигиенические ограничения размещения электродуговой сталеплавильной печи на предприятии, находящемся в плотной городской застройке

Sanitary restrictions of placing an electric furnace at the plant, which is located in a dense urban environment

Мадатова И.Г.[1], Муравьев В.А.[2]
[1]АО «Группа компаний ШАНЭКО»
[2]Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС»

irina.madatova@shaneco.ru

Аннотация: В статье отражены проблемы связанные с размещением электродуговой сталеплавильной печи на предприятиях, размещенных в сложившейся городской застройке. В данном аспекте рассмотрены вопросы выбросов загрязняющих веществ, результаты оценки риска для здоровья населения и вопросы повышенного уровня шума, создаваемого при работе печи на прилегающей жилой территории.

Ключевые слова: шум; санитарные нормы; шумозащитные мероприятия; уровень звукового давления; металлургическое производство; звуковое поле.

Abstract: The article describes the problems associated with the placement of electric arc furnaces for enterprises located in the existing urban areas. In this aspect, discussed issues of emissions into the air, risk assessments to human health andissues of high noise levels generated by the furnace on surrounding residential area.

Keywords: noise; sanitary standards; noise protection measures; sound pressure level; metallurgical enterprise; sound field.

В настоящий момент возникает потребность в увеличении и реконструкции производства большинства металлургических заводов. Большинство производителей стремятся заменить мартеновские и конверторные печи на электродуговые печи.

В связи с такой заменой возникает ряд экологических вопросов. Основными экологическими факторами, лимитирующими данный вид деятельности, становятся санитарно-гигиенические ограничения. Особенно остро стоит вопрос санитарно-защитных зон предприятий, находящихся в окружении городской застройки. На сегодняшний день такие предприятия существуют в городах Выкса, Чусовой, Нижний Тагил, Новокузнецк, Череповец и многие другие.

Безопасные условия проживания населения на территориях, прилегающих к крупным промышленным комплексам с технологическими процессами,

являющимися источниками негативного воздействия на среду обитания и здоровье человека, в ряде случаев эффективно обеспечиваются организацией санитарно-защитных зон, пространственно разделяющие промышленные и жилые территории.

В соответствии с СанПиН устанавливаются на основании классификации предприятия, расчетов рассеивания загрязнения атмосферного воздуха и физических воздействий, а также для предприятий I и II классов опасности с учетом результатов оценки риска для здоровья населения [1].

Зона химического загрязнения атмосферы – это зона, в пределах которой концентрации загрязняющие вещества и групп суммации в атмосферном воздухе превышают допустимые значения, установленные санитарными нормами для жилой застройки и других объектов с нормируемым качеством среды обитания.

Зона физического воздействия – это зона, за пределами которой соблюдаются допустимые санитарно-эпидемиологические нормы уровней шума, электромагнитных излучений, инфразвука, рассеянного лазерного излучения и других физических факторов.

Оценка риска для здоровья - процесс установления вероятности развития и степени выраженности неблагоприятных последствий для здоровья человека или здоровья будущих поколений, обусловленных воздействием факторов среды обитания.

Рассеивание загрязняющих веществ и, как следствие, размер зоны химического загрязнения определяется несколькими аспектами: высота трубы, марка выплавляемой стали, характеристика скрапа, степень очистки фильтров.

Для оценки зон размера зон воздействия были рассмотрены электросталеплавильные цехи с электросталеплавильными печами разной производительности – 1 млн. тонн в год, 750 тыс. тонн и 550 тыс. тонн в год.

Моделирование рассеивания загрязняющих веществ выполнено по методике, утвержденной Росгидрометом – ОНД-86 [2] с использованием унифицированной программы расчета загрязнения атмосферы (УПРЗА) «ЭКОЛОГ» версия 3,0. Расчеты рассеивания загрязняющих веществ выполнены с учетом застройки.

При расчете величин выбросов, моделировании рассеивания загрязняющих веществ в атмосфере учтены рекомендации «Методического пособия по расчету, нормированию и контролю выбросов вредных (загрязняющих) веществ в атмосферный воздух». С-Пб. НИИ Атмосфера, 2005 г. [3].

Процедура оценки риска для здоровья населения осуществляется в соответствии со следующими 4-мя этапами [4]:

1. Идентификация опасности: выявление потенциально вредных факторов, оценка связи между изучаемым фактором и нарушениями состояния здоровья человека, достаточности и надежности имеющихся данных об уровнях загрязнения различных объектов окружающей среды исследуемыми

веществами; составление перечня приоритетных химических веществ, подлежащих последующей характеристике риска.

2. Оценка зависимости «экспозиция – ответ»: выявление количественных связей между уровнями экспозиции и показателями состояния здоровья.

3. Оценка воздействия (экспозиции) химических веществ на человека: характеристика источников загрязнения, маршрутов движения загрязняющих веществ от источника к человеку, пути и точки воздействия, определение доз и концентраций, воздействовавших в прошлом, воздействующих в настоящем или тех, которые возможно будут воздействовать в будущем, установление уровней экспозиции для популяции в целом и ее отдельных субпопуляций.

4. Характеристика риска представляет собой завершающую часть оценки риска и начальную фазу управления риском. На этом этапе интегрируются все данные, полученные в процессе идентификации опасности, оценки зависимости «доза-ответ» и оценки экспозиции; проводится совокупный анализ степени надежности полученных данных; описываются риски для отдельных факторов и их сочетаний, а также характеризуется вероятность и тяжесть возможных неблагоприятных эффектов на здоровье человека. Расчет рисков и их характеристика проводятся раздельно для канцерогенных и не канцерогенных эффектов. Оценка экспозиции (расчет рассеивания) проведена с применением имеющей мировое признание модели AERMOD (US EPA) [5].

Оценка уровней шумового воздействия выполнена путем построения модели и расчета пространственного распределения уровней шума на основе ГОСТ 31295.2-2005 «Шум. Затухание звука при распространении на местности» [6].

Исходными данными для оценки послужили уровни звукового давления, полученные при измерении шума на аналогичных производствах, а также справочными данными, проведенных ранее измерений [7].

При проведении измерений на аналогичных производствах расстояние от источника до точки измерения составляло 1 м, где это было возможно. Расстояние выбиралось таким образом, чтобы максимально сократить погрешности пересчета звукового давления.

При расчете затухания звука из-за геометрической дивергенции использовалась формула [6]:

$L_r = L_{изм1} - 20\lg r$,

где $L_{изм1}$ – уровень звукового давления на расстоянии 1 м,

r – расстояние до расчетной точки,

L_r – уровень звукового давления в расчетной точке.

При проведении измерений уровней шума, создаваемых работой электродуговой печи, непосредственно в цехе расстояния от источника шума составляли от 10 до 12 м. В этом случае при пересчете на 1 м использовалась формула [8]:

$L_{r1} = L_{изм} + 20\lg r_{изм}/r_1$

где L_1 – уровень звукового давления на расстоянии 1 м;

r – расстояние от точки измерения до источника шума;

$L_{изм}$ – уровень звукового давления на расстоянии r, м.

Проведенные расчеты показали, что среди прочих критериев оценки возможности размещения дуговой электросталеплавильной печи в сложившейся городской застройке и определяющим размер санитарного разрыва между такими цехами и жилой зоной является уровень шума, создаваемого функционированием данного производства.

Зона химического загрязнения атмосферы показала, что наибольшие расчетные концентрации у таких веществ как оксид марганца, оксид хрома$^{6+}$, оксид азота и оксид углерода. При этом оксиды азота и углерода рассчитываются с учетом фоновых значений загрязняющих веществ, содержащихся в атмосферном воздухе (почти во всех крупных современных городах оксиды азота и углерода превышают санитарно-гигиенические нормативы).

По результатам расчета рассеивания загрязняющих веществ в атмосферном воздухе можно сделать следующий вывод: предельно-допустимые концентрации жилой зоны при высоте трубы 60 м, эффективности очистки твердых взвешенных веществ до 20 мг/м^3, сборе и очистке запыленного воздуха из цеха, где установлена электродуговая сталеплавильная печь, достигаются на расстоянии менее 50 м не зависимо от производительности печи.

По результатам оценки риска для здоровья населения по химическому фактору загрязнения при воздействии химических веществ наибольший риск возникает от хронического воздействия выбросов марганца и от острого воздействия выбросов твердых взвешенных веществ.

Зона недопустимого риска составляет не более 100 м для печи, не зависимо от ее производительности.

Зона воздействия шума зависит в большей степени от конструкции электродуговой печи и от звукоизоляции ограждающих конструкций здания, где установлена печь.

Часть оборудования электросталеплавильного цеха, как правило, устанавливается вне помещения (дымососы газоочистного оборудования) либо имеет забор и сброс воздуха наружу (воздухообменная вентиляция). Такое оборудование является дополнительным источником шума.

Зона воздействия шумового фактора электросталеплавильного цеха с производительностью печи 1 млн. тонн в год и ограждающими конструкциями из сэндвич-панелей толщиной 200 мм без применения для данного цеха специальных шумозащитных мероприятий составляет 1000 м. При этом уровень шума в цеху на расстоянии 10 м в период плавки составляет 97 дБА, в момент зажигания дуги – 113 дБА.

Таким образом, из всех перечисленных факторов – самым значимым является шум, поэтому в условиях установки электросталеплавильного цеха при невозможности организовать санитарный разрыв между территорией предприятия и жилой застройкой необходимо применение специальных шумозащитных мероприятий.

Наиболее эффективным способом борьбы с шумом, как известно, является борьба с шумом в источнике его возникновения.

Преимущество в таком случае имеют производители, предлагающие наибольшую защиту от шума в составе электродуговой печи.

Таким, например, является компания Siemens VAI. Предлагаемая ими шахтная печь предусматривает несколько инженерных решений для снижения уровня шума:

- наличие постоянного болота в печи, позволяет избежать повышенного уровня шума, вызванного проплавлением колодца и снизить общий уровень шума на 8-10 дБА;

- наличие стационарного герметичного кожуха вокруг печи позволяет избежать неплотностей между кожухом и электродами, которые являются значимым источником шума во время плавления;

- завалка скрапа осуществляется при помощи бункерной системы и элеватора без использования завалочной бадьи. При этом происходит подача скрапа частями в печь, что также существенно снижает шум во время завалки печи;

- слив шлака осуществляется без поднятия стационарного кожуха с использованием сифонной системы, что позволяет осуществлять слив с минимальным наклоном печи;

- слив и завалка могут осуществляться под током.

Данные шумозащитные мероприятия позволяют снизить шум от работы печи до 90 дБА на расстоянии 5 м от кожуха печи на протяжении всего периода плавки.

Полная автоматизация процесса позволяет обслуживающему персоналу в момент плавки находиться в отдельно выгороженных помещениях и дистанционно наблюдать за производственным процессом.

Создание выгородок, позволяющих снизить шум на 10 дБА (до 80 дБА предусмотренных санитарными нормами), не является сложной инженерной задачей. При этом такие выгороженные помещения могут иметь прозрачные экраны необходимых для наблюдения размеров.

Таким образом, решается сразу две задачи: снижение шума на рабочих местах и снижение проникающего шума на территорию предприятия и прилегающие территории.

Борьба с шумом источников за пределами цеха (дымососов, вентиляторов со стороны всасывания и нагнетания) решается стандартными шумозащитными мероприятиями:

- установка дымососов осуществляется в вентиляционной камере;

- при необходимости забора воздуха снаружи для дымососов и вентиляторов организуются форкамеры;

- на воздуховоды всасывания приточных систем и нагнетания вытяжных систем вентиляции большой производительности устанавливаются глушители.

Данные шумозащитные мероприятия позволяют значительно снизить уровень шума и обеспечить при необходимости сокращение зоны воздействия шума до минимальных размеров.

Выводы

1. Основным лимитирующим фактором при проектировании и строительстве электросталеплавильного цеха на территории предприятия, находящегося в окружении селитебной территории, является шумовой фактор.

2. При применении специальных шумозащитных мероприятий возможно размещение электросталеплавильного цеха на расстоянии 100 м от жилой застройки, что при применении планировочных решений (размещении электросталеплавильного цеха как можно дальше от границ территории металлургического предприятия) позволит не изменять размеры санитарно-защитной зоны либо провести границу санитарно-защитной зоны по границе территории предприятия.

Список литературы

1. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 «Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов. Санитарно-эпидемиологические правила и нормативы». Новая редакция
2. ОНД-86. «Методика расчета концентраций в атмосферном воздухе вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий». – Л.: Гидрометеоиздат, 1987
3. «Методического пособия по расчету, нормированию и контролю выбросов вредных (загрязняющих) веществ в атмосферный воздух». С-Пб. НИИ Атмосфера, 2005 г.
4. Р 2.1.10.1920-04. «Руководство по оценке риска для здоровья населения при воздействии химических веществ, загрязняющих окружающую среду»
5. U.S. EPA. Exposure Factors Handbook 2011 Edition (Final). U.S. Environmental Protection Agency, Washington, DC, EPA/600/R-09/052F, 2011
6. ГОСТ 31295.2-2005. «Шум. Затухание звука при распространении на местности»
7. «Защита от шума и вибрации в черной металлургии». Под ред. проф. докт. техн. наук В.И. Заборова. – М: Металлургия, 1976
8. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых,
9. общественных зданий и на территории жилой застройки»

Излучение звука полузамкнутой протяжённой оболочкой

Кудаев А.В., Куклин Д.А., Матвеев П.В.
БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, РФ

Аннотация: В работе рассматриваются метод расчёта излучения звука протяжёнными излучателей, типа фасонных балок, при вынужденных колебаниях

Ключевые слова: колебания, излучатели, виброскорость

Полузамкнутые оболочки – особый класс излучателей, тем не менее, встречающийся довольно часто. Например, такой оболочкой можно представить железнодорожный рельс, швеллер и т.п. Длина излучаемой поверхности может быть весьма большой, как конструкции кран балок, рельсов с проезжающим поездом. Для инженерных расчётов мы можем ограничиться длиной излучателя (в случае, если он бесконечный, типа рельсов) длиной возбудителя (поезда) плюс 20 %.

В качестве звукового давления излучаемого изгибным характером оболочки, принимаем формулу для высокочастотных колебаний (1) протяжённого источника приведённую к виду:

$$P(l_{\text{рт}}, \varphi) = i4v_r \frac{e^{i\left(\varphi + k_0 l_{\text{рт}} - \frac{3\pi}{4}\right)}}{H^{1\prime}(k_0 h_{\text{р}})\sqrt{k_0 l_{\text{рт}}}} \cdot 10^2, \quad (1)$$

где v_r – скорость колебаний балки, м/с; k_0 – волновое число $\frac{\omega}{c}$, 1/м; $l_{\text{рт}}$ – расстояние от балки до расчётной точки, м; $h_{\text{р}}$ – высота балки, м; $H^{1\prime}$ – производная функции Ганкеля. (Для анализа излучающих систем удобнее брать решения в функциях Ганкеля, а не в функциях Бесселя и Неймана).

Представим производную функции Ганкеля для асимптотического приближения в случае $k_0\, h_{\text{р}} \geq 1$

$$H_{m_\mu}^{1\prime}(k_0 h_{\text{р}}) = -i\sqrt{\frac{2}{\pi \cdot k_0 h_{\text{р}}}} e^{i\left(k_0 h_{\text{р}} - \frac{2m_\mu + 1}{4}\pi\right)}, \quad (2)$$

Поскольку колеблется твёрдое тело, то m – разделительная постоянная, будет равна – $m_\mu = 1$, тогда звуковое давление, излучаемое балкой:

$$P_{\text{р}} = 4v_r 10^2 \sqrt{\frac{h_{\text{р}}}{l_{\text{рт}}}} e^{i(\varphi + k_0 l_{\text{рт}} - k_0 h_{\text{р}})}, \quad (3)$$

Уравнения исследовались численно при помощи пакета программ *MathLab* с модулем *SimuLink*. Модифицированные функций Ганкеля независимо от порядка обладают симметрией относительно поворотов, при этом первые на больших расстояниях ведут себя как $\sqrt{\frac{2}{\pi \cdot k_0 h_{\text{р}}}} e^{i(k_0 h_{\text{р}})}$, вторые как $\sqrt{\frac{\pi}{2k_0 h_{\text{р}}}} e^{-(k_0 h_{\text{р}})}$,

функции sinφ и cos2φ принимают максимальное значение при $\varphi = \frac{\pi}{2}$, поэтому достаточно рассмотреть точку 7,5 м или 25 м и φ=π/2.

В формулу 3 входят составляющие виброскорости.

Виброскорость балки определим из дифференциальных уравнений поперечных колебаний

$$EJ_x \frac{\partial^4 \xi}{\partial x^4} - \rho J_x \frac{\partial^4 \xi}{\partial z^2 \partial t^2} + \rho F \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} + j\xi = P_y \sum_{i=1}^{k*} \delta(z - z_{0i}),$$
$$EJ_y \frac{\partial^4 \varepsilon}{\partial x^4} - \rho J_y \frac{\partial^4 \varepsilon}{\partial z^2 \partial t^2} + \rho F \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial t^2} + j\varepsilon = P_x \sum_{i=1}^{k*} \delta(z - z_{0i}), \quad (5)$$

$\delta(z - z_{0i})$ – дельта функция, характеризующая силовое воздействие на колесо, k^* – количество колёсных пар.

Кроме того, накладывается собственная частота колебания балки. В формуле 3 частота колебаний рельса задаётся коэффициентом k, то есть для первой моды k=1, для второй k=2 и т.д.

Из зависимости 5 видно, что снизить шум излучаемый балкой возможно изменяя диссипативные свойства рельса. Для учёта диссипативных свойств воспользуемся представлением модуля упругости и жёсткости основания в комплексной форме:

$E = (E + i\,E\eta_p)$, $J = (j + i\,j\eta_o)$

Где η_p и η_o эффективные коэффициенты потерь колебательной энергии рельса и подрельсового основания.

Тогда значения виброскорости в направлении вертикальной и горизонтальной (поперечной пути) осей представляются как:

$$\frac{\partial \xi}{\partial t} = \frac{2\pi v P_y}{k^* l^2} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{ke^{arctg \frac{-EJ_x\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4 \eta_1 - j_y \eta_2}{\left(EJ_x\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4 + j_x\right)^2 - \rho^2 \left(J_x\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2 + F\right)^2 \left(\frac{\pi k v}{l}\right)^4}}}{\left(EJ_x\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4 + j_x\right)^2 - \rho^2 \left(J_x\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2 + F\right)^2 \left(\frac{\pi k v}{l}\right)^2 + \left(EJ_x\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4 \eta_1 + j_y \eta_2\right)^2}$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} = \frac{2\pi v P_x}{k^* l^2} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{ke^{arctg \frac{-EJ_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4 \eta_1 - j_y \eta_2}{\left(EJ_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4 + j_y\right)^2 - \rho^2 \left(J_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2 + F\right)^2 \left(\frac{\pi k v}{l}\right)^4}}}{\left(EJ_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4 + j_y\right)^2 - \rho^2 \left(J_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2 + F\right)^2 \left(\frac{\pi k v}{l}\right)^4 + \left(EJ_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4 \eta_1 + j_y \eta_2\right)^2} \quad (6)$$

Из полученных значений получаем среднеквадратичное значение виброскорости

$$v_p = \sqrt{\left(\frac{\partial \xi}{\partial t}\right)^2 + \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial t}\right)^2}, \quad (7)$$

и это значение подставляем в формулу 3.

Из зависимостей видно, что снижение излучения шума можно добиться путём увеличения диссипативных свойств подрельсового основания (балластного слоя), рельса и увеличением момента инерции рельса.

Модель генерирования аэродинамического шума воздушной подушкой

Мурзинов В Л, Мурзинов П В, Мурзинов Ю В
ФБГОУ ВО Воронежский государственный технический университет

dr.murzinov@yandex.ru

Аннотация. Presents the results of constructing a model of the potential speed of small disturbances in air cushion transport systems. Shows the correlation between the characteristics of the turbulent flow in the air cushion and its acoustic characteristics. The formula for engineering calculations of levels of aerodynamic noise generated by the air cushion formed by a single slot opening.

Ключевые слова. Aerodynamic noise, air cushion, acoustic performance, the potential speed of small disturbances, turbulence, turbulent viscosity.

Воздушная подушка стала использоваться в производственных системах транспортирования, начиная с момента подачи Бобровым В.П. заявки и получения им в 1959 году авторского свидетельства на изобретение «Способ транспортирования штучных грузов по наклонному лотку». Им было предложено обеспечить скольжение груза по наклонному лотку при угле наклона меньше угла трения, за счет создания воздушной подушки между опорной поверхностью груза и поверхностью лотка. Дальнейшее развитие идей использования воздушной подушки в различных производствах обусловлено рядом преимуществ. Это отсутствие контакта между транспортируемым изделием и несущей поверхностью, совмещение различных технологических процессов (нагревание, охлаждение, сушка и т.д.) с процессом бесконтактного транспортирования, динамический режим которого может достаточно легко изменяться во время работы транспортной системы.

Эти специфические особенности аэродинамических процессов воздушной подушки в некоторых производствах делают её незаменимой [1, 2, 3]. Однако воздушная подушка, используемая в производственном процессе, является источником интенсивного аэродинамического шума [4, 5].

Физическая картина взаимодействия турбулентного потока со звуковыми волнами в воздушной подушке многогранна и характеризуется взаимозависимостью различных факторов [6, 7, 8]. К этим факторам можно отнести структуру вихрей, физические и акустические характеристики плоскостей, аэродинамические и термодинамические параметры потока, форму и расположение питающих отверстий (сопел). В итоге в результате этого взаимодействия формируется звуковой поток, основная энергетическая составляющая которого поступает через боковые грани воздушной подушки. Как показывает эксперимент и анализ функционирования воздушной подушки,

величина уровня звука остается постоянной для стационарных процессов, параметры которых не изменяются во времени. Этими параметрами являются давление в пневмокамере, вес транспортируемых предметов, проходное сечение сопел, температура. При изменении какого либо параметра режим течения изменяется и, соответственно, изменяются характеристики акустического поток. Наблюдается корреляционная связь между изменениями параметров воздушной подушки и изменениями акустических показателей звуковых потоков. Для турбулентных потоков важными показателями являются турбулентная вязкость и геометрическая характеристика – «путь перемешивания». Таким образом, используя эти показатели можно на основе гидродинамической модели течения построить модель уровня звука, порождаемого этим течением.

В классической аэроакустике генерацию звука описывают с помощью неоднородного волнового уравнения, правая часть которого определяет источники звука, их распределение в пространстве и структуру. В работе [6] Кузнецов В.М. отмечает, что генерация и распространение возмущений в движущейся жидкой среде могут быть описаны с помощью уравнений аэроакустики, которые получены из уравнений движения жидкости. Однако при выводе уравнений аэроакустики используются методы комбинирования отдельными членами уравнения, методы упрощения и приближения. Результатами этих преобразований являются модели и теории, которые могут показаться несколько противоречивыми. Наиболее эффективными являются модели и теории, дающие практический результат.

Для получения уравнений, описывающих генерацию звука в неоднородной движущейся среде, рассмотрим методику, предложенную Блохинцевым Д.И. [6, 9]. Запишем уравнения движения, уравнение неразрывности, уравнение для энтропии сжимаемой жидкости без учета вязкости и уравнение состояния в дифференциальной форме

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} + v_k \frac{\partial v_i}{\partial x_k} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x_i}, \quad (1)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + v_k \frac{\partial p}{\partial x_k} + \rho c^2 \frac{\partial v_k}{\partial x_k} = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial S}{\partial t} + v_k \frac{\partial S}{\partial x_k} = 0, \quad (3)$$

$$c^2 = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_S + \frac{T}{c_v}\left(\frac{\partial p}{\partial S}\right)_\rho. \quad (4)$$

где t – время; x_i, x_k – значение декартовых координат; v_i, v_k – проекции скорости на оси координат; ρ – плотность воздуха; p – давление; S – энтропия; $i = 1, 2, 3$ – индекс; $k = 1, 2, 3$ – индекс, по которому осуществляется суммирование.

Традиционно, основные характеристики области течения воздуха представим в виде суммы двух величин: одна величина соответствует осреднённому значению характеристики, а другая – является пульсационной составляющей. Характеристики скорости, плотности, давления и энтропии

запишем в виде

$$\left.\begin{array}{l} v_i = U_{oi} + u_i \;\; u_i < U_{oi} \\ \rho = \rho_o + \tilde{\rho} \;\; \tilde{\rho} < \rho_o \\ p = P_o + \tilde{p} \;\; \tilde{p} < P_o \\ S = S_o + \tilde{S} \;\; \tilde{S} < S_o \end{array}\right\}. \qquad (5)$$

Подставляя значения характеристик из (5) в уравнения (1), (2) и (3) получим

, (6)

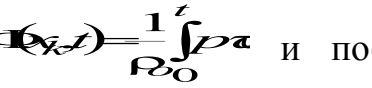
, (7)

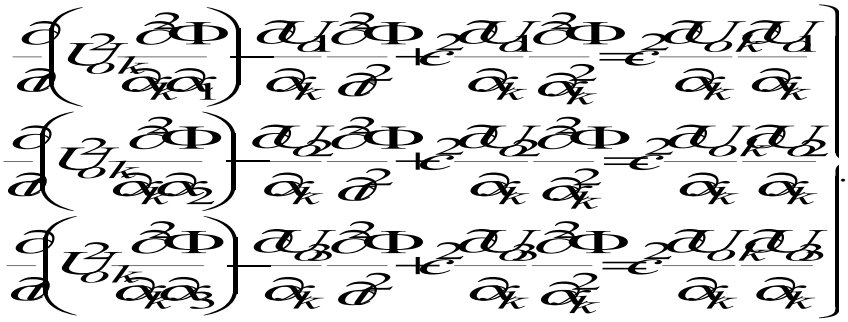
, (8)

Линеаризуя уравнения (6), (7) и (8) и учитывая следующие соотношения $\frac{\partial \rho_o}{\partial t} = 0$, $\frac{\partial \rho_o}{\partial x_k} = 0$ и уравнение состояния в виде запишем преобразованные уравнения (6), (7)

, (9)

. (10)

Принимая во внимание малость изменения параметров, входящих в уравнения (9) и (10), введём в рассмотрение потенциал скорости малых возмущений  и после преобразований получим систему уравнений для потенциала скорости малых возмущений

 . (11)

Уравнения (11) представляют собой уравнения для потенциала скорости малых возмущений применительно к течению воздуха в объеме. Эти уравнения записаны относительно трех декартовых координат и позволяют определять акустические характеристики объемных воздушных потоков при условии наличия границ, рассматриваемого течения. В общем виде решение этой системы уравнений представляет собой сложную задачу. Однако учет реальных начальных и граничных условий может существенно упростить эти уравнения.

Рассмотрим частный случай воздушного течения в тонком зазоре между

плоскостями. Воздушная подушка в этом случае формируется одиночным щелевым отверстием, расположенным под изделием прямоугольной формы. Их взаимное расположение показано на рис. 1. Для удобства дальнейших рассуждений, обозначения декартовых координат, представленных выше, заменим следующим образом: $X \equiv x_1$, $Y \equiv x_2$, $Z \equiv x_3$. Обозначения скоростей так же изменим: $U \equiv U_1$, $V \equiv U_2$, $W \equiv U_3$.

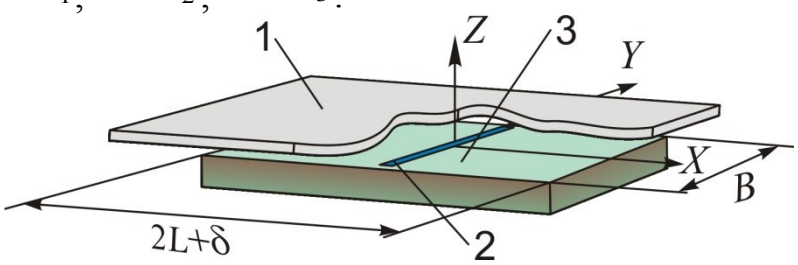


Рис.1. Схематичное изображение взаимного расположения щелевого отверстия и изделия на воздушной подушке. 1 – изделие, 2 – щелевое отверстие, 3 – несущая поверхность с пневмокамерой.

Для построения математической модели, определяющей уровень аэродинамического шума воздушной подушки, формируемой одиночным щелевым отверстием, рассмотрим расчетную схему на рис. 2 для решения задачи по определению гидродинамических характеристик течения в воздушной подушке. Аэродинамическими характеристиками потока воздуха под изделием являются: P – распределение избыточного давления в воздушной подушке, *Па*; U – скорость воздушного потока под изделием вдоль оси *X*, *м/с*; h – толщина воздушной подушки, *м*; L – расстояние от сопла до края воздушной подушки, *м*; $P_{уд}$ – удельное или среднее давление под изделием, Па; P_k – избыточное давление в пневмокамере, *Па*; G – вес изделия, *Н*.

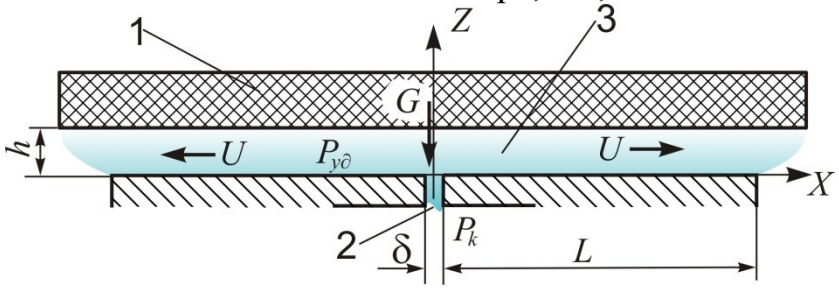


Рис.2. Расчетная схема для определения гидродинамических характеристик воздушной подушки. 1 – изделие, 2 – щелевое отверстие, 3 – воздушная подушка.

Применительно к расчетной схеме уравнение потенциала скорости малых возмущений (11) с учетом ряда допущений примет вид

$$\frac{\partial}{\partial t}\left[\frac{\partial \Phi(x,z,0)}{\partial t}\right] = \frac{\partial \Phi(x,z,0)}{\partial t}\left[\frac{\partial \Phi(x,z,0)}{\partial x}\right], \qquad (12)$$

удовлетворяющее следующим граничным и начальным условиям:

$$\Phi(0,z,t) = \Phi(L,z,t) = 0, \quad \Phi(x,z,0) = k\sin\left(\frac{\pi x}{L}\right)\sin\left(\frac{\pi z}{h}\right), \quad \frac{\partial \Phi(x,z,0)}{\partial t} = 0,$$

где $E=\left(\frac{\pi}{k_1}\right)^6\frac{P_y h^4}{\rho_o L^3 c}$ амплитуда турбулентных пульсаций в воздушной подушке и k_1 = 0.44 – экспериментальный коэффициент. Величина E определяется пульсационной скоростью или степенью турбулентности.

Решением уравнения (12) будет

$$[illegible], \tag{13}$$

где $A_1=\frac{\pi^2}{2L^2}\frac{U^2}{\frac{\partial U}{\partial z}}$, $A_2=\sqrt{\frac{4\pi^2 L^2}{\pi^2 U^4}\left(\frac{\partial U}{\partial z}\right)^2}$.

Основная задача получить уровень шума на расстоянии R от изделия на воздушной подушке

$$L_z=10\lg\left(\frac{P_w}{I_o 4\pi R^2}\right), \tag{14}$$

где P_w – звуковая мощность, *Вт*; I_o – исходное пороговое значение интенсивности звука, *Вт/м*^{2}.

$$P_w=\int_0^h\int_0^L I_1 dx,\quad I_1=\frac{\bar{p}^2(x,z)}{\rho_o c}, \tag{15}$$

где I_1 – интенсивность звука единичной области течения, *Вт/м*^{2}; h – толщина воздушной подушки, *м*; L – протяженность воздушной подушки, *м*; $\bar{p}^2$ – среднеквадратическое отклонение пульсирующего давления, *(Н/м*^{2}*)*^{2}.

$$\bar{p}^2(x,z)=\frac{1}{T}\int_0^T \tilde{p}^2 dt,\quad \tilde{p}=\rho_o\frac{\partial\Phi}{\partial t} \tag{16}$$

Подставляя (13), (15) и (16) в уравнение (14) получим теоретическое значение уровня звука в линейном диапазоне

$$[illegible]. \tag{17}$$

Для проверки адекватности полученного соотношения (17) был проведен модельный эксперимент. Модельная установка показана на рис. 3, а её основные размеры – на рис. 2.

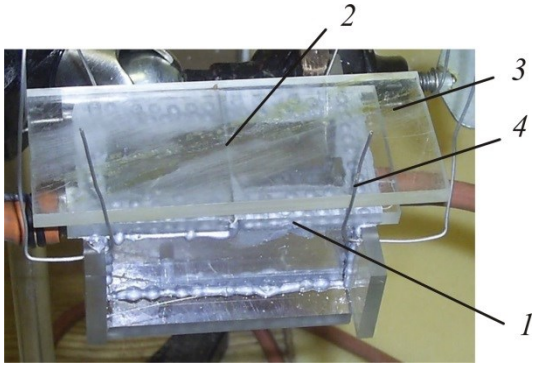


Рис. 3. Макет элемента пневмотранспортной системы на воздушной подушке. 1 – несущая поверхность, 2 – щелевой отверстие, 3 – транспортируемое изделие, 4 – ограничители перемещения транспортируемого изделия.

В табл. 1 показаны экспериментальные и теоретические значения уровня аэродинамического шума воздушной подушки, формируемой одиночным щелевым отверстием. Значения параметров, входящих в уравнение (24) имеют следующие величины: $\rho_o = 1{,}29$ кг/м^3; $c = 330$ м/с; $R = 1$ м; $\mu = 1{,}85 \cdot 10^{-5}$ Па·с; $L = 0{,}04$ м; $\delta = 0{,}5 \cdot 10^{-3}$ м; $k_1 = 0{,}44$.

Таблица. 1 **Уровень аэродинамического шума в модельном эксперименте.**

P_k, kПа	$P_{уд} = 70$ Па		$P_{уд} = 140$ Па		$P_{уд} = 210$ Па		$P_{уд} = 280$ Па	
	$L1$, эксперимент	$L1z$, теория	$L2$ эксперимент	$L2z$ теория	$L3$ эксперимент	$L3z$ теория	$L4$ эксперимент	$L4z$ теория
2,67	46.01	50,89	41.77	47,70	35.14	45,76	34.70	44,32
5,33	52.03	55,49	51.08	52,39	49.25	50,55	45.75	49,21
8,00	55.60	58,16	54.98	55,09	53.64	53,27	52.52	51,97
10,67	58.13	60,05	57.11	57,00	56.25	55,19	55.20	53,90
13,33	59.97	61,51	59.04	58,47	58.31	56,67	57.28	55,39
16,00	61.35	62,71	60.57	59,67	60.06	57,88	58.77	56,60
18,67	63.50	63,71	61.51	60,68	61.23	58,89	61.11	57,62
21,33	62.90	64,59	62.36	61,56	62.14	59,77	61.21	58,50
24,00	63.61	65,36	62.62	62,33	63.02	60,55	62.04	59,28
26,66	64.31	66,05	63.87	63,02	63.82	61,24	62.93	59,97
29,33	65.12	66,67	64.50	63,64	64.64	61,87	63.45	60,60
32,00	66.29	67,24	65.04	64,21	65.14	62,44	63.89	61,17
34,66	67.25	67,76	65.63	64,73	65.39	62,96	64.31	61,70
37,33	68.27	68,24	65.65	65,22	65.55	63,45	64.67	62,18
40,00	68.78	68,69	65.83	65,67	65.85	63,90	64.84	62,64

Полученное уравнение (13) для потенциала скорости малых возмущений является решением системы уравнений (11) применительно к течению в воздушной подушке, показанному на расчетной схеме, на рис. 2. Использование этого уравнения позволило получить уравнение (17) для определения уровня аэродинамического шума, создаваемого воздушной подушкой, формируемой одиночным щелевым отверстием. Экспериментальная проверка полученных уравнений показала удовлетворительную сходимость экспериментальных и теоретических значений.

Список литературы

1. Битюков В.К., Колодежнов В.Н. Кущев Б.И., Мурзинов В.Л. Пневмоконвейеры с автоматической стабилизацией скорости транспортируемых изделий. // Механизация и автоматизация производства. – 1983, N1. – с.26.
2. Битюков В.К., Колодежнов В.Н., Мурзинов В.Л. Самонастраивающиеся пневматические конвейеры на воздушной прослойке. – Механизация и автоматизация производства, 1981, N11, с.18-20.
3. Битюков В.К., Колодежнов В.Н., Кущев Б.И. Пневматические конвейеры. – Воронеж: Изд-во ВГУ, 1984. – 164 с.
4. Борьба с шумами на производстве/ под ред. Е.Я. Юдина. М.: Машиностроение, 1985. – 512 с.

5. Мурзинов В.Л. Снижение шума в устройствах транспортирования на воздушной подушке. Воронеж: Росинформресур, 2008. 196 с.
6. Кузнецов В.М. Основы теории шума турбулентных струй. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2008. – 240 с.
7. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: Учеб. для вузов. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.
8. Мунин А.Г., Кузнецов В. М., Леонтьев Е. А. Аэродинамические источники шума. М.: Машиностроение, 1981. 248 с.
9. Блохинцев Д.И. Акустика неоднородной движущейся среды. – М.: Наука, 1981. – 208 с.

Виброакустический мониторинг судового оборудования на этапах жизненного цикла

Мышинский Э.Л.
ФГУП «Крыловский Государственный научный центр»

e-mail: myshinsky@yandex.ru

Аннотация: Рассмотрена необходимость и возможности поддержания минимально возможных уровней вибрации малошумных судовых механизмов в различных условиях эксплуатации.

Ключевые слова: судовые механизмы, вибрация, проектирование, эксплуатация, жизненный цикл, мониторинг**.**

Vibroacoustic based monitoring of shipboard equipment over entire life cycle

Annotation: The paper proves a necessity and feasibility to attain the lowest achievable vibration levels for low-noise shipboard equipment in various service conditions.

Проблема улучшения акустических характеристик оборудования особенно актуальна на всех видах транспорта, где пассажиры и обслуживающий персонал вынуждены длительное время подвергаться вредному воздействию повышенных уровней вибрации и шума, а применение средств акустической защиты затруднено из-за массогабаритных ограничений. В судостроении жёсткие требования к акустическим параметрам механизмов предъявляются не только для судов специального назначения, но и для всех типов пассажирских судов, в первую очередь, для суперкомфортабельных круизных судов.

Важно учесть, что вибрация и шум механизма также являются диагностическими показателями его технического состояния, и их рост свидетельствует о каких-то неполадках, например, повышенном износе отдельных узлов и деталей. В итоге, именно уровни вибрации определяют величину технического ресурса машины.

Из-за экономических и экологических соображений желательно, чтобы виброактивность оборудования сохранялась на низком уровне на всех стадиях жизненного цикла – от нового, только что произведенного механизма до отправки на капитальный ремонт или на утилизацию в зависимости от типа конструкции.

Борьба за минимально возможные уровни вибрации начинается, естественно, ещё до появления механизма на свет.

На рис. 1 представлены возможности анализа путей создания малошумной энергетической установки, где проектируемый механизм является главным, но не единственным звеном, обеспечивающим акустический комфорт на будущем судне [1].

На рис. 2 показаны основные направления работ, которые необходимо выполнить для получения малошумного новенького, только что вышедшего из цеха механизма. Это и выбор конструкции, и набор технологических мероприятий, и установление оптимального режима нагрузки, и «облагораживание» рабочего процесса, и наконец, применение средств акустической защиты.

Рис. 1. Пути снижения вибрации и шума энергетической установки

Рис. 2. Типовые рекомендации по снижению вибрации и шума механизма

Указанные на рисунке мероприятия составляют обязательный комплекс для достижения желаемых акустических параметров машины. Если их не удаётся реализовать в полном объёме, значит, для этой машины акустические требования были не очень обязательны.

Точнее, их выполнение связано с такими затратами (а расчётные оценки показывают, что снижение исходной вибрации механизма на 10 дБ удорожает его в 10 раз), что игра не стоит свеч.

Тем более, полученные с такими трудностями механизмы очень чувствительны к изменению внешних условий, связанному, как правило, с режимом работы энергетической установки. Так, например, трёхфазные приводные электродвигатели чувствительны к неравномерности напряжения тока на фазах, и чувствительность возрастает по мере снижения исходного уровня вибрации. Таким образом, двигатели, имеющие при идеальных параметрах сети различие в уровнях вибрации в 3–4 раза (10–12 дБ), уже при неравномерности напряжения на фазах, равной 2,5–3,0%, что допускается при эксплуатации судовых электросетей, будут иметь практически одинаковые уровни вибрации. Это хорошо показано на рис. 3 (кривые 1, 2, 3).

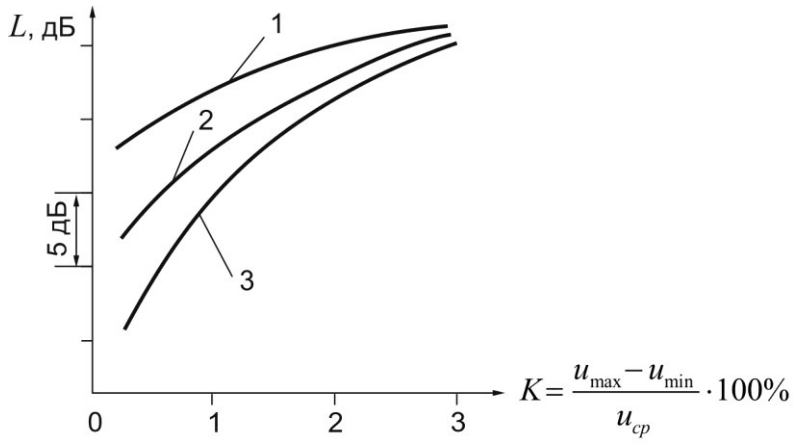


Рис. 3. Изменение уровней вибрации трёхфазных электродвигателей при неравномерности напряжения на фазах

Отсюда вытекает, что стремиться к существенному снижению вибрации механизма следует только в том случае, если жёсткие требования предъявлены (и выдерживаются) ко всей энергетической установке.

Рассмотрим выбор режима балансировки роторных механизмов, поскольку минимальные уровни вибрации на частоте вращения для нежёстких роторов достигаются только при том нагрузочном (и тепловом) режиме, на котором производилась балансировка. На рис. 4 показаны типовые зависимости изменения уровня вибрации ротора при различных нагрузочных режимах балансировки.

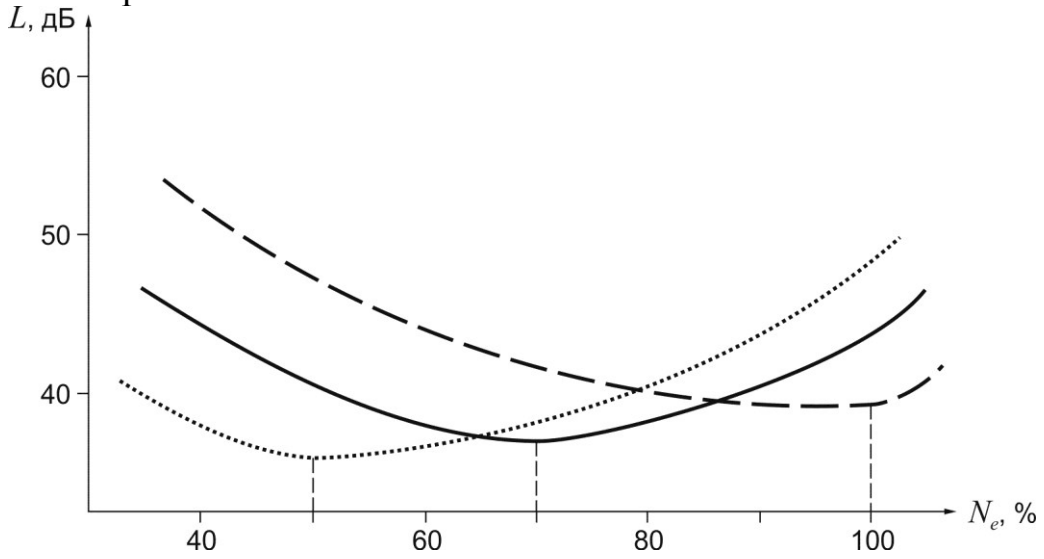


Рис. 4. Изменение уровня вибрации ротора на частоте вращения в зависимости от нагрузочного режима балансировки

Эти ясные физические зависимости в своё время вызывали бурное обсуждение и споры, поскольку окончательная балансировка новой машины в соответствии с существующими канонами проводилась на режиме номинальной мощности, а реальная эксплуатация большую часть времени

происходит на промежуточных режимах. В частности, малошумный ход судна осуществляется на небольших скоростях, а стало быть, при частичной нагрузке главного двигателя и, соответственно, при его повышенной вибрации на частоте вращения, что входит в противоречие со стремлением снизить вибрацию и шум на этом режиме.

Ещё один парадокс. Чем больше мы прилагаем усилия по балансировке, так скажем, неидеальных роторов и доводим уровень вибрации до приличных значений за счёт подбалансировочных масс, тем неустойчивее вся динамическая система, и любое изменение режима приводит к разбалансировке ротора и резкому возрастанию вибрации. Чем выше степень балансировки (то есть, чем больше отношение начального и остаточного дисбаланса), тем резче возрастает вибрация при отклонении частоты вращения в эксплуатации от той, на которой производилась балансировка. Примеры показаны на рис. 5.

Так при отклонении частоты вращения от балансировочной на 20% возрастание вибрации на частоте вращения при отношении начального и остаточного дисбаланса, равного трём, составит всего 3 децибела, а при отношении дисбалансов, равном десяти, достигнет 10 децибелов (то есть в 3 раза).

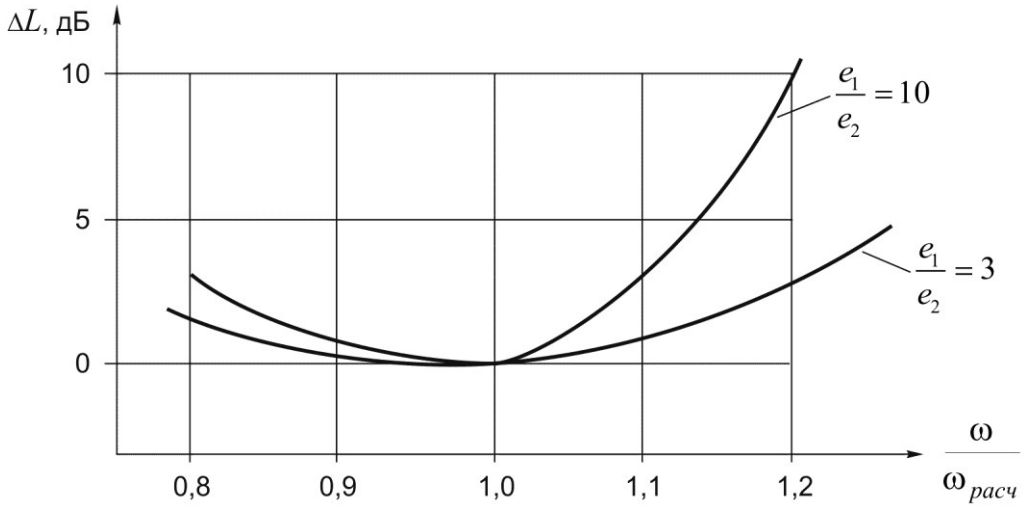


Рис. 5. Увеличение вибрации ротора на частоте вращения при отклонении её от расчётной для различных отношений конечного и начального дисбаланса

Ну, и наконец, о механизмах, виброактивность которых сильно зависит от частоты вращения в эксплуатационных условиях. Это насосы и вентиляторы. То ли из соображений экономии, то ли из стремления к простоте, то ли из-за отсутствия выбора, но в отечественных судовых энергетических установках часто применяют насосы с нерегулируемым электроприводом, то есть с постоянной частотой вращения. При этом регулирование расхода воды в системе производится изменением проходного сечения клапана, и следовательно, изменением гидравлического сопротивления системы. Уменьшение подачи насоса при сохранении частоты вращения означает работу на нерасчётном режиме и приводит к значительному повышению уровней

вибрации и шума, как это показано на рис. 6.

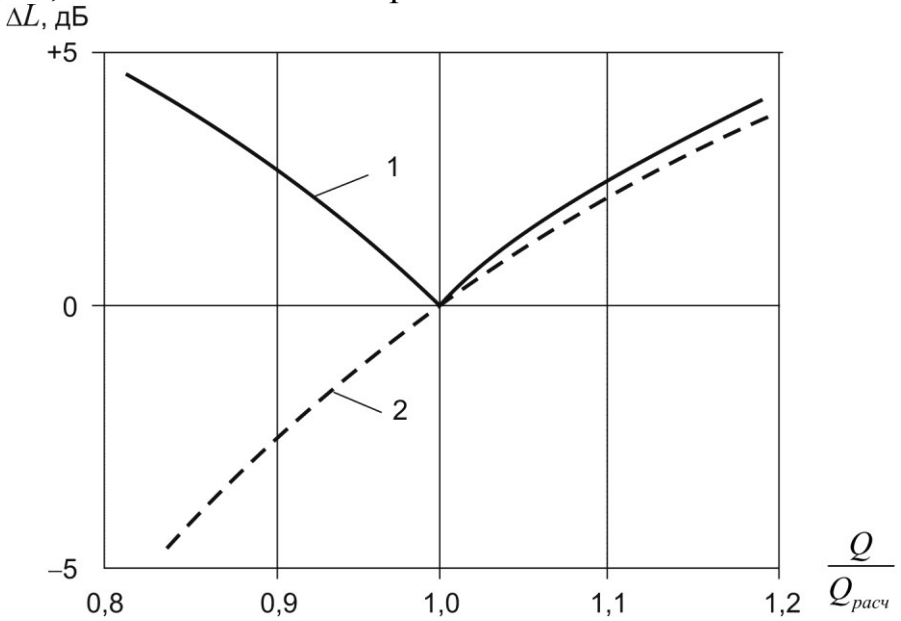


Рис. 6. Изменение вибрации насоса на лопастной частоте при различных способах регулирования подачи

1 – при постоянной скорости вращения (регулированием сопротивления системы)

2 – с изменением скорости вращения

Видно, что вместо выигрыша по акустическим показателям на промежуточной нагрузке в случае регулируемого привода при, казалось бы, простом управлении системой только изменением положения клапана получаем существенное ухудшение вибрации на лопастных частотах.

Можно привести и другие ситуации, когда в силу различных обстоятельств созданные судовые механизмы имеют реальные акустические характеристики значительно худшие по сравнению с теми, которые они могли бы иметь. Все их перечислить невозможно, да и не нужно.

Цель приведенных примеров – показать, что при создании энергетических установок, обеспечивающих на судне условия акустического комфорта, не должно быть упущено никаких мелочей в проектировании, изготовлении и эксплуатации механизмов, памятуя главное правило: для улучшения вибрации и шума механизма нужно иногда выполнить сотню мероприятий, а ухудшить можно, забыв хотя бы одно из них.

Список литературы

1. *Мышинский Э.Л.* Борьба с вибрацией и шумом в инженерной практике. ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2011. – 240 с.

Опыт использования программного продукта «Эколог-Шум», фирмы "Интеграл" в БГТУ "Военмех", в рамках учебного процесса.

Олейников А.Ю[1].
Балтийский государственный технический университет «Военмех», им.Д.Ф.Устинова

Анотация: В статье рассмотрены особенности использования программных продуктов фирмы «Интеграл» при организации учебного процесса по направлению 20.03.01, 20.04.01 «Техносферная безопасность». Уделено внимание применению программных продуктов в изучении ряда специальных дисциплин. Выделены основные направления подготовки студентов в области практического применения программных пакетов фирмы «Интеграл».

Ключевые слова: виброакустика, шум, защита от шума, Эколог-Шум, «Интеграл», учебный процесс

Важная задача преподавателей, занимающихся подготовкой специалистов в области «Техносферной безопасности» – подготовить конкурентоспособного выпускника. В настоящее время требования предъявляемые работодателями на рынке труда обусловили необходимость обязательного обучения студентов этого направления программным комплексам, позволяющим проводить в электронном виде разнообразные расчеты, вести базы данных, оформлять документы по утвержденным формам, и т.д.

Такие программные продукты реализованы в областях охраны атмосферного воздуха, безопасного обращения с отходами, оценки загрязнения водных объектов и конечно в области санитарной акустики. Они используются при разработке проектной документации: проекты нормативов ПДВ, ПНООЛР, НДС, раздел проекта «Перечень мероприятий по охране окружающей среды», проект СЗЗ предприятия и т.д.; при заполнении форм статистической отчетности предприятия, при расчете и оформлении платы за негативное воздействие на окружающую среду.

Пользователи программ это экологи промышленных предприятий, разработчики природоохранной и проектной документации, эксперты государственных природоохранных ведомств, санитарные врачи и т.п. Поэтому специалисты по направлению «Техносферная безопасность» обязаны владеть всем спектром подобных программных продуктов.

Для БГТУ «Военмех», им. Д.Ф.Устинова, и кафедры О1 «Экология и БЖД» компанией «Интеграл» был предоставлен, для учебных целей, полный

спектр производимых программных продуктов, в частности был передан программный комплекс «Эколог-Шум».

Наряду с другими подобными продуктами «Эколог-Шум» используется на нашей кафедре для подготовки бакалавров и магистров по профилям: «Безопасность технологических процессов и производств», «Инженерная защита окружающей среды».

Так как особенностью кафедры "Экология и БЖД" является специализация в области технической акустики, использование программных комплексов подобных «Эколог-Шум» для нас особенно актуально.

Программный комплекс «Эколог-Шум» предназначен для расчета шума от промышленных источников и транспорта. Кафедра использует данный продукт в рамках учебных дисциплин: «Основы виброакустики», «Инженерная акустика», «Разработка шумовиброзащитных мероприятий», «Защита от шума и вибрации в техносфере», «Научно-исследовательская работа», «Конструкторско-технологическая практика».

В дисциплинах порогового уровня освоения студенты пользуются пакетом "Эколог-Шум" фрагментарно, в основном для демонстрации принципов и особенностей распространения звука в различных условиях, а так же для визуализации акустического поля.

На более продвинутом уровне, в рамках дисциплин: «Разработка шумовиброзащитных мероприятий», «Защита от шума и вибрации в техносфере», «Научно-исследовательская работа», «Конструкторско-технологическая практика», обучающимся предлагается сделать полноценные расчеты.

На начальном этапе освоения программных расчетов в пакете "Эколог-Шум" со студентами проводится серия практических занятий, на которых прививаются навыки работы с интерфейсом, базами данных и картографическим материалом. Это делается с помощью выполнения серии стандартных заданий:

- расчет разных типов источников шума (точечные, линейные) в свободном поле;
- расчет взаимодействия акустического поля с препятствиями различного типа (экраны, здания и т.д.) и формы (прямые, изогнутые и т.д.);
- определение и задание шумовых характеристик различных источников шума;
- расчет распространения звукового поля в условиях различающихся свойств подстилающей поверхности;
- и т.д.

Затем студент выполняет собственный проект. Ему выдается задание в виде реально существующего объекта, на который при необходимости он может выехать, например для проведения дополнительных измерений шумовых характеристик, фотофиксации, инвентаризации и т.п. Задания могут быть различных типов, но чаще всего это обоснование санитарно защитной зоны или

предложение мероприятий по снижению повышенных уровней шума, либо то и другое в совокупности.

Работа с программным продуктом "Эколог-Шум" дает хороший результат в учебном процессе, студенты активно вовлекаются в работу и быстро видят результат своего труда. Многие выпускники планируют и используют программные пакеты компании "Интеграл" для выполнения своей Выпускной квалификационной работы и вероятно будут активно пользоваться ими в своей дальнейшей профессиональной работе.

Список литературы

1. Сведения о программном продукте «Эколог-Шум» 2.3: URL:http://integral.ru/shop/cargo/140.html (дата обращения: 16.03.2016)
2. *Федеральный государственный образовательный стандарт высшего образования 200301 Техносферная безопасность (уровень бакалавры):* URL: http://fgosvo.ru/uploadfiles/fgosvob/200301.pdf (дата обращения: 16.03.2016)
3. *Федеральный государственный образовательный стандарт высшего образования 200401 Техносферная безопасность (уровень магистры):* URL: http://fgosvo.ru/uploadfiles/fgosvom/200401.pdf (дата обращения: 16.03.2016)

Методика измерения акустических и вибрационных характеристик глушителя выпускной системы серийного тепловоза с дизель-генератором.

Олейников А.Ю., Лубянченко А.А.
Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ», им.Д.Ф.Устинова

Аннотация:
В статье рассмотрена проблема измерения эффективности глушителя шума выпуска дизель-генераторов тепловозов. Рассмотрена методика организации натурных измерений акустических и вибрационных характеристик глушителей тепловозов.

Ключевые слова:
Шум, вибрация, глушитель, тепловозная техника, тепловоз, железная дорога, дизель-генератор, измерение акустических характеристик, измерение шума, измерение вибрации, измерение характеристик глушителей шум.

В последнее время в России и мире высокоскоростное движение получило новое развитие, также значительно растут грузоперевозки. Железнодорожные ветки проходят через густонаселенные районы, поэтому снижение шума железнодорожной техники по-прежнему является очень актуальным.

Снижение шума железной дороги возможно различными способами, мы обратили внимание на тепловозную технику. Одним из важнейших устройств для уменьшения шумового воздействия от тепловоза является глушитель шума выпуска дизель-генератора. Нами был разработан улучшенный глушитель шума натурные испытания которого необходимо было провести. Для подобного вида техники не существует стандартов и рекомендаций для измерения акустических, а также вибрационных характеристик шумоглушащего оборудования. В данной статье приводятся возможные варианты организации сравнительных натурных измерений глушителя.

Объектом натурных испытаний нашего исследования является выпускная система тепловоза с дизель-генератором 21-26ДГ-01 мощностью 2,5 МВт. Магистральный грузовой двухсекционный тепловоз «Витязь» с электрической передачей переменного тока с поосным регулированием силы тяги предназначен для вождения грузовых поездов на железных дорогах Российской Федерации в районах с умеренным климатом при температуре окружающей среды от – 50°С до + 40°С.

Было предложено проводить виброакустические измерения в ходе реостатных испытаний тепловозов на различных режимах работы дизель-генератора.

Тепловоз «Витязь» 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».

Было принято решение проводить исследования для четырех наиболее характерных фиксированных режимов работы дизель-генератора (позиции контроллера):

1. холостой ход (0),
2. минимальные обороты (1),
3. средний режим (7),
4. максимальные обороты (15).

Для воспроизводимости и повышения точности, измерения начинались по истечению 5 минут после того, как установится заданный режим работы двигателя. Оператор контролировал работу двигателя на протяжении всего времени испытаний.

Испытания проводились в соответствии с требованиями ГОСТ Р 50951-96 и ГОСТ Р 51401-99 на открытой площадке размерами не менее 50×50 м.

Объектами натурных испытаний были глушители:

- конструкция исходная – однокамерный реактивный глушитель (далее - полая камера),

- конструкция, разработанная в процессе исследований, оптимизированная по параметрам виброакустическим и газодинамическим (далее - модернизированная конструкция).

Для определения акустической эффективности глушителей, испытания выпускной системы тепловоза проводились в двух состояниях:

- с установленным глушителем,

- без глушителя шума выпуска (глушитель демонтируется, вместо него устанавливается замещающий трубопровод).

В процессе экспериментальных исследований проводились измерения параметров:

1) уровень звукового давления, уровень звуковой мощности, выпускной системы тепловоза;

2) внешнего шума тепловоза на расстоянии 7,5 м от оси пути;

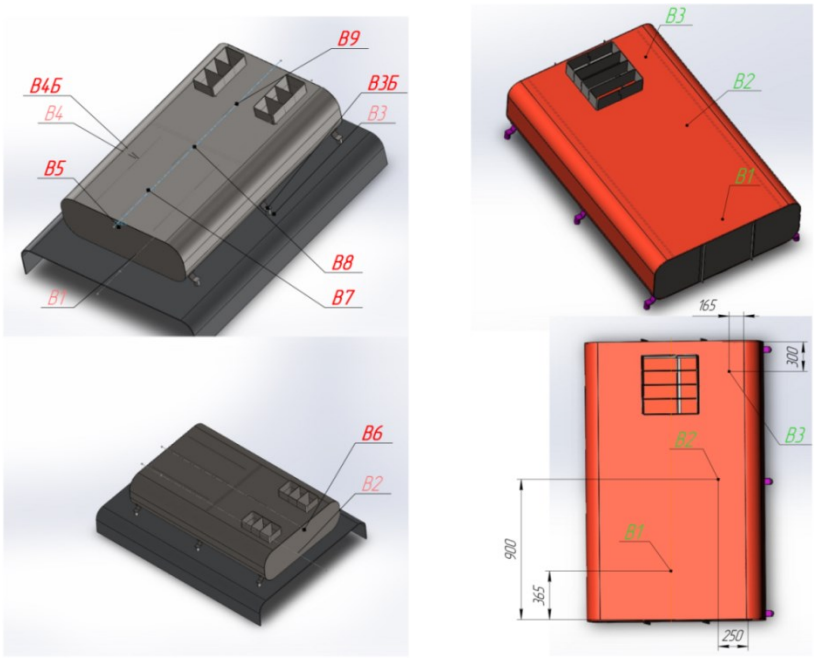
3) параметры вибрации (виброускорение, м/с^2, по осям X, Y, и Z в диапазоне частот от 16Гц до 16 000Гц) для различных точек измерения (предположительно, наиболее неблагоприятных).

При проведении комплекса измерительных работ использовалась 5-ти канальная система PULSE 3560B, ф. «Брюль и Къер» и одноканальная система «Октава110А».

Экспериментальное определение вибрационных характеристик выхлопной системы тепловоза

Внешний вид глушителей и измерительные точки группы «*в*» (вибрация), в которых измерялся вибросигнал, представлены для полой камеры на рис. 1 а, для модернизированной конструкции – на рис. 1 б.

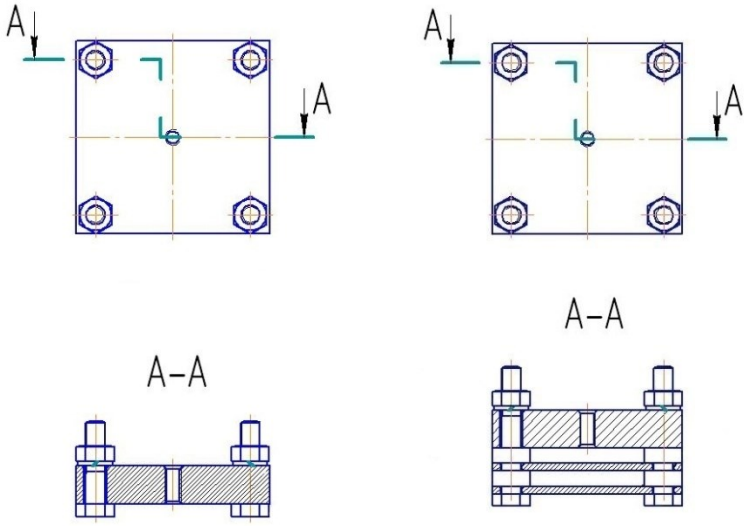
Серьезной проблемой для проведения вибрационных измерений являлась высокая температура измерительной поверхности. Поэтому вибродатчик, для избегания перегрева, закрепляется на поверхности с использованием специальных площадок (см. рис. 2-4), датчик на площадку крепился с помощью шпильки. Площадка с резьбовым отверстием для закрепления вибродатчика крепится на поверхности глушителя с помощью гаек к болтам, предварительно приваренным в измерительных точках к поверхностям глушителя. В остальных точках (с температурами, близкими к температуре окружающей среды) датчики крепились с помощью магнитов или цианакрилатного клея на предварительно зачищаемые и обезжиренные поверхности.



а) б)

Рис. 1 Расположение точек измерения на корпусе глушителя

а) полой камеры; б) модернизированной конструкции



а) б)

Рис. 2 Площадки для закрепления вибродатчков на поверхность глушителя в двух вариантах исполнения а) и б)

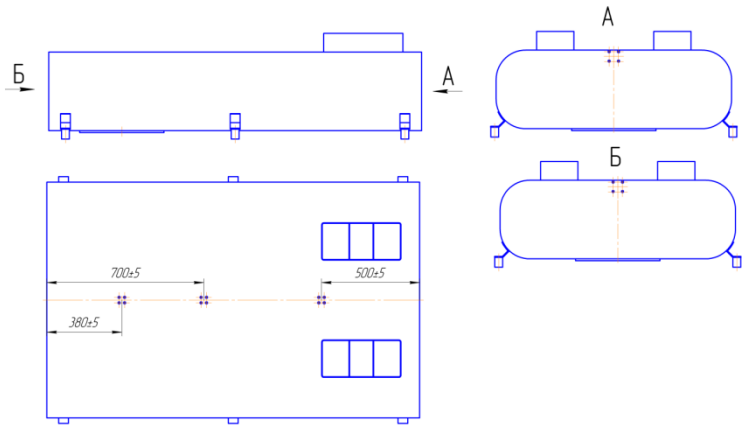


Рис. 3 Места установки площадок для закрепления вибродатчиков на корпусе полой камеры

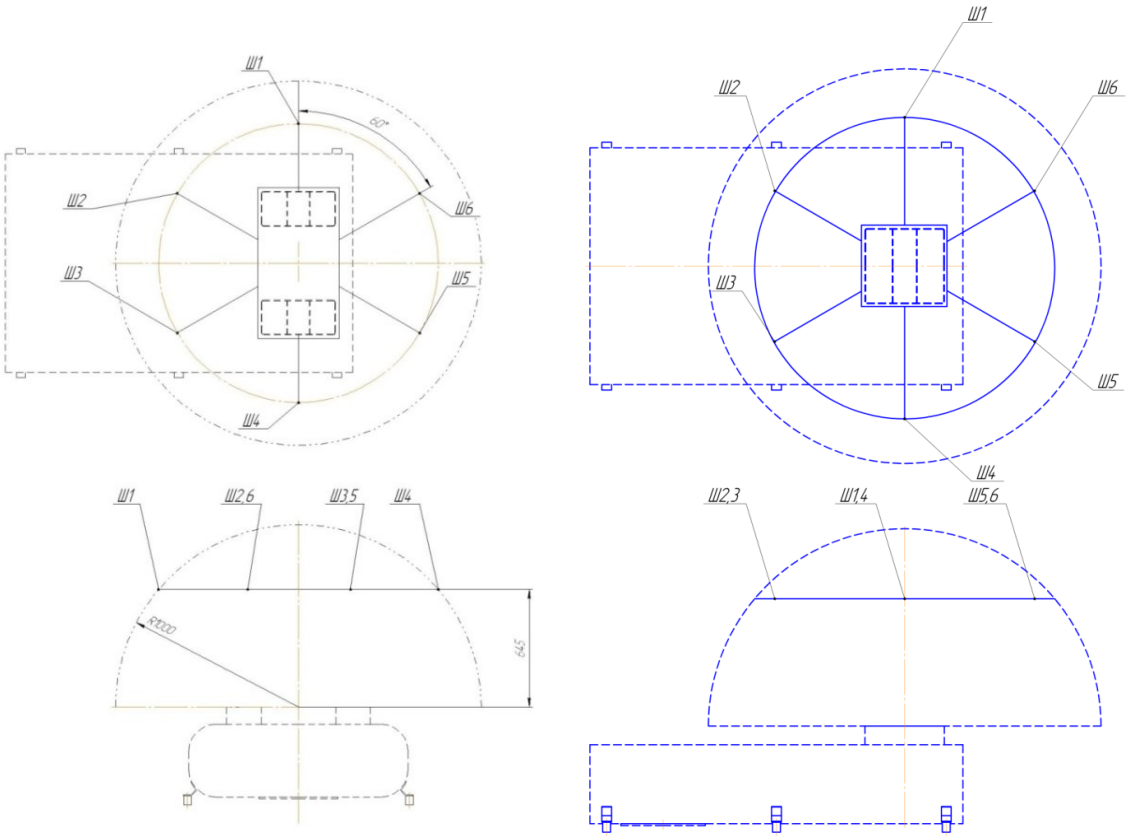
Рис. 4 Места крепления вибродатчиков на верхней стенке модернизированного глушителя

Экспериментальное определение акустических характеристик выхлопной системы тепловоза

Измерения шума выхлопа при испытаниях с глушителем в соответствии с ГОСТ Р 51401-99 проводились в шести точках на сферической измерительной поверхности радиусом 1 м (рис. 5 а, б).

Измерения шума выхлопа при испытаниях без глушителя (с замещающим трубопроводом) проводились в четырех точках, расположенных на расстоянии 1 м от среза выхлопной трубы под углом 30°, в соответствии с рекомендациями ГОСТ Р 50951-96 (Рис. 7), так чтобы поток выходящих газов не попадал на измерительный микрофон.

Для проведения акустических измерений были изготовлены конструкции с гладкими штангами для последующего позиционирования микрофонов (рис. 6 и 8).



а) б)

Рис. 5 Расположение точек измерения при испытаниях системы с глушителем: а) установлен штатный глушитель; б) установлен опытный образец.

Рис. 6 Каркас для крепления микрофона в расчетных точках при установленной полой камере

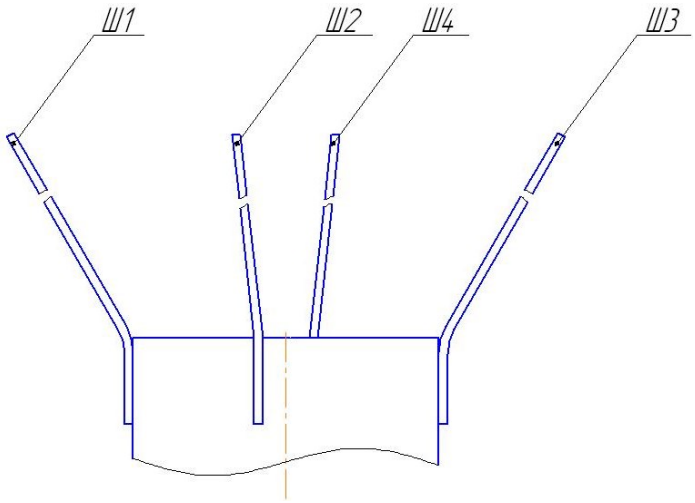


Рис. 7 Расположение точек измерения при испытаниях без глушителя шума выпуска

Рис. 8 Каркас для крепления микрофона в расчетных точках без глушителя. Измерение уровней шума выхлопной системы без глушителя

Для определения внешнего шума тепловоза проводились измерения уровней звука и уровней звукового давления в расчетных точках Ш7 и Ш8. Микрофон располагался на расстоянии 7,5 м от оси пути на высоте 1,2 м от уровня верхней поверхности головки рельса напротив центра подвижного состава (рис. 9).

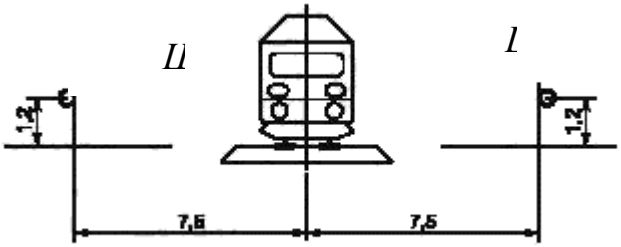


Рис. 9. Расположение точек измерения внешнего шума тепловоза

Предварительно был определен уровень шумовых помех на площадке (фоновый шум).

Измерения в каждой точке проводятся не менее 3 раз с последующим усреднением результатов. Если результаты измерений отличаются более чем на 3 дБ (дБА), то проводится еще не менее 2 измерений в этих же точках.

Микрофон во время испытаний на каждом из режимов работы двигателя последовательно устанавливают в точки измерения, закрепляя его на штангах каркаса в расчетных точках, каждый раз ориентируя микрофон на источник шума. Расстояние между микрофоном и наблюдателем выдерживалось не менее 0,5 м.

Обработка результатов измерений проводилась в соответствии с имеющейся нормативной документацией [1,2].

Выводы

В результате проведенной работы, на основании стандартных методик и нормативных документов была разработана методика натурных акустических и вибрационных испытаний глушителя выпускной системы тепловоза. С использованием данной методики были получены результаты, позволившие выбрать оптимальную конструкцию глушителя тепловоза.

Список литературы

1. ГОСТ Р 50951-96 Внешний шум магистральных и маневровых тепловозов. Нормы и методы измерений
2. 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
3. Результаты параметрических исследований глушителей выпуска высокотемпературных и высокоскоростных газов. Лубянченко А.А., Петров С.К., Олейников А.Ю., Толоконников И.С., Яковчук М.С. Безопасность жизнедеятельности. 2016. № 2 (182). С. 14-20.
4. Проектирование глушителя дизель-генераторной установки и проведение его виброакустических испытаний Петров С.К., Олейников А.Ю., Лубянченко А.А., Толоконников И.С. В сборнике: Экология и безопасность жизнедеятельности

промышленно-транспортных комплексов ELPIT 2015. Сборник трудов пятого международного экологического конгресса (седьмой международной научно-технической конференции). 2015. С. 142-149.

5. Исследования виброакустических параметров глушителя дизель-генератора магистрального грузового тепловоза Петров С.К., Олейников А.Ю., Лубянченко А.А. В сборнике: Защита от повышенного шума и вибрации. Сборник докладов V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. под редакцией Н.И. Иванова. 2015. С. 591-604.
6. Оптимизация конструкции глушителя дизель-генератора магистрального грузового тепловоза Петров С.К., Олейников А.Ю., Лубянченко А.А., Толоконников И.С., Яковчук М.С. В сборнике: Защита от повышенного шума и вибрации. Сборник докладов V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. под редакцией Н.И. Иванова. 2015. С. 605-625.
7. Снижение противодавления и уровней вибрации конструкции глушителя шума путем линеаризации потока выхлопных газов Петров С.К., Олейников А.Ю., Лубянченко А.А., Яковчук М.С. Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2015. Т. 17. № 6-3. С. 589-596.

Влияние авиационного и железнодорожного внутрикабинного шума на орган слуха работников

Панкова В.Б. [1], Вильк М.Ф. [1], Каськов Ю.Н. [2], Скрябина Л.Ю. [3]
[1]Всероссийский научно-исследовательский институт железнодорожной гигиены Роспотребнадзора
[2]Территориальное управление Роспотребнадзора по железнодорожному транспорту
[3]Медицинский центр ОАО «Аэрофлот»

pankova@vniijg.ru

Аннотация: Exposure to industrial noise causes hearing loss - an occupational disease of the inner ear -occupational sensorineural (sensorineural) hearing loss, which ranks first in the structure of professional diseases of workers of the Russian Federation. Noise is a fatal production factor in workplaces of civil aviation and railway transport, and rates of occupational hearing loss in individuals of flight professions HA and employees of the drivers of rail transport dominate the structure of occupational morbidity in these industries. About 70% of all primary recorded cases of occupational hearing loss with a moderate and significant degree of hearing loss, contribute to professional unfitness and disability by occupational disease of the organ of hearing and subsequent financial compensation for the loss of health from occupational causes that has medical, social and economic consequences.

Ключевые слова: industrial noise, occupational hearing loss, railway transport, civil aviation.

Нарушение слуха у лиц, подвергающихся в процессе трудовой деятельности воздействию интенсивного производственного шума и являющегося причиной развития профессионального заболевания внутреннего уха (профессиональной сенсоневральной тугоухости), является в настоящее время актуальной проблемой [1]. В 2015 году каждое пятое рабочее место характеризовалось наличием интенсивного производственного шума, что продолжает обусловливать значительное число профессиональной тугоухости у работников различных отраслей экономики, показатели которой занимают первое место в структуре профессиональных заболеваний работников РФ, а с 2003г. по настоящее время увеличились более чем в два раза (2003г. -12,5%; 2015г. – 27,52%) [2].

К числу отраслей, где производственный шум является неустранимым производственным фактором, относятся гражданская авиация и железнодорожный транспорт. Основными источниками шума в полёте являются силовые установки, трансмиссии, винт или реактивная струя, аэродинамические эффекты воздушной струи, оборудование кондиционирования и системы наддува, гидравлические системы и устройства

связи. Характеристика шума в кабине зависит от этапа полёта (руление, взлет, набор высоты, крейсерский полет, снижение, посадка), и конструктивных особенностей различных типов ВС. Акустическая нагрузка, воздействующая на членов лётных экипажей ВС ГА, определяется наличием внутрикабинного шума, и звуковым давлением, возникающим в авиагарнитуре при речевом радиообмене [3]. К основным «шумоопасным» профессиям на железнодорожном транспорте относятся машинисты различных видов локомотивного парка: тепловозов, электровозов, электропоездов, автомотрис, газотурбовозов, дизель-поездов и др. Основными источниками шума в кабинах локомотивов являются силовые установки, вспомогательное оборудование, а также процесс взаимодействия колеса и пути. Шум силовых установок вносит значительную долю в общую интенсивность шума в кабинах тепловозов. При движении тепловозов с повышением скорости движения и увеличением нагрузки на дизель, шум возрастает [4].

На протяжении нескольких лет отмечается «бурный рост» показателей профессиональной тугоухости у лиц лётных профессий ГА, которые составляют одну треть всех заболеваний профессиональной тугоухостью в стране: 2011г. – 26,5%; 2012г. - 31,0%; 2013г. – 27,0%; 2014г. - 28,26%; 2015г. – 27,8%. Среди работников железнодорожного транспорта также регистрируются высокие цифры заболеваемости профессиональной тугоухостью и преимущественно страдают машинисты и помощники машинистов локомотивов. Так, в общей структуре профзаболеваемости работников ОАО «РЖД» в 2012г. заболевания профессиональной тугоухостью составили 72%, при этом 48% пришлось на работников локомотивных бригад, в 2015г. из 73% - 56% составили работники локомотивного хозяйства. [5,6].

Влияние шума на организм работника проявляется как общими (экстраауральными), так и специфическими (ауральными) эффектами. Значительное превышение показателей общей заболеваемости у работников «шумовых» профессий, в первую очередь, клинико-функциональные изменения сердечно-сосудистой системы могут расцениваться как «шумовая болезнь». К основным проявлениям «шумовой болезни», наряду с нарушением слуха, относят: функциональные нарушения центральной нервной системы, повышение или понижение артериального давления, элктро-кардиографические показатели (удлинение интервала P-Q, уплощение зубца Т), термоасимметрию кожи тела и некоторые др. Экстраауральные изменения, как правило, предшествуют специфическим (ауральным) нарушениям, и обусловливают неспецифические жалобы на головную боль, шум в ушах, раздражительность и плохой сон, которые могут появиться уже в первые годы работы в шуме, что характеризует реакцию организма на действие шумового фактора. В настоящее время термин «шумовая болезнь» не применяется в профпатологии, т.к. отсутствуют объективные критерии экспертных оценок связи указанных изменений здоровья с воздействием шума у конкретного индивида [7,8].

Гемодинамические сдвиги, наступающие под влиянием шума, чаще всего

сводятся к явлениям сосудистой дистонии, проявляющейся колебаниями артериального давления. АД под влиянием систематического длительного воздействия шума, в ряде случаев, может повышаться, что обусловливает рост заболеваемостью гипертонической болезнью, реже наблюдаются гипотензивные реакции. Гемодинамические изменения носят двухфазный характер. При кратковременном воздействии шума развивается первая фаза, расценивающаяся как проявление нейроциркуляторной дистонии. Вторая фаза проявляется при длительном воздействии шума и характеризуется развитием стойких, мало обратимых изменений в виде гипертензивного синдрома. Как правило, не отмечается зависимости изменений гемодинамики от степени нарушения в слуховом анализаторе.

Наибольшие сдвиги гемодинамических показателей отмечаются при стаже работы в условиях воздействия шума 10-15 и более лет. Важным интегральным показателем оценки функционального состояния ССС является индекс напряжения (ИН) регуляторных механизмов и индекс функциональных изменений (ИФИ), характеризующие компенсаторно-приспособительные реакции и уровень адаптации организма в ответ на воздействие факторов внешней среды, в том числе и шума. Степень выраженности ИН и ИФИ нарастает с увеличением стажа работы в шуме.

У работников «шумовых» профессий изменяется кровенаполнение и тонус церебральных сосудов в области вертебро-базиллярного бассейна, нарастающие с увеличением стажа работы, при этом изменения затрагивают как артериальное, так и венозное русло и проявляются снижением интенсивности пульсового кровенаполнения, повышением тонуса мозговых сосудов, затруднением венозного оттока из полости черепа. Часто развиваются функциональные нарушения центральной нервной системы в виде астеновегетативного синдрома. Под воздействием интенсивного производственного шума развиваются нарушения липидного обмена: повышение уровня общего холестерина, липопротеидов низкой активности, индекса атерогенности. В свою очередь, нарушения состояния гемодинамики, развитие соматических заболеваний ССС, изменения липидного обмена, могут усугублять функциональные нарушения в органе слуха. Действие шума нарушает секрецию желудочного сока, способствуя развитию заболеваний желудочно-кишечного тракта (хронического гастрита, язвенной болезни желудка и 12-перстной кишки); могут наблюдаться расстройства деятельности эндокринной системы [9].

Морфологической основой тугоухости «щумовой» (профессиональной) этиологии являются дегенеративные и атрофические изменения спирального органа и спирального узла. Вначале поражаются наружные волосковые клетки нижнего завитка улитки, отвечающие за восприятие высоких тонов, затем процесс захватывает опорные клетки Дейтерса, а с распространением процесса повреждаются внутренние волосковые клетки, уменьшается число нервных волокон, принадлежащих наружным волосковым клеткам, происходит

сдавление и уменьшение количества клеток спирального узла органа Корти. Изменения в звуковом анализаторе осуществляются в виде химической реакции и электрических импульсов, при этом структурные (дегенеративные) нарушения в улитке (в спиральном органе) являются попыткой организма уменьшить поток необычной по силе вредно действующего фактора (шума) энергии [10].

Тугоухость, развивающаяся от воздействия интенсивного шума имеет свой клинико-аудиологические особенности, связанные с нарушением звуковосприятия и относится к сенсоневральной (перцепционной) тугоухости. При этой форме тугоухости подразумеваются изменения в спиральном органе и сплетении волокон улитковой части преддверно-улиткового нерва вокруг волосковых клеток.

В зависимости от уровня поражения звукового анализатора выделяют три типа нарушения звуковосприятия: волосковый (повреждение волосковых клеток спирального ганглия); волосково-ганглионарный - ретролабиринтные нарушения (повреждение спирального узла или в области ствола нерва) и смешанный (волосково-клеточный и нервно-ганглионарный). При воздействии шума на ранних стадиях развития сенсоневральной тугоухости наблюдаются первые два типа нарушений, а в далеко зашедших стадиях-панкохлеарный тип.

Первоначальной точкой приложения негативного действия шума являются сверхвысокие частоты улитки внутреннего уха 12-16КГц, не регистрирующиеся при исследовании методом тональной пороговой аудиометрии. При продолжении шумового воздействия появляются изменения в слуховом анализаторе, с аудиологически регистрируемым «провалом» на частотах 4 (реже 3, 6) КГц, при этом страдают одинаково как воздушное, так и костное звукопроведение.

При воздействии шума в начальных стадиях заболевания восприятие низких и средних звуковых частот, а также шепотной речи, практически не изменяется, поэтому работники не предъявляют жалоб на снижение слуха. Субъективное ощущение понижения слуха наступает по мере прогрессирования процесса - развития снижения звуковосприятия в области звуковых частот 500, 1000, 2000Гц, которое обычно развивается медленно, с увеличением стажа работы в «шумоопасной» профессии (10-15 лет).

Наиболее часто встречается нисходящий тип аудиометрической кривой. Но в зависимости от уровня интенсивности и спектральных характеристик шума могут встречаться обрывистый, двускатный и горизонтальный типы аудиограмм [11].

Следует отметить, что начальные и лёгкие степени нарушения звуковосприятия не являются противопоказанием для работы в водительских профессиях, однако анализ статистических данных показывает, что, к сожалению, первично регистрируется около 70% случаев профтугоухости с умеренной и значительной степенью снижения слуха, обусловливающих профессиональную непригодность и инвалидность по профессиональному

заболеванию органа слуха с последующей материальной компенсацией по утрате здоровья от профессиональных причин, что влечет медицинские, социальные, экономические и деонтологические последствия [12,13].

Медицинские аспекты связаны с развитием заболевания, в основе патогенеза которого лежит дистрофический процесс, развивающийся в звуковоспринимающих элементах внутреннего уха, практически не поддающегося лечению и имеющего прогрессирующее развитие.

Заключение о профессиональной непригодности обусловливает потерю работы (зачастую любимой) и, как правило, не только затрудняет переквалификацию, но и ограничивает возможность социального общения. Негативное действие высоких уровней внутрикабинного шума вызывает нарушения функционирования слухового анализатора при стаже работы в «шумоопасной» профессии уже через 10-14 лет, и развивается, как правило, у работников достаточно молодого, трудоспособного, далеко не пенсионного возраста - 41-50 лет, а размеры материальной компенсации по утрате здоровья от производственных факторов меньше, чем получаемая заработная плата. Совокупность этих факторов, безусловно, существенно снижает качество жизни человека [14,15].

Представители вышеназванных профессий относятся к числу, так называемых, «элитных», высоко оплачиваемых профессий, поэтому работодатели теряют квалифицированных работников и вынуждены затрачивать средства на профессиональное обучение новых кадров, неся при этом, значительные экономические потери.

Решение о возможности признания заболевания профессиональным решается комиссионно, специально подготовленными медицинскими специалистами, имеющими сертификаты по профпатологии, в медицинских организациях профпатологического профиля, имеющих лицензию на этот вид деятельности. Вместе с тем, нередки случаи, когда необоснованную установку на наличие профзаболевания больному даёт врач неспециализированного медицинского учреждения, формируя у пациента рентную установку «добиться во что бы то ни стало» признания связи имеющегося у него заболевания с воздействием профессиональных факторов. Создаются спорные и тяжелые конфликтные ситуации, часто решаемые в рамках судебного разбирательства [8]. Поэтому, все лица, причастные к проблеме профессиональной тугоухости, должны учитывать моральные, нравственные и этические принципы.

Слуховая функция работников водительских профессий имеет важное профессиональное значение в медицинском обеспечении безопасности движения, поэтому, на первый план выступают вопросы как можно более ранней диагностики самых начальных признаков негативного действия шума на орган слуха и проведение своевременной адекватной реабилитации развивающихся нарушений. На решение этих задач направлены регламенты существующих нормативных документов Минздравсоцразвития России: приказ № 302н от 12.04.2011г. и приказ №801н от 05.12.2014г.*

*- Приказ Минздравсоцразвития России от 12.04.2011г. № 302н ««Об утверждении перечней вредных и (или) опасных производственных факторов и работ, при выполнении которых проводятся обязательные предварительные и периодические медицинские осмотры (обследования) и порядка проведения обязательных периодических медицинских осмотров (обследований) работников, занятых на тяжелых работах и на работах с вредными и (или) опасными условиями труда».

- Приказ Минздравсоцразвития России от 05.12.2014г. №801н «О внесении изменений в приложения N 1 и N 2 к приказу Министерства здравоохранения и социального развития Российской Федерации от 12 апреля 2011 г. N 302н "Об утверждении перечней вредных и (или) опасных производственных факторов и работ, при выполнении которых проводятся обязательные предварительные и периодические медицинские осмотры (обследования), и Порядка проведения обязательных предварительных и периодических медицинских осмотров (обследований) работников, занятых на тяжелых работах и на работах с вредными и (или) опасными условиями труда" (Зарегистрировано в Минюсте России 03.02.2015 N 35848)

К сожалению, критерии профпригодности по слуху в названных документах неадекватны и несовременны, не учитывают международные и отечественные методические рекомендации и находятся в противоречии с отраслевыми критериями существующих авиационных и железнодорожных регламентов,* что затрудняет и снижает эффективность их использования на практике.

Важной проблемой в экспертной работе по вопросу связи заболевания органа слуха с профессией является унификация оценки параметров шума.

Для этой цели совершенствуются нормативно-регламентирующие документы по оценке акустической нагрузки членов летных экипажей в кабинах воздушных судов гражданской авиации с учетом шума под авиагарнитурами и проводится работа в рамках СОУТ с применением адекватных методик оценки шумового фактора.** Важно также проводить работу по обучению медицинских специалистов вопросам диагностики, особенностям развития и течения профессиональной тугоухости, критериям связи заболевания с профессией, методам реабилитации и профилактики. Необходимым подспорьем в этой работе должны быть, отсутствующие в настоящее время, регламентирующие документы МЗ РФ по диспансеризации работников вредных, в том числе «шумоопасных» профессий.

Только совокупность всех вышеизложенных направлений работы обеспечит снижение показателей заболеваемости профессиональной тугоухостью в важных транспортных отраслях России.

*- Федеральные авиационные правила: Медицинское освидетельствование лётного, диспетчерского состава, бортпроводников, курсантов и кандидатов, поступающих в учебные заведения гражданской авиации (ФАП МО ГА-2002). Приказ Минтранса России от 22.04.2002. №50 с изменениями и дополнениями (в редакции приказов Минтранса России: от

28.04.2004. №125; от 01.11.04 №27; от 28. 11.2014. №325).

-Приказ МЗ СР РФ от 19 декабря 2005 г. N 796 «Об утверждении перечня медицинских противопоказаний к работам, непосредственно связанным с движением поездов и маневровой работой».

**-Методика определения уровня акустической нагрузки на членов экипажей воздушных судов с учетом шума под авиагарнитурами. МУК Роспотребнадзора 4.3.2230-07.

-Оценка акустической нагрузки в кабинах экипажей воздушных судов при составлении санитарно-гигиенической характеристики условий труда лётного состава гражданской авиации с изменениями и дополнениями 4.3.2499-09. МУК Роспотребнадзора 4.3.2231-07 «Оценка акустической нагрузки в кабинах экипажей воздушных судов при составлении санитарно-гигиенической характеристики условий труда лётного состава гражданской авиации».

-Приказ Минтруда и социальной защиты Российской Федерации от 24 января 2014г. №33н. «Об утверждении методики проведения специальной оценки условий труда, Классификатор вредных и (или) опасных производственных факторов, формы отчета о проведении специальной оценки условий труда и инструкции по её заполнению».

Список литературы

1. Оториноларингология [текст]: Национальное руководство / под ред. чл.-кор. РАН В.Т Пальчуна. 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Изд. группа «ГЕОТАР-Медиа». 2016. – с.
2. Информационный сборник статистических и аналитических материалов «О состоянии профессиональной заболеваемости в Российской Федерации в 2014 году» М: ФБУЗ «Федеральный центр гигиены и эпидемиологии» Федеральной службы Роспротребнадзора; 2015. 60.
3. .Руководство по авиационной медицине [текст]: / под ред. д.м.н., проф. Н.А. Разсолова. - М.: Экон-Информ. 2006. -589с.
4. *Вильк М.Ф., Капцов В.А., Панкова В.Б.* Гигиенические проблемы улучшения условий труда железнодорожников // Здравоохранение Российской Федерации. 2011 №4. С. 8-10.
5. *Панкова В.Б., Родионов О.Н., Каськов Ю.Н.* Патология внутреннего уха от воздействия производственного шума у работников транспорта. // 1-й междисциплинарный конгресс по заболеваниям органов головы и шеи. Онкохирургия. Спецвыпуск. Май 27-29, 2013г, Москва, Россия, 2013. С.92-93.
6. *Панкова, В.Б., Скрябина Л.Ю., Каськов Ю.Н.* Распространённость и особенности экспертных решений при профессиональной тугоухости у работников транспорта (на примере железнодорожного и воздушного транспорта). // Вестник оториноларингологии 2016. №1. С.13-17.
7. *Янов Ю.К.* Особенности метаболизма апопротеина Е и процессов свободнорадикального окисления в патогенезе развития сенсоневральной тугоухости [текст]: / Бойко С.Г., Бойко Е.Р. - СПб.: ООО «Политехника-сервис» - СПб, 2013- 167с.
8. *Панкова В.Б., Преображенская Е.А., Федина И.Н.* Профессиональный риск нарушений слуха на фоне сердечно-сосудистой патологии у работников «шумовых» производств. // Вестник оториноларингологии 2016. №5. С.45-49.

9. .Профессиональные болезни верхних дыхательных путей и уха [текст]: Руководство для врачей / под ред. В.И. Бабияка, и Я.А. Накатиса. – СПб.: Гиппократ, 2009.- 696с.
10. *Золотова Т.В.* Клинико-морфологические аспекты сенсоневральной тугоухости в контексте апоптоза // Успехи современного естествознания. 2008. №5. С.24-25.
11. 11. *Аденинская Е.Е., Бухтияров И.В., Бушманов А.Ю., Дайхес Н.А., Денисов Э.И.* и др. Федеральные клинические рекомендации по диагностике, лечению и профилактике потери слуха, вызванной шумом // Медицина труда и промышленная экология 2016. 3. С.37-48.
12. *Преображенская Е.А., Синева Е.Л., Панкова В.Б., Федина И.Н.* Оценка чувствительности и информативности методов ранней диагностики профессиональной тугоухости // Конф. с междунар. участием «Актуальные проблемы медицины труда. Сохранение здоровья работников как важнейшая национальная задача». СПб, 2014. С.151-152.
13. *Булацкая Т.В., Меркулова Е.П., Лихачев С.А., Качинский А.Н.* и др. Методы исследования функционального состояния органа слуха и равновесия у водителей локомотива для ранней диагностики профессиональной сенсоневральной тугоухости // Вестник оториноларингологии. 2012. №3. С.11-13.
14. *Панкова В.Б., Бушманов А.Ю.* Проблемы тугоухости у лиц лётных профессий ГА России. // Вестник оториноларингологии. 2014. №6. С.27-30.
15. *Панкова В.Б., Мухамедова Г.Р., Родионов О.Н.* Основные экспертно-диагностические ошибки при рассмотрении связи заболевания органа слуха с воздействием шума // Вестник оториноларингологии. 2009. №2.С.10-13.

Алгоритм расчета уровней шума на рабочих местах локомотивных бригад электровозов

Подуст С.Ф.[1], Чукарин А.Н.[2]
[1]ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет»
[2]ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения»

Algorithm for calculating noise levels in the workplace locomotive crews electric locomotives

Аннотация: Предложен общий алгоритм расчета уровней шума внутри электровоза на стадии его проектирования. В качестве исходных данных акустического расчета используются известные конструктивные параметры, расположение источников шума относительно расчетных точек, физико-механические свойства элементов кузова и используемых материалов. Данная методика позволяет рассчитать спектры шума при проектировании кузова электровоза и провести дополнительные мероприятия при превышении уровней шума над санитарными нормами.

Ключевые слова: шум, вибрации, кузов электровоза, виброакустический расчет.

Abstract: A general algorithm for calculating the noise levels inside the locomotive in the design stage. The initial data used for calculating the acoustic design parameters known, the location of the sound sources with respect to the calculation points, physical and mechanical properties of the body elements and materials used. This method allows you to calculate the noise spectra in the design of the body electric and to carry out additional measures if excess noise levels over sanitary standards.

Keywords*:* noise, vibration, the body electric, vibroacoustic calculation.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований показали, что снижение структурной доли шума, а также воздушного шума, определяемого акустическим излучением внешних источников (таких как рельс, колесные пары, шпалы), санитарные нормы шума на рабочих местах локомотивных бригад наиболее рационально обеспечить увеличением диссипативных характеристик несущей системы с одновременным увеличением звукоизоляции элементов кузова. Для решения поставленной задачи разработана методика инженерного расчета шума и вибрации на рабочих местах локомотивных бригад электровозов [1]. Схема алгоритма приведена на рис. 6.1. Разработанная методика позволяет рассчитать ожидаемые спектры шума на рабочих местах локомотивных бригад электровозов на стадии проектирования. Кроме того, приведенный алгоритм

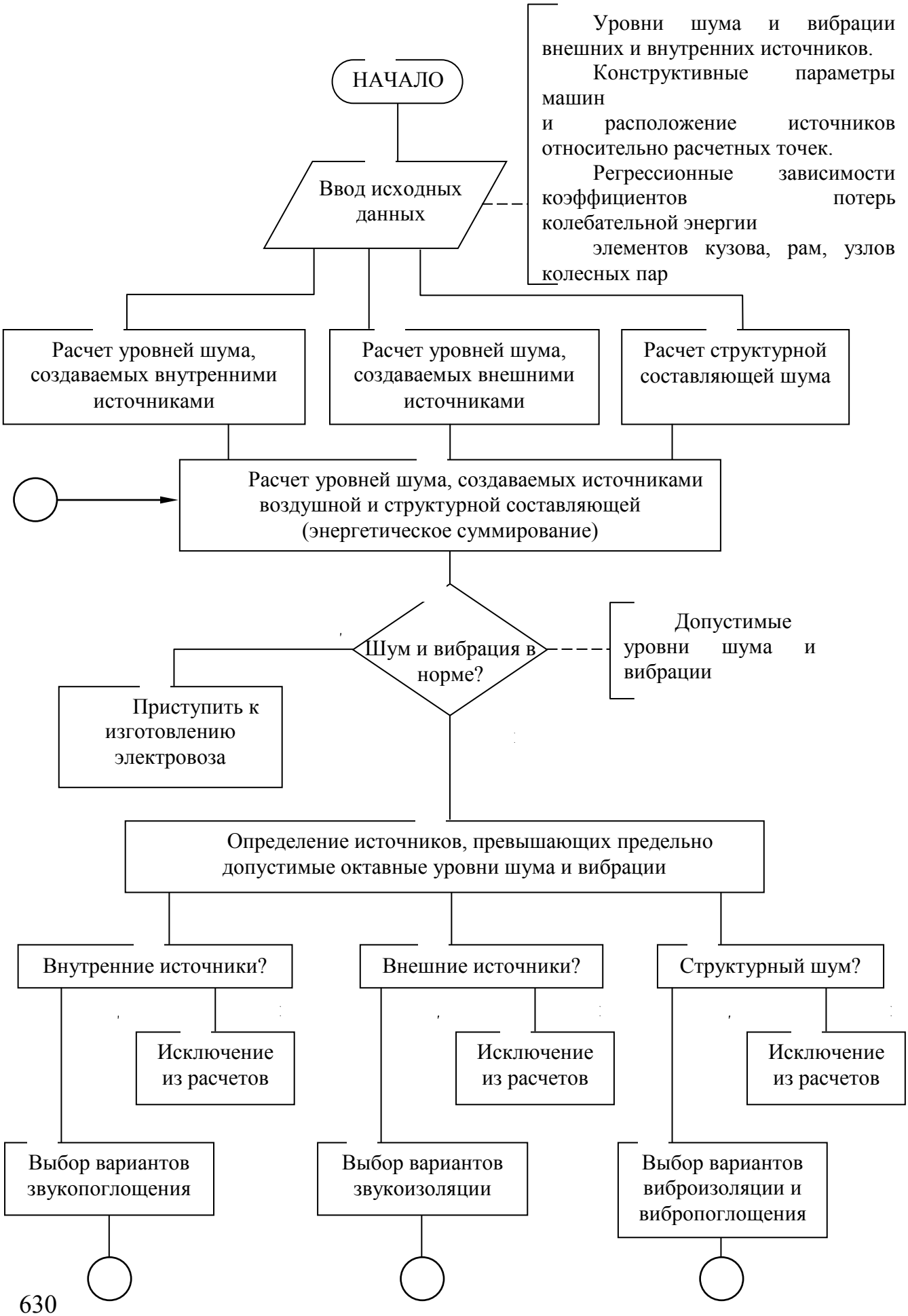
может быть положен в основу системы акустического проектирования электровозов.

В качестве исходных данных акустического расчета используются известные конструктивные параметры, расположение источников шума относительно расчетных точек, физико-механические свойства элементов кузова и используемых материалов. Для выполнения расчета структурной доли шума были проведены экспериментальные исследования коэффициентов потерь колебательной энергии различных элементов кузова. После математической обработки экспериментальных данных были получены эмпирические уравнения коэффициентов потерь в зависимости от толщины и частоты колебаний, что позволяет автоматизировать виброакустический расчет при проектировании электровоза.

Для обоснованного выбора вибропоглощающих элементов из системы уравнений энергетического баланса определялись потоки вибрационной мощности элементов кузова и на их основе скорости колебаний, а далее уровни структурного шума. Сравнение этих величин с предельно-допустимыми значениями и определение величин превышения над нормативными значениями и позволяет теоретически обосновать выбор вибродемпфирующих конструкций по величине требуемого снижения уровней звукового давления.

Величина требуемого снижения уровней звукового давления и представляет собой разницу между ожидаемыми уровнями звукового давления и санитарными нормами. Для удобства численных расчетов система уравнений энергетического баланса записывается в матричной форме:

$$\begin{vmatrix} K_1 & 0 & -\alpha_{31}l_{13} & -\alpha_{41}l_{14} & -\alpha_{51}l_{15} & -\alpha_{61}l_{16} & -\alpha_{71}l_{17} \\ 0 & K_2 & -\alpha_{32}l_{23} & -\alpha_{42}l_{24} & -\alpha_{52}l_{25} & -\alpha_{62}l_{26} & -\alpha_{72}l_{27} \\ -\alpha_{13}l_{13} & -\alpha_{23}l_{23} & K_3 & 0 & -\alpha_{53}l_{35} & -\alpha_{63}l_{36} & -\alpha_{73}l_{37} \\ -\alpha_{14}l_{14} & -\alpha_{24}l_{24} & 0 & K_4 & -\alpha_{54}l_{45} & -\alpha_{65}l_{56} & -\alpha_{74}l_{47} \\ -\alpha_{15}l_{15} & -\alpha_{25}l_{25} & -\alpha_{35}l_{35} & -\alpha_{45}l_{45} & K_5 & 0 & 0 \\ -\alpha_{16}l_{16} & -\alpha_{26}l_{26} & -\alpha_{36}l_{36} & -\alpha_{46}l_{46} & 0 & K_6 & 0 \\ -\alpha_{17}l_{17} & -\alpha_{27}l_{27} & -\alpha_{37}l_{37} & -\alpha_{47}l_{47} & 0 & 0 & K_7 \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \\ q_5 \\ q_6 \\ q_7 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} N_1 \\ 0 \\ N_1 + N_2 \\ N_1 + N_2 \\ N_1 + N_3 \\ N_1 + N_3 \\ N_1 \end{vmatrix},$$


НАЧАЛО
Ввод исходных данных
Уровни шума и вибрации внешних и внутренних источников.
Конструктивные параметры машин
и расположение источников относительно расчетных точек.
Регрессионные зависимости коэффициентов потерь колебательной энергии
элементов кузова, рам, узлов колесных пар
Расчет уровней шума, создаваемых внутренними источниками
Расчет уровней шума, создаваемых внешними источниками
Расчет структурной составляющей шума
Расчет уровней шума, создаваемых источниками воздушной и структурной составляющей (энергетическое суммирование)
Шум и вибрация в норме?
Допустимые уровни шума и вибрации
Приступить к изготовлению электровоза
Определение источников, превышающих предельно допустимые октавные уровни шума и вибрации
Внутренние источники?
Внешние источники?
Структурный шум?
Исключение из расчетов
Исключение из расчетов
Исключение из расчетов
Выбор вариантов звукопоглощения
Выбор вариантов звукоизоляции
Выбор вариантов виброизоляции и вибропоглощения

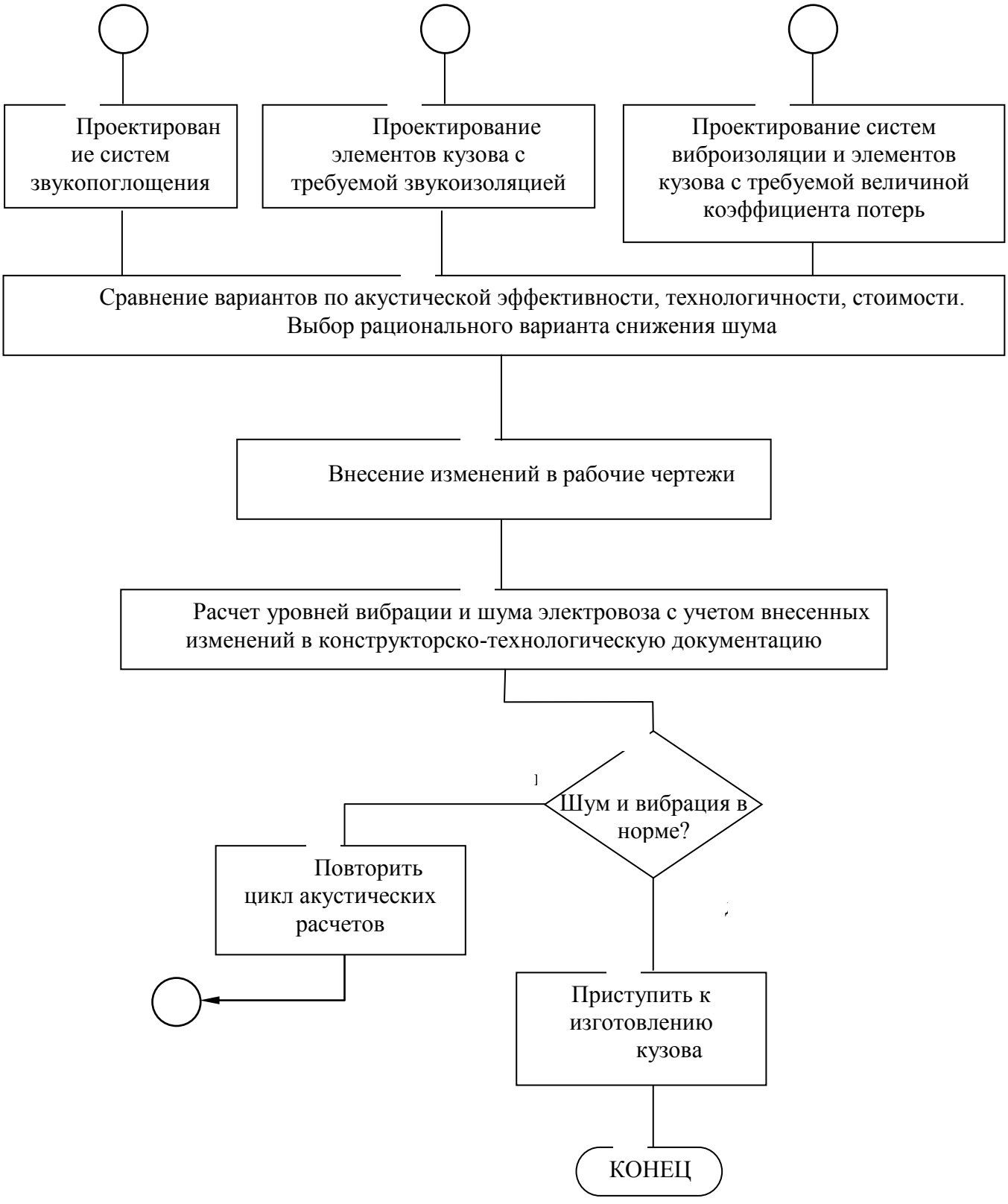


Рис. 1. Общий алгоритм расчета шума и вибрации на рабочих местах локомотивных бригад электровоза

где $K_1 = \delta_1 S_1 + \alpha_{13} l_{13} + \alpha_{14} l_{14} + \alpha_{15} l_{15} + \alpha_{16} l_{16} + \alpha_{17} l_{17}$;

$K_2 = \delta_2 S_2 + \alpha_{23} l_{23} + \alpha_{24} l_{24} + \alpha_{25} l_{25} + \alpha_{26} l_{26} + \alpha_{27} l_{27}$;

$K_3 = \delta_3 S_3 + \alpha_{31} l_{13} + \alpha_{32} l_{23} + \alpha_{35} l_{35} + \alpha_{36} l_{36} + \alpha_{37} l_{37}$;

$K_4 = \delta_4 S_4 + \alpha_{41} l_{14} + \alpha_{42} l_{24} + \alpha_{45} l_{45} + \alpha_{46} l_{46} + \alpha_{47} l_{47}$;

$K_5 = \delta_5 S_5 + \alpha_{51} l_{15} + \alpha_{52} l_{25} + \alpha_{53} l_{35} + \alpha_{54} l_{45}$;

$K_6 = \delta_6 S_6 + \alpha_{61} l_{16} + \alpha_{62} l_{26} + \alpha_{63} l_{36} + \alpha_{64} l_{46}$;

$K_7 = \delta_7 S_7 + \alpha_{71} l_{17} + \alpha_{72} l_{27} + \alpha_{73} l_{37} + \alpha_{74} l_{47}$.

Здесь индексы: 1 – пол; 2 – потолок; 3 – правая стенка; 4 – левая стенка; 5 – передняя стенка; 6 – задняя стенка; 7 – перегородка.

Данная система решается известным методом Крамера и из-за громоздкости выражений не приводится.

Из полученных выражений видно, что добиться снижения шума на рабочих местах локомотивных бригад возможно за счет рационального подбора двух параметров – виброизоляции источников вибрации и эффективного коэффициента потерь колебательной энергии элементов ограждения кабины. В свою очередь, требуемое значение коэффициента потерь может быть достигнуто применением многослойных стенок с введением демпфирующих элементов. В этом случае суммарный коэффициент потерь колебательной энергии определяется зависимостью:

$$\eta = \frac{\eta_н B_н + \sum_{i=1}^{n} \eta_i B_i}{B_н + \sum_{i=1}^{n} B_i},$$

где $\eta_н$, $h_н$ и $B_н$ – коэффициент потерь, толщина и цилиндрическая жесткость пластины несущей конструкции $\left(B_н = \frac{E_н h_н^3}{12\left(1-\mu_н^2\right)},\ \text{Н}\cdot\text{м} \right)$; η_i, h_i и B_i – коэффициенты потерь, толщины и цилиндрические жесткости вибродемпфирующих элементов.

Уравнение энергетического баланса для одного элемента остекления определяется следующим образом

$$q_н 2\left(l_1 + l_2\right)\alpha_{но} = \delta_о S_о q_о + \alpha_{он} 2\left(l_1 + l_2\right) q_о . \qquad (3)$$

В данном выражении индекс "*н*" относится к несущей конструкции, а "*о*" – к элементам остекления.

Из этого уравнения определяется поток вибрационной мощности остекления

$$q_о = \frac{q_н 2\left(l_1 + l_2\right)\alpha_{но}}{\delta_о S_о + \alpha_{он} 2\left(l_1 + l_2\right)} . \qquad (4)$$

Из этого выражения определяется скорость колебаний остекления

$$V_{o_i} = 27 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{q_н \alpha_{но} (l_1 + l_2)}{0,25 \sqrt{\frac{f_o}{h_o}} \delta_o S_o + \alpha_{он} (l_1 + l_2)} \cdot \frac{1}{\sqrt{f_o} \cdot h_o^{3/2}}}. \quad (5)$$

Уровни шума в кабинах, создаваемых вибрацией элементов ограждения, определяются известной зависимостью

$$L_{стр} = L_{W_i} + 10 \lg \left(\frac{\chi}{2\pi r^2} + \frac{4\psi}{B_л} \right), \quad (6)$$

где L_{W_i} – уровни звуковой мощности, излучаемой элементами ограждения, дБ. Следует учесть, что для расчета уровней шума в кабине локомотива i =9, т.к. кроме шести элементов несущей конструкции кабины необходимо учитывать три стекла – переднее лобовое и два в боковых стенках.

Уровни звуковой мощности, в данном случае плоских излучателей, определены как

$$L_W = 10 \lg \frac{\rho_0 c_0 V_i^2}{10^{-12}}, \quad (7)$$

где ρ_0 и c_0 – плотность воздуха (кг/м^3) и скорость звука в воздухе (м/с).

Тогда с учетом вышеуказанных выражений приведем зависимость для определения уровней структурного шума к следующему виду

$$L_C = 20 \lg V_i + 10 \lg \left(0,25 + \frac{S_\Sigma - 1,3 \sum_{i=1}^{k_1^*} \alpha_i^f S_i}{S_\Sigma \sum_{i=1}^{k_2^*} \alpha_i^f S_i} \right) + 146. \quad (8)$$

Уровни шума в кабине от одновременного воздействия воздушной и структурной долей определяются по принципу энергетического суммирования

$$L_\Sigma = 10 \lg \left(\sum_{k_1^*} 10^{0,1 L_{C_i}} + \sum_{k_2^*} 10^{0,1 L_{B_i}} \right). \quad (9)$$

где k_2^* – количество элементов кузова, на которые воздействует воздушная доля шума; k_1^* – количество элементов кузова, излучающих звук; S_Σ – площадь внутренней поверхности кузова электровоза, м^2.

Таким образом, рассчитав суммарные уровни шума в кабине, можно сравнить их с величинами предельно допустимых значений санитарных норм и, при превышении их, провести необходимые мероприятия еще на стадии проектирования.

Список литературы

1. *Подуст, С.Ф., Чукарин, А.Н., Богуславский, И.В.* Основы виброакустических расчетов отечественных электровозов: монография // – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, – 2014. – 157 с.

Особенности установки шумозащитых экранов в населенных пунктах

Рощина Н.В.
АО "ЗАК"

roschina@zac-spb.ru

Аннотация: в статье освещены методы по обеспечению щумозащиты населения, предложен способ снижения уровня шума с помощью шумозащитных экранов.

Ключевые слова: шум, шумозащитные экраны, звук, акустические панели.

Основными источниками шума являются транспортные потоки, железнодорожный, водный и воздушный транспорт, промышленные и энергетические предприятия, а также строительные площадки. Увеличение интенсивности движения транспортных средств на автомобильных дорогах приводит к росту «шумового загрязнения» населения, проживающего на территориях, прилегающих к автомобильным дорогам. Воздействие шума повышает утомляемость, снижает умственную активность, производительность труда и эффективность отдыха. Допустимым уровнем шума для акустического комфорта принято считать 55 децибел (дБ) в дневное время суток и 40 дБ ночью. Средний показатель уровня шума от оживленных автотрасс около 80 дБ, что значительно превышает нормы.

В отраслевом дорожном методическом документе, разработанным Московским автомобильно-дорожным государственным техническим университетом (МАДИ) в 2011г. устанавливаются рекомендации по проектированию средств шумозащиты территорий, прилегающих к автомобильным дорогам. Вопрос снижения уровня шума исходящего от автомагистралей на сегодняшний день решается с помощью применения различных методов шумозащиты:

- установки шумозащитных экранов,
- строительства шумозащитных валов и выемок,
- улучшения свойств дорожного покрытия,
- дополнительного размещение зеленых насаждений
- установки шумозащитных окон.

Подробнее остановимся на шумозащитных экранах.

Установка экрана позволяет снизить уровень шума на 12-18 дБ, что часто является достаточным для обеспечения норм.

Экраны могут быть различной длины и высоты, шаг стоек также может быть уменьшен или увеличен в зависимости от архитектурных решений, условий местности и прочностных расчетов. Каждый дополнительный 1 м

высоты акустического экрана обеспечивает дополнительное ослабление шума ~ на 1,5 дБ[1]. При проектировании следует учитывать, что только сплошной экран может обеспечить эффективное снижение шума, при разрывах 20х20 см эффективность ухудшается на 1 дБ[2]. При этом, согласно требований действующей нормативной документации, в шумозащитных экранах большой протяженности должны быть предусмотрены двери для обеспечения доступа работников службы эксплуатации, ворота для проезда автотранспорта, калитки для прохода людей.

Акустические экраны могут отличаться не только длиной и высотой, также они могут быть разных форм. Форму экрана определяет вид стоек. Стойка – несущая металлическая конструкция, на которую крепится акустическая панель. Она несет основную ветровую нагрузку. Проектирование стоек занимает большую часть времени, т.к. другие элементы шумозащитных экранов легко поддаются стандартизации. Также при проектировании экрана следует учитывать особенности местности, перепады дорожного полотна, крутые спуски и подъемы, резкие повороты. В отдельных случаях необходимо применение специальных перепадных и поворотных стоек.

Стойки могут быть выполнены из двутавровых балок, швеллеров, труб. Стойки должны иметь фланцы крепления, которыми они присоединяются к фундаментам или к закладным элементам искусственных сооружений (мостов, эстакад). Крепление должно осуществляться с помощью болтов (шпилек) и гаек.

Приварка фланцев стоек к закладным элементам или бетонирование концов стоек в фундаменты не рекомендуется, т.к. в этом случае исключается возможность регулировки положения стоек.

Иногда возникает необходимость крепления стойки не на полотне пролетного строения, а сбоку. В этом случае фланец крепления стойки переносится с торца балки на боковую поверхность и акустическое полотно смещается за габариты пролетного строения.

Стойки бывают: прямые (вертикальные), «Г»-образные (угловые), криволинейные (фигурные), «Y»-образные, «Т»-образные, цилиндрические (дифракторные).

Прямые экраны применяются наиболее часто.

«Г»-образные – в определенных условиях (точечные источники шума) позволяют повысить эффективность на 1,5 дБ. Чтобы избежать дополнительную снеговую нагрузку, угол наклона верхней части экрана не должен превышать 22˚.

1 ОДМ «Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам» Утверждено распоряжением Минтранса России №995-р от 13.12. 2012 г. [Текст]. М.: - РОСАВТОДОР 2011. - 136 с. http://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293772/4293772412.pdf

2 ОДМ «Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам» Утверждено распоряжением Минтранса России №995-р от 13.12. 2012 г. [Текст]. М.: - РОСАВТОДОР 2011. – 54-55 сс. http://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293772/4293772412.pdf

Криволинейные (фигурные) стойки по своим акустическим свойствам не уступают «Г»-образным, а по архитектурно-эстетическим характеристикам вписываются в ландшафт гораздо лучше.

«Y»-образные стойки имеют те же достоинства, что и «Г»- образные, но при этом верхняя часть акустического экрана подвергается дополнительной снеговой нагрузке.

«Т»-образные экраны наиболее эффективны с акустической точки зрения, т.к. их индекс изоляции воздушного шума на 2,5 дБ выше, чем у экранов той же высоты с прямыми (вертикальными) стойками. Для получения необходимого акустического эффекта перфорация горизонтальной части экрана должна располагаться сверху. Однако, в зимних условиях на этой части экрана неизбежно будет нарастать снег и лед, увеличивая нагрузку на металлоконструкции экрана и фундамент, снижая при этом его эффективность. Поэтому экраны подобного типа эффективны для стран с умеренным и теплым климатом и нефункциональны для средней полосы России.

Экраны с цилиндрической верхней частью снижают шумовое воздействие на 1-1,5 дБ, при этом поверхность цилиндрической части экрана должна быть мягкой и пористой. Однако, чтобы придать дифрактору прочность, необходимо заключить этот звукопоглощающий элемент в металлическую оболочку. Таким образом, шумозащитный экран с цилиндрическим верхом также как и «Т»-образный экран не пригоден в условиях низких атмосферных температур и осадков.

Подводя итог по разновидностям стоек, можно сделать вывод, для местности с обильным выпадением атмосферных осадков наиболее функциональными являются акустические экраны с прямыми, «Г»-образными и криволинейными стойками. А для объектов с неровным рельефом местности – прямые.

По акустическим свойствам шумозащитные экранов делят на две группы: шумопоглощающие (с применением металлических перфорированных шумопоглащающих панелей с наполнителем) и шумоотражающие (с использованием шумоотражающих глухих металлических панелей или прозрачных панелей из стекла и др. материалов). Шумопоглощающие принимают звуковую волну и поглощают ее, а от шумоотражающих экранов звуковая энергия отражается в противоположную сторону. Можно использовать шумоотражающие и шумопоглащающие панели в одном экране, в этом случае, экран будет именоваться комбинированным. Комбинированные экраны, сочетающие прозрачные и непрозрачные шумоотражающие и шумопоглащающие панели с перфорацией, снижают ощущение замкнутости пространства при высоких показателях шумопоглощения.

Следует внимательнее подходить к выбору материала, из которого изготавливается шумозащитная панель. При изготовлении акустических панелей могут использоваться разные материалы, однако все материалы должны быть качественными, коррозионностойкими и невосприимчивыми к

атмосферным факторам и выхлопным газам. Выбор материалов играет существенную роль, влияет на прочность и долговечность, определяет акустическую эффективность и стоимость экрана. При этом наибольшее распространение получили: пластик (поликарбонат, акрил и т.п.); металл (стальной или алюминиевый лист); панели с поверхностью из абсорбирующих материалов.

Большинство акустических панелей производится из металла. Стальные листы во избежание коррозии должны иметь антикоррозионное покрытие. Одним из наиболее качественных покрытий является материал «Pural», на основании полиуретана. Срок службы покрытия по данным завода-изготовителя устанавливается – 15 лет. У покрытия «Pural» оптимальное сочетание всех параметров: толщины, пластичности, рабочей температуры, стойкости и защиты металла стенок панелей от коррозии. Покрытие практически не меняет цвет в процессе эксплуатации, а срок службы панели с таким покрытием достигает 30 лет.

Другой вариант покрытия – порошковая окраска частей панели в процессе производства в электростатическом поле. Срок службы такого покрытия теоретически – 10 лет. В условиях придорожной эксплуатации панели приходят в негодность значительно раньше. Они могут прослужить два года, год, а порой и вовсе теряют свои акустические и эстетические свойства в течение нескольких сезонов.

В каждую непрозрачную панель между металлических листов укладывается наполнитель (вкладыш) для улучшения шумопоглощающего эффекта. Чаще всего в качестве вкладыша используется минеральная вата. Чем выше плотность минеральной ваты, тем лучше звукопоглощающие свойства, однако это справедливо до определенного предела.

При изготовлении прозрачных панелей используются безопасное закаленное стекло, многослойные небьющиеся стекла и пластические материалы. Толщина стекла (пластмассы) должна обеспечивать требуемую звукоизоляцию, неповреждаемость при воздействии ветровых нагрузок, при монтажных и ремонтных работах. Пластмасса, обладая высокими акустическими свойствами, лучше стекла поддается обработке, более технологична, для крепления можно применять болтовое соединение. Она является практически небьющимся материалом, но может терять свою прозрачность из-за царапин вследствие воздействия ультрафиолета, попадания камней, мытья сильно загрязненных поверхностей. Наиболее пригодным материалом для изготовления прозрачных экранов является полиметилметакрилатный лист (далее ПММА) толщиной 12 мм. Данный материал обладает высокой ударной прочностью, стойкостью к воздействию окружающей среды, в т.ч. ультрафиолету. Преимущества прозрачных панелей очевидны. Они эстетически привлекательны и удачно вписываются в ландшафт, кроме этого такие панели снижают уровень утомляемости водителей.

Надо сказать об особенности установки двух параллельных

шумоотражающих экранов вдоль дороги, в этом случае происходит отражение как прямого, так и отраженного звука. Акустическая эффективность в этом случае снижается на 2-6 дБ, что также следует учитывать при проектировании экрана[3].

Малый вес конструкции позволяет устанавливать акустические экраны практически везде, где есть необходимость шумозащиты, в том числе на мостовых конструкциях и эстакадах.

Компания АО «Завод акустических конструкций» одна из первых задумалась о снижении уровня «акустического загрязнения». Специально для решения данной задачи, Компания с момента основания (2003г.), начала заниматься проектированием и изготовлением шумозащитных акустических экранов.

Разработанные нами эффективные и легкие шумозащитные панели имеют патент на изобретение. Сама конструкция экрана сертифицирована на территории РФ. Все применяемые при изготовлении акустические материалы имеют необходимые сертификаты качества.

АО «Завод акустических конструкций» - динамично развивающаяся компания. В настоящее время эффективная шумоизоляция – наша первостепенная задача. Мы стремимся не останавливаться на достигнутом, разрабатываем новые модификации экранов, испытываем и внедряем их. За годы работы нами установлено более 1 000 000 м^2 шумозащитных экранов.

Сегодня АО «Завод акустических конструкций» является одним из лидеров среди предприятий – изготовителей шумозащитных экранов. Наши экраны прекрасно конкурируют на рынке РФ и создают образец качества. Типовые непрозрачные панели нашего завода имеют размеры 1х0,5 м. Такой размер облегчает монтаж и снижает стоимость ремонта. Рекомендуемый шаг стоек 3 метра. Панели собираются взацеп друг с другом без щелей и зазоров образуя единое акустическое полотно.

Кроме метровых, изготавливаются панели высотой 0,5 и 0,75 м.

Производство АО «Завод акустических конструкций» оснащено современным автоматизированным оборудованием, которое способствует производству высококачественных элементов экрана.

АО «Завод акустических конструкций» гарантирует качество своей продукции. Срок службы шумозащитных экранов не менее 30 лет.

В заключение отметим, что для улучшения качества жизни необходимо снижать уровень шума исходящий от транспортных магистралей, который не только мешает, но и пагубно сказывается на нашем здоровье.

За счет грамотного проектирования акустических экранов удается достигнуть комфортной для жизни среды. Шумозащитный экран,

3 «Применение шумозащитных экранов на автомобильных дорогах США. Обзорная Информация. Автомобильные дороги и мосты». К.т.н. Г.И. Евгеньев. Федеральное дорожное агентство Министерства транспорта РФ Федеральное государственное унитарное предприятие «Информационный центр по автомобильным дорогам» – 2005г. – 8 с. http://profconstruct.com/files/articles/primenenie-shumozawitnyh-jekranov-na-avto-dorogakh.pdf.

спроектированный и изготовленный компанией АО «Завод акустических конструкций», прекрасно справляется с данной задачей.

Список литературы.

1. ОДМ «Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам» Утверждено распоряжением Минтранса России №995-р от 13.12. 2012 г. [Текст]. М.: - РОСАВТОДОР 2011г. - 160 с. http://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293772/4293772412.pdf (дата обращения: 17.02.17);
2. СНиП 23.03–2003 «Защита от шума», М., 2004г., ФГУП ЦПП;
3. В.И. Попкова, Санкт-Петербург, 16–18 апреля 2014г. Н.В. Тюрина «Исследование акустических экранов». http://www.akin.ru/Rao/sess27/тюрина.pdf (дата обращения: 27.02.17);
4. «Применение шумозащитных экранов на автомобильных дорогах США. Обзорная Информация. Автомобильные дороги и мосты». К.т.н. Г.И. Евгеньев. Федеральное дорожное агентство Министерства транспорта РФ Федеральное государственное унитарное предприятие «Информационный центр по автомобильным дорогам» – 2005г. – 50 с. http://profconstruct.com/files/articles/primenenie-shumozawitnyh-jekranov-na-avto-dorogakh.pdf (дата обращения: 15.02.17).

Анализ структурного шума как взаимодействия ограниченных сред в условиях существенного отличия упругих свойств

Санников В.А., Яковлев С.П.
[1]Балтийский государственный технический университет «Военмех» им. Д. Ф. Устинова

k3mdtt@mail.ru

Аннотация: Discusses the methods of analysis of structural noise in habitable compartments of technical designs. Experimentally measured sound pressure levels (SPL) at the workplace of the driver [1] are mapped to design parameters of the stress-strain state of the system heterogeneous elastic media solid - air environment, obtained with the use of modern computer technology (CAE-ANSYS), average values of vibration, data analysis, the piston analogy [2]. Evaluation of accuracy.

Ключевые слова: structural noise, moving machinery, vibroakustika, quasidiffusion field of continuum, finite element method.

Опыт исследования технических конструкций при динамических колебаниях находящихся в контакте с различными средами (табл. 1) заслуживает пристального внимания, т.к. изучение явлений в средах с отличными на 2-5 порядков по физико-механическим свойствам (модулю упругости, плотности, скорости распространения звука - волн только исходя из этого перечня показывает всю глубину сложности получения достоверной информации.

Таблица 1. **Физико-механические свойства типовых материалов рассматриваемых сред при температуре 20°С, давлении p=10^5 Па, влажности 60%**

Среда	Материал	Модули упругости, ГПа			Коэф. Пуассона, ν	Плотность кг/м^3 ρ	Скорости звука, м/с		Волновое сопротивление, кг/(м^2·с)	
		Объемный K_V	Продольный E	Сдвига G			Продольная C_p	Поперечная Ct	Продольное	Поперечное
Твердая	Сталь Дюралюмин Эбонит Каучук Резина	170. 62.9 - (22.2) (0.03)	204. 71.7 6.6 2.0 0.0027	78.4 27.3 - (0.67) (,0009)	0.3 0.31 - (0.48 5) (0.48 5)	7840. 2780. 1150. 910. 920.	5100. 5080. 2400. 1480. 54.	3163. 3138. - (857.3) (31.3)	$400\cdot10^5$ $141\cdot10^5$ $28.0\cdot10^5$ $13\cdot10^5$ $0.5\cdot10^5$	$248\cdot10^5$ $87\cdot10^5$ - (7.8) $\cdot10^5$ (.28) $\cdot10^5$

Жидкая	Морская вода	(25.0)	2.25	(0.775)	(0.485)	1000.	1500.	(868.9)	$15 \cdot 10^5$	$(8.7) \cdot 10_5$
Газообразная	Воздух	(1.7 МПа)	0.1529 МПа	(0.0531 МПа)	(0.485)	1.3	343.	(198.7)	445.9	(258.3)

Примечание: В скобках приведены условные данные

Любая твердотельная конструкция имеет замкнутую поверхность, и, в силу этого относится к ограниченной сплошной среде. Если внутри конструкции есть упругая среда, например жидкость, воздух, газовоздушная смесь, продукты сгорания и т.п., то эта упругая среда является также ограниченной сплошной средой. Сама конструкция может находиться в сплошном неограниченном пространстве среды (космическом, воздушном, водном, земляном грунте-породе и.т. далее).

Таким образом, наблюдаются варианты взаимодействия двух ограниченных сред и ограниченной среды с неограниченной. Известно, что ограниченной среде присущи свои интегральные характеристики, определяемые периодами и формами свободных (или собственных) частот спектра колебаний. В зависимости от того в каком диапазоне спектра происходит взаимодействие контактируемых сред физика явления, его динамика различна. Так, акустики, по положению максимума условно делят шумовой спектр на низкочастотный с основными составляющими, сосредоточенными на частотах до $f_{\text{Н}}$=300 Гц, среднечастотный (300-800 Гц) и высокочастотный (выше $f_{\text{D}} \geq 800$ Гц) [1].

Вместе с тем в механике сплошной ограниченной среды различают такие понятия как колебания в низкочастотном спектре, когда деформации распространяются на весь объем тела одновременно, и двигается все твёрдое тело. Фактически это квазистатические колебания балок, панелей, пластин вокруг положения статического равновесия. Очевидно, что подобное явление имеют все ограниченные среды, включая и газовоздушные замкнутые объемы. Следовательно, квазистатические колебания таких объемов могут быть существенно ниже частот, определяемых геометрическими размерами, т.е. исходя из скорости звуковых волн среды. Однако, как и механике твердых тел, такие колебания зависят от условий на границах сред. Таким образом, взаимодействие ограниченных сред определяется, прежде всего, условиями на границе и спектрами колебаний.

Низкочастотные колебания твердых тел, обладая большой энергией, передают в контактируемую воздушную среду неограниченных размеров чрезвычайно малый процент своей энергии. В то же время для ограниченной среды, не имеющей поверхности стока, энергия, передаваемая ей твёрдым телом, может достигать больших значений. А это значит, что только уменьшением колебаний твердого тела (снижением амплитуд движения панелей и т.п.) можно значительно снизить давление в воздушной среде.

С развитием вычислительных методов у исследователей возникает естественное желание в объединении таких задач для совместного решения. Это позволило бы проанализировать процессы, происходящие в твёрдой среде (динамику конструкции) с передачей контактных значений газовоздушной среде (акустики) и получить объединённую информацию по напряженно - деформированному состоянию (НДС) твёрдой и звуковому давлению воздушной. Однако такое решение трудоёмкое, так как передача данных на границе разнородных сред чаще всего недостаточно четко согласована. Кроме того, такой подход требует привлечения мощных вычислительных компьютеров, продолжительности расчетов, уточнения контактных условий, анализа рассматриваемого явления и повторного итерационного уточнения. В условия отсутствия мощных вычислительных комплексов решение подобных технических задач становится непреодолимым препятствием для молодых начинающих исследователей.

Именно поэтому успешный анализ подобных процессов во взаимосвязанных средах заключается в их отдельном рассмотрении. Для этого необходимо динамические процессы, исследуемые в твердой среде изучить в первую очередь, затем после получения выходных данных по амплитудам перемещений, скоростей и ускорений (векторов) задать их в качестве исходных для узловых точек на границе среды обладающих этими значительно менее жесткими характеристиками материала. Естественно, что при таком подходе учёт противодействия среды с пониженными свойствами снижается, а данные по входным параметрам границы твердого тела будут несколько завышены. Тем не менее, это позволяет приемлемо и достаточно надежно получать характер и значения распределений искомых величин и их поведение во времени.

Ниже проводится анализ структурного шума транспортной машины как колебаний связанных упругих сред. Задача решалась численно, методом конечных элементов для автомобиля УАЗ-3160 (Рис.1). Расчётная схема включает: панели кабины из стали 08КПЮ (модуль продольной упругости $E = 210\text{ГПа}$, коэффициент Пуассона $\nu = 0{,}3$, плотность $\rho = 7800\text{кг}/\text{м}^3$, скорость звука $c = 5029\text{м}/\text{с}^2$), стёкла ($E = 30\text{ГПа}$, коэффициент Пуассона $\nu = 0{,}25$, плотность $\rho = 2500\text{кг}/\text{м}^3$, скорость звука $c = 3000\text{м}/\text{с}^2$), колесо на задней двери в виде сплошного цилиндра ($E = 210\text{ГПа}$, $\nu = 0{,}3$, $\rho = 10000\text{кг}/\text{м}^3$, $c = 5029\text{м}/\text{с}^2$), играющее роль динамической опоры, воздушный объём ($\rho = 1\text{кг}/\text{м}^3$, $c = 340\text{м}/\text{с}^2$). Расчёт проводился программой ANSYS Multiphysics двумя постановками: на сетках акустических КЭ с линейными функциями формы FLUID 30 и твёрдотельных SOLID 95 воздушного объёма соответственно. Сложная геометрическая форма объекта составлялась из тетраэдрических и треугольных КЭ (для FLUID 30 – это вырожденная форма). В вычислительной модели сохранялись основные параметры (свойства материалов и типы элементов). Задача считалась линейной, потому решение определяющих уравнений формировалось суперпозицией гармонических функций (рядом Фурье). Аппроксимация

включала набор кусочно - непрерывных линейных функций формы [2], порядка 10 КЭ по длине волны λ, а на шаг сетки h накладывалось ограничение

$$h \le h_{\max} = \frac{c}{10 f_{\max}}, \qquad (1)$$

где $f_{\max}$=500 Гц – максимальная из частот внешнего нагружения, для которых выполнялись вычисления. Условие (1) выполняется для низких частот, а для высоких приближённо. Качественная аппроксимация суммы гармоник производилась для 4-х узлов (или 3-х КЭ) по длине волны.

Коэффициент Пуассона воздушного объёма отсека принят ν=0,4 по результатам предыдущих исследований [2,3], а модуль Юнга соответствовал

$$E = 3K(1-2\nu) = 3 \cdot 1{,}156 \cdot 10^5 (1 - 2 \cdot 0{,}4) = 6{,}936 \cdot 10^4 \text{ Па}, \qquad (2)$$

где $K = \rho c^2$ — модуль объёмной упругости.

Более точные значения эффективных упругих постоянных могут быть получены решением задачи оптимизации – минимизации расхождения результатов расчёта по напряжениям и экспериментальных данных.

Уровни звукового давления (УЗД) L, дБ, на рабочем месте водителя транспортного средства, устанавливали в диапазоне частот от 0 до 500 Гц с шагом 5 Гц. Точки на экспериментальных кривых [2] выбирались с такими же интервалами. С помощью твёрдотельных элементов вычислялось поле распределения интенсивности напряжений σ_{int} в отсеке автомобиля, а акустическое давление p находилось из условия равенства плотностей энергий деформации упругой среды и звуковой волны. Объёмная плотность энергии упругой деформации вычисляется через интенсивность напряжений следующим образом:

$$w = \frac{\sigma_{\text{int}}^2}{2 \cdot 3G}, \qquad (3)$$

где $3G$ определяет угол наклона обобщённой диаграммы деформирования [4],

$G = \frac{E}{2(1+\nu)}$ — модуль сдвига материала.

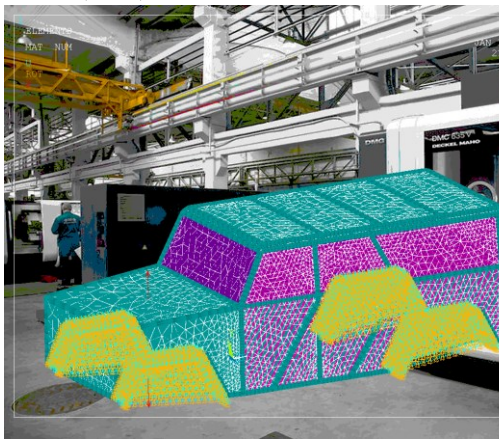


Рис. 1. Конечномерная модель автомобиля с граничными условиями

Выражение для плотности энергии звуковой волны имеет вид

$$w_{\text{a}} = \frac{p^2}{2\rho c}.$$

Нагружение, создаваемое при испытаниях в заводской лаборатории моделировалось приложением к двигателю специального устройства с эксцентриситетом, путём создания центробежных инерционных сил $F_1 = F_2 = 50\,\text{Н}$, при прямом, согласованном в одном направлении (несимметричное нагружение) и противоположных

направлениях $F_1 = -F_2$ (симметричное). Кинематические ограничения способом жёсткого крепления колёсных арок также имитируют условия проведения эксперимента.

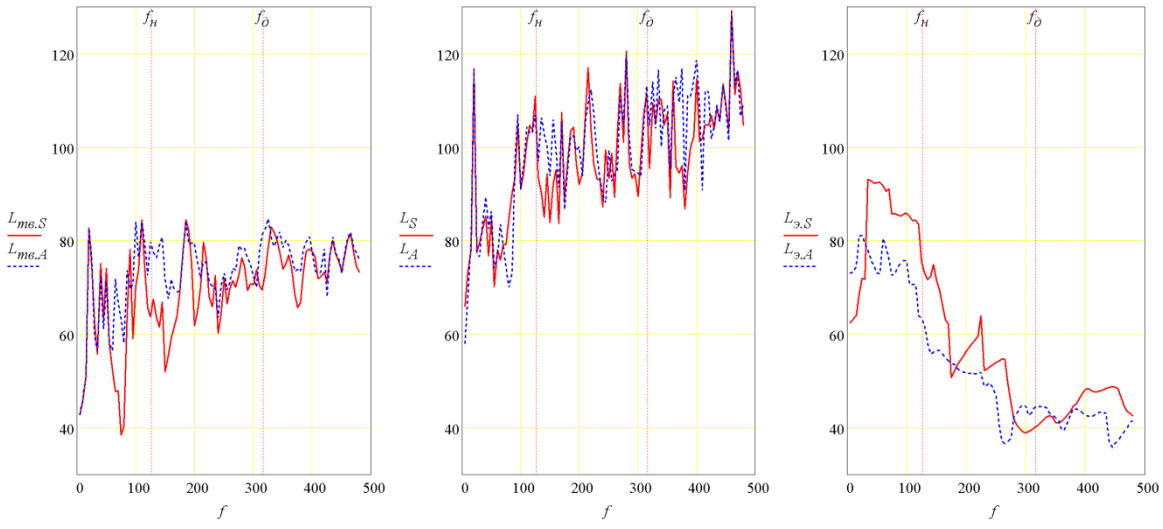
Для сравнения данных выполнялся расчёт УЗД на рабочем месте водителя по виброперемещениям воздушного объёма *u*, по его твердотельной модели. Расположение расчётной точки осталось неизменным. УЗД как уровни виброперемещений определялись формулой

$$L_u = 20\lg\left(\frac{u}{u_0}\right), \qquad (5)$$

где u_0 — пороговое значение виброперемещения, $u_0 = 8 \cdot 10^{-12}$ м [1].

УЗД при моделировании воздушного объёма твердотельными КЭ определялись двумя подходами: 1-м по напряжениям и 2-м по виброперемещениям.

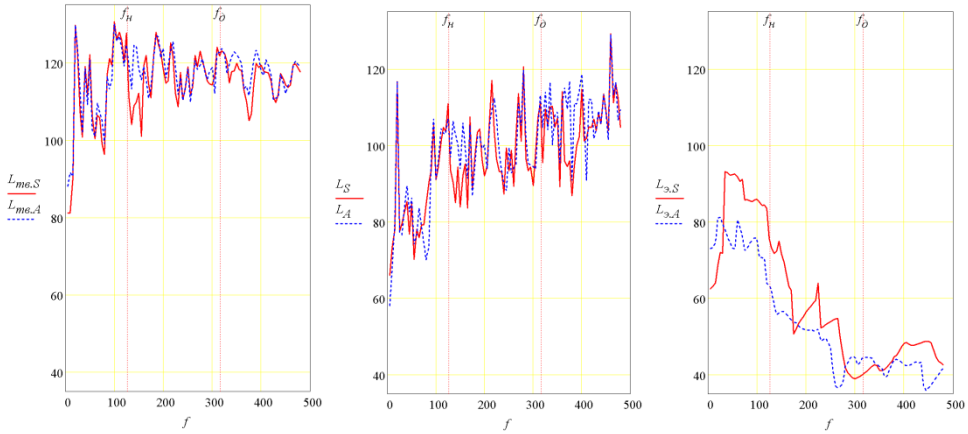
Результаты расчётов по напряжениям на сетке твердотельных КЭ (Рис. 2,а) подтверждают экспериментально наблюдаемый разрыв между амплитудами отклика на симметричное и кососимметричное воздействие при $f \le f_{\text{Н}}$, рис. 2, в. При этом часть резонансов (одна и та же для симметричных и кососимметричных форм) вызвана наличием кратных форм колебаний вследствие симметрии конструкции и нагрузки. Граница области вынужденных колебаний, в которой существенным образом проявляются резонансные явления, связана с объёмом отсека *V* соотношением $f_{\text{Н}} = 200/\sqrt[3]{V}$ и составляет 126,6 Гц, что хорошо согласуется с экспериментом и позволяет разграничить сферы применимости методик расчёта акустических полей в ограниченных средах. Область отражённой звуковой энергии $f_{\text{Н}} \le f \le f_{\text{D}}$, где $f_{\text{D}} = 500/\sqrt[3]{V} = 316{,}5$ Гц, является переходной, а выше f_{D} форму резонансов экспериментальных кривых лучше повторяют результаты расчётов с использованием акустических КЭ (Рис. 2, б).



а) б) в)

Рис. 2. Результаты расчётов по интенсивности напряжений и эксперимента: *S* – симметричное возбуждение, *A* – кососимметричное.

Расчёт УЗД по виброперемещениям твердотельной модели воздушного объёма (Рис. 3, а) даёт близкие к моделированию акустическими КЭ (Рис. 3, б) результаты. Однако он не обнаруживает разность УЗД отклика при симметричном и кососимметричном воздействии заданной частоты. Отличие форм расчётной и экспериментальной АЧХ на высоких частотах, повидимому, вызвано ошибками численного счёта из-за ограничений на шаг сетки (1).



а) б) в)

Рис. 3. Результаты расчётов по перемещениям и экспериментальные данные: *S* – симметричное возбуждение, *A* – кососимметричное.

Механизм взаимного влияния в системе твёрдое тело-воздух можно пояснить, анализируя спектры собственных частот всей системы (Рис. 4, в, г) и её составляющих (Рис. 4, а, б). Частоты воздушного объёма f_i определялись для недеформированных панелей ограждения, без учёта пропускания звуковой энергии через них, по аналитической формуле [4]

$$f_i = \frac{c_0}{2}\sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2}, \qquad (5)$$

где c_0 – скорость звука в газе, заполняющем объём помещения, при нормальных условиях; n_x,n_y,n_z – произвольные целые неотрицательные числа; l_x,l_y,l_z – размеры помещения в форме параллелепипеда по направлениям координатных осей. Изменением во времени граничных условий в (5) пренебрегалось.

Наглядное сравнение (Рис. 4, а и б) при нагружении воздушного объёма движущимися твердотельными панелями ограждения показывает значительное снижение первой собственной частоты, т.е. квазистационарное. Движение границ на высоких частотах повышает хаотичность распределения звуковой энергии, и, следовательно, приближает его к квазидиффузному. Близкое к нулю значение первой собственной частоты колебаний всей системы, полученное с применением акустических КЭ, может быть объяснено скольжением воздуха вдоль стенок объёма, в отличие от его твердотельной модели.

Возбуждение низших форм колебаний приводит к неравномерному нарастанию энергии процесса. Симметричные колебания сопровождаются изменением объёма, а кососимметричные – изменением формы. Таким образом,

воздух в оболочке проявляет все свойства твёрдого тела, и расчётная методика должна соответствовать этому представлению.

Собственные частоты колебаний воздушного объёма устанавливались также МКЭ в двух вариантах расчёта, обозначенных ранее. Были рассмотрены следующие виды кинематических граничных условий:

1) по всем линейным направлениям (Рис. 5 а), в угловых точках (узлах сопряжения поверхностей ограждения), как наиболее жёстких в конструкции, и
2) ограничением перемещений по нормали к грани для неподвижных панелей ограждения (Рис. 5, б).

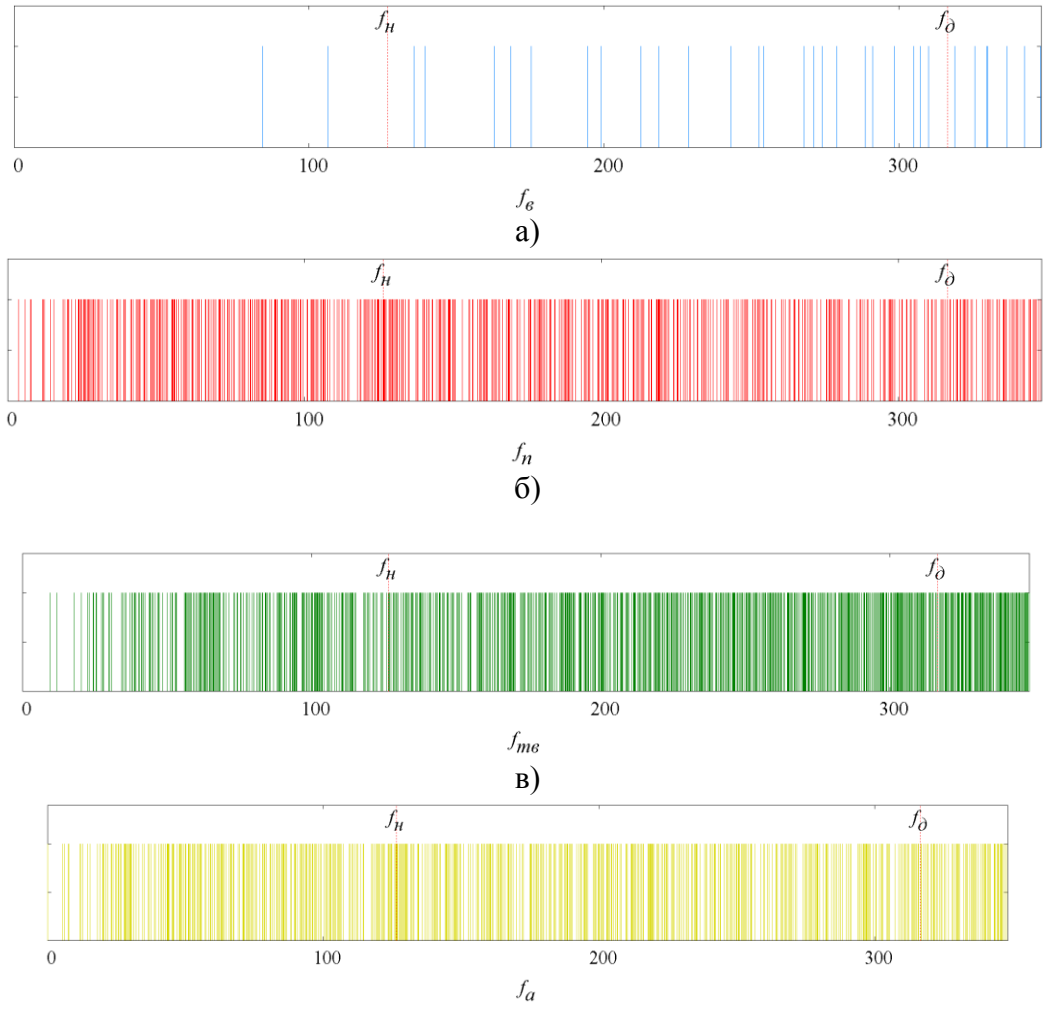
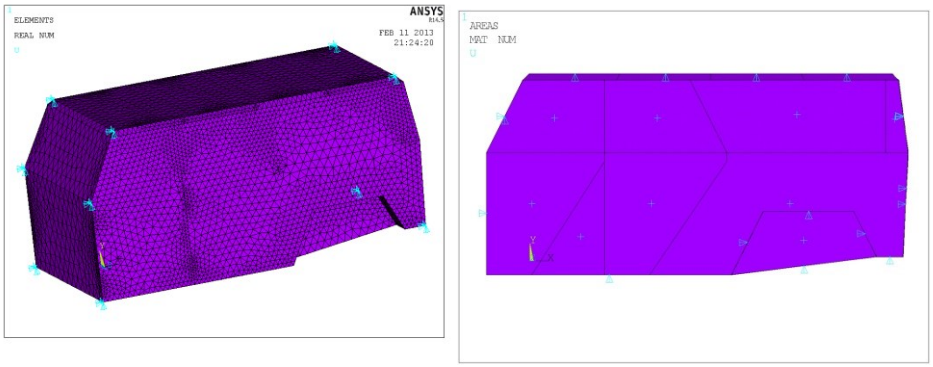


Рис. 4. Спектры собственных частот: а – воздушный объём, б – панели ограждения, в – расчёт твердотельными КЭ, г - акустическими

Ограничения на тангенциальные перемещения не задавались, т.е. скольжение воздуха по стенкам объёма учитывалось.



а) б)

Рис. 5. Кинематические ограничения воздушного объёма: а – в углах, б – на гранях

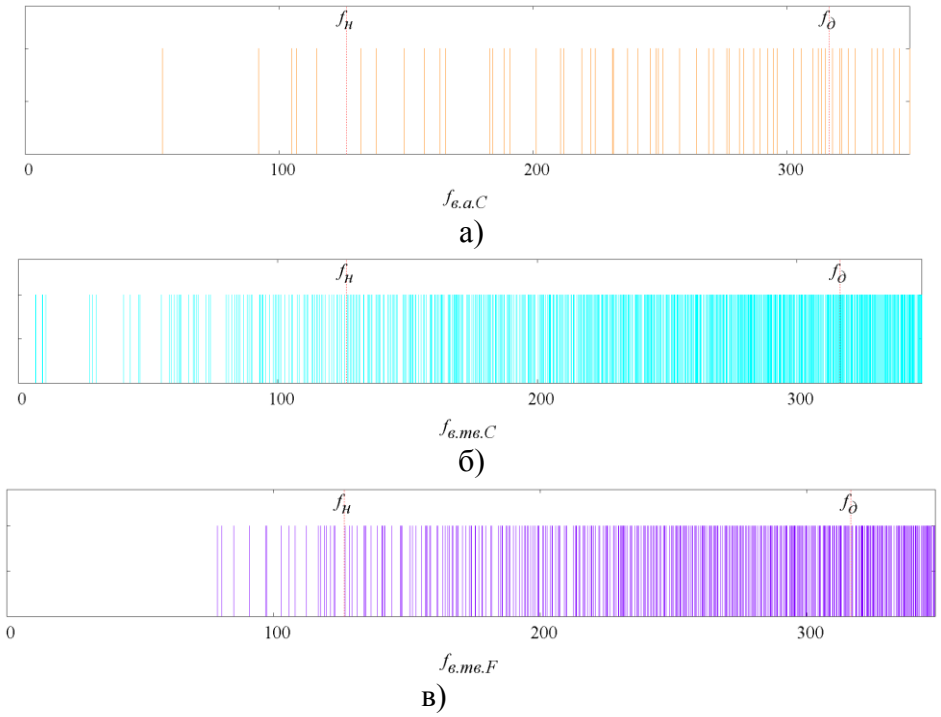


Рис. 6. Собственные частоты воздушного объёма: акустическими КЭ (а); твердотельными КЭ, закрепления в углах (б) и на гранях (в)

Анализ собственных частот выполнялся на сетке КЭ, неизменной и для всех других этапов численного моделирования. Для твердотельных КЭ применялся блочный метод Ланцоша, а поиск собственных значений с акустическими КЭ, методом, работающим с несимметричными матрицами.

Спектры частот воздушного объёма на сетке КЭ FLUID30 не зависят от условий закрепления, т.к. при решении задач акустики в ANSYS перемещения воздуха, как узловые степени свободы, учитываются только в пограничном слое. Этот слой, в силу отсутствия контактирующих поверхностей не задавался (Рис. 6, а), а воздушный объём рассматривается отдельно. Напротив, расчёт на твердотельных элементах показывает, что отсутствие ограничений на гранях (Рис. 5, а) существенно повышает податливость системы, и, как следствие, сдвигает спектр собственных частот вниз, (Рис. 6, б и 6, в). Воздушный объём испытывает квазистационарное нагружение со стороны подвижных панелей ограждения (Рис. 4, а и б), т.е. совершает колебания совместно, или в фазе, с твердотельными отражателями.

Количественно разрыв УЗД между симметричными (S) и антисимметричными (A) формами колебаний оценивался статистическими методами, по осреднённому разбросу

$$\Delta_{i,j} = t_{\alpha,n_j}\sqrt{\frac{1}{n_j - 1}\sum_{k=1}^{n_j}\left(L_{S_k} - L_{A_k}\right)^2}\ , \text{дБ} \qquad (6)$$

где: t_{α,n_j} – коэффициент Стьюдента при уровне доверительной вероятности $\alpha = 0{,}95$ и объёме выборки n_j в *j*-м частотном диапазоне [4]; i – порядковый номер гипотезы (*n=4* - эксперимент).

Осреднение (6) производилось в каждом случае по ограниченному интервалу частот, поэтому отношение $h/h_{\max}(1)$, а, следовательно, и точность расчётов, примерно одинаково, что в первом приближении отвечает предположению об однородности дисперсий, позволяющему пользоваться соотношение (6) [5]. Сравнение производилось в трёх (j=1,..3) частотных диапазонах: единичных резонансов $f < f_{\text{H}}$, отражённой звуковой энергии $f_{\text{H}} \le f < f_{\text{D}}$, квазидиффузного поля $f \ge f_{\text{D}}$. Его результаты, приведенные в табл. 2, показывают, что в области вынужденных колебаний наиболее близкие к эксперименту результаты даёт расчёт по напряжениям на твердотельных КЭ, а при квазидиффузном характере распределения звуковой энергии – прямое моделирование по поршневой аналогии [6]. Расчёт по виброперемещениям твердотельной модели занимает промежуточное положение и не отражает столь явно физический смысл процесса. Таким образом, качественные выводы, сделанные ранее, подтверждены количественно.

Таблица 2. **Средний разброс УЗД (6), дБ для различных вариантов расчёта**

Частотный диапазон	**По напряжениям**	**По перемещениям**	**Поршневая аналогия**	**Эксперимент**
$f < f_{\text{H}}$	22,440	8,164	12,148	29,003
$f_{\text{H}} \le f < f_{\text{D}}$	16,327	11,028	13,798	18,646
$f \ge f_{\text{D}}$	7,526	6,435	16,883	11,068

Значения УЗД на высоких частотах *f* и в том (Рис. 2,3 а), и в другом (Рис. 2,3 б) варианте завышены, поскольку звукоизоляция в КЭ модели не учитывалась. Точность расчётов гарантируется достаточным числом узлов по длине $n \approx 10$, так что кусочно-линейная аппроксимация суммы гармоник решения вполне достаточна не только для качественного, но и для количественного соответствия на всех частотах внешнего возбуждения. Расчётный объект имеет сложную геометрическую форму; для его моделирования использовались треугольные оболочечные и тетраэдрические объёмные элементы с линейными функциями формы, в обоих вариантах расчёта.

Полученные результаты свидетельствуют о приемлемости предлагаемой методики расчёта акустических полей в замкнутых объёмах

взаимодействующих упругих существенно разномодульных сред ниже частоты $f_{\text{н}}$, и, таким образом, разграничивают области применимости рассмотренных в работе подходов. Поиск метода определения граничной частоты в случае, если кривизну поверхностей ограждения необходимо учитывать [7], является одной из существенных проблем на пути развития методов расчёта акустических полей.

Список литературы

1. *Иванов Н.И. (ред.).* Техническая акустика транспортных машин. Справочник.– СПб. Политехника 1992,-365 с.
2. *Санников В.А.* Численное моделирование физических процессов в ограниченных средах: учебное пособие / В.А. Санников; Балт. гос. техн. ун-т. – СПб., 2008. – 175 с.
3. *Смирнов С.Г.* Методы защиты от вибраций: методические указания по выполнению лабораторной работы № 5 по курсу «Безопасность жизнедеятельности». –М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008 г.
4. *Дрейзен И. Г.* Электроакустика и звуковое вещание. – М. : Связьиздат, 1961. – 544 с. : ил.
5. *Буткарева Н.Г., Красильников А.З.* Экспериментальная механика: учебное пособие; Балт. гос. техн. ун-т. – СПб., 2009. – 214 с.
6. *Санников В.А., Яковлев С.П.* Численно-экспериментальное обоснование методики расчёта структурного шума как колебаний связанных сред., мат. докл. межд. конф. «Восьмые Окуневские чтения» 25-28 июня 2013г.: – СПб.: БГТУ, 2013, -466с., с. 267-269.
7. *Санников В.А., Яковлев С.П.* Критерий начала диффузности для случая непрямолинейных стенок замкнутого объема. Сб. материалов: Наука и технологии. Краткие сообщения XXXIII Всероссийской конф. по проблемам науки и технологий. Том 2. – Миасс: МСНТ, 2013. –121 с., с. 39-41.

Нормирование шума при проведении специальной оценки условий труда на предприятиях железнодорожного транспорта

Санникова Е.А.
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова»

Аннотация: В соответствии с законодательством Российской Федерации работодатель обязан обеспечить проведение специальной оценки условий труда всех имеющихся в организации рабочих мест. Одним из наиболее распространенных, но к сожалению вредным виброакустическим фактором, является шум на рабочем месте. Выявление данного фактора происходит последовательно, начиная с идентификации вредных факторов на рабочем месте. Нормирование шума осуществляется путем разработанной методики.

Ключевые слова: шум, условия труда, специальная оценка условий труда, профессиональное заболевание, нормирование, производственный фактор.

Нормирование шума при проведении специальной оценки условий труда на предприятиях железнодорожного транспорта

Законодательство Российской Федерации обязует работодателей обеспечить проведение специальной оценки условий труда (далее – СОУТ) всех имеющихся в организации рабочих мест (за исключением условий труда надомников, дистанционных работников и работников, вступивших в трудовые отношения с работодателями - физическими лицами, не являющимися индивидуальными предпринимателями).

Условия труда – совокупность факторов производственной среды и трудового процесса, оказывающих влияние на работоспособность и здоровье работника. [1]

СОУТ является единым комплексом последовательно осуществляемых мероприятий по идентификации вредных и (или) опасных факторов производственной среды и трудового процесса и оценке уровня их воздействия на работника с учетом отклонения их фактических значений от установленных уполномоченным Правительством Российской Федерации федеральным органом исполнительной власти нормативов (гигиенических нормативов) условий труда и применения средств индивидуальной и коллективной защиты работников. [2]

Проведение СОУТ и установление классов (подклассов) условий труда на рабочих местах по ее результатам проводится согласно [3].

Отнесение условий труда к классу (подклассу) условий труда осуществляется с учетом степени отклонения фактических значений вредных и (или) опасных факторов, полученных по результатам проведения их исследований (испытаний) и измерений от нормативов (гигиенических нормативов) условий труда и продолжительности их воздействия на работника в течение рабочего дня (смены).

Исследования (испытания) и измерения вредных и (или) опасных факторов проводятся в ходе осуществления штатных производственных (технологических) процессов и (или) штатной деятельности работодателя с учетом используемого работником производственного оборудования, материалов и сырья, являющихся источниками вредных и (или) опасных факторов.

При подготовке к проведению СОУТ в подразделениях ОАО «РЖД» создается хронометражная группа, которая в сою очередь формирует на основе фотографий рабочего дня информацию для установления продолжительности воздействия вредных и (или) опасных производственных факторов. [4]

Шум – это совокупность апериодических звуков различной интенсивности и частоты (шелест, дребезжание, скрип, визг и т.п.). С физиологической точки зрения шум – это всякий неблагоприятно воспринимаемый звук. [5]

Шум при проведении СОУТ относят к виброакустическим факторам.

При воздействии в течение рабочего дня (смены) на работника шумов с разными временными (постоянный шум, непостоянный шум – колеблющийся, прерывистый, импульсный) и спектральными (тональный шум) характеристиками в различных сочетаниях измеряют или рассчитывают эквивалентный уровень звука. При определении эквивалентного уровня звука, измеряемый в дБА, расчетным путем используют такой показатель, как интенсивности звука.

Для получения сопоставимых данных измеренные или рассчитанные эквивалентные уровни звука импульсного и тонального шумов увеличиваются на 5 дБА, после чего полученный результат можно сравнивать с предельно допустимым уровнем для шума без внесения в него понижающей поправки.

Постоянный шум – шум, уровень звукового давления которого за 8 часовой рабочий день изменяется во времени не более чем на 5 дБА.

Негативное последствие воздействия постоянного шума на работника при исполнении им трудовой функции является появление профессионального заболевания – тугоухость.

Профессиональное заболевание – хроническое или острое заболевание застрахованного, являющееся результатом воздействия на него вредного (вредных) производственного (производственных) фактора (факторов) и повлекшее временную или стойкую утрату им профессиональной трудоспособности. [6]

Предельно допустимым уровнем звукового давления при выполнении всех видов работ на рабочих местах является 80 дБА.

Таким образом, при определении эквивалентного уровня звука меньше и равного 80 дБА, условия труда по виброакустическому показателю «шум» относят к допустимым, больше 80 дБА – к вредным или опасным.

В случае применения работниками, занятыми на рабочих местах с вредными условиями труда, эффективных средств индивидуальной защиты, прошедших обязательную сертификацию в порядке, установленном соответствующим техническим регламентом, класс (подкласс) условий труда может быть снижен. [2]

Поэтому, оценка эффективности средств индивидуальной защиты работников является обязательным этапом проведения СОУТ в ОАО «РЖД». [4]

При отнесении условий труда к вредным или опасным по результатам СОУТ оплата труда работникам, занятым на данных рабочих местах, устанавливается в повышенном размере.

Проводя инженерно-технические мероприятия, предоставляя работникам современные средства индивидуальной защиты, тем самым снижая уровень воздействия шума на работника, соответственно и снижая класс условий труда данных работников, работодатель не только приводит рабочие места к гигиенических нормативам, но и получает положительный экономический эффект.

В заключении ко всему изложенному, хотелось бы определить, что мы, специалисты по охране труда, находясь на защите жизни и здоровья работников в процессе их трудовой деятельности, совместно с работодателями как таковыми стремимся к снижению шума на рабочих местах. Хоть и имеют работники компенсации за работу во вредных (опасных) условиях труда, но профессиональные заболевания необратимы. А жизнь и здоровье работников, а также охрана их труда имеют для ОАО «РЖД» приоритетное значение.

Список литературы:

1. Федеральный закон Российской Федерации от 30 декабря 2001 г. №197-ФЗ «Трудовой Кодекс Российской Федерации», Статья 209.

2. Федеральный закон Российской Федерации от 28 декабря 2013 г. № 426-ФЗ «О специальной оценке условий труда».

3. Методика проведения специальной оценки условий труда, Классификатор вредных и (или) опасных производственных факторов, форма отчета о проведении специальной оценки условий труда и инструкция по ее заполнению, утвержденные приказом Министерства

труда и социальной защиты Российской Федерации от 24 января 2014 г. №33н.

4. Стандарт ОАО «РЖД» - СТО РЖД 15.012-2014 «Система управления охраной труда в ОАО «РЖД». Специальная оценка условий труда», утвержденный распоряжением ОАО «РЖД» от 19 декабря 2014 г. № 3032р.

5. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник,–М.: Логос, 2010, – 424 с.

6. Федеральный закон Российской Федерации от 24 июля 1998 г. № 125-ФЗ «Об обязательном социальном страховании от несчастных случаев на производстве и профессиональных заболеваний», Статья 3.

Охрана труда и здоровье. Воздействие производственных факторов на продолжительность жизни

Санникова Е.А.
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова»

Аннотация: В процессе труда работник может подвергаться внешним воздействиям различного типа, что в свою очередь приведет к неблагоприятным последствиям для его здоровья, профессиональным заболеваниям, производственным травмам. Одним из наихудшим результатом данного факта может явиться смерть работника.

Ключевые слова: условия труда, здоровье, производственный фактор, травматизм, несчастный случай, заболевание, продолжительность жизни.

Основной целью охраны труда является сохранение жизни и здоровья работников.

Здоровье является состоянием полного физического, душевного и социального благополучия, а не только отсутствием болезней или физических дефектов. Обладание наивысшим достижимым уровнем здоровья является одним из основных прав всякого человека без различия расы, религии, политических убеждений, экономического или социального положения. [1]

В процессе труда работник может подвергаться внешним воздействиям различного типа: механическим, химическим, тепловым, электрическим, электромагнитным и другим. Организму человека свойственно безболезненно переносить те или иные воздействия только до тех пор, пока они не превышают определенных уровней и продолжительности. В противном случае происходят повреждения организма, которые при достижении определенной степени квалифицируются как несчастные случаи, травмы.

Факторы производственной среды и трудового процесса подразделяются на вредные и опасные.

Вредный производственный фактор – производственный фактор, воздействие которого на работающего в определенных условиях может привести к заболеванию, снижению работоспособности и(или) отрицательному влиянию на здоровье потомства. [2]

К вредным производственным факторам относят такие факторы, как физический (температура, влажность, производственный шум, выбрация аэрозоли и др.), химический, биологический.

В зависимости от количественной характеристики и продолжительности воздействия отдельные вредные производственные факторы могут стать опасными.

Опасный производственный фактор – фактор производственной среды и (или) трудового процесса, воздействие которого в определенных условиях на организм работающего может привести к травме, в том числе смертельной. [2]

Влияние того или иного фактора определяет условия труда.

Условия труда – совокупность факторов производственной среды и трудового процесса, оказывающие влияние на работоспособность и здоровье человека. [3]

Условия труда, исходя из гигиенических критериев, подразделяют на классы: оптимальные, допустимые, вредные и опасные.

Болезни возникают под влиянием вредных для организма факторов, когда сила их воздействия превышает защитные или компенсационные возможности организма.

Причиной многих заболеваний являются: эмоциональные переживания, нерациональный образ жизни, несоблюдение режима труда и отдыха, правил личной гигиены и т.д.

Здоровье работника зависит в большей мере от социальной среды и условий его жизни. В этом отношении исключительно важная роль принадлежит охране труда на производстве, повышению санитарной культуры населения вцелом, а также рациональном образу жизни, созданию здоровой и доброжелательной обстановки на работе и в семье.

В целях сохранения здоровья работников необходимо сохранять допустимые (оптимальные) условия труда на рабочем месте.

На сегодняшний день в экономике страны заняты свыше 72 миллионов работников, более 10 миллионов из которых заняты во вредных условиях труда.

Снижение уровня производственного травматизма и заболеваемости профессионального характера – одно из серьезнейших задач настоящего времени. Для того чтобы ее решать эффективно, необходимо понимать масштабы данной проблемы. По официальным данным Минтруда, в России в 2015 году общее количество несчастных случаев на производстве составило 43,212 тысячи, из них 1,707 тысячи со смертельным исходом.

Основными причинами смертности людей в России являются:

– сердечно-сосудистые заболевания, возникновение которых связано с трудовой деятельности (37%);

– несчастные случаи на производстве (28%);

– инфекционные заболевания, возникновение которых связано с условиями трудовой деятельности (17%).

Ежегодно в Российской Федерации регистрируется более 10 тысяч профессиональных заболеваний, что выше аналогичных показателей в странах с меньшим объемом населения.

Смертность трудоспособного населения в Российской Федерации превышает аналогичный показатель по Евросоюзу в 4,5 раза. При этом смертность мужчин трудоспособного возраста превышает смертность женщин этого же возраста в 5-7 раз, в результате чего сложился беспрецедентный, более чем на 10 лет, разрыв в средней продолжительности жизни мужчин и женщин. При относительной стабильности доли людей трудоспособного возраста (60%) в общей структуре населения увеличивается численность лиц в возрасте 40 лет и старше. Сложившаяся ситуация в достаточно короткий срок может привести к реальному дефициту трудовых ресурсов.

Кроме того, в нашей стране отмечается не только рост уровня первичного выхода на инвалидность, но и снижение возраста лиц, впервые признанных инвалидами.

Неблагоприятные условия труда почти во всех отраслях промышленности – главная причина ухудшения здоровья работающих.

Работники, ставшие жертвами несчастных случаев на производстве, страдают материально от их последствий вследствие расходов и потерь в заработке, а также физически. Причем и те, и другие последствия могут носить как краткосрочный, так и долговременный характер.

Одна из функций общества состоит в охране здоровья и доходов его членов. Общество должно делать это путем образования систем социальной защиты, осуществления программ здравоохранения, организации систем охраны труда (включая законодательство, контроль, помощь, проведение исследований и т. д.).

Бытует утверждение о том, что травмы и заболевания – неизбежные спутники трудовой деятельности. Смертность, несчастные случаи и болезни на производстве могут быть успешно предотвращены. Для пропаганды культуры охраны труда на каждом рабочем месте должен быть использован глобальный подход. Через научную деятельность, разработку директивных документов и руководств, а также налаживание социальной положительно психоэмоциональной рабочей атмосферы предполагается обозначение ориентиров к практическому инструментарию в обеспечении безопасной организации труда.

Список литературы:

1. Устав (Конституция) Всемирной организации здравоохранения.

2. Федеральный закон Российской Федерации от 30 декабря 2001 г. №197-ФЗ «Трудовой Кодекс Российской Федерации».

3. ГОСТ 12.0.002-2014 Система стандартов безопасности труда. Термины и определения.

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ СРЕДСТВ ЗАЩИТЫ РУК ОТ ВИБРАЦИИ

Смирнов В.В. [1], Булдаков П.Ю,, Бухаров С.Н. [3], Вьюненко Ю.Н. [4], Хлопков Е.А.[2], Мыцких С.И.
[1]Северо-Западный научный центр гигиены и общественного здоровья
[2]Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
[3]Институт механики металлополимерных систем им. В.А. Белого
[4]ООО «Оптимикст Лтд»

vvsmirnov00042@rambler.ru

Аннотация: Проведена оценка эффективности защитных свойств средств индивидуальной защиты рук от вибрации при применении существующих и новых конструктивных решений и демпфирующих слоев изделий. Проведено определение защитных свойств различных конструкций рукавиц и перчаток. Испытания проведены при создании вибрационного воздействия на рукоятку рубильного молотка с помощью вибрационного стенда. Наиболее эффективные защитные свойства отмечены у изделий с гелевыми материалами и комбинированными элементами. Единой закономерностью для всех средств защиты явилась их низкая эффективность в низкочастотной области спектра. Наиболее высокие характеристики в этом частотном диапазоне отмечены у рукавиц «Турбо-Донбасс». В среднечастотной области спектра эффективность достигала 3-4 дБ, а в высокочастотной области спектра - до 12 дБ, также как и у перчаток «Вибростат 03». Эффективность защитных свойств возрастала с увеличением толщины демпфирующего слоя. Конструктивные решения достигались переменными геометрическими характеристиками, расположением защитного слоя и свойствами используемых материалов.

Ключевые слова: рукавицы и перчатки, демпфирующий слой, эффективность защитных свойств.

Средства индивидуальной защиты – рукавицы и перчатки, предназначены для снижения уровней воздействия вибрации на руки работающих. Полностью предотвратить вредное воздействие вибрации применением только индивидуальных средств защиты, на настоящий момент, вряд ли возможно. В низкочастотном диапазоне средства индивидуальной защиты не только не способны значительно ослаблять вибрацию, но иногда даже могут и усиливать ее. При таком положении дел, применение эргономических средств защиты позволяет сохранять кисти рук в комфортных условиях терморегуляции и ослаблять воздействие вибрации. Использование средств защиты в комплексе с другими мерами может обеспечивать защиту здоровья работающих, невозможность возникновения травмоопасных и аварийных ситуаций [1, 2].

Цель настоящей работы заключалась в оценке эффективности защитных

свойств средств индивидуальной защиты рук от вибрации при применении традиционных и новых конструктивных решений антивибрационных изделий.

Для выполнения поставленной цели необходимо решить следующие задачи: сравнить конструкции различных типов средств защиты по эффективности и эргономическим свойствам изделий; оценить зависимость изменений эффективности защитных свойств от толщины демпфирующего слоя изделий; провести испытания образцов средств защиты при статической сжимающей нагрузке 76 кН/м^2 (для определения изменений показателей эффективности в зависимости от конструкции изделий); определить изменения воздействия вибрации при применении средств защиты на рабочих местах с ручным механизированным инструментом.

Защитные свойства рукавиц и перчаток достигаются за счет применения упругодемпфирующих и пористых упругих материалов и элементов. К таким относятся поролон, пористая резина, пенополиэтилен и упругие резиновые трубки. От типа выбранного упругодемпфирующего элемента зависит конструктивное исполнение средств индивидуальной защиты рук [3, 4].

Применение поролона в качестве упругодемпфирующего элемента известно уже давно. Благодаря мелкоячеистой структуре поролон обладает хорошими показателями эластичности, воздухопроницаемости и поддерживает комфортную терморегуляцию рук рабочего, что снижает риск негативного воздействия вибрационной нагрузки. Поролон – это материал с открытой пористостью и за счет этого защитные свойства подобных конструкций снижаются под нагрузкой в реальных технологических процессах. В местах сгиба кисти образуется смятие упругого элемента (рис.1, а). В рукавицах «Вибротон» производства ИЧП Геворкяна эту проблему решили следующим образом: поролон заменили на пористый материал с покрытиями, изолирующими внутреннюю структуру. Таким образом, был получен материал со свойствами, приближенными к пенополиэтиленам с закрытой пористостью.

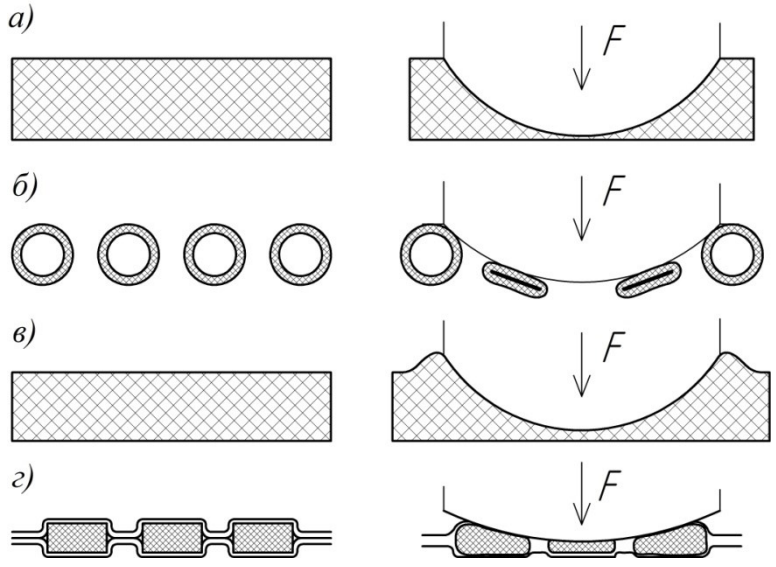


Рис. 1. Схема работы упругодемпфирующих элементов:

а – с открытой пористостью; б – трубчатой формы; в – с гелевой основой;
г – с комбинацией вязких и упругих материалов

Для лучшей фиксации элементов относительно друг друга предусмотрели специальную прострочку. Резинка, обеспечивающая фиксацию рукавицы на ладони, мешает теплообмену с окружающей средой, что вызывает дискомфорт при работе с инструментом. В перчатках Tegera 901 компании EJENDALS применили пористый материал с повышенной плотностью, что снизило сжимаемость упругого элемента.

Также давно известны изделия с применением резиновых трубок в качестве упругодемпфирующего элемента. Из-за ограниченной сжимаемости упругих элементов, изделия обладают повышенной жесткостью, а при сгибании кисти вызывают дискомфорт у рабочего. Для уменьшения жесткости изделия предусматривается специальная прострочка изделий по линии сгиба кисти, но в этом случае снижение вибрации значительно падает после смыкания стенок трубки и эффективность изделия уменьшается (рис.1, б).

В серии антивибрационных перчаток «ВибраГард» фирмы Ansell и «Вибростат-03» фирмы ООО «ХК «Зеленый Берег XXI» в качестве упругодемпфирующего элемента применяют вкладыши на основе силиконовых композиций. Виброзащитный вкладыш помещен между двумя поролоновыми вставками и вшит в тканевый карман, который крепится на корпусе изделия. Высокая эластичность вкладышей обеспечивает гибкость изделий, но это может приводить к выдавливанию материала и ослаблять защитные свойства СИЗ (рис.3, в). Корпус изделия, покрытый нитриловым материалом, на запястье имеет плотную застежку, что препятствует комфортной терморегуляции рук при работе с инструментом.

Наиболее перспективным направлением в создании конструкции изделий является применение виброзащитных элементов, которые сочетают в себе упругие детали и вязкие вибропоглощающие материалы слоистой структуры. Такие элементы нашли применение в антивибрационных рукавицах серии «Турбо» и перчатках серии «НТОТ» фирмы ООО «Оптимикст ЛТД». Их особенностью является сочетание вязких и упругих сжимаемых материалов, переменная толщина антивибрационных элементов и полиэлементность конструкций. Упругие детали изготавливаются из материалов с закрытой пористостью. Вязкая оболочка упрочняет «воздухонаполненные резервуары», одновременно поглощает и энергию вибраций и фиксирует положение упругой детали (рис.1, г). Площадь поверхности виброзащитного элемента и его расположение относительно ладони исключает контакт руки с вибрирующей поверхностью. В корпус антивибрационных рукавиц Турбо-Онега и Турбо-Сибирь вшивается виброизолирующий вкладыш, а в рукавице Турбо-Донбасс защита устанавливается с внутренней стороны ладони, что повышает их эффективность и долговечность внешних деталей рукавицы. Тканевый слой отделяет демпфирующие элементы от контакта с инструментом, а в перчатках АМИД он выполнен на основе трикотажа, что повышает удобство работы с

инструментом. Трикотажная основа перчаток серии «НТОТ» и свободный покрой на запястье рукавиц серии «Турбо» способствуют комфортной терморегуляции рук в процессе эксплуатации изделий на рабочих местах.

Выбирая средства индивидуальной защиты рук от вибраций, следует обратить внимание на то, что не все изделия универсальны и одинаково эффективны. Задача испытаний средств защиты заключается в оценке рукавиц и перчаток на соответствие ГОСТ 12.4.002-97 [5]. Метод оценки рукавиц и перчаток основан на использовании одного вибростенда для испытания средств индивидуальной защиты рук работающих от вибрации с демпфирующими материалами и без них. Измерения уровней вибрации производится на границе рука – упругая прокладка – рукоятка виброинструмента. Сравнение полученных результатов дает возможность оценить эффективность защитных свойств изделия. При проведении испытаний на рукоятку рубильного молотка подается вибрация стенда с нормативным уровнем вибрации в октавных полосах частот 8-1000 Гц. Оператор-испытатель устанавливает силу нажатия в зависимости от типа изделия 50-100-200 Н и контролирует ее по индикатору динамометра за все время измерения вибрации. Вибродатчик устанавливается на переходном элементе-адапторе в области контакта рук испытателя с рукояткой и крепится резьбовой шпилькой в направлении оси координат Z. Выносной датчик силы динамометра устанавливается на устройстве крепления рукоятки молотка с вибростендом. Определяют эффективность по разнице между уровнями вибрации при применении средств защиты и без них.

Результаты проведенных испытаний средств индивидуальной защиты рук от вибрации различных конструкций приведены в таблице 1.

Таблица 1. **Эффективность защитных свойств средств защиты от вибрации различных конструкций при усилии нажатия 100 Н.**

Объект	Защитный элемент	Эффективность защитных свойств, дБ в октавных полосах частот, Гц						
		8; 16	31,5	63	125	250	500	1000
ГОСТ 12.4.002-97 Тип 2А	До 8мм	1,0	2,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
Рукавицы								
Республика Беларусь	Поролоновый	1,0	2,0	2,0	3,0	5,0	6,0	8,0
Вибротон ИЧП Геворкяна	Резиновая вставка или пористый материал	1,0	2,0	2,0	4,0	8,0	9,0	9,0
Восток-Сервис – Спецкомплект	Трубчатый	1,0	2,0	2,0	4,0	5,0	8,0	10,0
Т-Онега ООО «Оптимикст ЛТД»	Комб.	1,0	2,0	3,0	5,0	8,0	10,0	11,0
Т-Сибирь ООО	Комб.	1,0	2,0	3,0	4,0	7,0	10,0	12,0

«Оптимикст ЛТД»								
Т-Донбасс ООО «Оптимикст ЛТД»	Комб.	1,0	3,0	4,0	6,0	8,0	11,0	12,0
Перчатки								
НТОТ-АМИД ООО «Оптимикст ЛТД»	Комб.	1,2	2,1	2,3	4,1	5,1	6,8	7,8
TEGERA EJENDALS	Пористый материал	1,0	2,0	2,0	3,0	5,0	8,0	9,0
ВибраГард Ansell	Gelform	1,2	2,0	2,1	4,0	4,5	7,5	9,1
НТОТ-3 ООО «Оптимикст ЛТД»	Комб.	1,0	2,0	3,0	5,0	6,0	9,0	10,0
НТОТ-ЛОРД ООО «Оптимикст ЛТД»	Комб.	1,0	2,0	3,0	6,0	7,0	8,0	11,0
Вибростат-03 Ампаро ООО «ХК «Зеленый Берег XXI»	Airgel	1,0	2,0	3,0	5,0	7,0	10,0	12,0

Проведены испытания образцов рукавиц, аналогичных конструкции «Турбо-Онега», с различной толщиной (h) упругих элементов от 0 до 8 мм (табл. 2). Результаты испытаний показали, что вкладыши с толщиной упругих элементов 6мм и 8мм соответствуют нормативным требованиям типа 2А. Меньше требуемых значений эффективность виброзащиты у показателей образцов с h=4мм в октавных полосах частот 31,5-63Гц, с дисками толщиной 2мм в октавной полосе 63Гц и на частотах более 125Гц при отсутствии упругих деталей. Причиной этого может быть понижение деформируемости антивибрационного вкладыша на соответствующих частотах в присутствии силового взаимодействия руки с рукояткой в 100Н.

Таблица 2. **Эффективность защитных свойств образцов при усилии нажатия 100Н**

Толщина упругого элемента h, мм	Эффективность защитных свойств, дБ в октавных полосах частот, Гц						
	8; 16	31,5	63	125	250	500	1000
ГОСТ 12.4.002-97 Тип 2А	1,0	2,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
0	2,8	1,0	2,0	3,2	3,8	3,7	4,3
2	3,3	2,0	1,7	3,2	4,7	6,8	7,8
4	1,3	1,6	1,8	4,2	3,7	7,3	6,8
6	2,7	2,2	2,7	4,2	6,2	9,0	8,3
8	3,0	2,5	2,7	4,0	6,3	7,0	9,3

Отметим, что значительные показатели эффективности защитных свойств наблюдаются в октавных полосах частот 8-16Гц. У всех образцов (кроме образца с толщиной упругого элемента 4мм) эта величина находится около 3дБ. На частоте 31,5Гц отмечается спад эффективности, например, у образца экземпляра с отсутствующим упругим элементом (h=0мм) значение эффективности виброзащиты уменьшилось на 1,8 дБ, а у образца с h=8мм – на

0,5 дБ. На высоких частотах эффективность защитных свойств рукавиц в основном увеличивается с утолщением упругого элемента, так в октавной полосе частот 1000Гц данный параметр для вкладыша с h=8мм возрастает до 9,3 дБ.

Параллельно проведены сравнительные испытания разнотолщинных антивибрационных элементов согласно СТБ 1438-2004 по методике ИММС НАН Беларуси для определения изменений показателей эффективности в зависимости от конструкции изделий [6]. Методика испытаний состоит в том, что на вибростоле закрепляется образец и на него сверху устанавливается груз при статической сжимающей нагрузке 76 кН/м^2. Вибродатчики устанавливаются на вибростоле и на прижимающем грузе. При установленной постоянной величине вибрации на частоте 5 Гц плавно изменяют частоту колебаний стенда. По разности показателей вибрации вибростола и груза определяют показатели эффективности.

Исследуемые образцы состоят из упругих элементов, запечатанных между слоями пленки, либо сэндвичей, состоящих из пленки и ткани. Упругие детали изготовляют в виде дисков из материалов с закрытой пористостью. Рассматривались диски одного диаметра 15мм, но менялась их толщина. Пленка представляет собой вязкий вибропоглощающий материал, она одновременно служит и поглотителем энергии вибраций и фиксатором положения упругих элементов.

В таблице 3 представлены результаты эффективности защитных свойств образцов, аналогичных вибродемпфирующим вкладышам с комбинацией вязких и упругих материалов.

Таблица 3. **Эффективность защитных свойств образцов при статической сжимающей нагрузке 76 кН/м^2**

Толщина упругого элемента h, мм	Эффективность защитных свойств, дБ в октавных полосах частот, Гц						
	8; 16	31,5	63	125	250	500	1000
ГОСТ 12.4.002-97 Тип 2А	1	2	2	3	4	5	6
Оболочка упругих элементов из сэндвича							
2	-1	-3	-1	10	22	33	45
3	-1	-3	-7	9	20	32	42
5	-1	-6	-1	14	25	35	46
Оболочка упругих элементов - вязкая пленка							
2	-1	-5	-3	10	21	31	40
3	-1	-7	0	13	25	35	46
5	-1	-3	-7	5	17	27	36

На низких и средних частотах 8-63Гц эффективность защитных свойств у всех образцов принимает отрицательные значения. В октавных полосах 31,5-63Гц она опускается до -7 дБ. В этих частотах не отмечается явной зависимости эффективности от толщины упругого элемента и качества вязкой оболочки в

конструкции. На более высоких частотах отмечается резкое увеличение эффективности. В октавной полосе частот 125Гц этот показатель меняется от 5 до 14 дБ, а на частоте в 1000Гц параметр эффективности достигает уровней не менее 36дБ.

Используя измеренные характеристики защитных свойств рукавиц и перчаток, проведен расчет показателей воздействия вибрации молотка Крупп-219 на руки рабочих операторов. На рис.2 представлены характеристики вибрации различных отбойных молотков (МО-9П, Атлас-Копко TEX, Крупп-219).

Спектры вибраций молотков качественно одинаковы. У молотка МО-9П с ростом частоты наблюдается более плавный спад характеристик вибрации в средне-высокочастотном диапазоне. Максимальные значения уровней вибрации всех представленных конструкций отмечаются в октавной полосе частот 31,5 Гц. Применение средств защиты снижает вибрационное воздействие на руки человека. На рис.3 показано, как действуют средства защиты при использовании молотка Крупп-219 на соответствующих частотах.

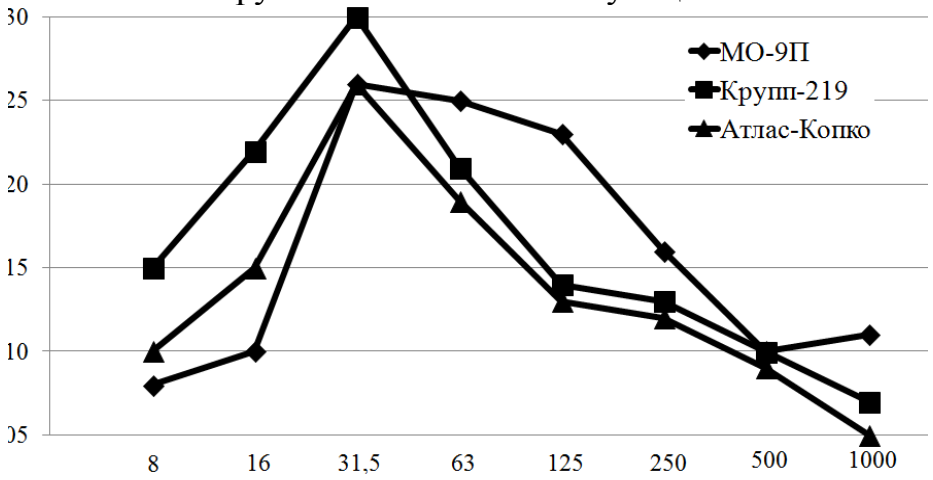


Рис. 2. Характеристики вибрации отбойных молотков

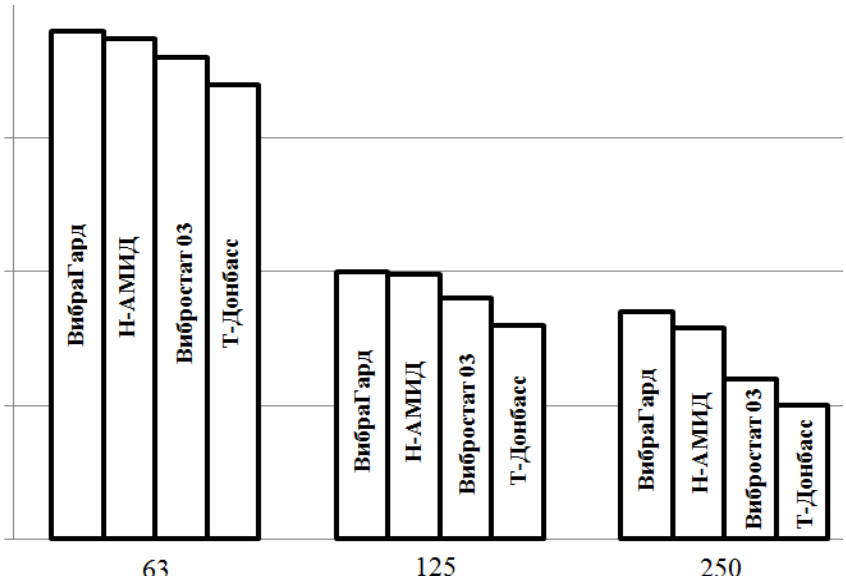


Рис. 3. Характеристика вибрации отбойного молотка Крупп-219 с применением различных защитных средств

Для более подробного анализа и применимости в конкретной технологической операции были выбраны наиболее интересные варианты антивибрационных средств. Перчатки Вибрагард – наиболее известные на рынке, рукавицы Турбо-Донбасс и перчатки Вибростат 03 проявили самую высокую степень защиты рук от вибрации (табл.1), перчатки НТОТ-АМИД являются самыми удобными в работе с инструментом.

В диапазоне частот 8-31,5 Гц ослабление действия вибрации происходит у всех изделий на одинаковую величину 1-2 дБ. В диапазоне частот 63-250 Гц наблюдается значительное снижение действия вибрации на руки человека с введением в конструкции образцов изделий неупругих материалов. В октавной полосе частот 63-250 Гц рукавицы Турбо-Донбасс и перчатки Вибростат 03 обладают самыми высокими показателями эффективности, превосходя перчатки АМИД и ВибраГард на 1,0-3,5 дБ, что позволяет на частотах 125-250 Гц снизить воздействие вибрации до нормируемых значений для всех представленных средств защиты.

Выводы.

1. Конструктивные решения по расположению защитного слоя и использованию новых защитных материалов позволяет создавать эргономичные и более эффективные средства защиты рук от вибрации.

2. Наиболее эффективные защитные свойства отмечаются у изделий с гелевыми материалами (Ansell, Ампаро) и комбинированными элементами (ООО «Оптимикст ЛТД»).

3. Эффективность защитных свойств возрастает с увеличением толщины демпфирующего слоя, особенно в высокочастотной части спектра.

4. Применение ручных машин и особенности работы в конкретных виброопасных профессиях определяет выбор конструкции средств защиты.

Список литературы

1. *Бутковская З.М., Смирнов В.В.* // Мед. труда и промышленная экология, 1999. № 5. С.34-36.
2. *Coel V.K, Rim K*. Role of gloves in reducing vibration: An analysis for pneumatic chipping hammer // Amer. industr. Hyg. Ass. J. 1987. Vol.48, №1. PP. 9-14.
3. *Каминский С.Л., Смирнов К.М., Жуков В.И., Краснощеков Н.А.* Средства индивидуальной защиты: справ. изд. Л.; Химия, 1989. – 400 с.: ил.
4. *Юдин Е.Я., Белов С.В., Баланцев С.К., Баратов А.Н.* Охрана труда в машиностроении: Учебник для О-92 машиностроительных вузов. М.: Машиностроение, 1983, 432 с.
5. ГОСТ 12.4.002-97. ССБТ. Средства защиты рук от вибрации. Технические требования и методы испытаний.
6. СТБ 1438-2004, п.5 «Материалы звукоизолирующие и звукопоглощающие. Методы испытаний»

Проблемы звукоизоляции надземных технологических трубопроводов компрессорных и газораспределительных станций ПАО «Газпром»

Соколинский Л.И.[1.2], Гусев В.П.[3], Сидорина А.В.[3], Толстихин Ю.Ю.[4], Блинов Ф.В.[4]
[1]ОАО «Оргэнергогаз»
[2]РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина.
[3]ФГБУ НИИСФ РААСН.
[4]ООО «Газпром трансгаз Москва».

sokolinskiy@oeg.gazprom.ru, asidorina@k-flex.ru, Tolstichin@gtm.gazprom.ru

Аннотация: Настоящая статья посвящена проблемам избыточного шума излучаемого оборудованием компрессорных станций и технологической обвязки. Основная задача этой статьи состоит в представлении современной информации по существующим передовым методам борьбы с шумом при помощи современных высокоэффективных материалов отечественного производства. В статье рассмотрены основные недостатки материалов ранее применявшихся для звукоизоляции и их не соответствие требованиям государственных и отраслевых стандартов, а так же не соответствия измеренных практически и расчетных данных эффективности звукоизолирующих покрытий.

Ключевые слова: Шум, звукоизоляция, звукопоглощение, компрессорное оборудование, эквивалентные уровни звука, трубопровод, звукоизолирующие покрытия труб.

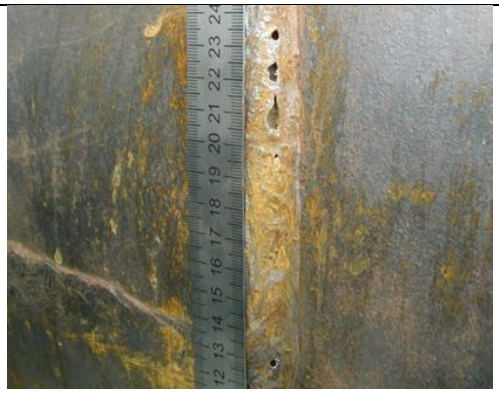
За последние 9 лет ОАО «Оргэнергогаз» выполнил большой объем натурных обследований надземных трубопроводов компрессорных станций (КС) с наиболее распространенными звукоизолирующими покрытиями. Эти обследования позволили сформулировать несколько основных проблем, связанных с применением этих покрытий на предприятиях отрасли [1].

Применение тепло-звукоизолирующих покрытий трубопроводов во многих случаях входит в противоречие с задачами обеспечения надежности и безопасности эксплуатации КС. Под покрытиями не контролируется состояние сварных швов, качество монтажных работ, образование и развитие коррозионных процессов в местах отслоения изоляции от поверхности трубы [1] (см. рис. 1).

а)

б)

в)



г)

Рис. 1 – Дефекты трубопроводов под покрытием
а) – коррозия; б) – подрез шва; в) – забоина; г) - поры

В результате, даже при отсутствии аварийных ситуаций в процессе эксплуатации, при проведении капитального ремонта технологических трубопроводов (КРТТ) под изоляцией обнаруживалось большое количество ранее неустановленных дефектов, не допускающих возможности дальнейшей эксплуатации трубопроводов. Возникала потребность в незапланированном увеличении материальных и технических средств на проведение работ.

Широко применявшиеся или применяемые в настоящее время звукоизоляционные покрытия не удовлетворяют тем или иным требованиям государственных и отраслевых стандартов и руководящих документов [2]:

- **Покрытия на основе битумной мастики** - запрещены по условиям горючести (класс горючести Г4). Не применяются на новых объектах, заменяются на другие типы при КРТТ;
- **Покрытия на основе матов из минерального волокна** – не соответствуют требованиям ВРД 39-1.8-055-2002 [3] по водопоглощению и паропроницаемости. Их применение способствует ускоренному коррозионному износу поверхности труб в местах нарушения антикоррозионного покрытия;

- **Покрытия на основе пеностекла** – малоэффективны по звукоизоляции (снижение звука у трубы не более 5 дБА), недолговечны (после 1 года эксплуатации зафиксированы сквозные трещины по швам склейки сегментов покрытия), вызывают нарушения антикоррозионного покрытия труб, должны быть отнесены к классу горючести Г4 из-за используемых для монтажа мастик. Из-за большой жесткости конструктивных сегментов при монтаже между трубой и покрытием образуются участки пустот, которые могут заполняться влагой и воздушными парами;
- **Комбинированные покрытия из пеностекла и матов из минерального волокна** (пеностекло наносится на трубу, маты – на покрытие из пеностекла) - акустические свойства определяются слоем матов из минерального волокна. Недостатки покрытия аккумулируют недостатки его составляющих. Высокая цена.

Вне зависимости от наличия или отсутствия звукоизоляции, типа звукоизоляции, максимальные уровни звука у ТПО ГПА с центробежными компрессорами в большинстве случаев превышают 100 дБА, что как минимум на 20 дБА превышает допустимое значение 80 дБА [4].

Эквивалентные уровни звука по маршрутам обхода эксплуатационного персонала, рассчитанные по применяемой в ПАО «Газпром» методике, превышают предельно допустимый уровень (ПДУ) вне зависимости от наличия или отсутствия звукоизоляции ТПО ГПА. Нанесение звукоизоляции в большинстве случаев не приводит к изменению класса условий труда. Как до, так и после нанесения звукоизоляции в большинстве случаев условия труда относятся к вредным 2-й степени (класс 3.2) или 3-й степени (класс 3.3) по классификации Руководства Р 2.2.206-05 [5].

Ни одно из широко применяемых обследованных покрытий не соответствует требованиям ГОСТ Р ИСО 15665-2007 [6] по эффективности звукоизоляции трубопроводов.

Расчетные значения акустической эффективности покрытий, полученные по принятой в отрасли методике [7], существенно отличаются в сторону завышения от полученных на стенде и при натурных испытаниях. На рисунке 2 показаны результаты определения акустической эффективности одного и того же типа покрытия, полученные при стендовых испытаниях в акустической лаборатории НИИСФ РААСН, при натурных испытаниях на КС, а также расчетом по принятой методике.

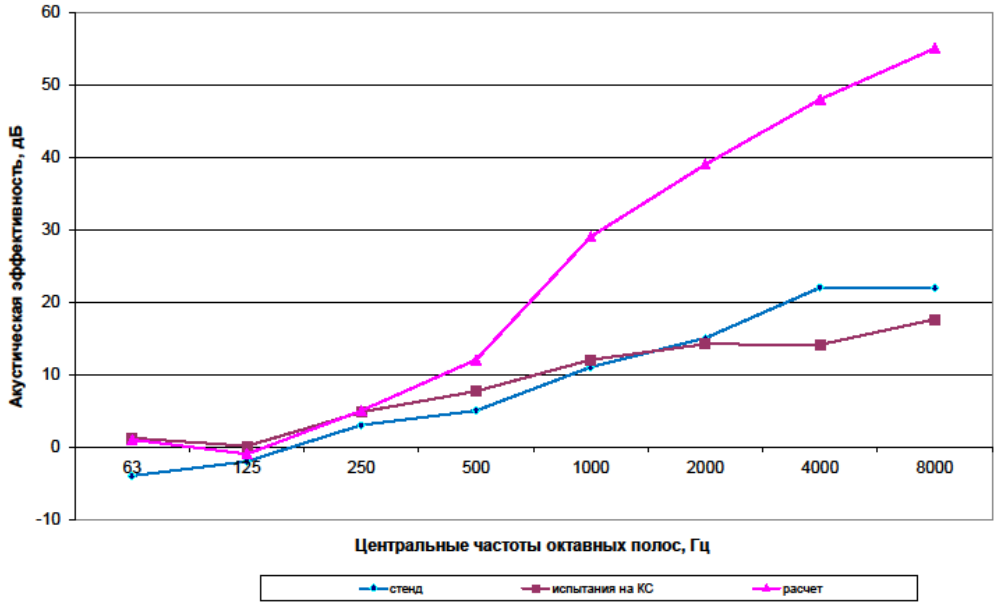


Рис. 2 - Натурные, стендовые и расчетные спектры акустической эффективности однотипного звукоизоляционного покрытия ТПО

В проектах строительства, реконструкции и КРТТ ТПО КС нередко решение о применении звукоизоляционных покрытий участков трубопроводов принимается без учета физических процессов возбуждения звука и его интенсивности на различных участках ТПО. Например, предусматривается звукоизоляция трубопроводов аппаратов воздушного охлаждения и сосудов очистки газа, далеко отнесенных по потоку газа от компрессоров.

Все известные звукоизолирующие покрытия труб не эффективны в низкочастотном диапазоне до 250 – 500 Гц. Однако, они иногда применяются на КС с поршневыми компрессорами, где трубы излучают звук в диапазоне частот до 200 Гц. Применение здесь звукоизоляции ТПО не только бесполезно, но и вредно для технического состояния изолируемых трубопроводов и оборудования (см. рис. 3).

Рис. 3 – Изоляция трубопроводов и сосудов поршневого компрессора

На базе института строительной физики РААСН проведён большой объём исследований акустических характеристик покрытий различного типа по методике, отвечающей требованиям ГОСТ 31274-2004 [8]. Получены обширные экспериментальные данные, касающиеся эффективности однослойных, многослойных звукоизолирующих покрытий с использованием различных волокнистых и эластомерных материалов [9,10,11], производимых в России. В лаборатории инженерной акустики НИИСФ РААСН разработан ряд технических решений, позволяющих подобрать звукоизолирующее покрытие согласно требуемому снижению шума. Сопоставление результатов стендовых испытаний с акустическими характеристиками ТПО центробежных нагнетателей позволило сделать вывод о том, что покрытия на основе эластомерных материалов пригодны для акустического проектирования оптимальной с точки зрения акустики и экономики защиты от шума звукоактивных трубопроводов и промышленного оборудования. Проанализировав акустические спектры конкретного звукоактивного оборудования, определив требуемое снижение уровня звука в полосе частот, можно подобрать состав и количество слоев звукоизолирующего покрытия. Материалы на основе вспененного каучука (K-FONIK K-FLEX) не имеют волокон, не разрушаются от вибрации, не впитывают влагу, долговечны и ремонтопригодны, зарегистрированы в реестре ПАО «Газпром» [12]. Все это

позволяет использовать материалы с большой эффективностью для решения задач звукоизоляции трубопроводов компрессоров и узлов редуцирования газа.

По рекомендациям, разработанным в результате обследований газораспределительной станции (ГРС), выполненных ОАО «Оргэнергогаз» в 2015 г., ООО «Газпром трансгаз Москва» принял решение о применении многослойного звукоизолирующего покрытия на основе материалов K-FONIK K-FLEX, которое было установлено в 2016 году на участках редуцирующих линий ГРС. При этом учитывались следующие условия:

- Максимальное, по возможности, обеспечение контролепригодности трубопроводов;
- Исключение льдообразования на поверхности участков труб за редуцирующими клапанами (по потоку газа), возникающее при положительных атмосферных температурах в результате дросселирования газа.

На рисунке 4 показана схема измерений звука с расстояния 1 м у сечений редуцирующей линии, где:

С3 – С16 сечения измерений;

ДКД – дросселирующий клапан дискретного типа;

К9, К3 – входной и выходной краны соответственно.

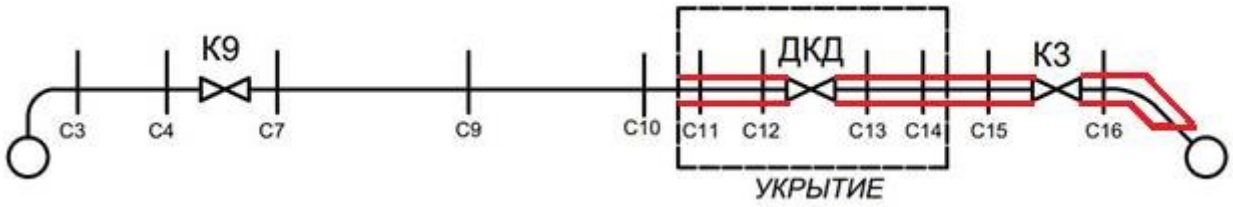


Рисунок 4 – Схема точек измерений звука у редуцирующей линии

На рисунке 4 красным цветом выделены участки трубы, на которые было нанесено покрытие внутри укрытия ДКД и на выходном трубопроводе за укрытием до границы земля-воздух. На рисунке 5 показано распределение звукового давления вдоль одной из линий редуцирования до и после нанесения звукоизоляции.

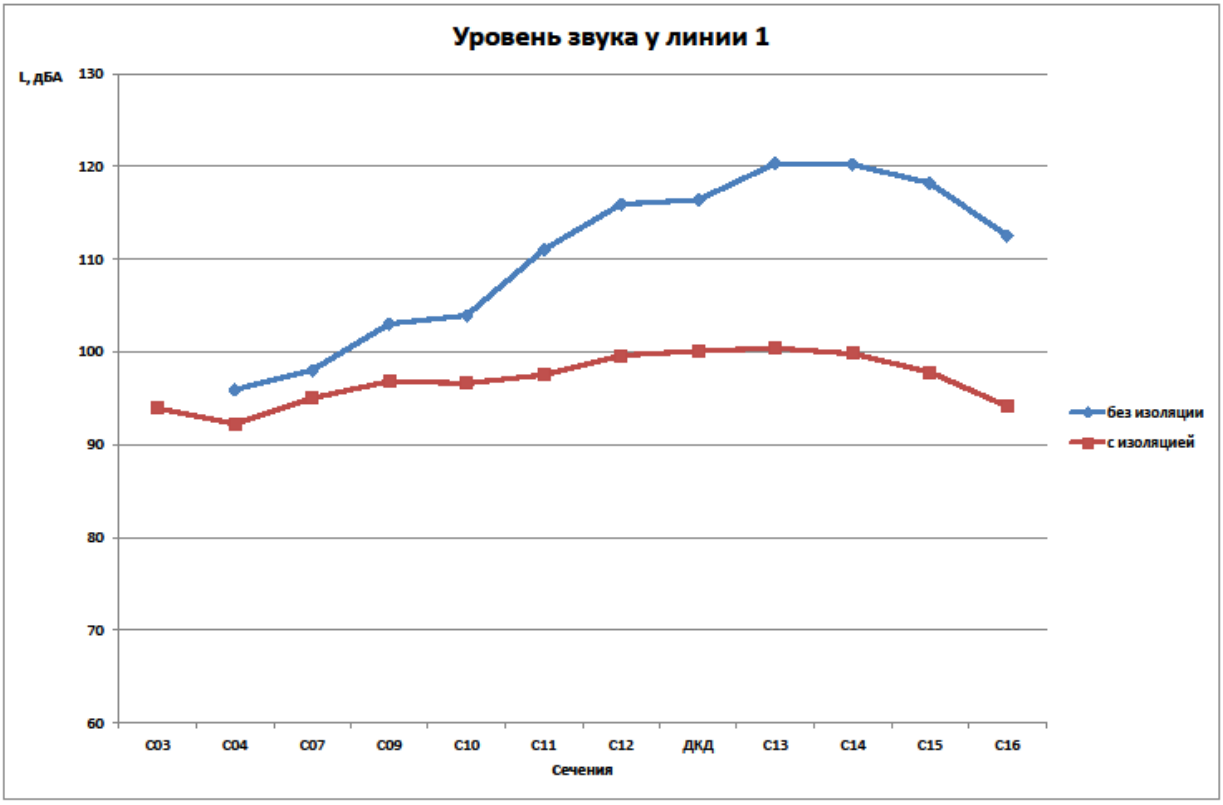


Рис. 5 – Распределение звукового давления у редуцирующей линии до и после нанесения звукоизоляции

Применение предложенного покрытия позволило:

- Обеспечить полную контролепригодность участка входного трубопровода от границы земля-воздух до стены укрытия ДКД;
- За счет эластичности покрытия и обеспечения при монтаже полного его прилегания к трубе устранить льдообразование на выходном трубопроводе;
- Снизить максимальные уровни звука у редуцирующих линий на 15 – 20 дБА, а на территории ГРС и за ней – до допустимых значений.

По инициативе ООО «Газпром трансгаз Москва» промышленно-экспериментальная оценка многослойных покрытий на основе материалов K-FONIK K-FLEX продолжилась в 2016 году на КС с ГПА типа ГТ-750-6 с ЦБН 370-14-1. При выполнении работы учитывалось, что компрессоры расположены в общей галерее, где при работе цеха может проводиться ремонт одного из них.

Для разработки технического решения были проведены предварительные акустические измерения при работе ГПА на разных режимах. Уровень звукового давления в точках на расстоянии 1 м от участков входного и выходного трубопроводов, расположенных в галерее и непосредственно примыкающих к компрессорам, составил 92 -100 дБА. Следует отметить, что шумообразование в обследованной зоне создается как участками трубопровода, так и корпусом компрессора. Оценить вклад каждого из источников в общее

звуковое поле достаточно сложно из-за идентичности частотного спектра сигналов от этих источников.

Первоначально было принято решение об изоляции только участков технологических трубопроводов, расположенных в галерее. Это привело к снижению максимального звукового давления до 88 дБА. Такое снижение следует считать достаточным для персонала, находящегося в галерее при выполнении работ по маршруту обхода оборудования. Однако, такой уровень шума может быть не комфортным для выполняющих ремонтные работы рядом с работающим агрегатом. Поэтому было принято решение «одеть» корпус компрессора в звукоизолирующий чехол (см. рис. 6).

Рис.6 – Компрессор и трубопроводы с изоляционным покрытием.

После нанесения покрытия на корпус компрессора максимальный уровень звукового давления в измерительных точках стал меньше 80 дБА.

Ранее применяемые средства звукоизоляции технологической обвязки на основе вибропоглощающей мастики и базальтовых матов [13], не приводит к достижению требуемо снижения уровня шума.

Примененные на КС звукоизолирующие покрытия обеспечили допустимый уровень звукового давления в галерее нагнетателей и полную контролепригодность надземных технологических трубопроводов вне галереи ГПА.

Опыт проведенных натурных, стендовых и расчетных исследований показал, что при качественном выполнении монтажных работ применение однослойных и многослойных покрытий на основе отечественных эластомерных материалов может быть успешным для обеспечения звукоизоляции надземных технологических трубопроводов и оборудования КС с центробежными компрессорами и ГРС ПАО «Газпром». При этом в каждом

конкретном случае должны учитываться звуковая активность и обеспечение надежности и безопасности эксплуатации изолируемого объекта. Принятый выборочный подход к назначению мест нанесения покрытий существенно повысил контролепригодность ТПО и позволил снизить затраты на звукоизоляцию.

Литературный список

1. Ангалев А.М., Мартынов А.И., Соколинский Л.И. Проблемы совместимости шумоизоляции и обеспечения контролепригодности надземных трубопроводов компрессорных станций. Защита от повышенного шума и вибрации: Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, 26-28 марта 2013 г., СПб/ Под ред. Н.И. Иванова; СПб., 2013. 743 с. ISBN 978-5-98340-306-2, стр. 735 – 743.
2. Соколинский Л.И., Сидорина А.В., Толстихин Ю.Ю., Блинов Ф.В. Современное состояние и перспективы развития звукоизоляции надземных технологических трубопроводов и оборудования компрессорных и газораспределительных станций ПАО «Газпром». Газовая промышленность, №11 (745) 2016, с. 93 – 98.
3. ВРД 39-1.8-055-2002 Типовые технические требования на проектирование КС, ДКС и КС ПХГ. ООО «ИРЦ Газпром», М., 2002 г.
4. ГОСТ 12.1.003-83 «Шум. Общие требования безопасности».
5. Руководство Р 2.2.206-05 «Руководство по гигиенической оценке факторов рабочей среды и трудового процесса. Критерии и классификация условий труда».
6. ГОСТ Р ИСО 15665-2007 Руководство по акустической изоляции труб и арматуры трубопроводов.
7. СТО Газпром 2-2.1-127-2007 Регламент проведения акустического расчета на стадии проектирования компрессорных станций, дожимных компрессорных станций, компрессорных станций подземных хранилищ газа. ООО «ИРЦ Газпром», М., 2007 г.
8. ГОСТ 31274-2004 Шум машин. Определение уровней звуковой мощности по звуковому давлению. Точные методы для реверберационных камер.
9. Гусев В.П., Сидорина А.В Расчет и проектирование защиты от шума транзитных воздуховодов систем ОВК // АВОК, 2013. - №2. - С. 94-100.
10. Гусев В.П., Сидорина А.В Изоляция шума воздуховодов систем вентиляции покрытиями с использованием эластомерных и волокнистых материалов // Строительные материалы, 2013. - №6. - С. 37-39.
11. Гусев В.П., Лешко М.Ю., Сидорина А.В. Защита от воздушного шума элементов систем вентиляции и кондиционирования воздуха. // Труды конференции - IV академических чтений «Актуальные вопросы строительной физики: энергосбережение, надежность, экологическая безопасность», посвящённых памяти Г.Л. Осипова (г. Москва, МГСУ, 3-5 июля, 2012г.).
12. Реестр технических условий конструкций, средств, изделий и материалов для строительства, реконструкции, капитального ремонта объектов транспорта газа, соответствующих техническим требованиям ПАО «Газпром», 2016 Регистрационный № 002-008-0008 п/п. 62.

СНИЖЕНИЕ ШУМА ПРИ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКЕ УЗЛОВ КОЛЕСНЫХ ПАР

Феденко А.А., Кучеренко А.П.
ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения»

afedenko62@gmail.com

Аннотация: Статья посвящена проблеме снижения шума на рабочем месте оператора колесотокарного станка. Предложенные шумозащитные конструкции имеют в своем составе вибропоглощающие материалы, позволяющие значительно снизить акустическую активность обрабатываемой колесной пары. Конструкции просты и технологичны и имеют высокую шумоизолирующую эффективность.

***Ключевые слова*:** шум, виброскорость, колесная пара, колесотокарные станки, вибропоглощающие материалы.

Noise reduction for turning the knots wheel pair

Abstract: The article deals with the problem of noise reduction in the workplace of the operator of wheel machine. Approved Proposed designs are composed of vibration-absorbing materials, can significantly reduce the acoustic activity of the treated wheelset. The design is simple and manufacturable and have a high noise insulating efficiency.

Keywords: noise, vibration velocity, wheelset, wheel-machines, vibration-absorbing materials

При проведении ремонтных работ подвижного состава одной из обязательных операций является обработка колесной пары. Эта операция производится на различных типах специальных станков, наиболее распространенными из которых являются колесотокарные станки. При эксплуатации колесотокарных станков выявлен тот факт, что шум на рабочем месте оператора значительно превышает санитарные нормы. Особенностью этих специальных станков является повышенные габариты как детали, так и станка в целом, что значительно сокращает номенклатуру способов и средств снижения шума, применяемых для универсальных токарных станков.

При выборе средств снижения шума для колесотокарных станков учтено, что обточка производится только гребня и поверхности катания. Поэтому наиболее эффективным способом в этом случае является вибродемпфирование, поскольку более 92% поверхности колеса, излучающей звук, и практически вся поверхность оси не задействованы в процессе обточки. Кроме того, более 80% поверхности резца также позволяет применить этот способ. Таким образом, для данного типа станков поставлена задача максимального снижения шума в

самих источниках его возникновения, а именно – колес, оси и резца. Практически это может быть реализовано снижением виброскорости звукоизлучающих элементов, а это, в свою очередь достигается увеличением эффективного коэффициента потерь колебательной энергии. Поскольку все три источника одновременно излучают звуковую энергию, искусственно уменьшим уровни излучаемого ими шума на 5-6 дБ. Для виброскорости источников шума получены следующие выражения:

резец с круглой державкой

$$v_k = 10^{0,05L-8}\,\frac{rl}{d^2}\cdot\frac{1}{(2k-1)^2}\,; \tag{1}$$

резец с квадратной державкой

$$v_k = 10^{0,05L-9}\,\frac{rl}{bh}\frac{1}{\left(2k-1\right)^2}\,; \tag{2}$$

колесо

$$v_k = 10^{0,05L-7,5}\,\frac{rl}{d^2}\frac{r}{\left(D\beta mn\right)^2}\,; \tag{3}$$

ось

$$v_k = 10^{0,05L-9,5}\,\frac{rl}{d^2}\left(\frac{rl}{kD}\right)^2. \tag{4}$$

Полученные выражения приравниваются к теоретическим величинам виброскоростей источников, изначально обеспечивающих выполнение санитарных норм шума.

Далее находятся выражения, учитывающие коэффициенты потерь колебательной энергии. Вследствие сложности и громоздкости выражений виброскоростей получение аналитических зависимостей нецелесообразно и намного эффективнее использовать численные методы.

В зависимостях виброскоростей коэффициент потерь колебательной энергии инструмента с демпфирующими покрытиями определяется как

$$\eta = \frac{\eta_1 B_1 + \sum_1^n \eta_i B_i}{B_1 + \sum_1^n B_i}, \tag{5}$$

где η_1 и B_1 – коэффициент потерь колебательной энергии и цилиндрической жесткости источника шума; η_i и B_i – коэффициент потерь колебательной энергии и цилиндрической жесткости элементов демпфирования;

$$B = \frac{Eh^3}{12\left(1-\mu^2\right)}.$$

В случае однослойного покрытия надежные результаты для технических расчетов могут быть получены по формуле

$$\eta = \frac{\frac{h_2}{h_1}\frac{E_2}{E_1}\left[\left(\frac{h_2}{h_1}\right)^2 + 3\left(1+\frac{h_2}{h_1}\right)^2\right]\eta_{\Pi}}{1+\frac{h_2}{h_1}\frac{E_2}{E_1}\left[\left(\frac{h_2}{h_1}\right)^2 + 3\left(1+\frac{h_2}{h_1}\right)^2\right]\eta_{\Pi}}, \qquad (6)$$

где h_1 и h_2 – толщины пластины и слоя покрытия; E_1 и E_2 – модули упругости (соответственно); η_{Π} – коэффициент потерь материала покрытия.

Как видно из полученных выражений потребная величина коэффициента потерь колебательной энергии может быть достигнута за счет увеличения количества компонент, подбора их по величинам коэффициентов потерь и толщин. Достаточно перспективной представляется задача обеспечения санитарных норм шума путем вибродемпфирования вышеуказанных источников шума. В этом случае в зависимостях (1) – (4) в показателе степени следует заменить L на предельно-допустимые октавные уровни звукового давления L_C и обеспечить требуемые величины коэффициентов потерь колебательной энергии.

Для снижения уровня шума при обточке круга катания на колесотокарном станке разработаны виброзащищающие накладки (рис. 1). Их конструкция представляет собой металлическую (намагниченную стальную) тонколистовую основу, на которую нанесен (наклеен) вибропоглощающий материал. Обрабатываемые колесные пары устанавливаются посредством накладных элементов, располагающихся с обеих сторон заготовки. Со стороны зажимных кулачков накладки имеют фасочные прорези, и для возможности установки на станке накладки выполняются из трех сегментов (рис. 2).

С внутренней стороны колесной пары накладной элемент выполнен в виде двух полуколец (рис. 3).

На ось колесной пары крепятся шарнирно соединенные накладки трубчатой формы, выполненные из двух желобчатых половин, изготовленных из тонколистового стального проката с нанесенным на внутреннюю поверхность вибропоглощающим материалом. Для возможности установки на обрабатываемой колесной паре они соединяются шарнирно. Для обеспечения плотного прилегания к оси желобчатые половины снабжены подпружиненными защелками (рис. 4).

Все три шумозащитные конструкции достаточно просты, технологичны и позволяют достаточно легко добиться выполнения санитарных норм. Выбор вибропоглощающего материала и его толщины зависит от величин превышения уровней звукового давления в октавном спектре. Как известно, различные вибропоглощающие материалы обеспечивают различные коэффициенты потерь на разных октавах спектра, поэтому, в зависимости от превышения, можно подобрать оптимальный материал.

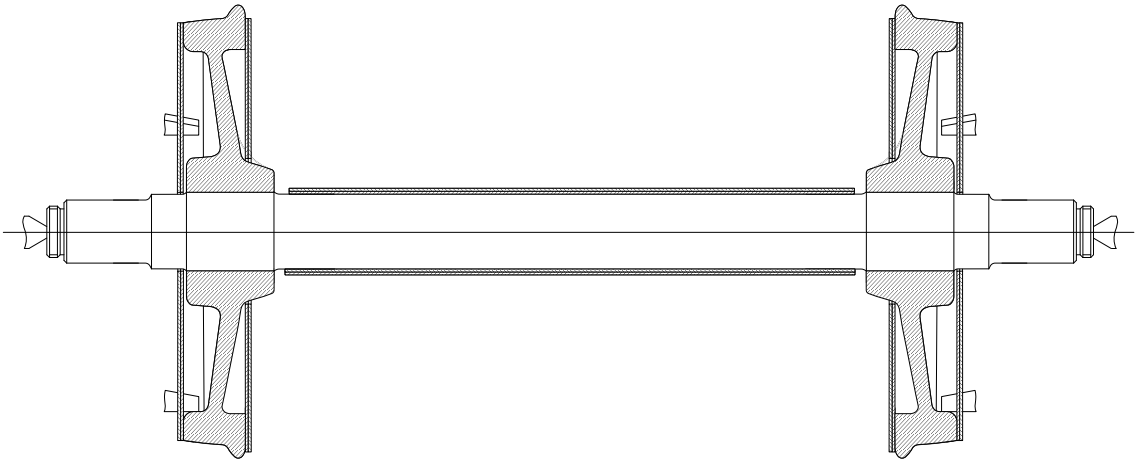


Рис. 1. Колесная пара с вибродемпфирующими накладками

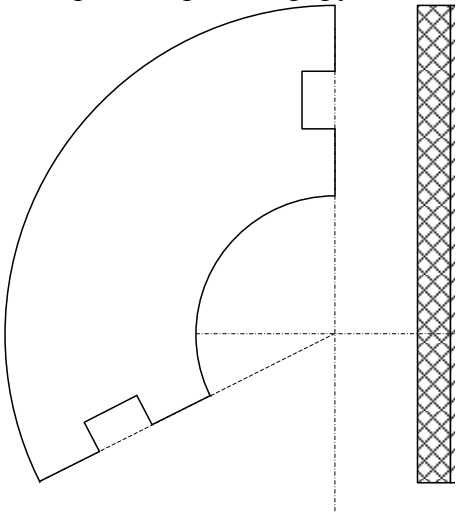


Рис. 2. Накладной элемент со стороны зажимных кулачков

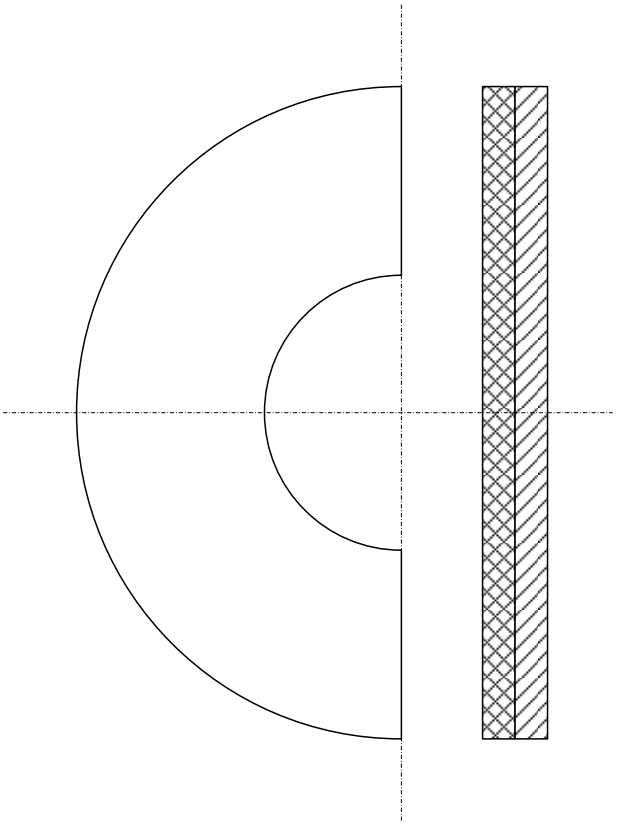
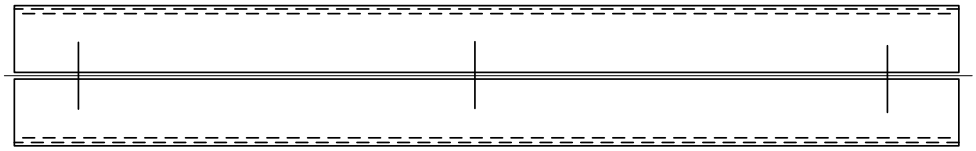


Рис. 3. Накладной элемент с внутренней стороны колесной пары



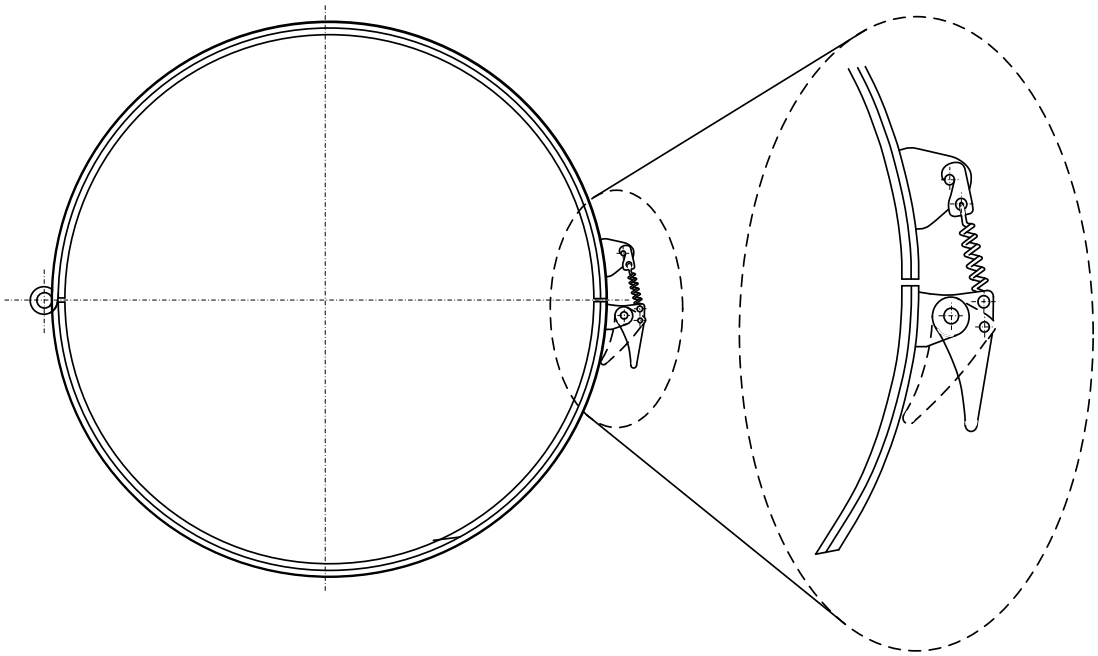


Рис. 4. Элемент, изолирующий ось колесной пары

В случае необеспеченности снижения шума до санитарных норм одним вибропоглощающим материалом или очень толстым его слоем, можно применить два и более слоев различных вибропоглощающих материалов, имеющих наибольшие значения коэффициентов потерь в разных октавных полосах частот.

Представленные конструкции снижения шума при обработке на колесотокарных станках колесных пар технологичны не только с точки зрения их изготовления, но и при эксплуатации. Установка и снятие их с колесной пары незначительно увеличивает вспомогательное время токарной операции. Кроме этого, ремонтоспособность этих конструкций также достаточно высокая, поскольку металлические части не изнашиваются, а вибропоглощающие слои достаточно просто заменяются.

Таким образом, применение разработанных способов шумозащиты при токарной обработке колесных пар достаточно эффективно обеспечивает снижение уровней звукового давления на рабочих местах операторов колесотокарных станков до санитарных норм.

Потенциальная ненадежность действий как критерий оценки работоспособности летно-подъемного состава при действии авиационного шума

Харитонов В.В. [1], Шешегов П.М. [2], Абашев В.Ю. [2]
[1]Государственный летно-испытательный центр имени В.П.Чкалова
[2]Научно-исследовательский испытательный центр (авиационно-космической медицины и военной эргономики) Центрального научно-исследовательского института ВВС Минобороны России, г. Щелково, Московская область

haritonovvladimir@yandex.ru

Аннотация: The results of the study of professional performance aircraft lifting structure under the influence of aircraft noise on the basis of the concept of the potential unreliability of the operator's activities ergatic system. The study included analysis of features of operation of the speech channel Aviation ergatic system management, functional reliability aviation ergatic system operator, aircraft noise sources, ways of modeling the noise impact on the reliability of the operator's activities, the reliability of activity of the crews of modern aircraft and the physiological mechanisms of the impact of aircraft noise on aviation ergatic system operator . Shown is an urgent need for the development and implementation of special means and methods to ensure the security of acoustic professional activities of aviation professionals as an integral part of the system to ensure the safe operation of air transport.

Ключевые слова: aircraft noise, acoustic safety, aircraft lifting structure, reliable operation, aviation worker, the potential unreliability of activity.

Актуальность проблемы

Анализ опыта эксплуатации летательных аппаратов государственной авиации показывает, что подавляющее большинство авиационных происшествий, инцидентов и предпосылок к ним по-прежнему связаны с «человеческим фактором» – ошибочными действиями, допущенными вследствие низкой функциональной надежности профессиональной деятельности оператора [1]. Под *функциональной надежностью профессиональной деятельности оператора* понимается свойство функциональных систем оператора обеспечивать его динамическую устойчивость в выполнении профессиональной задачи в течение определенного времени с заданным качеством [2]. Низкая функциональная надежность человека в нормальных и – особенно – в экстремальных условиях обусловлена неадекватным учетом характеристик человека при проектировании систем управления летательными аппаратами, систем обеспечения жизнедеятельности и защитного снаряжения их экипажей [1–3].

Обеспечение надежности и работоспособности летно-подъемного состава

(ЛПС) в экстремальных условиях деятельности, связанных с воздействием факторов полета (пилотажные перегрузки, температура, измененная газовая среда, шумы, вибрации и т.п.) являются актуальной задачей, существенно влияющей на безопасность полетов [3].

Используемые в настоящее время алгоритмы оценивания воздействия факторов полета на надежность действий и состояние ЛПС на этапах проектирования и эксплуатации авиационных технических систем синтезированы 30–40 лет назад, для предыдущего поколения летательных аппаратов [3]. Вследствие этого такие алгоритмы не корректны или вообще не применимы для интенсивностных и временных характеристик факторов полета, возникающих в процессе эксплуатации летательных аппаратов новых поколений. Кроме того, за это время произошел прорыв в области информационно-коммуникационных технологий, обеспечивший возможность использования при синтезе алгоритмов прогностического оценивания функциональной надежности летчика новых математических методов, средств регистрации показателей состояния летчика, вычислительных комплексов [3].

Технический прогресс в двигателестроении, обусловивший существенное повышение энерговооруженности, привел к настолько существенному повышению мощности неблагоприятного (для человека) акустического воздействия в инфразвуковом и звуковом диапазонах частот, что экстраполировать ранее полученные результаты на такие воздействия невозможно [4–6]. Комплексные исследования акустической обстановки в кабинах летательных аппаратов вообще не проводились в течение более 25 лет. Поэтому необходимы теоретико-экспериментальные исследования, результаты которых важны не только для авиации, но и для любых образцов технических средств – поскольку уровни авиационного шума существенно выше, а его частотные диапазоны шире, чем для шума любых других технических систем, полученные результаты будут включать все частные результаты для любых образцов технических систем, оборудованных мощным двигателем [3–9].

Основная часть

Одним из актуальных направлений совершенствования технологий управления человеко-машинными системами является создание систем, позволяющих осуществлять управление и контроль над бортовым оборудованием с помощью естественного языка – речевых команд. Для разработки таких систем важно получить объективные характеристики акустической обстановки на рабочих местах летного состава непосредственно в полете (шумы двигателя, ветра, системы воздухообеспечения и т.д.). Имеющиеся к настоящему времени оценки характеристик акустической обстановки на рабочих местах летного состава получены косвенными методами (экстраполяцией данных, полученных в салонах самолетов и на авиационных тренажерах на рабочие места летного состава) [10–12]. Получение характеристик акустической обстановки непосредственно в полете

затруднялось как «некомпактностью» шумоизмерительного оборудования, создающего помехи профессиональной деятельности летного состава, так и тем, что характеристики шумоизмерительного оборудования не удовлетворяли требованиям к измерительному оборудованию, разрешенному к применению непосредственно в полете по соображениям безопасности полетов.

Неблагоприятное влияние шума на функциональную надежность человека хорошо изучено, актуальность и практическая значимость подобных исследований для получения объективной оценки снижения функциональной надежности летного состава, обусловленной шумовым фактором, и для обоснования требуемых шумозащитных характеристик защитного снаряжения летного состава очевидна.

В системах управления сложными динамическими объектами человек является одновременно самым сильным и самым слабым звеном. Способность человека оперативно решать задачи, не поддающиеся автоматизации, делают его самым сильным звеном, но присущие человеку эмоциональность, утомляемость, ограничения по восприятию и переработке информации делают его самым слабым звеном системы управления динамическим объектом [1, 13].

Установлено, в частности, что ошибочные и несвоевременные действия персонала при управлении сложными техническими объектами вызывают до 40% неблагоприятных исходов при испытаниях ракет, более 60% тяжелых происшествий на транспорте, до 80% аварий и катастроф в авиации [1].

Эффективность профессиональной деятельности оператора по качеству его функционирования в производственном процессе, точности и своевременности действий, по достижению поставленных задач, т.е. по конечному результату деятельности, характеризуются профессиональной надежностью [13].

Одной из причин снижения профессиональной надежности оператора является превышение на рабочем месте допустимых уровней физико-химических факторов (ФХВ) условий деятельности, обоснованных результатами физиолого-гигиенических исследований. В структуре профессиональных заболеваний в Российской Федерации заболевания, связанные с воздействием физико-химических факторов составили в 2013 году более 53% [12].

В работе [13] разработана концепция потенциальной ненадежности действий (ПНД) как вероятностной меры степени влияния на оператора ФХФ. Показано, что влияние ФХФ на эффективность действия оператора осуществляется через составляющие человеческого фактора и проявляется в снижении физических и психофизиологических возможностей, общих для абсолютного большинства людей. Степень влияния зависит от интенсивности и продолжительности неблагоприятного действия ФХФ, а также от характеристик используемых средств обеспечения жизнедеятельности и защитного снаряжения оператора, которые выполняя основную роль – защиту организма оператора, в ряде случаев накладывают дополнительные ограничения на

характеристики составляющих человеческого фактора.

Интенсивность и время действия ФХФ в большинстве современных и перспективных динамических системах могут достигать значений, при которых возникает эффект рассогласования между наличными физическими, психофизиологическими возможностями оператора и потребными для выполнения работы определенного уровня сложности и напряженности имеющимися средствами деятельности. Проявление этого эффекта оказывает негативное влияние на эффективность функционирования оператора в системе «оператор – динамический объект – внешняя среда» и создает потенциальную возможность срыва предписанных ему действий [2, 13].

Вследствие различных операторов по профессиональным способностям, уровню профессиональной подготовки, индивидуальным физическим и психофизиологическим непостоянства характеристик этих составляющих личного фактора времени, срыв деятельности является событием, имеющим определенную вероятность. Эта вероятность определена как ПНД и используется в качестве меры степени влияния ФХФ [13]. Количественной основой этой меры является риск возникновения неблагоприятного эффекта (срыв деятельности, ошибочные действия).

Шум является одним из ФХФ неблагоприятного действия на человека, обслуживающего авиационную технику [4, 8, 9]. Шум на борту современного воздушного судна (ВС) обусловлен наличием большого количества разных источников, основными из которых являются [12, 14–18]:

- силовая установка;
- турбулентный пограничный слой на поверхности летательного аппарата;
- системы оборудования.

Шумовое воздействие силовой установки обусловлено шумом струи и компрессора (вентилятора) для реактивного самолета и винта для винтового. При этом шум струи имеет в основном равномерный широкополосный спектр, а шум компрессора (вентилятора) характеризуется дискретными составляющими в области высоких частот.

Шум турбулентного пограничного слоя характеризуется сплошным спектром. При увеличении толщины пограничного слоя растет интенсивность низкочастотных составляющих за счет снижения высокочастотных и наоборот. По мере увеличения расстояния от носа самолета вдоль фюзеляжа увеличивается толщина пограничного слоя, при этом в спектре шума возрастает доля низкочастотных составляющих.

Основными источниками шума систем оборудования ВС является система кондиционирования, т.е. она сама по себе является источником шума и передает шум по своим каналам от других источников. К источникам шума системы кондиционирования относятся выпускные клапаны, турбохолодильники, вентиляторы, эжекторы, участки воздуховодов и др.

Шум в кабине самолета изменяется в процессе полета в достаточно

широких пределах. При взлете и наборе высоты основной вклад в акустическую обстановку в кабине вносит силовая установка. Резкое снижение шума наблюдается сразу после отрыва вследствие уменьшения отражения от земли и после уборки шасси за счет снижения шума обтекания и звукоизолирующей способности в районе ниш шасси при закрытии створок. При наборе высоты происходит перераспределение вклада в общую шумовую обстановку между шумом, создаваемым силовой установкой, и шумом обтекания в пользу последнего. На режимах крейсерского полета вследствие уменьшения тяги двигателей и увеличения скорости полета, определяющим становится шум пограничного слоя [14].

Известно, что под воздействием шума надежность действий человека, выполняющего операторскую деятельность, снижается [4, 8, 9, 19, 20]. Согласно [1, 13], надежность человека-оператора – это его свойство сохранять способность осуществлять определенную деятельность с требуемым качеством в течение требуемого интервала времени, сохраняя требуемый уровень производительности. Нарушение деятельности является событием, имеющим определенную вероятность, оценкой которой является ПНД [13]. В результате обработки данных экспериментальных исследований с использованием методов математической статистики получена математическая модель, описывающая зависимость ПНД от уровня звука, воздействующего на ИТС в течение летной смены, при подготовке ВС к полетам, при опробовании двигателей после выполнения на АТ регламентных работ.

Структура этой модели представлена композицией двух усеченных нормальных функций распределения:

$ПНД = 0{,}5 - Ф[|(L - 134{,}02)/ 42{,}00|]$, если $L \le 111{,}33$;

$ПНД = 0{,}5 + Ф[(L - 116{,}03)/ 8{,}67]$, если $L > 111{,}33$.

где $Ф$ – функция Лапласа, L – эквивалентный уровень звука.

Вид зависимости «ПНД-уровень шума» показан на рис.1

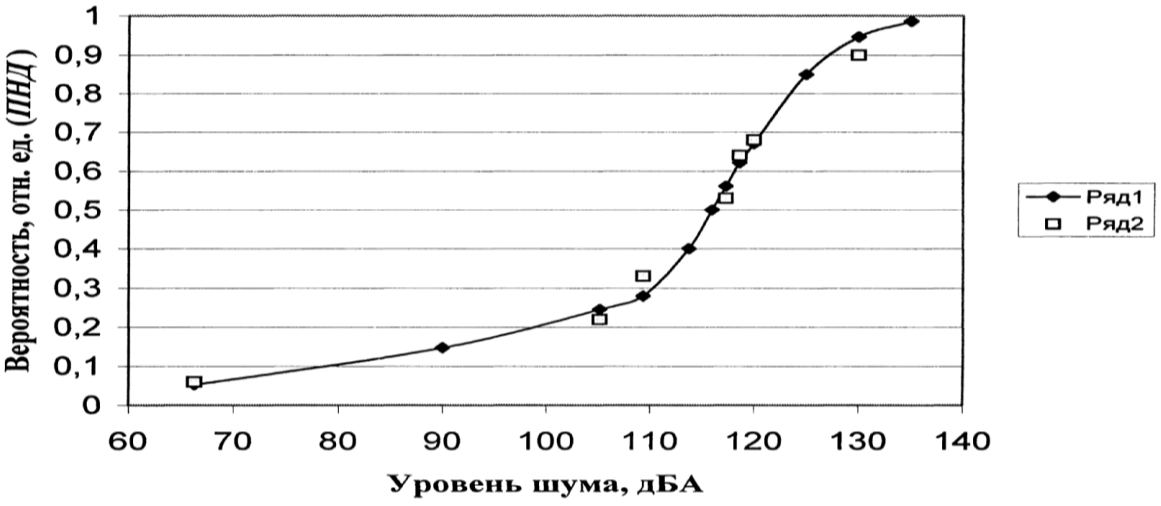


Рис. 1. Зависимость ПНД - вероятности не превышения нижнего значения 95%-доверительного интервала количества правильных ответов при выполнении теста «сложение

и вычитание» в фоне (уровень звука 66,3 дБА) от кратковременного действия (25-30мин.) авиационного шума (ряд 1 – значение, предсказанные моделью, ряд 2 – экспериментальные данные).

В таблице представлена характеристика акустической обстановки на рабочих местах ЛПС во время полета ВС с расчетом ПНД.

Таблица. **Характеристика шума в кабинах и салонах ВС**

Тип воздушного судна	Уровни звукового давления (дБ) в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Уровень звука, дБА	ПНД, отн.ед
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
Ан–12	80	94	86	86	85	85	82	78	75	84	0,12
Ан–24	82	102	99	96	88	80	82	74	74	92	0,16
Ми–4	112	110	105	102	90	88	78	76	66	103	0,23
Ми–8	96	102	96	88	86	84	78	72	72	89	0,14
Ту–95	85	91	85	88	91	81	77	80	70	97	0,19
Ан–22	60	60	110	102	96	88	86	92	91	104	0,24
Ил–76	79	80	90	96	86	82	76	67	59	89	0,14
Истребители	86	88	88	88	89	98	94	96	98	103	0,23

Из таблицы видно, что эквивалентный уровень звука находится в диапазоне 84 – 104 дБА, что превышает ПДУ на 4 – 24 дБА, в зависимости от типа ВС, при этом вероятность возникновения ошибок ЛПС во время полета (показатель ПНД) находится в пределах от 0,12 до 0,24.

Проведенные в этом году измерения авиационного шума в кабине одного из ВС дальней авиации показали, что уровни авиационного шума в кабине в полете не соответствуют требованиям ОТТ ВВС-86 по уровню общего шума (получено от 111 до 120 дБА при продолжительности воздействия от 12 часов и более). Причем эти данные зарегистрированы в диапазоне частот от 31,5 Гц до 8000 Гц. Это свидетельствует о том, что имеющиеся уровни акустического шума превышают предельно допустимые значения акустического шума на рабочих местах членов экипажа, что может привести к отрицательным последствиям для их здоровья и требует применения противошумов [17–22]. Расчет показателя ПНД показал, что он находится в диапазоне от 0,28 до 0,62. Это указывает на то, что возникает опасность возникновения ошибочных действий летным экипажами и может привести к негативным последствиям в полете.

Одной из специфических особенностей шума, образующегося при работе авиационных двигателей, является наличие в акустическом спектре инфразвука на рабочих местах ЛПС [8, 9, 21]. Установлено, что инфразвук появляется с момента запуска двигателей и присутствует на всех этапах полета. Инфразвук представлен во всех октавных полосах с частотами от 2 Гц до 16 Гц, то есть образуется широкополосный инфразвуковой шум. Уровни звукового давление инфразвука на всех этапах эксплуатации ВС колебались от 87 дБ до 109 дБ, достигая наибольших значений в период наземного опробования двигателей.

Это обстоятельство необходимо учитывать, так как действие инфразвука оказывает неблагоприятное действие на центральную нервную систему, а также слуховой, вестибулярный и зрительный анализаторы и приводит к снижению работоспособности и повышенной утомляемости [5–9, 18].

Кроме того, шумовому воздействию подвергаются авиационные специалисты-операторы, которые при повседневной профессиональной деятельности при приеме, переработке информации, поступающей от технических средств, принятии необходимых решений и выполнении необходимых управляющих действий в процессе обеспечения полетов систематически подвергаются воздействию высокоинтенсивного широкополосного шума [4, 8, 9, 15–17].

Авиационный шум изменяет функциональное состояние центральной нервной системы, под его влиянием могут возникнуть сосудисто-вегетативные дисфункции, астенические и невротические реакции, снижаться общая резистентность организма, нарушаться терморегуляция, деятельность надпочечников, желудка, кишечника [17]. Действие шума зависит от его интенсивности и продолжительности, но до сих пор не учитывались индивидуальные психофизиологические особенности организма, подвергающегося шумовому воздействию.

Успешность деятельности в экстремальных ситуациях зависит от выраженности у субъекта силы нервной системы [23–25]. Выявлено, что при небольшой средней степени психоэмоционального напряжения эффективность деятельности возрастает у всех людей, независимо от того какие типологические особенности проявления свойств нервной системы им присущи. Но при большом напряжении раньше ухудшается эффективность деятельности у лиц со слабой нервной системой. Представители с высокой выраженностью силы нервных процессов проявляют большую устойчивость к значительному психоэмоциональному напряжению, в том числе при воздействии высокоинтенсивного шума. В экспериментальных видах деятельности с повышенным риском и часто неожиданно возникающими проблемными ситуациями наибольшую профессиональную пригодность имеют лица с сильной нервной системой. Анализируя инертность – подвижность нервных процессов доказано, что субъекты с высокой подвижностью нервной системы отличаются высокой работоспособностью в напряженных условиях. Лица с низкой подвижностью нервной системы характеризуются пониженной активностью, срывами в деятельности, что является индикатором низкой стрессоустойчивости.

Воздействие внешних экстремальных ФХФ оказывает не только прямое влияние на работоспособность и надежность действия авиационных специалистов, но и опосредовано, способствуя развитию профессиональной патологии, которая, в свою очередь, может усугублять неблагоприятные шумовые эффекты. Исследование состояния здоровья ЛПС показало, У всех категорий ЛПС по сравнению с контрольной группой повышено число

заболеваний органа слуха (2,2% и 0,3%), органа зрения (8,3% и 2%), сердечно-сосудистой системы (13,1% и 6%). Удельный вес заболеваний среди различных категорий ЛПС (летчики, штурманы, другие члены летных экипажей) практически не отличался [26–29].

По итогам анализа показателей, дающих количественную оценку степени связи заболеваний авиационных специалистов с их профессиональной деятельностью, установлено, что нейросенсорная тугоухость к профессиональной патологии [30–32]. Диагноз тугоухости различной степени установлен у 47% обследованных представителей инженерно-технического состава и у 27,8% ЛПС. Установлена зависимость патологии органа слуха и от стажа работы с шумом. У инженерно-технического состава тугоухость отмечается уже при стаже работы более 6 лет (44,0% обследованных), достигая максимальных значений при стаже работы более 16 лет (76,0% обследованных). У ЛПС она диагностируется уже при стаже работы до 5 лет (в пределах 20–25% всех категорий ЛПС), достигая наибольших величин при стаже работы более 20 лет (40% у летного состава и 60% у других членов летных экипажей).

Таким образом, нейросенсорная тугоухость у авиационных специалистов является профессиональным заболеванием, обусловленным влиянием высокоинтенсивного шума. Наличие этой патологии является объективным критерием снижения функциональных возможностей слухового анализатора в виде снижения порогов слуха и нарушения разборчивости речи, тем самым создавая риски ухудшения операторских качеств у авиационных специалистов, в профессиональной деятельности которых доминируют сенсомоторные системы. Особенно это актуально для ЛПС.

Заключение

Проведенное исследование свидетельствует о том, что авиационный шум является источником потенциальной опасности, обусловливающим повышенный риск ошибочных действий авиационных специалистов. Развитие у авиационных специалистов профессиональных и профессионально обусловленных заболеваний как следствие воздействие высокоинтенсивного шума и инфразвука приводит не только к ранней профессиональной дисквалификации, но и является причиной снижения работоспособности и надежности действий.

Результаты исследования показывают необходимость разработки и реализации специальных средств и методов обеспечения акустической безопасности профессиональной деятельности авиационных специалистов как неотъемлемой части системы обеспечения безопасной эксплуатации воздушного транспорта. Важное место в этой системе должно отводиться оценки специальных условий труда авиационных специалистов, в первую очередь, ЛПС.

Список литературы

1. Бодров В.А., Орлов В.Я. Психология и надежность: человек в системах управления техникой. М.: ИП РАН, 1998. 288с.
2. Никифоров Д.А., Ворона А.А., Богомолов А.В., Кукушкин Ю.А. Методика оценивания потенциальной ненадежности действий летчика // Безопасность жизнедеятельности. 2015. № 7 (175). С. 7-16.
3. Серёгин С.Ф., Харитонов В.В. Актуальные вопросы совершенствования системы безопасности полетов // Проблемы безопасности полетов. 2016. № 10. С. 30-48.
4. 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.
5. Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М., Орихан М.М. Инфразвук как вредный производственный фактор // Безопасность жизнедеятельности. 2013. № 9. С. 2-9.
6. Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М. Экологические, производственные и медицинские аспекты инфразвука // Защита от повышенного шума и вибрации / Сб. докл. Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. участием. СПб., 2013. С. 177-198.
7. Зинкин В.Н. Современные проблемы производственного шума // Защита от повышенного шума и вибрации / Сб. докл. Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. участием. СПб., 2015. С. 36-56.
8. Жданько И.М., Зинкин В.Н., Солдатов С.К. и др. Фундаментальные и прикладные аспекты профилактики неблагоприятного действия авиационного шума // Авиакосмическая и экологическая медицина. 2014. Т. 48, № 4. С. 5-16.
9. Зинкин В.Н., Шешегов П.М. Современные проблемы шума в авиации // Проблемы безопасности полетов. 2014. № 5. С. 3-25.
10. Щербаков С.А., Кукушкин Ю.А., Солдатов С.К., Богомолов А.В., Зинкин В.Н., Шишов А.А., Кирий С.В. Методическое обеспечение и результаты исследования акустической обстановки на рабочих местах специалистов, подвергающихся воздействию авиационного шума // Биомедицинская радиоэлектроника. 2007. № 12. С. 21-27.
11. Богомолов А.В., Зинкин В.Н., Драган С.П., Солдатов С.К. Антропоэкологические аспекты безопасной эксплуатации аэродромов, аэропортов и авиационных предприятий // Национальная безопасность. 2016. № 1. С. 56-62.
12. Солдатов С.К., Зинкин В.Н., Богомолов А.В., Кукушкин Ю.А. Человек и авиационный шум // Безопасность жизнедеятельности. 2012. № 9 (приложение). 24 с.
13. Ушаков И.Б., Кукушкин Ю.А., Богомолов А.В., Карпов В.Н. Потенциальная ненадежность действий оператора как характеристика степени влияния физико-химических факторов условий деятельности // Безопасность жизнедеятельности. 2001. № 1. С. 24.
14. Авиационная акустика. В 2-х ч. Ч. 2. Шум в салонах пассажирских

самолетов / Под ред. А.Г.Мунина. М.: Машиностроение, 1986. 264 с.
15. Богомолов А.В., Драган С.П. Автоматизированный мониторинг и технологии обеспечения акустической безопасности персонала // Автоматизация. Современные технологии. 2015. № 4. С. 25-30.
16. Щербаков С.А., Кирий С.В., Кукушкин Ю.А., Солдатов С.К., Богомолов А.В., Зинкин В.Н., Шишов А.А., Переборов А.А. Результаты исследований акустической обстановки на рабочих местах инженерно-технического состава авиации // Проблемы безопасности полетов. 2007. № 3. С. 27.
17. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Богомолов А.В., Кукушкин Ю.А., Ахметзянов И.М., Шешегов П.М. Риски здоровью, обусловленные кумулятивным действием авиационного шума, и мероприятия по борьбе с ним // Проблемы безопасности и чрезвычайных ситуаций. 2011. № 1. С. 80-88.
18. Жданько И.М., Зинкин В.Н., Богомолов А.В., Шешегов П.М. Организация контроля и мониторинга инфразвука на различных видах транспорта // Проблемы безопасности полетов. 2015. № 7. С. 43-59.
19. 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.
20. *Зинкин В.Н., Кукушкин Ю.А., Богомолов А.В. и др.* 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.
21. Зинкин В.Н. Промышленные объекты и транспорт как источники низкочастотного шума и инфразвука: контроль и профилактика вредного действия // Безопасность в техносфере. 2016. Т. 5. № 2. С. 35-42.
22. Кирий С.В., Кукушкин Ю.А., Богомолов А.В., Солдатов С.К., Щербаков С.А., Зинкин В.Н., Шишов А.А. Методика оценивания умственной работоспособности и надежности профессиональной деятельности специалистов, подвергающихся воздействию авиационного шума // Биомедицинская радиоэлектроника. 2008. № 1-2. С. 50-56.
23. Ильин Е.П. Дифференциальная психофизиология (возможности человека и свойства нервной системы). Челябинск, 1999. 168 с
24. Благинин А.А., Калтыгин М.В., Синельников С.Н., Дергачев В.Б. Влияние индивидуальных психологических операторов на изменение функционального состояния при действии авиационного шума //

Вестник Российской военно-медицинской академии. 2011. № 4 (36). С. 97-100.

25. Синельников С.Н. Функциональное состояние и работоспособность операторов при действии авиационного шума в зависимости от индивидуальных психофизиологических особенностей: Автореф. дис….канд. мед. наук. С.-Петербург, 2012. 22 с.

26. Шешегов П.М. Профессиональные риски у авиационных специалистов Военно-воздушных сил // Проблемы безопасности полетов. 2016. № 2. С. 3-25.

27. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Шешегов П.М. и др. Действие авиационного шума на орган слуха специалистов Военно-воздушных сил // Военно-медицинский журнал. 2009. Т.330, № 3. С. 54-58.

28. Зинкин В.Н., Миронов В.Г., Солдатов С.К. и др. Особенности патологического действия авиационного шума на орган слуха инженерно-технического состава авиации // Российская оториноларингология. 2007. № 6. С.69-74.

29. Шешегов П.М., Зинкин В.Н., Дворянчиков В.В., Миронов В.Г. Нейросенсорная тугоухость шумовой этиологии: диагностика, лечение и профилактика // Вестник Российской военно-медицинской академии. 2015. № 2, (50). С. 60-66.

30. 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.

31. 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.

32. Зинкин В.Н., Шешегов П.М. Проблемы экспертизы воздействия высокоинтенсивного шума на специалистов Военно-воздушных сил // Военно-медицинский журнал. 2012. Т.333, № 1. С. 45-50.

Анализ условий труда на участках испытаний локомотивов

Чубарь Е.П.
Ростовский государственный университет путей сообщения

jeeeyn@mail.ru

Аннотация: Рассмотрен порядок выявления наиболее вредных факторов при функционировании трибологической системы на примере участка испытаний локомотивов. Для этого на данном участке проведен комплекс мероприятий по оценке уровней вредных факторов, выделяемых в окружающую среду и воздействующих на оператора (исследователя). В результате выявлен как наиболее вредный фактор шум.

Ключевые слова: трибологическая система, испытания локомотивов, оценка уровней вредных факторов

Analysis of work for testing sites locomotives

Abstract: Learn how to identify the most harmful factors in the functioning of the tribological system on the example section of the test locomotives. On this site, a complex of measures for assessment of levels of harmful factors secreted in the environment and operator (the researcher). The result revealed as the most harmful factor of noise.

Keywords: tribological system, testing of locomotives, the evaluation of the levels of harmful factors

Процесс испытания технологических машин различного функционального назначения можно представить в виде трибологической системы. Подобная система может являться совокупностью деталей, выделенных в рассматриваемом объекте (производственном участке).

В частности, на участках испытаний локомотивов подвергаются испытаниям двигатели локомотивов различных типов и серий. С точки зрения трибологии, двигатель представляет собой совокупность деталей из твердых тел, покрытых смазочным материалом, т.е. может рассматриваться как трибологическая система.

Функционирование трибологической системы может сопровождаться выделением в окружающую среду вредных веществ, воздействием на находящегося рядом с ней оператора (исследователя) физических факторов, уровни которых могут быть выше допустимых для человека. Для определения степени их воздействия на оператора (исследователя) необходимо выполнить комплекс мероприятий по выявлению, идентификации и оценке вредных факторов.

В связи с этим рассмотрим участок испытаний локомотивов, который располагается на территории локомотивного депо отдельно от ремонтных и вспомогательных цехов и хозяйственных подразделений вблизи транспортных путей. Компоновка участка при постановке локомотива представлена на рисунке 1.

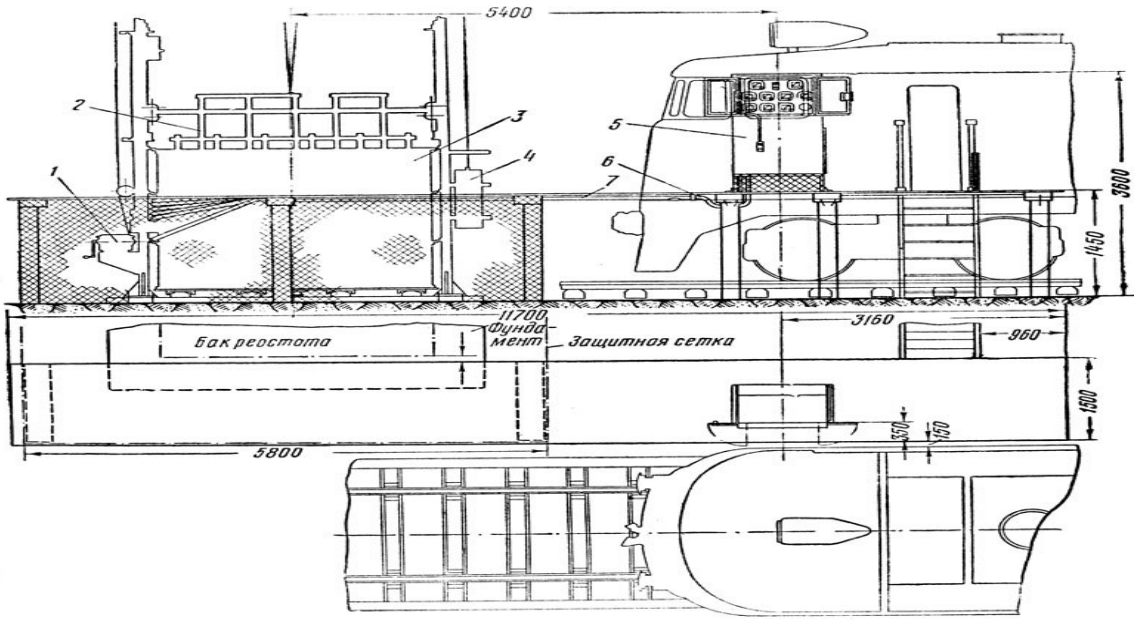


Рис. 1. Схема расположения оборудования реостатной установки на участке испытаний: 1 - редуктор; 2 - пластины; 3 - бак; 4 - груз; 5 - пульт управления; 6 - кабели; 7 – платформа

Реостат предназначен для неразрушающего контроля качества всех видов текущего ремонта и технического обслуживания локомотивов [1]. Каждый локомотив, выходящий из большого периодического и подъемочного ремонта, должен пройти реостатные испытания, состоящие из двух этапов: обкаточные испытания в течении 4-х часов; сдаточные испытания в течении 1-го часа.

Обкаточные испытания имеют своей целью приработку деталей двигателя, компрессора, электрических машин и других агрегатов. При обкаточных испытаниях производятся следующие работы: прокачка масла через систему смазки; пуск двигателя и установление нормального теплового режима. При сдаточных испытаниях не допускается дополнительная регулировка двигателя и электроаппаратуры, остановка и последующий пуск двигателя, за исключением аварийных случаев.

При первом запуске двигатель должен проработать не более 5-7 минут при минимальных оборотах. Продолжительность второго пуска не более 20 минут. После каждого пуска двигателя проверяются: работа и нагрев на ощупь всех механизмов вспомогательного оборудования, электрических машин и устраняются: утечки масла, топлива, воды, воздуха. На территории участка выделяется несколько функциональных производственных зон:

- дизельное отделение локомотива, где осуществляется прослушка и регулировка работающего двигателя;

- кабина локомотива, где производится переключение режимов работы двигателя;

- рабочее помещение (кабина), с контрольно-диагностической установкой "Кипарис". Установка предназначена для управления испытаниями локомотивов после ремонта. С ее помощью обрабатывается аналитическая информация в цифровом и графическом виде, и выдаются рекомендации и указания по настройке испытуемого двигателя;

- открытая площадка, расположенная непосредственно над крышей локомотива, где производится отбор проб вредных веществ в выхлопных газах дизелей тепловозов.

Анализ ситуации на участке испытаний локомотивов показал, что имеется фиксированное пространство (весь комплекс участка) с множественными операциями (выполнение диагностических функций на пятнадцати режимах работы двигателя). После его прогрева, в течении получаса, пятнадцать режимов работы (таблица 1) должны запускаться поочередно в зависимости от испытываемых составных частей локомотива.

Таблица 1. **Режимы испытания двигателя локомотива**

Режимы работы	Частота вращения двигателя, об/мин.	Мощность, N, кВт	Сила тока, I, А	Напряжение, U, В	Время работы двигателя, мин.		
I	400	70	700	100	5		
II	430	180	900	150	10		
III	465	340	2000	170	10		
IV	495	470	2300	200	10		
V	520	620	2300	270			
VI	550	700	2700	270			
VII	590	870	2700	320			
VIII	625	1020	3000	340			
IX	660	1140	3000	380		20	
X	695	1250	3000	410			
XI	720	1370	3400	420			
XII	755	1470	3400	430		30	
XIII	790	1550	3500	440		30	
XIV	820	1670	3600	460		30	
XV	850	1800	3800	480			60
				Всего	35	110	60

Наиболее длительные режимы XII – XIV с единовременной продолжительностью каждого по технологическому регламенту 30 мин., режим XV с продолжительностью 60 мин. Разные режимы могут включаться повторно по мере необходимости при проводимых испытаниях локомотивов.

Единым комплексом последовательно осуществляемых мероприятий по идентификации вредных и (или) опасных факторов производственной среды и оценке уровня их воздействия на оператора (исследователя) с учетом отклонения их фактических значений от установленных гигиенических нормативов является специальная оценка условий труда [3].

Первым этапом оценки является сопоставление и установление совпадения имеющихся факторов производственной среды и производственного процесса с факторами согласно классификатору, приведенного в методике проведения оценки условий труда, что называется идентификацией потенциально вредных и (или) опасных производственных факторов.

Идентификация потенциально вредных и (или) опасных производственных факторов проводилась в соответствии с документами [2, 3]. В ее рамках проведены:

1) выявление источников факторов производственной среды и трудового процесса, присутствующих на рабочем месте и их описание, 2) сопоставление имеющихся на рабочем месте факторов производственной среды и трудового процесса с факторами, отраженными в классификаторе; 3) принятие решения о проведении измерений идентифицированных вредных и (или) опасных факторов.

Результаты идентификации по зонам участка испытаний локомотивов представлены в таблице 2.

Таблица 2 **Результаты идентификации факторов производственной среды по производственным зонам участка испытаний локомотивов**

Наименование производственных зон	Наименование вредных и (или) опасных факторов производственной среды и трудового процесса														
	химический фактор	биологический фактор	Физические факторы												
			аэрозоли преимущественно фиброгенного действия	шум	инфразвук	ультразвук воздушный	вибрация общая	вибрация локальная	электромагнитные поля и излучения	ультрафиолетовое излучение	лазерное излучение	ионизирующие излучения	микроклимат	световая среда	тяжесть трудового процесса	напряженность трудового процесса
Кабина локомотива	-	-	-	+	+	-	+	+	-	-	-	-	-	+	+	-
Дизельное отделение	+*)	-	-	+	+	-	+	+	-	-	-	-	-	+		
Помещение диагностики	-	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+		
Площадка для отбора проб (открытая территория)	+**)	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-		

*) углеводороды, масла минеральные; **) окислы углерода, азота, серы, несгоревшие углеводороды, сажа.

Исследованиям (испытаниям) и измерениям подлежат фактические значения вредных и (или) опасных факторов, которые идентифицированы.

Исследования (испытания) и измерения вредных и (или) опасных факторов проводились, согласно методике [3], в ходе осуществления технологических процессов с учетом эксплуатируемого производственного оборудования, материалов и сырья, являющихся источниками вредных и (или) опасных факторов. Экспериментальные исследования производились поверенными приборами, в частности, измерения шума и вибрации - анализатором «Ассистент Total+», класс точности 1, с предусилителем ПУ-01 с использованием микрофонного капсюля МК233, с частотным диапазоном измерений от 2 до 40000 Гц (рисунок 2).

Рис. 2. Анализатор шума и вибрации «Ассистент Total+»

Методика проведения измерений соответствовала установленным требованиям [3]. В соответствии с Национальным стандартом [4].

Метод измерения шума включает в себя следующие основные этапы: анализ производственной ситуации; выбор стратегии измерения; проведение измерения; выявление возможных ошибок; оценка неопределенности измерения; расчеты; представление результатов измерения.

Настоящий стандарт устанавливает три стратегии измерения в зависимости от базового элемента измерения: рабочая операция, трудовая функция, рабочий день.

Для участка испытаний локомотивов основной стратегией измерения выбирается стратегия № 1 - измерения на основе рабочей операции. При этом не исключается вспомогательное применение стратегии № 2 - измерения на основе трудовых функций (группа работников, выполняет единую функцию: проведение реостатных испытаний) и № 3 – на основе рабочего дня (по наиболее представительному по шумовой обстановке дню).

Согласно выбранной основной стратегии измерения: на основе рабочей операции, проведенный анализ работ, выполняемых в течение дня, был разбит

на ряд представительных рабочих операций. Продолжительность операций определялась с использованием технологического регламента.

По результатам проведения измерений вредных и (или) опасных факторов осуществлено отнесение условий труда на участке по степени вредности и (или) опасности к классу (подклассу) условий труда с учетом степени отклонения фактических значений вредных и (или) опасных факторов от гигиенических нормативов условий труда и продолжительности их воздействия на оператора (исследователя) в течение рабочего дня (смены).

Классы условий труда по результатам оценки вредных производственных факторов приведены в таблице 3.

Таблица 3 **Результаты оценки вредных производственных факторов на участке испытаний локомотивов, воздействующих на оператора (исследователя)**

Наименование производственных зон	Классы (подклассы) условий труда														
			Физические факторы												
	химический фактор	биологический фактор	аэрозоли преимущественно фиброгенного действия	шум	инфразвук	ультразвук воздушный	вибрация общая	вибрация локальная	электромагнитные поля и излучения	ультрафиолетовое излучение	лазерное излучение	ионизирующие излучения	микроклимат	световая среда	тяжесть трудового процесса	напряженность трудового процесса
Кабина локомотива	-	-	-	2	2	-	2	2	-	-	-	-	-	2	2	-
Дизельное отделение	3.1	-	-	3.2	2	-	2	2	-	-	-	-	-	2		
Помещение диагностики	-	-	-	3.1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	2		
Площадка для отбора проб (открытая территория)	2	-	-	3.1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-		
Общая оценка условий труда														3.2		

Отнесение условий труда к классу (подклассу) условий труда с учетом комплексного воздействия вредных и (или) опасных факторов осуществляется на основании анализа отнесения данных факторов к тому или иному классу (подклассу) условий труда. Итоговый класс (подкласс) воздействия вредного фактора устанавливают по наиболее высокому классу (подклассу) вредности и (или) опасности одного из имеющихся вредных и (или) опасных факторов.

Анализ оценки условий функционирования расссмотренной трибологической системы (двигатель локомотива) на участке испытаний показывает, что наибольший класс вредности из всех факторов у шума (3.2 – вредный второй степени) в дизельном отделении и вредный класс первой степени – 3.1 – в помещении диагностики и на площадке для отбора проб. Химический фактор оценен классом 3.1 (вредный первой степени), остальные (вибрация, параметры световой среды, тяжесть трудового процесса) – допустимым (класс 2). Общий класс условий труда: вредный второй степени установлен по шуму (таблица 3).

Для защиты и результативной работы оператора (исследователя) необходима разработка мероприятий по снижению уровней шума в рабочих зонах. Выбор системы шумозащиты должен определяется в зависимости от: особенностей технологического процесса производства работ; местоположения работника по отношению к источнику(ам) факторов, имеющих наибольший класс вредности, на разных этапах выполнения своих функциональных обязанностей; вида(ов) источников шума и частотного спектра шума и вида шума; длительность пребывания работника вблизи источника шума.

Список литературы

1. Чубарь, Е.П. Особенности звукоизоляции конструкции кабины управления реостатными испытаниями локомотивов на пунктах экологического контроля [Электронный ресурс] / Е.П. Чубарь // Инженерный вестник Дона, 2014, №4. – Режим доступа: URL: ivdon.ru/magazine/archive/n1y2009/250/.
2. Российская Федерация. Законы. О специальной оценке условий труда [Электронный ресурс] : федер. закон : [принят Гос. Думой 23 дек. 2013 г.: по состоянию на 13 июля 2015 г.]. - Режим доступа: http://www.rg.ru/2013/12/30/ocenka-dok.html.
3. Методика проведения специальной оценки условий труда, утвержденная Приказом Министерства труда и социальной защиты РФ от 24 января 2014 г. N 33н [Электронный ресурс]: Приказ Министерства труда и социальной защиты России от 24 января 2014 г. №33н. – Режим доступа: http://www.rosmintrud.ru/docs/mintrud/orders/170/.
4. Национальный стандарт РФ ГОСТ Р ИСО 9612-2013 Акустика. Измерения шума для оценки его воздействия на человека. Метод измерений на рабочих местах [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://docs.cntd.ru/document/1200107818.
5. Чукарин, А.Н., Чубарь, Е.П. Система шумозащиты оператора пункта реостатных испытаний локомотивов / А.Н. Чукарин, Е.П. Чубарь // Материалы IV междунар. науч.-практич. конф. «Фундаментальные и прикладные науки сегодня». – North Charleston, USA, 2014. – Т.2. – С. 165 – 167.

Острая акустическая травма при выстреле и взрыве: обзор зарубежной литературы за 2012-2016 гг.

Попов В.Л.[1], Киселев В.В.[2], Попова Н.П.[3]
[1]Кафедра уголовного права, Государственный университет морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова, Санкт-Петербург, заведующий кафедрой, профессор
[2]Кафедра судебной медицины, Медицинской академии им. С.И. Георгиевского, «Крымского федерального университета им. В.И. Вернадского», Симферополь, и.о. заведующего кафедрой
[3] Кафедра «Экология и безопасность жизнедеятельности» Балтийского государственного технического университета им. Д.Ф. Устинова, доцент кафедры

Аннотация: Цель работы - изучить состояние научных публикаций по проблеме острой акустической травмы за рубежом в 2012-2016 гг. Всего выявлены 102 публикации. Из них полноценными оказались 16 статей, остальные представлены краткими аннотациями. Сообщения, в основном, касаются острой акустической травмы у военнослужащих и сотрудников полиции при выполнении служебных обязанностей, тренировочных и экспериментальных упражнений. Для определения последствий акустического воздействия использованы: тональная аудиометрия, транзиторно вызванная отоакустическая эмиссия, длительная высокочувствительная аудиометрия, эмиссия на частоте продукта искажения. Выявленные объективные нарушения слухового восприятия в разных диапазонах звукового спектра могут быть использованы при производстве судебно-медицинской экспертизы.

Ключевые слова: острая акустическая травма, слуховое восприятие, судебная экспертиза.

Введение

Акустическая травма (акутравма, звуковая травма, шумовая травма) – специфическое повреждение органа слуха, которое возникает в результате воздействия звуков большой силы и/или чрезмерной продолжительности. Специфичность акустической травмы заключается в том, что ее развитие определяется не только характером фактора травматизации (физические, химические факторы и т.д.), но функциональными возможностями поражаемого органа слуха.. Поэтому под «акутравмой» следует понимать поражение именно кортиева органа звуком большой силы, тогда как повреждение, вызываемое повышением или понижением давления окружающей среды и особенно быстрыми его перепадами, при которой чаще страдают барабанная полость и внутреннее ухо правильнее будет называть «баротравмой». [1]

Принято выделять острую акустическую травму (ОАТ) и хроническую акустическую травму (ХАТ). При этом считается, что основным

этиологическим фактором хронической акутравмы является продолжительное по времени воздействие интенсивного шума. Возникновение патологических изменений во внутреннем ухе связывается прежде всего с производственными факторами, условиями среды и образом жизни (например, систематическое прослушивание громкой музыки). В свою очередь, этиологическим фактором ОАТ, как правило, является воздействие на орган слуха импульсного шума с высоким звуковым давлением (нередко, на уровне 140-160 дБ и более) [2].

Наиболее часто такое воздействие можно наблюдать при стрельбе из огнестрельного оружия, причем действие оказывается как на стрелка, так и на находящихся в непосредсвенной близости от него иных лиц. Возможность получения в подобных условиях ОАТ представляет особенный интерес с точки зрения судебно-медицинской экспертизы. Непосредственное влияние на нейросенсорный аппарат органа слуха во время выстрела способно вызвать острые нарушения слуха и пространственную дезориентацию (вследствие поражения вестибулярного анализатора), что может определять характер действий пострадавшего как в момент как непосредственно после получения ОАТ, так и в долгосрочной перспективе. Кроме того, формирование исходов ОАТ характеризуется занчительным разнообразием, что может затруднять судебно-медицинскую оценку ее исходов.

Материал и методы

Для получения общего представления о состоянии исследования проблемы острой акустической травмы, вызванной воздействием шума, возникающего при выстреле из огнестрельного оружия и взрывах, нами был проведен поиск публикаций в периодических профильных изданиях с помощью открытой базы данных. Для упрощенного поиска использовались следующие сочетания ключевых слов: «acoustic trauma»+«shooting», «acoustic trauma»+«firearm», «acoustic injury»+«shooting», «acoustic injury»+«firearm». Поиск проводился с учетом даты публикации материала: в обзор включены статьи 2012-2016 гг. Всего выявлено более ста литературных источников. К рассмотрению принимались только полные статьи, ссылки с доступом только к рефератам статей не учитывались. После отсеивания «неработающих ссылок» в списке рассматриваемых статей остались 22 источника. Затем было проведено изучение рефератов выявленных статей. Шесть из 22 публикаций были исключены из обзора в связи с преимущественно научно-популярным или беллетристическим характером излагаемой информации. В обзор дополнительно включены некоторые статьи, касающиеся изучения акустической травмы, которая, на первый взгляд, не являлась результатом шумового поражения при выстреле из огнестрельного оружия. Это было сделано потому, что авторы этих публикаций использовали в качестве объектов исследования данные, полученные во время медицинских обследований полицейских или военнослужащих. При этом сами авторы учитывали продолжительность и специфику службы участников исследований в военных

или военнизированных формированиях. В этой связи, исключить воздействие шума выстрела на органы слуха у участников данных исследований не представляется возможным.

Результаты

Целью исследования, проведенного сотрудниками Тегеранского университета медицинских наук [3], была оценка воздействия на органы слуха военнослужащих импульсного шума (ИШ) относительно невысокой интенсивности, который возникает во время тренировочных стрельб, при помощи тональной аудиометрии (ТА) и определения транзиторно вызванной отоакустической эмиссии (ТВОАЭ). В исследовании участвовали 40 солдат мужского пола (средний возраст 20,08 лет). Использованы ТА и ТВОАЭ до проведения первых тренировочных стрельб, затем через 15 минут и через 1 неделю после стрельб. Установлено наличие существенных различий в показателях ТА непосредственно после стрельб (по сравнению с показателями до стрельб), полученных на частотах 500, 1000 и 4000 Гц для правого уха, и отсутствие достоверных различий аналогичных показателей для левого уха. Значения ТВОАЭ через 15 минут после стрельб для правого уха имели достоверные различия с исходными показателями на частотах 500, 1000, 2000, 3000 и 4000 Гц, а для левого уха – только на частотах 1000 и 2000 Гц. Через одну неделю после воздействия достоверные различия с исходными показателями ТА были отмечены только для правого уха на частотах 500 и 4000 Гц, а различия амплитуд ТВОАЭ с исходными - на частотах 500, 1000, 2000, 3000 и 4000 Гц.

Сотрудники Института оториноларингологии Главного госпиталя Народно-освободительной армии Китая провели ретроспективное исследование с анализом клинических исходов у 21 пациента с потерей слуха в результате взрывной травмы, для лечения которых в течение 10 дней применялись инъекции фактора роста нервов (ФРН). Авторы отметили, что во всех случаях средние значения аудиометрических показателей в 5 диапазонах частот значительно улучшились после курса лечения с помощью ФРН ($p=0,01$). Общая частота эффективности лечения составила 18% [4].

Врачи и эксперты кафедр судебной медицины и описательной и клинической анатомии Варшавского медицинского университета обследовали пациентов, получивших ОАТ в Афганистане при детонации взрывчатых веществ и выстрелах из огнестрельного оружия. Снижение слуха выявлено при аудиометрическом обследовании. Роль экспертов заключалась в установлении наличия повреждений и их юридической квалификации. Зафиксированные повреждения сопровождались стойким снижением слуха в высокочастотном диапазоне, что подтверждалось результатами аудиометрических обследований [5].

Турецкие медики оценивали эффективность комбинированной терапии при помощи стероидных препаратов и гипербарической оксигенации у

пациентов с ОАТ, возникшей во время стрелковых тренировок [6]. 48 пациентов были поровну разделены по дате поступления. Количество пострадавших с полным ответом на проводимое лечение, с частичным ответом и с неэффективностью лечения составило соответственно: одно (2,7%), 7 (18,9%) и 29 (78,4%) в I группе, 0 (0%), 3 (8,3%) и 33 (91,7%) во II группе. Различия между группами не имели статистически достоверной разницы (p=0,095). Процентная доля успешного применения комбинированной терапии была очень низкой. Раннее начало терапии ассоциировалось с более благоприятными исходами.

Специалисты Школы физического воспитания Университета Вроцлава, провели объективную оценку шумовых воздействий в стрелковых видах спорта [7]. Авторы собрали и описали информацию об акустических сигналах, возникающих во время тренировок и соревнований по стрельбе на дистанции 25 метров. Полученный материал проанализирован при помощи метода независимой адаптивной параметризации Щура. Показано, что шум, воздействующий на органы слуха стрелка при выстреле, состоит из коротких случайных импульсных сигналов. По мнению авторов, необходимыми параметрами для количественного описания возникающего при стрельбе шума являются: эффективная длительность специфического сигнала, временная структура комбинированного сигнала и его временно-частотная структура, количественные параметры энергии и количества сигналов. Авторы полагают, что использование методов оценки производственного шума неприменимо для оценки стрелкового шума ввиду различий временных и частотных характеристик акустических импульсов.

Представляет интерес изучение относительной диагностической ценности тональной аудиометрии (ТА), длительной высокочастотной аудиометрии (ДВЧА), транзиторной вызванной отоакустической эмиссии (ТВОАЭ) и эмиссии на частоте продукта искажения (ЭЧПИ) при проведении мониторинга ОАТ [8]. В исследовании участвовал 71 солдат с нормальной функцией слуха. 41 солдату причинялась ОАТ при выстреле из автоматической винтовки. 30 солдат вошли в контрольную группу. В результате вызванной выстрелом из винтовки ОАТ, с помощью ТА был зарегистрирован односторонний сдвиг слухового порога. При проведении ДВЧА сдвиг слухового порога носил двусторонний характер. Наибольшая величина сдвига отмечалась в диапазоне частот от 3 кГц до 6 кГц и от 11 кГц до 14 кГц. Результаты ТА и ДВЧА показали, что выраженность сдвига слухового порога коррелировала со сдвигом амплитуды ТВОАЭ на частоте 6 кГц и с воспроизводимостью ЭЧПИ в диапазоне частот от 3 кГц до 5 кГц. Показано, что как ТА, так и ДВЧА являются теми методами, которые необходимы для диагностики ОАТ в полном объеме. При этом, для мониторинга ОАТ наиболее важным является выполнение тоновой аудиометрии.

У 40 военнослужащих проводилась тональная аудиометрия перед выстрелом из огнестрельного оружия, непосредственно после выстрела и

неделю спустя [9]. Анализ сдвига слухового порога и его сравнение проводили отдельно для каждого уха в среднем диапазоне частот от 3 кГц до 6 кГц. После воздействия импульсного шума у 28 участников (70%) отметили возникновение, как минимум, одного из симптомов нарушения слуха, из которых звон в ушах встречался чаще остальных. У 16 участников (40%) отмечалось увеличение слухового порога в одной как минимум из частот исследуемого диапазона. Однако статистическая достоверность сдвига отмечена только при частоте 4 кГц для правого уха (p=0,0001). Изменения аудиограммы спустя одну неделю сохранялись у 8 участников.

Общие положения, касающейся описания возможных источников шума, которые могут воздействовать на организм военнослужащего, а также патофизиологические признаки нарушения слуха у военнослужащих приведены китайскими специалистами [10].

По результатам ежегодных медицинских осмотров 543 сотрудников полиции Брунея, проводилось изучение распределения нарушений слуха в зависимости от демографических данных и продолжительности службы в полиции [11]. Средний возраст участников составил 35,55 ± 9,57 лет, а средняя продолжительность службы 14,75 ± 9,39 лет. Режим использования средств защиты органов слуха соблюдали 64,4% участников. Распространенность шумовых нарушений слуха в данной популяции составила 37,7% среди мужчин и 23,9% среди женщин. Нарушения слуха носили легкий характер у 93% обследованных, средней тяжести - 3,5%, а тяжелые нарушения – у 3,5%. Старший возраст, мужской пол, наличие артериальной гипертонии, сахарного диабета и более продолжительный срок службы оказались факторами, способствующими развитию нарушений слуха.

Индусские отоларингологии изучили диагностическую ценность отоакустической эмиссии на частоте продукта искажения (ЭЧПИ) для определения шумовых нарушений слуха у военнослужащих-артиллеристов [12]. Обследовались военнослужащие и гражданские лица 18-35 лет. Участникам проводили ТА и ЭЧПИ. Параметры ЭЧПИ участников с нормальным слухом, которые не подвергались действию шума (КГ-1) или подвергались ему и имели после этого нарушения слуха (КГ-2), сравнивали с таковыми у здоровых артиллеристов, подвергавшихся воздействию шума (ИГ). Оказалось, что нарушения слуха у военнослужащих-артиллеристов встречались достаточно часто, при этом отсутствие ЭЧПИ в группе ИГ во всем диапазоне частот встречалось реже, чем в КГ-2, но чаще, чем в КГ-1.

Ряд авторов [13] изучали степень устойчивого сдвига слухового порога у персонала 110 сотрудников дорожной полиции в связи с воздействием шума. Учитывали анамнез, клиническое состояние органов слуха, тональную и импедансную аудиометрию [13]. Средний возраст участников составил 29,82 лет; 82 (74,5%) из них были мужчинами. Средний срок службы в дорожной полиции – 11,86 лет. У 26 (23,6%) отмечались ощущения звона в ушах, а у 39 (35,5%) имелись нарушения слуховой чувствительности. Возникновению

шумовых нарушений слуха способствовало курение и употребление алкоголя. У 45 участников (40,9%) слуховые нарушения имели двусторонний характер. При одностороннем поражении преобладали нарушения слуха в левом ухе.

Задачей другого исследования [14] стала оценка распространенности шумовых нарушений слуха среди различных специалистов военно-воздушных сил. Перекрестное исследование проводилось с использованием данных ежегодных медицинских осмотров. Установлено, что 32 из 221 представителя летных специальностей (14,48%) имели шумовые нарушения слуха. Ухудшение слуха имело легкую или среднюю степень тяжести и проявлялось, преимущественно, в диапазоне высоких частот. Наибольшая степень распространенности нарушений отмечена среди пилотов вертолетов. Слуховой порог у пилотов старше 40 лет с налетом более 100 часов превышал таковой у представителей других групп. В большинстве случаев, степень снижения слуха в правом ухе была больше, чем в левом.

Сотрудники Канадского научно-исследовательского оборонного центра представили обзор последних работ, имеющих отношение к оценкам шумовых воздействий при выстрелах из огнестрельного оружия. Применительно к исследованию этих оценок при разработках критериев риска возникновения повреждений, использовании защиты органов слуха и качества слуховой функции [15]. Авторы обратили внимание на сохраняющуюся потребность в оценке критериев риска возникновения повреждений, которые учитывали бы комбинированное воздействие шума в результате выстрелов из сходных или различных образцов оружия. Отмечено позитивное влияние на защиту органов слуха, в которых используются активные системы шумоподавления и имеются интегрированные коммуникативные возможности. Показано, что применение записей с точным воспроизведением шума при «лабораторных» тренировках способно улучшить слуховые характеристики солдата в полевых условиях. [15]

Представляет интерес изучение взаимосвязи между предшествующим опытом охотничьей стрельбы и высокочастотными нарушениями слуха (ВЧНС). Участникам эксперимента по электронной почте были разосланы приглашения посетить вебсайт, на котором было необходимо заполнить опросник и пройти онлайновое аудиометрическое обследование [16]. Выявленные взаимосвязи подвергались мультивариатному моделированию с использованием регрессии Пуассона. Всего опросник заполнили 1771 охотник (возраст 11-91 год). 202 из них прошли аудиометрическое обследование. Нарушения слуха тяжелой степени субъективно отметили 195 участников (11%), хотя при онлайн-аудиометрии ВЧНС были диагностированы только у 23 человек (11%). 328 участников (19%) никогда не использовали на охоте средства защиты органов слуха. По мнению исследователей, индивидуальная чувствительность к воздействию импульсного шума характеризуется широкой вариабельностью. Отмечено, что, хотя для формирования нарушений слуха требуется воздействие шума со значительной энергией, в сочетании с отсутствием защиты органов слуха, предрасположенные лица могут получить

необратимые повреждения структур внутреннего уха после единственного выстрела и, тем более, нескольких выстрелов. В этой связи специалисты рекомендуют использовать защитные средства с самого первого выстрела.

Выявлен краткосрочный аудиометрический профиль новобранцев, которые ранее не стреляли из огнестрельного оружия, после последующих тренировочных стрельб из винтовок [17]. Путем простой рандомизации отобраны 100 новобранцев. Не допускались лица, ранее стрелявшие из огнестрельного оружия, или перенесшие хирургическое вмешательство на органе слуха. Отобранным участникам за 1 день до стрельб проведена тональная аудиометрия. Затем в рамках одной сессии каждый новобранец отстрелял 100 патронов из автоматической винтовки INSAS калибра 5,56 мм. Через 4 часа проведена повторная оценка слуха, во время которой фиксировались жалобы на звон в ушах и на снижение слуха, а также проводилась тональная аудиометрия. Средний возраст участников составил 19,69 ± 0,61 лет. По окончании стрельб 16 участников предъявляли жалобы на звон в ушах и снижение остроты слуха (16%). Только звон в ушах отмечался у 11 новобранцев, у 12 отмечено смещение стандартного слухового порога. У 4 участников наблюдалось наличие аудиометрического интервала: у 2 – на уровне 2 кГц, по одному – на уровне 4 кГц и 6 кГц. Через две недели после стрельб клинические проявления нарушений слуха отсутствовали у всех новобранцев.

Ряд исследователей [18], описывают результаты работы, целью которой являлось изучение уровня шума, воздействующего на сотрудников специального подразделения военизированной полиции во время курса расширенной интенсивной снайперской подготовки [18]. В качестве оружия для тренировок использовались винтовки «.308 AGLC IMBEL» (Бразилия). Исследование воздействия шума проводили с помощью полуструктурированных опросников. Участники опроса: здоровые мужчины в возрасте от 35 до 40 лет, каждый из которых к указанному моменту более 10 лет прослужил в военизированной полиции. Всего расширенный курс специализированной снайперской подготовки прошли 87 сотрудников, 5 из которых были официальными снайперами. В опросниках уровень шума во время тренировок отмечен четырьмя снайперами как «терпимый» и одним – как «сильный» (ни один из опрошенных снайперов не отметил уровень шума как «вызывающий дискомфорт» или «слишком сильный»). Свой уровень слуха все опрошенные снайперы оценили, как «хороший». При экспериментальном отстреле патронов из исследуемой винтовки средний уровень звукового давления у левого уха стрелка составил 98,5 дБ, а у правого уха – 98,53 дБ; уровень фонового шума – 44,35 дБ. Исследователи пришли к выводу, что такой уровень звукового давления не превышает установленный национальными нормативными документами предел в 120 дБ, а использование стрелками защитных вставок в уши и применение неавтоматических винтовок с выбросом

пороховых газов вперед от стрелка приводит к уменьшению воздействия шума выстрела на стреляющего.

Заключение

Необходимо отметить относительно небольшое количество публикаций, посвященных данной тематике. На наш взгляд, это говорит не об отсутствии актуальности выбранной темы исследования, а об особенностях использовавшейся для поиска базы данных, очевидным преимуществом которой является ее доступность. Все авторы отмечают высокую вероятность возникновения ОАТ при выстрелах из огнестрельного оружия, однако в некоторых публикациях они делают акцент на нивелирование негативного воздействия за счет правильного подбора оружия и средств защиты органа слуха [15,18]. Ряд исследователей отмечают устойчивость нарушений слуха после относительно кратковременных шумовых воздействий высокой интенсивности [3,12,16,17]. Среди выявленных публикаций имелись два литературных обзора [10,15], посвященных широкому спектру медицинских вопросов, связанных с акустической травмой и средствами защиты от нее. Большинство авторов в своих публикациях описывали поражение органа слуха как комбинированную травму, без четкого разделения на акутравму структур внутреннего уха и механическую баротравму. Лишь в одной работе [4] делается акцент на важную роль, которую играет нейродистрофический процесс в развитии акустической травмы. Специалисты в области судебно-медицинской экспертизы, которые принимали участие в написании двух из шестнадцати работ [5,14], отметили сложность оценки исходов акустической травмы в связи со значительным разнообразием параметров травмирующих факторов, вариабельностью течения патологического процесса и методов его клинической диагностики. Следует подчеркнуть, что при формировании экспертного суждения необходимо базироваться на полноценном клинико-физиологическом обследовании с широким использованием современных специальных отоларингологических диагностических средств.

Список литературы

1. Военная отоларингология */ Воячек В.И.*. - М. : МЕДГИЗ, 1946. - 152 стр.
2. Клиническая оториноларингология. */ В.И. Бабияк, Я.А. Накатис*.. - СПб. : Гиппократ, 2005. - 800 стр.
3. Assessment of Impulse Noise Level and Acoustic Trauma in Military Personnel / M. Rezaee, M. Mojtahed, M. Ghasemi, B. Saedi // Trauma Monthly. - 16(4) 2012. - P. 182-187.
4. Clinical efficacy of nerve growth factor in the treatment of blst-induced hearing loss: a pilot study / S.-Q. *Zhai, N. Yu, Y.-H. Zhu, L.-W. Chen, Y.-Y. Ma* // European Review for Medical and Pharmacological Sciences. - 19 2015 г.. - P. 3146-3151.

5. Consultative problems in the cases of acoustic injuries caused by explosions, according to documented medical opinions on injuries sustained by Polish soldiers in Afganistan / *Z. Raczkowska, A. Borowska-Solonynko, K. Krasucki, P. Krajewski, B. Ciszek* // Military Pharmacy and Medicine. - 2 2012 г.. - P. 25-31.
6. Efficiency of hyperbaric oxygen and steroid therapy in treatment of hearing loss following acoustic trauma */ M. Salihoğlu, H. Ay, H. Cincik, E. Cekin, E. Cesmeci, A. Memis, G. Uzun, A. Altundag, K. Simsek* // UHM. - #6 2015 г.. - P. 539-546.
7. Evaluation of the time and the time/frequency structure of handgun noise as a basis for hearing loss prevention in sport shooters / *F. Lwow, P. Jóźków, M. Mędraś* // Fizjoterapia. - 20, 1 2012 г.. - P. 3-9.
8. Extended Frequency Range Hearing Thresholds and Otoacoustic Emissions in Acute Acoustic Trauma / *M. Büchler, M. Kompis, M. A. Hotz* // Otology & Neurotology. - October 2012 г.. - P. 1315-1322.
9. Hearing threshold shift measured by pure tone audiometry after gun shot exposure in military personnel not using hearing protectors / *M. Ghasemi B. Saedi, M. Mojtahed, M. Rezaee Najafabadi, M. Afshari, M. Izadi* // Iranian Journal of Military Medicine. - Volume 13, Issue 4 2012 г.. - P. 201-206.
10. Impact of noise on hearing in the military / *Jenica Su-ern Yong, De-Yun Wang* // Military Medical Research. - 2015. - P. 2-6.
11. Noise-Induced Hearing Loss in the Police Force / *Kyaw N. Win, Nayake B.P. Balalla, Min Z. Lwin, Alice Lai* // Safety and Health at Work. - 6 2015 г.. - P. 134-138.
12. Otoacoustic emissions in noise-induced cochlear damage in artillery soldiers / *A. Pankaj, A. Bhatia* // Indian Journal of Otology. - April 2015. - P. 98-102.
13. Prevalence of hearing loss in military aviators: the audiometry and risk factors analysis / *M.R. Alam, M.A. Wahab, M.M. Rahman, A.K.M. Asaduzzaman, M.A.S. Al-Azad, M.I. Karim, S. Sultana.* // JAFMC Bangladesh. - 2013 г.. - T. 9. - P. 19-24. - 1.
14. Prevalnace of Noise Induced Hearing Loss among Traffic Police Personnel of Kathmandu Metropolitan City */ I. Shrestha, B.L. Shrestha, M. Pokharel, RCM Amatya, DR Karki.* // Kathmandu university medical journal. - 36(4) 2011 г.. - P. 274-278.
15. Review of Weapon Noise Measurement and Damage Risk Criteria: / *A. Nakashima, R. Farinaccio.* // Military medicine,. - April 2015 г.. - T. 180. - P. 402-408.
16. Shooting history and presence of high-frequency hearing impairment in swedish hunters: A cross-sectional internet-based observational study */ L. Honeth, P. Ström, A. Ploner, D. Bagger-Sjöbäck, U. Rosenhall, O. Nyrén*. - 2015 г.. - 76 : T. 17. - P. 273-281.
17. Short-term audiometric profile in army recruits following rifle firing: An Indian perspective */ A. Saxena, A. V. Ramesh, P. Raj Mehra, D. K. Singh* // Indian Journal of Otology. - 2016 г.. - T. 22. - P. 199-202.
18. Study on the impact of exposure to noise in professional snipers / *B. Barkokebas Junior, E. Lago, B. Vasconcelos, E. Oliveira.*. - 2012 г.. - P. 3269-3276.

Юрисдикции по борьбе с шумом в производственной среде

Попов В.Л., Попова Н.П.
БГТУ «Военмех» им. Д.Ф. Устинова

expertfm@mail.ru

Аннотация: Юрисдикции включают не только систему законодательных норм, но и полномочия судебных и административных органов по правовой оценке конкретных фактов, в данном случае негативного воздействия шума на здоровье работников на рабочих местах в производственной среде.

Определены санкции для индивидуальных предпринимателей, должностных и юридических лиц за несоблюдение норм санитарно-эпидемиологических требований к физическим факторам на рабочих местах и их влияние на профзаболевания.

Приведены изменения страховых выплат по системе обязательного социального страхования от несчастных случаев на производстве и профзаболеваний.

Ключевые слова: шум на рабочем месте, вред здоровью, страховые выплаты, несчастные случаи на производстве, профзаболевания.

Одним из основных направлений государственной политики в области безопасности технологических процессов и производств является сохранение здоровья и жизни работников в соответствии с требованиями Конвенции МОТ №15 «О безопасности и гигиене труда в производственной среде» (1981г.), ратифицированной Российской Федерацией 11 апреля 1998 года.

В процессе производственной деятельности работник подвергается различным опасностям на рабочем месте и поэтому обязанность государства, всех работодателей, использующих наёмный труд, а также самих работников стремиться максимально минимизировать эти риски. Только комплексная система безопасности, включающая нормативно-правовые, организационные, экономические, технические, санитарно-гигиенические и лечебно-профилактические меры, может справиться с этой проблемой.

Правовые меры направлены на законодательное закрепление стандартов и способов реализации безопасных и здоровых условий труда, а также на применение санкций для обеспечения их соблюдения. В эту систему входят: федеральные законы, законы субъектов РФ и органов местного самоуправления, постановления Правительства РФ, локальные нормативные акты, принимаемые на предприятиях и в организациях, обобщения судебной и административной практики. Одним из них является постановление Главного государственного санитарного врача РФ от 21 июня 2016г. №81, утвердившее СанПиН 2.2.4.3359-16 «Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах», вступившее в силу 1 января 2017г. Данные нормы направлены на снижение негативного влияния

производственных вредностей на здоровье работников и предотвращения профессиональных заболеваний.

Они устанавливают санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам неионизирующей природы на рабочих местах и их источникам: микроклимату, шуму, вибрации, инфразвуку, воздушному и контактному ультразвуку, освещению и др.

Соблюдение данных требований является обязательным для граждан, состоящих в трудовых отношениях, индивидуальных предпринимателей и юридических лиц, использующих наёмный труд работников, за исключением труда водолазов, космонавтов, аварийно-спасательных служб и при выполнении боевых задач.

Гигиенические нормативы воздействия физических факторов в условиях производственной среды определяются как предельно допустимые уровни (ПДУ) физических факторов при ежедневной работе в течении 8 часов, но не более 40 часов в неделю, в течении всего рабочего стажа, если не вызывают заболеваний и отклонений в состоянии здоровья, обнаруживаемых современными методами исследований, в процессе работы или в отдалённые сроки жизни настоящего и последующего поколений.

При продолжительной рабочей смене, отличной от 8 часов, принимается норматив, равный фактической продолжительности рабочей смены при общей продолжительности работы 40 часов в неделю.

Данные требования СанПиН распространяются на проектируемые, вновь вводимые в эксплуатацию, реконструируемые и эксплуатируемые объекты с момента их вступления в действие.

Иные санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам для отдельных отраслей (подотраслей) экономики могут быть установлены с учётом технической возможности, особенностей технологических процессов и оборудования, специфики трудовой деятельности, при условии разработки системы эффективных мер защиты здоровья работников.

Производственный контроль, в том числе лабораторные исследования и испытания, за соблюдением санитарно-эпидемиологических требований и выполнением профилактических мероприятий в процессе производства, хранения, транспортировки и реализации продукции, выполнения работ и оказания услуг осуществляется в соответствии с законодательством Российской Федерации.

Требования действующих СанПиН применяются при оценке уровней профессиональных рисков здоровью работающих и разработки мероприятий профилактического характера.

Каждая опасность в производственной сфере характеризуется наличием прямой причинно-следственной связи между временем воздействия вредных условий труда и наступлением негативных последствий для здоровья работника. Сочетание вероятности события и его последствия определяет понятие риска, который может выражаться в соматических и

профессиональных заболеваниях, травмах, инвалидности, в наступлении смерти.

Из всех опасных и вредных физических факторов в производственной среде повышенный шум является самым массовым. Кроме него негативное влияние на здоровье человека оказывает бытовое, транспортное и иное акустическое загрязнение окружающей среды. Профессиональные заболевания, связанные с повышенным шумом и вибрацией на рабочем месте, занимают одно из первых мест, а их доля составляет не менее 1/3 от общего числа таких заболеваний, которые приводят к крайне негативным последствиям для здоровья человека. [3].

Длительное воздействие всех уровней повышенного шума, оказывающее вредное влияние на организм человека, приводит к заболеваниям органов слуха (лабиринтиту-воспалению внутреннего уха, невриту среднего нерва, тугоухости, потере слуха), неврозам, стрессам, инсультам и инфарктам головного мозга.

По данным, опубликованным в ЕС, в начале первого десятилетия XXI века повышенный шум отмечался как причина не менее 250 тыс. инфарктов в год. При этом почти 50 тыс. из них заканчивались летальным исходом [3].

При неврозах повышенная возбудимость сочетается с раздражительностью, слабостью, быстрой утомляемостью, снижением работоспособности, неустойчивым настроением, расстройством сна и функций вегетативной нервной системы, вызывает депрессию и различные психические расстройства.

Вред, причинённый здоровью человека, включает перечень практически всех повреждающих факторов: физических, химических, биологических, психических. Эти факторы могут причинять вред здоровью как по отдельности, так и в сочетании. Объединяет их то, что все они относятся к внешним повреждающим воздействиям по отношению к организму человека или являются факторами окружающей среды.

В зависимости от степени тяжести и квалифицирующих признаков вред, причинённый здоровью человека, уголовный кодекс (УК РФ) подразделяет на тяжкий, средней тяжести и лёгкий. Там же даётся исчерпывающий перечень результатов внешнего негативного воздействия на человека:

- опасность для жизни;
- потеря зрения, речи, слуха;
- потеря какого-либо органа или утрата его функции;
- прерывание беременности;
- полная утрата профессиональной трудоспособности;
- стойкая утрата общей трудоспособности;
- расстройство здоровья;
- и другие.

Степень тяжести вреда, причинённого здоровью человека, в рамках производства судебно-медицинской экспертизы основывается на

конституционных гарантиях прав человека и гражданина, постановлении Правительства РФ от 17 августа 2007 №522 «Об утверждении Правил определения степени тяжести вреда, причинённого здоровью человека», на федеральном законе «Об охране здоровья граждан» и на нормах уголовного законодательства(ст.111-115; 118, 119 УК РФ).

В Правилах определения степени тяжести вреда, причинённого здоровью человека, ст.6.5 как тяжкий вред рассматривает потерю слуха - стойкую глухоту на оба уха или такое необратимое состояние, когда человек не слышит разговорную речь на расстоянии 3-5 см от ушной раковины.

Потеря слуха на одно ухо оценивается по признаку стойкой утраты общей трудоспособности. При этом судебно-медицинским экспертом при определении степени тяжести вреда здоровью не должна учитываться возможность улучшения слуха с помощью хирургического вмешательства или слуховых аппаратов [2].

Вступившие в силу нормы СанПиН 2.2.4.3359-16 устанавливают, что на рабочем месте норма шума должна быть эквивалентна уровню звука 80 дБА.

Для отдельных отраслей (подотраслей) экономики допускается уровень шума на рабочих местах от 80 до 85 дБА при условии подтверждения приемлемого риска здоровью работника. Результаты проведения оценки профессионального риска и выполнения комплекса мероприятий, направлены на минимизацию этих рисков.

К таким мероприятиям относятся:

а) подбор рабочего оборудования, с наименьшими шумовыми характеристиками;

б) информирование и обучение работающего такими режимами работы с оборудованием, которое обеспечивает минимальные уровни генерируемого шума;

в) использование всех необходимых технических средств (защитные экраны, кожухи, звукопоглощающие покрытия, изоляция, амортизация);

г) ограничение продолжительности и интенсивности воздействия повышенного шума до уровней приемлемого риска;

д) проведение производственного контроля виброакустических факторов;

е) ограничение доступа в рабочие зоны с уровнем шума более 80 дБА работающих, не связанных с основным технологическим процессом;

ж) обязательное предоставление работающим средств индивидуальной защиты органа слуха;

з) ежегодное проведение медицинских осмотров для лиц, подвергающихся шуму выше 80дБА.

При превышении уровня шума на рабочем месте свыше 80 дБА, любой работодатель обязан провести оценку риска здоровью работающих и документально подтвердить приемлемый риск.

Работы в условиях воздействия эквивалентного шума выше 85 дБА не допускаются, а ответственность в полном объёме возлагается на работодателя (ст.211, 212 ТК РФ).

Если работодатель поручает работнику выполнение работы в условиях, не отвечающих требованиям охраны труда, или поручаемая работа непосредственно угрожает его жизни и здоровью, то в соответствии с институтом самозащиты работниками трудовых прав (ст.379 ТК РФ) он имеет право отказаться от выполнения такой работы.

Алгоритм взаимоотношений работника с работодателем в этих случаях определён ст.220 ТК РФ.

Работодатель не имеет права препятствовать осуществлению самозащиты работниками их трудовых прав (ст.380 ТК РФ).

За нарушение государственных нормативных требований охраны труда, содержащихся в федеральных законах и иных нормативных правовых актах Российской Федерации, предусмотрена административная ответственность по ст.5.271 КоАП РФ в виде предупреждения или наложения административного штрафа на должностных лиц в размере от двух до пяти тысяч рублей; на лиц, осуществляющих предпринимательскую деятельность без образования юридического лица, - от двух до пяти тысяч рублей; на юридических лиц – от пятидесяти до восьмидесяти тысяч рублей (ч. 1).

Нарушение работодателем установленного порядка проведения специальной оценки условий труда на рабочих местах или её непроведение предусматривает предупреждение или наложение административного штрафа на должностных лиц в размере от пяти до десяти тысяч рублей; на лиц, осуществляющих предпринимательскую деятельность без образования юридического лица, - от пяти до десяти тысяч рублей; на юридических лиц от шестидесяти до восьмидесяти тысяч рублей (ч.2).

Повторность аналогичных административных правонарушений, за что уже ранее применялись наказания, предусматривает увеличение размеров штрафов, дисквалификацию на срок от одного года до трех лет или административное приостановление деятельности на срок до девяноста суток.

Если нарушение санитарно-эпидемиологических требований на рабочих местах привели к профессиональному заболеванию, причинив тяжкий вред здоровью, то предусмотрена уголовная ответственность (ст. 109, 111,143 УК РФ), гражданско-правовая ответственность по возмещению работнику материального ущерба, компенсация морального вреда (ст. 3 ТК РФ и ст.1051 ГК РФ), а также дисциплинарная ответственность (ст. 192-195 ТК РФ).

Постановлением Правительства РФ от 7 декабря 2016г. №1308 проведена индексация ежемесячной страховой выплаты по обязательному социальному страхованию от несчастных случаев на производстве и профессиональных заболеваний.

В соответствии с упомянутым постановлением сумма выплаты с 01.01.2017г. увеличена на 4 %, а максимальный размер ежемесячной страховой

выплаты определён в 72 тыс. 290 рублей. Перерасчёту подлежат все страховые выплаты, назначенные до 01.01.2017г.

Увеличен максимальный размер единовременной страховой выплаты в случае стойкой утраты профессиональной трудоспособности. С 01.01.2017г. он, с учётом среднего заработка работника и степени утраты трудоспособности , может достигать 94-х тыс. рублей.

В случае смерти застрахованного работника единовременная выплата составляет 1 млн. рублей. Право на получение этой выплаты имеют супруг(супруга) и несовершеннолетние дети погибшего в равных долях от этой суммы.

С 01.01.2017 года изменён порядок начисления пособия по временной нетрудоспособности. По новой формуле оплата больничного листа в размере 100% среднего заработка полагается лишь тем работникам, чей трудовой стаж превышает 9 лет, а не 8 лет как было раньше. Более того, к этому показателю будут каждый календарный год прибавлять по 6 месяцев, до тех пор, пока к 2029 году требуемый стаж не достигнет 15 лет.

В заключении хочется отметить, что несмотря на правовые, социальные, санитарно-гигиенические и лечебно-профилактические меры, к сожалению, невозможно только посредством законов и предписаний гарантировать каждому работнику абсолютно безопасную производственную и окружающую среду. Учитывая, что при защите от негативного воздействия шума приоритетным является забота о здоровье работнику нужно прежде всего самого себя считать ответственным за своё здоровье и не усугублять вредный шум производственной среды ещё и неумеренным постоянным бытовым шумом.

Список литературы

1. Постановление Правительства РФ от 24.07.2000г №554 (в ред. от 15.09.2005г), утвердившее «Положение о государственном санитарно-эпидемиологическом нормировании».
2. Комментарии к нормативно-правовым документам, регулирующим порядок определения степени тяжести вреда, причинённого здоровью человека (серия медицина и право)- СПб.: «Юридический центр Пресс», 2008-211с.
3. Безопасность технологических процессов и производств, учебник / под ред. Н.И. Иванова, И.М.Фадина, Л.Ф.Дроздовой, -М.: «Логос», 2016-606с.
4. Актуальные аспекты судебно-медицинской экспертизы производственной травмы, материалы межрегиональной практической конференции, - Сыктывкар: «Юридический Центр Пресс», 2014-107 с.

Защита от повышенного шума и вибрации

Редактор *А.П. Васильев*
Компьютерная верстка *А.П. Васильев*
Подписано в печать 17.03.2017. Формат бумаги 60×84/16. Бумага офсетная.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. 45. Тираж 200 экз. Заказ № 137
Балтийский государственный технический университет
190005, Санкт-Петербург, 1-я Красноармейская ул., д.1.

Типография «АиБ»
190013, Санкт-Петербург, ул.Рузовская, д.9, пом.7Н, лит.А.