



БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

Издается с января 2001 г.

8(104)
2009

Редакционный совет:

АКИМОВ В. А.
БАЛЫХИН Г. А.
БЕЛОВ С. В.
ЗАЛИХАНОВ М. Ч.
(председатель)
МАХУТОВ Н. А.
ПАВЛИХИН Г. П.
СИДОРОВ В. И.
СОКОЛОВ Э. М.
ТЕТЕРИН И. М.
ТИШКОВ К. Н.
УШАКОВ И. Б.
ФЕДОРОВ М. П.
ЧЕРЕШНЕВ В. А.
АНТОНОВ Б. И.
(директор издательства)

Главный редактор

РУСАК О. Н.

Зам. главного редактора

ПОЧТАРЕВА А. В.

Ответственный секретарь

ПРОНИН И. С.

Редакционная коллегия:

ГЕНДЕЛЬ Г. Л.
ГРУНИЧЕВ Н. С.
ИВАНОВ Н. И.
КАЛЕДИНА Н. О.
КАРНАУХ Н. Н.
КАРТАШОВ С. В.
КАЧАНОВ С. А.
КРАСНОГОРСКАЯ Н. Н.
КСЕНОФОНТОВ Б. С.
КУКУШКИН Ю. А.
МАСТРИУКОВ Б. С.
МЕДВЕДЕВ В. Т.
ПАНАРИН В. М.
ПОЛАНДОВ Ю. Х.
ПОПОВ В. М.
СИДОРОВ А. И.
ТОПОЛЬСКИЙ Н. Г.
ФРИДЛАНД С. В.
ХАБАРОВА Е. И.
ЦХАДАЯ Н. Д.
ШВАРЦБУРГ Л. Э.

СОДЕРЖАНИЕ

Иванов К. М. Наша цель — оставаться лидером подготовки элитных кадров	2
Иванов Н. И. 25 лет кафедре "Экология и безопасность жизнедеятельности"	3
Буторина М. В., Иванов Н. И., Кудавев А. В., Куклин Д. А., Курцев Г. М., Олейников А. Ю., Шашурин А. Е. Результаты картирования шума Санкт-Петербурга	9
Курилович И. А., Смирнов Н. М., Сидоров В. Н. Применение современных технологий для изучения грунтов при строительстве и реконструкции сооружений в Санкт-Петербурге	12
Кирпичников В. Ю., Дроздова Л. Ф., Яковлева Е. В. Исследование вибрационных и шумовых характеристик межэтажного перекрытия жилого здания	15
Буторина М. В., Минина Н. Н. Особенности расчета уровней шума автотранспортных потоков	22
Буторина М. В., Иванов Н. И., Куклин Д. А. Исследования шума поездов	25
Куклин Д. А., Тюрина Н. В. Исследования акустических экранов для снижения шума поездов	30
Иванов Н. И., Курцев Г. М., Шашурин А. Е. Расчет ожидаемой шумности в кабинах при проектировании строительных машин	35
Дроздова Л. Ф., Кудавев А. В. Расчет и проектирование звукоизолирующих капотов для снижения шума энергетических установок	40
Кирпичников В. Ю., Дроздова Л. Ф., Попов А. В. Опыт снижения уровней шума холодильного шкафа-витрины	48
Фадин И. М., Фадин С. И., Сидоров В. Н. Автоматизированный мониторинг физических опасных и вредных производственных факторов	51
Андрюшкин А. Ю., Сидоров В. Н. Утилизация жидких органических отходов сверхзвуковым газодинамическим потоком	54
Приложение. Русак О. Н. Основы учения о безопасности человека.	

Журнал входит в "Перечень ведущих и рецензируемых научных журналов и изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученых степеней кандидата и доктора наук" и включен в систему Российского индекса научного цитирования.



К. М. Иванов, д-р техн. наук, проф.,
ректор БГТУ "Военмех" им. Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург
e-mail: tzernova@yandex.ru

Наша цель — оставаться лидером подготовки элитных кадров

Балтийский государственный технический университет (БГТУ) "Военмех" им. Д.Ф.Устинова является признанным центром подготовки инженерных кадров по всему спектру аккредитованных в Российской Федерации оборонно-технических специальностей. В условиях завершающейся реформы высшего образования и рейтингового ранжирования вузов БГТУ "Военмех" претендует на статус исследовательского университета по направлению подготовки элитных кадров для оборонно-промышленного комплекса и высокотехнологичных предприятий страны. 70 процентов выпускников БГТУ занято в оборонной промышленности. Растущая потребность в специалистах нашего вуза связана с тем, что инженерная школа "Военмеха" славилась во все времена, и сегодня университет не снизил планку инженерной подготовки специалистов, конструкторов и технологов для машиностроительных, приборостроительных, ракетно-космических отраслей.

Однако сосредотачиваться исключительно на оборонных направлениях неправильно. Исходя из комплексного системного подхода и двойных технологий (военных и гражданских) наш вуз готовит элитные кадры и наряду с приоритетными — военными — специальностями достаточно плодотворно развивает и гражданские. Специфика "двойных технологий" не противоречит оборонной специализации университета, а дополняет ее.

Мы традиционно ведем обучение специалистов, которые могли бы работать в разных отраслях промышленности без переподготовки. Например, специалисты — выпускники БГТУ в области стрелково-пушечного, артиллерийского оружия, одновременно хорошо разбираются в транспортном машиностроении, а знания инженеров-боеприпасников применяются в мирных областях. Мы не собираемся идти по пути расширения номенклатуры специальностей больше, чем того требует логика нормального развития. Наша цель — оставаться компактным учебным заведением, лидером в избранной сфере.

Особенностью, связанной с развитием "Военмеха" является также гуманитаризация технического образования. Сегодня очень важно провести в университете гуманитаризацию некоторых специальностей таким образом, чтобы отдельные дисциплины не оказались непрофильными. Ключевыми словами в развитии этих направлений являются обороноспособность, безопасность и высокие технологии.

"Военмех" отличает от других вузов и то, что практически все специальности объектно привязаны. Это одна из главных причин, почему наши выпускники прекрасно работают в сфере управле-

ния производством, а также в различных государственных структурах. Практика показала, что военмеховцы очень хорошо интегрируются в области производства и применяют свои знания в жизни. Они отличные специалисты и профессионалы по самым сложным элементам техники. Все это создает определенную научность, которая всегда была присуща "Военмеху". Научные школы вуза имеют мировое значение. Здесь уместно отметить деятельность кафедры "Экология и безопасность жизнедеятельности", возглавляемой профессором Николаем Игоревичем Ивановым, которой сегодня 25 лет. Ученые кафедры работают в уникальном направлении инженерной акустики, имеют международное признание и сотрудничают с крупнейшими зарубежными фирмами. На счету коллектива — разработка карты шума Санкт-Петербурга, конструкций акустических противозумных экранов и другие научные проекты мирового уровня.

Одной из ключевых позиций при работе в условиях кризиса является "не уменьшать количества степеней свободы". Эта программа осуществляется в рамках как научной, так и учебной деятельности "Военмеха". Основополагающими здесь являются сотрудничество с предприятиями нашего профиля, администрациями отдаленных краев и областей, а также поддержка общественных организаций, таких как Международный фонд культуры и образования, фонд "Военмех" и других, формирование различных механизмов партнерства. Чтобы готовить высококлассных специалистов по новейшим образцам военной техники, необходимо участвовать в разработке и создании этой техники. БГТУ принял участие в разработке ряда инновационных проектов, где "Военмех" стал головным вузом. В строительстве космодрома "Восточный" БГТУ — разработчик испытательного стенда. Уже созданы чертежи и подключены к работе кафедры. "Военмех" будет участвовать также в очень серьезной программе по утилизации космических отходов и в ряде проектов от администрации Петербурга, которые связаны с проблемами безопасности жизнедеятельности и двойных технологий.

Руководство университета не поддалось соблазну расширить подготовку студентов контрактных форм обучения гуманитарного профиля за счет сокращения подготовки специалистов по техническим направлениям. И время доказало, что были правы. С уверенностью можно сказать, что инженеры, носящие гордое имя выпускника "Военмеха", будут востребованы новой Россией.

Н. И. Иванов, д-р техн. наук, проф.,
Заслуженный деятель науки Российской Федерации,
заведующий кафедрой "Экология и безопасность жизнедеятельности",
БГТУ "Военмех" им. Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург
e-mail:sharv08@mail.ru

25 лет кафедре "Экология и безопасность жизнедеятельности"

Приведены важные этапы становления и основные достижения кафедры — одной из крупнейших кафедр экологии технических вузов. Кафедра подготовила свыше 200 инженеров, сотрудниками, аспирантами и докторантами кафедры защищено 4 докторских и 15 кандидатских диссертаций. Преподавателями кафедры написано 5 учебников, свыше 10 монографий и 30 учебно-методических пособий, опубликовано более 500 научных работ. По результатам научных исследований издаются научные журналы, проводятся международные конгрессы, конференции и семинары.

Ключевые слова: кафедра, экология, безопасность жизнедеятельности, история, этапы становления, достижения.

Ivanov N. I. 25 years to the chair of "Ecology and safety of vital activity"

Significant stages of formation and main achievements of the chair, one of the biggest chairs of ecology in technical universities, were presented. More than 200 engineers have graduated from the chair: collaborates, graduate students and doctors of the chair have defended 4 theses for a doctor's degrees and 15 candidate dissertations. Lectures of the chair have written 5 manuals, more than 10 monographs and 30 scientific and methodical supplies; more than 500 scientific works have been published. Scientific journals based on the results of scientific researchers have been published: international congresses, conferences and seminars have been hold.

Keywords: chair, ecology, safety of vital activity, history, stages of formation.

1. Общие сведения о кафедре

Кафедра была основана в Ленинградском механическом институте (ЛМИ) — такое название носил тогда наш университет — в августе 1984 г. по рекомендации профессора О. Н. Русака. В 1980-е годы Олег Николаевич был председателем городского совета по охране труда и во многом определял политику в этой области в высших учебных заведе-

ниях нашего города. Он считал, что создание такой кафедры в ведущем оборонном вузе страны — жизненная необходимость. Кафедра получила название "Охрана труда и окружающей среды" и была общетехнической.

С 2001 г. кафедра была преобразована в выпускающую по специальности "Безопасность технологических процессов и производств", а ее название было изменено и теперь звучит так: "Экология и безопасность жизнедеятельности".

За эти годы из маленькой секции в количестве четырех преподавателей (руководитель доц., канд. техн. наук И. М. Фадин) кафедра превратилась в одну из самых больших (около 50 человек) кафедр университета, в составе которой 11 профессоров (из них 6 докторов наук), 12 доцентов, 13 докторантов и аспирантов. За эти годы аспирантами, докторантами и соискателями кафедры были защищены 4 докторских и 20 кандидатских диссертаций.

Сотрудниками кафедры написано и издано 4 учебника, 10 монографий, более 30 учебно-методических пособий, опубликовано более 500 научных работ, сделано свыше 100 докладов на международных конгрессах, получено 8 патентов и несколько десятков авторских свидетельств.

С момента образования кафедра развивалась и расширялась как по пути увеличения читаемых дисциплин (сейчас на кафедре читается свыше 20 учебных курсов), так и открытия новых специальностей ("Безопасность технологических процессов и производств", "Экологический менеджмент").

Основные направления работы кафедры:

- учебный процесс, для всех специальностей университета и подготовка инженеров (кафедрой подготовлено около 200 специалистов);
- подготовка кадров высшего звена (на кафедре работают аспирантура и докторантура по специальностям "Охрана труда" и "Акустика");
- научно-исследовательская работа (НИР);
- издательская деятельность (издаются научные журналы, труды научно-технических конференций, конгрессов и пр.).



2. Краткая история кафедры

Остановимся на наиболее ярких событиях прошедшего 25-летия. Историю кафедры можно разбить на три периода:

I — становление общетехнической кафедры (1984—1994 гг.);

II — развитие (1995—2000 гг.);

III — переход в выпускающую кафедру и интенсификация решаемых задач (2001 г. — по настоящее время).

В первый период (1984—1994 гг.) были заложены организационные и методические основы кафедры, создан ее основной коллектив (д-р техн. наук, проф. Н. И. Иванов, канд. техн. наук, доц. И. М. Фадин, канд. техн. наук, доц. В. Н. Сидоров, д-р мед. наук, проф. В. Л. Попов, канд. техн. наук, доц. В. С. Добровольский, канд. техн. наук, доц. Г. М. Курцев, канд. техн. наук, доц. Л. Ф. Дроздова, доц. Н. П. Попова, доц. Л. Н. Прудникова, канд. техн. наук, доц. А. Н. Пименов). Кафедра формировалась преподавателями ЛМИ, Ленинградского института инженеров железнодорожного транспорта (ЛИИЖТ) и сотрудниками предприятий города. В этот период кафедрой были выполнены НИР в области охраны труда в машиностроении, разработки шумозащиты транспортных машин по заказам ведущих предприятий г. Ленинграда.

Группой ученых кафедры (Н. И. Иванов, Г. М. Курцев, Л. Ф. Дроздова, А. С. Терентьев и др.) созданы основы теории шума транспортных машин (ТМ) и разработана методика расчета ожидаемой шумности ТМ в процессе проектирования. Предложенные решения были использованы ПО "Кировский завод" для создания малозумного промышленного трактора К-701М (уровень шума в кабине 80 дБА), ПО "Арсенал" для создания опытного образца шумозаглушенной компрессорной станции (уровень шума на расстоянии 1 м не выше 85 дБА), ПО "Ижорские заводы" для создания горных машин с пониженными уровнями шума в кбинах (75...80 дБА).

В эти годы И. М. Фадин выполнил оригинальные исследования процессов тепломассопереноса, использованные для проектирования новой ракетной техники, В. Н. Сидоров принимал участие в разработке новых гидроакустических антенн, а В. С. Добровольский занимался разработкой проблемы утилизации пластмасс.

Кафедра оснащалась новыми приборами, увеличивала число читаемых учебных курсов, организовывала и стремительно расширяла свои международные связи. В 1990 г. учеными кафедры (Н. И. Ивано-

вым — председатель, Г. М. Курцевым, Л. Ф. Дроздовой и др.) была организована и проведена Всесоюзная научно-практическая конференция с международным участием "Акустическая экология — 90", в которой участвовало около 500 человек, сделавших более 200 докладов. Конференция посвящалась проблемам борьбы с шумом, и в советский период она явилась наиболее представительным форумом ученых, работавших в этой области.

Гостями конференции были известные ученые и специалисты из 20 стран (Италии, США, Великобритании и др.); на конференции работала выставка, в которой принимали участие более 10 всемирно известных фирм как, например, "Брюль и Кьер" (Дания), "Unikeller" (Швейцария) и др. Конференция проходила в Шереметьевском дворце, сказочные интерьеры которого придали ей особый колорит. Конференция явилась не только смотром новейших достижений в области инженерной акустики, но и заложила основы обширных международных связей кафедры. В конференции принимал участие профессор Оборнского университета, известный акустик из США Мэлколм Крокер, который сыграл большую роль в интеграции кафедры в международное сообщество.

В 1993 г. по его инициативе в Санкт-Петербурге была проведена международная конференция по шуму и вибрации "NOISE-93" (председатели: проф. М. Крокер и проф. Н. И. Иванов). Она стала заметным событием международной акустической жизни, положительные отклики на нее появились в солидных международных изданиях. Это был год наивысшего интереса к России (конференция проходила в конце мая — начале июня), и это, вместе с обширными международными связями проф. М. Крокера, привлекло к ней большое внимание ученых всего мира. В ней принял участие поистине весь цвет мировой акустики.

Всего в конференции участвовало более 600 человек из 50 стран, выступивших более чем с 450 докладами. Среди докладчиков были А. С. Никифоров, М. С. Седов, А. Г. Мунин (Россия), М. Крокер (США), М. Хекл (Германия), З. Маекава (Япония) и др. Основной доклад сделал сэр Джеймс Лайтхилл (Великобритания) — самый выдающийся акустик XX века.

Работа конференции проходила более чем на пятидесяти секциях — это было необыкновенно интересно. В список оргкомитета (кроме сопредседателей) вошли в основном сотрудники Балтийского государственного технического университета

(БГТУ) "Военмех": Л. Ф. Дроздова, Г. М. Курцев, С. В. Морозова, Г. Д. Невзорова и др.

В этот период на кафедре подготовлено две книги, которые были высоко оценены специалистами. Первая — монография "Справочная книга для проектирования электрического освещения" была подготовлена И. М. Фадиным и В. Н. Сидоровым. Это издание очень полезно и до сих пор востребовано специалистами. Вторая — справочник "Техническая акустика транспортных машин" (под ред. Н. И. Иванова) был подготовлен учеными кафедры совместно с ведущими учеными РФ. Справочник был переведен на английский язык (под ред. М. Крокера) и издан в 1993 г.

Последний (1994) год этого периода истории кафедры был богат на события. На кафедре начали издаваться два реферативных научно-технических журнала: РЖ "Шум" (главный редактор Н. И. Иванов, редактор Г. М. Курцев) и журнал "Noise Abstracts and Review" (редакторы Л. Ф. Дроздова, Н. В. Тюрина и В. В. Потехин). Издание РЖ "Шум" было организовано совместно с ВИНТИ — крупнейшим информационным центром в мире. Журнал выходит 4 раза в год; всего было издано более 70 номеров, в которых содержится более 15 тыс. рефератов книг, статей, патентов, докладов в области шума и вибрации.

В этом же 1994 году за выдающиеся научные достижения и помощь БГТУ "Военмех" Ученый Совет университета присвоил звание "Почетный доктор университета" проф. М. Крокеру. Он стал первым Почетным доктором нашего вуза.

Год завершился весьма важным для кафедры событием: канд. техн. наук, доц. И. М. Фадин успешно защитил докторскую диссертацию на тему "Комплексная диагностика процессов тепломассопереноса в ракетных двигателях". Эта диссертация — итог многолетних кропотливых исследований в области ракетной техники. И. М. Фадин — блестящий экспериментатор, специалист в области процессов тепломассопереноса в ракетных двигателях. Его диссертация стала заметным событием в жизни кафедры, а появление второго доктора наук позволило кафедре претендовать на создание Докторского Совета по специальностям "Охрана труда", "Экология", "Акустика", а также заметно укрепило престиж кафедры в университете.

Второй период (1995—2000 гг.) в жизни кафедры характеризовался серьезным усложнением учебных планов и программ. Кафедра стала читать курсы по экологии и развивать это направление, на кафедру был также передан курс "Гражданская обо-

рона". С этого времени кафедра для всех специальностей университета читает дисциплины:

- Безопасность жизнедеятельности (БЖД);
- Правоведение;
- Промышленная и общая экология;
- Безопасность жизнедеятельности в чрезвычайных ситуациях.

По числу этих дисциплин на кафедре образованы четыре секции: "Безопасность жизнедеятельности" (руководитель проф. И. М. Фадин, первый заместитель заведующего кафедрой), "Правоведение" (руководитель доц. Н. П. Попова), "Экология" (руководитель проф. С. К. Петров), "Безопасность жизнедеятельности в чрезвычайных ситуациях" (руководитель проф. А. В. Храмов).

На кафедре была открыта докторантура. Первый докторант кафедры канд. техн. наук М. Л. Рудаков успешно (в 30 лет) и в срок защитил диссертацию в области электромагнитной безопасности. М. Л. Рудаков сделал блестящую карьеру: сейчас он работает в Международной Организации Труда со штаб-квартирой в Женеве.

В этот период и в последующее время сотрудники кафедры Н. И. Иванов, Л. Ф. Дроздова, В. В. Потехин, Н. В. Тюрина, М. В. Буторина и др. принимают активное участие в международных конгрессах по акустике. Всего на этих конгрессах, которые проходили в Австралии, Австрии, Венгрии, Германии, Гонконге, Дании, Италии, Канаде, Нидерландах, США, Финляндии, Швейцарии, Швеции сотрудниками кафедры было сделано около 100 докладов.

Кафедра силами своих сотрудников (Н. И. Иванова, Л. Ф. Дроздовой, Н. В. Тюриной, В. В. Потехина) с 1996 г. начинает издавать международный журнал "International Journal of Acoustics and Vibration" ("IJAV"), являющийся печатным органом крупной международной организации — Международного института звука и вибрации (США).

В эти годы кафедра несколько раз получала гранты Федеральной целевой программы "Интеграция". В рамках данной программы кафедра совместно с научно-исследовательским центром экологической безопасности Российской Академии Наук (директор д-р экон. наук, проф. В. К. Донченко) провела большую учебно-методическую работу в области экологии (были подготовлены новые учебные курсы и учебно-методические пособия, написан учебник и пр.). На кафедру пришла талантливая и целеустремленная молодежь (все выпускники БГТУ): М. В. Буторина, Д. А. Куклин, А. Ю. Олейников, С. И. Фадин и др., составившая резерв перспективных ученых. Все они защитили кандидатские



диссертации, преподают на кафедре и работают над докторскими диссертациями.

В этот период было выполнено несколько важных научных исследований, в результате которых:

- был разработан портативный шумомер для автоматизированного сбора и обработки информации с широким диапазоном возможных измерений (С. И. Фадин);

- заложены научные основы проектирования акустических экранов, разработаны основы их конструирования (Н. В. Тюрина);

- разработаны новые методики расчетов шума (М. В. Буторина);

- разработаны научные основы прогнозирования шума в обитаемых отсеках международной космической станции (А. Ю. Олейников);

- разработаны два ГОСТа по методам испытания акустических экранов (Н. В. Тюрина).

Наиболее богат на события был 1996 г. В этом году состоялся IV Международный конгресс по звуку и вибрации, в котором приняло участие более 500 ученых из 55 стран. Конгресс проходил под председательством проф. Н. И. Иванова. Это был первый конгресс вновь образованного Международного института звука и вибрации (ИЗВ), первым президентом которого стал проф. сэр Дж. Лайтхилл, а бессменным исполнительным директором является проф. М. Крокер.

Во время конгресса произошло яркое событие: по представлению кафедры иностранному члену Российской академии наук, профессору Лондонского университета сэру Дж. Лайтхиллу была вручена мантия и диплом Почетного доктора БГТУ.

Была заложена информационная база, которая послужила основой для проведения последующих международных конгрессов ИЗВ в Аделаиде (Австралия), Копенгагене (Дания), Гармиш-Партенкирхене (Германия), Гонконге (Китай), Орландо (США), Стокгольме (Швеция), Лиссабоне (Португалия), Вене (Австрия) и др.

На кафедре был создан Российский офис Международного института звука и вибрации, которому, кроме информационного обеспечения международных конгрессов по звуку и вибрации, было поручено издание основного печатного органа института — научного журнала по звуку и вибрации (ИЗВ — "International Journal of Acoustics and Vibration"). Главный редактор журнала проф. М. Крокер, исполнительный редактор проф. Н. И. Иванов, редактор проф. Л. Ф. Дроздова, ассистенты редактора доц. Н. В. Тюрина и доц. В. В. Потехин.

В 1996 г. в БГТУ "Военмех" был открыт докторский диссертационный Совет. Председатель Совета — д-р техн. наук, проф. Н. И. Иванов, зам. председателя — д-р техн. наук, проф. И. М. Фадин, ученый секретарь — канд. техн. наук, проф. Л. Ф. Дроздова. В Совет вошли известные ученые из БГТУ, ЛИИЖТа, ЦНИИ им. А. Н. Крылова, Лесотехнической академии, Университета кино и телевидения, Ленинградского электротехнического института (ЛЭТИ) и других ведущих научных и учебных заведений Санкт-Петербурга.

В этом же году проведена I Всероссийская научно-техническая конференция "Новое в экологии и безопасности жизнедеятельности" с участием комитетов Совета Федерации и Государственной Думы. Всего в последующем было проведено четыре конференции и один международный конгресс с таким же названием, в которых приняло участие более 2 тыс. человек и в трудах которых было опубликовано более 3 тыс. докладов. В те годы (1996—2000 гг.) это были едва ли не самые представительные информационные мероприятия в области экологии в стране.

В 1996 г. были проведены также два первых из восьми научно-практических семинаров "Экология морских портов", в которых принимали участие специалисты по экологии и охране окружающей среды крупнейших портов РФ. Организаторы семинара (Н. И. Иванов, Г. М. Курцев, Н. В. Тюрина) приложили все усилия, чтобы сделать этот семинар полезным и интересным для его участников. Семинар проводился ежегодно на протяжении 7 лет. Участники семинара прослушали лекции ведущих специалистов по проблемам экологии морских портов, посетили морские порты Санкт-Петербурга, Афин, Гамбурга, Стокгольма, Хельсинки и других городов Европы.

В 1998 г. на кафедре была создана международная акустическая библиотека. Решением ученого Совета БГТУ ей было присвоено имя Почетного доктора БГТУ сэра Джеймса Лайтхилла. Основой библиотеки послужили книги, переданные в дар почетным доктором БГТУ проф. А. Шиком (Германия), а также периодические издания, представленные безвозмездно редакциями крупнейших международных акустических журналов. Первым куратором библиотеки была доц. Н. В. Тюрина, в настоящее время эту работу выполняет Н. О. Ковеленова. В библиотеке более 6 тыс. единиц хранения (журналов, книг, трудов конгрессов и пр.).

К золотому фонду библиотеки относятся книги: Encyclopedia of Acoustics, Handbook of Acoustics

(М. J. Croker, США); Vibration and Sound (P. M. Morse, США); Acoustical Measurements, Noise and Vibration Control Engineering (L. Beranek, Германия) и др., а также журналы: AES (Journal of the Audio Engineering Society), Building Acoustics, Sound and Vibration (English, США); Noise and Vibration (worldwide), NVB (Noise and Vibration Bulletin); NVI (Noise and Vibration in Industry) (English, Англия); Canadian Acoustics (English, Канада) и др.

Третий период (с 2001 г. по настоящее время) необычайно плодотворный в жизни кафедры — период многих интересных начинаний и свершений. В это время сотрудниками, аспирантами, докторантами и соискателями кафедры защищены две докторских (Ю. И. Элькин, Москва, А. В. Васильев, Тольятти) и семь кандидатских диссертаций (М. В. Буторина, М. Н. Дробаха, Д. А. Куклин, Н. Н. Минина, А. Ю. Олейников, С. К. Петров, С. И. Фадин). Кафедра пополнилась прекрасными специалистами: на кафедру пришли д-р мед. наук, проф. А. В. Храмов и канд. техн. наук, проф. С. К. Петров.

За этот период на кафедре выполнялись серьезные НИР и проекты. По контракту с фирмой "Caterpillar" (США) были проведены исследования процессов шумообразования строительно-дорожных машин: разработана уникальная экспериментально-расчетная методика вклада источников шума в звуковые поля, разработаны рекомендации по проектированию звукоизолирующих капотов и глушителей шума выпуска двигателей внутреннего сгорания. Эта работа выполнялась в период с 2000 по 2006 год Г. М. Курцевым, Д. А. Куклиным, Ю. И. Элькиным, Л. Ф. Дроздовой, М. Н. Дробаха, А. В. Кудяевым, Н. В. Тюриной, А. Е. Шашуриным под руководством Н. И. Иванова.

Буториной М. В., Тюриной Н. В. и др. были выполнены работы по расчетам и разработке акустических экранов для крупных транспортных объектов (главный ход Октябрьской железной дороги Санкт-Петербург — Москва, кольцевая автомобильная дорога).

Петров С. К. выполнил исследования по снижению шума на стендах по испытанию ракетных двигателей и разработке систем шумоглушения сложных объектов ракетно-космической техники.

Профессорами и преподавателями кафедры было написано несколько учебников:

— Фадин И. М., Сидоров В. Н. "Экология космоса";

— Иванов Н. И. "Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом";

— "Инженерная экология и экологический менеджмент". Под ред. проф. Н. И. Иванова и проф. И. М. Фадина; авторы: М. В. Буторина, П. В. Воробьев, Л. Ф. Дроздова, Г. М. Курцев, С. К. Петров, Н. А. Пименов, Н. П. Попова, М. Л. Рудаков, В. Н. Сидоров, Н. В. Тюрина, С. И. Фадин. Этот учебник пользуется большим спросом, он выдержал три издания и получил диплом "Лучший учебник XXI века".

Были написаны и изданы также новые учебные пособия, подготовленные В. Н. Сидоровым, Н. П. Поповой, Л. А. Власовым, А. В. Храмовым и другими сотрудниками.

В 2001 г. кафедра стала выпускающей по специальности "Безопасность технологических процессов и производств". Всего на кафедре подготовлено около 200 инженеров по этой специальности. Государственная аттестационная комиссия отмечает высокий уровень их подготовки. Руководители дипломных проектов, — преподаватели кафедры: Н. И. Иванов, И. М. Фадин, А. В. Храмов, В. Н. Сидоров, Л. Ф. Дроздова, Г. М. Курцев, Н. В. Тюрина, Д. А. Куклин, М. В. Буторина, Л. А. Власов, Н. А. Пименов, С. К. Петров.

В этом же году кафедра получила крупный международный проект "BEIDS" ("Baltic Environmental Information Dissemination System"), который продолжался 3 года. Проект выполнялся под кураторством Почетного доктора БГТУ проф. В. Леала Филхо (Гамбургский технический университет, Германия и Королевский технический университет, Стокгольм). Основная работа по проекту выполнялась М. В. Буториной и Н. И. Ивановым. В рамках этого проекта были проведены четыре научно-практических семинара по устойчивому развитию в регионе Балтийского моря; установлены тесные научные связи в области экологии с университетами Хельсинки, Гданьска, Турку, Гамбурга, Стокгольма и других городов этого региона; переведена на русский язык и издана книга Почетного доктора БГТУ В. Леала Филхо "Инженерная экология"; организовано бесплатное обучение по экологии 20 студентов и аспирантов кафедры в Гамбургском техническом университете.

Проведена I школа-семинар "Новое в теоретической и прикладной акустике" (руководитель Н. И. Иванов). Всего было организовано четыре таких семинара. На семинаре выступали студенты, аспиранты, докторанты и преподаватели кафедры "Экология и безопасность жизнедеятельности" БГТУ и других вузов. За это время всеми участниками было сделано более 100 докладов, которые



опубликованы в сборниках трудов. Большая заслуга в организации семинара принадлежит Г. М. Курцеву и Д. А. Куклину.

В 2006 г. научным коллективом кафедры создана карта шума Санкт-Петербурга. В работе принимали участие М. В. Буторина, Н. И. Иванов, Г. М. Курцев, Д. А. Куклин, А. В. Кудяев, А. Ю. Олейников, Н. В. Тюрина, В. П. Бобровских, А. Е. Шашурин. Карта была выполнена на базе программы "SoundPlan". Основную работу по созданию карты выполнила доцент М. В. Буторина. Карта в электронном и графическом виде, нанесенная на геооснову Санкт-Петербурга дает представление о вкладе всех основных источников шума: автомобильный транспорт, железнодорожный транспорт, авиация, трамвай, ТЭЦ, котельная, промышленные предприятия и пр. Выполнено зонирование территории города, характеристики шума получены в трехмерном пространстве практически для всех строений города (разрешающая способность 50×50 м). Карта построена на основании расчетных данных почти по 1 млн точек, контроль был выполнен в 1,5 тыс. измерительных точках. Такая карта создана в нашей стране впервые. В мире существует всего несколько аналогов (Лондон, Париж и др.). Карта дает не только информацию о шуме в городе, но служит научно обоснованным инструментом по разработке мероприятий и средств защиты от шума.

В 2007 г. кафедра начала работу по новому информационному международному проекту с университетом Брэдли, штат Иллинойс, США (руководитель Н. В. Тюрина). В этом проекте принимают участие более 10 студентов и аспирантов БГТУ. Цель проекта — информационный поиск новых технологий, конструкций, материалов в области машиностроения на базе периодических изданий (на английском языке). Проект привлекателен повышением квалификации его участников, его результаты представляют интерес для машиностроительных фирм США.

В 2008 г. усилиями и под руководством проф. С. К. Петрова в БГТУ на базе кафедры организованы курсы повышения квалификации руководителей

и работников экологических служб предприятий Санкт-Петербурга и Северо-Запада в области экологической безопасности. На проведение этой работы университет получил лицензию Ростехнадзора.

Сотрудники кафедры активно участвовали в работе Высшего экологического совета Государственной Думы (Иванов Н. И.), рабочей группы по подготовке "Закона о снижении шума" Комитета по экологии Государственной Думы (Иванов Н. И., Минина Н. Н.), Международного института звука и вибрации (Иванов Н. И., Дроздова Л. Ф., Тюрина Н. В.), Комитета "Акустика" международной организации по стандартизации (Иванов Н. И., Тюрина Н. В.), Комиссии по акустике Российской академии наук (Иванов Н. И.), Восточно-Европейской Ассоциации акустиков (Иванов Н. И., Тюрина Н. В.).

На базе кафедры были образованы региональная дирекция и редакция международного журнала института звука и вибрации, студенческая секция международного общества "Audio Ingeneering Society", институт акустических конструкций и др.

В 2009 г. Ученым Советом Московского автомобильно-дорожного института на соискание премии Правительства РФ в области науки и техники была выдвинута работа "Научные исследования, разработка конструктивных решений, проектирование и освоение в промышленности нового поколения конструкций для защиты от шума населения городов и населенных пунктов". В составе авторского коллектива ученые кафедры: профессор Н. И. Иванов (руководитель работы), доц. Н. В. Тюрина и докторант Н. Н. Минина.

К сожалению, в рамках небольшой статьи не удалось рассказать обо всех аспектах работы кафедры, упомянуть всех ее сотрудников.

У кафедры большие планы. Необходимо полностью на новой элементной базе переоснастить лабораторные работы. Необходимо серьезное обновление учебно-методических пособий. Работы много, но состав сотрудников кафедры и их квалификация вселяет уверенность в выполнении поставленных задач.

 **Поздравляем!**

*Поздравляем коллектив кафедры
"Экология и безопасность жизнедеятельности"
БГТУ "Военмех" им. Д. Ф. Устинова с 25-летним юбилеем.*

*Желаем здоровья, благополучия, творческих успехов.
Надеемся на дальнейшее плодотворное сотрудничество.*

Редакционный совет, редакционная коллегия, редакция журнала.

УДК 534.322.3.001.57

М. В. Буторина, канд. техн. наук, доц.,
Н. И. Иванов, д-р техн. наук, проф., **А. В. Кудяев**, доц.,
Д. А. Куклин, канд. техн. наук, доц., **Г. М. Курцев**, канд. техн. наук, проф.,
А. Ю. Олейников, канд. техн. наук, **А. Е. Шашурин**, асс.
 БГТУ "Военмех" им. Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург
 e-mail: sharv08@mail.ru

Результаты картирования шума Санкт-Петербурга

Показана акустическая ситуация в Санкт-Петербурге. Разработана новая карта шума города с использованием программы "Sound Plan". Выявлены шумные территории и основные источники шума города. Разработаны рекомендации по снижению шума в Санкт-Петербурге, включающие снижение шума в источнике образования, на пути распространения, в объектах шумозащиты.

Ключевые слова: город, карта шума, источники шума, программа, рекомендации по шумозащите.

Butorina M. V., Ivanov N. I., Kudayev A. V., Kuklin D. A., Kurtsev G. M., Oleynikov A. U., Shashurin A. E. Results of St. Petersburg noise mapping

Acoustical situation within St. Petersburg is analysed. Modern comprehensive noise map of St. Petersburg is developed using "Sound Plan" software. Noisy territories and main noise sources are found out. Recommendations of complex noise control in the city including noise source reduction, path noise control and improvement of acoustical properties of sensitive receivers are derived.

Keywords: city, noise map, noise source, software, noise control recommendations.

Введение

Согласно докладу Всемирной организации здравоохранения (ВОЗ) около 40 % населения Европы проживают в условиях повышенных уровней шума. В целях мониторинга уровней шума на территории Европы была введена Директива по шуму, согласно которой все страны ЕС должны разработать карты шума крупнейших городов и представить их в Европейскую Комиссию до 2008 г. В настоящий момент карты шума разработаны только для Лондона и Парижа.

1. Акустическая ситуация в Санкт-Петербурге

Анализ имеющихся статистических данных показывает, что Санкт-Петербург, который занимает четвертое место в Европе по уровню промышленного производства, относясь к крупнейшим городам,

занимает восьмое место среди наиболее тихих европейских городов. Средние уровни шума в Санкт-Петербурге составляют 66,4 дБА, в Лондоне, который возглавляет список наиболее тихих городов, — 56,5 дБА, в Париже — 61 дБА. В столичных городах стран Восточной Европы уровни шума находятся на уровне 66...67 дБА.

С начала 1970-х годов в России делаются попытки оценки шумового воздействия и построения карт шума. Однако эти данные носят лишь фрагментарный характер, охватывая не более 10 % городских территорий и представляя уровни шума лишь вдоль наиболее нагруженных транспортных магистралей.

В нашем городе измерения шума выполнялись с 1971 г. Анализ результатов измерений показывает, что эквивалентные уровни шума на территории города за последние 35 лет снизились на 8 дБА. Это объясняется выполненными за последние 20 лет шумозащитными мероприятиями по снижению шума в источнике: модернизацией техники, обновлением автопарка, применением малозумных машин и механизмов западного производства.

Снижение уровней звука было обеспечено в основном в результате внедрения мероприятий по снижению шума автотранспорта. Так, из мероприятий, намеченных Комплексной схемой охраны окружающей среды (1985 г.), большая часть мероприятий по снижению шума автотранспорта была частично реализована. Уровень реализации мероприятий, разработанных для снижения шума железнодорожного и авиационного транспорта, крайне незначителен.

Структура жалоб населения на шум довольно изменчива. В 2001 г. наибольшее количество жалоб было подано на шум встроенных объектов (расположенных в жилых зданиях магазинов, кафе и т. п.). В 2004 г. значительно вырос процент жалоб на автотранспортный шум. В большинстве районов жалобы подаются на шум автотранспорта, в Невском районе поданы жалобы также на железнодорожный шум и на шум строительства кольцевой автодороги, в Московском районе поступают жалобы еще и на авиационный шум.

В России уровни шума устанавливаются санитарными нормами СН 2.2.4/2.21.8.563—96. В соот-



ветствии с ними для зонирования территории Санкт-Петербурга были выделены следующие типы территорий (объекты шумозащиты):

- территории, непосредственно прилегающие к жилым домам (площадь жилой застройки 23,9 тыс. га);

- площадки отдыха на территории больниц и санаториев;

- рекреации (площадки отдыха на территории микрорайона), включая лечебно-оздоровительные местности, особо охраняемые природные территории и зеленые насаждения общего пользования (всего площадью 39,6 га).

2. Разработка новой карты шума Санкт-Петербурга и полученные результаты

Основная цель при разработке новой карты шума — определение шума по всей территории города практически у каждого строения. Отечественных программ, позволяющих это осуществить, не существует. Поэтому впервые в нашей стране для построения карты была использована известная во всем мире немецко-американская программа "SoundPLAN", специально адаптированная разработчиками под отечественную нормативно-техническую базу.

В качестве исходных данных для построения карты шума применялись результаты инструментальных измерений шума автотранспорта и стационарных источников. Уровни шума железнодорожного транспорта, электротранспорта и водного транспорта рассчитывались при помощи стандартизированных методик. Зоны влияния авиатранспорта наносились по имеющимся данным Лен-аэропроекта.

Калибровка карт производилась при помощи замеров уровней шума на территории городской застройки. Выборочное сравнение расчетных характеристик с показателями натуральных шумовых замеров на ряде магистралей дали хорошую сходимость результатов расчетов с фактическими измерениями уровней шума (среднеквадратичное отклонение не более 1,5...2 дБА).

При построении общей карты шума в расчет принимались все виды источников. При этом территория города разбивалась по сетке с шагом 50 м. Всего в расчете принимало участие 775 280 расчетных точек. После определения уровней шума в расчетных точках точки с равными уровнями звука соединялись изолиниями, в результате чего были получены линии равного уровня звука на территории города с шагом 5 дБА, что соответствует условиям нормирования шума. Для каждой защищаемой территории были установлены предельно допустимые уровни шума и определено превышение ПДУ, в результате чего получены границы зон, на которых соблюдаются нормативные уровни.

В 2006 г. были произведены натурные наблюдения с инструментальными замерами шума по всей территории Санкт-Петербурга. За период с 1 июля 2006 г. по 1 ноября 2006 г. было выполнено 1375 измерений. Измерения проводились несколькими бригадами общим количеством в 50 человек шумомерами производства фирмы "Октава+" (Россия) и "Брюль и Кьер" (Дания). Все измерения проводились в соответствии с действующей нормативной документацией. Измерениями были охвачены источники шума автомобильного, железнодорожного, водного и воздушного транспорта, внешние уровни шума промышленных предприятий. Это позволило определить уровни шума от всех источников и получить данные для картирования территории города.

В ходе разработки карты шума была получена новая сравнительная характеристика Санкт-Петербурга с другими городами Европы. По результатам наблюдений средний уровень шума в городе составляет 59,9 дБА. В целом по городу наблюдается тенденция снижения уровней шума в центральных районах и некоторого увеличения ближе к окраинам.

Было установлено также, что 33,4 % нормируемых по шуму территорий имеют уровни выше предельно допустимых (с учетом авиатранспорта территории сверхнормативного воздействия шума достигают 36,5 %).

Влиянию шума в большей степени подвержены Адмиралтейский, Центральный, Фрунзенский, Петроградский и Кировский районы города (под влиянием повышенного шума находится около 80 % территории), менее подвержены влиянию шума Курортный, Выборгский, Петродворцовый, Приморский и Пушкинский районы (10...30 % территории имеют уровни шума свыше 55 дБА).

По автотранспорту было установлено следующее: максимальные уровни шума 78...79 дБА создаются автотранспортными потоками по скоростным дорогам (на перспективу увеличение до 85...86 дБА); уровни шума создаваемого на магистральных улицах общегородского значения, — 70...80 дБА; на улицах районного значения — 60...70 дБА; в местных и внутриквартальных проездах — 50...60 дБА.

Получены следующие данные по шуму железнодорожного транспорта: площадные источники (сортировки) создают шум в ближайшей жилой застройке до 68 дБА, наблюдается значительное превышение нормативных уровней шума Московской и Витебской сортировочных станций (до 10...13 дБА). Сортировочная станция Финляндского вокзала не вносит существенного вклада в уровни шума на прилегающей территории; линейные источники (железнодорожные ветки) создают шум 71...76 дБА.

По авиационному транспорту наблюдается значительное отличие существующих уровней шума (от 51 до 86 дБА) в границах зон влияния аэропорта; населенные пункты Колпино, Пушкин и Шу-

шары попадают в зону до 80 дБА; Ульянка — в зону до 85 дБА; Старопаново — зона свыше 85 дБА.

По *теплоэнергетике* уровни шума ТЭЦ составляют 53...69 дБА; котельных — 50...60 дБА; электростанций — 59...66 дБА.

По *промышленным источникам* было установлено: в городе существует 48 нежилых зон, уровни звука на квадратный метр которых составляют 53,7...64,5 дБА; в жилой застройке вблизи семи промзон уровни шума превышают предельно допустимые; промзоны Балтийская, Белоостров, Конная Лахта, Ручьи, Коломяги и Полюстрово не создают повышенных уровней шума в жилой застройке; наиболее высокие уровни шума наблюдаются в Новоизмайловской промышленной зоне.

Водный транспорт: замеры в жилой застройке в районе Канонерского острова показали, что повышенные уровни шума создаются в результате работы порта; при функционировании водного и речного транспорта превышения ПДУ не наблюдаются.

Трамвай: при движении по обособленной полосе не дает существенного вклада в уровень шума автомагистралей при интенсивном движении; при его функционировании в утренние часы, когда автомобильный поток не установился, в первом эшелоне жилой застройки наблюдается превышение уровней шума до 15 дБА. При движении трамвая на узких улицах наблюдаются значительные превышения ПДУ.

Таким образом в ходе разработки карты шума было установлено, что наиболее значимым источником шума в городской застройке является авиационный транспорт, далее следует автомобильный транспорт, промышленные источники, железнодорожный транспорт, электротранспорт. Шум водного транспорта влияет лишь на 0,1 % городской территории (см. таблицу).

Зашумление городских территорий различными видами транспорта

Источник	Площадь территорий, км ² , с уровнями шума, дБА			Общая площадь с превышением норм, км ²
	>55	>65	>75	
Авиационный транспорт	444			444
Автомобильный транспорт	231	56	6	293
Водный транспорт	0,1	0	0	0,1
Железнодорожный транспорт	70,3	19,2	0,3	89,8
Промышленные источники	162,7	26,7	0,1	189,5
Электротранспорт	5	0,2	0	5,2

3. Рекомендации по снижению шума в Санкт-Петербурге

Основными направлениями борьбы с шумом являются:

1. Подавление шума в источнике при помощи конструктивных методов, установка технических норм машин и механизмов.

2. Снижение шума на пути его распространения (рациональное планирование территорий, установка экранов, использование насыпей и выемок).

3. Снижение шума в объекте шумозащиты (остекление домов, повышение звукоизоляции конструкций).

Для снижения шума автотранспорта в Санкт-Петербурге рекомендуется обеспечение отвода транспортных потоков от центра и жилых районов города, а также применение шумозащитных экранов. К установке рекомендуется 26 км экранов, из них: на Кольцевой автомобильной дороге (КАД) — 12 км, Западном скоростном диаметре (ЗСД) — 14 км.

Для снижения шума, создаваемого авиационным транспортом, рекомендуется выбирать трассы взлета и посадки самолетов в обход густонаселенных районов, исключать из расписания ночные рейсы, а также выводить из эксплуатации воздушные суда наиболее шумных типов. В местах прогонки двигателя следует устанавливать акустические экраны.

Снижение шума железнодорожного транспорта может быть обеспечено применением шумозащитных экранов (70 км), выносом грузовых железнодорожных станций за пределы центральной части города, вынесением движения грузового транспорта на обходные и дублирующие магистрали.

Для снижения шума электротранспорта составлен перечень зданий, подлежащих шумозащитному остеклению по 28 улицам города. Рекомендовано также создание и внедрение проектируемого трамвайного полотна, обеспечивающего бесшумное движение трамваев, снятие трамвайных путей на узких улицах.

Основным мероприятием по снижению шума промышленных предприятий является разработка и применение шумозащитных мероприятий (увеличение звукоизоляции ограждающих конструкций, применение локальных акустических экранов, применение глушителей вентиляционного оборудования, капотов и кожухов на шумном оборудовании, перенос компрессорных станций). В результате применения мероприятий шумозащиты санитарно-защитные зоны предприятий могут быть сокращены.

Заключение

В 2006 г. в Санкт-Петербурге впервые за всю историю города была проведена работа по разработке карты шума и зонированию территории по



фактору шума с учетом всех существующих источников. В ходе работы была собрана, систематизирована и обобщена информация в области защиты населения от шума. Изучен отечественный и зарубежный опыт и определены основные черты стратегий разных стран в области снижения шума. Выполнена сравнительная оценка современных нормативных требований по защите от шума, принятых в различных странах мира и в России. По собранным сведениям о результатах замеров шума за период с 1971 г. по 2004 г. проведен ретроспективный анализ тенденций изменения акустической нагрузки в Санкт-Петербурге. При помощи экспериментов и расчетов была произведена оценка шумовых характеристик автотранспортных, рельсовых, водных и промышленных источников шума.

Работа по шумовому зонированию дает описание акустической ситуации на территории Санкт-Петербурга. Результаты работы позволили определить

мероприятия по снижению шума в городе. Разработанные карты шума дают возможность принимать обоснованные решения по расширению застройки, перераспределению транспортных потоков и пр., направленные на улучшение жизни горожан и получение дополнительных инвестиций в строительство. Появилась возможность строгого контроля за строительными организациями, проектировщиками по части обоснования планировочных и других решений и соблюдения санитарно-гигиенических норм по шуму.

Список литературы

1. **Буторина М. В.** Составление карт шума территории Санкт-Петербурга // Известия Самарского научного центра РАН, 2007.
2. **Руководство** по разработке карт шума улично-дорожной сети города. — М., 1980.
3. **Directive** 2002/49/EC of the European Parliament and of the Council, relating to the assessment and management of environmental noise (END — European Noise Directive), 25 June 2002.

УДК 534/6^624/131/32

И. А. Курилович, канд. геол.-мин. наук, ЗАО "ГеоВИСТ",
Н. М. Смирнов, В. Н. Сидоров, канд. техн. наук, доц.,
БГТУ "Военмех" им. Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург
e-mail:t-caka@mail.ru

Применение современных технологий для изучения грунтов при строительстве и реконструкции сооружений в Санкт-Петербурге

Рассмотрены результаты геофизических исследований грунтовых оснований при реконструкции объектов в Санкт-Петербурге, таких как мост Лейтенанта Шмидта и комплекс сооружений ОАО "Пивоваренная компания "Балтика".

Ключевые слова: геофизические исследования, акустическая антенна, обследование инженерных сооружений.

Kurilovich I. A., Smirnov N. M., Sidorov V. N. *The application of up-to-date technologies for soils exploration before reconstruction and building structures in St.-Petersburg*

This paper presents the results of geophysical research of soils before reconstruction and building structures, such as Leytenanta Shmidta bridge and Pivovarennaya Company "Baltika" buildings.

Keywords: geophysics research, acoustic antenna, investment of engineer structures.

Инженерные сооружения, строительные объекты, заглубленные в грунтовое основание, такие как мосты, дамбы, очистные сооружения и т. п., требуют изучения геологических особенностей грунтового массива и периодического контроля его состояния. В пределах городских агломераций, в сложных условиях доступности к объекту исследований наиболее оптимальными являются дистанционные методы исследования, как например, инженерная геофизика. Наиболее эффективными среди геофизических методов являются методы высокоразрешающей сейсморазведки.

Рассмотрим результаты геофизических исследований на примерах строительства и реконструкции объектов, расположенных в Санкт-Петербурге.

При реконструкции моста Лейтенанта Шмидта, расположенного в акватории реки Невы, предусматривалось строительство временной переправы, что потребовало изучения геологического строения при-

донной части русла как под стационарным мостом, так и выше по течению от него. Для решения этой задачи были выполнены сейсмоакустические исследования по профилю протяженностью 330 м и изучено геологическое строение придонной части до глубины 50 м.

Исследования производились методом высоко-разрешающей сейсморазведки, которая реализовалась в модификациях как отраженных волн (МОВ), так и преломленных волн (МПВ).

Для исследований использовалось судно со специальным оборудованием (рис. 1 — см. 2-ю стр. обложки). Возбуждение сейсмических колебаний производилось источником импульсного типа "ИПУ-1" (Завод "Геологоразведка", г. Санкт-Петербург). Запись сигналов осуществлялась 24-канальной сейсмоакустической станцией "SGD-SEL" (Сибгеофизприбор, г. Новосибирск) с шагом квантования 0,25...0,50 мс, что обеспечивало высокую точность корреляции целевых волн.

В БГТУ "Военмех" специально для этих исследований была разработана и изготовлена 24-канальная гибкая буксируемая антенна (ГБА) длиной 20 м. В общем виде акустические антенны, применяемые в сейсморазведке, выполняются в форме шланга, внутри которого находятся гидрофоны, расположенные вдоль оси антенны и присоединенные к электрическому кабелю, и силового троса, который воспринимает усилие буксировки и обеспечивает механическую прочность конструкции. Для придания антенне нейтральной плавучести в шланг закачивается жидкость, удельный вес которой значительно меньше единицы. Как правило, в качестве наполнителя используется солярка. Из-за эксплуатационных нагрузок, возникающих при намотке и смотке антенны на транспортировочный барабан, а также при ее буксировке возможна разгерметизация внутренней полости шланга антенны. В результате этого происходит загрязнение окружающей среды нефтепродуктами. Поэтому при создании конкретной акустической антенны необходимо было обеспечить:

- экологическую безопасность при эксплуатации;
- устойчивое положение продольной оси антенны, что создаст условия для горизонтальной ориентации пьезодатчиков серии ПДС-21;
- минимальное искажение акустического сигнала на границе перехода внешняя среда—оболочка и оболочка—пьезодатчики;

- нейтральную плавучесть;
- технологичность изготовления.

Экологическая безопасность обеспечивалась тем, что все элементы антенны были полностью замонтированы в герметичную оболочку из синтетического каучука. В поперечном сечении антенна имела форму прямоугольника со сторонами размером 50×32 мм, что обеспечивало при эксплуатации устойчивое положение ее продольной оси.

Минимальное искажение акустического сигнала на границе перехода оболочка-пьезодатчики обеспечивалось за счет нанесения перед формированием оболочки специального адгезива на пьезодатчики.

Нейтральная плавучесть антенны обеспечивалась:

- подбором марки синтетического каучука с плотностью меньше 1 (был выбран синтетический каучук марки ПДИ-ЗАК плотностью $0,93 \text{ г/см}^3$, сохраняющий механические свойства до температуры -60°C);
- выполнением силового троса из материала СВМ плотностью $1,14 \text{ г/см}^3$;
- разгрузкой электрического кабеля от продольных растягивающих нагрузок, что позволило применить кабель с жилами меньшего поперечного сечения.

Технологичность изготовления антенны была обеспечена использованием метода свободного литья, позволяющего получать окончательно готовую антенну без дополнительной обработки.

Перед проведением натурных исследований было осуществлено компьютерное моделирование с учетом имеющихся данных о геометрии акватории и параметрах стационарного и временного мостов. Это позволило для определения глубин и положения залегания литологических комплексов пород использовать метод отраженных волн с шагом регистрации 5 м, а для расчета средних скоростей в придонных отложениях и определения зависимости изменения скорости с глубиной среды — метод преломленных волн с двумя встречными системами наблюдения вдоль заданного профиля при шаге регистрации 5 м. Данную встречную систему наблюдения сначала выполняли с правого берега на левый, а потом с левого берега на правый.

В результате сейсмоакустических наблюдений в пределах площади исследования был получен сейсмогеологический разрез, где показано скоростное строение грунтов, выделены скоростные границы, соответствующие границам литологических комплексов пород. В разрезе выделяется пять основ-



ных литологических комплексов, характеризующихся различными скоростными параметрами. Отмечается также выклинивание некоторых слоев. Скоростная модель в пределах площади наблюдений характеризуется слоисто-неоднородной толщиной пород, соответствующей осадочным отложениям (рис. 2 — см. 2-ю стр. обложки).

Таким образом, сейсмоакустические исследования, проведенные в акватории Невы с применением технологии работ, базирующейся на современных технических средствах, методике проведения работ и обрабатывающих комплексов, адаптированных к решению конкретных инженерно-геологических задач, позволили с достаточной степенью детальности построить сейсмогеологическую модель придонных отложений, определить морфологию залегания осадочных пород и выделить основные границы литологических комплексов пород в разрезе вдоль профиля исследования.

В результате был получен комплекс данных, который позволил осуществить успешное проектирование и постройку временного моста, а также осуществить реконструкцию стационарного.

При строительстве коллекторных сооружений на станции очистки сточных вод ОАО "Пивоваренная компания "Балтика" вследствие вспучивания грунтов произошел сдвиг коллектора отстойника, что могло привести к загрязнению окружающей среды. Так как состояние грунта непосредственно связано со скоростью распространения продольной волны (V_p) в этом грунте, то были проведены мониторинговые наземно-скважинные сейсмические исследования в два этапа: до инъекционного упрочнения грунтов и после него.

Наибольшую степень точности при решении данной задачи обеспечивает метод объемной сейсмотомографии в модификациях межскважинного и наземно-скважинного просвечивания. Применение этого метода позволяет получать детальное изображение исследуемой среды на основании распределения скоростных параметров в области исследования, полученных путем сканирования этой области сейсмическими лучами.

При проведении сеймопросвечивания использовался комплекс аппаратурно-технических средств, применяемых на акватории Невы, так как приемное устройство и источник возбуждения сейсмических сигналов адаптирован как для работы на акваториях, так и в скважинах, заполненных жидким раствором. Прием сейсмических сигналов осуществлялся как в скважине, так и на поверхности исследуемого объекта (рис. 3 — см. 2-ю стр. обложки). При наблюдении на поверхности земли прием сигналов осуществлялся сеймоприемниками ("Геоимпульс", г. Уфа).

На первом этапе было получено распределение скоростных параметров в грунте, которое характеризует их прочностные свойства. Для исследования межскважинного и околоскважинного пространства методом сеймопросвечивания были пробурены 4 скважины глубиной 10 м и на расстоянии между ними 12,5 м. Шаг между пьезодатчиками по вертикали — 1,5 м.

Вмещающая среда в пределах площади исследований до инъекционного упрочнения характеризуется относительно низкими значениями скоростей $V_p = 1,3...1,7$ км/с.

На втором этапе после инъекционного упрочнения глубоких скважин было снова проведено исследование околоскважинного пространства. Для этого были пробурены скважины глубиной до 3 м на расстоянии 3 м от наружной стенки отстойника и расстоянии между ними 7,5 м. По результатам второго этапа было установлено увеличение скорости V_p до 2,2...2,7 км/с, что, в свою очередь, свидетельствовало об упрочнении грунта в районе коллектора отстойника и ликвидации предаварийной обстановки коллекторных сооружений.

Приведенные примеры сейсмических исследований на объектах строительства с применением современной технологии работ, адаптированной к решению инженерно-геологических задач, позволили получить скоростное строение разреза в пределах объема исследований и определить скоростные характеристики грунтов, характеризующие их состояние.

УДК 534.84.1

В. Ю. Кирпичников¹, д-р техн. наук,
Л. Ф. Дроздова², канд. техн. наук, проф., **Е. В. Яковлева**¹

¹ ЦНИИ им. акад. А. Н. Кылова, Санкт-Петербург,

² БГТУ "Военмех" им. Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург

e-mail:far_mer@rambler.ru

Исследование вибрационных и шумовых характеристик междуэтажного перекрытия жилого здания

Приведены расчетные и экспериментальные частотные характеристики вибровозбудимости и шумоизлучения бетонного междуэтажного перекрытия. Произведена оценка сходимости расчетных и экспериментальных данных. Даны рекомендации по использованию расчетных формул для выполнения приближенных оценок уровней вибрации и структурного шума, создаваемого технологическим оборудованием.

Ключевые слова: шум, вибрация, перекрытие, жилой дом, вибровозбудимость, шумоизлучение, структурный шум.

Kirpichnikov V. J., Drozdova L. Ph., Yakovleva E. V. Vibration and noise characteristics of between the stored floors of dwelling house

Calculation and experimental frequency characteristics of vibration excitation and noise emission of concrete between the stored floor are presented. Estimation of the difference between predicted and experimental data are made. Recommendations for the preliminary estimation of vibration levels and structure noise, radiated by technology equipment are given.

Keywords: noise, vibration, floors, dwelling house, vibration excitation, noise emission, structure noise.

Актуальность работы

Известно, что звуковая энергия распространяется от инженерно-технологического оборудования в виде воздушной и структурной составляющих. Первая составляющая связана с распространением воздушного шума от оборудования по воздуховодам и по воздушной среде помещений через их ограждения (междуэтажные перекрытия, стены и перегородки). Вторая составляющая — структурный шум — возникает вследствие действия на установочные и другие строительные конструкции динамических сил со стороны оборудования через его опорные (лапы) и неопорные (воздуховоды, трубопроводы и т. д.) связи и последующего распространения

возникающей при этом вибрации по конструкциям с ее переизлучением в воздушную среду помещений.

В практике защиты от шума необходимое внимание, как правило, уделяют лишь первой составляющей. Соответствующие проектные работы выполняют с использованием рекомендуемой методической и нормативной документации, например [1—3].

Имеющиеся в технической литературе [4—11] способы (средства) снижения уровней вибрации и структурного шума от работы оборудования в практике акустического проектирования зданий в полной мере не используются. Такая ситуация является следствием ряда причин, к основным из которых отнесем следующие:

- недооценка роли структурной составляющей в формировании шума от работы оборудования;
- отсутствие методики расчета уровней структурного шума и руководящего документа, предписывающего в обязательном порядке выполнять соответствующие расчеты и разрабатывать при необходимости мероприятия по уменьшению этих уровней;
- отсутствие исходной информации для выполнения расчетных оценок уровней структурного шума (сведений об уровнях вибрации или динамических сил на лапах и фланцах оборудования, о величинах механического сопротивления строительных конструкции по отношению к силам и моментам, действующим на них со стороны оборудования, о значениях коэффициента ослабления вибраций при их распространении по строительным конструкциям, о величинах коэффициента потерь колебательной энергии в строительных конструкциях и коэффициента шумоизлучения этих конструкций и т. д.).

Вместе с тем известно, что структурный шум часто является основной причиной неблагоприятной шумовой обстановки в жилых, общественных и производственных зданиях. Так, шум, возникающий при работе с ручным инструментом непосредственно на строительной конструкции, передается на большие расстояния от мест его исполь-



зования и слышен не только в соседних, но и в далеко расположенных помещениях.

В жилых зданиях, особенно при малых уровнях шумового фона, раздражающим источником являются удары падающих на междуэтажные перекрытия предметов, перемещение мебели, ходьба по выше-расположенному перекрытию и т. д.

Наиболее часто структурный шум является причиной дискомфортных условий в случаях расположения инженерно-технологического оборудования в зданиях из бетона. Именно такая тенденция имеет место в настоящее время в строительной индустрии.

Наибольшее раздражающее действие оказывают низкочастотные составляющие структурного шума, возникновение которых может быть связано с резонансными колебаниями строительных конструкций. Вместе с тем, влияние низкочастотных резонансных явлений в строительных конструкциях на структурный шум в зданиях целенаправленно не изучалось. Косвенный критерий оценки структурного шума в жилых и общественных зданиях — индекс приведенного уровня ударного шума перекрытий [3] — нормируется на частотах, превышающих верхнюю частоту третьоктавной полосы 80 Гц. Однако первые значения собственных частот колебаний строительных конструкций зданий находятся в области более низких частот.

С учетом сказанного работы по изучению низкочастотного структурного шума являются достаточно актуальными.

Целью рассматриваемого исследования являлось экспериментально-расчетное изучение процессов возникновения вибраций и структурного шума при сосредоточенном возбуждении типовой строительной конструкции — бетонного междуэтажного перекрытия.

Объект и метод экспериментального исследования

Измерения уровней вибраций и шума были проведены в пустом помещении вентиляционной камеры жилого здания с бетонными ограждениями при отсутствии двери и оборудования. В качестве источника вибрационного и шумового полей был использован отечественный вибромолоток с датчиком силы. Сигналы с датчика силы и с виброприемника типа 8308 (B&K, Дания), с блоком питания типа 2804 (B&K, Дания), установленных на перекрытии, или с микрофона типа МК-205 (Россия) регистрировались двухканальным частотным анализатором типа 2144 (B&K, Дания).

Схема вентиляционной камеры с четырьмя точками возбуждения и измерения уровней вибрации ее пола изображена на рис. 1. Уровни шума были измерены как в вентиляционной камере, так и в рас-

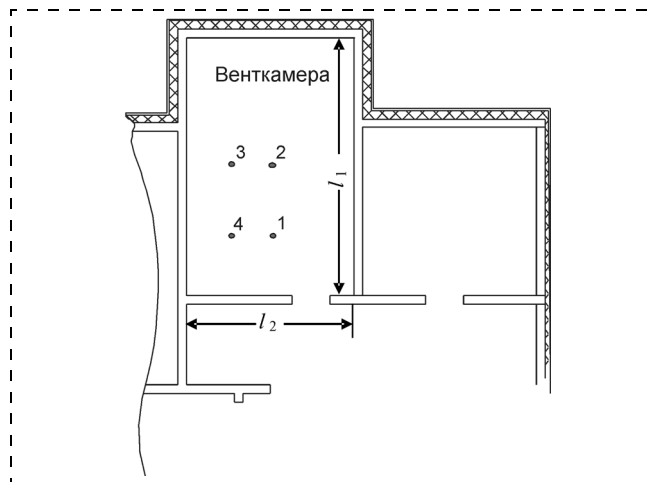


Рис. 1. Схема (план) помещения вентиляционной камеры с указанием точек возбуждения и измерения вибрации

положенном под ней помещении. Точки измерения уровней шума находились на высоте 1,5 м над геометрическим центром пола каждого из помещений.

В ходе исследований измерялись, в частности, уровни входных и переходных проводимостей пола венткамеры. Под входной и переходной проводимостями условно принимаем величины

$$|Y_{\text{вх}}| = \frac{|v_0|\omega}{F} = \frac{\dot{v}_0}{F} \text{ и } |Y_{\text{пер}}| = \frac{|v_i|\omega}{F} = \frac{\dot{v}_i}{F}, \text{ где } v_0 \text{ (} \dot{v}_0 \text{)}$$

и v_i ($\dot{v}_i$) — уровни виброскорости (виброускорения), м/с (м/с^2), в точке возбуждения и произвольной i -й точке, соответственно; F — амплитуда возбуждающей силы, Н; ω — круговая частота. Исследованные условные проводимости (более точно — уровни виброускорения от единицы силы) имеют размерность, обратную массе.

Результаты измерений

Узкополосные спектры входной проводимости $|Y_{\text{вх}}|$ пола вентиляционной камеры в децибелах относительно $1 \text{ м/с}^2 \cdot \text{Н}$ (ширина полосы анализа — $1/24$ октавы) приведены на рис. 2. Обращаясь к рисунку, видим, что все приведенные спектры содержат ряд максимумов. На основе анализа соотношения уровней на частотах максимумов входной и переходных проводимостей при возбуждении вибраций в различных точках было сделано предположение, что появление трех низкочастотных (37, 55 и 88 Гц) максимумов связано с изгибными резонансами возбуждаемого бетонного перекрытия. Максимумы на более высоких частотах (114, 143, 200, 350, 428, 570 Гц и т. д.) идентифицировать не

удалось, но, по всей видимости, они обусловлены не только резонансными изгибными колебаниями пола вентиляционной камеры, но и колебаниями в направлении его толщины. О сказанном косвенно свидетельствует невыполнение известного условия возникновения изгибных колебаний в тонких пластинах: $\lambda_{\text{изг}}/h > 6$, где $\lambda_{\text{изг}}$ — длина изгибной волны в перекрытии толщиной h . В соответствующем частотном диапазоне, особенно на частотах 200...630 Гц, имеет место существенное увеличение вибровозбудимости перекрытия в сравнении с его вибровозбудимостью на более низких частотах.

На рис. 3 приведены узкополосные (1/24 октавы) нормированные силой спектры шума $|P|/F$ (в децибелах относительно $2 \cdot 10^{-5}$ Па/Н) в помещении вентиляционной камеры. Видим, что в спектрах шума так же как и в ранее проанализированных спектрах входной проводимости возбуждаемого перекрытия, присутствует большое число максимумов. Анализ частотных характеристик вибрационного и шумового полей показывает, что наиболее выраженные максимумы в спектрах входной проводимости и шума наблюдаются на одних и тех же частотах — примерно 37, 55, 88, 99, 114, 135...143, 200, 350 и 500 Гц. Соответствие большинства максимумов в спектрах шума максимумам в спектрах вибраций возбуждаемого перекрытия свидетельствует о повышенном шумоизлучении перекрытия на собственных частотах его упругих колебаний. Вместе с тем отметим, что в спектрах шума присутствует несколько менее выраженных в сравнении с ранее указанными, максимумов — на частотах примерно 44, 70, 160, 330 и 446 Гц. Происхождение этих максимумов может быть связано либо с резонансными явлениями в воздушном объеме помещения, либо с неидентифицированными, при выбранных вариантах нахождения точек возбуждения, резонансными колебаниями возбуждаемого перекрытия, а возможно и других ограждений помещения.

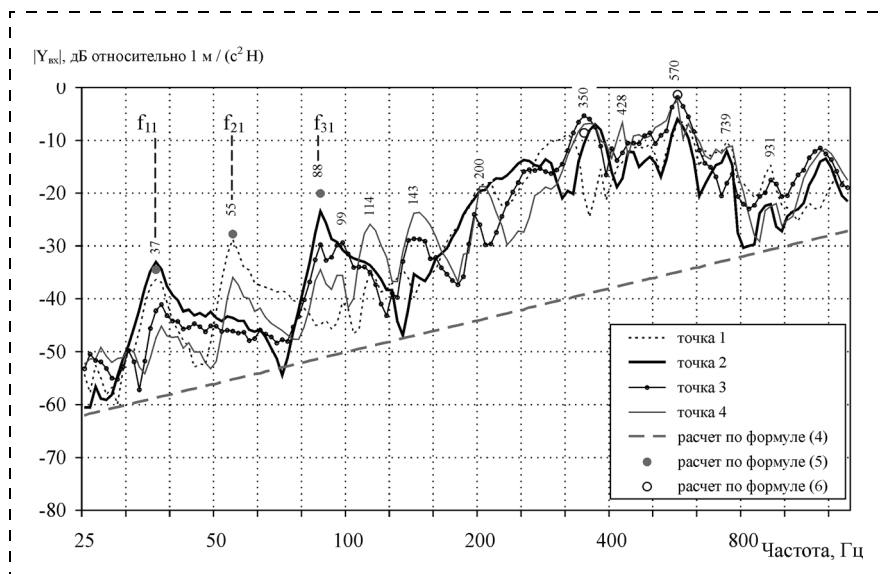


Рис. 2. Спектры входной проводимости (по ускорению) пола вентиляционной камеры в полосу 1/24 октавы (точки f_{mn} и кривые по формулам (4)–(6) описаны далее)

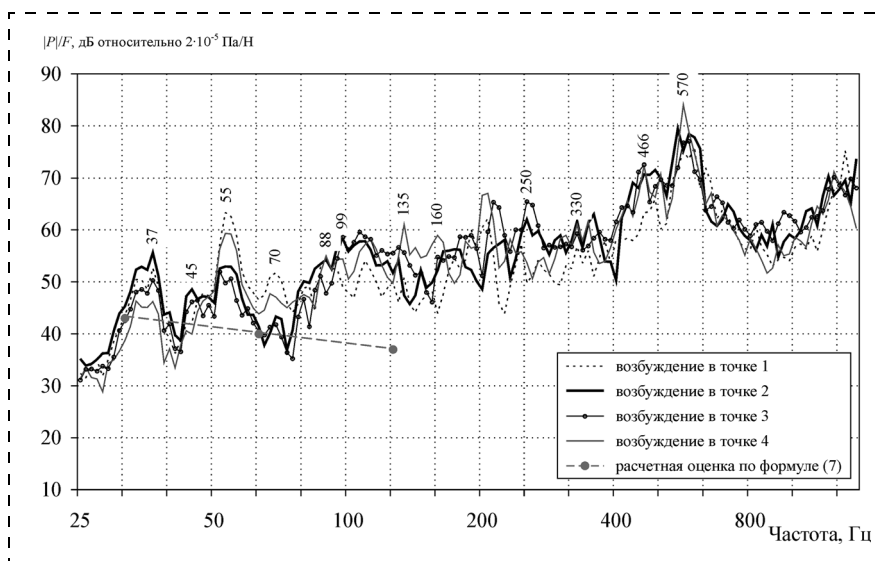


Рис. 3. Спектры шума ($F = 1$ Н) в полосу 1/24 октавы

Сопоставление результатов измерений с расчетными оценками

Выполнялись расчетные оценки параметров исследованных вибрационного и шумового полей и их сопоставление с результатами измерений. В основу этих оценок были положены широко используемые в различных областях техники (судостроение, авиация и т. д.) формулы, соответствующие случаю изгибных колебаний тонких пластин. Оценки выполнялись с целью получения ответа на вопрос о возможности применения этих формул в строительной акустике.



Сопоставим с экспериментальными данными результаты расчетов собственных частот трех низших форм изгибных колебаний испытанного перекрытия, его вибровозбудимости в геометрическом центре на низшей резонансной частоте и механического сопротивления перекрытия с бесконечными размерами в плане по отношению к сосредоточенному динамическому усилию.

При выполнении расчетов значений низших собственных частот f_{mn} (m и n — числа полуволн изгибных колебаний по длине l_1 и ширине l_2 перекрытия, соответственно) конструкция пола вентиляционной камеры аппроксимировалась тонкой пластиной со свободно опертыми (вариант I) и защемленными (вариант II) кромками. (На практике вариант заделки кромок испытанного перекрытия неизвестен).

Вычисления производились с использованием приведенных ниже формул ([6, 13]):

$$f_{mn}^I = \frac{\pi}{2} \left(\frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right) \sqrt{\frac{B_{\text{пер}}}{m_{\text{пер}}}}, \quad (1)$$

где $B_{\text{пер}}$ — изгибная жесткость перекрытия

($B_{\text{пер}} = \frac{Eh_{\text{пер}}^3}{12(1-\sigma^2)}$; E и σ — модуль Юнга и коэффициент Пуассона бетона; $h_{\text{пер}}$ — толщина перекрытия); $m_{\text{пер}}$ — масса единицы площади перекрытия

($m_{\text{пер}} = \rho h_{\text{пер}}$); ρ — плотность бетона.

$$f_{mn}^{II} = \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{Eh_{\text{пер}}^2}{3\rho(1-\sigma^2)}} \left[\left(\frac{m}{l_1\zeta_m} \right)^2 + \left(\frac{n}{l_2\zeta_n} \right)^2 \right]; \quad (2)$$

$$\zeta_m = \frac{d}{1+0,23/m}; \quad \zeta_n = \frac{d}{1+0,23/n},$$

где d — коэффициент, учитывающий степень защемления пластины; изменяется в пределах [1; 1,11]; принят равным 1, что соответствует случаю жесткой заделки кромок.

Размеры испытанного перекрытия: $l_1 = 6,25$ м; $l_2 = 4,0$ м; $h_{\text{пер}} = 0,18$ м.

В качестве параметров бетона принимались следующие [12]: $E = 4,8 \cdot 10^9$ Па; $\rho = 1500$ кг/м³; $\sigma = 0,17$.

Результаты вычислений f_{mn}^I и f_{mn}^{II} , а также измеренные значения резонансных частот пола вентиляционной камеры f_{mn} приведены в таблице.

Сравнение приведенных в таблице данных показывает, что низшие значения f_{mn}^I и f_{mn}^{II} , рассчитанные в предположении, что перекрытие является

тонкой изгибноколеблющейся пластиной со свободно опертыми или защемленными кромками, оказались существенно меньше измеренных, идентифицированных с использованием спектров на рис. 2 величин. Некоторое улучшение сходимости низших значений f_{mn}^I и f_{mn}^{II} с f_{mn} можно достигнуть при удвоении коэффициентов $\pi/2$ и $\pi/4$ в формулах (1) и (2), соответственно.

Полученное отличие расчетных и измеренных значений собственных частот перекрытия можно объяснить, например, неоднородностью бетонной конструкции и меньшей массой $m_{\text{пер}}$, принимающей участие в колебаниях перекрытия с приведенными на рис. 2 амплитудами в сравнении с ее расчетной величиной. Это может быть следствием, например, того, что нижняя и верхняя поверхности испытанного перекрытия, в силу его неоднородности, имеют различную амплитуду колебаний. В случае справедливости такого предположения колебания перекрытия даже на низких частотах вряд ли являются изгибными. (Сходственные точки поверхностей тонкой изгибноколеблющейся пластины, как известно, имеют одинаковую амплитуду.) Назовем их условно квазиизгибными колебаниями.

mn	11	21	31
f_{mn}^I , Гц	13	24	43
f_{mn}^{II} , Гц	20	33	54
f_{mn} , Гц	37	55	88

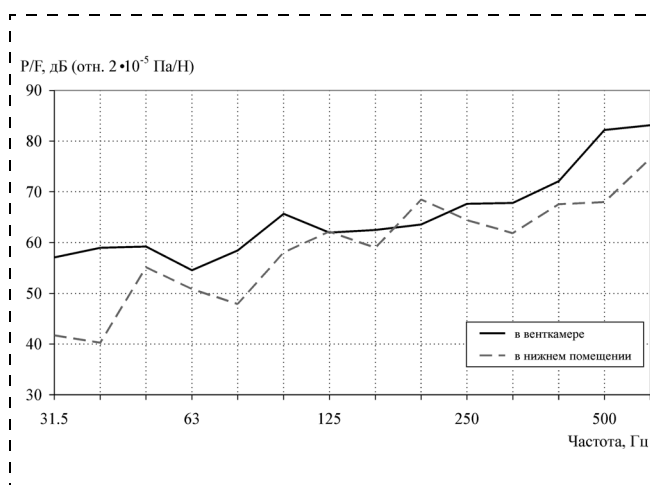


Рис. 4. Третьооктавные уровни шума ($F = 1$ Н) в вентиляционной камере и в расположенном под ней помещении

Следствием предполагаемых меньших уровней вибраций нижней поверхности перекрытия вентиляционной камеры может быть превышение в большинстве третьоктавных полос регистрируемых в ней уровней шума над уровнями шума в нижерасположенном помещении. При этом надо помнить, что в вентиляционной камере имеется еще и местный источник шума — удар, а шум в помещениях формируют колебания не только возбуждаемого перекрытия, а и других строительных конструкций.

О таком соотношении уровней шума свидетельствуют третьоктавные спектры нормированных силой F уровней шума, приведенные на рис. 4 (в децибелах относительно $2 \cdot 10^{-5}$ Па/Н). Спектры соответствуют случаю возбуждения пола вентиляционной камеры в ее геометрическом центре. Обращаясь к рис. 4, видим, что третьоктавные уровни шума в помещении вентиляционной камеры в среднем на 6 дБ больше соответствующих уровней шума в расположенном под ней помещении с примерно такими же размерами и акустическими характеристиками.

Расчетная оценка уровней низшего резонансного максимума f_{11} в спектре входной проводимости пола вентиляционной камеры при его возбуждении в геометрическом центре проводилась с использованием следующей формулы для определения минимального значения механического сопротивления тонкой пластины конечных размеров [6]:

$$Z_{Fmin} \approx \omega_{11} M_{пер} \eta_{11} / 4,$$

где $M_{пер} = m_{пер} S_{пер}$ — масса возбуждаемого перекрытия; $S_{пер} = l_1 l_2$ — площадь перекрытия; η_{11} — коэффициент потерь колебательной энергии в перекрытии на частоте f_{11} ; $\omega_{11} = 2\pi f_{11}$.

Выражение для уровня низшего резонансного максимума в спектре условной входной проводимости (по виброускорению) записывалось в форме

$$Y_{f_{11}} = \omega_{11} F / Z_{Fmin} = 4F / M_{пер} \eta_{11}.$$

Логарифмическая величина $Y_{f_{11}}$ при $F = 1$ Н (в децибелах относительно $1 \text{ м/с}^2 \cdot \text{Н}$) вычислялась с использованием формулы

$$Y_{11} = 20 \lg \frac{Y_{f_{11}}}{1 \text{ м/с}^2 \cdot \text{Н}} = 12 - 20 \lg M_{пер} - 20 \lg \eta_{11}. \quad (3)$$

Величина коэффициента потерь колебательной энергии в возбуждаемом перекрытии η_{11} определялась с использованием наибольшего (соответствующего пучности колебаний) резонансного максимума на частоте f_{11} как отношение его ширины

Δf_{11} на уровне "–3 дБ" к значению частоты максимума f_{11} . Она оказалась равной 0,086.

С использованием значения массы перекрытия 6750 кг, соответствующего ранее указанным размерам и плотности бетона $\rho = 1500 \text{ кг/м}^3$, и экспериментально-расчетной величины η_{11} было получено значение Y_{11} , равное — 44 дБ (относительно 10^{-6} м/с^2). Это значение оказалось меньше измеренной величины $|Y_{вх}|$ на частоте f_{11} на 10 дБ, что может быть объяснено различием динамических свойств испытанного перекрытия и принятой в расчете физической модели (изгибноколеблющаяся тонкая пластина).

На рис. 2, помимо измеренных спектров условной входной проводимости пола вентиляционной камеры, приведены ее расчетные значения, полученные с использованием формулы для определения механического сопротивления Z_F бесконечной тонкой пластины по отношению к поперечной точечной силе; $Z_F = 8 \sqrt{m_{пер} B_{пер}}$.

С учетом выражения для Z_F формула для расчета входной проводимости перекрытия $Y_{вх}$ была приведена к виду

$$Y_{вх} = 20 \lg \frac{|v_0| \omega}{F} = 20 \lg \frac{\omega}{Z_F} \approx \approx 38,5 + 20 \lg f - 10 \lg \rho - 10 \lg E, \text{ дБ}. \quad (4)$$

Вычисления были проведены с использованием ранее указанных значений плотности ρ и модуля Юнга E бетона.

Обращаясь к рис. 2, видим, что измеренные значения входной проводимости перекрытия на антирезонансных частотах удовлетворительно согласуются с расчетными значениями. На других частотах из-за конечности возбуждаемого перекрытия наблюдаются превышения измеренных величин над расчетными. Наибольшие превышения имеют место на резонансных частотах. На низших резонансных частотах — приблизительно до 200 Гц — величины соответствующих превышений составляют ~25 дБ. В диапазоне 200...630 Гц, содержащем большое число резонансных максимумов квазиизгибных колебаний перекрытия и с высокой вероятностью колебаний, распространяющихся в направлении его высоты, разница между расчетными и экспериментальными значениями входной проводимости возрастает и достигает на резонансных частотах 350 и 570 Гц примерно 32 дБ.

На более высоких частотах, на которых длины волн изгибных колебаний перекрытия становятся соизмеримыми с его толщиной, разница между измеренными и расчетными значениями входной



проводимости перекрытия на его резонансных частотах уменьшается до ~20 дБ.

С использованием результатов измерений и расчетной оценки входной проводимости перекрытия были составлены две следующие эмпирические формулы для расчета уровней $Y_{\text{вх}}$, дБ, на частотах трех низших (37, 55 и 88 Гц) и наибольших высокочастотных (350 и 570 Гц) резонансных максимумов соответственно:

$$Y_{\text{вх}} = 33,5 + 38,6 \lg f - 10 \lg p - 10 \lg E, \quad (5)$$

$$Y_{\text{вх}} = 33,5 + 34 \lg f - 10 \lg p - 10 \lg E. \quad (6)$$

Результаты расчетных оценок уровней резонансных максимумов $Y_{\text{вх}}$ по формулам (5) и (6) приведены на рис. 2. Отклонение расчетных величин от измеренных составляет не более 3 дБ.

Сопоставим результаты измерения уровней шума в вентиляционной камере с их расчетной оценкой, которая выполнялась с использованием формулы из СНиП [2]:

$$P_{\text{дБ}} = P_w + 10 \lg \left(\frac{\chi \Phi}{\Omega r^2} + \frac{4}{kB} \right), \quad (7)$$

где P_w — уровень звуковой мощности источника, дБ; χ — коэффициент, учитывающий влияние ближнего акустического поля; Φ — фактор направленности источника шума; Ω — пространственный угол излучения источника, рад.; r — расстояние от центра источника шума до расчетной точки, м; k — коэффициент, учитывающий нарушение диффузности звукового поля в помещении; B — акустическая постоянная помещения, м².

Уровень звуковой мощности источника сосредоточенной силы F вычислялся по формуле [3]:

$$P = \frac{\rho_0 c_0 k_1 F^2}{2\pi \omega^2 m_{\text{пер}}^2}, \quad (8)$$

где ρ_0 — плотность воздуха; c_0 , k_1 — скорость и волновое число звука в воздухе; $k_1 = \omega/c_0$.

Принимая $F = 1$ Н, получаем

$$P = \frac{\rho_0}{2\pi \omega m_{\text{пер}}^2}. \quad (9)$$

Формулы (8) и (9) верны при условии $c_{\text{и}} < c_0$, где $c_{\text{и}}$ — скорость изгибных колебаний перекрытия. Данное условие выполняется в диапазоне частот до октавной полосы со среднегеометрической частотой 125 Гц.

С учетом особенностей эксперимента принимали, что $\chi = 1$; $\Phi = 1$; $\Omega = 2\pi$; $k = 1$. Акустическую постоянную B определяли в соответствии с рекомендациями, содержащимися в справочнике [1]. Величину постоянной B_{1000} в октавной полосе со среднегеометрической частотой 1000 Гц принималась равной $V/20$ ($V = 70$ м³ — объем помещения вентиляционной камеры).

Результаты расчета уровней шума $P_{\text{дБ}}$ по формуле (7) представлены на рис. 3 штриховой линией. Сравнение этих уровней с их измеренными значениями показывает, что в диапазоне, включающем три низших резонансных частоты, где справедлива формула (7), последние больше расчетных значений на величину до 27 дБ. Согласно расчету уровни шума с ростом частоты уменьшаются, а согласно измерениям — возрастают, что говорит о плохой сходимости результатов расчетов с использованием приведенных формул с экспериментальными данными.

Соотношение уровней шума с уровнями входной проводимости

При отсутствии информации о величинах сил, действующих со стороны инженерно-технологического оборудования на строительные конструкции, что имеет место в большинстве практических случаев, для расчетной оценки уровней шума $P_{\text{дБ}}$ в помещениях может быть использована формула, связывающая эти уровни с уровнями вибраций конструкций в месте их возбуждения (с дальней-

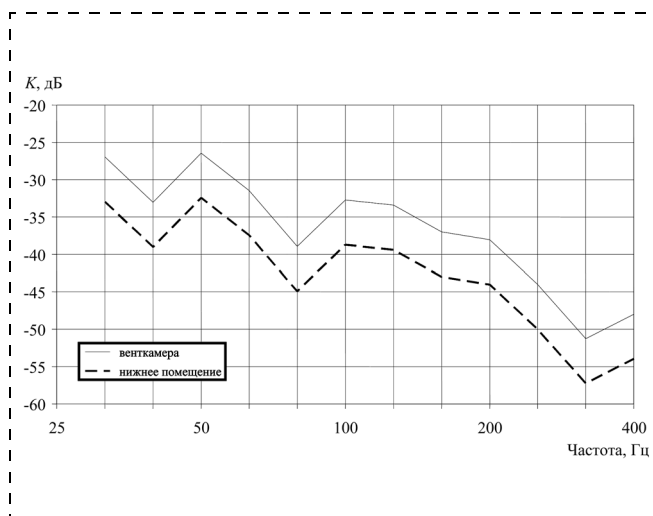


Рис. 5. Коэффициенты связи уровней шума в вентиляционной камере и в расположенном под ней помещении с уровнями входной проводимости (по виброускорению) перекрытия

шим энергетическим суммированием вкладов отдельных источников),

$$P_{\text{дБ}} = |Y_{\text{вх}}| + K, \quad (10)$$

где K — коэффициент связи уровней шума с уровнями вызывающих его возникновения вибраций, дБ (по экспериментальным данным).

Вычисления коэффициента K были проведены с использованием максимальных и средних величин уровней шума (в децибелах относительно $2 \cdot 10^{-5}$ Па) и входной проводимости (в децибелах относительно 10^{-6} м/с²) по четырем вариантам (точкам) возбуждения с их последующим осреднением.

Третьоктавная характеристика коэффициента связи уровней шума в вентиляционной камере и уровней виброускорения в точке возбуждения ее перекрытия приведена на рис. 5 сплошной кривой. Штриховой кривой на том же рисунке изображена частотная характеристика коэффициента связи с теми же уровнями виброускорения перекрытия вентиляционной камеры уровней структурного шума в расположенном под ней помещении.

Основные результаты работы

Проведены и проанализированы узкополосные и третьоктавные частотные характеристики вибровозбудимости и шумоизлучения бетонного междуэтажного перекрытия, возбуждаемого сосредоточенной силой. Показано, что в узкополосных спектрах вибраций и шума содержатся максимумы, возникновение которых связано с резонансными колебаниями перекрытия. По пространственному распределению уровней вибраций колебания перекрытия на трех низших резонансных частотах подобны квазиизгибным колебаниям, имеющим по всей видимости разные уровни в сходственных точках на возбуждаемой и противоположной поверхностях перекрытия. Возникновение максимумов на более высоких частотах вероятнее всего связано с резонансными колебательными процессами в направлении высоты перекрытия.

Результаты измерений вибраций и шума перекрытия сопоставлены с расчетами, выполненными с использованием формул для случая возбуждения поперечной сосредоточенной силой тонкой пластины. Плохая сходимость расчетных и экспериментальных данных объяснена принципиальными различиями динамических характеристик испытанного бетонного перекрытия и расчетной физической модели. При расчете уровней вибровозбудимости и шумоизлучения строительных конструкций в диапазоне исследованных низких частот должны учиты-

ваться колебания, распространяющиеся от точки возбуждения, в том числе и в направлении толщин конструкции.

Определены коэффициенты связи уровней структурного шума вентиляционной камере и в расположенном под ней помещении с уровнями входной проводимости (по виброускорению) разделяющего их перекрытия.

Формулы (5), (6) и (10) могут быть использованы при выполнении приближенных оценок уровней вибраций и структурного шума, создаваемого инженерно-технологическим оборудованием в техническом и расположенном под ним помещениях с близкими геометрическими и физическими параметрами междуэтажного перекрытия в сравнении с испытанным.

Авторы выражают благодарность Дмитрию Вячеславовичу Ляпунову и Юрию Николаевичу Мукалову за помощь при проведении измерений, а также Владимиру Станиславовичу Уколову — за организацию экспериментальных работ.

Список литературы

1. **Справочник** проектировщика. Защита от шума / Под ред. Е. Я. Юдина. — М.: Стройиздат, 1974.
2. **СНиП 23-03-2003**. Защита от шума. — Санкт-Петербург, 2004.
3. **СП 23-103—2003**. Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий. — Санкт-Петербург, 2004.
4. **Борьба с шумом** / Под ред. Е. Я. Юдина. — М.: Стройиздат, 1964.
5. **Осипов Г. Л., Коробков В. Е., Климухин А. А.** и др. Защита от шума в градостроительстве: Справочник проектировщика. — М.: Стройиздат, 1993.
6. **Никифоров А. С.** Акустическое проектирование судовых конструкций. Справочник. — Л.: Судостроение, 1990.
7. **Рекомендации** по расчету структурного шума от вентилаторов, установленных на перекрытиях, и методы его снижения / Котляр Р. Г., Могилевский М. И. — М.: ГПИ Сантехпроект, 1982.
8. **Крейтан В. Г.** Защита от внутренних шумов в жилых домах. — М.: Стройиздат, 1990.
9. **Справочник** по защите от шума и вибрации жилых и общественных зданий / Под ред. В. И. Заборова. — Киев: Будивельник, 1989.
10. **Ретлинг Э. В.** Исследование звукоизоляции ограждающих конструкций зданий и ее повышение: Дисс. на соискание ученой степени доктора технических наук. — Нижний Новгород, 1999.
11. **Пособие к МГСН 2.04—97**. Проектирование защиты от шума и вибрации оборудования в жилых и общественных зданиях. — М.: ГУП "НИИАС", 1998.
12. **Боголепов И. И.** Промышленная звукоизоляция. — Л.: Судостроение, 1986.
13. **Cremer L., Heckl M. Körperschall: Physicalische Grundlagen und technische Anwendungen.** — Berlin.: Springer Verlag, 1967.



УДК 534.8.001.5

М. В. Буторина, канд. техн. наук, доц.,
БГТУ "Военмех" им. Д. Ф. Устинова,

Н. Н. Минина, канд. техн. наук,

НИПИ территориального развития транспортной инфраструктуры, Санкт-Петербург
e-mail: sharv08@mail.ru

Особенности расчета уровней шума автотранспортных потоков

Приведены источники шума автомобилей, показаны факторы, влияющие на шумовые характеристики автотранспортных потоков: скорость, интенсивность, состав потока, вид дорожного покрытия и др. Приведены результаты сравнения расчетов шума автотранспорта по различным методикам.

Ключевые слова: автомобили, шум, источники шума, расчет шума, методики расчета, сравнение.

Butorina M. V., Minina N. N. Peculiarities of motor transport flows noise prediction

Noise sources of automobiles are studied. Factors influencing road noise emissions including transport speed, number of transport items per hour, types of transportations and road surface features are analysed. Transport noise emissions predicted by several methods are compared.

Keywords: automobiles, noise, noise sources, noise estimation, prediction methods, comparison.

Введение

Автомобильные средства значительно различаются по интенсивности шума. К самым "шумным" относятся тяжелые грузовики и автопоезда с дизельным двигателем (90...95 дБА), к самым "тихим" — легковые автомобили высоких классов (65...70 дБА). Автобусы занимают промежуточное положение.

В России уровни звука легковых автомашин ограничиваются 80 дБА, грузовых — 88 дБА. В странах ЕС уровни звука легковых автомашин должны быть не выше 73 дБА, грузовых — 86 дБА. Большинство российских легковых автомашин имеют уровни звука 74...78 дБА, что соответствует российским нормам, но превышает европейские нормы. Уровни звука грузовых автомашин составляют 83...95 дБА, что зачастую превышает и российские, и европейские нормы.

В Европе принята приведенная ниже классификация автомобилей по уровням шума.

1. Легковые автомобили — 68 дБА (при скорости 40 км/ч).

2. Автомобили с прицепом, легкие грузовики — 71 дБА (при 40 км/ч).

3. Автобусы — 77 дБА (при 30 км/ч).

4. Грузовики с двумя осями — 75 дБА (при 30 км/ч).

5. Грузовики с тремя осями — 80 дБА (при 30 км/ч).

6. Тяжелые грузовики (более трех осей) — 86 дБА (при 30 км/ч).

7. Мотоциклы — 74 дБА (при 40 км/ч).

В статье проанализированы факторы, влияющие на уровень шума автомобиля, а также проведено сравнение результатов расчета шумовой характеристики потока автомобилей, полученных по разным расчетным методикам.

1. Источники шума автомобиля

Основными источниками шума автомобилей являются:

- силовая установка (корпус двигателя, системы впуска и выпуска двигателя);
- вентилятор системы охлаждения двигателя;
- трансмиссия (коробка передач и задний мост);
- корпус автомобиля;
- шины (при движении).

Шум шин образуется вблизи поверхности дороги, а шум двигателя примерно на высоте нижней части корпуса автомобиля. Тесты, произведенные лабораторией TNL (Англия), подтверждают этот факт. В результате тестов было доказано, что наиболее точно отразить уровни шума автомобиля можно с использованием высот: 0,01 м как для легкового, так и для грузового автомобиля — шум шин; 0,3 м, 0,75 м для легкового и грузового автомобиля соответственно — шум двигателя.

При этом на нижний источник приходится 80 % шума шин и 20 % шума двигателя, на верхний источник — 20 % шума шин и 80 % шума двигателя.

2. Факторы, влияющие на шумовую характеристику автотранспортного потока

Скорость. Одним из основных факторов, определяющих шумность потока автотранспорта, является скорость его движения. При скоростях свыше 40 км/ч эквивалентные уровни шума автомобилей увеличиваются практически линейно на 1 дБА на каждые 10 км/ч. При скоростях ниже 40 км/ч наблюдается нелинейная зависимость, обусловленная тем фактом, что медленно движущиеся машины производят шум в расчетной точке в течение более длительного времени, чем быстро движущиеся. В диапазоне скоростей от 15 до 40 км/ч изменение уровней звука составляет менее 1 дБА на 10 км/ч. При скоростях менее 15 км/ч изменение составляет 1 дБА на каждые 5 км/ч. При этом уровни звука увеличиваются при снижении скорости (рис. 1).

Интенсивность. Интенсивность движения средств автотранспорта является вторым по значению фактором, определяющим уровень шума транспортного потока. Наблюдается логарифмическая зависимость эквивалентных уровней звука, рассчитанных за длительный период времени, от количества проезжающих мимо машин. Удвоение интенсивности при постоянной скорости и составе потока дает увеличение эквивалентного уровня звука на 3 дБА, увеличение интенсивности в 10 раз — на 9 дБА.

Состав потока. Тяжелые и среднетяжелые грузовые автомобили производят больше шума, чем легковые, поэтому их шум может доминировать, даже если количество грузовых автомашин в потоке невелико. Если число грузовых автомашин составляет 20 % и менее, уровень звука изменяется на 1 дБА при каждом увеличении доли грузовых автомашин на 5 %, если их число свыше 20 %, уро-

вень звука изменяется на 1 дБА при каждом увеличении доли на 10 %.

Влияние состава потока больше проявляется в потоке, движущемся с ускорением (до 15 дБА при увеличении от 0 до 100 %), поскольку при этом доминирует шум двигателя. С увеличением доли грузовых автомашин в потоке от 0 до 50 % при скорости 80 км/ч и ускорении 1 м/с² уровень звука увеличивается только на 4 дБА. А при ускорении +1 м/с² и аналогичном увеличении доли грузовых автомашин в потоке уровень звука увеличивается на 8,5 дБА (рис. 2).

Дорожное покрытие. Тип дорожного покрытия является одним из важных факторов, оказывающих влияние на уровень шума автодороги. На различных покрытиях уровни звука могут различаться до 15 дБА. Тип дорожного покрытия оказывает влияние, в первую очередь, на шум шин, однако, шум двигателя также может изменяться под влиянием эффекта поглощения шума пористым покрытием.

Влияние дорожного покрытия зависит от типа автомобиля и его скорости, а также от размера зерна и возраста дорожного покрытия. С увеличением размера зерна увеличивается уровень шума. Этот эффект достигает 1...1,5 дБА. Пористое покрытие может повлечь снижение шума на величину до 6 дБА. Однако влияние пористого покрытия в значительной мере зависит от частоты.

Для легковой автомашины поправка на тип покрытия составляет:

- асфальтобетон: -0,3 дБА;
- мастичный асфальт: +0,3 дБА.

Поправка на размер зерна: +0,25 дБА/мм при размере зерна свыше 11 мм, -0,25 дБА/мм — менее 11 мм.

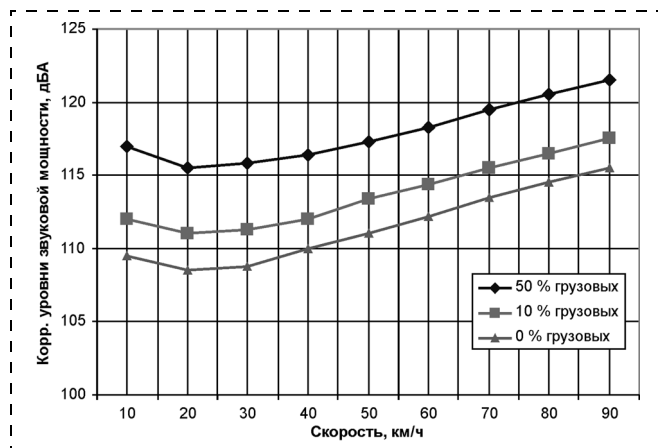


Рис. 1. Зависимость уровней звуковой мощности автомобиля от скорости

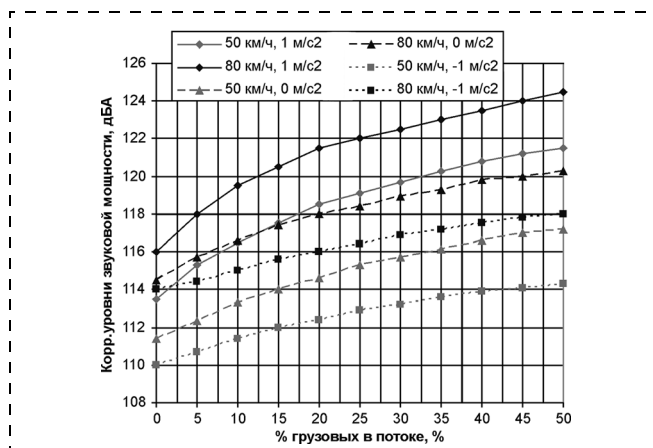


Рис. 2. Изменение уровней звуковой мощности в зависимости от состава потока



Влияние различных факторов на шум автотранспорта

Фактор	Поправка, дБА
Тип топлива	0,4...4
Наличие дизельных автомашин	-0,4 до +0,4
Возраст автомашины	Легковые: +0,4 на каждые 10 лет Грузовые: +1 на каждые 10 лет
Пленка воды на асфальте	2...4
Выбоины на дороге	4...6
Применение шипованных шин	2...9
Ширина шин, рисунок	-0,3 до +0,3
Увеличение температуры (свыше 20 °C)	+0,1 на 1 °C воздуха +0,1 на 1 °C дороги

Возраст дорожного покрытия влияет, в основном, на шум шин. Новые дорожные покрытия в среднем тише, чем старые.

Другие факторы. Влияние различных факторов на шум автотранспортного потока, не рассмотренных выше, представлено в таблице.

3. Сравнение расчетных методик для оценки шума автотранспортного потока

В мире существует много различных расчетных методик для оценки уровня шума потока автотранспорта. Все методики учитывают интенсивность движения, скорость, состав потока, покрытие и уклон дороги. Для оценки уровней шума автотранспортного потока были выбраны следующие методики:

- RLS-90 (Германия);
- CoRTN (Англия);

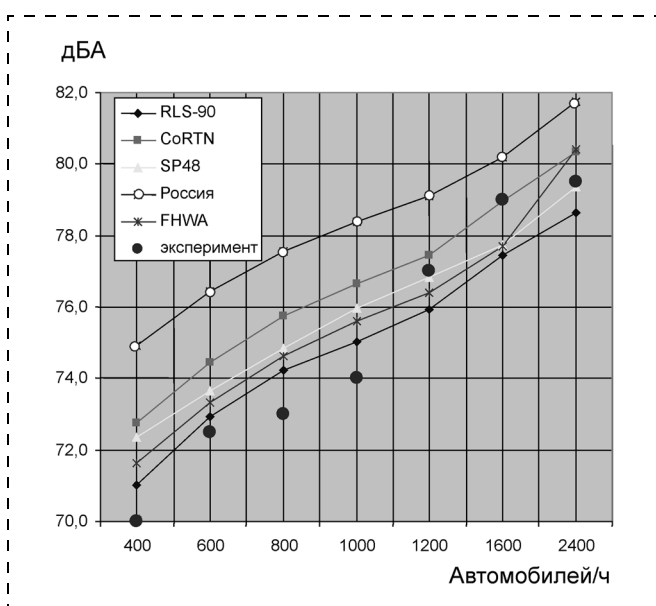


Рис. 3. Результаты расчета эквивалентного уровня звука по различным методикам

- Statens Planverk — SP-48 (Скандинавские страны);
- FHWA (США);
- Российская расчетная модель (Рекомендации МАДИ, 1995).

На рис. 3 даны расчеты по перечисленным методикам в сравнении с экспериментальными данными, полученными в Санкт-Петербурге. Очевидно, что ни одна из представленных моделей не может быть использована в России. Семейство методик Англии, Германии и Скандинавии, учитывающих большинство факторов, влияющих на шум автомобилей, дает хорошее совпадение друг с другом, их результаты на 2...5 дБА ниже, чем уровни звука, полученные по российской методике.

Экспериментальные данные, полученные в Санкт-Петербурге, отличаются от результатов расчета по российской методике на 3...5 дБА, а от остальных методик — на 1...3 дБА. Это обусловлено тем фактом, что за последнее время произошло обновление автопарка Санкт-Петербурга за счет автомашин импортного производства, в результате чего уровни звука снизились. Кроме того, российская методика не учитывает ряд важных поправок, необходимых для точного описания уровня шума автотранспортного потока. Таким образом, необходима разработка новой расчетной методики, гармонизированной со стандартами ЕС, которая могла бы использоваться в РФ для оценки уровней шума автотранспорта и позволяла бы получить более точные результаты.

Заключение

Моделирование шума потока автотранспорта — сложная научно-техническая задача, поскольку на шум автомобиля влияет множество факторов, которые зачастую не учитываются в существующих расчетных методиках. За последние годы российская методика расчета шума потока автотранспорта значительно устарела, поэтому необходимы новые методы расчета, наиболее точно учитывающие все многообразие влияющих факторов.

Список литературы

1. **Richtlinien** für den Larmschutz an Strassen RLS-90. Bundesminister für Verkehr // Allgemeines Rundschreiben Strassenbau 8/1000, 10 April 1990.
2. **Calculation of Road Traffic Noise** / Department of Transport, England 1988.
3. **Рекомендации** по учету требований по охране окружающей среды при проектировании автомобильных дорог и мостовых переходов. — М., 1995.

УДК 534.836.2:629.4

М. В. Буторина, канд. техн. наук, доц.,
Н. И. Иванов, д-р техн. наук, проф., **Д. А. Куклин**, канд. техн. наук, доц.,
 БГТУ "Военмех" им. Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург
 e-mail: kda1969@mail.ru

Исследования шума поездов

Приведены процессы шумообразования поездов, показаны основные источники шума. Приведены зависимости шума поездов различных типов от скорости. Исследованы процессы уменьшения шума в зависимости от рельефа местности и вида искусственных сооружений. Выполнено сравнение эффективности средств защиты от шума поездов.

Ключевые слова: шум поездов, процессы шумообразования, источники шума, насыпи, выемки, зеленые насаждения, шумозащита, эффективность.

Butorina M. V., Ivanov N. I., Kuklin D. A.
Investigation of train noise

Train noise generation processes are presented. Main train noise sources are considered. Trains noise emissions depending on train type and speed are presented. Noise reduction processes depending on landscape and road features are investigated. Comparison of noise reduction means efficiency is done.

Keywords: train noise, noise generation processes, noise sources, embankments, cuttings planting, efficiency of noise control.

1. Введение

Железнодорожный транспорт — один из основных источников шума в жилой застройке. Так, например, шум от поездов на расстоянии 25 м в железнодорожных узлах городов Москвы составляет 71...82 дБА (превышение 16...27 дБА); Санкт-Петербурга — 71...76 дБА (превышение 16...21 дБА).

Для разработки и выбора эффективных мер защиты от шума поездов был выполнен комплекс исследований: уточнение механизмов шумообразования; исследования распространения шума от поездов в окружающей среде при различиях в рельефе местности; исследования средств шумозащиты и их сравнительный анализ.

2. Процессы шумообразования

Причины и механизм шумообразования движущегося поезда можно понять из рис. 1.

Основной источник шума — ударный процесс взаимодействия колеса с рельсом на микронеровностях последнего. Данные о характере шумообразования сведены в табл. 1.

Скорость — основной параметр, влияющий на шум поезда (рис. 2).

На скоростях до 50 км/ч, как правило, преобладает шум двигателей и вспомогательных установок (1), в диапазоне свыше 50 и до 200 км/ч — основной вклад приходится на шум от взаимодействия колеса с рельсом (2), а при скоростях свыше 200 км/ч начинает проявляться вклад аэродинамического шума (3).

Дополнительными источниками шума поездов являются тормозные колодки, стыки рельсов, пан-

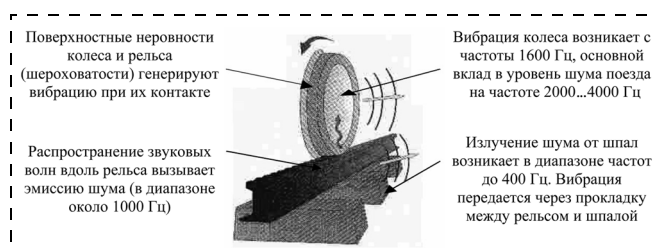


Рис. 1. Физический механизм возникновения шума качения

Таблица 1

Характер шумообразования поезда

Источник шума	Ориентировочный вклад в процессы шумообразования, %	Основной частотный диапазон излучения звука, Гц
Колесо	Менее 30	1000...4000
Рельс	Менее 70	500...2000
Шпалы	1—2	до 400
Корпус подвижного состава, тормозные колодки	3—5	до 400

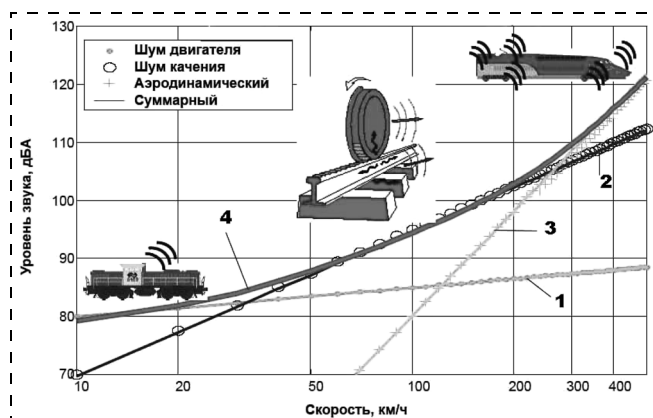


Рис. 2. Зависимость шума железнодорожного поезда от скорости

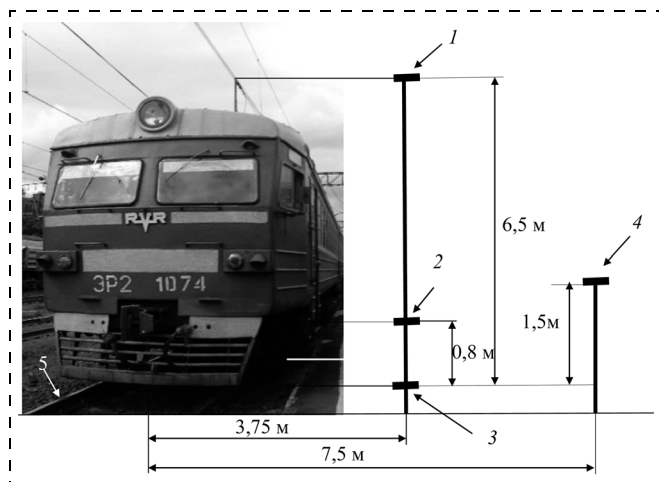


Рис. 3. Схема расположения измерительных точек (микрофонов и датчиков):

1 — измерение шума на уровне пантографа; 2 — измерение шума на уровне вагонной сцепки; 3 — измерение шума на уровне головки рельса; 4 — измерение шума на расстоянии 7,5 м от ближайшего рельса; 5 — вибродатчик на подошве рельса, расположенный с остальными микрофонами в одной плоскости, перпендикулярной оси движения поезда

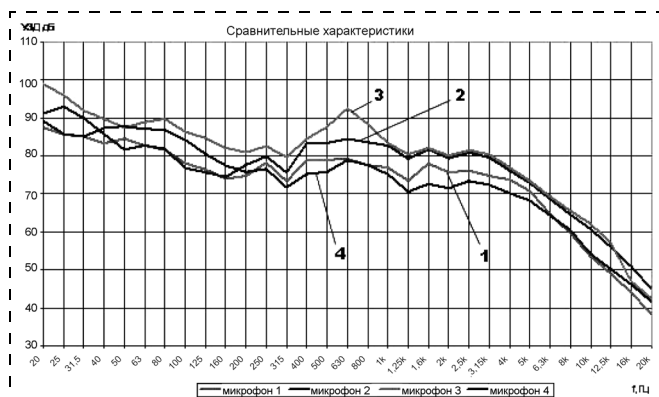


Рис. 4. Уровни звукового давления при прохождении электропоезда на скорости 65 км/ч:

микрофон 1 — пантограф — контактный провод; микрофон 2 — межвагонная сцепка; микрофон 3 — головка рельса — колесо; микрофон 4 — внешнее поле

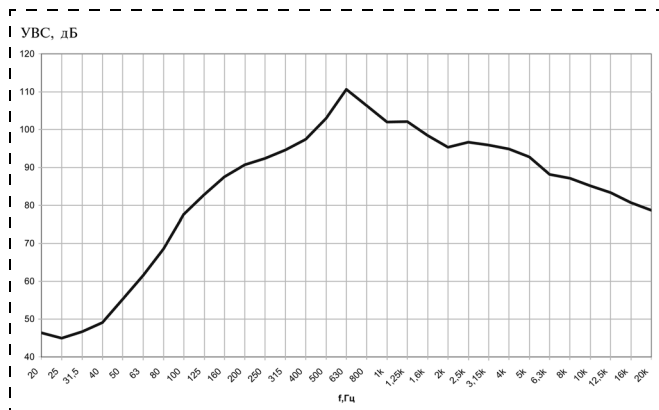


Рис. 5. Уровни виброскорости на подошве рельса при прохождении электропоезда на скорости 65 км/ч

тограф, сцепка и др. Суммарный шум представлен кривой (4).

Были выполнены эксперименты по выделению вклада источников шума. С этой целью проводились измерения шума в различных точках по схеме, указанной на рис. 3, а также измерения вибрации на основании рельса.

Исследования выполнялись для всех типов подвижного состава. Рассмотрим процессы шумообразования на примере электропоездов.

На рис. 4 приведены уровни звукового давления (УЗД) в третьоктавных полосах частот, а на рис. 5 — уровни виброскорости (УВС), полученные при прохождении электропоезда на скорости 65 км/ч.

В полученных спектрах имеется ряд характерных особенностей. Спектры воздушного шума носят в основном средне-, высокочастотный характер, основные составляющие находятся в диапазоне частот 500...4000 Гц (см. рис. 4). Во всех спектрах прослеживается наличие максимальных УЗД на частоте 800 Гц. Сравнение спектров воздушного шума в указанном диапазоне частот (см. рис. 4) со спектром виброскорости (см. рис. 5) показывает, что эти спектры по своему характеру идентичны. Это позволяет утверждать, что процессы шумообразования от подвижного состава полностью определяются взаимодействием пары "колесо—рельс".

Идентичность спектров воздушного шума в указанном диапазоне частот, измеренная в различных точках (микрофоны 1—3), подтверждает сказанное выше. Действительно, выявить вклад (исходя из сравнительного анализа спектров) сцепки и пантографа не удалось.

Что касается низкочастотного диапазона 20...315 Гц (см. рис. 4), то шум образуется на этих частотах от звукоизлучения корпусов вагонов.

На рис. 6 приведены зависимости уровня звука (УЗ) L , дБА, от скорости поездов.

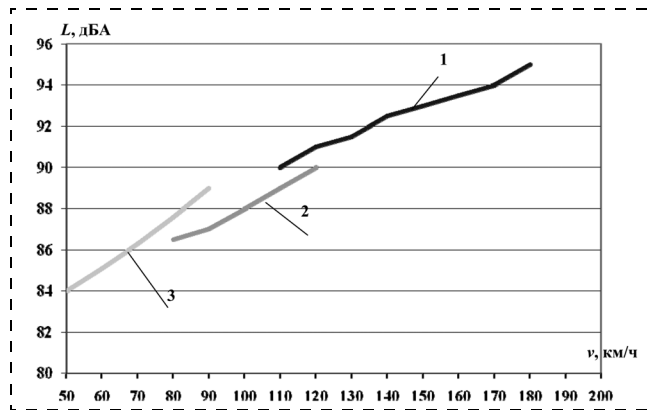


Рис. 6. Изменение УЗ поездов при увеличении скорости движения:
1 — скоростные (100...180 км/ч), 2 — пассажирские (75...120 км/ч), 3 — грузовые (50...90 км/ч)

При увеличении скорости в 2 раза УЗ возрастают в среднем на 6...7 дБА, шум грузовых поездов на 2...3 дБА выше чем пассажирских. Полученные зависимости позволяют прогнозировать шум поездов при выполнении акустических расчетов.

3. Исследование снижения шума с расстоянием: влияние рельефа местности и зеленых насаждений

Исследование рельефа местности проводилось на ровном участке, насыпи и выемках.

Снижение шума с увеличением расстояния на ровном участке обусловлено тремя причинами:

- снижением звука вследствие расходимости звуковой волны, так называемый геометрический спад УЗ (УЗД) — одинаково для всех частот;

- снижением звука вследствие звукопоглощения поверхностью, над которой распространяется звук в зависимости от коэффициента звукопоглощения этой поверхности;

- молекулярным затуханием звука в воздухе (переход энергии звуковой волны в тепловую за счет сил трения) на больших расстояниях и на высоких частотах.

Принято, что поезд — линейный источник звука (до определенных расстояний), а звуковая волна имеет цилиндрическую форму, т. е. теоретическое снижение УЗ за счет геометрического расширения составляет 3 дБА с удвоением расстояния. Сравнения теоретических данных снижения УЗ с экспериментальными для различных типов поездов приведено в табл. 2.

Из анализа данных видно, что чем короче поезд, тем большее снижение УЗ получено на первом этапе измерительной процедуры (от 7,5 до 25 м). Так разница снижения для грузовых поездов и электропоездов на этом этапе достигает 2,5 дБА. Звуковое поле здесь заметно отличается от предложенной аппроксимации (цилиндрическая звуковая волна). Грузовые поезда в наибольшей степени соответствуют теоретической модели: разница по суммарному снижению на расстоянии (от 7,5 до 100 м) всего 0,5 дБА. В то же время разница на этом расстоянии для электропоездов составляет заметную величину — 4,5 дБА. Для пассажирских

Таблица 2

Теоретическое и экспериментальное снижение уровня звука для различных типов поездов

Тип поезда	Снижение УЗ, дБА, на расстоянии, м			
	7,5	25	50	100
Теоретическая зависимость	0	-5,0	-8,0	-11
Грузовые (эксперимент)	0	-4,5	-9,0	-11,5
Скоростные (эксперимент)	0	-5,0	-10,5	-14,0
Электропоезда (эксперимент)	0	-7,0	-11,0	-15,5
Пассажирские (эксперимент)	0	-4,5	-9,5	-13,0

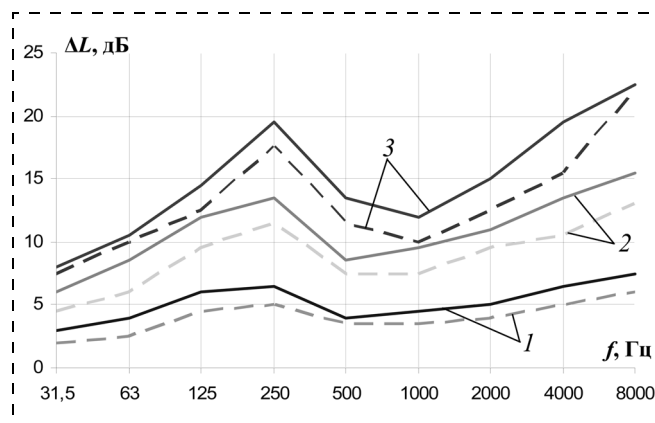


Рис. 7. Последовательное снижение УЗД (ΔL) на плоском участке (на примере скоростных и грузовых поездов):

1 — 25 м, 2 — 50 м, 3 — 100 м (сплошные линии — скоростные; штриховые — грузовые)

и скоростных поездов (они представляют по длине промежуточный вариант) разница 2...3 дБА, т. е. характер затухания УЗ до определенных расстояний зависит от типа поезда; эти данные необходимо учитывать в расчетах.

Более сложная картина наблюдается, когда рассматриваются не интегральные (дБА), а спектральные (дБ) характеристики снижения шума. На рис. 7 показано последовательное снижение шума ΔL на плоском участке при увеличении расстояния на примере с товарными и скоростными поездами.

Снижение шума на участке до 25 м составляет 3...6,5 дБ для скоростных и 2,5...6 дБ для товарных; при увеличении расстояния вдвое УЗД приблизительно снижаются от 2 до 7,5 дБ как для скоростных, так и для товарных поездов во всем частотном диапазоне. Это показывает, что снижение шума обусловлено не только геометрическим расширением фронта звуковой волны, но и другими причинами (затухание звука, резонансное поглощение и пр.). Отметим, что все спектры затухания для грузовых поездов лежат ниже, чем для скоростных. На этом примере ярко проявляется зависимость: чем больше длина поезда, тем меньше значения относительного снижения УЗД.

На рис. 8 приведены данные измерений УЗД при прохождении электропоезда по насыпи. В этом случае, кроме геометрического расширения фронта звуковой волны, действуют два противоположных механизма: создание верхней плоскостью выемки экранирующего эффекта и образование звуковой тени вблизи насыпи и прямое излучение звука без звукопоглощения от источника в точку наблюдения (прямой звук). Это приводит к тому, что суммарное снижение (по сравнению с плоским участком) оказывается меньше на 1...3 дБА. Эти закономерности в методической литературе также не учитыва-

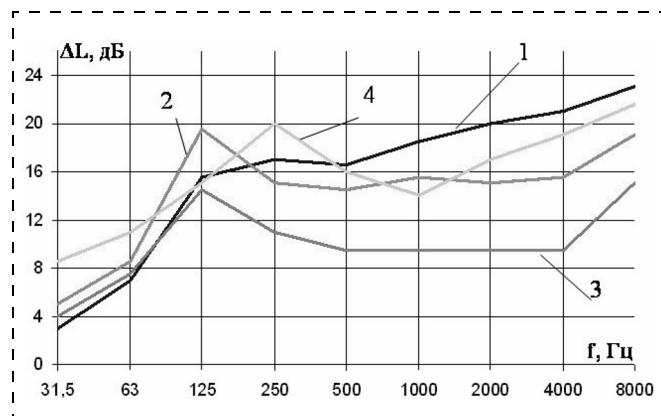


Рис. 8. Последовательное снижение (увеличение) УЗД (ΔL) при прохождении электропоезда по насыпи:
1 — 25 м; 2 — 50 м; 3 — 100 м; 4 — для сравнения снижение УЗД от электропоезда на плоском участке

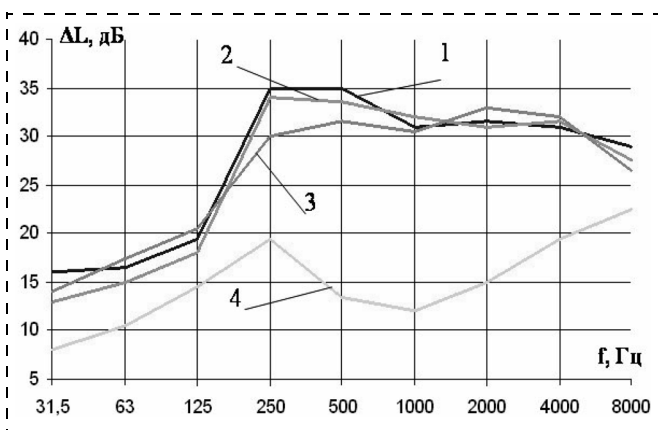


Рис. 9. Суммарное снижение УЗД (ΔL) выемкой (с зелеными насаждениями) при увеличении расстояния от 7,5 до 100 м:
1 — электропоезда; 2 — пассажирские поезда; 3 — скоростные поезда; 4 — для сравнения снижение УЗД на ровном участке при следовании скоростных поездов

ются, поэтому в расчетах должна быть введена поправка на прохождение поездов по насыпи, так как при прохождении поездов по насыпи суммарное снижение, которое составляет 11...12 дБА, оказывается меньше, чем снижение на ровном участке (последнее составляет для разных поездов 11,5...15 дБА). Механизм увеличения вклада прямого звука от линейного протяженного источника (край насыпи становится источником вторичного излучения) объясняется отсутствием затухания звука на подстилающей поверхности. На определенных расстояниях вклад прямого звука может преобладать над вкладом звука, проходящего по поверхности.

На рис. 9 показан эффект снижения шума (ΔL) выемкой: на низких частотах (31,5...125 Гц) эффект (по сравнению с плоским участком) составляет 4...5 дБ, в средне-высокочастотном диапазоне (500...4000 Гц) эффект достигает 12...18 дБ; допол-

нительное снижение УЗ (по сравнению с плоским участком) достигает 19 дБА.

На рис. 10 показано снижение УЗД зелеными насаждениями. Зеленые насаждения глубиной 50 м обеспечивают дополнительное снижение УЗД в диапазоне частот 31,5...2000 Гц на 2...5 дБ, на частотах 4000...8000 Гц на 8...12 дБ. Снижение УЗ достигает 5 дБА, что значительно меньше, чем приводимые в известных методиках.

Были выполнены расчеты шума поездов по различным методикам в сравнении с экспериментами (рис. 11). Как показывает анализ, результаты по разным методикам отличаются более чем на 10 дБА. Разница между экспериментами и отечественной методикой (СНИП) достигает более 6 дБА, что требует более тщательного изучения проблемы и возможно создания новой отечественной расчетной методики шума поездов.

Полученные исследованиями данные могут послужить основой для разработки новой методики расчета шума поездов.

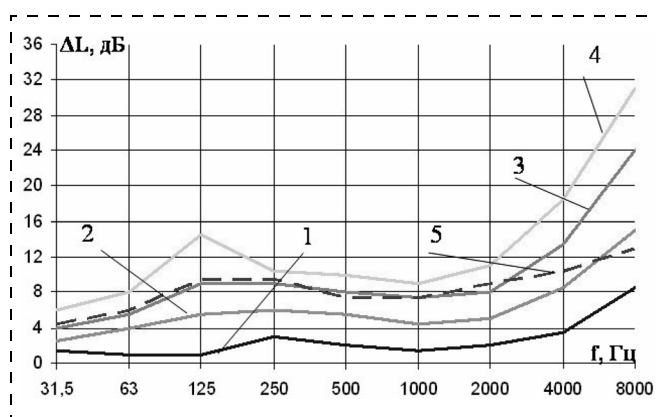


Рис. 10. Последовательное снижение УЗД (ΔL) в лесу с густым подлеском на примере грузовых составов на расстояниях:

1 — 7,5 м; 2 — 15 м; 3 — 25 м; 4 — 50 м; 5 — для сравнения снижение УЗД на плоском участке

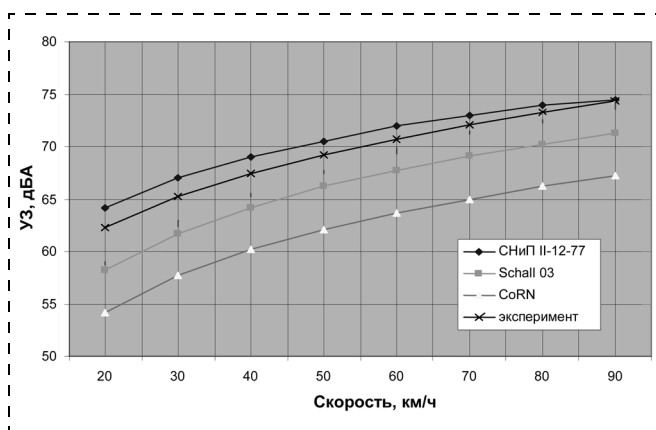


Рис. 11. Сравнение расчетных шумовых характеристик

4. Сравнительный анализ эффективности средств защиты от шума поездов

Были выполнены исследования эффективности акустических экранов, выемок, насыпей, зеленых насаждений, звукоизолирующего остекления (табл. 3).

Таблица 3

Эффективность видов защиты от шума

Шумозащитная конструкция сооружения и пр.	Эффективность, дБА
Акустические экраны металлические высотой 3...4 м	12...18
Выемки глубиной не менее 6 м	До 20
Зеленые насаждения глубиной 50 м	5...7
Шумозащитное остекление фасадов домов	10
Насыпи высотой 2...3 м	8...13

Анализ показывает, что для большинства практических случаев шум на расстоянии свыше 100 м может быть снижен до нормы сочетанием указанных видов защиты от шума.

Выводы

1. Проведен анализ источников внешнего шума и звуковой вибрации различных типов поездов: электропоезда, пассажирские, скоростные, грузовые с различными скоростями движения. Установлено, что для всех типов поездов на всех скоростях движения основным источником шума является пара "колесо—рельс"; не обнаружено вклада сцепки и пантографов в процессы шумообразования. Это означает, что основные меры защиты окружающей среды должны быть направлены на борьбу с высокочастотными источниками. Тем самым обосновано, что применение акустических экранов (они тем эффективнее, чем ниже расположен источник шума для средне-, высокочастотного шума) целесообразно.

2. Установлена связь процессов образования шума со скоростью движения для электропоездов, пассажирских и скоростных поездов. (Отметим, что для грузовых поездов эта связь носит более сложный характер, так как параметры шума зависят не только от скорости движения, но и от загруженности подвижного состава).

3. Экспериментальные исследования снижения шума поездов на плоском участке показали:

- снижение шума с расстоянием определяется геометрическим расширением фронта звуковой волны от протяженного источника (поезд) — характер звуковой волны в зависимости от расстояния может быть цилиндрический или сферический, звукопоглощением растительности на плоской поверхности, молекулярным затуханием звука

в воздухе (на больших расстояниях и на высоких частотах);

- характер снижения шума зависит от типа поезда, это объясняется тем, что на снижение шума за счет геометрического расширения влияет длина поезда (разницы УЗД составляют от 3 до 5 дБ, УЗ — 3,5 дБА);
- снижение шума с расстоянием (по указанным причинам) имеет частотнозависимый характер (разница по частотам составляет до 10 дБ).

4. При прохождении поезда в выемке шум резко снижается из-за создания звуковой тени склоном выемки; край выемки является вторичным излучателем звука. Снижение УЗД и УЗ зависит от глубины выемки: дополнительное снижение УЗ составляет для разных типов поездов до 3,0 дБА на каждый дополнительный метр выемки. Снижение УЗ глубокой выемкой достигает 20 дБА (по сравнению с плоским участком).

5. При прохождении поездов по насыпи, кроме геометрического расширения фронта звуковой волны, действуют два противоположных механизма: создание верхней плоскостью выемки экранирующего эффекта и тем самым образование звуковой тени вблизи насыпи, а также прямое излучение звука без звукопоглощения от источника в точку наблюдения (прямой звук). Это приводит к тому, что суммарное снижение (по сравнению с плоским участком) оказывается меньше на 2...3 дБА.

6. Многие из полученных эффектов в методической литературе не отображены и должны учитываться при расчетах шума поездов в окружающей среде. Современные методики расчета шума поездов не обеспечивают требуемой точности.

Список литературы

1. Иванов Н. И., Тюрина Н. В. Проблема снижения шума железнодорожного транспорта. — Доклады Международной научно-практической конференции "Применение акустических экранов для снижения шума и увеличения безопасности движения поездов", Москва, 14 декабря 2006. — СПб, БГТУ. — С. 2—28.
2. Иванов Н. И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: Учебник. — М.: Университетская книга, Логос, 2008. — 424 с.
3. *HandBook of noise and Vibration control* / Edited by Malkolm J. Crocker: NY, John Wiley and Sons Inc., 2007. — 1569 p.
5. СН. 2.2.4/2.1.8.562—96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки.
6. О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения. Закон Российской Федерации от 30 марта 1999 г. № 752-03.
7. Об охране атмосферного воздуха. Закон Российской Федерации от 4 мая 1999 г. № 96-03.
8. Инженерная и санитарная акустика: Сборник нормативно-методических документов. — СПб: Компания "Интеграл", 2008. Т. 1, 820 с. Т. 2. — 822 с.
9. Снижение уровня шума на железнодорожном транспорте Европы // ЖДМ. — 2008. — № 3. — С. 62—66.
10. ГОСТ Р 51943—2002. Экраны акустические для защиты от шума транспорта. Методы экспериментальной оценки эффективности.



УДК 699.84:691.8-41

Д. А. Куклин, канд. техн. наук, доц., Н. В. Тюрина, канд. техн. наук, доц.,
БГТУ "Военмех" им. Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург
e-mail: kda1969@mail.ru

Исследования акустических экранов для снижения шума поездов

Представлены результаты натурных замеров снижения шума акустическими экранами. В соответствии с полученными результатами эффективность акустического экрана снижается примерно на 3 дБА при каждом удвоении расстояния до защищаемого объекта. В нормативных документах, посвященных расчету эффективности акустических экранов, рекомендовано отразить требование о рассмотрении наиболее неблагоприятного расположения источника шума (дальний рельс).

Ключевые слова: снижение шума, поезд, акустический экран, эффективность.

Kuklin D. A., Tyurina N. V. Study of acoustical barriers for train noise reduction

Results of in situ measurements of noise reduction provided by acoustical barriers are presented in the paper. In accordance with experimental results acoustical barrier efficiency decreases by about 3 dBA for each distance doubling. It is recommended to put a requirement into normative documents to consider the farthest rail as the worst noise source placement for prediction of noise barriers insertion loss.

Keywords: noise reduction, train, acoustical barrier, efficiency.

Введение

По многочисленным данным более 60 % населения городов проживает в условиях повышенного шумового загрязнения, вызванного средствами железнодорожного и автомобильного транспорта, что увеличивает число заболеваний, снижает комфортность проживания и требует применения эффективных шумозащитных мероприятий. Железнодорожный транспорт — один из основных источников шума. На территории жилой застройки, прилегающей к железнодорожным узлам, эквивалентные уровни звука составляют 71...82 дБА при норме 55 дБА. Наиболее широко используемыми средствами снижения шума на пути распространения являются акустические экраны (АЭ), а также зеленые насаждения. Однако противоречивые данные об эффективности использования данных средств, встречающиеся в литературе, требуют проведения дополнительных исследований.

1. Общие сведения об акустических экранах

Акустический экран — физическая преграда конечных размеров на пути звука от источника шума (ИШ) до точки наблюдения или расчетной точки (РТ). Акустический экран, как и другие звукоизолирующие конструкции, работает на принципах отражения и поглощения звука, но, в отличие от других звукоизолирующих конструкций, АЭ имеет конечные размеры. На свободных ребрах АЭ звук дифрагирует, т. е. огибает ребра АЭ, частично попадая за экран. В результате совместного действия отражающих и дифракционных эффектов за акустическим экраном создается акустическая тень, т. е. такая зона, где происходит ослабление падающего на АЭ звука. Эффективность АЭ в первом приближении может быть определена по формуле 3. Маекава:

$$\Delta L_{\text{экp}} = 10 \lg 10N, \text{ дБ}, \quad (1)$$

где N — число Френеля;

$$N = \frac{2(A + B - d)}{\lambda}, \quad (2)$$

здесь A — кратчайшее расстояние между геометрическим центром ИШ и верхней кромкой АЭ, м; B — кратчайшее расстояние между РТ и верхней кромкой АЭ, м; d — кратчайшее расстояние между геометрическим центром ИШ и РТ, м (рис. 1); λ — длина звуковой волны, м;

$$\lambda = c/f, \quad (3)$$

c — скорость звука, м/с (в воздухе $c = 340$ м/с); f — частота, Гц.

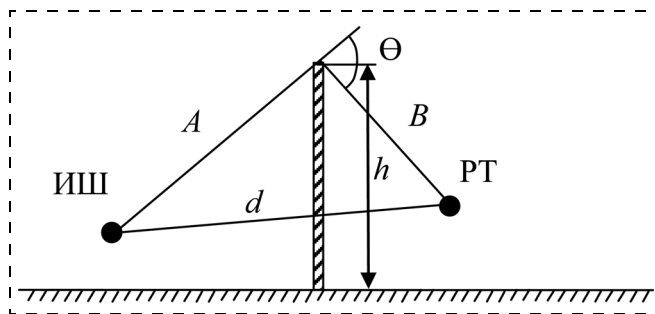


Рис. 1. Путь звукового луча от ИШ до РТ

Эффективность АЭ зависит от параметров A , B и d , а также от высоты h . Важной характеристикой, отображающей эффективность АЭ, является угол дифракции θ . Этот угол образуется двумя лучами: одного, соединяющего ИШ и вершину АЭ, второго — вершину АЭ и РТ.

Анализируя формулу (1) можно понять, что эффективность АЭ возрастает:

- с увеличением высоты экрана h ;
- с приближением ИШ и РТ к АЭ;
- с увеличением угла дифракции θ ;
- с уменьшением длины звуковой волны λ , т. е. с увеличением частоты f .

Эффективность АЭ также увеличивается, если в его конструкции присутствуют звукопоглощающие материалы, располагаемые со стороны ИШ.

Формула (1) получена для звуконепроницаемого АЭ, т. е. в предположении, что звук не проходит через АЭ. Также предполагается, что АЭ имеет бесконечную длину, т. е. дифракция звука рассматривается только на верхнем ребре экрана. Если указанные условия не соблюдаются, то эффективность АЭ падает.

2. Сведения об испытанных акустических экранах

Исследования проводились на станции Чудово, где были проверены два типа АЭ, установленных вдоль главного хода Октябрьской ж.д. Первый тип — бетонный АЭ длиной 800 м и высотой 3,5 м, установленный на расстоянии 5 м от оси пути на бетонном фундаменте (рис. 2). Бетонный АЭ был установлен на двухпутном участке перегона от станции Чудово в направлении на Малую Вишеру.

Второй тип экрана — металлический АЭ длиной 480 м и высотой 2,5 м расположен на расстоянии более 5 м от оси пути (рис. 3). АЭ выполнен из металлических панелей, заполненных звукопоглощающим материалом. Металлический АЭ установлен непосредственно на станции Чудово, при проведении испытаний поезда проходили по нескольким путям.

Были также испытаны металлические АЭ, изготовленные фирмой "Ruukki", установленные вдоль железной дороги на станции Mantsala (Финляндия) (рис. 4). Конструктивно данные АЭ представляют собой металлические панели со звукопоглощающим материалом внутри. Экраны установлены на расстоянии 3,8 м от оси ближайшего пути. Нижняя часть (цокольный элемент) АЭ представляет собой стальной лист толщиной 4 мм. Далее установлены четыре секции высотой 460 мм каждая. Верхняя часть АЭ выполнена из акрила толщиной 15 мм. Общая высота АЭ составляет 3 м.

Для проведения экспериментальных исследований применялась следующая аппаратура:

— шумомеры-анализаторы спектра "Октава 110А" в количестве 4 шт, объединенные в единую измерительную систему:

№ 001 предусилитель КММ 400 № 01038, микрофон ВМК-205 № 279;

№ 002А010 предусилитель Р200 № 060018, микрофон ВМК-205 № 267;

№ 005А638 предусилитель Р200 № 060016, микрофон ВМК-205 № 279;

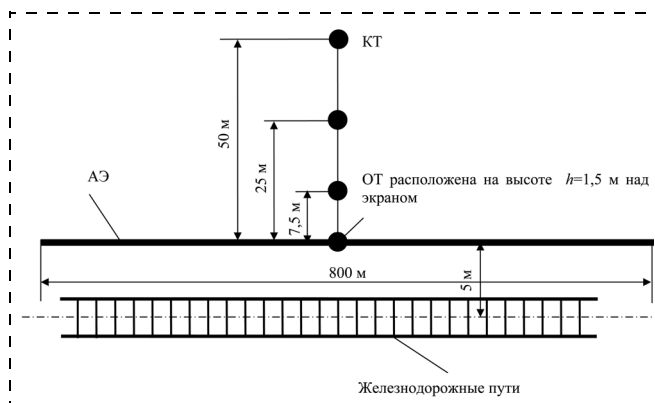


Рис. 2. Схема проведения измерений эффективности бетонного АЭ — вид сверху (ОТ — опорная точка)

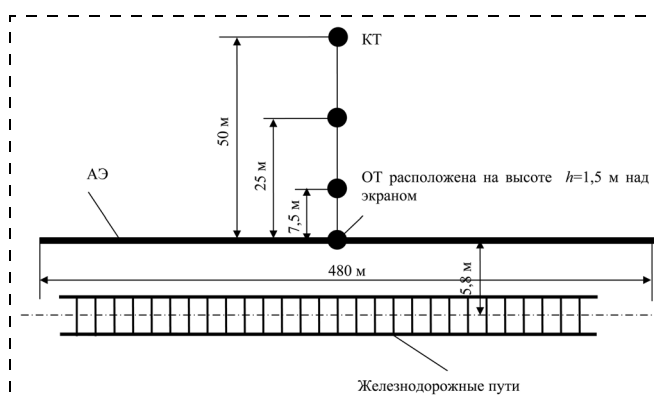


Рис. 3. Схема проведения измерений эффективности металлического АЭ — вид сверху

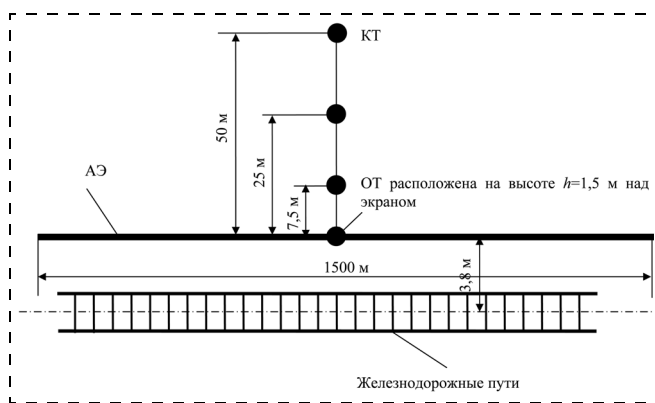


Рис. 4. Схема проведения измерений эффективности АЭ фирмы "RUUKKI" — вид сверху



№ 081116 предусилитель Р200 № 080081, микрофон ВМК-205 № 2632; калибратор 05000, зав. № 53276.

3. Результаты экспериментальных исследований эффективности акустических экранов

На основании полученных результатов экспериментальных исследований выполнено сравнение эффективности металлических АЭ со звукопоглощающим материалом различных конструкций для акустического экрана, установленного на станции Чудово, и экрана, изготовленного компанией "Ruukki", установленного на станции Mantsala в Финляндии. Кроме того, проведено сравнение эффективности экранов, выполненных из различных материалов (бетонных и металлических со звукопоглощением).

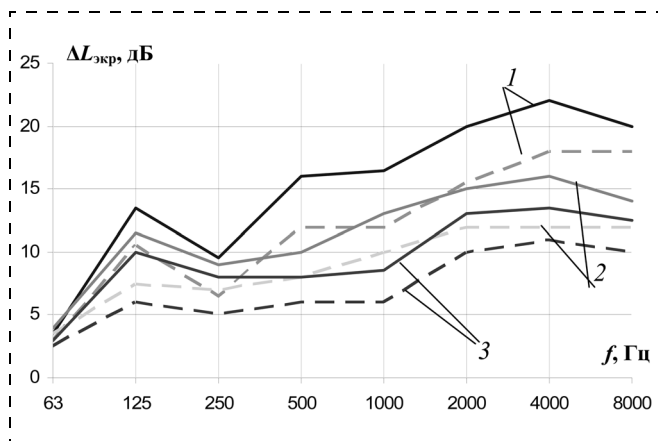


Рис. 5. Эффективность бетонного АЭ на расстояниях: 1 — 7,5 м, 2 — 25 м, 3 — 50 м (сплошные линии — I путь; штриховые — II путь)

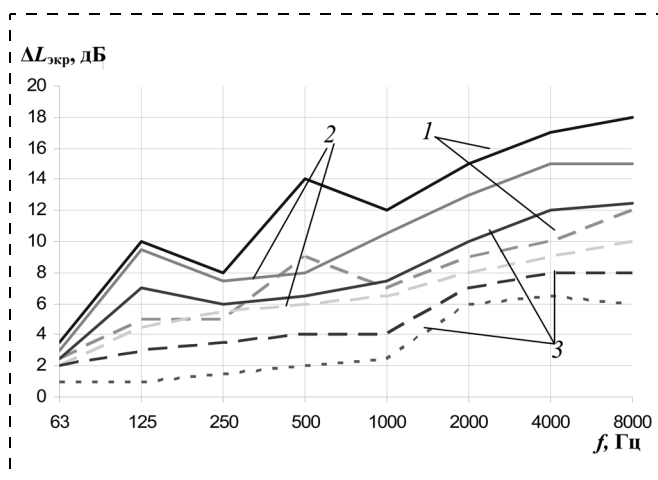


Рис. 6. Эффективность металлического АЭ на расстояниях: 1 — 7,5 м, 2 — 25 м, 3 — 50 м (сплошные линии — I путь; штриховые — II путь; точки — IV путь)

3.1. Бетонный АЭ, установленный на станции Чудово

Усредненная эффективность бетонного АЭ, полученная при следовании поездов по I или II пути, на разных расстояниях от экрана, показана на рис. 5.

Эффективность бетонного АЭ при прохождении поезда по I пути на расстоянии 7,5 м составила 9,5...22 дБ (в диапазоне частот 125...8000 Гц), на расстоянии 25 м 9...16 дБ, а на расстоянии 50 м 8...13 дБ (соответственно по уровням звука 17, 14 и 11 дБА). При увеличении расстояния до максимальной величины эффективность АЭ уменьшилась на 6 дБА. Тем не менее, даже на расстоянии 50 м бетонный АЭ снижает шум на 11 дБА.

При движении поездов по II пути эффективность АЭ заметно снижается (см. рис. 5). Наибольшее снижение отмечено в точке на расстоянии 7,5 м от АЭ. Оно достигает 3...4,5 дБ в диапазоне частот 125...8000 Гц или 5 дБА. Для расстояния 25 м снижение эффективности АЭ составляет 4 дБА, а 50 м — 3 дБА. Таким образом, бетонные АЭ обеспечивают определенное снижение шума в жилой застройке.

3.2. Металлический АЭ, установленный на станции Чудово

Результаты испытаний металлических АЭ показаны на рис. 6. Эффективность металлического АЭ в точке на расстоянии 7,5 м и при прохождении поезда по I пути составила 8...18 дБ в диапазоне частот 125...8000 Гц, на расстоянии 25 м 7,5...15 дБ и 6,5...12,5 дБ на расстоянии 50 м. На расстоянии 50 м шум в жилой застройке снижен на 8 дБА.

При прохождении поезда по II пути на расстоянии 50 м эффективность АЭ снижается на 2,5...4 дБ в указанном диапазоне частот (2 дБА), а при прохождении по IV пути на 4,5...6 дБ в том же частотном диапазоне. При прохождении поезда по дальнему пути эффективность АЭ на расстоянии 50 м составляет всего 4,5 дБА.

Эта особенность зависимости эффективности АЭ от пути, по которому походит поезд, характерна именно для АЭ, устанавливаемых вдоль железной дороги. Расчет и проектирование АЭ должно вестись с учетом этого обстоятельства.

3.3. Сравнительный анализ эффективности бетонного и металлического АЭ, установленных на станции Чудово

Сравнительный анализ эффективности испытанных на перегоне после станции Чудово АЭ показан на рис. 7 и приведен в табл. 1. Оба АЭ неэффективны на частоте 63 Гц. Эффективность бетонного АЭ на 1...3,5 дБ выше, чем металлического в диапазоне частот 125...8000 Гц (см. рис. 7). Этот анализ выпол-

нен для точки на расстоянии 50 м от АЭ (I путь). Разница по интегральному показателю (УЗ) составила 3 дБА.

Полученные результаты, казалось бы, противоречат утверждению, что АЭ со звукопоглощением при прочих равных условиях всегда эффективнее, чем АЭ без звукопоглощения (например, бетонный).

Меньшая эффективность металлического АЭ объясняется, во-первых, тем, что он имеет несколько меньшую (на 1 м) высоту. Во-вторых, металлический АЭ смонтирован с наличием больших щелей в нижней части, что заметно снижает его звукоизоляцию. И, наконец, металлический АЭ установлен на станции без учета движения поездов по соседним путям (II, IV и др.).

Необходимо строго осуществлять контроль монтажа АЭ, чтобы не допустить проемов и щелей.

3.4 Металлический экран, установленный на станции Mantsala (Финляндия)

Металлические экраны широко применяются на железных дорогах Италии, Германии, Японии и при правильном проектировании (выбор длины, высоты, расстояния от оси пути, конструкции экрана) и контроле монтажа обеспечивают высокое (до 12...15 дБА) снижение шума в жилой застройке.

Сравнительная эффективность металлических со звукопоглощением АЭ, установленных на ст. Чудово Октябрьской ж.д. и ст. Mantsala (Финляндия), показана на рис. 8. Данные испытаний данных АЭ при прохождении различных поездов приведены в табл. 2.

Анализ экспериментальных данных показывает, что при правильном монтаже и правильно рассчитанной и спроектированной конструкции эффективность металлического АЭ достигает 11,5 дБА (на расстоянии 50 м), что выше эффективности бетонного экрана сходных длины и высоты на 3,5 дБА.

Сравнивая эффективность металлического АЭ в Финляндии и на перегоне после станции Чудово (см. рис. 8) отметим следующее:

1) эти АЭ имеют примерно одинаковую эффективность в низкочастотном диапазоне 63...250 Гц;

2) в средне-высокочастотном диапазоне (500...2000 Гц) эффективность первого АЭ достигает 7...16 дБ, а второго 4...8 дБ, т. е. почти в 2 раза ниже; это объясняется правильным монтажом экрана, установленного на станции Mantsala (Финляндия), так как наличие щелей и проемов начинает сказываться с частот 500 Гц и выше; низкая эффективность экрана, установленного на станции Чудово Октябрьской ж. д., объясняется наличием щелей;

3) по интегральной оценке (УЗ) эффективность АЭ на станции Mantsala (Финляндия) составляет

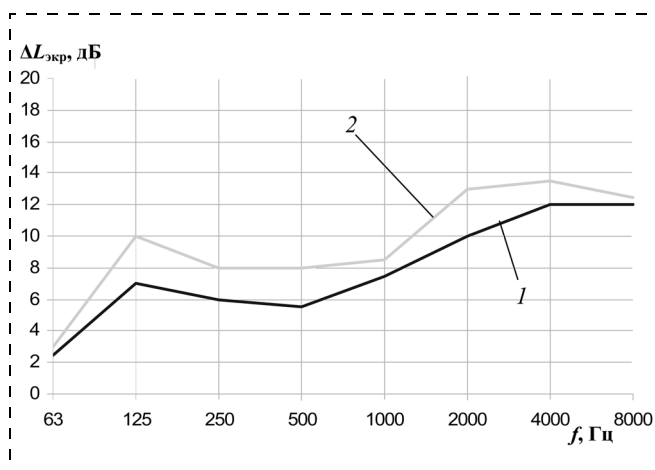


Рис. 7. Сравнительная эффективность металлического (1) и бетонного (2) АЭ, измеренная в точке на расстоянии 50 м от АЭ (I путь)

Таблица 1

Сравнительная эффективность АЭ

Тип АЭ	Расстояние, м	Номер пути	Эффективность, дБА
Бетонный	7,5	I	17,0
	7,5	II	12,0
	25	I	14,0
	25	II	10,0
	50	I	11,0
	50	II	8,0
Металлический	7,5	I	13,0
	7,5	II	8,0
	25	I	12,0
	25	II	8,0
	50	I	8,0
	50	II	6,0
	—	IV	4,0

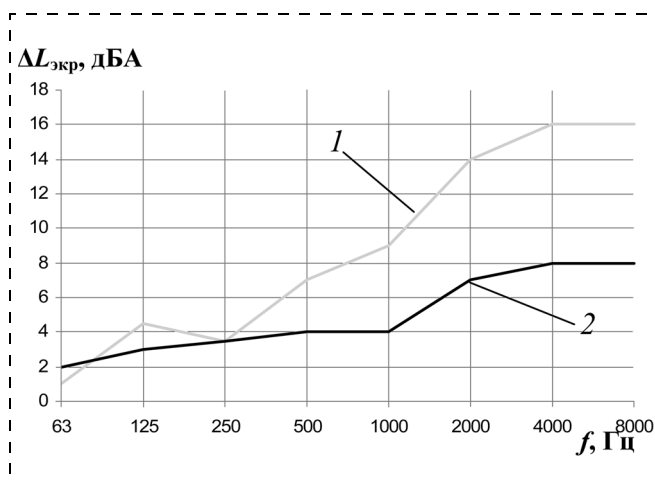


Рис. 8. Эффективность АЭ на расстоянии 50 м (при прохождении поезда по II пути):

1 — на станции Mantsala (Финляндия); 2 — на станции Чудово Октябрьской ж. д.



Таблица 2

Усредненные данные эффективности АЭ на расстоянии 50 м от экрана при прохождении поезда по II пути на станции Mantsala (Финляндия)

Тип поезда	Эффективность акустических экранов, дБ, в октавных полосах частот, Гц								Эффективность акустических экранов, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Пассажирский	0,9	4,3	3,0	7,2	10,1	13,1	16,4	17	12,2
Пассажирский	1,1	3,2	3,1	6,3	9,6	12,6	16,2	16,2	11,4
Электропоезд	0,6	5,7	3,3	7,8	6,8	13,8	16,2	17,1	10,4
Электропоезд	0,8	5,5	4,0	6,1	6,9	14,1	14,2	13,8	10,9
Пассажирский	0,7	2,7	3,3	6,8	10,8	16,5	17,4	14,7	12,7
Электропоезд	0,7	5,6	3,7	7,0	6,9	14,0	15,2	15,5	11,3
Пассажирский	1,2	4,6	3,2	7,7	11,4	12,3	16,3	17,4	11,5
Средняя эффективность	1,0	4,5	3,5	7,0	9,0	14,0	16,0	16,0	11,5

11,5 дБА, а экрана на станции Чудово Октябрьской ж. д. — 6 дБА.

Таким образом, металлические со звукопоглощением АЭ, по нашему мнению, являются более эффективными, чем бетонные АЭ или АЭ, изготовленные из других материалов, за счет наличия звукопоглощения.

Выводы

1. Результаты сравнительных испытаний акустических экранов на перегоне после станции Чудово показали:

— эффективность АЭ, зависящая от расстояния от измерительной точки до АЭ, снижается по мере увеличения этого расстояния за счет уменьшения угла дифракции, снижение составляет приблизительно 3 дБА при каждом удвоении расстояния;

— эффективность бетонного АЭ при прохождении поезда по I пути и на расстоянии 50 м от АЭ составила 10...13,5 дБ в диапазоне частот (125... 8000 Гц), при прохождении поезда по II пути — соответственно 6...10 дБ (8 дБА);

— эффективность металлического АЭ при прохождении поезда по I пути на расстоянии 50 м составила 5,5...12,5 дБ (8 дБА) в указанном выше частотном диапазоне, при прохождении поезда по II пути и 1,0...6,5 дБ (4,5 дБА) при прохождении поезда по IV пути;

— меньшая эффективность металлического АЭ (–2 дБА) определяется несколько меньшей высотой, но самое главное — неправильным монтажом (проемы, щели) АЭ.

2. Испытания металлического АЭ конструкции "Ruukki", установленного на станции Mantsala (Финляндия), показали что при приблизительно равной высоте АЭ при движении поезда по II пути на расстоянии 50 м снижает УЗД на 4,5...16,0 дБ, УЗ на 11,5 дБА; такая эффективность является достаточной для снижения акустического загрязнения от подвижного состава железнодорожного транспор-

та для многих практических случаев. АЭ — основное надежное и эффективное средство снижения акустического загрязнения окружающей среды на железнодорожном транспорте. Основным направлением в конструировании АЭ является создание экранов со звукопоглощением, которые более эффективны, чем бетонные не менее, чем на 3 дБА.

3. Применение АЭ на железнодорожном транспорте и крупных автомагистралях имеет свою специфику. Как правило, расчеты эффективности АЭ ведутся в предположении, что источник шума расположен в наиболее близкой точке к экрану, т. е. поезд проходит по I пути. Это во многих практических случаях ведет к ошибке, так как при большом количестве путей (т. е. при удалении ИШ от АЭ) эффективность АЭ снижается на 5...8 дБА, т. е. именно на такую величину могут быть превышены нормативы шума в прилегающей застройке при преимущественном движении транспорта по путям.

4. Разница в полученных результатах эффективности АЭ показывает, что при проектировании АЭ расчеты эффективности должны производиться для самого удаленного от АЭ железнодорожного пути, чтобы учесть наихудшее расположение источника шума. Эту особенность необходимо отобразить в специальной нормативной литературе.

Список литературы

1. **Kunst Н.** European Transport and Rail Noise Policy, Proceedings of the workshop "Railway noise in urban areas: possible noise source reduction measures". — Pisa. — November 9. — 2006.
2. **Иванов Н. И.** Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: Учебник. — М.: Университетская книга, Логос, 2008. — 424 с.
3. **Инженерная** и санитарная акустика: Сборник нормативно-методических документов. — СПб: Компания "Интеграл", 2008. — Т. 1. — 820 с. — Т. 2. — 822 с.
4. **Снижение** уровня шума на железнодорожном транспорте Европы // ЖДМ. — 2008. — № 3. — С. 62–66.
5. **ГОСТ Р 51943—2002.** Экраны акустические для защиты от шума транспорта. Методы экспериментальной оценки эффективности.

УДК 534.8.001.5

Н. И. Иванов, д-р техн. наук, проф.,
Г. М. Курцев, канд. техн. наук, проф., **А. Е. Шашурин**, асп.,
 БГТУ "Военмех" им. Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург
 e-mail: <sashuric@rambler.ru>

Расчет ожидаемой шумности в кабинах при проектировании строительных машин

Показано, что расчет ожидаемой шумности в кабинах выполняется на основе статистической теории акустики. Приведены основные допущения расчетов, разобраны процессы шумообразования в кабинах. Приведен пример расчета; сравнение с экспериментом показало его высокую точность ($\pm 1...2$ дБ). На примере показано разделение вкладов источников в звуковое поле в кабине, показаны пути снижения шума в кабине.

Ключевые слова: строительные машины, кабины, расчет шума, звуковые поля, эксперимент, рекомендации.

Ivanov N. I., Kurcev G. M., Shashurin A. E.
Calculation of the expected noise in the cabin during the projection of the construction machines

It's presented that the calculation of expected noise in cabins was based on the static theory of acoustic. The basic assumptions were presented; the processes of noise were examined. The example of calculation was presented; the comparison with the experiment results showed its high precision ($\pm 1...2$ dbA). The division of the contribution of the different sources in sound field in cabin was presented in the example; the ways of lowering of sound in cabins were demonstrated.

Keywords: construction machines, cabins, calculation of noise, sound, experiment, recommendations.

Эксплуатация строительных машин сопровождается высоким уровнем шума, что требует принятия эффективных мер и средств по его снижению на рабочих местах операторов. Наиболее эффективной универсальной конструкцией являются звукоизолирующие кабины, обеспечивающие снижение уровня звука до 67...76 дБА.

Тем не менее требуется дальнейшее снижение шума в кабинах с целью обеспечения безопасности и повышения степени комфорта. Наиболее эффективным и экономически выгодным является снижение шума в процессе проектирования машин. Разработан метод расчета ожидаемой акустической

мощности в кабинах строительных машин, базирующийся на результатах многолетних исследований. Метод основан на статистической теории акустики, допущения которой известны. Источники звука аппроксимируются в зависимости от размеров и длины звуковой волны как точечные (сферическая звуковая волна), линейные (цилиндрическая звуковая волна) или плоские (плоская звуковая волна).

Исходная величина для выполнения расчетов — уровни акустической мощности источников ($L_{\text{ист}}$). Измерения уровней звукового давления основных источников проводились, как правило, в ближнем звуковом поле или в звуковом поле, близком к диффузному (для источников, расположенных в замкнутых объемах). Затем производились вычисления акустической мощности с учетом площади измерительной поверхности или замкнутого объема. По полученным значениям $L_{\text{ист}}$ и составленным расчетным схемам рассчитывают вклад шума в кабину, а затем полученные результаты энергетически суммируют.

Основные источники шума на строительных машинах: корпус, устройства всасывания и выпуска двигателей внутреннего сгорания (ДВС), движитель (гусеницы) для гусеничных машин, элементы гидравлики (гидронасосы), вентилятор охлаждения подкапотного пространства ДВС. В расчетах учитывают расстояние от источника шума до кабины или ее элементов, конструктивные размеры и особенности компоновки кабины, значения коэффициента звукопоглощения в кабине (α^f), звукоизоляции ограждающих конструкций ($3H_i^f$), коэффициентов дифракции ($\beta_{\text{дифр}i}^{\text{каб}}$) — берутся по данным экспериментов.

В полученные результаты вводят экспериментальные поправки: $\Delta L_{\text{вод.ст}}^{31,5}$ — добавка на частоте 31,5 Гц на действие воздушного столба в кабине, $\Delta L_{\text{зв.вибр}}^f$ — добавка на дополнительный вклад звуковой вибрации на определенных частотах (как правило, на частотах 63 и 125 Гц) и поправка на

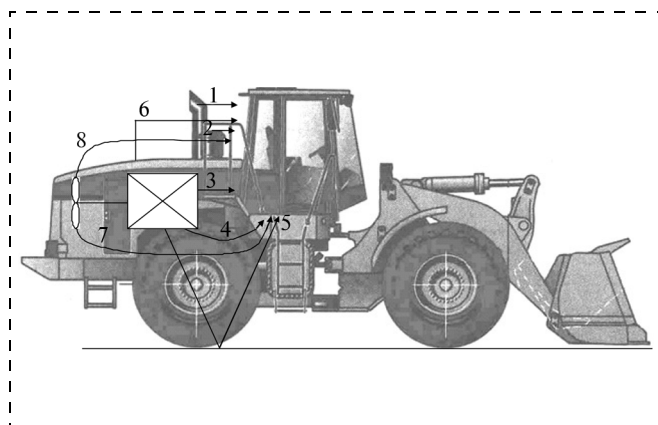


Рис. 1. Источники шума и пути его проникновения в кабину:

1 — шум выпуска; 2 — шум всасывания; 3 — шум двигателя; 4 — шум двигателя, проникающий на рабочее место через пол кабины непосредственно; 5 — шум двигателя, проникающий на рабочее место через нижний открытый проем в капоте и далее через пол кабины, с учетом отражения от поверхности; 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 пол кабины; 8 — шум вентилятора, проникающий на рабочее место через ограждения капота и далее через панели кабины за исключением пола и перегородки

неравномерность звукового поля на внешних элементах ограждения кабины $\Delta L_{\text{диф}}^{\text{каб}} = 10 \lg \beta_{\text{дифр}i}^{\text{каб}}$.

Основные источники шума и пути его проникновения в кабину приведены на рис. 1, а соответствующие расчетные формулы — в табл. 1.

В формулах, приведенных в табл. 1, приняты следующие обозначения:

$L_{\text{вып}}^{\text{ш}}$ — звуковая мощность, излучаемая выпуском, дБ;

$R_{\text{вып}}$ — расстояние от среза выпускной трубы до ближайшей панели кабины, м;

$S_{\text{каб}i}$ — площадь i -го ограждения, через которое шум выпуска проникает в кабину, м^2 ;

n — число элементов ограждения кабины;

$3И_{\text{каб}i}$ — звукоизоляция i -го элемента кабины, дБ;

$t_{\text{дифр}i}^{\text{каб}}$ — добавка к звукоизоляции i -го ограждения кабины в зависимости от расположения ее панелей к выпуску, дБ; $t_{\text{дифр}i}^{\text{каб}} = 5$ для потолка и

боковых панелей, $t_{\text{дифр}i}^{\text{каб}} = 8$ для задней панели по отношению к выпуску;

Таблица 1

Позиция на рис. 1.	Путь проникновения	Расчетная формула
1	2	3
1	Шум выпуска, проникающий на рабочее место оператора через панели ограждений кабины ($L_{\text{вып}}^{\text{каб}}$) с учетом дифракционных явлений, за исключением перегородки между моторным отсеком и кабиной и пола	$L_{\text{вып}}^{\text{каб}} = L_{\text{вып}}^{\text{ш}} - 20 \lg R_{\text{вып}} - 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^n S_{\text{каб}i}}{\sum_{i=1}^n S_{\text{каб}i} \cdot 10^{-0,1(3И_{\text{каб}} + t_{\text{дифр}i}^{\text{каб}})}} + 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^n S_{\text{каб}i}}{A_{\text{каб}}} + ПН_{\text{вып}} - \beta_{\text{вып}} - x + 6, \text{ дБ}$
2	Шум всасывания, проникающий на рабочее место оператора через панели ограждений кабины ($L_{\text{всас}}^{\text{каб}}$) с учетом дифракционных явлений, за исключением перегородки между моторным отсеком и кабиной и пола	$L_{\text{всас}}^{\text{каб}} = L_{\text{всас}}^{\text{ш}} - 20 \lg R_{\text{всас}} - 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^n S_{\text{каб}i}}{\sum_{i=1}^n S_{\text{каб}i} \cdot 10^{-0,1(3И_{\text{каб}} + t_{\text{дифр}i}^{\text{каб}})}} + 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^n S_{\text{каб}i}}{A_{\text{каб}}} + ПН_{\text{всас}} - \beta_{\text{всас}} - x + 6, \text{ дБ}$
3	Шум двигателя, проникающий на рабочее место через перегородку между моторным отсеком и кабиной ($L_{\text{дв.пер}}^{\text{каб}}$)	$L_{\text{дв.пер}}^{\text{каб}} = L_{\text{дв}}^{\text{ш}} + 10 \lg \left(\frac{\chi_{\text{кап.дв}}}{S_{\text{кап.дв.общ}}} + \frac{4\psi_{\text{кап.дв}}}{B_{\text{кап.дв}}} \right) + 10 \lg \frac{S_{\text{пер}}}{S_{\text{кап.дв}}} - 3И_{\text{пер}} - 10 \lg A_{\text{каб}} + 6, \text{ дБ}$
4	Шум двигателя, проникающий на рабочее место через пол кабины непосредственно ($L_{\text{дв.пол}}^{\text{каб}}$)	$L_{\text{дв.пол}}^{\text{каб}} = L_{\text{дв}}^{\text{ш}} + 10 \lg \left(\frac{\chi_{\text{кап.дв}}}{S_{\text{кап.дв.общ}}} + \frac{4\psi_{\text{кап.дв}}}{B_{\text{кап.дв}}} \right) + 10 \lg \frac{S_{\text{кап}}}{S_{\text{кап.дв}}} - 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^k S_{\text{пол}i}}{\sum_{i=1}^k S_{\text{пол}i} \cdot 10^{-0,1 3И_{\text{пол}i}}} + 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^k S_{\text{пол}i}}{A_{\text{каб}}} + 1, \text{ дБ}$



Окончание табл. 1

Позиция на рис. 1.	Путь проникновения	Расчетная формула
1	2	3
5	Шум двигателя, проникающий на рабочее место через нижний открытый проем в капоте и далее через пол кабины, с учетом отражения от поверхности ($L_{\text{дв.пр}}^{\text{каб}}$)	$L_{\text{дв.пр}}^{\text{каб}} = L_{\text{вдв}} + 10 \lg \left(\frac{\chi_{\text{кап.дв}}}{S_{\text{кап.дв.общ}}} + \frac{4\Psi_{\text{кап.дв}}}{B_{\text{кап.дв}}} \right) + 10 \lg \frac{S_{\text{пр}}}{S_{\text{кап.дв}}} + 10 \lg (1 - \bar{\alpha}_3) -$ $- 20 \lg \sqrt{h_{\text{дв}}^2 + \left(\frac{R_{\text{дв}}}{2} \right)^2} - 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^k S_{\text{пол}_i}}{\sum_{i=1}^k S_{\text{пол}_i} \cdot 10^{-0,1 \sum_{i=1}^k \text{ЗИ}_{\text{пол}_i}}} + 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^k S_{\text{пол}_i}}{A_{\text{каб}}} - 8, \text{ дБ}$
6	Шум двигателя, проникающий на рабочее место через ограждения капота и далее через панели кабины, за исключением пола и перегородки ($L_{\text{дв.кап}}^{\text{каб}}$)	$L_{\text{дв.кап}}^{\text{каб}} = L_{\text{вдв}} + 10 \lg \left(\frac{\chi_{\text{кап.дв}}}{S_{\text{кап.дв.общ}}} + \frac{4\Psi_{\text{кап.дв}}}{B_{\text{кап.дв}}} \right) + 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^m S_{\text{кап.дв}_i}}{S_{\text{кап.дв}}} -$ $- 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^m S_{\text{кап.дв}_i}}{\sum_{i=1}^m S_{\text{кап.дв}_i} \cdot 10^{-0,1(\sum_{i=1}^m \text{ЗИ}_{\text{кап.дв}_i} + t_{\text{кап}_i})}} - 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^n S_{\text{каб}_i}}{\sum_{i=1}^n S_{\text{каб}_i} \cdot 10^{-0,1(\sum_{i=1}^n \text{ЗИ}_{\text{каб}_i} + t_{\text{каб}_i}^{\text{каб}})}} + 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^n S_{\text{каб}_i}}{A_{\text{каб}}} -$ $- x_1 + 6, \text{ дБ}$
7	Шум вентилятора системы охлаждения, проникающий на рабочее место через радиатор охлаждения и далее через пол кабины ($L_{\text{вент.пол}}^{\text{каб}}$)	$L_{\text{вент.пол}}^{\text{каб}} = L_{\text{ввент}} + 10 \lg \left(\frac{\chi_{\text{кап.вент}}}{S_{\text{кап.вент.общ}}} + \frac{4\Psi_{\text{кап.вент}}}{B_{\text{кап.вент}}} \right) - \text{ЗИ}_{\text{рад}} + 10 \lg \frac{S_{\text{рад}}}{S_{\text{кап.вент}}} -$ $- 10 \lg B_{\text{кап.дв}} + 10 \lg \frac{S_{\text{кан}}}{S_{\text{кап.дв}}} - 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^k S_{\text{пол}_i}}{\sum_{i=1}^k S_{\text{пол}_i} \cdot 10^{-0,1 \sum_{i=1}^k \text{ЗИ}_{\text{пол}_i}}} + 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^k S_{\text{пол}_i}}{A_{\text{каб}}} + 1, \text{ дБ}$
8	Шум вентилятора системы охлаждения, проникающий на рабочее место через ограждения капота и далее через панели кабины, за исключением пола и перегородки ($L_{\text{вент.кап}}^{\text{каб}}$)	$L_{\text{вент.кап}}^{\text{каб}} = L_{\text{ввент}} + 10 \lg \left(\frac{\chi_{\text{кап.вент}}}{S_{\text{кап.вент.общ}}} + \frac{4\Psi_{\text{кап.вент}}}{B_{\text{кап.вент}}} \right) + 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^m S_{\text{кап.вент}_i}}{S_{\text{кап.вент}}} -$ $- 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^m S_{\text{кап.вент}_i}}{\sum_{i=1}^m S_{\text{кап.вент}_i} \cdot 10^{-0,1(\sum_{i=1}^m \text{ЗИ}_{\text{кап.дв}_i} + t_{\text{кап}_i})}} - 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^n S_{\text{каб}_i}}{\sum_{i=1}^n S_{\text{каб}_i} \cdot 10^{-0,1(\sum_{i=1}^n \text{ЗИ}_{\text{каб}_i} + t_{\text{каб}_i}^{\text{каб}})}} + 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^n S_{\text{каб}_i}}{A_{\text{каб}}} -$ $- x_1 + 6, \text{ дБ}$

$A_{\text{каб}}$ — звукопоглощение кабины, $A_{\text{каб}} = \bar{\alpha}_{\text{каб}} \times S_{\text{каб.общ}}$, м²;

$\bar{\alpha}_{\text{каб}}$ — средний коэффициент звукопоглощения кабины;

$S_{\text{каб.общ}}$ — общая площадь внутренних ограждений кабины, м²;

$\text{ПН}_{\text{вып}}$ — показатель направленности выпуска, дБ;

$\beta_{\text{вып}}$ — добавка, учитывающая расположение выпускной трубы по отношению к кабине погрузчика, дБ;

x_1 — числовая добавка, которая при $\Omega = \pi$ равна 5 дБ, при $\Omega = 2\pi$ — 8 дБ, $\Omega = 4\pi$ — 11 дБ (Ω — пространственный угол излучения источников; при излучении в открытое пространство он составляет 4π , в полупространство — 2π , в двухгранный угол — π);

$L_{\text{ввсас}}$ — звуковая мощность, излучаемая всасывающим устройством, дБ;

$R_{\text{всас}}$ — расстояние от всасывающего устройства до ближайшей панели кабины, м;

$\text{ПН}_{\text{всас}}$ — показатель направленности всасывания, дБ;

$\beta_{\text{всас}}$ — добавка, учитывающая расположение всасывающего устройства по отношению к кабине погрузчика, дБ;

$L_{\text{вдв}}$ — звуковая мощность, излучаемая двигателем, дБ;

$\chi_{\text{кап.дв}}$ — коэффициент, учитывающий влияние ближнего звукового поля двигателя;

$S_{\text{кап.дв}}$ — площадь ограждений капота двигателя, через которые проникает звук, м²;



Таблица 2

Усредненные значения коэффициента звукопоглощения $\alpha_{\text{каб}}^f$ в кабинах строительно-дорожных машин

Частота, Гц	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\alpha_{\text{каб}}^f$	0,1...0,12	0,12...0,15	0,15...0,17	0,17...0,20	0,20...0,21	0,21...0,24	0,24...0,26	0,26...0,28	0,28...0,30

$\Psi_{\text{кап.дв}}$ — коэффициент, учитывающий нарушение диффузности звукового поля под капотом двигателя;

$B_{\text{кап.дв}}$ — постоянная капота двигателя, м^2 ;

$$B_{\text{кап.дв}} = \frac{A_{\text{кап.дв}}}{(1 - \bar{\alpha}_{\text{кап.дв}})};$$

$A_{\text{кап.дв}}$ — звукопоглощение капота двигателя, м^2 ;

$$A_{\text{кап.дв}} = \bar{\alpha}_{\text{кап.дв}} \cdot S_{\text{кап.дв.общ}}, \text{ м}^2;$$

$\bar{\alpha}_{\text{кап.дв}}$ — средний коэффициент звукопоглощения под капотом двигателя;

$S_{\text{кап.дв.общ}}$ — общая площадь внутренних ограждений панелей капота двигателя, м^2 ;

$S_{\text{пер}}$ — площадь перегородки между кабиной и моторным отсеком, через которую проникает звук в кабину от двигателя, м^2 ;

$ЗИ_{\text{пер}}$ — звукоизоляция перегородки, через которую звук проникает в кабину от двигателя, дБ;

$S_{\text{кан}}$ — площадь сечения канала, по которому звук от двигателя проходит под полом кабины, м^2 ;

$S_{\text{пол}_i}$ — площадь i -го элемента пола со звукоизоляцией $ЗИ_{\text{пол}_i}$, через которые звук проникает в кабину, м^2 ;

k — число элементов с различной величиной звукоизоляции;

$S_{\text{пр}}$ — площадь нижнего открытого проема капота двигателя, м^2 ;

$\bar{\alpha}_3$ — средний коэффициент звукопоглощения отражающей поверхности, на которой расположен погрузчик;

$h_{\text{дв}}$ — высота установки двигателя над отражающей поверхностью, м;

$R_{\text{дв}}$ — усредненное расстояние между акустическим центром двигателя и полом кабины погрузчика, м;

$Z_{\text{вент}}$ — звуковая мощность, излучаемая вентилятором, дБ;

$\chi_{\text{кап.вент}}$ — коэффициент, учитывающий влияния ближнего звукового поля вентилятора;

$\Psi_{\text{кап.вент}}$ — коэффициент, учитывающий нарушения диффузности звукового поля вентилятора под капотом;

$ЗИ_{\text{рад}}$ — звукоизоляция радиатора, дБ;

$S_{\text{рад}}$ — площадь радиатора, через которую проникает звук, м^2 ;

$S_{\text{кап.вент}}$ — площадь ограждений капота вентилятора, через которые проникает звук.

Усредненные значения коэффициентов звукопоглощения кабин строительных машин приведены ($\alpha_{\text{каб}}^f$) в табл. 2, усредненные значения звукоизоляции ограждающих конструкций кабин в табл. 3, а значения поправок в табл. 4.

Проверка предложенных методов расчета была выполнена на погрузчике (см. рис. 1).

Расчетные значения уровней звукового давления, источников шума по этапам расчета, уровней звука, а также разница между расчетными и экспериментальными значениями приведены в табл. 5, а результаты сравнения расчетных и экспериментальных значений показаны на рис. 2.

Таблица 3

Экспериментальные значения звукоизоляции ограждающих конструкций кабин

Конструкции	Звукоизоляция, дБ, в октавных полосах частот, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Пол в кабине с уплотнением проемов и отверстий	13	11	17	15	17	22	22	20
Пол с отверстиями и проемами	2	4	5	6	8	9	10	12
Стекло кабины с уплотнением по контуру	20	21	21	24	27	27	30	32
Стекло со щелью по контуру	9	12	12	13	12	13	13	15

Таблица 4

Значение поправок в расчеты

Тип поправки	Звукоизоляция, дБ, в октавных полосах частот, Гц								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Колебания воздушного столба	10	—	—	—	—	—	—	—	—
Вклад звуковой вибрации	6	3	2	—	—	—	—	—	—
Значение поправок на дифракцию звука по панелям кабины ($\Delta L_{\text{дифр}}$):									
верхняя	—	—	5	—	7	8	8	8	8
левая	—	—	5	8	10	10	10	10	11
задняя	—	—	8	10	12	13	14	14	14

Суммарный расчетный спектр шума в кабине погрузчика от основных источников излучения, проникающего различными каналами, определен по формуле:

$$L_{\text{сум.рас}}^{\text{каб}} = 10 \lg (10^{0,1 L_{\text{вып}}^{\text{каб}}} + 10^{0,1 L_{\text{всас}}^{\text{каб}}} + 10^{0,1 L_{\text{дв.пер}}^{\text{каб}}} + 10^{0,1 L_{\text{дв.пол}}^{\text{каб}}} + 10^{0,1 L_{\text{дв.пр}}^{\text{каб}}} + 10^{0,1 L_{\text{дв.кап}}^{\text{каб}}} + 10^{0,1 L_{\text{вент.пол}}^{\text{каб}}} + 10^{0,1 L_{\text{вент.кап}}^{\text{каб}}}).$$

Анализ данных, приведенных в табл. 5, показывает, что акустическое поле в кабине погрузчика

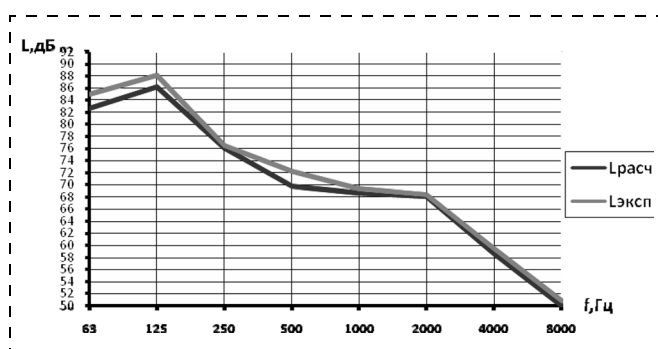


Рис. 2. Сравнение полученных экспериментальных значений в кабине с расчетными по УЗД

Таблица 5

Источники излучения и каналы проникновения	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами, Гц								УЗ, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
$L_{\text{вып}}^{\text{каб}}$	78,3	82,2	71,5	59,0	57,0	58,2	49,9	37,1	69,1
$L_{\text{всас}}^{\text{каб}}$	79,3	82,1	67,5	59,6	56,1	55,1	46,7	38,5	67,9
$L_{\text{дв.пер}}^{\text{каб}}$	65,3	74,3	62,4	62,9	59,4	64,7	55,4	46,0	67,8
$L_{\text{дв.пол}}^{\text{каб}}$	68,1	72,1	68,7	66,2	66,4	61,8	52,2	46,1	69,9
$L_{\text{дв.пр}}^{\text{каб}}$	56,6	61,2	57,1	54,7	54,8	50,2	40,5	34,3	58,2
$L_{\text{дв.кап}}^{\text{каб}}$	68,9	75,6	64,9	55,2	56,6	58,2	47,6	34,8	64,5
$L_{\text{вент.пол}}^{\text{каб}}$	61,3	53,7	57,3	48,1	44,5	32,3	20,7	11,7	52,0
$L_{\text{вент.кап}}^{\text{каб}}$	72,4	70,1	68,5	59,3	55,5	53,2	43,2	31,0	63,9
$L_{\text{сум.расчет}}^{\text{каб}}$	82,7	86,2	76,0	69,7	68,6	68,1	58,7	50,0	75,6
$L_{\text{экспер}}^{\text{каб}}$	84,9	88,1	76,5	72,2	69,3	68,3	59,5	50,8	75,9
Разница между расчетом и экспериментом	-2,1	-1,9	-0,5	-2,5	-0,7	-0,2	-0,8	-0,8	-0,3

формируют: доли шума от двигателя непосредственно через пол (69,9 дБА), шума выпуска (69,1 дБА), шума всасывания (67,9 дБА), шума от двигателя через перегородку (67,8 дБА), шума от двигателя через ограждения капота (64,5 дБА) и шума от вентилятора системы охлаждения через ограждения капота (63,9 дБА). При этом общий уровень в кабине составляет 75,6 дБА. Необходимо отметить, что суммарное звуковое поле в кабине формируется шумом, проникающим от двигателя через пол и перегородку, а также от выпуска и всасывания и составляет 74,8 дБА. При этом добавка от всех остальных каналов составляет всего 0,8 дБА.

Полученное разделение вклада шума в суммарное акустическое поле кабины позволяет сказать, что дополнительное снижение шума в кабине может быть получено за счет уменьшения вклада шума первых четырех каналов проникновения. Набор рекомендации в этом случае весьма многообразен, к их числу можно отнести:

- увеличение звукоизолирующей способности перегородки и пола;
- повышение среднего коэффициента звукопоглощения под капотом;
- увеличение эффективности глушителей выпуска и всасывания;
- увеличение расстояния от выпуска и всасывания до кабины;
- повышение среднего коэффициента звукопоглощения в кабине;
- увеличение приведенной звукоизоляции кабины за счет увеличения;
- звукоизолирующей способности слабых панелей кабины.

Результаты расчетов показывают, что основная доля шума (73,0 дБА) проникает в кабину через панели ограждения кабины за исключением пола и перегородки. Усиление звукоизолирующей способности этих ограждений кабины позволит дополнительно снизить шум внутри. Так, например, повышение приведенной звукоизоляции этих ограждений на 5 дБА приводит к снижению шума в кабине на 2 дБА.

Список литературы

1. **Иванов Н. И.** Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: Учебник. Университетская книга, Логос, 2008. — 482 с.
2. **HandBook of noise and Vibration control** / Edited by Malkolm J. Crocker., NY, John Wiley and Sons Inc., 2007. — 1569 p.
3. **Техническая акустика транспортных машин:** Справочник / Л. Г. Балишанская, Л. Ф. Дроздова, Н. И. Иванов и др.; Под ред. Н. И. Иванова. — СПб.: Политехника, 1992. — 365 с.



УДК 534.833.5:62-758.34

Л. Ф. Дроздова, канд. техн. наук, проф., А. В. Кудяев,
БГТУ "Военмех" им. Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург
e-mail: drozdovalf@yandex.ru

Расчет и проектирование звукоизолирующих капотов для снижения шума энергетических установок

Приведена методика расчета эффективности звукоизоляции капота. Рассмотрены вопросы организации теплового баланса под капотом, выбора структуры стенок капота, проектирования вентиляционных каналов и установки в них глушителей капота или акустических экранов. Даны рекомендации по проектированию звукоизолирующих капотов.

Ключевые слова: энергетическая установка, звукоизолирующий капот, эффективность, звукоизоляция, акустический экран.

Drozdova L. Ph., Kudayev A. V. Estimation and design of the sound-proofed enclosures for noise reduction of the power plant

In this article the acoustical effectiveness estimation method for enclosures is presented. The questions of normal heat transfer inside the enclosure, the shielding surface structure choice, ventilation channel using, protected by means of acoustical baffles or special noise dampers are considered. Recommendations of the design of sound-proofed enclosures are offered.

Keywords: power plant, sound-proofed enclosure, acoustical effectiveness, insulation, acoustical baffle.

1. Общие положения

Специфической особенностью конструкций капотов для энергетических установок (ЭУ) передвижных строительных машин является то, что, как правило, они представляет собой замкнутый объем небольших размеров и их конфигурация не повторяет контуров заглушаемой двигательной установки. В связи с этим можно считать, что звуковое поле под капотом, являющимся малым объемом, может быть разделено на две области: диффузного звукового поля (начиная с определенной частоты $f \geq f_{\text{диф}}$ благодаря многократному отражению звуковых волн от непараллельных поверхностей капота и двигательной установки) и поля единичных отражений ($f < f_{\text{диф}}$). Границы диффузности звукового поля под капотом в основном лежат в диапазоне от 125 до 250 Гц.

2. Расчет эффективности капота

Для расчета акустической эффективности капотов различного конструктивного исполнения может быть применен метод статистической акустики, основанный на использовании энергетического принципа суммирования сигналов и учета дифракции звука от различных элементов капота. В табл. 1 приведена классификация и основные расчетные формулы для определения акустической эффективности капотов $\Delta L_{\text{кап}}$ различного конструктивного исполнения. В приведенные формулы входят:

χ — коэффициент, учитывающий влияние ближнего акустического поля и принимаемый в зависимости от отношения расстояния r между акустическим центром источника и расчетной точкой к максимальным габаритным размерам источника шума (определяется по графику [2]); Ω — пространственный угол, в котором происходит излучение источников (для капота $\Omega = 2\pi$); ν° — коэффициент, учитывающий нарушение диффузности звукового поля (принимается по графику [2]); A — эквивалентная площадь звукопоглощения под капотом, м^2 ; α — приведенный коэффициент звукопоглощения под капотом; r — расстояние между акустическим центром источника и расчетной точкой, м; $S_{\text{огр}}$ — площадь ограждающих поверхностей капота, м^2 , τ — коэффициент звукопроводности, равный: $\tau = 10^{-0,1 SI_{\text{огр}}}$; $SI_{\text{огр}}$ — звукоизоляция ограждающих поверхностей капота, дБ; c — скорость звука, м/с; $S_{\text{отв}}$ — площадь отверстий, м^2 ; a — эквивалентный размер отверстия, м; ω — угловая частота, $\omega = 2\pi f$; $S_{\text{пр}}$ — площадь проема, м^2 ; Ψ — коэффициент, учитывающий излучение звука проемом (принимается по номограмме, приведенной в [2]); a и b — размеры проема, м; d — расстояние расчетной точки от него, м; $S_{\text{щ}}$ — площадь щели, м^2 ; $b_{\text{щ}}$ и $l_{\text{щ}}$ — ширина и длина щели соответственно, м; β — коэффициент, учитывающий соотношение глубины и ширины щели к длине звуковой волны λ , равный $\beta = b_{\text{щ}}/\lambda$; m — коэффициент, характеризующий расположение щели ($m = 1$ для в середи-

Таблица 1

Классификация капотов

Тип капота	Схема	Расчетная формула для $\Delta L_{\text{кап}}$	Эффективность, дБ
Закрытый		$f < f_{\text{диф}} \quad 10 \lg \left(\left[\frac{\chi_{\text{с}}}{\Omega r^2} + \frac{4\nu(1-\alpha)}{A} \right] \cdot (1+r^2) \cdot \left(\tau \cdot S_{\text{отр}} + \frac{2c^2 S_{\text{отв}}}{c^2 + 0,7a^2 \omega^2} \right) \right)^{-1}$ $f \geq f_{\text{диф}} \quad 10 \lg \left(\left[\frac{\chi_{\text{с}}}{\Omega r^2} + \frac{4\nu}{A} \right] \cdot (1+r^2) \cdot \left(\tau \cdot S_{\text{отр}} + \frac{2c^2 S_{\text{отв}}}{c^2 + 0,7a^2 \omega^2} \right) \right)^{-1}$	24...28
Открытый		$f < f_{\text{диф}} \quad 10 \lg \left(\left[\frac{\chi_{\text{с}}}{\Omega r^2} + \frac{4\nu(1-\alpha)}{A} \right] \cdot (1+r^2) \cdot \left(\tau \cdot S_{\text{отр}} + \frac{2c^2 S_{\text{отв}}}{c^2 + 0,7a^2 \omega^2} + S_{\text{пр}} \cdot \psi \right) \right)^{-1}$ $f \geq f_{\text{диф}} \quad 10 \lg \left(\left[\frac{\chi_{\text{с}}}{\Omega r^2} + \frac{4\nu}{A} \right] \cdot (1+r^2) \cdot \left(\tau \cdot S_{\text{отр}} + \frac{2c^2 S_{\text{отв}}}{c^2 + 0,7a^2 \omega^2} + S_{\text{пр}} \cdot \psi \right) \right)^{-1}$	7...9
Полузакрытый со щелью		$f < f_{\text{диф}} \quad 10 \lg \left(\left[\frac{\chi_{\text{с}}}{\Omega r^2} + \frac{4\nu(1-\alpha)}{A} \right] \cdot (1+r^2) \cdot \left(\tau \cdot S_{\text{отр}} + \frac{2c^2 S_{\text{отв}}}{c^2 + 0,7a^2 \omega^2} + S_{\text{щ}} \beta_{\text{щ}} (2/\beta) [m^2(\gamma + \epsilon_{\text{щ}})^2 + 1] \arctg \frac{l_{\text{щ}}}{2} \right) \right)^{-1}$ $f \geq f_{\text{диф}} \quad 10 \lg \left(\left[\frac{\chi_{\text{с}}}{\Omega r^2} + \frac{4\nu}{A} \right] \cdot (1+r^2) \cdot \left(\tau \cdot S_{\text{отр}} + \frac{2c^2 S_{\text{отв}}}{c^2 + 0,7a^2 \omega^2} + S_{\text{щ}} \beta_{\text{щ}} (2/\beta) [m^2(\gamma + \epsilon_{\text{щ}})^2 + 1] \arctg \frac{l_{\text{щ}}}{2} \right) \right)^{-1}$	15...18

Тип капота	Схема	Расчетная формула для $\Delta L_{\text{кап}}$	Эффективность, дБ
Полузакрытый с глушителем		$f < f_{\text{диф}}$ $10 \lg \left(\left[\frac{\chi}{\Omega r^2} + \frac{4\nu(1-\bar{\alpha})}{A} \right] \cdot (1+r^2) \cdot \left(\tau \cdot S_{\text{отр}} + \frac{2c^2 S_{\text{отв}}}{c^2 + 0,7a^2 \omega^2} + 10^{-0,1\Delta L_{\text{тн}}} \cdot S_{\text{пр}} \cdot \psi \right) \right)^{-1}$ $f \geq f_{\text{диф}}$ $10 \lg \left(\left[\frac{\chi}{\Omega r^2} + \frac{4\nu}{A} \right] \cdot (1+r^2) \cdot \left(\tau \cdot S_{\text{отр}} + \frac{2c^2 S_{\text{отв}}}{c^2 + 0,7a^2 \omega^2} + 10^{-0,1\Delta L_{\text{тн}}} \cdot S_{\text{пр}} \cdot \psi \right) \right)^{-1}$	24...28
Полузакрытый с экраном		$f < f_{\text{диф}}$ $10 \lg \left(\left[\frac{\chi}{\Omega r^2} + \frac{4\nu(1-\bar{\alpha})}{A} \right] \cdot (1+r^2) \cdot \left(\tau \cdot S_{\text{отр}} + \frac{2c^2 S_{\text{отв}}}{c^2 + 0,7a^2 \omega^2} + 10^{-0,1\Delta L_{\text{тн}}} \cdot S_{\text{пр}} \cdot \psi \right) \right)^{-1}$ $f \geq f_{\text{диф}}$ $10 \lg \left(\left[\frac{\chi}{\Omega r^2} + \frac{4\nu}{A} \right] \cdot (1+r^2) \cdot \left(\tau \cdot S_{\text{отр}} + \frac{2c^2 S_{\text{отв}}}{c^2 + 0,7a^2 \omega^2} + 10^{-0,1\Delta L_{\text{тн}}} \cdot S_{\text{пр}} \cdot \psi \right) \right)^{-1}$	21...24
Комбинированный		$f < f_{\text{диф}}$ $10 \lg \left(\left[\frac{\chi}{\Omega r^2} + \frac{4\nu(1-\bar{\alpha})}{A} \right] \cdot (1+r^2) \cdot \left(\tau \cdot S_{\text{отр}} + \frac{2c^2 S_{\text{отв}}}{c^2 + 0,7a^2 \omega^2} + 10^{-0,1\Delta L_{\text{тн}}} \cdot S_{\text{пр}} \cdot \psi + 10^{-0,1\Delta L_{\text{тн}}} \cdot S_{\text{пр}} \cdot b_{\text{ш}} \cdot \left(\frac{2/\beta}{2} \right) \times [m^2(\gamma + \varepsilon_{\text{ш}})^2 + 1] \arctg \frac{l_{\text{ш}}}{2} \right) \right)^{-1}$ $f \geq f_{\text{диф}}$ $10 \lg \left(\left[\frac{\chi}{\Omega r^2} + \frac{4\nu}{A} \right] \cdot (1+r^2) \cdot \left(\tau \cdot S_{\text{отр}} + \frac{2c^2 S_{\text{отв}}}{c^2 + 0,7a^2 \omega^2} + 10^{-0,1\Delta L_{\text{тн}}} \cdot S_{\text{пр}} \cdot \psi + 10^{-0,1\Delta L_{\text{тн}}} \cdot S_{\text{пр}} \cdot b_{\text{ш}} \cdot \left(\frac{2/\beta}{2} \right) \times [m^2(\gamma + \varepsilon_{\text{ш}})^2 + 1] \arctg \frac{l_{\text{ш}}}{2} \right) \right)^{-1}$	22...26
Условные обозначения: 1 — конструкционный материал, 2 — облицовочный материал, 3 — поддон, 4 — энергетическая установка 5 — рама, 6 — щель, 7 — глушитель 8 — радиатор, 9 — экран.			

не ограждения капота, $m = 0,5$ для щели по краю ограждения), γ — коэффициент, учитывающий соотношение глубины щели к ее длине, равный $\gamma = b_{щ}/l_{щ}$; $\varepsilon_{щ}$ — коэффициент, учитывающий соотношение глубины и ширины щели к длине звуковой волны λ ; $\varepsilon = 0,368[4lg(4/\beta - 1)]$; $\Delta L_{гд}$ — акустическая эффективность глушителя, дБ; $\Delta L_{э}$ — акустическая эффективность экрана, дБ.

3. Тепловой баланс под капотом

Эффективность звукоизолирующего капота в каждом конкретном случае зависит от многих факторов, в первую очередь — от правильности акустического и теплового расчетов.

Размещение энергетической установки (в частности двигателя под звукоизолирующим капотом ограничивает доступ к ней холодного воздуха из окружающей среды. Так как двигательная установка выделяет при работе значительное количество теплоты, то наибольшие трудности возникают при организации теплоотвода от последнего. С точки зрения нормального теплообмена снижение шума двигательной установки путем заключения ее в звукоизолирующий капот возможно только при соблюдении следующих требований: поддержание определенной температуры смазочного масла во избежание его коксования; обеспечение достаточного охлаждения рабочего воздуха (нагрев воздуха, охлаждающего двигательную установку по сравнению с окружающим, не должен превышать 10°C); нагрев аккумуляторных батарей не должен превышать $60...70^\circ\text{C}$; недопустим перегрев горючего в баке.

Проведение мероприятий по улучшению теплообмена усложняется с возрастанием таких характеристик двигателя, как: мощность; среднее давление, удельный эффективный расход топлива. Теплота, вводимая в двигатель с топливом, используется в нем не полностью. На полезную работу идет всего лишь $20...43\%$ от всей подведенной теплоты, остальная его часть теряется с охлаждением, выхлопными газами и пр. При проектировании звукоизолирующего капота важно знать количество теплоты, которое необходимо отводить от двигателя системой охлаждения.

При установке звукоизолирующего капота на двигатель непосредственная естественная отдача теплоты от цилиндров в окружающую среду, ограниченную стенками капота, становится минимальной. Это обстоятельство вызывает необходимость в интенсивном принудительном отводе теплоты от цилиндров двигателя как воздушного, так и водяного охлаждения. Решить эту задачу можно только при помощи установки специального вентилятора

и рационального распределения поступающего на охлаждение воздушного потока.

Доля теплоты, отводимая системой охлаждения, зависит от способа отвода теплоты (при воздушной системе меньше, чем при водяной), от частоты вращения двигателя, от его мощности и др. Теплота, отдаваемая окружающей среде наружной поверхностью двигателя, состоит из теплоты, принудительно отводимой в окружающую среду через систему охлаждения, и теплоты, отдаваемой окружающей среде непосредственно от корпуса двигателя. Определив количество теплоты, которое необходимо принудительно отвести от двигателя при имеющейся системе охлаждения последнего, можно рассчитать требуемый удельный расход воздуха при заданном перепаде температур и требуемую площадь вентиляционных каналов капота при заданных скоростях потока охлаждающего воздуха.

Достаточно универсальная методика создания звукоизолирующего капота, позволяющего снизить как воздушную, так и структурную составляющую звука, включает в себя набор дополнительных элементов, которые в свою очередь не должны влиять на теплоотдачу. Элементами, снижающими воздушный шум от двигательной установки, являются стенки капота, акустические экраны в подкапотном пространстве, глушители шума в вентиляционных проемах капота, глушители шума выпуска двигательной установки, а также резинометаллические уплотнения.

4. Структура стенок капота

В качестве основного конструкционного материала для ограждающих поверхностей капота может быть рекомендован металлический лист, стеклопластик или сэндвич-конструкции. При этом капоты, изготовленные из металла, могут быть каркасными и бескаркасными, разборными и неразборными, двухстенными и одностенными, по конфигурации в основном прямоугольными. При изготовлении капота из металла предпочтение отдается алюминиевым сплавам, легко обрабатываемым, имеющим малую плотность и хорошие теплоотражающие свойства.

Капоты из стеклопластика, являющегося коррозионностойким материалом, в основном изготавливаются одностенными и могут иметь любую пространственную конфигурацию. Они обладают высокими звукоизолирующими свойствами.

Конструкционные материалы типа "сэндвич" представляют собой материал, наружный слой которого выполнен из металла, пластмассы, стеклопластика, а внутренние поверхности покрыты вибропоглощающим материалом.



Таблица 2

Звукоизолирующие, звукопоглощающие, демпфирующие и комбинированные конструкции, применяемые в звукоизолирующих капотах

Наименование (состав) конструкции или ее элемента	Схема	Обозначение на схеме	Способ крепления или расположение по отношению к источнику шума	Основное назначение (применение)
Вибродемпфирующее покрытие		1 — виброизлучающая поверхность капота (стенка) 2 — вибродемпфирующее (ВД) покрытие	Нанесение на звукоизлучающую или виброизлучающую поверхность (адгезия обязательна)	Покрытие плоских и других излучающих звук тонких поверхностей капота или звуковиброизлучающих источников под капотом
Комбинированное вибродемпфирующее и звукопоглощающее покрытие		3 — слой звукопоглощения (ЗП)		
Звукопоглощающее покрытие			Приклеивается к излучающей поверхности капота	Нанесение на любые внутренние поверхности капота
Звукопоглощающее покрытие с защитой		4 — защитное покрытие (типа пленки)		
Звукопоглощающее покрытие с защитой		5 — защитное покрытие в виде перфорированного листа (алюминий, сталь); перфорация не менее 20...25 %	Механическое закрепление зашивки к излучающей поверхности капота по контуру листа	
Вибродемпфирующее покрытие		6 — пористая (губчатая) резина 7 — клей	Наклеивание на звукоизлучающую или виброизлучающую поверхности	Покрытие звукоизлучающих плоских конструкций (например, поддон капота или картер двигателя)
Комбинированная конструкция: вибродемпфирующее покрытие со звукопоглощающим покрытием и защитным слоем			ВД покрытие наносится на излучающую поверхность, к нему крепится ЗП	Располагается на тонких излучающих звук поверхностях капота
Жесткое покрытие из поропласта, композитного материала и др. нетрадиционных материалов		8 — композитный материал	Наносится по специальной технологии (напыление, вспенивание и пр.) адгезия обязательна	Наносится на тонкие излучающие поверхности капота
Комбинированная ЗП и ВД конструкции с защитным листом			Наклеивается, напыляется и пр. на излучающую поверхность по всей ее площади	Располагается на тонких излучающих стенках капота
Звукоизолирующая перегородка многослойная		9 — звукоизолирующий лист (металл, стеклопластик)	Механическое крепление	Располагается на пути распространения воздушного звука, например, перекрывая проем капота
Акустический экран		10 — воздушный промежуток	Располагается вблизи излучающих поверхностей и перед вентиляционными окнами капота	

На внутренние поверхности стенок капота, как правило, наносятся звуко- и вибропоглощающие слои, а также при необходимости защитный слой.

В качестве звукопоглощающих материалов могут быть использованы объемные волокнистые или вспененные полимерные материалы. Волокнистые материалы обладают более высоким звукопоглощением, чем полимерные пористые.

Вибропоглощающие покрытия (ВПП) предназначены для снижения излучения колебаний конструктивными элементами капота за счет преобразования колебательной энергии в тепловую. Они могут применяться в виде мастик, листовых прокладок и их сочетаний. Из опыта применения ВПП оптимальной толщиной покрытия считается толщина, равная двум толщинам основного материала стенки капота.

В качестве защитных материалов применяется звукопрозрачная пленка или тонкий (толщиной не более 1 мм) защитный металлический лист желательно из алюминиевых сплавов с перфорацией.

В табл. 2 приведены возможные варианты и сочетания материалов, используемых для изготовления капота.

5. Проектирование вентиляционных каналов капота

Одним из основных факторов, отрицательно влияющих на эффективность капота, является наличие необходимых для поддержания теплового баланса под капотом; как уже отмечалось выше, вентиляционных каналов, окон или неплотностей в капоте. Большую роль при этом играют размеры, и форма канала (проем, отверстие, щель). В зависимости от соотношения длины волны падающего звука и размеров проема или ширины щели акустическая эффективность капота при одной и той же площади вентиляционного канала может колебаться в значительных пределах.

Вентиляционные каналы существенно снижают акустическую эффективность капота: так например, даже наличие незначительных по площади проема или щели снижает на 10...15 дБ в диапазоне частот 250...8000 Гц, а при увеличении площади проема до 4 % акустическая эффективность снижается еще на 8...10 дБ, достигая минимума эффективности при площадях свыше 5 %. Причем акустическая эффективность капота со щелью на высоких частотах на 3...5 дБ больше, чем капота с проемами той же площади. Наиболее высока акустическая эффективность капотов с вентиляционными каналами в виде отверстий: по сравнению с эффективностью капотов, имеющих проемы равной площади, она выше на 7...14 дБ.

Немаловажную роль играет месторасположение проема в капоте. Так, наличие проема на боковой стенке необлицованного открытого капота снижает его акустическую эффективность на средних и высоких частотах по сравнению с закрытым капотом на 3...11 дБ, тогда как наличие проема в поддоне — лишь на 2...4 дБ. Целесообразно поэтому располагать вентиляционные каналы на крыше или в поддоне капота. Высокой акустической эффективности капота позволяет достичь профилирование или защита вентиляционных каналов акустическими экранами или специальными глушителями шума, эффективность которых должна быть не меньше звукоизоляции стенок капота.

6. Средства защиты вентиляционных каналов

Авторами был проведен ряд исследований по определению эффективности выполнения отверстий в виде жалюзей, установки глушителей и акустических экранов (АЭ) [4].

Жалюзи — одна из наиболее распространенных конструкций, закрывающих проем в капоте, выполняются в виде щелей, прикрытых козырьком. Были изготовлены и испытаны жалюзи трех типов: с 2, 4 и 8 козырьками. При этом длина козырька уменьшалась по мере увеличения их числа при неизменной площади проема.

Анализ результатов показал, что акустическая эффективность жалюзи зависит не от их числа, а от ширины козырька, так как в этом случае козырек играет роль акустического экрана. При длинных козырьках (даже при их числе, равном двум) эффективность жалюзи может достигать по уровню звука 6 дБА. Эффективность жалюзи с меньшей шириной козырьков не превышает 3 дБА.

Были также проведены исследования по определению эффективности глушителей капота различного конструктивного исполнения. Для исследований было выбрано несколько конструкций глушителей различной длины и с разным количеством камер: однокамерные (без звукопоглощения и со звукопоглощением — абсорбционные); двухкамерные (абсорбционные); четырехкамерные (абсорбционные).

При испытаниях была установлена закономерность увеличения эффективности глушителей с увеличением их длины. Для глушителя длиной 400 мм эффективность составила 3...9 дБА во всем исследуемом диапазоне частот 31,5...8000 Гц. Переход от однокамерных абсорбционных к двух- и четырехкамерным глушителям заметно увеличивает их акустическую эффективность при сохранении ярко выраженной зависимости от длины глушителя. Действительно, при увеличении числа камер акустическая эффективность глушителя возрастает на 1...3 дБА,



а при увеличении длины глушителей их эффективность растет на 1...3 дБА при каждом удвоении длины.

Перекрытие проема при помощи акустического экрана или системы акустических экранов представляется наиболее удобной мерой в конструктивном отношении. Акустические экраны дают возможность сочетать большое число конструктивных вариантов. Были исследованы три типа АЭ: частично перекрывающие проем (тип I), равные размерам проема (тип II), и экраны, размер которых превышает размер проема в 1,5 раза (тип III). АЭ указанных размеров испытаны при их установке под капотом на расстояниях 50, 100 и 200 мм от защищаемого проема.

Было установлено, что на эффективность АЭ влияет глубина его расположения. Чем ближе АЭ расположен к защищаемому проему, тем его эффективность выше. Например, для АЭ, превышающего размер проема в 1,5 раза, разница в высокочастотном диапазоне при установке его под капотом на расстоянии 50 и 200 мм составляет 5 дБА.

В наибольшей степени на эффективность АЭ влияют его размеры. При минимальных размерах АЭ (тип I) его эффективность не превышает 1...2 дБ в высокочастотном диапазоне. При установке АЭ сравнимой величины с размерами проема (тип II) его эффективность возрастает дополнительно на 5...7 дБ, а при применении АЭ с большими, чем проем, размерами (тип III) эффективность увеличивается еще на 4...7 дБ в высокочастотном диапазоне и достигает 6...8 дБА. На рисунке приведены сравнительные эффективности основных типов рассмотренных шумозащитных конструкций капота.

Анализ полученных результатов исследований показывает, что эффективность этих конструкций составляет по интегральной оценке от 4 до 9 дБА и по уровням звукового давления (от 1...5 дБ до

4...16 дБ в средне- и высокочастотном диапазонах частот 500...8000 Гц). Как правило, эта эффективность обеспечивает вполне приемлемое снижение шума, проникающего через открытый проем капота. При выборе конструкции защиты проема капота можно руководствоваться в первую очередь требованиями к конструкциям капота. Все исследуемые конструкции показали приемлемую эффективность. Кроме того они не увеличивают более, чем на 50 %, скорость движения и расход воздуха через защищаемый проем. В случае необходимости выполнения более высоких требований к снижению шума, излучаемого через проем, можно использовать комбинированные и составные экраны больших размеров. Эти конструкции обеспечивают снижение уровня шума, проникающего через открытый проем на 8...10 дБА.

7. Рекомендации по проектированию капотов

Процесс проектирования капота любой энергетической установки (ЭУ), и в частности двигательной установки, может быть разделен на перечисленные ниже основные этапы расчета и проектирования.

1. Анализ акустических и теплотехнических характеристик ЭУ, ее конструктивных особенностей, требований к рабочей зоне, изложенных в техническом задании на проектирование капота, включающий:

1.1. Определение шумовой характеристики ЭУ в октавных полосах частот;

1.2. Выбор необходимых расчетных точек;

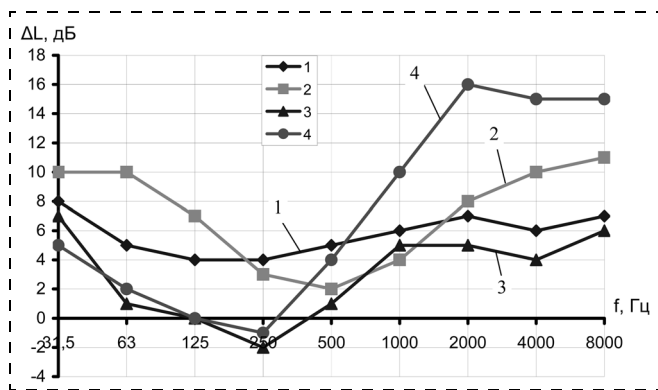
1.3. Определение в соответствии с нормативом допустимых уровней звукового давления (УЗД) в расчетных точках и сопоставление их с фактическими значениями, с целью определения требуемого снижения УЗД в этих точках для каждой октавной полосы частот.

2. Разработка предварительной схемы капотирования ЭУ (в нескольких вариантах).

3. Выбор структуры ограждающих поверхностей капота, элементов, снижающих воздушный и структурный шум и теплопередачу, определение геометрических размеров капота, формы и места расположения вентиляционных проемов, акустических экранов или глушителей, устанавливаемых на проемы.

4. Расчет акустических и теплотехнических параметров капотированной ЭУ и УЗД в расчетных точках рабочей зоны, включающий расчет ожидаемой акустической эффективности звукоизолирующего капота.

8. Сравнение ожидаемой эффективности капота и температурных параметров с требуемыми и при необходимости уточнение схемы капота, его геометрических размеров, состава слоистой структуры,



Сравнительная эффективность шумозащитных конструкций:

1 — жалюзи (два козырька); 2 — глушитель (абсорбционный четырехкамерный длиной 200 мм); 3 — экран, облицованный ЗП (типа II) глубиной 200 мм; 4 — составной экран

способа вентиляции, структуры и элементов капота (см. п. 3).

9. Разработка общего вида капотированной ЭУ (сборочного чертежа), чертежей основных узлов и элементов капота.

10. Создание рабочей конструкторской документации на капот.

11. Изготовление опытного образца и его комплексное испытание.

12. Изготовление опытной партии капотов.

Типовой набор конструктивных элементов звукоизолирующего капота ЭУ может включать:

ограждающие поверхности, состоящие из рамки (каркаса), панели (с вентиляционными каналами, снабженными глушителями или экранами), звукопоглощающего и вибродемпфирующего покрытий, крепежа;

виброизолирующие крепления;

основание (поддон) с изоляцией, включая кронштейны и крепеж;

узел уплотнения капота с основанием;

внутренние перегородки (акустические экраны с ЗПМ или без ЗПМ).

Список литературы

1. Дроздова Л. Ф. Капоты силовых установок как средство ближней звукоизоляции источников шума // Методы и средства снижения шума мелиоративных машин. — Сер. 5, 6. — Вып. 3. — М.: ЦНИИТЭСтроймаш, 1984.
2. Техническая акустика транспортных машин: Справочник / Под ред. Н. И. Иванова. — СПб.: Политехника, 1992.
3. Дроздова Л. Ф., Кудяев А. В. К вопросу о снижении шума строительно-дорожных машин. Новое в теоретической и прикладной акустике: Сборник трудов школы-семинара с международным участием / Под ред. Н. И. Иванова; 21 ноября 2007 года. — СПб.: БГТУ, 2007.
4. Дроздова Л. Ф., Кудяев А. В. Исследование влияния шумозащитных элементов капота на его эффективность. Машиностроение и техносфера XXI века // Сборник трудов XIV международной научно-технической конференции, 17–22 сентября 2007 г. — Севастополь. Т. 1.
5. Crocker M. J., Drozdova L. Ph. et all. Noise and vibration control in vehicles / Edited by M. J. Crocker and N. I. Ivanov. — St. Petersburg: Politehnika, 1993.
6. Дроздова Л. Ф., Кудяев А. В. Особенности проектирования звукоизолирующих капотов. Сборник трудов 11 Всероссийской научно-практической конференции с международным участием "Защита населения от повышенного шумового воздействия" 21 ноября 2007 года / Под ред. Н. И. Иванова. — СПб.: БГТУ, 2009.

VIII МЕЖДУНАРОДНЫЙ ПРОМЫШЛЕННЫЙ ФОРУМ – 2009

МЕЖДУНАРОДНЫЕ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЕ ВЫСТАВКИ И КОНФЕРЕНЦИИ

**24 - 27
НОЯБРЯ 2009 г.**

МЕТАЛЛО-
ОБРАБОТКА
МЕТАЛЛОБЕКАТОЧНЫЕ
ТЕХНОЛОГИИ, ОБОРУДОВАНИЕ

УКРАИНА
ТЕХ
ПРОМЫШЛЕННЫЕ
ТЕХНОЛОГИИ, ОБОРУДОВАНИЕ

УКРАИНА
ТЕХ
КОМПЬЮТЕРНАЯ ТЕХНИКА,
ОБОРУДОВАНИЕ

УКРАИНА
ТЕХ
ОБОРУДОВАНИЕ И ТЕХНОЛОГИИ
ВНЕШНЕГО ТРАНСПОРТА,
ИТЕРАКЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

УКРАИНА
ТЕХ
ПРОМЫШЛЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ,
ОБОРУДОВАНИЕ

УКРАИНА
ТЕХ
ПРОМЫШЛЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ,
ОБОРУДОВАНИЕ

УКРАИНА
ТЕХ
ПРОМЫШЛЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ,
ОБОРУДОВАНИЕ

УКРАИНА
ТЕХ
ПРОМЫШЛЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ,
ОБОРУДОВАНИЕ

УКРАИНА
ТЕХ
ПРОМЫШЛЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ,
ОБОРУДОВАНИЕ

УКРАИНА
ТЕХ
ПРОМЫШЛЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ,
ОБОРУДОВАНИЕ

УКРАИНА
ТЕХ
ПРОМЫШЛЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ,
ОБОРУДОВАНИЕ

УКРАИНА
ТЕХ
ПРОМЫШЛЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ,
ОБОРУДОВАНИЕ

УКРАИНА
ТЕХ
ПРОМЫШЛЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ,
ОБОРУДОВАНИЕ

УКРАИНА
ТЕХ
ПРОМЫШЛЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ,
ОБОРУДОВАНИЕ

Генеральные
информационные партнеры:

AllBiz

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ukrainian

Ufi
Approved
Event

МЕЖДУНАРОДНЫЙ ВЫСТАВОЧНЫЙ ЦЕНТР
Украина, Киев, Броварской пр-т, 15
М "Левобережная"

ОРГАНИЗАТОРЫ:

Министерство промышленной
политики Украины

ООО "Международный выставочный центр"
Украинская Национальная Компания
"Укрстанкоинструмент"



ООО "Международный выставочный центр"
Украина, 02660, Киев, Броварской пр-т, 15
☎ (044) 201-11-65, 201-11-56, 201-11-58
e-mail: lilia@iec-expo.com.ua
www.tech-expo.com.ua



УДК 613.164

В. Ю. Кирпичников¹, д-р техн. наук,

Л. Ф. Дроздова², канд. техн. наук, проф., **А. В. Попов**³

¹ ФГУП "Центральный научно-исследовательский институт им. акад. А. Н. Крылова", Санкт-Петербург, Россия

² БГТУ "Военмех", Санкт-Петербург

³ ООО "Хелкама Форсте Виипури", г. Выборг
e-mail: drosdovalf@yandex.ru

Опыт снижения уровней шума холодильного шкафа-витрины

Приведены результаты экспериментальных исследований составляющих шумового поля холодильного шкафа-витрины для напитков и разработанные на этой основе технические решения по уменьшению имеющихся уровней шума.

Ключевые слова: снижение шума, холодильный шкаф-витрина, вентилятор, компрессор.

Kirpichnikov V. J., Drozdova L. Ph., Popov A. V. Experiment of noise level reduction of the refrigeratory show-case

Results of experimental research of noise levels of the refrigeratory show-case are presented. Techniques of research and measurements are considered. Recommendations for noise level reduction are offered.

Keywords: noise level reduction, refrigeratory show-case, fan, compressor.

Уровни шума холодильника — один из основных критериев, определяющих удобство его эксплуатации. Снижение этих уровней является важнейшей задачей, качество решения которой влияет на технические характеристики и стоимость холодильника.

Целью исследования являлась разработка технических решений, направленных на снижение уровней шума коммерческого холодильного шкафа-витрины для напитков (в дальнейшем — холодильника).

Размеры испытанного холодильника в плане — 600 × 695 мм, высота — 2062 мм. Работу холодильника обеспечивают два вентилятора и компрессор. Один из вентиляторов находится в верхней, а другой — в нижней части холодильника. Будем их условно называть верхним и нижним вентиляторами, соответственно. Компрессор располагается в подкамерной нише по центру напротив нижнего вентилятора.

При начальном обследовании холодильника было установлено, что в отдельных точках измерения, отстоящих на расстоянии $r = 1$ м от корпуса,

величина уровня звука (УЗ) составляет 53...55 дБА, что больше предельно допустимого значения УЗ бытовых холодильников на 8...10 дБА [1]. Указанная величина превышает предельно допустимый уровень (ПДУ) звука на рабочих местах в помещениях дирекции, проектно-конструкторских бюро, в лабораториях и т. д. на 3...5 дБА [2].

Основой для разработки технических решений по снижению уровней шума холодильника явились результаты специальных акустических испытаний.

Сначала были выполнены многоточечные измерения уровней звука холодильника при работе только верхнего вентилятора, а затем — верхнего и нижнего вентиляторов и компрессора. В обоих случаях был получен одинаковый результат — уровни звука со стороны задней панели холодильника оказались на 3...4 дБА больше соответствующих уровней звука со стороны передней и боковых панелей. При этом на расстоянии 1 м от геометрического центра задней панели величина УЗ при работе только верхнего вентилятора составила 42 дБА, а при работе обоих вентиляторов и компрессора — 55 дБА. С приближением к полу, а следовательно и к основным источникам шума, величина УЗ напротив задней панели возрастала и на расстоянии от пола 0,25 м была равной 58...59 дБА.

Полученные результаты позволили исключить из числа основных источников шума холодильника его верхний вентилятор и сосредоточить основное внимание на определении шума от работы нижнего вентилятора и компрессора.

Для конкретизации относительного вклада этих источников в шумовое поле холодильника были проведены измерения уровней шума при работе только компрессора и при одновременной работе компрессора и нижнего вентилятора. Величина УЗ в контрольной точке напротив задней панели холодильника составила в первом случае 48 дБА, а во втором — 55 дБА. Был сделан вывод, что наиболее значимым источником шума холодильника является

нижний вентилятор, так как его вклад в суммарный шумовой сигнал превышает на 6 дБА вклад второго по значимости источника — компрессора. Сделанный вывод подтвердило и практическое отсутствие роста уровней шума, создаваемого вентиляторами при включении компрессора. Отметим, что в случае работы только компрессора величина УЗ, равная 48 дБА, регистрировалась примерно в течение 1 мин после начала его работы. Затем она заметно возрастала, достигая через 3 мин уровня 56 дБА. Тем самым была подтверждена практическая полезность охлаждения компрессора для создания менее шумного режима работы холодильника.

Анализ результатов выполненных измерений показал, что снижение шума холодильника до его предельно допустимой величины (45 дБА) может быть достигнуто, например, при условии снижения уровней звука, создаваемого нижним вентилятором, компрессором и верхним вентилятором на величину 14, 8 и 2 дБА соответственно. При реализации технических решений с указанной эффективностью вклады отдельных источников в суммарный уровень звука холодильника будут одинаковыми и составят 40 дБА.

Исследовалась возможность достижения указанных уровней звука вентиляторов и компрессора без их замены на аналоги с лучшими шумовыми характеристиками. С этой целью сначала были измерены уровни звука нижнего вентилятора в свободном звуковом поле при подвеске электродвигателя к жестким (неизлучающим) крепежным конструкциям с помощью тонких нитей. Наименьшее расстояние от этих конструкций до периферийных кромок лопаток рабочего колеса вентилятора равнялось 0,3 м.

Уровень звука на оси вентилятора при расстоянии от него 1 м оказался равным 41 дБА. При искажении поля скоростей засасываемого вентилятором воздуха путем установки модели компрессора и имитаторов стенок холодильного агрегата наблюдалось увеличение уровня звука до 42 дБА.

Уровень воздушной составляющей шума компрессора измерялся при его отсоединении от днища корпуса холодильника и оказался равным ~43 дБА.

С учетом полученных результатов суммарный уровень воздушной составляющей шума нижнего вентилятора и компрессора был оценен величиной около 46 дБА.

Очевидно, что наиболее значимым источником структурного шума холодильника также является нижний вентилятор.

Для подтверждения принципиальной возможности уменьшения шума холодильника путем снижения уровней структурной составляющей шума ниж-

него вентилятора были проведены акустические измерения при "полной" виброразвязке этого вентилятора от корпуса холодильника. С этой целью удалялась нижняя часть задней панели холодильника, а нижний вентилятор размещался на его штатном месте путем растяжки электродвигателя с помощью нитей, не связанных с корпусом холодильника. Уровень звука в контрольной точке напротив геометрического центра задней панели ($r = 1$ м) оказался равным ~48 дБА. Снижение УЗ холодильника было обусловлено уменьшением уровней звукового давления в третьоктавных полосах со среднегеометрическими частотами 125...3150 Гц (рис. 1).

В низкочастотном диапазоне с частотами вращения электродвигателя и лопаток рабочего колеса $f_d = 108$ Гц ($f_d = nz/60 = 1300 \times 5/60 \approx 108$ Гц, где n — частота вращения электродвигателя, мин⁻¹; z — число лопаток рабочего колеса) уровни структурной составляющей шума вентилятора, по-видимому, оказались меньше уровней воздушной составляющей, и потому виброизоляция нижнего вентилятора не привела к уменьшению шума холодильника. Другой причиной полученного в низкочастотном диапазоне результата могло быть определяющее влияние компрессора на уровни звука. В высокочастотном диапазоне уровни звукового давления холодильника практически не отличались от уровней фоновой помехи.

Для практической реализации уменьшения уровней структурной составляющей шума нижнего вентилятора был предложен комплекс следующих альтернативных решений:

- нанесение на нижнюю часть задней панели, к которой крепится нижний вентилятор, вибропоглощающего покрытия;
- замена нижней части задней панели на крупноячеистую решетку из композитного материала,

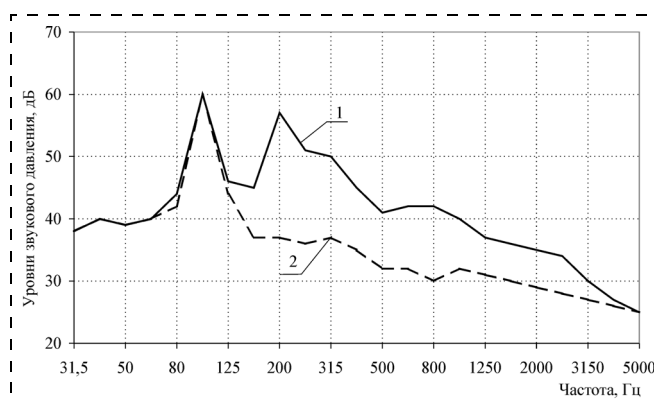


Рис. 1. Спектры звукового давления холодильника с размещением нижнего вентилятора по штатному (1) и с виброизоляцией от корпуса агрегата (2)



- углы которой закрепляются к боковым стенкам холодильника через специальные обрезиненные элементы (выступы, петли и т. д.);
- закрепление нижнего вентилятора на боковых и верхнем ограждениях подкамерной ниши с помощью гибких связей (например, резиновых шнуров);
 - перенос нижнего вентилятора с задней панели на днище подкамерной ниши холодильника с использованием специального фундамента и виброизоляторов (например, типа А фирмы Novibra, Финляндия).

Была осуществлена экспериментальная проверка эффективности первого из предложенных решений. Одна из поверхностей пластинчатой конструкции, на которой по-штатному закрепляется нижний вентилятор, была облицована вибропоглощающей пластифицированной наполненной самозатухающей пленкой (ВПНС), армированной латунным листом толщиной 0,1 мм. Эффект облицовки определялся сравнением уровней вибраций и шумоизлучения штатной и облицованной конструкций при их последовательном возбуждении одинаковой силой с помощью вибромолотка. Средняя по семнадцати точкам измерения и по третьоктавным полосам диапазона 125...800 Гц величина уменьшения уровней вибраций составила ~ 14 дБ. Соответствующие величины уменьшения уровней звукового давления в третьоктавных полосах со среднегеометрическими частотами 125...4000 Гц могут быть получены путем сравнения кривых, приведенных на рис. 2.

Обращаясь к рисунку, видим, что нанесение вибропоглощающего покрытия в установочную конструкцию нижнего вентилятора может привести к существенному уменьшению уровней структурной составляющей его шума.

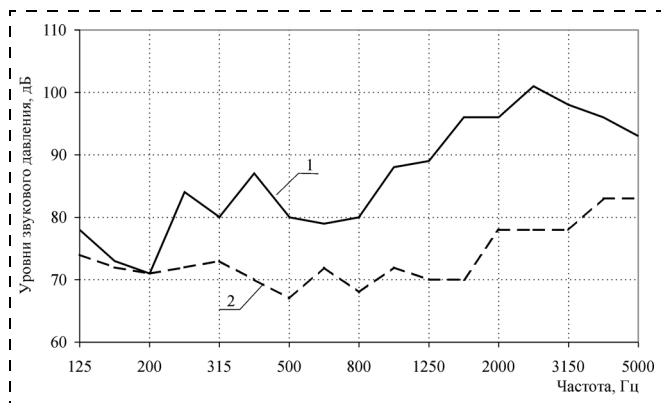


Рис. 2. Уровни звукоизлучения нижней части задней панели холодильника до (1) и после (2) нанесения вибропоглощающего покрытия

Был сделан окончательный вывод о возможности достаточно значительного (~8 дБ) уменьшения уровней звука испытанного холодильника без замены его вентиляторов и компрессора на их аналоги с лучшими акустическими характеристиками.

Результаты статьи могут быть использованы при выполнении работ по снижению уровней шума холодильников.

Авторы выражают благодарность Б. В. Титову и Ю. Н. Мукалову за участие в проведении описанных экспериментальных исследований.

Список литературы

1. Межгосударственные санитарные правила и нормы МСанПиН 001—96. Санитарные нормы допустимых уровней физических факторов при применении товаров народного потребления в бытовых условиях.
2. Санитарные нормы СН2.2.4/2.1.8.562—96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки / Минздрав России. — М., 1997.

ИНФОРМАЦИЯ

Выставка

"ИНДУСТРИЯ ЧИСТОТЫ"

29 ноября—02 декабря 2009 г.

СК Олимпийский, Москва, Олимпийский проспект, 16

Тематика выставки:

оборудование, средства, технологии для профессиональной уборки зданий, улиц, гостиниц и других учреждений, бытовой уборки дома, очистки воздуха и воды в быту и в промышленности, спецодежда и средства охраны труда и др.

Контакты:

Тел.: (495) 124-64-00; (495) 124-77-60.

E-mail: birina@maxima-expo.ru

<http://www.maxima-expo.ru/rus/eclean>

УДК 658.382.3

И. М. Фадин, д-р техн. наук, проф., **С. И. Фадин**, канд. техн. наук,
В. Н. Сидоров, канд. техн. наук, доц.,
БГТУ "Военмех" им. Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург
e-mail: sharv0,8@mail.ru

Автоматизированный мониторинг физических опасных и вредных производственных факторов

Рассмотрены актуальные вопросы совершенствования процедуры аттестации рабочих мест по условиям труда. Излагается концепция мониторинга опасных и вредных производственных факторов. Приведены основные требования к средствам измерения. Предложена структурная схема сети передачи данных и схема универсального контроллера. Дано краткое описание измерительных устройств, защищенных патентами.

Ключевые слова: безопасность, рабочее место, опасность, вредность, измерения, мониторинг.

Fadin I. M., Fadin S. I., Sidorov V. N.
Automated monitoring of physical hazardous and harmful occupational factors

The article deals with the procedure improvement of work places conditions assessment. The concept of physical hazardous and harmful occupational factors monitoring is discussed. General requirements to measurement equipment are presented. Structural scheme of data transmission network and universal controller scheme are proposed. Brief description of measurement protected by patent is presented.

Keywords: safety, work places, hazardous, harmful, measurement, monitoring.

В сложившихся социально-экономических условиях произошли негативные изменения в состоянии здоровья работающего населения. Возросла профессиональная заболеваемость. Во всех отраслях промышленности в основном за счет предприятий малого и среднего бизнеса ухудшились условия труда и отдыха. Это повлекло за собой ухудшение здоровья работающих, увеличение числа несчастных случаев, а также потерю трудоспособности.

В систему анализа и оценки условий труда на предприятиях входит определение фактических значений опасных и вредных факторов на рабочих местах. При аттестации рабочих мест по условиям труда оценке подлежат все опасные и вредные производственные факторы (ОВПФ): физические, химические, биологические, а также тяжесть и напряженность труда.

В соответствии с Положением о порядке проведения аттестации рабочих мест по условиям труда уровни ОВПФ определяются на основе инструментальных измерений соответствующих величин. Все измерения, связанные с аттестацией рабочих мест, должны выполняться в процессе работы, т. е. при осуществлении производственных процессов в соответствии с технологическим регламентом, при исправных и эффективно действующих средствах индивидуальной и коллективной защиты. При проведении измерений используют средства измерений, указанные в соответствующих нормативных документах на методы измерений. Инструментальные измерения уровней производственных факторов оформляются соответствующими протоколами.

Сроки проведения аттестации устанавливаются организацией исходя из изменения условий и характера труда, но не реже одного раза в пять лет с момента проведения последних измерений.

Анализ показал, что существующая методика аттестации рабочих мест не позволяет судить об изменении параметров ОВПФ и, соответственно, об изменении условий труда в период между плановыми аттестациями.

Величины же ОВПФ могут существенно меняться даже при неизменном технологическом процессе. Например, при обработке плоской поверхности замена многоперовой торцевой фрезы на многолезвную головку приводит к увеличению шума как на рабочем месте фрезеровщика на 10...15 дБА, так и в цехе; замена металла на пластмассу для одной и той же детали повышает концентрацию пыли, ее физический и химический состав, что требует увеличения производительности местных отсосов и т. д.

Приборы контроля в большинстве своем требуют ручного переключения либо диапазона, либо характера измерений, что затрудняет автоматизацию измерений. Процесс измерений величин различных ОВПФ требует участия нескольких высококвалифицированных специалистов в конкретной области измерений. Кроме того, в состав аттестационной комиссии рекомендуется включать специалистов

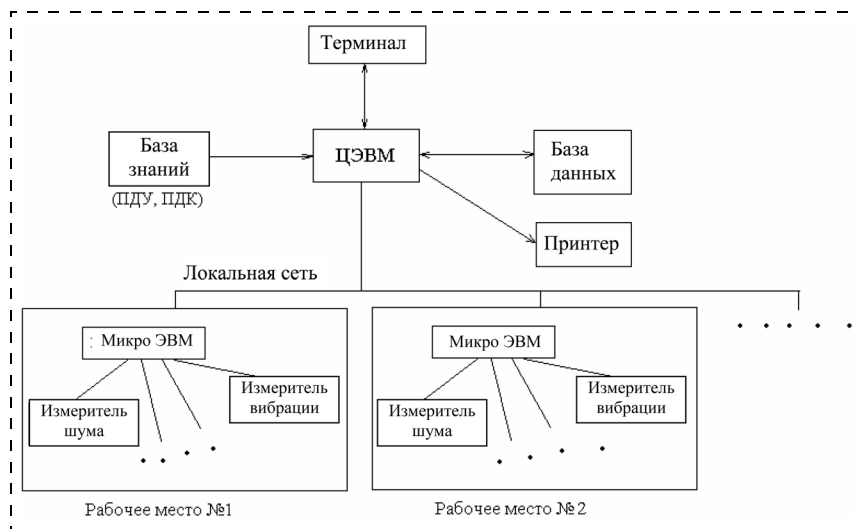


Рис. 1. Структура сети передачи данных

служб охраны труда, организации труда и заработной платы, главных специалистов, руководителей подразделений организации, медицинских работников, представителей профсоюзных организаций, совместных комитетов (комиссий) по форме труда, уполномоченных (доверенных) лиц по охране труда профессиональных союзов или трудового коллектива.

Необходимость оценки ОВПФ на рабочих местах, аналогичных по характеру выполняемых работ, по условиям труда на рабочих местах на основании данных, полученных при аттестации не менее 20 % таких рабочих мест, делает процесс аттестации весьма трудным и дорогостоящим. Авторами предлагается система автоматизированного контроля физических ОВПФ как в структурных подразделениях, так и на предприятии в целом. По аналогии с определением ООН системы повторных наблюдений за элементами окружающей среды в пространстве и во времени с определенными целями, с заранее подготовленными программами как экологический мониторинг, предлагаемая методика может быть названа производственным мониторингом ОВПФ.

Структура сети передачи данных, которая принята за основу построения автоматизированного мониторинга физических ОВПФ, приведена на рис. 1.

С целью выбора сетевого стандарта и сетевой топологии проведена оценка количества информации, поступающей с одного рабочего места, предложен подход, заключающийся в передаче информации с рабочего места только об уровне превышения ОВПФ допустимых норм (нет, слабое превышение, значительное превышение). Это позволило значительно уменьшить количество ин-

формации, снимаемой с одного рабочего места. Определено количество информации, снимаемой со всех рабочих мест (на примере двух предприятий численностью 200 и 1000 человек), при этом учитывались такие особенности организации предприятий, как количество структурных подразделений, количество работающих в каждом подразделении, среднее расстояние между подразделениями. Выбраны иерархическая структура сети и протокол типа "ведущий — ведомый с опросом". В качестве физического канала для сетей верхнего и нижнего уровней наиболее приемлемым является канал типа RS-485, а для межприборной сети — microLAN.

Рассмотрены физические основы и проведена классификация методов измерения шума и вибрации, параметров световой среды, аэрозолей, параметров микроклимата, измерителей электромагнитных и ионизирующих излучений. На основе анализа технических данных, применяемых в настоящее время, перспективных измерителей и первичных преобразователей физических ОВПФ с позиции возможности использования их в сети автоматизированного мониторинга определена необходимость создания универсального измерителя, с которым может быть сопряжен практически любой первичный преобразователь физической величины, пригодный для сбора и обработки информации в системе автоматизированного мониторинга физических ОВПФ.

Все приборы, предназначенные для измерения ОВПФ, могут быть представлены как совокупность первичного преобразователя (датчика) и устройств обработки и индикации (рис. 2).

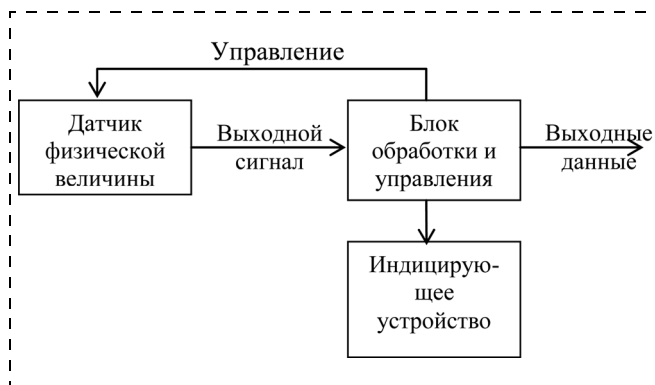


Рис. 2. Принцип построения измерительных приборов

Первичный преобразователь вырабатывает сигнал, поступающий на вход измерительного устройства. От устройства (блока) обработки информации к датчику (в общем случае) поступают сигналы, управляющие его работой (например, поляризационное напряжение, подаваемое на микрофонный капсюль). Устройство обработки выполняет функцию измерения входных величин, вычисление значения ОВПФ по заданному закону, прием и передачу данных и команд по сети, отображение полученных данных на индикаторном устройстве, хранение во внутренней памяти результатов измерений. Совокупность функциональных элементов, обеспечивающих выполнение перечисленных выше функций, практически не зависит от вида первичного преобразователя и может быть сведена к следующим структурным узлам: формирователь сигналов (цифровых и аналоговых) управления датчиком (цифровые выходы ЦВ, аналоговые и цифровые выходы АЦВ, выходы управляемых реле РВ); измеритель сигналов, вырабатываемых датчиком (АЦП); набор цифровых и аналоговых входов (ЦВх, АВх); микро-ЭВМ для обработки результатов измерений; система отображения, индикации и управления (СОИУ); сетевой контроллер для обмена данными по сети (СКНУ); память для хранения результатов измерений, а также системных данных (ОЗУ, ОЗУ конф. ОЗУ прогр.). С целью упрощения построения измерительных приборов был разработан универсальный контроллер, содержащий в себе совокупность перечисленных выше элементов (рис. 3).

С использованием универсального контроллера и новых технических решений первичных преоб-

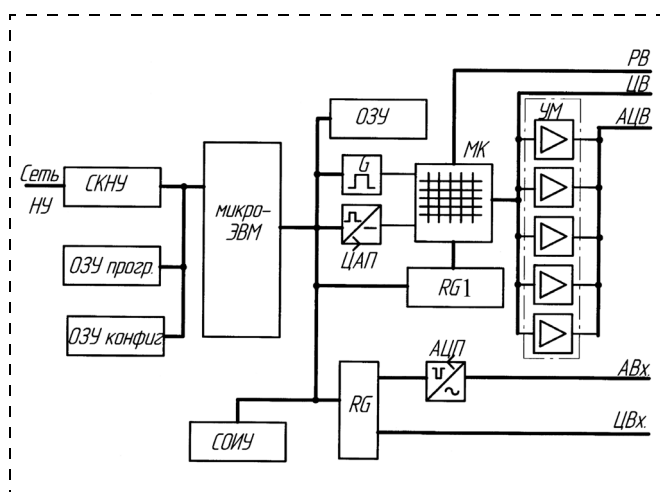


Рис. 3. Структурная схема универсального контроллера

разователей физических величин разработан ряд перечисленных ниже измерительных устройств, отвечающих требованиям автоматизированного мониторинга ОВПФ:

1) индуктивный измеритель линейных перемещений (патент № 2192619 с приоритетом от 10.04.2001 г.) [1], открывающий возможность построения новых первичных преобразователей в приборах различного назначения (плотномеры, вискозиметры, акустические измерители, измерители вибрации, уровнемеры и т. д.) со значительным снижением погрешности измерений, упрощением принципиальных схем и снижением числа каскадов;

2) микрофон МИЗ-1 (Микрофон электродинамический. Патент на изобретение № 2290772 с приоритетом от 02 марта 2005 г.) [2], обладающий повышенной чувствительностью в инфразвуковой (практически от 0 Гц) области частот;

3) универсальный контроллерный модуль, с которым может быть согласован практически любой первичный преобразователь физических ОВПФ;

4) измеритель инфразвука в диапазоне частот 0...20 Гц с автоматическим переключением диапазона уровней инфразвука и фиксацией максимального измеренного значения;

5) измеритель шума и вибрации (патент на изобретение № 2308007 с приоритетом от 01 февраля 2006 г.) [3], отличающийся возможностью автоматического измерения характеристик шума по заданной программе; предусмотрен режим фиксации минимальных и максимальных значений и их запись во внутреннюю энергонезависимую память (при записи значений уровня шума фиксируется также информация о времени и дате проведения измерений и о режиме работы прибора, при котором было получено указанное значение);

6) люксметр с автоматическим измерением освещенности рабочих мест и пульсаций светового потока в любом диапазоне измеряемых величин.

Список литературы

1. Фадин И. М., Фадин С. И., Александров В. С., Кружков М. Е. Индуктивный измеритель линейных перемещений. Патент РФ на изобретение № 2192619 от 10 ноября 2002 г.
2. Фадин И. М., Зубарев Н. В. Микрофон электродинамический. Патент на изобретение № 2290772 с приоритетом от 02 марта 2005 г. Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений РФ 27 октября 2006.
3. Фадин И. М., Зубарев Н. В. Измеритель шума и вибрации. Патент на изобретение № 2308007 с приоритетом от 01 февраля 2006 г. Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений РФ 10 октября 2007.



УДК 628.474.373

А. Ю. Андрюшкин, канд. техн. наук, **В. Н. Сидоров**, канд. техн. наук, доц.,
БГТУ "Военмех" им. Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург
e-mail: <saschala@mail.ru>

Утилизация жидких органических отходов сверхзвуковым газодинамическим потоком

Рассмотрен сверхзвуковой газодинамический метод утилизации жидких органических отходов с использованием распылительных головок с многострунной подачей рабочего газа. Предложена экспериментальная формула для расчета среднего диаметра капель распыленной жидкости.

Ключевые слова: органические отходы, утилизация, сверхзвуковой газодинамический метод, экспериментальная установка.

Andryushkin A. Yu., Sidorov V. N. Salvaging fluid organic departure supersonic gasodynamic flow

It is Considered supersonic gazodynamic method to salvaging fluid organic departure with use spraying heads with muchjet by presenting worker gas. The experimental formula is offered for calculation of the average diameter of the drop sprayed to liquids.

Keywords: organic waste, salvaging, supersonic gasodynamic method, experimental installation.

Отходы производства и потребления представляют собой важнейший фактор антропогенного воздействия на окружающую среду. Разработка технологических решений, позволяющих утилизировать или обезвреживать отходы при минимальном воздействии на окружающую среду, является весьма актуальной проблемой.

Большую группу органических отходов составляют нефть и нефтепродукты. Основными источниками загрязнений являются различные транспортные средства, пункты выдачи горюче-смазочных материалов, теплоэнергетические комплексы и прочие объекты. В статье 46 Закона "Об охране окружающей среды" указано, что "должны предусматриваться эффективные меры по очистке и обезвреживанию отходов нефтегазового производства".

В основе большинства современных технологических процессов утилизации органических отходов лежит термическое воздействие (сжигание, огневое обезвреживание) на предварительно диспергированные частицы отходов. Для увеличения скорости и полноты прохождения химических реакций

в реакторах и печах утилизации необходимо отходы диспергировать на частицы с размерами порядка $10^{-4} \dots 10^{-6}$ м [1].

Анализ различных методов диспергирования жидких органических отходов показал, что наиболее перспективным является сверхзвуковой газодинамический метод, который может быть реализован с помощью топливосжигающей установки (рис. 1). Водотопливная эмульсия или топливная смесь из емкостей 1, 2, ..., k по трубопроводам 3 в строго определенном объеме через дозаторы 4 подается в виде струй в определенные зоны камеры сгорания 5 топливосжигающей установки. Эти струи распыляются потоком рабочего газа (воздуха) на мелкодисперсные капли, которые затем сгорают. Зола и другие твердые частицы, образовавшиеся в процессе сгорания, оседают в емкости 6, из которой они периодически удаляются. На корпусе камеры сгорания 5 может быть установлена рубашка, в которой циркулирует теплоноситель, осуществляющий передачу тепла, например, в систему отопления жилых зданий.

Основным элементом установки является расположенная в камере сгорания система распылительных головок. Каждая распылительная головка содержит центральный канал, вокруг которого расположен кольцевой коллектор с системой отверстий, выполненных в форме сопла Ловала. По централь-

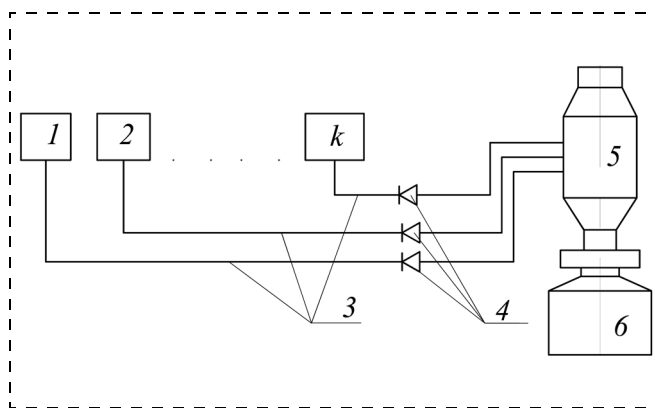


Рис. 1. Схема топливосжигающей установки

ному каналу подается утилизируемая жидкость, а по кольцевому коллектору рабочий газ. Струя утилизируемой жидкости сохраняет компактную форму на расстоянии нескольких диаметров от торца центрального канала, далее струя становится неустойчивой и она распадается на большое количество капель [2].

Экспериментальные работы с распылительными головками с многоструйной подачей рабочего газа показывают, что наиболее существенным фактором, влияющим на дисперсность получаемых капель, является расход рабочего газа, задаваемый числом сопел n , установленных вокруг канала подачи распыляемой жидкости. Эксперимент проводился при количестве сопел n : 9, 11, 13, 15, 19.

В качестве распыляемой жидкости в эксперименте применялась водомасляная эмульсия. Вязкость эмульсии составляла 35...40 с по вискозиметру ВЗ-1 (сопло диаметром 5,4 мм). Распыляемая жидкость подавалась в факел распыления из расходного бака через канал диаметром 2 мм. Рабочий газ, в качестве которого применялся воздух, подавался из системы баллонов. Опыты по распылению жидкости проводились при давлении рабочего газа в магистрали, питающей распылительную головку, 8,0 атм. Скорость рабочего газа на срезе сопел составляла 420 м/с при диаметре критического сечения сопла 1 мм. Результаты проведенного эксперимента показали, что при распылении высоковязкой жидкости сверхзвуковыми газодинамическими струями рабочего газа при его многоструйной подаче в факел распыления могут быть получены частицы с размерами 10^{-4} ... 10^{-6} м.

Для расчета среднего диаметра капель предложена следующая формула:

$$d_k = \frac{\sigma}{\rho_r U_r^2} \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_r} \right)^{s_1} \left(\frac{\mu_{ж}}{\mu_r} \right)^{s_2} \left(\frac{Q_{ж}}{n Q_r} \right)^{s_3},$$

где d_k — средний диаметр капель после дробления, м; $\mu_{ж}$ — динамическая вязкость жидкости, Па·с; μ_r — динамическая вязкость рабочего газа, Па·с; σ — поверхностное натяжение жидкости, Н/м; $\rho_{ж}$ — плотность жидкости, кг/м³; ρ_r — плотность рабочего газа, кг/м³; U_r — скорость рабочего газа на срезе сопла, м/с; $Q_{ж}$ — расход жидкости, кг/с; Q_r — расход газа через одно сопло, кг/с; n — число сопел подачи рабочего газа; s_1, s_2 — коэффициенты, учитывающие природу жидкости и рабочего газа, взаимодействующих при распылении; s_3 — коэффициент, учитывающий конструктивную организацию газодинамической операционной системы.

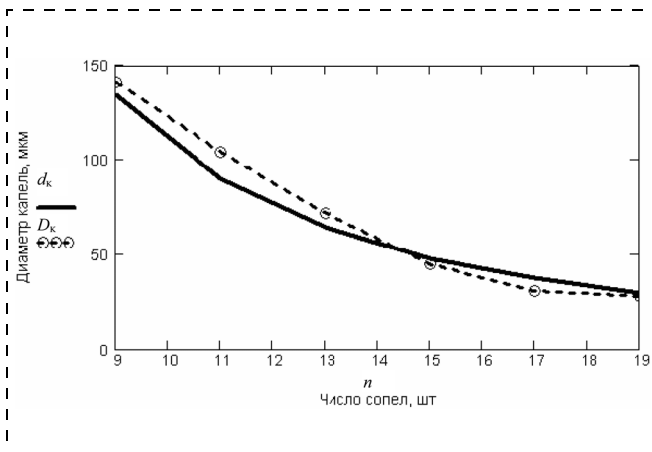


Рис. 2. Сравнение результатов расчета среднего диаметра капель d_k с опытными данными D_k при различном числе сопел n подачи рабочего газа в факел распыления

Результаты расчета среднего диаметра капель d_k для водомасляной эмульсии по приведенной выше формуле весьма близки к опытным данным (рис. 2). Увеличение числа сопел с 9 до 19 приводит к резкому уменьшению диаметра капель, увеличение числа сопел более 20 практически не приводит к уменьшению диаметра капель, поэтому для данной компоновки распылительной головки 19 сопел можно считать оптимальным.

По результатам проведенных экспериментов можно дать следующие рекомендации:

- отработанные нефтепродукты целесообразно сжигать в составе водотопливной (водомасляной) эмульсии или топливной (топливомасляной) смеси;
- светлые нефтеотходы с температурой вспышки +5...+7 °С целесообразно утилизировать в составе водотопливной эмульсии; а отходы нефтепродуктов с температурой вспышки более +150 °С — в составе топливной смеси; из промежуточных отходов нефтепродуктов с температурой вспышки +10...+150 °С также могут быть приготовлены эмульсии или смеси, пригодные для распыления;
- для активизации и интенсификации процесса сжигания нефтяных отходов и топливных смесей, снижения золо-, коксо- и нагарообразования в топочном объеме (камере сгорания) и в выходном тракте, а также для снижения теплового и газового загрязнения атмосферы целесообразно добавлять к ним 10...11 % воды для темных нефтеотходов, 3...5 % воды для светлых нефтеотходов и 5...10 % для промежуточных нефтеотходов; воду следует равномерно распределять по



всему объему отработанных нефтепродуктов в виде мелких (до 10 мкм) водяных частиц;

- задавая состав и свойстваготавливаемых топливных смесей и водотопливных эмульсий, компонентами которых являются предварительно обработанные для термической утилизации и огневого обезвреживания нефтеотходы и загрязненные воды, можно управлять составом, концентрацией и температурой газообразных, жидких и твердых продуктов сгорания, попадающих в окружающую среду, и таким образом прогнозировать экологическую обстановку.

Полученные экспериментальные данные открывают весьма обширную область применения сверхзвукового газодинамического метода для утилизации нефтяных загрязнений акваторий как речных (озерных), так и морских. Источниками загрязнения речных (озерных) акваторий являются суда, оснащенные двигателями внутреннего сгорания, нефтепроводы, портовые сооружения и так далее. Основными источниками загрязнения морских акваторий являются танкерный флот и морские суда, особенно при их авариях, а также аварии на морских плавучих и стационарных буровых платформах.

Технологический процесс очистки акваторий от нефтяных загрязнений включает:

— предотвращение растекания нефтяного пятна по акватории с помощью боновых ограждений;

— откачку нефтяного загрязнения из бонового ограждения и размещение его в трюмах нефтесборщиков или в мягких плавучих емкостях типа "Дракон", которые доставляются к береговым сооружениям катерами, буксирами и другими средствами;

— утилизацию отходов на береговых топливосжигающих установках.

Следует отметить, что использование мягких плавучих емкостей наиболее целесообразно использовать для небольших загрязнений до 1000 м³.

Полученные результаты говорят о перспективности применения сверхзвукового газодинамического метода утилизации жидких органических отходов, позволяющего расширить технологические возможности оборудования для утилизации отходов и минимизировать вредные выбросы в окружающую среду.

Список литературы

1. Андришкин А. Ю., Гипинская О. О., Цылаков О. Г. Технология термогазодинамического уничтожения и переработки жидких и твердых отходов. Сборник трудов международного экологического конгресса "Новое в экологии, безопасности жизнедеятельности". / Под ред. Иванова Н. И. — СПб.: БГТУ, 2000. — С. 414—417.
2. Андришкин А. Ю. Патент на изобретение № 2320425 от 27.03.08. Приоритет от 02.06.06. Устройство для распыления жидкости.

Учредитель ООО «Издательство "Новые технологии"»

Журнал выходит при содействии Учебно-методического совета "Техносферная безопасность" Учебно-методического объединения вузов по университетскому политехническому образованию и Научно-методического совета "Безопасность жизнедеятельности" Министерства образования и науки Российской Федерации

ООО "Издательство "Новые технологии". 107076, Москва, Строминский пер., 4

Телефон редакции журнала (499) 269-5397, тел./факс (499) 269-5510, e-mail: bjd@novtex.ru, <http://novtex.ru/bjd>

Дизайнер Т. Н. Погорелова.

Технический редактор Е. В. Конова. Корректор Т. В. Пчелкина.

Сдано в набор 10.06.09. Подписано в печать 22.07.09. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 7,96. Заказ 599.

Журнал зарегистрирован в Министерстве Российской Федерации по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.

Свидетельство о регистрации ПИ № 77-3762 от 20.06.2000.

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика". 142100, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15.