

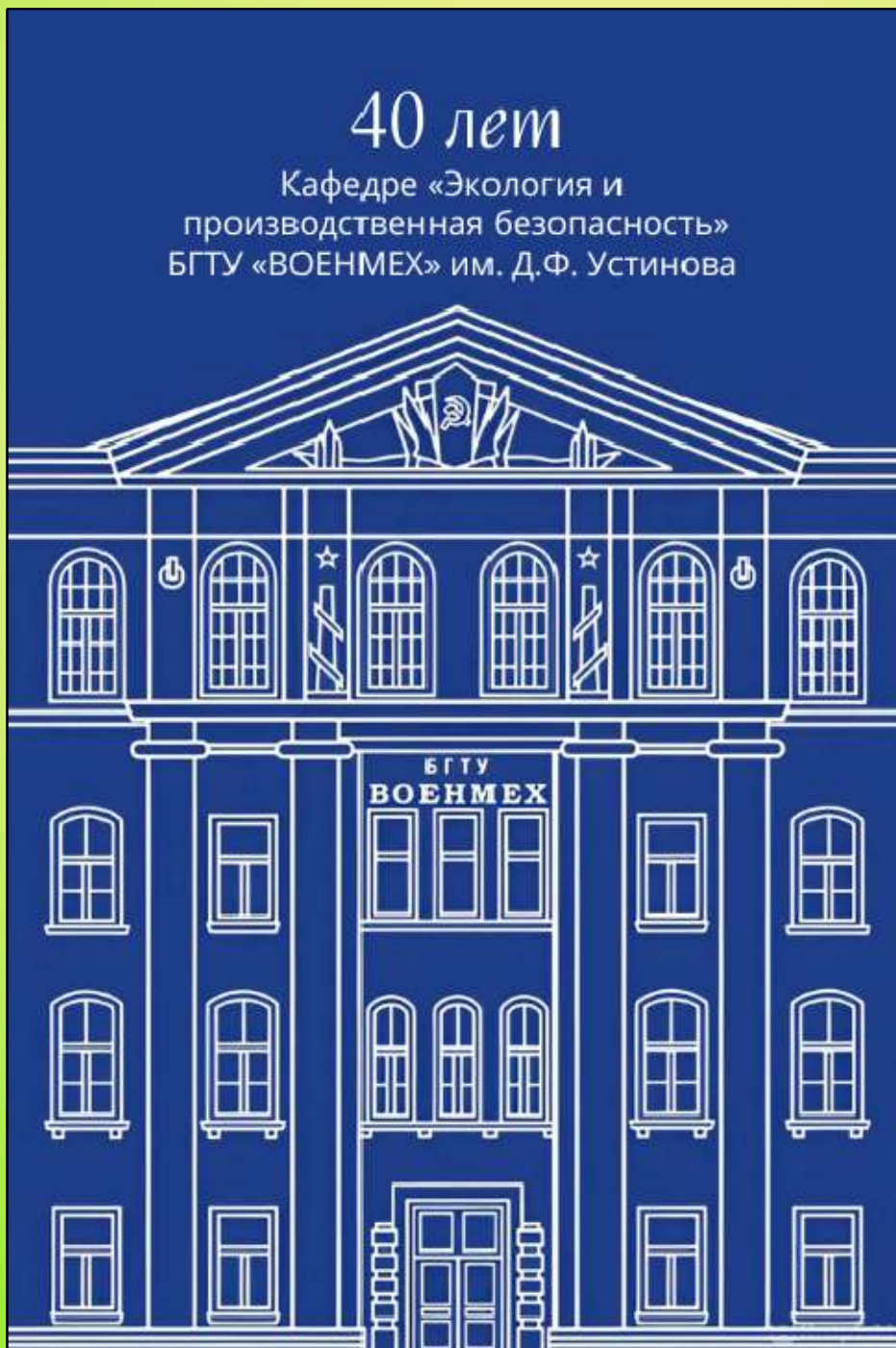
ISSN 2412-8627

Vol. 10 No. 3

Noise

Theory and Practice

Scientific Journal



III
2024

Acoustic Design Institute

Редакционная коллегия

Главный редактор

Иванов Николай Игоревич



Доктор технических наук, профессор кафедры "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова, заслуженный деятель науки РФ (г. Санкт-Петербург, РФ)

Заместитель главного редактора

Тюрина Наталья Васильевна



Доктор технических наук, профессор кафедры "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

Члены редакционной коллегии

Шашурин Александр Евгеньевич



Доктор технических наук, профессор, и.о. ректора Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

Заплетников Игорь Николаевич



Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой оборудования пищевых производств Донецкого национального университета экономики и торговли имени Михаила Туган-Барананского (г. Донецк, Украина)

Буторина Марина Вадимовна



Доктор технических наук, профессор кафедры «Экология и производственная безопасность», начальник международного управления Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

Васильев Андрей Витальевич



Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой "Химическая технология и промышленная экология" Самарского государственного технического университета, почетный работник высшего профессионального образования РФ (г. Самара, РФ)

Тюрин Александр Павлович



Доктор технических наук, профессор кафедры "Техносферная безопасность", зам. начальника управления научно-исследовательских работ ФГБОУ ВПО "ИжГТУ имени М.Т. Калашникова" (г. Ижевск, РФ)

Пименов Игорь Константинович



Кандидат технических наук, старший научный сотрудник, заведующий кафедрой «Гидрофизических средств поиска» Санкт-Петербургского государственного морского технического университета (г. Санкт-Петербург, РФ)

Тупов Владимир Борисович



Доктор технических наук, профессор кафедры "Тепловые электрические станции" Национального исследовательского университета "Московский энергетический институт" (г. Москва, РФ)

Цукерников Илья Евсеевич



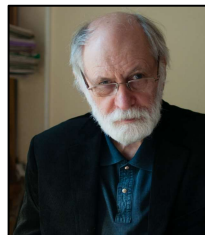
Доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник Научно-исследовательского института строительной физики, профессор Московского государственного университета печати имени Ивана Федорова (г. Москва, РФ)

Рассошенко Юлия Сергеевна



Кандидат технических наук
(г. Санкт-Петербург, РФ)

Емельянов Владислав Николаевич



Доктор технических наук,
профессор, заведующий кафедрой
«Плазмогазодинамика и
теплотехника» Балтийского
государственного технического
университета «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова
(г. Санкт-Петербург, РФ)

Элькин Юрий Иосифович



Доктор технических наук,
профессор кафедры
«Техносферная безопасность»
Московского
автомобильно-дорожного
государственного технического
университета (МАДИ)
(г. Москва, РФ)

Вельбель Александр Мотьявич



Начальник акустического стенда
научно-исследовательской
лаборатории ООО "Арктик"
(г. Санкт-Петербург, РФ)

Элеонора Карлетти



Директор Института
сельскохозяйственной и
землеройнотранспортных машин
(IMAMOTER-CNR), руководитель
исследовательской группы
IMAMOTER
(г. Феррара, Италия)

Серджио Луцци



Профессор и лектор в Университете
Флоренции, руководитель курса
"Акустика и контроль транспортного
шума" в UNISER
(г. Флоренция, Италия)

Дэвид Копли



Сертифицированный член совета
Института технологий по контролю
за шумом, член совета Института
технологий по контролю за шумом,
руководитель группы инженеров
по борьбе с шумом в техническом
центре компании Caterpillar
(г. Пеория, США)

Кобиров Эргаш Эгамбердиевич



Доктор медицинских наук,
профессор, заведующий кафедрой
"Экология и безопасность
жизнедеятельности"
Самаркандского государственного
университета им.Ш.Рашидова
(г. Самарканд, Узбекистан)

Editor-in-chief

Nickolay Ivanov



Doctor of Engineering Science, Professor of the Department of Ecology and Industrial Safety of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, Honored Scientist of the Russian Federation (St. Petersburg, Russia)

Deputy Editor-in-chief

Natalya Tyurina



Doctor of Engineering Science, Professor of the Department of Ecology and Industrial Safety of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St. Petersburg, Russia)

Members of the Editorial Board

Aleksandr Shashurin



Doctor of Engineering Science, Professor, Executing Rector's Duty of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' (St. Petersburg, Russia)

Igor Zapletnikov



Doctor of Engineering Science, Professor, Head of Department of Food production equipment of the Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky (Donetsk, Ukraine)

Marina Butorina



Ph.D. of Engineering Science, Professor of the Department of Ecology and Industrial Safety, Head of the International Department of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St. Petersburg, Russia)

Andrey Vasilyev



Doctor of Engineering Science, Professor, Head of Chemical technology and industrial ecology chair of the Samara State Technical University, Honorary Worker of Higher Professional Education of the Russian Federation, honored ecologist of the Samara region (Samara, Russia)

Alexander Tyurin



Doctor of Engineering Science, Professor of Technosphere Safety Department, Deputy Head of Research and Development Office of the FSBEI HPO 'Izhevsk State Technical University' named after M.T.Kalashnikov (Izhevsk, Russia)

Igor Pimenov



Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher, Head of the Department of Hydrophysical Search Tools, St. Petersburg State Marine Technical University (St. Petersburg, Russian Federation)

Vladimir Tupov



Doctor of Engineering science, Professor of the 'Thermal power plants' Department of the National Research University 'Moscow Power Engineering Institute' (MPEI) (Moscow, Russia)

Ilya Tsukernikov



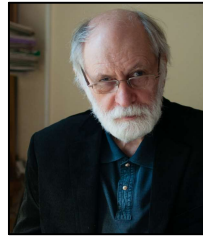
Doctor of Engineering Science, Professor, Chief Researcher at the Research Institute of Construction Physics, Professor of the Moscow State University of Printing Arts named after Ivan Fyodorov (Moscow, Russia)

Iuliia Rassoshenko



Ph.D. of Engineering Science
(St. Petersburg, Russia)

Vladislav Emelyanov



Doctor of Engineering Science,
Professor, Head of Plasma Gas
Dynamics and Thermal Engineering
Department of the Baltic State
Technical University 'VOENMEH'
named after D.F. Ustinov
(St. Petersburg, Russia)

Yuri Elkin



Doctor of Engineering Science,
Professor of the Department of
Technosphere Safety, Moscow
Automobile and Road Construction
State Technical University (MADI),
(Moscow, Russia)

Alexander Velbel



Head of the Acoustic stand of the
Research laboratory of Arktos LLC
(St. Petersburg, Russian Federation)

Eleonora Carletti



Director of the Institute of
Agricultural and Earth-Moving
Machinery (IMAMOTER-CNR) and
leader of the IMAMOTER Research
Group working in the Acoustics
and Vibration subject area
(Ferrara, Italy)

Sergio Luzzi



Contract Professor and Lecturer at the
University of Florence. Honorary Visiting
Professor at USURT University of
Ekaterinburg. Visiting Lecturer at the
School of Architecture of the Royal
College of Art in London
(Florence, Italy)

David Copley



Board-Certified member of the
Institute of Noise Control
Engineering, member of the Society of
Automotive Engineers Acoustical
Materials committee, a team leader in
a group of noise control engineers at
Caterpillar's Technical Center
(Peoria IL, USA)

Ergash E. Kobilov



Doctor of Medical Sciences, Professor,
Head of the Department of Ecology
and Life Safety of the Samarkand
State University named after
Sh.Rashidova
(Samarkand, Uzbekistan)

**40 лет кафедре «Экология и производственная безопасность»
Балтийского государственного технического университета
«ВОЕНМЕХ» имени Д.Ф. Устинова**

Николай Игоревич Иванов

д.т.н., профессор, заслуженный деятель науки Российской Федерации,
Главный редактор журнала «Noise Theory and Practice»

Задаваясь вопросом, какова основная цель современной цивилизации, возьму на себя смелость предположить, что целью является улучшение качества человеческой жизни, формирование безопасной и комфортной среды для реализации созидательного потенциала каждого человека.

Если это так, то обеспечение безопасности и сохранение окружающей среды становятся одними из главных проблем для достижения этой заманчивой цели. Приоритеты развития цивилизации в последние десятилетия существенно изменяются. По мнению некоторых аналитиков, раньше одним из трендов развития было «больше, быстрее, выше», а сейчас преобладает тенденция «безопаснее, качественнее, тише». Если согласиться с этим утверждением, то кафедра «Экология и производственная безопасность» БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, которая сегодня выпускает специалистов по направлениям «Техносферная безопасность» и «Прикладная механика» со специализацией в широких областях экологии и виброакустики, находится на острие современных проблем.

Кафедра была образована в августе 1984 года приказом ректора Ленинградского механического института (ЛМИ), такое название носил тогда Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (далее – БГТУ), куда я имел честь быть приглашенным в качестве заведующего кафедрой. Первым названием кафедры было «Охрана труда и окружающей среды». Коллектив кафедры формировался на базе секции «Охрана труда» ЛМИ, возглавляемой доцентом И.М. Фадиным, из сотрудников и выпускников ЛМИ и других ВУЗов, а также приглашенных специалистов, в том числе, с предприятий военно-промышленного комплекса (ВПК).

В первые годы кафедра вела три дисциплины для всех специальностей ЛМИ: «Экология», «Охрана труда» и «Безопасность жизнедеятельности в чрезвычайных ситуациях». Дружным коллективом кафедры были разработаны десятки новых лабораторных и практических работ, написаны методические пособия. Кафедрой выполнялись научно-исследовательские работы для предприятий ВПК («Арсенал», «Кировский завод» и др.)

Кафедра активно развивалась, расширялся спектр преподаваемых дисциплин, изменилось название кафедры на «Экология и безопасность жизнедеятельности». Была открыта аспирантура, что позволило за первые 10 лет аспирантуры сотрудникам и соискателям кафедры подготовить и защитить одну докторскую и шесть кандидатских диссертаций. На базе кафедры было организовано Общество по борьбе с шумом и вибрацией, членами которого стали специалисты Российской Федерации и стран бывшего Советского Союза.

Ярким событием того периода стала проведенная кафедрой крупная научно-техническая конференция «Акустическая экология-90», в которой приняли участие более 450 специалистов, в том числе, более 30 приглашенных ученых из иностранных государств.

В конференции «Акустическая экология-90», принял участие всемирно известный акустик, и в последствии почетный доктор БГТУ, профессор Малкольм Крокер, плодотворная работа с которым сыграла огромную роль в установлении международного сотрудничества кафедры.

В 1993 году под со-председательством профессоров Н.И. Иванова и М. Крокера в Санкт-Петербурге была проведена крупнейшая научно-техническая конференция «NOISE-93», в которой приняли участие свыше 600 ученых из 50 стран. Вскоре был основан Международный институт звука и вибрации (International Institute of Acoustics and Vibration), президентом которого стал выдающийся акустик XX столетия и почетный доктор БГТУ Сэр Джеймс Лайтхилл. Обществом по борьбе с шумом и вибрацией издавался реферативный журнал «Шум», а совместно с Международным институтом звука и вибрации - международный журнал по звуку и вибрации (International Journal of Acoustics and Vibration). В 1996 и 2004 годах сотрудниками кафедры совместно с Международным институтом звука и вибрации в Санкт-Петербурге были проведены IV и XI Международные конгрессы по звуку и вибрации, которые собрали ученых из почти всех крупнейших государств мира.



Фото 1. Международное сотрудничество кафедры (июнь 1996 года, IV Международный конгресс по звуку и вибрации в г. Санкт-Петербурге):

слева направо – проф. Н.И. Иванов (председатель Оргкомитета IV конгресса, заведующий кафедрой «Экология и безопасность жизнедеятельности» БГТУ), проф. Сэр Джеймс Лайтхилл (президент Международного института звука и вибрации, почетный доктор БГТУ), проф. Малкольм Крокер (исполнительный директор Международного института звука и вибрации, почетный доктор БГТУ)

В начале 2000-х кафедра стала выпускающей, на кафедре была открыта докторантура. В настоящее время кафедра готовит инженеров по специальностям «Техносферная безопасность» (направления подготовки: «Безопасность технологических процессов и производств», «Инженерная защита окружающей среды», «Производственная безопасность», «Управление экоэффективностью предприятия») и «Прикладная механика» (направления подготовки: «Цифровые технологии в виброакустике и прочности» и «Акустическое зрение»).



Фото 2. Сотрудники кафедры «Экологии и безопасности жизнедеятельности» (2007 г.)

Среди многочисленных научно-исследовательских работ, выполненных кафедрой, хотелось бы выделить работы, связанные с прогнозированием ожидаемой шумности и шумо-виброзащитой строительно-дорожных машин, снижением шума железнодорожного и автомобильного транспорта, в том числе, в рамках сотрудничества с Кировским заводом, заводом «Арсенал», «НПО «Энергия», компанией «Caterpillar», АО «РЖД», ФДА «Росавтодор», ГК «АВТОДОР» (Н.И. Иванов, В.Ю. Кирпичников, Л.Ф. Дроздова, Г.М. Курцев, С.К. Петров, А.Е. Шашурин, Д.А. Куклин, А.В. Кудяев, Н.В. Тюрина, П.В. Матвеев, В.А. Васильев и др), прогнозированием эффективности и проектированием акустических экранов для снижения транспортного и технологического шума (Н.В. Тюрина, А.Е. Шашурин, П.С. Курченко), разработкой по заказу Правительства Санкт-Петербурга первой в нашей стране карты шума Санкт-Петербурга и внедрением карт шума в практику акустических расчетов (М.В. Буторина, А.В. Васильева, А.П. Васильев), снижением шума международной космической станции (А.Ю. Олейников), мониторингом и защитой от авиационного шума (К.П. Фиев), мероприятиями по защите от шума и вибрации (С.С. Борцова, М.В. Буторина, В.К. Васильева, П.С. Курченко, К.П. Фиев), с применением функциональных покрытий, композитных и наноматериалов (Т.Н. Патрушева, Н.Н. Храпко, С.Д. Ломовцева, А.О. Захарова), с акустической эмиссией, конечно-элементным анализом прочности и исследованием виброакустических характеристик конструкций (В.В. Носов, П.А. Упоров, Е.Д. Назарова).

Кафедра всегда продолжала развиваться, сотрудниками кафедры было написано более 10 учебников, в числе которых «Инженерная экология и экологический менеджмент», «Безопасность технологических процессов и производств», «Общая экология», «Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом», «Основы виброакустики», «Вибровозбудимость конструкций и пути ее уменьшения».

С целью внедрения инновационных технологий в подготовку студентов по направлению «Техносферная безопасность» создается научно-исследовательская лаборатория «Функциональные материалы, нанопокрyтия и зеленые технологии для энергосбережения, медицины и космоса».

В рамках направления «Прикладная механика» проводятся научные исследования в области механики и виброакустики, изучение свойств виброакустических метаматериалов, полученных с помощью аддитивных технологий, также выполняется модальный анализ промышленного оборудования.

Ежегодно кафедра выпускает несколько десятков бакалавров и магистров.



Фото 3. Оргкомитет VIII Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации» (2021 г.)

Студенты кафедры принимают активное участие в конкурсах и олимпиадах по специализации в Санкт-Петербурге, Москве и других городах, занимая призовые места. Выпускники кафедры трудятся в БГТУ «ВОЕНМЕХ», в государственных и частных компаниях нашей страны. Мы гордимся своими выпускниками и стараемся поддерживать с ними связь.



Фото 4. Сотрудники кафедры «Экология и производственная безопасность» (2024 г.)

Кафедрой издается научный журнал «Noise Theory and Practice», рекомендованный ВАК для публикации результатов диссертаций на соискание ученой степени кандидата и доктора наук (категория К2).

Следствием плодотворной работы сотрудников кафедры стали не только докторские (более 10) и кандидатские (более 30) диссертации аспирантов, докторантов и соискателей кафедры, но и разработка более 10 федеральных нормативно-технических документов (в основном, ГОСТов и сводов правил).

Все это, наряду с проведением акустических конференций и конгрессов (проведено более 40), а также действующим диссертационным советом, сделало кафедру «Экология и производственная безопасность» одной из ведущих научных организаций в области инженерной акустики и охраны окружающей среды в Российской Федерации.

Кафедра уверенно движется вперед, опираясь на надежную команду и крепкие знания. Я желаю кафедре дальнейшего развития и процветания, а всем нам здоровья и успехов!

Сетевой Научный Журнал "Noise Theory and Practice"

выпускается с 2015 г.

Основателем журнала является
д.т.н., профессор кафедры
"Экология и производственная
безопасность "

Балтийского государственного
технического университета
"ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова,
основатель теории транспортной
акустики в России -
Иванов Николай Игоревич

"Noise Theory and Practice"
посвящен фундаментальным
проблемам в области
виброакустики и принимает
работы по направлениям:
- 29.00.00 Физика
- 29.37.00 Акустика
- 43.00.00 Общие и комплексные
проблемы естественных и
точных наук
- 87.00.00 Охрана окружающей
среды. Экология человека

Все статьи, поступающие в
редакцию, проходят
обязательное рецензирование.
Журнал является открытым
сетевым ресурсом и издается
с периодичностью четыре раза
в год

Фактический адрес редакции

Россия, г. Санкт-Петербург,
Наб. Обводного канала, д. 138, к 7,
Литера А, пом. 11-Н, офис 2-2А
+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: secretary@noisetp.com

Ответственный секретарь

Храпко Н. Н.

Зарегистрировано в Федеральной
службе по надзору в сфере связи,
информационных технологий
и массовых коммуникаций

Свидетельство

ЭЛ № ФС 77-74057

Содержание

Вагин А.В., Воротынцева А.С.

РУС

Волновые процессы в средах с цилиндрическими
поверхностями при условии нежесткого контакта
стр. 11-26

Захаров А.В., Салтыков И.П.

РУС

Законы сохранения механики в задачах распространения
волн через границы инерционно-упругих сред
стр. 27-41

Рахматов Р.И.

РУС

Прогнозирование качественного изменения
виброакустических характеристик автотранспортного средства
стр. 42-59

Васильева А.В.

РУС

Зависимость снижения шума железнодорожного
транспорта в городской застройке от ее параметров
стр. 60-68

Рахматов Р.И., Надарейшвили Г.Г., Дмитриев Н.А.

РУС

Исследования шума автотранспортного средства
при взаимодействии с набегающим потоком
стр. 69-88

Шашурин А. Е., Элькин Ю.И., Заплетников И.Н., Гордиенко А.В.

РУС

Потери энергии колебаний в пищевом оборудовании
стр. 89-95

Фиев К.П., Буторина М.В., Тюрина Н.В.

РУС

Расчет и исследование экранирующего эффекта сооружений
при разбеге самолетов гражданской авиации
стр. 96-108

Ледовской Р.А.

РУС

Изучение шумовой нагрузки в зоне учебного кампуса и связь
с человеческим восприятием на территории Северо-Кавказского
федерального университета в городе Ставрополь
стр. 109-121

The Online Scientific Journal

'Noise Theory and Practice'

has been published since 2015. The founder of the journal is Nikolay Igorevich Ivanov, Doctor of Engineering Sciences, Professor of the department of Ecology and Industrial Safety of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D. F. Ustinov, the founder of the transport acoustics in Russia.

'Noise Theory and Practice' is devoted to the fundamental problems in the field of vibroacoustics and accepts papers in the following areas:
- 29.00.00 Physics
- 29.37.00 Acoustics
- 43.00.00 General and complex issues of natural and exact sciences
- 87.00.00 Environmental protection. Human ecology.

All articles submitted to the editorial office are subject to mandatory review. The journal is an open network resource and published four times a year.

Location address of the Editorial office

Bldg. 7'A', 138 Obvodny Canal emb., office 11-N, room 2-2

+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: secretary@noisetp.com

Executive Secretary

Khrapko Natalya

Journal is registered in Federal service for supervision of communications, information technology, and mass media
The certificate of registration
ЭЛ № ФС 77-74057

Contents

Vagin A.V., Vorotyntseva A.S.	RUS
Wave processes in media with cylindrical surfaces under conditions of non-rigid contact pp. 11-26	
Zakharov A.V., Saltykov I.P.	RUS
Mechanic's conservation laws in problems of wave propagation through the boundaries of inertial elastic media pp. 27-41	
Rakhmatov R.I.	RUS
Prediction of qualitative changes in NVH characteristics of motor vehicles pp. 42-59	
Vasileva A.V.	RUS
Dependence of noise reduction of railway transport in urban development on its parameters pp. 60-68	
Rakhmatov R.I., Nadareishvili G.G., Dmitriev N.A.	RUS
Research of motor vehicle noise interacting with the onrushing air flow pp. 69-88	
Shashurin A.E., Elkin Yu. I., Zapletnikov I.N., Gordienko A.V.	RUS
Oscillation energy losses in technological equipment pp. 89-95	
Fiev K.P., Butorina M.V., Tyurina N.V.	RUS
Calculation and study of the shielding effect of structures during the run-up of civil aviation airplanes pp. 96-108	
Ledovskoy R.A.	RUS
Study of noise load in the area of the educational campus and the connection with noise perception on the territory of the North Caucasus Federal University in the city of Stavropol pp. 109-121	

УДК: 534.2
OECD: 1.03

Волновые процессы в средах с цилиндрическими поверхностями при условии нежесткого контакта

Вагин А.В.^{1*}, Воротынцева А.С.²

¹Ассистент кафедры ЭУТ, Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет «ЛЭТИ», Санкт-Петербург

²Магистрант, Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет «ЛЭТИ», Санкт-Петербург

Аннотация

В работе исследовано распространение волны Лява в слоистой цилиндрической среде параллельно слоям структуры. Представлено описание распространения волн Лява на цилиндрических поверхностях системы «твердый слой-упругое полупространство» при заданных условиях. Найдены и решены относительно волнового числа дисперсионные уравнения, полученные для случаев среды с однородными и неоднородными граничными условиями. По полученным решениям построены графические зависимости скорости волны Лява от частоты ультразвука при анализе волновых процессов в однородной среде и относительной толщины слоя в случае распространения волны в неоднородной среде. Показано влияние радиуса кривизны цилиндрической поверхности на скорость распространения волны. Расчеты проводились для графита с полупространством в виде стали на частоте ультразвука 1 МГц.

Ключевые слова: волна Лява, дисперсионное уравнение, слоистая среда, неоднородные граничные условия, волновые процессы.

Wave Processes in Media with Cylindrical Surfaces Under Conditions of Non-Rigid Contact

Vagin A.V.^{1*}, Vorotyntseva A.S.²

¹Assistant of the Department of Electroacoustics and Ultrasonic Engineering, St. Petersburg Electrotechnical University ETU 'LETI', St. Petersburg, Russia

²Master's student, St. Petersburg Electrotechnical University ETU 'LETI', St. Petersburg, Russia

Abstract

This work investigates the propagation of a Love wave in a layered cylindrical medium parallel to the layers of the structure. The description of the propagation of Love waves on cylindrical surfaces of the "solid layer-elastic half-space" system under specified conditions is presented. The dispersion equations obtained for the cases of a medium with homogeneous and inhomogeneous boundary conditions are found and solved with respect to the wave number. Based on the solutions obtained, graphical dependences of the Love wave speed on the ultrasound frequency were constructed when analyzing wave processes in a homogeneous medium and the relative thickness of the layer in the case of wave propagation in an inhomogeneous medium. The influence of the radius of curvature of a cylindrical surface on the speed of wave propagation is shown. Calculations were carried out for graphite with a half-space of steel at an ultrasound frequency of 1 MHz.

*E-mail: av.vagin@bk.ru (Вагин А.В.)

Key words: Love wave, dispersion equation, layered medium, inhomogeneous boundary conditions, wave processes.

Введение

Впервые вопрос о распространении поверхностных волн с вертикальной и горизонтальной поляризацией по цилиндрическим поверхностям в направлении, перпендикулярном образующей (ось z) и их характерных свойствах был в общем плане рассмотрен в работах [1,2,3]. Такой непреходящий интерес к изучению распространения волн на цилиндрических поверхностях в настоящее время поддерживается развитием и совершенствованием традиционных конструкционных материалов, что в свою очередь диктует необходимость получения полных знаний о волновых процессах распространения волн в таких средах, а также применения новых видов контрольной аппаратуры.

Широкий спектр информативных возможностей при исследовании строения и вещественного состава новых материалов, а также существующая возможность инженерных изысканий по исследованию уже созданных материалов обеспечивает перспективное направление – изучение распространения поверхностных волн в цилиндрических средах.

В большинстве практических случаев криволинейные поверхности, по которым происходит распространение волн можно аппроксимировать на цилиндрическую или сферическую поверхность.

Существенный интерес представляет исследование волновых процессов в таких средах при наличии поверхностной неоднородности, что имеет место в ряде случаев, таких как механическая обработка поверхности методом ионной имплантации, освещении фоточувствительных полупроводниковых пьезоэлектрических кристаллов (сульфида кадмия, селенида кадмия, оксида цинка, сульфида цинка) поглощаемым светом и проч. [4]

Рассматривая исследования цилиндрических сред с позиций волновых процессов в них, актуальным является отдельный случай поверхностных волн – волн Лява, интерес к которым обусловлен широким применением волн этого типа для решения задач неразрушающего контроля различных поверхностных дефектов структур, а также возможностью нахождения физико-механических характеристик отдельных слоев при исследовании слоистых сред [5,6].

Волны Лява, имеют поляризацию, ортогональную сагиттальной плоскости. Для применения в неразрушающей диагностике наибольшее значение имеют волны Лява, а также Лэмба (Рэлея – Лэмба, если слои контактируют с полупространством) и SH-волны как обладающие дисперсионными свойствами (зависимостью частоты колебаний от фазовой скорости) и позволяющие по соответствующим дисперсионным кривым восстанавливать физико-механические свойства отдельных слоев в многослойных системах, что исследуется в работах [7-15].

Теоретические аспекты применения волн Лява в неразрушающей диагностике слоистых сред различной конфигурации рассматриваются в [6,10].

В работах [16,17] распространение волн Лява исследуется с точки зрения сейсмической активности – в [16] отмечена значимость волн Лява при преобразовании сейсмической энергии при землетрясениях, а в [17] проведено исследование структуры

сейсмических волн Лява с построением трехмерной математической модели. Несколько работ [18-20] посвящено анализу волновых процессов при распространении волн Лява в слоистых структурах системы «твердый слой-упругое полупространство» в случае однородных граничных условий, в [21,22] подробно рассмотрен случай распространения волны Лява по цилиндру со слоем при условии жесткого контакта. Таким образом, обширное применение волн Лява для решения различного рода задач является актуальной темой для исследования.

Задачей данной работы является исследование распространения волн Лява в цилиндрических слоистых средах, представляющих собой систему «твердый слой-упругое полупространство» при неоднородных граничных условиях между слоями структуры. Решение поставленной задачи достигается выводом дисперсионного уравнения и его решением относительно волнового числа (параметра скорости распространения волны).

В случае рассмотрения волновых процессов в однородных средах граничные условия описывают полную передачу компонент упругих смещений и механических напряжений – случай так называемого жесткого контакта, при этом твердый слой является изотропным и идеально упругим. В случае неоднородной среды граничные условия описывают неполную передачу компонент упругих смещений, вызванную наличием на поверхности границы слоев структуры выступов или впадин микрорельефа при полной передаче компонент механических напряжений. Количественно описать неоднородность позволяет введение коэффициентов жесткости, содержащих параметр шероховатости. Данный параметр описывается средним расстоянием между ближайшими неровностями на рассматриваемой длине участка контакта. Использование параметра шероховатости при аналитическом рассмотрении распространения волн по различным поверхностям позволяет идентифицировать конфигурацию и размеры неоднородности, что представляет возможным определенно устанавливать функциональную зависимость упругих свойств жесткости от параметров контактирующих поверхностей [23].

1. Описание распространения волн Лява на цилиндрических поверхностях

В рамках поставленной задачи рассматривается слоистая цилиндрическая поверхность, представляющая собой систему «твердый слой-упругое полупространство» (рис. 1). Для определенности, требующейся при дальнейших расчетах примем, что материалами сред являются сталь (первый слой – полупространство) и графит (второй слой); радиус кривизны цилиндрической поверхности от центра до верхней границы второго слоя составляет $R_2 = 110$ мм до границы раздела слоев – $R_1 = 100$ мм. Известны также данные для этих сред – плотности и параметры Лямэ: ρ_1, λ_1, μ_1 – для слоя стали, ρ_2, λ_2, μ_2 – для слоя графита.

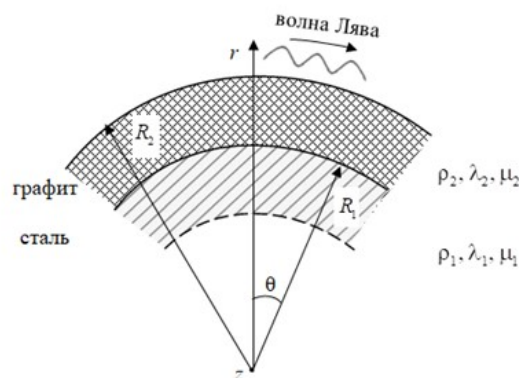


Рис. 1. Геометрические соотношения задачи

Учитывая тот факт, что волна Лява – чисто поперечная волна, имеющая горизонтальную поляризацию, определим уравнение движения для волны такого типа [18]:

$$\rho \frac{\partial^2 \xi_t}{\partial t^2} - \mu \Delta \xi_t = 0,$$

где ρ – плотность среды, ξ_t – вектор поперечного смещения частиц, μ – модуль сдвига, $\Delta \xi_t = grad(div(\xi_t))$.

Так как задача распространения волн рассматривается на цилиндрической поверхности, удобно представить уравнение движения в соответствующей системе координат (r, θ, z) где ось цилиндрической поверхности соответствует оси координат z при параллельном распространении волны Лява, т.е. по азимутальной координате. При данной постановке задачи имеем: $\xi_r = \xi_\theta = 0, \xi_z \neq 0$ т.е. у поперечных волн единственной ненулевой компонентой смещения является компонента, параллельная образующей цилиндра. Тогда уравнение движения запишется в виде:

$$\rho \frac{\partial^2 \xi_z}{\partial t^2} = \mu \Delta \xi_z = \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \right] \xi_z,$$

где $\Delta \xi_z = grad(div(\xi_z))$, r, θ – параметры системы координат.

Из теории упругости известно, что решение вышеприведенного уравнения движения при рассмотрении задачи распространения волн по цилиндру, должно соответствовать условиям отсутствия напряжений на цилиндрической поверхности, принципу погашаемости, представлять зависимость от азимутальной координаты по экспоненциальному закону $exp[\pm ip\theta]$, где i – мнимая единица, p – угловое волновое число, а также соответствовать условию перехода в рэлеевскую волну, распространяющуюся вдоль плоской границы упругого полупространства с вакуумом при стремлении радиуса кривизны цилиндра R к бесконечности и конечном соотношении p/R [18].

В соответствии с вышесказанным, решение представленного уравнения движения будем искать в форме [18]:

$$\xi_z = \xi_z(r) exp[i(p\theta - \omega t)],$$

где ω – частота, t – время.

Также известно [21], что компоненты смещения в двух средах описываются уравнениями Гельмгольца в цилиндрических координатах:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \psi}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial \theta^2} + k_t^2 \psi = 0,$$

где ψ – векторный потенциал, k_t^2 – квадрат волнового числа.

В соответствии с тем, что одним из фундаментальных решений таких уравнений является семейство бесселевых функций [24], компоненты смещений во втором $\xi_z^{(2)}$ и первом $\xi_z^{(1)}$ слое будут определяться следующими выражениями:

$$\xi_z^{(1)} = A J_p \left(k_t^{(1)} r \right) e^{ip\theta} \text{ при } r < R_1, \quad (1)$$

$$\xi_z^{(2)} = \left[B J_p \left(k_t^{(2)} r \right) + C N_p \left(k_t^{(2)} r \right) \right] e^{ip\theta} \text{ при } R_1 < r < R_2, \quad (2)$$

где A, B, C – неизвестные константы, $k_t^{(1,2)} = \sqrt{\frac{\rho_{1,2} \omega^2}{\mu_{1,2}}}$ – волновое число для каждой среды, $J_p \left(k_t^{(1,2)} r \right)$ – функция Бесселя первого рода порядка p , $N_p \left(k_t^{(2)} r \right)$ функция

Бесселя второго рода (функция Неймана) порядка p , причем азимутальная координата рассматривается в бесконечном интервале: $-\infty < \theta < +\infty$.

Согласно обобщенному закону Гука [25], который выражает линейную зависимость тензора деформаций и тензора напряжений:

$$\sigma_{ik} = C_{iklm}u_{lm},$$

где σ_{ik} - тензор напряжения, C_{iklm} - тензор модулей упругости, u_{lm} - тензор деформации, можно получить выражения для компонент механических напряжений:

$$\sigma_z^{(1)} = \mu_1 \frac{\partial \xi_z^{(1)}}{\partial r}, \quad (3)$$

$$\sigma_z^{(2)} = \mu_2 \frac{\partial \xi_z^{(2)}}{\partial r}, \quad (4)$$

где обозначения индексами 1 и 2 аналогичны обозначениям в выражениях для компонент упругих смещений.

Таким образом, получены выражения необходимых компонент – упругих смещений (1), (2) и механических напряжений (3), (4). Подставляя эти выражения в определенные граничные условия для конкретного случая получим дисперсионное уравнение, определяющее скорость распространения волны.

2. Распространение волн Лява в однородных средах

Для решения задачи нахождения дисперсионного уравнения необходимо ввести систему граничных условий. Для рассматриваемой структуры «твердый слой - упругое полупространство» при жестком контакте граничные условия определяются тремя уравнениями, первое из которых выражает равенство механических напряжений на границе двух сред (5), второе – равенство нулю составляющих механических напряжений на внешней границе верхнего слоя (6), третье – равенство составляющих упругих смещений на границе сред (7):

$$\sigma_z^{(1)} = \sigma_z^{(2)} \text{ при } r = R_1. \quad (5)$$

$$\sigma_z^{(2)} = 0 \text{ при } r = R_2. \quad (6)$$

$$\xi_z^{(1)} = \xi_z^{(2)} \text{ при } r = R_1. \quad (7)$$

Выполняя подстановку полученных выше выражений (1)-(4) в определенные граничные условия при жестком контакте (5)-(7), получим следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} \mu_1 \frac{\partial \xi_z^{(1)}}{\partial r} \Big|_{r=R_1} = \mu_2 \frac{\partial \xi_z^{(2)}}{\partial r} \Big|_{r=R_1}, \\ \frac{\partial \xi_z^{(2)}}{\partial r} \Big|_{r=R_2} = 0, \\ \xi_z^{(1)} \Big|_{T=R_1} = \xi_z^{(2)} \Big|_{T=R_1}. \end{cases} \quad (8)$$

В данную систему уравнений подставляются известные компоненты упругих

смещений (1), (2):

$$\begin{cases} \mu_1 A J_p' \left(k_t^{(1)} R_1 \right) - B \mu_2 J_p' \left(k_t^{(2)} R_1 \right) - C \mu_2 N_p' \left(k_t^{(2)} R_1 \right) = 0, \\ B J_p' \left(k_t^{(2)} R_2 \right) + C N_p' \left(k_t^{(2)} R_2 \right) = 0, \\ A J_p \left(k_t^{(1)} R_1 \right) - B J_p \left(k_t^{(2)} R_1 \right) - C N_p \left(k_t^{(2)} R_1 \right) = 0, \end{cases}$$

где $J_p'(x) = \frac{dJ_p(x)}{dx}$, $N_p'(x) = \frac{dN_p(x)}{dx}$, при $x = k_t^{(1,2)} R_{1,2}$.

Составим детерминант по сформированной системе уравнений и приравняем его к нулю:

$$\begin{vmatrix} \mu_1 J_p' \left(k_t^{(1)} R_1 \right) & -\mu_2 J_p' \left(k_t^{(2)} R_1 \right) & -\mu_2 N_p' \left(k_t^{(2)} R_1 \right) \\ 0 & J_p' \left(k_t^{(2)} R_2 \right) & N_p' \left(k_t^{(2)} R_2 \right) \\ J_p \left(k_t^{(1)} R_1 \right) & -J_p \left(k_t^{(2)} R_1 \right) & -N_p \left(k_t^{(2)} R_1 \right) \end{vmatrix} = 0.$$

Выполняя несложные математические преобразования, получим решение детерминанта - дисперсионное уравнение для рассматриваемой задачи [26]:

$$\frac{J_p' \left(k_t^{(1)} R_1 \right)}{J_p \left(k_t^{(1)} R_1 \right)} = \frac{\mu_2 k_t^{(2)}}{\mu_1 k_t^{(1)}} \times \frac{J_p' \left(k_t^{(2)} R_1 \right) N_p' \left[k_t^{(2)} (R_1 + h) \right] - J_p' \left[k_t^{(2)} (R_1 + h) \right] N_p' \left(k_t^{(2)} R_1 \right)}{J_p \left(k_t^{(2)} R_1 \right) N_p' \left[k_t^{(2)} (R_1 + h) \right] - J_p' \left[k_t^{(2)} (R_1 + h) \right] N_p \left(k_t^{(2)} R_1 \right)}, \quad (9)$$

где $h = R_2 - R_1$ - толщина второго слоя.

Содержащее специальные функции Бесселя и Неймана дисперсионное уравнение (9) является трансцендентным и имеет множество решений. Существующие корни данного уравнения соответствуют волнам Лява разных порядков и определяются параметром p , связь которого с величиной волновых чисел k_t при определенном радиусе R устанавливает уравнение (9). Для дальнейшего аналитического рассмотрения и получения соотношения для основной моды необходимо упростить полученное дисперсионное уравнение - будет принято допущение малости толщины второго слоя среды, т.е. $h k_t^{(2)} \ll 1$, а также применены сведения из теории бесселевых функций [27]. Так, при упрощении дисперсионного уравнения (9) применены правила дифференцирования бесселевых функций:

$$\frac{d}{dx} J_p(x) = -J_{p+1}(x) + \frac{p J_p(x)}{x}, \quad (10)$$

$$\frac{d}{dx} J_p(x) = J_{p-1}(x) - \frac{p J_p(x)}{x}. \quad (11)$$

Аналогичные правила (10), (11) справедливы и для функций Неймана.

Также применено выражение (12), исходящее из соотношения между бесселевыми функциями первого и второго рода (функции Бесселя и функции Неймана):

$$N_p(x) = \frac{J_p(x) \cos(p\pi) - J_{-p}(x)}{\sin(p\pi)},$$

$$J_p(x) N_p'(x) - J_p'(x) N_p(x) = \frac{2}{\pi x}, \quad (12)$$

и функциональное уравнение типа определителя Вронского (13):

$$J'_p(x)N_{p+1}(x) - J_{p+1}(x)N'_p(x) = -\frac{2p}{\pi x^2}. \quad (13)$$

Таким образом, принимая во внимание условие малости толщины второго слоя и выражения (10) и (11), а также учитывая (12) и (13), дисперсионное уравнение (9) преобразуется к следующему упрощенному виду (14):

$$\frac{J'_p(k_t^{(1)} R_1)}{J_p(k_t^{(1)} R_1)} = -\frac{h \mu_2 p^2 - (k_t^{(2)} R_1)^2}{R_1 \mu_1 k_t^{(1)} R_1}, \quad (14)$$

Для построения графических зависимостей заменим функции Бесселя в (14) их асимптотическим представлением. Пользуясь приближением (15), (16) приведенным в [27], предназначенным для бесселевых функций с большим индексом (порядком), получим:

$$J_p(p) = \frac{\Gamma\left(\frac{1}{3}\right)}{2^{\frac{2}{3}} \cdot 3^{\frac{1}{6}} \cdot \pi p^{\frac{1}{3}}} - \frac{3^{\frac{5}{6}} \Gamma\left(\frac{5}{3}\right)}{2^{\frac{1}{3}} \cdot 140 \pi p^{\frac{5}{3}}} + o\left(p^{-\frac{5}{3}}\right); \quad (15)$$

$$J'_p(p) = \frac{3^{\frac{1}{6}} \Gamma\left(\frac{2}{3}\right)}{2^{\frac{1}{3}} \cdot \pi p^{\frac{2}{3}}} + o\left(p^{-\frac{2}{3}}\right), \quad (16)$$

где $\Gamma(x)$ - гамма-функция Эйлера, запишем:

$$p = \left[\frac{\alpha}{\beta} \left(k_t^{(1)} R_1\right)^{\frac{2}{3}} \frac{R_1 \mu_1}{-h \mu_2} + \left(k_t^{(2)} R_1\right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (17)$$

где $\alpha = \frac{3^{\frac{1}{6}} \Gamma\left(\frac{2}{3}\right)}{2^{\frac{1}{3}} \pi}$, $\beta = \frac{\Gamma\left(\frac{1}{3}\right)}{2^{\frac{2}{3}} \cdot 3^{\frac{1}{6}} \pi}$, вторым членом в выражении (15) пренебрегаем

ввиду его малости по сравнению с первым.

В [21] показано, что для рассматриваемого случая распространения волн существуют ограничения по частоте – существует некоторая предельная частота $\omega_{\text{пр}}$: $\omega > \omega_{\text{пр}}$, что соответствует случаю $k_t^{(1)} R_1 = p$:

$$\left. \frac{J'_p(k_t^{(1)} R_1)}{J_p(k_t^{(1)} R_1)} \right|_{k_t^{(1)} R_1 = p} < \frac{J'_p(k_t^{(1)} R_1)}{J_p(k_t^{(1)} R_1)},$$

т.е. $\left[k_t^{(1)} R_1\right]_{\text{пр}} = \frac{\omega_{\text{пр}}}{c_t^{(1)}} R_1$, $c_t^{(1)}$ - скорость поперечной волны. Используя

асимптотическое представление для бесселевых функций, приведенное в работах [21, 27], и преобразовывая дисперсионное уравнение (14) с учетом допущений (18) [21]:

$$\frac{\mu_1 k_t^{(1)}}{\mu_2 k_t^{(2)}} \times \frac{J'_p(k_t^{(1)} R_1)}{J_p(k_t^{(1)} R_1)} \simeq h k_t^{(2)} \times \left(1 - \frac{p^2}{\left(k_t^{(2)} R_1\right)^2} \right) \text{ при } h k_t^{(2)} \ll 1, \quad (18)$$

$$\frac{J'_p(k_t^{(1)} R_1)}{J_p(k_t^{(1)} R_1)} \propto \left(\frac{\omega_{\text{пр}}}{c_t^{(1)}} R_1 \right)^{-2} \text{ при } p > k_t^{(1)} R_1 \gg 1,$$

а также подставляя вышеприведенные предельные значения в данное выражение, получим условие ограничения по частоте (19):

$$\omega_{\text{пр}} \propto \left(\frac{c_t^{(1)}}{R_1} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{\mu_1 c_t^{(2)}}{\mu_2 c_t^{(1)}} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{c_t^{(2)}}{R_2 - R_1} \right)^{\frac{1}{3}} \left(1 - \frac{(c_t^{(2)})^2}{(c_t^{(1)})^2} \right)^{-\frac{1}{3}}, \quad (19)$$

Подставляя в (19) различные значения радиусов кривизны цилиндра ($R = 70, 90, 110$ мм), получим значения предельных частот для каждого случая: $f_{\text{пр}}|_{R=110 \text{ мм}} \approx 0.11$ МГц; $f_{\text{пр}}|_{R=90 \text{ мм}} \approx 0.13$ МГц; $f_{\text{пр}}|_{R=70 \text{ мм}} \approx 0.15$ МГц.

Таким образом, из выражения для ограничения частотного диапазона (19) видно, что есть некоторые условия существования волны Лява: если скорость поперечной волны в первой среде стремится к скорости волны во второй среде, т.е. $c_t^{(1)} \rightarrow c_t^{(2)}$, а также если толщина второго слоя равна нулю ($h = 0$), то распространения волн Лява на поверхности цилиндра не существует. Ограничения по толщине связаны с тем, что если $h \rightarrow 0$, то соответственно возрастает глубина проникновения волны в слой - это имеет следствием возникновение смещения на линии разветвления бесконечного порядка $r = 0$, что в свою очередь является помехой установлению волны в среде.

Также стоит отметить, что если устремить радиус цилиндра в бесконечность $R \rightarrow \infty$, т.е. «развернуть» цилиндр в плоскую поверхность, то действительных ограничений по частотному диапазону в данном случае не будет [21].

Для дальнейшего аналитического рассмотрения задачи найдем решения дисперсионного уравнения (17) относительно волнового числа (параметра скорости распространения волны). На рис. 2 по найденным решениям представлены графические построения зависимостей скорости распространения волны Лява c от частоты ультразвука f .

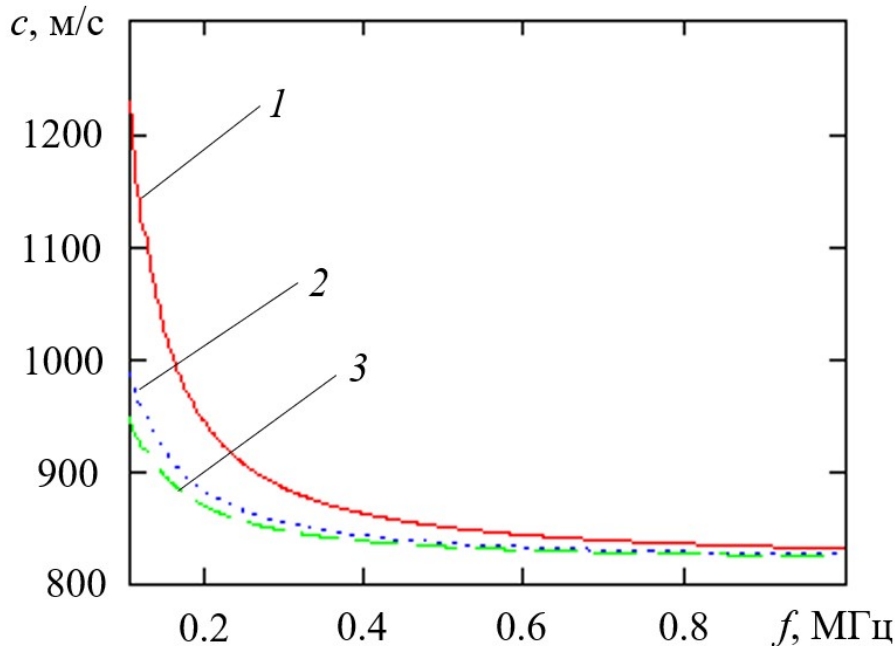


Рис. 2. Зависимость скорости распространения волны Лява от частоты ультразвука

Построения проводились для трех значений радиуса кривизны цилиндрической поверхности: $R = 110$ мм (кривая 1), $R = 90$ мм (кривая 2) и $R = 70$ мм (кривая 3). При анализе полученных зависимостей рис. 2 отмечается убывающий

характер зависимости скорости распространения волны Лява с увеличением частоты, а также видно существенное влияние величины радиуса кривизны цилиндра – по представленным графикам видно, что скорость волны Лява снижается с уменьшением радиуса. Фазовая скорость волны Лява в асимптотике находится между скоростями поперечных волн в слое стали и графита.

3. Распространение волн Лява в неоднородных средах

В ряде случаев, например при механической обработке поверхностей, происходит распространение волн в неоднородных структурах, что имеет существенный практический интерес.

В данном случае постановка задачи сводится к рассмотрению цилиндрической структуры изотропного идеально упругого твердого полупространства с тонким и слабонеоднородным слоем. Если такую среду рассматривать как изотропную случайно-неоднородную с распределением микротрещин по глубине по экспоненте, плотность ρ и модуль сдвига μ можно описать следующими законами:

$$\begin{aligned}\rho &= \rho_0 \left(1 + \frac{\Delta\rho}{\rho_0} \exp \left[-\frac{r}{r_0} \right] \right), \\ \mu &= \mu_0 \left(1 - \frac{\Delta\mu}{\mu_0} \exp \left[-\frac{r}{r_0} \right] \right),\end{aligned}\quad (20)$$

где r – координата, направленная вглубь полупространства, r_0 – характерная глубина неоднородного слоя, ρ_0, μ_0 – соответствующие значения ρ, μ на большой глубине.

Твердая среда с дикронеяднорядностью может быть описана с помощью эффективных динамических модулей упругости [23], и тогда динамическое уравнение движения в случае неоднородного полупространства определится как

$$\rho \frac{\partial^2 \xi_i}{\partial t^2} = \frac{\partial \sigma_{ik}}{\partial x_k}, \quad (21)$$

где σ_{ik} – тензор механических напряжений, содержащий параметры модулей упругости, причем модули упругости имеют пространственную зависимость от координат (r, θ, z) . Руководствуясь тем, что распространение волны Дява учитывается параллельно слоям, т.е. $\xi_r = \xi_\theta = 0, \xi_z \neq 0$, а также применяя (20), динамическое уравнение движения (21) запишем следующим образом

$$\rho \frac{\partial^2 \xi_z}{\partial t^2} - \mu(r) \Delta \xi_z - \frac{d\mu}{dr} \frac{\partial \xi_z}{\partial r} = 0,$$

причем $\mu(r) \frac{\partial \xi_z}{\partial r} \Big|_{r=R_1} = 0$ – должно соблюдаться условие отсутствия сдвиговых

напряжений на границе раздела слоев системы $r = R_1$.

Руководствуясь описанной выше общей постановкой задачи для случая однородной среды и принимая такими же параметры модели, как и в случае жесткого контакта (т.е. однородных граничных условий), рассмотрим распространение волны Лява при неоднородных граничных условиях. Для решения этой задачи необходимо внести соответствующие изменения в систему уравнений (8). Система содержит граничные условия (5)-(7), при этом выражения (5) и (6) не претерпевают изменений в случае нежесткого контакта. Корректировке подлежит выражение (7), которое описывает неоднородность – условие нежесткого контакта на границе раздела двух сред,

закрывающееся в неполной передаче составляющих упругих смещений при сохранении передачи механических напряжений [28]:

$$\xi_z^{(2)} - \varepsilon_z^{(1)} = \frac{\sigma_z^{(1)}}{KGT}, \quad (22)$$

где $KGT = \frac{\mu_2 \mu_1 c_t^{(2)} c_t^{(1)}}{\mu_2 c_t^{(2)} + \mu_1 c_t^{(1)}} \frac{2\pi(1-\zeta)}{\omega d^2 \zeta}$ – тангенциальный коэффициент жесткости,

ζ – коэффициент перфорации, d – среднее расстояние между контактными участками.

Тогда, применяя ранее описанные граничные условия (5), (6) и учитывая (22), получим следующую систему уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \mu_1 \frac{\partial \xi_z^{(1)}}{\partial r} \Big|_{r=R_1} = \mu_2 \frac{\partial \xi_z^{(2)}}{\partial r} \Big|_{r=R_1}, \\ \frac{\partial \xi_z^{(2)}}{\partial r} \Big|_{r=R_2} = 0, \\ \xi_z^{(2)} \Big|_{r=R_1} - \xi_z^{(1)} \Big|_{r=R_1} = \frac{\partial \xi_z^{(2)}}{\partial r} \Big|_{r=R_1} \frac{1}{KGT} \end{array} \right.$$

Подставляя в данную систему известные выражения для компонент упругих смещений (1), (2), получим:

$$\left\{ \begin{array}{l} A\mu_1 J'_p(k_t^{(1)} R_1) - B\mu_2 J'_p(k_t^{(2)} R_1) - C\mu_2 N'_p(k_t^{(2)} R_1) = 0, \\ B J'_p(k_t^{(2)} R_2) + C N'_p(k_t^{(2)} R_2) = 0, \\ -A \left[J_p(k_t^{(1)} R_1) + \frac{\mu_1}{KGT} J'_p(k_t^{(1)} R_1) \right] + B J_p(k_t^{(2)} R_1) + C N_p(k_t^{(2)} R_1) = 0. \end{array} \right.$$

Как и в случае задачи нахождения дисперсионного уравнения при однородных граничных условиях, по вышеприведенной системе уравнений необходимо составить детерминант и приравнять его к нулю:

$$\left| \begin{array}{ccc} \mu_1 J'_p(k_t^{(1)} R_1) & -\mu_2 J'_p(k_t^{(2)} R_1) & -\mu_2 N'_p(k_t^{(2)} R_1) \\ 0 & J'_p(k_t^{(2)} R_2) & N'_p(k_t^{(2)} R_2) \\ - \left[J_p(k_t^{(1)} R_1) + \frac{\mu_1}{KGT} J'_p(k_t^{(1)} R_1) \right] & J_p(k_t^{(2)} R_1) & N_p(k_t^{(2)} R_1) \end{array} \right| = 0.$$

Решением детерминанта является дисперсионное уравнение для волны Лява, распространяющейся в цилиндрической слоистой среде системы «твердый слой-упругое полупространство» при условии нежесткого контакта:

$$\frac{J'_p(k_t^{(1)} R_1)}{J_p(k_t^{(1)} R_1) + \frac{\mu_1}{KGT} J'_p(k_t^{(1)} R_1)} = \frac{\mu_2 k_t^{(2)}}{\mu_1 k_t^{(1)}} \times \frac{J'_p[k_t^{(2)}(R_1+h)] N'_p(k_t^{(2)} R_1) - J'_p(k_t^{(2)} R_1) N'_p[k_t^{(2)}(R_1+h)]}{J'_p[k_t^{(2)}(R_1+h)] N'_p(k_t^{(2)} R_1) - J_p(k_t^{(2)} R_1) N'_p[k_t^{(2)}(R_1+h)]}.$$

Для упрощения анализа полученного дисперсионного уравнения, введем ограничение малой толщины второго слоя. Тогда, применяя правила дифференцирования

функций Бесселя и Неймана (10), (11), соотношение между этими функциями (12), а также уравнение типа определителя Вронского (13), запишем дисперсионное уравнение в следующем виде, удобном для дальнейшего аналитического рассмотрения:

$$\frac{J'_p \left(k_t^{(1)} R_1 \right)}{J_p \left(k_t^{(1)} R_1 \right) + \frac{\mu_1}{KGT} J'_p \left(k_t^{(1)} R_1 \right)} = - \frac{h \mu_2 p^2 - \left(k_t^{(2)} R_1 \right)^2}{R_1 \mu_1 k_t^{(1)} R_1}. \quad (23)$$

Также используя асимптотическое представление для бесселевых функций (15), (16) приведем (23) к виду, пригодному для дальнейшего анализа и построения графических зависимостей:

$$p = \left[\frac{\alpha \left(k_t^{(1)} R_1 \right)}{\alpha \frac{\mu_1}{KGT} + \beta \left(k_t^{(1)} R_1 \right)^{\frac{1}{3}}} \frac{R_1 \mu_1}{h \mu_2} + \left(k_t^{(2)} R_1 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (24)$$

Анализ (24) показывает, что при стремлении значения коэффициента перфорации к нулю $\xi \rightarrow 0$ $KGT \rightarrow \infty$ (что соответствует случаю жесткого контакта), дисперсионное уравнение перейдет в уравнение (17) – рассмотренный случай однородной среды.

Для дальнейшего аналитического рассмотрения дисперсионного уравнения (24) необходимо задать параметры, определяющие неоднородные свойства системы «твердый слой-упругое полупространство». Характеристикой неоднородности является величина шероховатости R_z , которая в общем случае может быть аппроксимирована участками сферических поверхностей радиусом a . Тогда, при допущении малости высоты микровыступов сферической формы по сравнению с длиной волны, среднее расстояние между контактными участками может быть определено следующим образом [29, 30]:

$$d = 2\sqrt{2aR_z - R_z^2}.$$

Для определенности установим значения $R_z = 40$ мкм при коэффициенте перфорации $\xi = 0.5$.

По решению дисперсионного уравнения (24) относительно параметра волнового числа, проведем построения графических зависимостей скорости распространения волны от относительной толщины слоя n . Причем $n = \frac{h_2}{h_2 + h_1}$, где $h_2 = R_2 - R_1$ – толщина второго слоя (графит), $h_1 = R_1$ – толщина первого слоя (полупространство – сталь).

Построения представлены на рис. 3, где варьируется значение толщины слоя графита: кривая 1 соответствует толщине 10 мм, кривая 2 – 20 мм, кривая 3 – 30 мм.

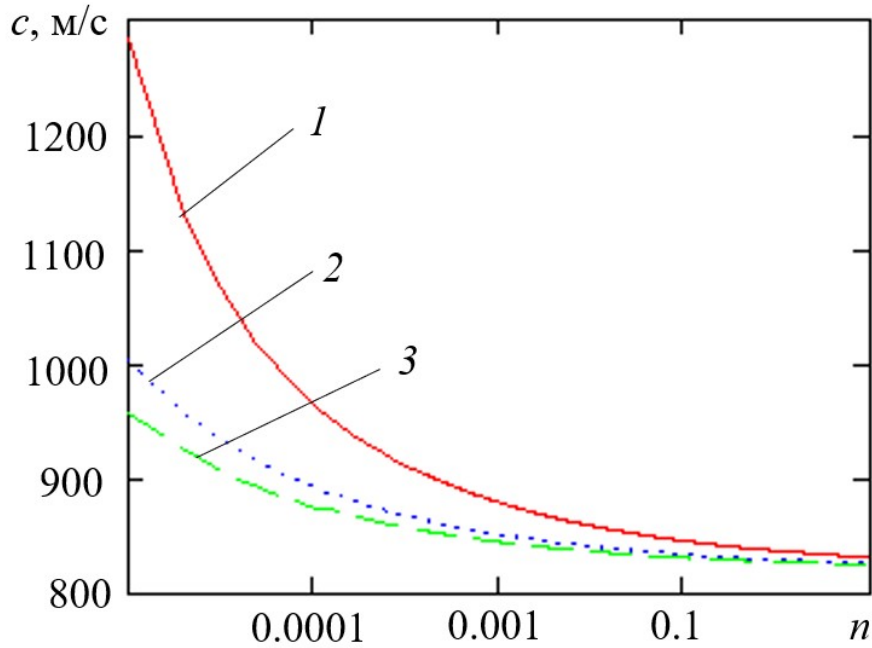


Рис. 3. Зависимость скорости распространения волны Лява от относительной толщины слоя, величина шероховатости

Из рис. 3 видно, что при увеличении относительной толщины второго слоя скорость распространения волны Лява снижается, что соответствует физическим представлениям о распространении волн в слоистых средах. Также из представленных зависимостей видно, что при уменьшении толщины слоя для системы «слой-графит/полупространство-сталь» значительно увеличивается амплитудное значение скорости волны. Полученные зависимости используются в задачах определения основных физико-механических характеристик материала на основе акустических измерений [23], и находятся в согласии с теоретическими результатами, представленными в [29, 30, 31].

Заключение

1. Установлено, что абсолютное значение скорости распространения волны Лява зависит от следующих параметров: в случае однородной среды – радиус кривизны цилиндра, в случае неоднородной среды – относительная толщина слоя. Влияние этих параметров отражено графическими зависимостями для обоих случаев.

2. По построенным графическим зависимостям в пп. 2 и 3 отмечено снижение скорости распространения при увеличении частоты ультразвука (построения при однородных граничных условиях) и при увеличении параметра относительной толщины слоя (случай неоднородных граничных условий). Отмечено влияние толщины слоя для системы «слой-графит/полупространство-сталь» – при уменьшении данного параметра значительно повышается амплитудное значение скорости волны.

3. Дополнительным влияющим параметром на значение фазовой скорости волны является не только радиус кривизны цилиндрической поверхности, но и наличие дополнительных промежуточных слоев.

4. Представлены отличия цилиндрических слоистых сред в части акустических свойств от простейшего плоскопараллельного случая.

Список литературы

1. Chen C.L. On the electroacoustic waves guided by a cylindrical piezoelectric interface // *J. Appl. Phys.* 1973. № 2. pp. 391-394.
2. Викторов И.А. Поверхностные волны на цилиндрических поверхностях кристаллов // *Акустический журн.* 1974. Т. 20. № 2. С. 199-206.
3. Васькова В.И., Викторов И.А., Сильвестрова И.М., Талашев А.А. О волнах рэлеевского типа на цилиндрической поверхности кристалла сульфида кадмия // *Акуст. журн.* 1975. №3, Т. 21. С. 466-468.
4. Викторов И.А. Физические основы применения ультразвуковых волн Рэлея и Лэмба в технике. М.: Наука, 1996. 196 с.
5. Кузнецов С.В., Мондрус В.А. Волны Лява в стратифицированной моноклинной среде // *Прикладная математика и механика.* 2021. Т. 85, №3. С. 347-357.
6. Глухов А.А., Сторожев В.И., Шалдырван В.А. Волны Лява в структуре «однородный изотропный слой на трансверсально-изотропном полупространстве с двойной экспоненциальной неоднородностью» // *Журнал теоретической и прикладной механики.* 2023. Т. 82, №1. С. 32-39.
7. Castagnede W. and Sachse W. Optimized determination of elastic constants of anisotropic solids from wavespeed measurements. *Rev. Progress in QNDE*, 1988, p. 1855-1862.
8. Dayal V. and Kinra V.K. Leaky Lamb waves in an anisotropic plate. 2. Nondestructive evaluation of matrix cracks in fiber-reinforced composites. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1991, v. 89, p. 1590-1598.
9. Peplow A., J. Malmberg, P. Persson. An explicit approach for wave propagation analysis within infinite elastic media. Preprint. 2023.
10. Doxbeck M.A., Hussain M. A., Rama J., Abate A. and Frankel J. An algorithm for the determination of coating properties from laser generated and detected Rayleigh waves using wavelet analysis. *Review of Progress in QNDE*, 2002, v. 21, p. 292–299.
11. Dunkin J.W. Computation of modal solutions in layered elastic media at high frequencies. *Bull. Seism. Soc. Am.*, 1965, v. 55, p. 335-358.
12. Shuncong Zhong, Walter Nsengiyumva. Nondestructive testing and evaluation of fiber-reinforced composite structures, 2022. 420 p.
13. Yu H. Scanning acoustic microscopy for material evaluation // *Appl. Microsc.* 50, 25. 2020. 11 p.
14. Kline R.A., Green R.E. and C.H. Palmer. Acoustic Emission Waveforms from Stress Corrosion Cracking of 4340 Steel. *Journal of Applied Physics*, 1981, v. 52, p. 141-147.
15. Zhang J., Wu Z. et al. Multimode guided waves-based structural defect localization longitudinally and cross-sectionally in T-bars // *Journal of Aerospace Engineering*, 2020. Vol. 33, N 4. 12 p.
16. Т.Р. Рашидов, С.В. Кузнецов, Б.М. Мардонов, И. Мирзаев. Прикладные задачи сейсродинамики сооружений. Книга 1. Действие сейсмических волн на подземный трубопровод и фундаменты сооружений, взаимодействующих с грунтовой средой. Ташкент.: «Navro'z». 2019. 268 с.
17. Петров И.Б., Голубев В.И., Петрухин В.Ю., Никитин И.С. Моделирование сейсмических волн в анизотропных средах // *Доклады РАН. Математика, информатика, процессы управления.* 2021. Т. 498. С. 59-64.
18. Викторов И.А. Звуковые поверхностные волны в твердых телах. М.: Наука, 1981. 287 с.
19. Бреховских Л.М. Волны в слоистых средах. М.: Наука, 1973. 340 с.
20. Рытов С.М. Акустические свойства мелкослоистой среды // *Акустический*

журн. 1956. Т. 2. № 1. С. 71-83.

21. Шевяхов Н.С. О волнах Лява на поверхности цилиндра, покрытого слоем // Акустический журн. 1977. Т. 23. № 1. С. 155-157.

22. Вагин А.В., Воротынцева А.С. Волновые процессы в средах с цилиндрическими поверхностями при условии жесткого контакта // Изв. вузов. Приборостроение. 2024. Т. 67, №2. С. 186-194.

23. Аббакумов К.Е., Вагин А.В. Дисперсионное уравнение для продольной волны в слоистой среде с неоднородными граничными условиями при различных направлениях распространения // Дефектоскопия. 2020. №1. С. 22-30.

24. Лесин В.В. Уравнения математической физики. Изд-во ИНФРА-М, 2019. 240 с.

25. Стружанов В.В., Бурмашева Н.В. Теория упругости: Основные положения: учеб. пособие. М-во науки и высш. образования Рос. Федерации, Урал. федер. ун-т. – Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2019. 204 с.

26. Гуляев Ю.В., Ползикова Н.И. Сдвиговые поверхностные акустические волны на цилиндрической поверхности твердого тела, покрытой слоем инородного материала // Акустический журн. 1978. Т. 24. № 4. С. 504-507.

27. Ватсон Г.Н. Теория бесселевых функций, ч.1. М., Изд-во иностр. лит., 1949.

28. Вагин А.В. Распространение поперечных волн с вертикальной и горизонтальной поляризацией в слоистой среде с неоднородными граничными условиями // Изв. СПбГЭТУ «ЛЭТИ». 2023. Т. 16, № 3. С. 5-14.

29. Аббакумов К.Е. Рассеяние плоских упругих волн на микрошероховатой границе раздела твердых сред // Дефектоскопия, 2017. №7. с. 3-13.

30. Аббакумов К.Е., Вагин А.В., Сидоренко И.Г. Акустические характеристики твердых упругих сред с ориентированной микротрещиноватостью // Дефектоскопия, 2023. № 4. с. 3-13.

31. Аббакумов К.Е., И Б.Ч., Сидоренко И.Г. Характеристики волновых процессов в консолидированных средах с учетом контактных явлений между частицами вещества // Noise Theory and Practice. - 2022. - N 7(2). - С. 188-198.

References

1. Chen C.L. On the electroacoustic waves guided by a cylindrical piezoelectric interface // J. Appl. Phys. 1973. № 2. pp. 391-394.

2. Viktorov I.A. Poverhnostnye volny na cilindricheskikh poverhnostyakh kristallov // Akusticheskij zhurn. 1974. v. 20. № 2. pp. 199-206. (in Russ.)

3. Vas'kova V.I., Viktorov I.A., Sil'vestrova I.M., Talashev A.A. O volnah releevskogo tipa na cilindricheskoy poverhnosti kristalla sul'fida kadmiya // Akust. zhurn. 1975. №3, v. 21. pp. 466-468. (in Russ.)

4. Viktorov I.A. Fizicheskie osnovy primeneniya ul'trazvukovyh voln Releya i Lemba v tekhnike. M.: Nauka, 1996. 196 p. (in Russ.)

5. Kuznecov S.V., Mondrus V.A. Volny Lyava v stratificirovannoj monoklinnoj srede // Prikladnaya matematika i mekhanika. 2021. v. 85,no.3. pp. 347-357.

6. Gluhov A.A., Storozhev V.I., SHaldyrvan V.A. Volny Lyava v strukture «odnorodnyj izotropnyj sloj na transversal'no-izotropnom poluprostranstve s dvojnoj eksponencial'noj neodnorodnost'yu» // ZHurnal teoreticheskoy i prikladnoj mekhaniki. 2023. v. 82,no.1. pp. 32-39.

7. Castagnede W. and Sachse W. Optimized determination of elastic constants of

anisotropic solids from wavespeed measurements. *Rev. Progress in QNDE*, 1988, p. 1855-1862.

8. Dayal V. and Kinra V.K. Leaky Lamb waves in an anisotropic plate. 2. Nondestructive evaluation of matrix cracks in fiber-reinforced composites. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1991, v. 89, p. 1590-1598.

9. Peplow A., J. Malmberg, P. Persson. An explicit approach for wave propagation analysis within infinite elastic media. Preprint. 2023.

10. Doxbeck M.A., Hussain M. A., Rama J., Abate A. and Frankel J. An algorithm for the determination of coating properties from laser generated and detected Rayleigh waves using wavelet analysis. *Review of Progress in QNDE*, 2002, v. 21, p. 292–299.

11. Dunkin J.W. Computation of modal solutions in layered elastic media at high frequencies. *Bull. Seism. Soc. Am.*, 1965, v. 55, p. 335-358.

12. Shuncong Zhong, Walter Nsengiyumva. Nondestructive testing and evaluation of fiber-reinforced composite structures, 2022. 420 p.

13. Yu H. Scanning acoustic microscopy for material evaluation // *Appl. Microsc.* 50, 25. 2020. 11 p.

14. Kline R.A., Green R.E. and C.H. Palmer. Acoustic Emission Waveforms from Stress Corrosion Cracking of 4340 Steel. *Journal of Applied Physics*, 1981, v. 52, p. 141-147.

15. Zhang J., Wu Z. et al. Multimode guided waves-based structural defect localization longitudinally and cross-sectionally in T-bars // *Journal of Aerospace Engineering*, 2020. Vol. 33, N 4. 12 p.

16. T.R. Rashidov, S.V. Kuznecov, B.M. Mardonov, I. Mirzaev. *Prikladnye zadachi sejsmodinamiki sooruzhenij. Kniga 1. Dejstvie sejsmicheskikh voln na podzemnyj truboprovod i fundamenti sooruzhenij, vzaimodejstvuyushchih s gruntovoj sredoj.* Tashkent.: «Navro'z». 2019. 268 p. (in Russ.)

17. Petrov I.B., Golubev V.I., Petruhin V.YU., Nikitin I.S. Modelirovanie sejsmicheskikh voln v anizotropnyh sredah // *Doklady RAN. Matematika, informatika, processy upravleniya.* 2021. v. 498. p. 59-64. (in Russ.)

18. Viktorov I.A. *Zvukovyye poverkhnostnyye volny v tverdykh telakh (Sound Surface Waves in Solids)*, Moscow, 1981, 287 p. (in Russ.)

19. Brekhovskih L.M. *Volny v sloistyh sredah.* M.: Nauka, 1973. 340 p. (in Russ.)

20. Rytov S.M. Akusticheskie svojstva melkosloistoj sredy // *Akusticheskij zhurn.* 1956. v. 2.no.1. pp. 71-83. (in Russ.)

21. Shevyahov N.S. O volnah Lyava na poverhnosti cilindra, pokrytogo sloem // *Akusticheskij zhurn.* 1977. v. 23.no.1. pp. 155-157. (in Russ.)

22. Vagin A.V., Vorotyntseva A.S. Wave processes in media with cylindrical surfaces under rigid contact. *Journal of Instrument Engineering.* 2024. Vol. 67, N 2. P. 186–194 (in Russ.)

23. Abbakumov K.E., Vagin A.V. Dispersionnoe uravnenie dlya prodol'noj volny v sloistoj srede s neodnorodnymi granichnymi usloviyami pri razlichnyh napravleniyah rasprostraneniya // *Defektoskopiya.* 2020.no.1. pp. 22-30. (in Russ.)

24. Lesin V.V. *Uravneniya matematicheskoy fiziki.* Izd-vo INFRA-M, 2019. 240 p. (in Russ.)

25. Struzhanov V.V., Burmasheva N.V. *Teoriya uprugosti: Osnovnye polozheniya: ucheb. posobie.* M-vo nauki i vyssh. obrazovaniya Ros. Federacii, Ural. feder. un-t. – Ekaterinburg: Izd-vo Ural. un-ta, 2019. 204 p. (in Russ.)

26. Gulyaev YU.V., Polzikova N.I. Sdvigovyye poverkhnostnyye akusticheskie volny na cilindricheskoy poverhnosti tverdogo tela, pokrytoj sloem inorodnogo materiala // *Akusticheskij zhurn.* 1978. v. 24.no.4. pp. 504-507. (in Russ.)

27. Watson G.N. Teoriya besselevykh funkcij, Part 1. M., Izd-vo inostr. lit., 1949. (in Russ.)
28. Vagin A. V. Propagation of Transverse Waves with Vertical and Horizontal Polarization in a Layered Medium with Inhomogeneous Boundary Conditions // LETI Transactions on Electrical Engineering & Computer Science. 2023 Vol. 16, no. 3 P. 5–14. (in Russ.)
29. Abbakumov K.E. Rasseyanie ploskih uprugih voln na mikrosherohovatoj granice razdela tverdyh sred // Defektoskopiya, 2017.no.7. pp. 3-13. (in Russ.)
30. Abbakumov K.E., Vagin A.V., Sidorenko I.G. Akusticheskie harakteristiki tverdyh uprugih sred s orientirovannoj mikrotreshchinovatost'yu // Defektoskopiya, 2023.no.4. pp. 3-13. (in Russ.)
31. Abbakumov K.E., I B.Ch., Sidorenko I.G. Characteristics of wave processes in consolidated media taking into account contact phenomena between particles of matter // Noise Theory and Practice. - 2022. - N 7(2). - pp. 188-198.

УДК: 699.844.1
OECD: 2.01 FA

Законы сохранения механики в задачах распространения волн через границы инерционно-упругих сред

Захаров А.В.¹, Салтыков И.П.^{2*}

¹К.т.н., профессор, профессор, ²Старший преподаватель

^{1,2}Кафедра Архитектуры, Национальный исследовательский Московский
государственный строительный университет (НИУ МГСУ), г. Москва, РФ

Аннотация

В статье рассматривается аналогия между действием законов сохранения количества движения и кинетической энергии при соударении твёрдых тел в механике и взаимодействии фрагментов сред распространения звуковых волн. В упруго-инерционной воздушной среде выделяют фрагменты, аппроксимируемые материальными точками, и имеющие массу и скорость. Вводятся понятия «сосредоточенной» и «приведённой» масс. Уравнения закона сохранения количества движения и закона сохранения кинетической энергии, записанные с использованием приведённых и сосредоточенных масс, позволяют получить коэффициенты прохождения и отражения колебательных скоростей через границу двух сред и через пластину с учётом сохранения свойства неразрывности передачи звуковой энергии. Полученный коэффициент прохождения колебательной скорости позволяет записать уравнения для нахождения изоляции воздушного шума в стандартном частотном диапазоне до частоты волнового совпадения и после неё. Приводятся примеры частотных кривых для изоляции воздушного шума лёгкого и массивного строительных ограждений.

Ключевые слова: граница сред, законы сохранения, приведённая масса, сосредоточенная масса, изоляция воздушного шума, строительные ограждения.

Mechanic's conservation laws in problems of wave propagation through the boundaries of inertial elastic media

Zakharov A. V.¹, Saltykov I. P.^{2*}

¹Candidate of Technical Sciences, professor, professor, ²Senior Lecturer

^{1,2}Department of Architecture, National Research Moscow State University of Civil Engineering (NRU
MGSU), Moscow, Russia

Abstract

The article considers the analogy between the action of the laws of conservation of the amount of motion and kinetic energy in the collision of solids in mechanics and the interaction of fragments of sound wave propagation media. Fragments approximated by material points and having mass and velocity are isolated in an elastically inertial air medium. The concepts of "concentrated" and "reduced" masses are introduced. The equations of the law of conservation of the amount of motion and the law of conservation of kinetic energy, written using reduced and concentrated masses, allow us to obtain the coefficients of passage and reflection of vibrational velocities through the boundary of two media and through the plate, taking into account the preservation of the property of continuity of sound energy transmission. The obtained coefficient of passage of the oscillatory velocity allows us to write down equations for finding the isolation of air noise in the standard frequency range before and after the frequency of wave coincidence. Examples of frequency curves for the isolation of air are given.

*E-mail: vincsalt@mail.ru (Салтыков И.П.)

Keywords: *boundary of media, conservation laws, reduced mass, concentrated mass, isolation of air noise, building fences.*

Введение

В настоящее время, практические методики расчёта изоляции воздушного шума однородных однослойных ограждающих конструкций в достаточной мере разработаны и позволяют получать частотные кривые, а затем и индексы изоляции воздушного шума. Одной из таких методик является методика свода правил [1], где приводятся два алгоритма графоаналитического метода расчёта для тонких и массивных ограждений. Несмотря на то, что графоаналитические методы [1] имеют под собой положения теории звукоизоляции ограждающих конструкций, разработанные ещё к 70-м годам прошлого века, такими учёными, как, например, Кремер Л. [2], Заборов В.И. [3], Клюкин И.И. [4] и др., до сих пор некоторые вопросы теории звукоизоляции ограждающих конструкций являются не в полной мере изученными или, как минимум, теоретически необоснованными. Например, некоторые лучи при наклонном падении на пластину относительно нормали ($75-90^\circ$), согласно устоявшимся представлениям, исключаются из расчёта [3, стр. 21], в то время, как диффузное звуковое поле в прямоугольных в плане помещениях содержит падающие звуковые волны самых разных направлений. Мало внимания уделяется участку высоких частот стандартного акустического спектра, где звукоизоляция с частотой не растёт, и который в методике [1] на графике осредняется прямой линией. Для лёгких и массивных ограждений в том же самом документе [1] приводятся две разных расчётных кривых. Эти и другие вопросы авторы последующих работ старались объяснить в своих исследованиях. Заслуживают особого внимания работы М.С. Седова и его учеников [5, 6], и работы, посвящённые развитию статистическо-энергетического метода [7], в том числе, работы С.Н. Овсянникова [8, 9]. Данная статья посвящена подходу к решению задач звукоизоляции строительных конструкций на основе разработанного в конце прошлого века «метода сосредоточенных параметров». В его основу положено представление континуальных сред распространения звука как проявляющих свойства дискретности, состоящих из выделяемых виртуальных объектов. Важным положением применения данного метода, как и любого другого, является соблюдение принципа неразрывности передачи энергии на границах сред: например, в работах Седова М.С. он реализуется через требование согласования акустического поля и поля изгибных колебаний пластины [5]. Подобно аналогии акустических процессов с процессами тепломассопереноса в статистическо-энергетическом методе [7], метод сосредоточенных параметров рассматривает аналогию между взаимодействием фрагментов сред распространения звука и взаимодействием твёрдых тел в работах И. Бернулли [10]. Через применение закона сохранения количества движения и закона сохранения количества кинетической энергии, находятся коэффициенты прохождения и отражения звуковых волн, что позволяет записать расчётные формулы для вычисления изоляции воздушного шума.

Представляется интересным рассмотреть задачу падения звуковых волн на границу двух сред и задачу прохождения звука через строительную пластину в контексте метода сосредоточенных параметров.

1. Падение звуковых волн на границу двух сред

В общем случае, изучаемые в механике упруго-инерционные объекты представляют сплошные среды, дискретные тела и их различные сочетания. Передача движения в средах осуществляется посредством волн, в телах – посредством их соударений.

Результат распространения волны через границу сред представляется коэффициентом прохождения колебательной скорости или звукового давления в жидких и газообразных средах и напряжения в твердых средах. В данной статье ограничимся задачами распространения волн через границы жидких и газообразных сред и через пластины, разделяющие газообразные и жидкие среды.

При рассмотрении передачи волнового движения через границу сред определяют коэффициенты скорости колебаний α – в прошедшей и β – в отраженной волне. При нормальном распространении плоской продольной волны через плоскую границу сред коэффициенты прохождения, и отражения, по формулам Огюстена Френеля [11], полученных ими в 1823 году, соответственно представляются в следующем виде:

$$\alpha = \frac{2\rho_1 c_1}{\rho_1 c_1 + \rho_2 c_2}; \quad (1)$$

$$\beta = \frac{\rho_1 c_1 - \rho_2 c_2}{\rho_1 c_1 + \rho_2 c_2}; \quad (2)$$

где $\rho_1 c_1$ и $\rho_2 c_2$ – волновые сопротивления сред с индексами, указывающими порядок направления распространения волны; ρ , кг/м³, – плотность среды, c , м/с, – скорость распространения волны.

Практика показала, что результаты расчетов по этим формулам совпадают с результатами экспериментов только при нормальном угле падения волны на границу сред. Построение разнообразных физических моделей распространения волн через границу сред с учетом изменения только вектора скорости колебаний частиц среды полного положительного результата не дало. Такое состояние вопроса понуждает предложить гипотезу, в которой наряду с вектором скорости колебаний, учитывались бы другие факторы, определяющие процесс передачи движения в инерционно-упругой среде.

Гипотеза: движение, как физический процесс, происходит при взаимодействии, как минимум, двух физических величин: массы (объекта процесса) и скорости (свойства процесса).

Подтверждение гипотезы легче всего проследить при рассмотрении элементарной задачи соударения движущегося и покоящихся тел. Задачу удобней рассматривать, аппроксимируя тела материальными точками, массами m_1 и m_2 (процедура аппроксимации разработана Кильчевским Н.А. [12]). Если первая точка движется со скоростью равной единице, то формула И. Бернулли [10] коэффициента передачи движения второй точке в современной интерпретации может быть представлена в виде:

$$\alpha' = \frac{2m_1}{m_1 + m_2}. \quad (3)$$

Формула коэффициента отражения движения («отскока» точки):

$$\beta' = \frac{m_1 - m_2}{m_1 + m_2}; \quad (4)$$

Как видно, структуры формул (1), (3) и (2), (4) совпадают, также совпадают индексы их членов. Для полного совпадения формул можно размерности членов формул Френеля, без потери результатов расчета, привести к размерности

членов формул И. Бернулли, к кг массы. Для этого достаточно все члены формул Френеля разделить на частоту колебаний и умножить на равную единице площадь поперечного сечения звукового луча. Эта площадь, при нормальном падении звука на границу сред, определяется равной единице ширине луча, умноженной на равную единице толщину слоя граничащих сред, расположенного, согласно третьему закону Снеллиуса, в плоскости падающего, отраженного и преломленного лучей, в случае косоугольного падения звука на границу сред. Толщина всех лучей постоянна независимо от угла падения звука. Ширины всех звуковых лучей пропорциональны косинусам углов их падения на границу сред при единой ширине следа, равной ширине нормального луча.

Рассмотрим термин «звуковой луч». С одной стороны, «... Луч – линия, вдоль которой распространяется энергия излучения в приближении геометрической оптики и звуковая энергия в приближении геометрической акустики»¹. На академическое определение термина «луч» ссылаются оппоненты рассматриваемого метода. При этом понятие ширины луча распространено в быту, художественной литературе, технике, в прикладной научной и нормативной литературе. Например, геометрическая оптика уже около 100 лет использует термин «световой луч», придав ему значение площади его поперечного сечения, равное $1/10^4$ площади полусферы небосвода, см. книгу А.М. Данилюка «Расчет естественного освещения» [13] и СП. 52.13330.2016. «Естественное и искусственное освещение» [14]. Аналогичным образом разделы геометрической акустики применяются в архитектурной акустике: используя термин «звуковой луч», предполагают, что он тоже обладает поперечным сечением. При этом, с другой стороны, виртуальные материальные точки в формулах Бернулли «требуют» наличия объемов для размещения в них массы вещества. Таким образом, виртуальная площадь поперечного сечения звукового луча, умноженная на реальную длину волны на рассматриваемой частоте колебаний, дает виртуальный объем луча, который, умноженный на реальную плотность среды, обеспечит значение массы материальной точки. Ниже в статье будет предложен термин для обозначения материальной точки в волновой среде.

В 1724 году И. Бернулли [15], опубликовал работу «Рассуждение о законах передачи движения», в которой предложил два уравнения передачи движения при упругом соударении тел, содержащие две сопряженные величины – массу и её скорость. Первое уравнение передачи движения – закон сохранения кинетической энергии – в современной интерпретации выглядит следующим образом:

$$\frac{m_1 v^2}{2} = \frac{m_1 (v\beta')^2}{2} + \frac{m_2 (v\alpha')^2}{2}; \quad (5)$$

второе уравнение – закон сохранения количества движения:

$$m_1 v = m_1 v\beta' + m_2 v\alpha'; \quad (6)$$

где v – начальная скорость ударяющего тела, м/с; $v\beta'$ – скорость отскока и $v\alpha'$ – скорость прохождения.

Формулы (3) и (4) являются решением уравнений (5) и (6) при $v = 1$ и при $m = \rho S / f$, где $S = 1 \text{ м}^2$ площадь поперечного сечения звукового луча; f – текущая частота колебаний, с^{-1} .

Таким образом, распространение волны через границу сред можно представить соударением материальных точек, представляющих фрагменты сред (рисунок 1), плотно,

¹Советский энциклопедический словарь: под редакцией Прохорова А.М./ 4-е издание. – М: Советская энциклопедия, 1987. – 1600 с.

без разрывов и наложений, то есть с соблюдением условий неразрывности, заполняющих все пространство этих сред. Масса материальной точки равна объему фрагмента среды, умноженному на её плотность, объем фрагмента определяется единицей площади поперечного сечения звукового луча, умноженной на длину волны на рассматриваемой частоте.

На рисунке 1 представлено три варианта распространения волны через границу двух полубесконечных сред, размещенных в плоском слое единичной толщины.

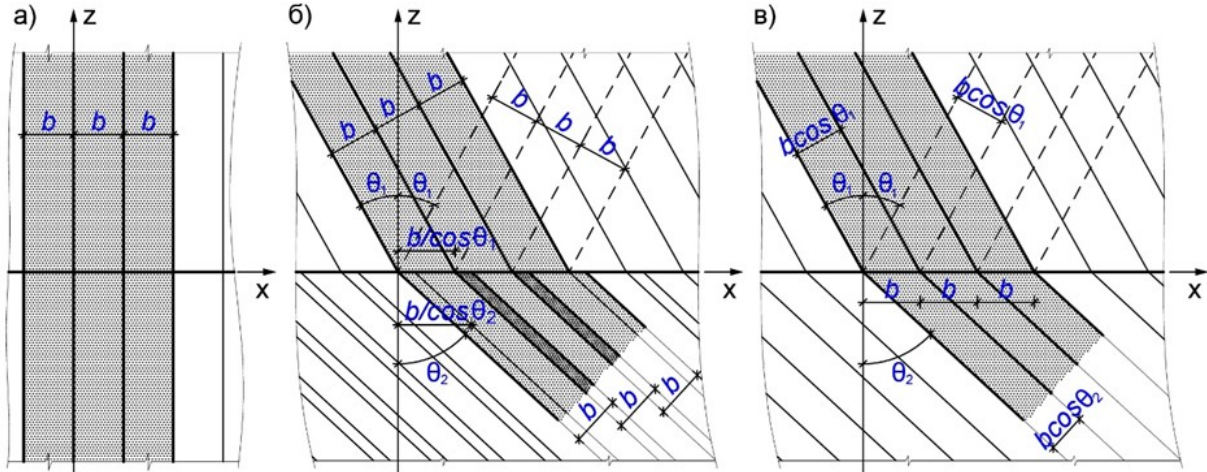


Рис. 1. Схемы падения звуковых лучей на границу двух сред: а – нормальное падение; б – наклонное падение с нарушением условия неразрывности (выделены три луча, наложение лучей показано тёмным цветом); в – наклонное падение с соблюдением условия неразрывности

В варианте (а) представлено нормальное падение на границу сред звукового луча шириной b , равной единице. В этом случае ширины отраженного и прошедшего лучей равны ширине падающего луча и общего для них следа на границе сред. Здесь условия неразрывности соблюдены. В варианте (б) падающий, отраженный и преломленный лучи имеют одинаковую ширину b , равную единице. Обозначим угол падения волны на границу сред θ_1 . Согласно первому закону Снеллиуса, у отраженного луча будет тот же угол θ_1 . Равенство углов и ширин лучей обеспечивает единый их след на границе сред, ширина которого определяется выражением $b/\cos\theta_1$. У прошедшего луча угол преломления, определяемый вторым законом Снеллиуса, будет θ_2 , и ширина следа на границе сред: $b/\cos\theta_2$. Различие размеров следов приводит к нарушению условий неразрывности и, в результате, к потере определения правильных коэффициентов преломления волн.

Правильное решение задачи представлено в варианте (в) (рис. 1). На нем изображены: единый для всех лучей след, равный b , падающий и отраженный лучи шириной равной $b \cdot \cos\theta_1$, преломленный луч $b \cdot \cos\theta_2$. Благодаря единству следа всех трех лучей условия неразрывности соблюдены.

Таким образом, правильное построение схемы распространения продольной волны через плоскую границу сред начинается с выделения на линии границы сред отрезка b , равного ширине и следу нормально падающего на границу сред звукового луча. Далее, из конечных точек этого отрезка, по углам падения, отражения и преломления лучей проводятся линии, ограничивающие ширины падающего, отраженного и преломленного лучей. Для удобства расчетов ширину b , изначально, следует принять равной единице. Схема построения лучевой картины распространения звука через границу сред представлена на рисунке 2.

При единичной ширине и толщине луча на рисунке 2, при ограничении содержащейся в нём массы среды длиной волны λ , можно записать закон сохранения кинетической энергии при переходе звуковой волны в другую среду в виде скалярного уравнения (7) с учётом угла падения θ_1 и угла преломления θ_2 [16]:

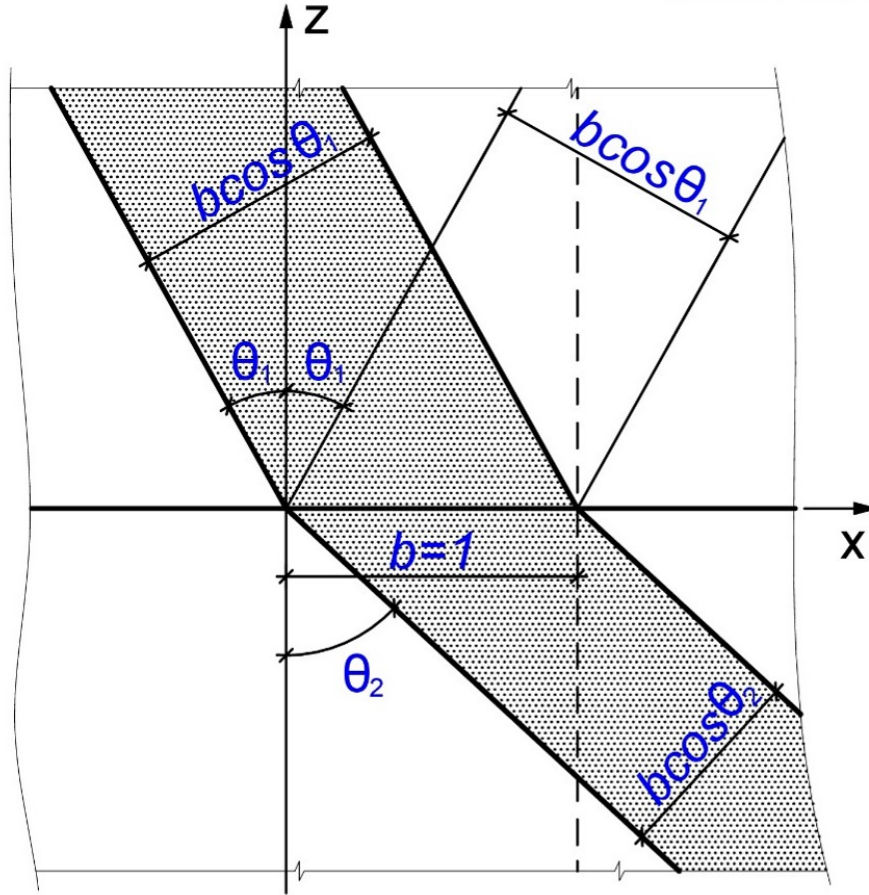


Рис. 2. Схема распространения звукового луча через границу сред, ширины лучей определяют массы фрагментов сред

$$\frac{(\rho_1 \lambda_1 \cos \theta_1) \cdot v^2}{2} = \frac{(\rho_1 \lambda_1 \cos \theta_1) \cdot (v\beta)^2}{2} + \frac{(\rho_2 \lambda_2 \cos \theta_2) \cdot (v\alpha)^2}{2}; \quad (7)$$

где λ_1, λ_2 – длины волн в первой и второй среде, м; ρ_1, ρ_2 – плотности первой и второй сред соответственно; v – единичная скорость, м/с; β – коэффициент отражения колебательной скорости; α – коэффициент прохождения колебательной скорости.

Вместе с уравнением закона сохранения количества кинетической энергии записывается векторное уравнение закона сохранения количества движения (8). Для соблюдения условия неразрывности передачи звуковой энергии на границе двух сред вводятся косинусы в знаменатели всех его членов, тогда обеспечивается равенство следа для падающего и преломлённого луча.

$$(\rho_1 \lambda_1 \cos \theta_1) \cdot v / \cos \theta_1 = (\rho_1 \lambda_1 \cos \theta_1) \cdot (v\beta) / \cos \theta_1 + (\rho_2 \lambda_2 \cos \theta_2) \cdot (v\alpha) / \cos \theta_2. \quad (8)$$

После сокращения косинусов получается уравнение (9): количество колебательного движения остаётся постоянным при любых углах падения звуковой волны и равняется количеству движения при нормальном падении.

$$(\rho_1 \lambda_1) \cdot v = (\rho_1 \lambda_1) \cdot (v\beta) + (\rho_2 \lambda_2) \cdot (v\alpha). \quad (9)$$

Совместное решение уравнений (7) и (8) позволяет получить коэффициенты прохождения и отражения колебаний по скорости:

$$\alpha = \frac{2\rho_1 \lambda_1 / \cos \theta_1}{\rho_1 \lambda_1 / \cos \theta_1 + \rho_2 \lambda_2 / \cos \theta_2} \quad (10)$$

$$\beta = \frac{\rho_1 \lambda_1 / \cos \theta_1 - \rho_2 \lambda_2 / \cos \theta_2}{\rho_1 \lambda_1 / \cos \theta_1 + \rho_2 \lambda_2 / \cos \theta_2} \quad (11)$$

После преобразования членов $\rho\lambda$ в ρc формулы (10) и (11) примут привычный вид, соответствующий акустическим уравнениям (1) и (2), что подтверждает выдвинутую выше гипотезу.

2. Прохождение звуковых волн через пластину

Рассмотренные выше основания позволяют перейти к решению одной из главных задач строительной акустики – расчёту звукоизоляции однослойного ограждения в виде пластины. В пластине имеется две границы сред на пути прохождения звуковой энергии: «воздух» – «материал пластины» и «материал пластины» – «воздух». Воздух является инерционно-упругой средой, в которой происходит процесс распространения механических колебаний – акустических волн. Но, при соблюдении некоторых условий [17] в акустических задачах она может рассматриваться как состоящая из отдельных дискретных объектов.

Согласно работам [18, 19] такие объекты могут быть выделены через использование волнового числа $k = 2\pi/\lambda$. Фрагменты твёрдых тел, жидких и газообразных сред распространения звука, ограниченные поперечным сечением луча S и волновым числом k на рассматриваемой частоте, в акустических задачах принимаются материальными точками с центром координат, массой и скоростью, соответствующими материальным телам. В работах [17, 18] для таких объектов вводится термин «приведённой массы», μ , кг:

$$\mu = \frac{\rho S}{k} = \frac{\rho S \lambda}{2\pi} = \frac{\rho c S}{2\pi f} = \frac{\rho c S}{\omega} = \frac{\rho c T S}{2\pi}, \text{ кг} \quad (12)$$

где λ – длина гармонической волны, м; ρ – плотность материала пластины, кг/м³; S – единичная площадь поперечного сечения волнового луча, м²; c – скорость распространения волны, м/с; f – частота колебаний, 1/с; T – период колебаний, с; ω – круговая частота колебаний, рад/с; ρc – волновое сопротивление.

Термин «приведённая масса» волнового объекта означает эквивалентность его действия (кинетической энергии, количества движения) действию дискретного тела.

В твёрдых телах возникает волновое движение при превышении их размера, L , вдоль которого распространяется волна, величины волнового числа k : волновое движение в твёрдых телах наблюдается выше предельной частоты, $f_{ult.}$:

$$f_{ult.} \geq \frac{c}{2\pi L}, \text{ с}^{-1} \quad (13)$$

В случае несоблюдения условия (13) для твёрдого несжимаемого тела, в рассматриваемом случае – пластины, по которому распространяется звук, его фрагмент (обычно ограниченный сечением падающего луча S) рассматривается в качестве сосредоточенной массы m :

$$m = \rho SL, \text{ кг} \quad (14)$$

где L – размер, вдоль которого распространяется волна, в случае пластины, её толщина, м.

Тогда процесс распространения звуковых колебаний в средах и твёрдых телах можно представить как упругие соударения приведённых или сосредоточенных масс. В результате соударения дискретных объектов от одного к другому передаётся эффективное значение колебательной скорости v . В контексте аналогии с взаимодействием шарообразных тел Бернулли количество движения и кинетическая энергия приведённой массы будет составлять μv и $-\mu v^2/2$, а для сосредоточенной – mv и $-mv^2/2$, соответственно.

В строительных однослойных ограждениях, толщины которых, как правило, меньше размера L по формуле (13), на низких частотах волнового движения не наблюдается. В акустических задачах в нормируемом в строительстве диапазоне до частоты волнового совпадения данные конструкции будут представлены сосредоточенной массой m , кг. Фрагменты воздушной среды с двух сторон ограждения можно обозначить через μ как среды распространения продольных колебаний. Уравнения сохранения кинетической энергии и сохранения количества движения при наклонном падении звука на пластину будут выглядеть как (15) и (16), рисунок 3 (в) [19]:

$$\frac{(\mu \cdot \cos \theta) \cdot v^2}{2} = \frac{(\mu \cdot \cos \theta) \cdot (v\beta)^2}{2} + \frac{(\mu \cdot \cos \theta + m) \cdot (v\alpha)^2}{2}; \quad (15)$$

$$\frac{(\mu \cdot \cos \theta) \cdot v}{\cos \theta} = \frac{(\mu \cdot \cos \theta) \cdot (v\beta)}{\cos \theta} + \frac{(\mu \cdot \cos \theta + m) \cdot (v\alpha)}{\cos \theta}; \quad (16)$$

где v – единичная скорость движения фрагмента среды; β – коэффициент отражения колебательной скорости; α – коэффициент прохождения колебательной скорости; m – сосредоточенная масса звукоизолирующей пластины; θ – угол падения звуковых лучей на пластину.

Как и в случае падения звуковой волны на границу двух сред, уравнения (7) и (8), должно обеспечиваться единство следа, падающего и отражённого лучей с одной стороны пластины и прошедшего луча с другой, рисунок 3(в). Для этого косинусы в числителях уравнений задают ширины лучей падающей, отражённой и прошедшей волн. В векторном уравнении (16) косинусы в числителях сокращаются с косинусами в знаменателях, которые обозначают направления векторов колебаний падающей, отражённой и прошедшей волн. В полученном уравнении (17) сосредоточенная масса делится на косинус угла падения θ , «увеличивая» ширину участка пластины до размера следа лучей, который независимо от угла падения всегда равен ширине луча при нормальном падении, рисунок 2. Из этого следует, что условия неразрывности при передаче звуковой энергии через пластину выполняются, рисунок 3(в). Уравнение (17) соответствует схеме нормального падения звукового луча на изолирующую преграду, схема (а) на рисунке 3. Если бы изменений ширин лучей по сравнению со случаем нормального падения не было, условие неразрывности для наклонного падения лучей было бы нарушено, геометрическая интерпретация этого показана на рисунке 3 (б).

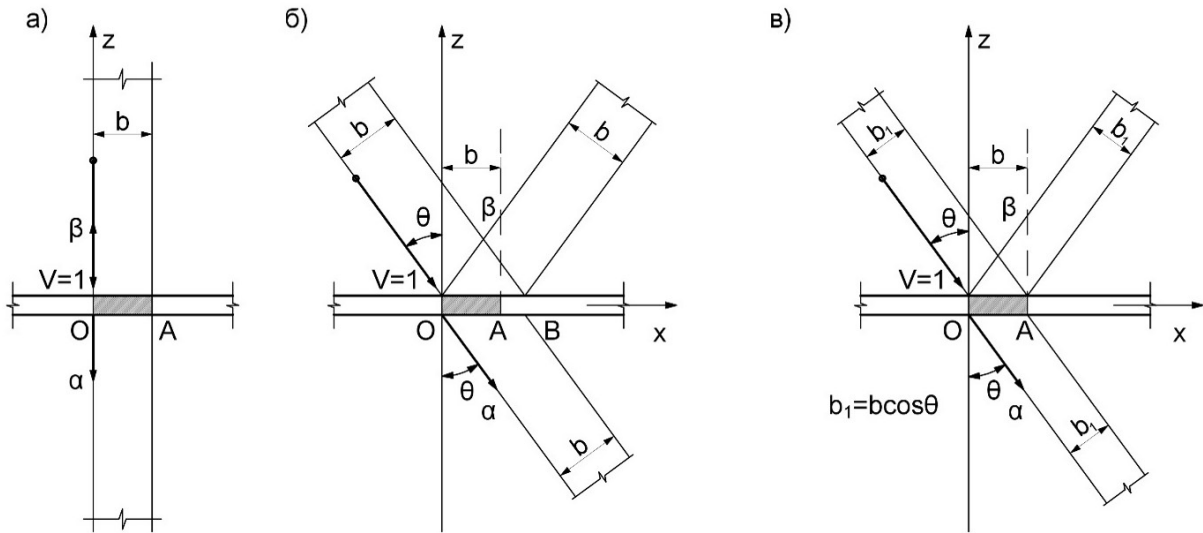


Рис. 3. Падение звукового луча на пластину: а – случай нормального падения; б – случай наклонного падения луча с разрывом массивного слоя на величину АВ, и, в результате, – несоблюдением условия неразрывности; в – случай наклонного падения с соблюдением условия неразрывности: следы падающего и преломлённого лучей совпадают с контактным участком пластины

После решения системы уравнений (15), (16), находится коэффициент прохождения звуковой волны по колебательной скорости:

$$\alpha = \frac{1}{1 + \frac{m}{2\mu_a \cdot \cos \theta}}; \tag{17}$$

Максимальное значение коэффициента α в дальнейших формулах будет обуславливать минимальное значение звукоизоляции. Это характерно при значении θ близким к 0, поэтому в практических расчётах звукоизоляции наклонное падение звука может не рассматриваться. Большую важность будет иметь минимальное значение изоляции и, следовательно, только случай нормального падения целесообразно принимать во внимание при вычислениях.

Принимая во внимание физическое определение звукоизоляции и его математическую интерпретацию, используя коэффициент прохождения звуковой волны по скорости, запишем формулу для нахождения значений изоляции воздушного шума в диапазоне до частоты волнового совпадения:

$$R_1 = 10 \lg \frac{1}{\alpha^2} = 10 \lg \left(1 + \frac{m}{2\mu_a \cdot \cos \theta} \right)^2 = 10 \lg \left(1 + \frac{\pi m}{\rho_0 \lambda_0 \cos \theta} \right)^2 = 10 \lg \left(1 + \frac{\pi m f}{\rho_0 c_0 \cdot \cos \theta} \right)^2; \tag{18}$$

где ρ_0 – удельный вес воздуха, кг/м³, λ_0 и c_0 – длина и скорость продольной воздушной волны, м; m – сосредоточенная масса пластины (поверхностная плотность, S звукового луча равняется 1 м²), кг/м², μ_a – приведённая масса воздуха, кг/м² (S звукового луча равняется 1 м²); f – текущая частота, 1/с.

Пластина в частотном диапазоне до частоты волнового совпадения представляет собой твёрдое, практически несжимаемое по толщине тело, поэтому волновое движение в ней отсутствует, поэтому в этой формуле она представлена сосредоточенной массой m , кг/м², а воздушная среда с двух её сторон – приведённой массой воздуха μ_a , кг/м²,

что выражено числом «2» в знаменателе формулы (19). Физическая модель изоляции в данном случае будет представлять собой одновременный упругий удар приведённой массы среды μ_a (воздуха) перед пластиной по сосредоточенной массе пластины m и приведённой массе воздушной среды μ_a за ней. После частоты волнового совпадения [20], физическая модель будет описываться как одновременный упругий удар приведённой массы воздушной среды μ_a перед пластиной по приведённой массе пластины μ_{pl} и приведённой массе воздушной среды μ_a за ней. После подстановки в систему уравнений (15) и (16) μ_{pl} вместо m , и их совместного решения, можно записать математическое выражение для изоляции воздушного шума в частотном диапазоне после волнового совпадения (19):

$$\begin{aligned} R_2 &= 10\lg \frac{1}{\alpha^2} = 10\lg \left(1 + \frac{\mu_{pl.}}{2\mu_a \cdot \cos \theta} \right)^2 \\ &= 10\lg \left(1 + \frac{m}{2\rho_0 \lambda_0 \cdot \cos \theta} \right)^2 = 10\lg \left(1 + \frac{mf}{2\rho_0 c_0 \cdot \cos \theta} \right)^2; \end{aligned} \quad (19)$$

где μ_{pl} – приведённая масса пластины, кг/м², по формуле (12).

В отличие от общепринятой записи закона массы, когда косинус угла падения стоит в числителе, в полученных формулах, косинус, стоящий в знаменателе, освобождает от необходимости не учитывать углы падения от 70 до 90 градусов и, следовательно, получить более реалистичную картину распространения волн через пластины.

В результате, в рамках рассматриваемого метода предлагается использовать следующие формулы до и после частоты волнового совпадения, f_L , в стандартном для строительства частотном диапазоне:

$$R_{tot.1} = R_1 - \Delta R_{res.}; f < f_L; \quad (20)$$

$$R_{tot.2} = R_2 - \Delta R_{res.}; f > f_L; \quad (21)$$

где $\Delta R_{res.}$ - поправка к звукоизоляции на резонансных частотах, дБ; R_1 и R_2 – звукоизоляция, рассчитанная по формулам (19) и (20), дБ.

Итоговое значение изоляции воздушного шума снижается за счёт поправок на резонансные явления $\Delta R_{res.}$, обусловленной наложением амплитуд образующимися волнами изгиба и отражёнными изгибными волнами от торцов закрепления пластины. Ориентировочно поправки могут приниматься равными 6 дБ, подробный их расчёт представлен в работах [20, 21].

Следует отметить, что для массивных перегородок (с поверхностной плотностью более 100 кг/м²) характерно прекращение роста изоляции на высоких частотах стандартного спектра. В методике [1] звукоизоляция на высоких частотах обозначается прямым отрезком с ординатой в 65 дБ. Вычисление изоляции воздушного шума на участке высоких частот стандартного акустического спектра выходит за рамки данной статьи. В работах [22, 23] приводится теоретическое объяснение расчётной модели для прохождения и изоляции преобладающих на участке высоких частот продольных и сдвиговых волн в пластине, также основанное на свойстве дискретности сред распространения звуковых колебаний. На рисунке 4 представлен пример вычисления изоляции воздушного шума для лёгкого ограждения по представленному выше методу [24].

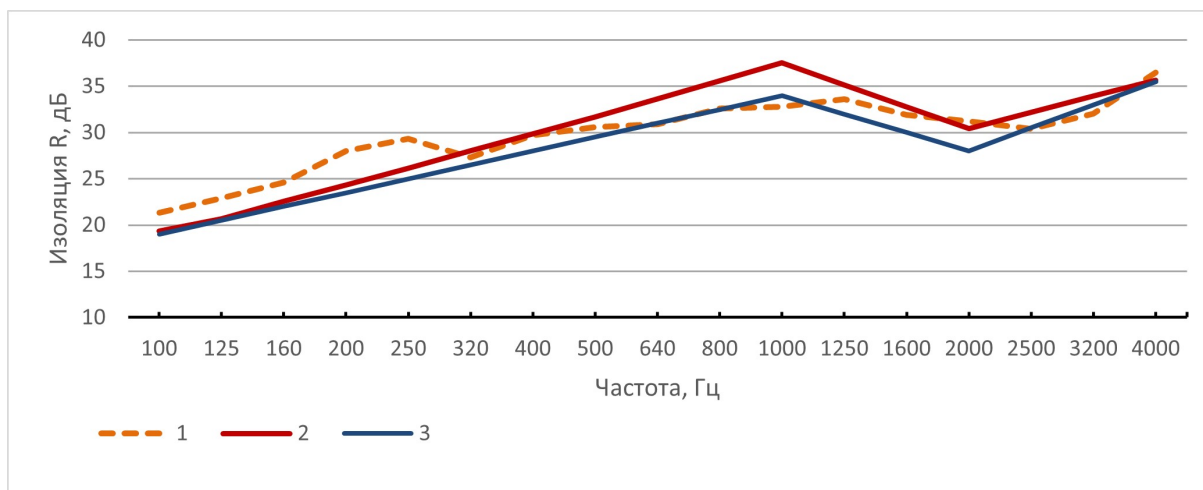


Рис. 4. Кривые изоляции для асбестоцементного листа, толщиной 10 мм: 1 – результаты натурных измерений; 2 – кривая, построенная по рассматриваемому методу; 3 – кривая по методу [1].

Из рисунка 4 видно, что график изоляции, полученный по представленному методу, на средних и высоких частотах достаточно близок к графику, построенному по экспериментальным результатам и по методике [1]. На низких частотах увеличение изоляции по кривой экспериментальных данных над значениями изоляции по двум другим графикам может быть объяснено влиянием волновых явлений в пластине: возникновением антирезонансов, возникающих при взаимном гашении амплитуд отражённых от торцов закрепления и бегущих волн в рассматриваемой пластине. Подобный эффект будет зависеть от габаритов рассматриваемой пластины и условий её закрепления. В практических задачах, при решении которых данные параметры меняются, с инженерной точки зрения целесообразнее рассматривать минимальные значения изоляции воздушного шума, а увеличение её значений по сравнению с минимальной принимается «в запас».

Следует отметить, что рассмотренный в статье метод построения частотной кривой изоляции воздушного шума представлен в обобщённом виде и, пока, не учитывает ряда конструктивных и эксплуатационных нюансов однослойных пластин, активно изучаемых в настоящее время, таких как, например, пористую или волокнистую структуру материала [25], особенности его физико-механических свойств [26], а также влияние на уровни звукового давления волновых процессов, протекающих в ближнем шумовом поле конструкции [27].

Заключение

Материал статьи позволяют сделать следующие выводы:

1. Рассмотрена аналогия между применением законов сохранения количества движения и кинетической энергии в классической механике и их применением в акустике, в упруго-инерционных средах;
2. В соответствии с выдвинутой гипотезой найдены коэффициенты прохождения и отражения для звуковых волн по скорости при падении звука на границу раздела сред, совпадающие с подобными коэффициентами в классической волновой акустике;
3. Приведено решение задачи прохождения звука через пластину и нахождения её изоляции. Записаны уравнения закона сохранения количества движения и сохранения кинетической энергии применительно к однослойным однородным ограждениям;
4. Представлены формулы для вычисления изоляции воздушного шума в

стандартом строительном диапазоне до частоты волнового совпадения и в диапазоне начиная с частоты волнового совпадения до участка высоких частот (до частоты с ординатой в 65 дБ).

Важной особенностью уравнений, описывающих законы сохранения механики, упрощающей вычислительную работу, является то, что они не описывают процесс передачи движения, а только состояние объекта до и после этого процесса.

Представленный в статье подход к решению задач акустики на основе использования законов сохранения механики продолжает развиваться и совершенствоваться: на его основе в дальнейшем можно будет рассмотреть вопросы вычисления изоляции воздушного шума для многослойных стен и ударного шума для междуэтажных перекрытий.

Список литературы

1. СП 275.1325800.2016. Конструкции ограждающие жилых и общественных зданий. Правила проектирования звукоизоляции/ – М.: Минстрой России, 2016. – 65 с.
2. Cremer, L. Die wissenschaftlichen Grundlagen der Raumakustik. Band III. Wellentheorie Raumakustik. / Cremer, L. – Leipzig: Published by S. Hirzel. - 1950. – 355 p.
3. Заборов, В.И. Теория звукоизоляции ограждающих конструкций. / Заборов, В.И. - М.: Изд. лит. по строит, 1969. - 186 с.
4. Клюкин, И.И. Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах. / Клюкин, И.И. - Л.: Судостроение, 1971. - 416 с.
5. Седов, М.С. Звукоизоляция. / Седов, М.С. // Справочник «Техническая акустика транспортных машин»: Под ред. д-ра техн. наук профессора Н. И. Иванова. – СПб.: Политехника, 1992. – Глава 4. – С.68–106.
6. Ерофеев В.И. Резервы повышения звукоизоляции однослойных и многослойных ограждающих конструкций зданий/Ерофеев В.И., Монич Д.В.// Вестник ТГАСУ. 2020. №5. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/rezervy-povysheniya-zvukoizolyatsii-odnosloynnyh-i-mnogosloynnyh-ograzhdayuschih-konstruktsiy-zdaniy> (дата обращения: 03.04.2024).
7. Crocker, M.J., Price, A.J. Sound transmission using statistical energy analysis. // Journal of Sound and Vibration. – 1969. – Vol. 9. – № 3. – P. 469-486.
8. Ovsyannikov, S.N. Calculation Model of Sound and Vibration Propagation in a Building Fragment Based on the Method of Statistical Energy Analysis / Ovsyannikov, S.N., Leliuga, O.V., Gradov, V.A. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. - 2020. - №753(4). – P. 042006. URL: iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/753/4/042006 (Дата обращения: 03.04.24)
9. Овсянников, С.Н. Статистическая энергетическая модель прохождения внешнего шума в помещения здания / Овсянников, С.Н., Большанина, Т.С.// Жилищное строительство. 2021. № 11. С. 34–39. DOI: <https://doi.org/10.31659/0044-4472-2021-11-34-39>
10. Бернулли, И. Избранные сочинения по механике: перевод с нем./ Бернулли И. – М.; Л.: Объединенное научно-техническое издательство, 1937. – 297 с.
11. Френель, Огюстен Жан. Избранные труды по оптике/ Френель, О.Ж. – Москва: Гостехиздат, 1955. – 604 с.
12. Кильчевский Н.А. Курс теоретической механики. Том 1. Кинематика, статика, динамика точки / Кильчевский Н.А. – М.: Издательство «Наука». Главная редакция физико-математической литературы, 1977. – 480 с.

13. Данилюк, А. М. Расчет естественного освещения помещений./Данилюк А.М. – Ленинград; Москва: Госстройиздат, 1941. – 140 с.
14. СП. 52.13330.2016. Естественное и искусственное освещение / Стандартиформ, 2017. – 89 с.
15. Яковлев В. И. О некоторых работах братьев Я. и И. Бернулли/ Яковлев В.И. // Вестник Пермского университета. Серия: Математика. Механика. Информатика. 2021. №2 (53). – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/o-nekotoryh-rabotah-bratiev-ya-i-i-bernulli> (дата обращения: 31.03.2024).
16. Захаров, А.В. О правильных коэффициентах отражения и преломления волн при косом распространении звука через границу сред. / Захаров, А.В. // Инновации и инвестиции. - 2021. - №6. - С. 103-105.
17. Захаров, А.В. Дискретные модели прохождения волн при расчетах звукоизоляции в зданиях. / Захаров, А.В. // Промышленное и гражданское строительство. - 2012. - № 11. - С. 50-54.
18. Захаров, А.В. Свойство дискретности сплошных инерционно-упругих сред. / А.В. Захаров // Инновации и инвестиции. – 2021. – №4. – С. 274–277.
19. Салтыков, И.П. Теоретическое и практическое исследование звукоизоляции лёгких ограждающих конструкций с использованием метода «сосредоточенных параметров» / И.П. Салтыков // Региональная архитектура и строительство. – 2023. – № 2(55). – С. 167-171.
20. Zakharov, A.V. The Influence of Wave Resonance Phenomena on the Sound Insulation of a Single-layer Building Partition in the Application of Calculation Models with the Concentrated Parameters. / Zakharov, A.V., Saltykov, I.P. // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2021. - Vol. 1079. – P. 032068. – URL: iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1079/3/032068 (Дата обращения: 31.03.24).
21. Салтыков, И.П. Расчет звукоизоляции тонких перегородок на основе модели с сосредоточенными параметрами. / Салтыков, И.П. // Вестник МГСУ. - 2020. - Т.15. - №3. - С. 353-367.
22. Zakharov A.V. The third frequency range of the sound insulation plot of the single layer partitions. / Zakharov A.V., Saltykov I.P.// IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. №753. P. 032064. DOI:10.1088/1757-899X/753/3/032064
23. Захаров, А.В. Влияние сдвиговых и продольных волн на звукоизоляцию в третьем диапазоне стандартного частотного спектра/ Захаров, А.В., Салтыков, И.П. //Инженерный вестник Дона. 2022. №4. <http://www.ivdon.ru/ru/magazine/archive/n3y2022/7517> (Дата обращения: 03.04.24)
24. Zakharov, A. Mechanic’s Conservation Laws for a Single Layer Plate’s Sound Insulation Calculation. / A. Zakharov, I. Saltykov // In: Zokirjon Ugli, K.S., Muratov, A., Ignateva, S. (eds) Fundamental and Applied Scientific Research in the Development of Agriculture in the Far East (AFE-2022). AFE 2023. Lecture Notes in Networks and Systems. Springer, Cham. – 2023. – Vol. 706. – URL: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-031-36960-5_23 (дата обращения: 31.03.2024)
25. Герасимов, А.И. Потери акустической энергии при прохождении звуковой волны через пористо-волоконистый материал / Герасимов, А.И., Васильев, М.Д., Светлоруссова, А.М. // Noise Theory and Practice. - 2019. - N 5(4). - С. 46-52.
26. Пильненко, А.К. Исследование волн упругих деформаций в пищевом продукте / Пильненко, А.К., Заплетников, И.Н.// Noise Theory and Practice. - 2019. - N 5(3). - С. 52-58.

27. Кирпичников, В.Ю. Об уровнях псевдозвуковых давлений вблизи озвучиваемой пластины / Кирпичников, В.Ю., Дроздова, Л.Ф., Шашурин, А.Е., Яковлева, Е.В. // *Noise Theory and Practice*. - 2017. N 3(4). - С. 29-36.

References

1. SP 275.1325800.2016. Construction fencing of residential and public buildings. Rules of sound insulation design/ – Moscow: Ministry of Construction of Russia, 2016. – 65 p.
2. Cremer, L. Die wissen schaftlichen Grundlagen der Raumakustik. Band III. Wellentheorie Raumakustik. / Cremer, L. – Leipzig: Published by S. Hirzel. - 1950. – 355 p.
3. Zaborov, V.I. The Theory of Sound Insulation of Enclosing Structures. / Zaborov, V.I. - Moskva: Construction Literature Publishing. - 1969. - 186 p.
4. Kl'ukin, I.I. The Noise and Sound Vibration Abatement on the Ships. / Kl'ukin, I.N. - Leningrad: Sudostroyeniye Publishing. - 1971. - 416 p.
5. Sedov, M.S. Sound insulation.. / Sedov, M.S. // Handbook "Technical acoustics of transport vehicles": Edited by Dr. of Technical Sciences, Professor N. I. Ivanov. - St. Petersburg: Polytechnic. - 1992. - Chapter 4. - P. 68-106.
6. Erofeev V.I. Reserves for increasing the sound insulation of single-layer and multi-layer enclosing structures of buildings/Yerofeev V.I., Monich D.V.// *Bulletin of TSASU*. 2020. №5. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/rezervy-povysheniya-zvukoizolyatsii-odnosloynnyh-i-mnogosloynnyh-ograzhdayuschih-konstruktsiy-zdaniy> (дата обращения: 03.04.2024).
7. Crocker, M.J., Price, A.J. Sound transmission using statistical energy analysis. // *Journal of Sound and Vibration*. – 1969. – Vol. 9. – № 3. – P. 469-486.
8. Ovsyannikov, S.N. Calculation Model of Sound and Vibration Propagation in a Building Fragment Based on the Method of Statistical Energy Analysis / Ovsyannikov, S.N., Leliuga, O.V., Gradov, V.A. // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. - 2020. - №753(4). – P. 042006. URL: iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/753/4/042006 (Дата обращения: 03.04.24)
9. Ovsyannikov, S.N. Statistical energy model of the passage of external noise into the premises of the building./ Ovsyannikov, S.N., Bolshanina, T.S. // *Zhilishchnoe Stroitel'stvo*. 2021. No. 11, pp. 34–39. (In Russian). DOI: <https://doi.org/10.31659/0044-4472-2021-11-34-39>
10. Bernoulli, I. Selected works on mechanics: translated from German/ Bernoulli I. – M.; L.: United Scientific and Technical Publishing House, 1937. - 297 p.
11. Fresnel, Augustin Jean. Selected works on optics/ Fresnel, O.J. – Moscow: Gostekhizdat, 1955. – 604 p.
12. Kilchevsky N.A. Course of theoretical mechanics. Volume 1. Kinematics, statics, dynamics of a point / Kilchevsky N.A. – M.: Nauka Publishing House. The main edition of the physical and mathematical literature, 1977. – 480 p.
13. Danilyuk, A.M. Calculation of natural lighting of premises/ Danilyuk, A.M.– Leningrad; Moscow: Gosstroyizdat, 1941. – 140 p.
14. SP 52.13330.2016. Daylighting and artificial lighting / Standartinform, 2017. – 89p.
15. Yakovlev V. I. About some works of the brothers J. and I. Bernoulli/ Yakovlev V.I. // *Bulletin of the Perm University. Series: Mathematics. Mechanics. Computer science*. 2021. №2 (53). – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/o-nekotoryh-rabotah-bratiev-ya-i-i-bernoulli> (date of the application: 31.03.2024).

16. Zakharov, A.V. On the correct coefficients of reflection and refraction of waves during oblique propagation of sound through the boundary of media. / Zakharov, A.V. // *Innovacii i investicii*. - 2021. - №6. - P. 103-105.
17. Zakharov, A.V. Discrete models of passage of waves for calculation of sound insulation in buildings. / Zakharov, A.V. // *Promyshlennoye I grazhdanskoye stroitel'stvo*. - 2012. - №11. - P. 50-54.
18. Zakharov, A.V. The discreteness property of continuous inertial elastic media. / A.V. Zakharov // *Innovations and investments*. - 2021. - No.4. - pp. 274-277.
19. Saltykov, I.P. Theoretical and practical study of sound insulation of light enclosing structures using the method of "concentrated parameters" / I.P. Saltykov // *Regional architecture and construction*. - 2023. - № 2(55). - Pp. 167-171.13. Saltykov, I.P. Sound insulation design of the thin partitions on the base of concentrated parameters model. / Saltykov, I.P. // *Vestnik MGSU*. - 2020. - Vol.15. - №3. - P. 353-367.
20. Zakharov, A.V. The Influence of Wave Resonance Phenomena on the Sound Insulation of a Single-layer Building Partition in the Application of Calculation Models with the Concentrated Parameters. / Zakharov, A.V., Saltykov, I.P. // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. - 2021. - Vol. 1079. - P. 032068. - URL: iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1079/3/032068 (date of the application: 31.03.24).
21. Saltykov, I.P. Sound insulation design of the thin partitions on the base of concentrated parameters model. / Saltykov, I.P. // *Vestnik MGSU*. - 2020. - Vol.15. - №3. - P. 353-367.
22. Zakharov, A.V. The third frequency range of the sound insulation plot of the single layer partitions. / Zakharov A.V., Saltykov I.P.// *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020, no 753, p. 032064. DOI:10.1088/1757-899X/753/3/032064
23. Zakharov, A.V. An influence of shear and longitudinal waves on sound insulation in the third range of the standard frequency spectrum/ Zakharov, A.V., Saltykov, I.P. // *Inzhenernyy vestnik Dona*. 2022, no 4. URL: <http://www.ivdon.ru/ru/magazine/archive/n3y2022/7517> (date of the application: 03.04.2024).
24. Zakharov, A. Mechanic's Conservation Laws for a Single Layer Plate's Sound Insulation Calculation. / A. Zakharov, I. Saltykov // In: Zokirjon Ugli, K.S., Muratov, A., Ignateva, S. (eds) *Fundamental and Applied Scientific Research in the Development of Agriculture in the Far East (AFE-2022)*. AFE 2023. *Lecture Notes in Networks and Systems*. Springer, Cham. - 2023. - Vol. 706. - URL: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-031-36960-5_23 (date of the application: 31.03.2024)
25. Gerasimov, A.I. Losses of Acoustic Energy During the Passage of a Sound Wave Through a Porous Fibrous Material/ Gerasimov A.I., Vasilyev M.D., Svetlorussova A.M. // *Noise Theory and Practice*. - 2019. - N 5(4). - P. 46-52.
26. Pilnenko, A.K. Study the waves elastic deformations in food product / Pilnenko, A.K., Zapletnikov I.N.// *Noise Theory and Practice*. - 2019. - N 5(3). - P. 52-58.
27. Kirpichnikov, V. Psevdozvukovyh pressure levels near resonant plate/ Kirpichnikov V., Drozdova L., Shashurin A., Yakovleva E. // *Noise Theory and Practice*. - 2017. N 3(4). - P. 29-36.

УДК: 629.017:629.018

OECD: 629.017:629.018

Прогнозирование качественного изменения виброакустических характеристик автотранспортного средства

Рахматов Р.И.^{1,2}¹Главный специалист, к.т.н., ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва, Россия²С.н.с, к.т.н., ФГАОУ ВО «Московский политехнический университет», Москва, Россия

Аннотация

В статье приводится подход к прогнозированию качественного изменения виброакустических характеристик автотранспортного средства (АТС), при использовании динамического абсорбера с эффектом акустических черных дыр (ДА АЧД) и метаматериалов. В рамках работы использован ДА АЧД с заданными характеристиками и определены места установки ДА АЧД для получения максимального эффекта (максимального снижения шума внутри АТС). Места установки ДА АЧД определены по результатам анализа функций передачи шума (ФППШ) и анализа полей упругих деформаций на частоте, соответствующей максимальным значениям амплитуд ФППШ на зеленом кузове (АТС без неподрессоренной массы). Модель зеленого кузова (конечно-элементная модель) валидирована по массе, составу, критериям достоверности модальных форм и частотного отклика (локальной динамической жесткости и функции передачи шума). Для уменьшения колебаний в самой ДА АЧД и дополнительного поглощения колебательной энергии (преобразование колебательной энергии в тепло) внешняя кромка торца ДА АЧД оклеена вибродемпфирующим материалом, характеристики которого определены экспериментально. Также, для прогнозирования качественного изменения виброакустических характеристик АТС используются предполагаемые структурные характеристики метаматериала, разработка которого ведется в рамках научного проекта № 23-19-00258 гранта Российского научного фонда. Для этого, стальные панели пола заменены на панели пола из метаматериала с предполагаемыми структурными характеристиками и проведена оценка виброакустических (ВА) характеристик по критерию ФППШ. Одновременно с вышеизложенным, с целью уменьшения излучения колебательной энергии во внутреннее пространство АТС проведена топографическая оптимизация задней панели пола. Для оценки эффективности каждого технического решения проведен сравнительный анализ по критерию ФППШ.

Ключевые слова: транспортно-технологические средства и комплексы, структурные исследования, виброакустические исследования, валидация, критерий достоверности модальных форм, акустическая черная дыра, метаматериалы, сравнительный анализ, ФППШ.

Prediction of qualitative changes in NVH characteristics of motor vehicles

Rakhmatov R.I.^{1,2}¹Chief specialist, 'FSUE NAMF', Moscow, Russia²Senior researcher, Ph.D., Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia

Abstract

The article deals with an approach to forecasting of qualitative change in vehicle vibroacoustic characteristics (NVH) when using an acoustic black hole (effect) dynamic absorber (ABH DA) and metamaterials. Within the work, an ABH DA with assigned characteristics was used and ABH DA installation places were specified in order to achieve the maximum effect (maximum noise decrease inside the vehicle). The ABH DA installation places have been determined following the results of the noise

transfer functions (NTF) analysis and elastic deformation fields analysis at a frequency corresponding to the maximum values of the NTF amplitudes on a green body (vehicle without the unsprung mass). The green body model (finite element model) has been validated in terms of the mass, composition, criteria of reliability of modal shapes and frequency response (local dynamic stiffness and noise transfer function). To decrease oscillations in the ABH DA itself and to additionally absorb the vibrational energy (transform the vibrational energy into heat), the outer edge of the ABH DA end face is covered with an adhesive vibration cushioning material, the characteristics of which were determined experimentally. Also, in order to forecast the qualitative change in the vehicle NVH, the assumed structural characteristics of the metamaterial are used, the development of which is being carried out within scientific project No. 23-19-00258 with a grant of the Russian Science Foundation. For this, the steel floor panels were replaced with the floor panels made of the metamaterial with the assumed structural characteristics, and the NVH was assessed according to the NTF criterion. Along with the above, topographical optimization of the rear floor panel was performed in order to decrease the vibrational energy emission into the vehicle internal space. In order to assess the efficiency of each technical solution, comparative analysis in terms of the NTF criterion was performed.

Keywords: transport and technological vehicles, appliances and facilities, structural research, vibroacoustic studies, NVH research, validation, criterion of reliability of modal shapes, acoustic black hole, metamaterials, comparative analysis, noise transfer function (NTF).

Введение

Прогнозирование качественного изменения виброакустических характеристик автотранспортного средства, и разработка контрмер является основной задачей отделов виброакустики и потребительских свойств автомобильного предприятия. При этом контроль и при необходимости улучшения виброакустических характеристик АТС необходимо выполнять на начальных этапах разработки, так как разработка и применение технических решений по уменьшению шума и вибрации на поздних этапах требуют значительных дополнительных временных и финансовых затрат, а на этапе массового производства зачастую невозможны. Одной из составляющих общего уровня внутреннего шума АТС является шум, возникающий в процессе вибраций конструкции кузова и навесных узлов АТС или структурный шум. Как известно в частотном диапазоне 1-150 Гц энергия упругих волн имеет максимальные значения, поэтому для прогнозирования низкочастотного структурного шума при использовании ДА АЧД и метаматериалов разработан соответствующий подход.

1. Идентификация проблемных частот и мест установки ДА АЧД

Идентификация проблемных частот и/или частотных диапазонов основывается на анализе ФПШ (функция зависимости звукового давления от входной динамической нагрузки выражена через Па/Н). ФПШ рассчитана на валидированной модели [1], иллюстрация которой приведена на рисунке 1.

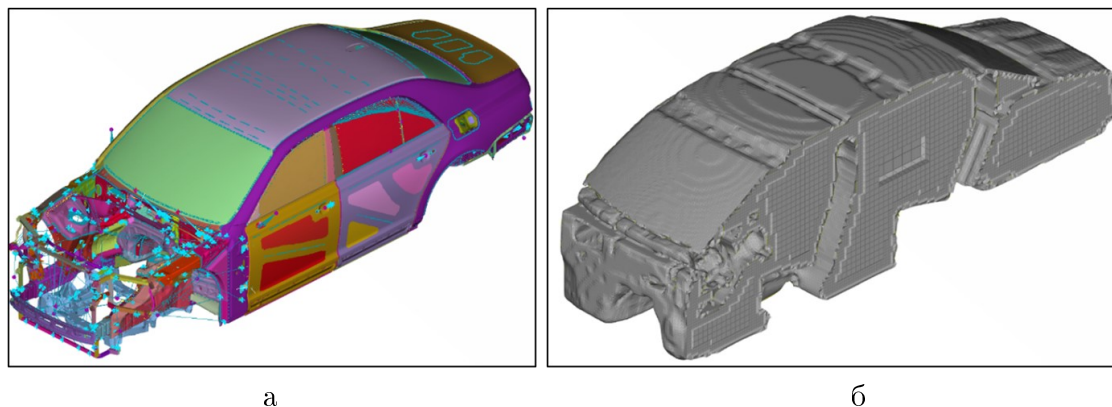


Рис. 1. КЭМ зеленого кузова для исследований ФПШ: а – структурная и б – внутренний акустический воздушный объем

Исследования проводились при воздействии гармонической единичной силе амплитудой 1 Н на зоны крепления основных и вторичных источников динамического возбуждения зеленого кузова (силовой агрегат, направляющий аппарат подвески, трансмиссия, система выпуска отработавших газов и др.), а отклик зафиксирован микрофонами, расположенными внутри зеленого кузова согласно [2-3]. Иллюстрация зон приложения сил приведена на рисунке 2.



Рис. 2. Места приложения сил в КЭМ зеленого кузова для исследования ФПШ

Результаты расчетных исследований ФПШ в виде водопадного графика при динамическом воздействии на зоны крепления передней подвески приведены на рисунке 3 (отклик-левое ухо заднего правого пассажира). Соответственно, по оси абсцисс расположены частоты, по оси ординат зоны крепления передней подвески по трем поступательным степеням свободы, градация от красного до синего обозначает от максимальных значений амплитуды до 0 дБ ФПШ.

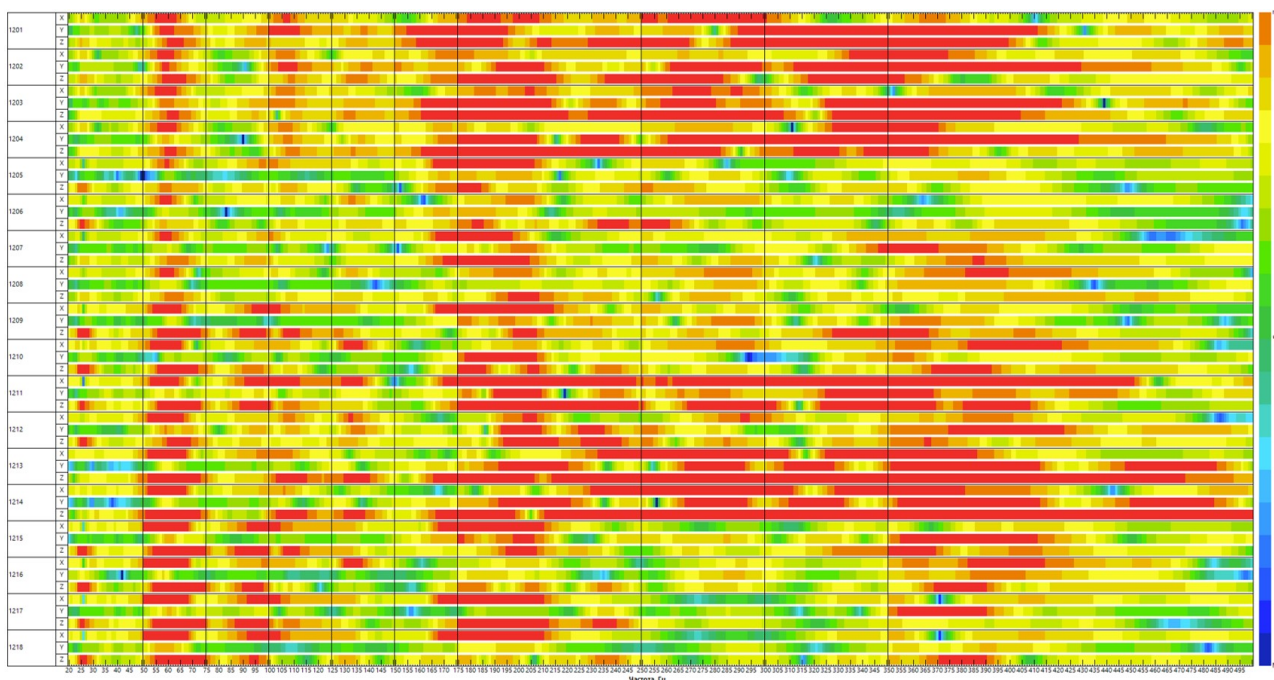


Рис. 3. Результат расчетных исследований ФПШ

Анализ ФПШ показал, что максимальные значения амплитуд зафиксированы при динамическом воздействии на опору карданного вала и на передние точки крепления заднего подрамника по вертикальному направлению. Иллюстрация вынужденных форм колебаний на максимальных амплитудах при динамическом воздействии на эти точки приведены на рисунке 4.

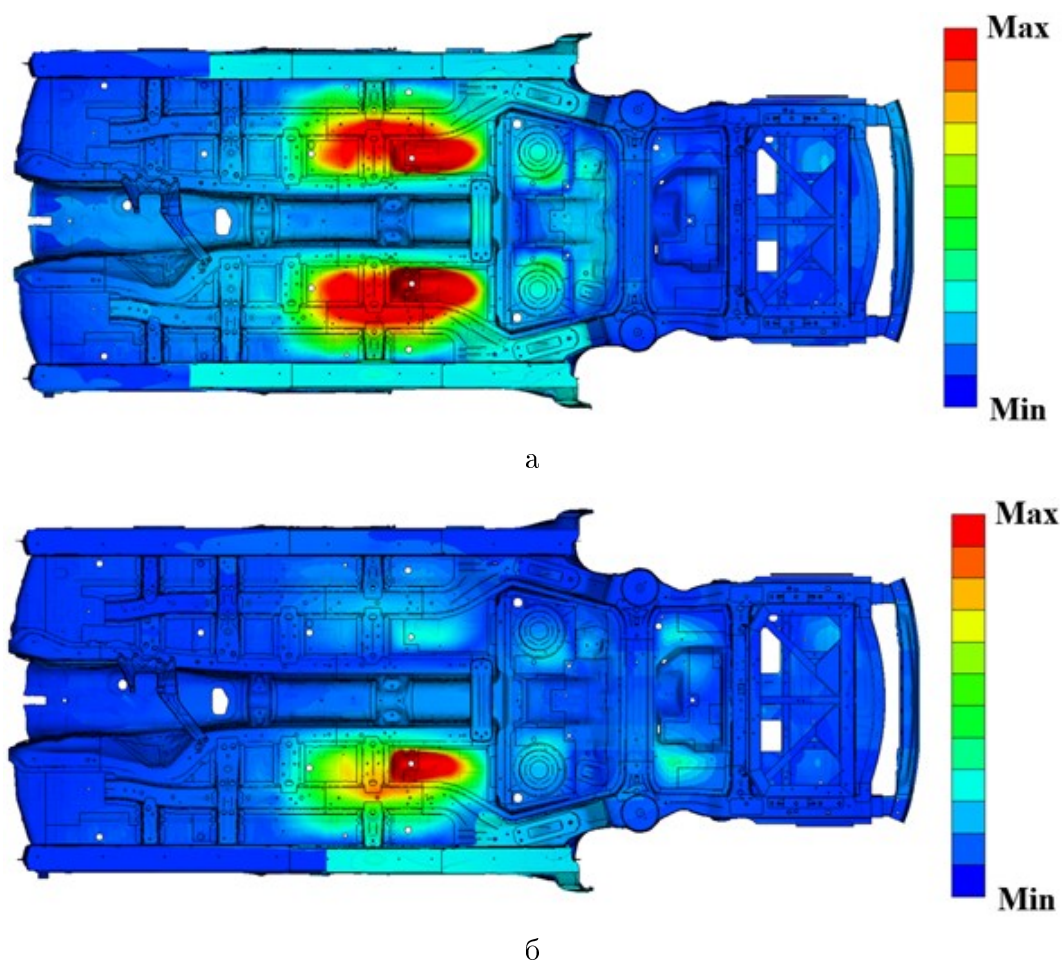


Рис. 4. Вынужденные формы колебания при динамическом воздействии: а – на опору карданного вала и б – на переднюю правую опору заднего подрамника

2. Идентификация проблемных частот и мест установки ДА АЧД

Анализ вынужденных форм колебаний и анализ вкладов панелей на ФПШ показал, что основными излучающими поверхностями являются панели «среднего» пола в районе ног задних пассажиров. Соответственно, оптимальные места установки ДА АЧД являются места пучности (максимальные виброперемещения) определенных при анализе вынужденных форм колебаний, при этом анализ компоновочных ограничений указывает, что классическая конструкция ДА АЧД не пригодна для рассматриваемой конструкции. В связи с вышеизложенным, разработана ДА АЧД тарельчатого типа, схема которой приведена на рисунке 5.

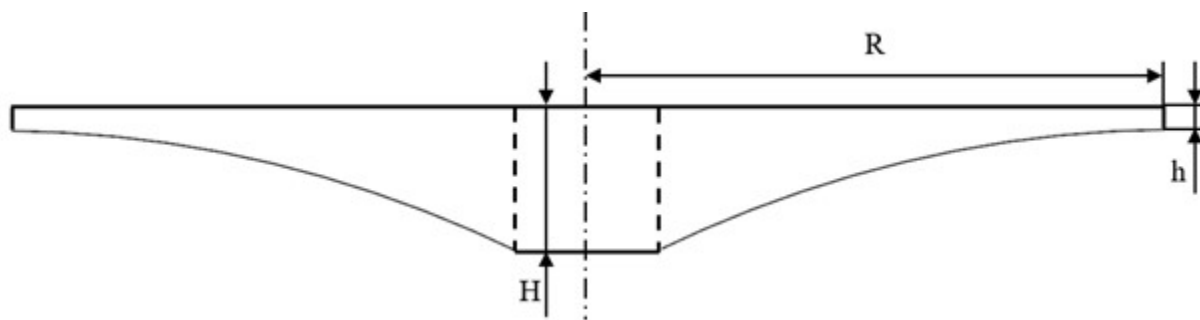


Рис. 5. Схема ДА АЧД для АТС

ДА АЧД состоит из центрального цилиндра, изменения толщины цилиндра вдоль радиального направления соответствует степенному закону. Максимальный диаметр и максимальная высота ограничена компоновкой днища АТС и взаимосвязаны между собой [4-6].

На основе оптимизационных работ с учетом компоновочных ограничений, выбран материал ДА АЧД и габаритные характеристики, при этом первая частота собственных колебаний конструкции настроена на частоту соответствующей частоте максимальной амплитуды ФПШ. Иллюстрация ДА АЧД в составе зеленого кузова (АТС без неподрессоренной массы) приведена на рисунке 6.

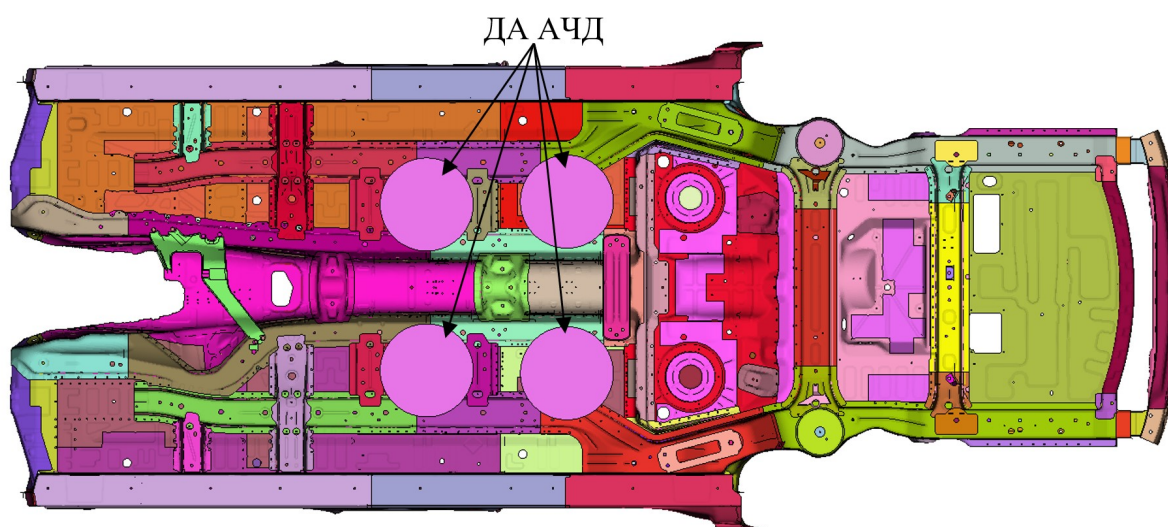
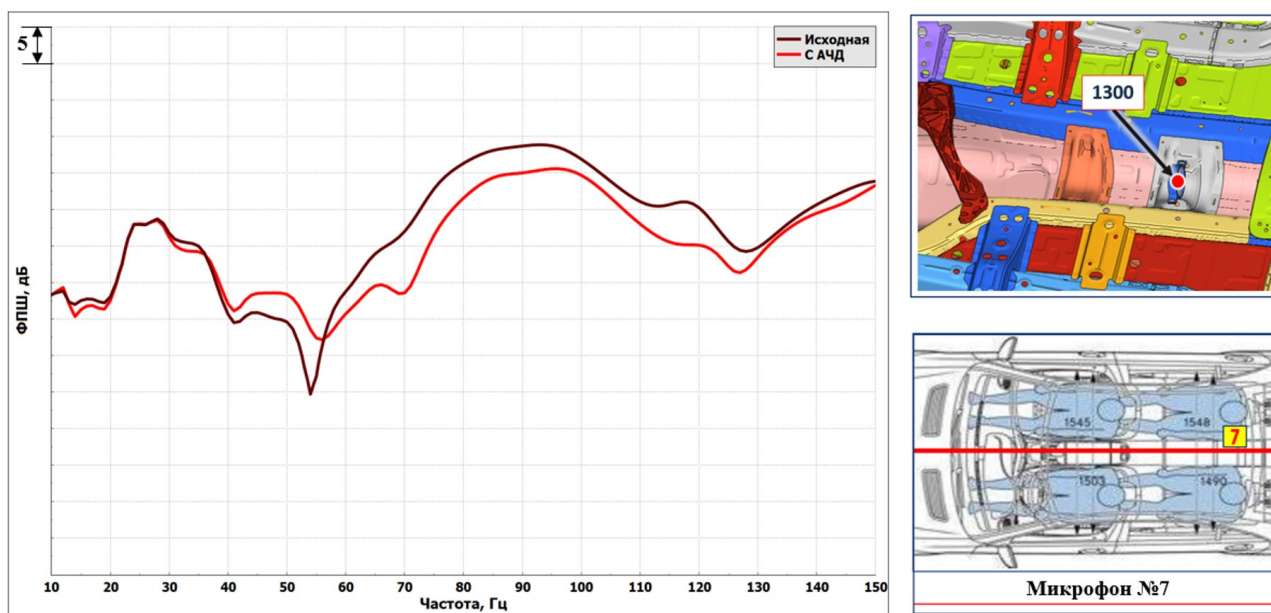
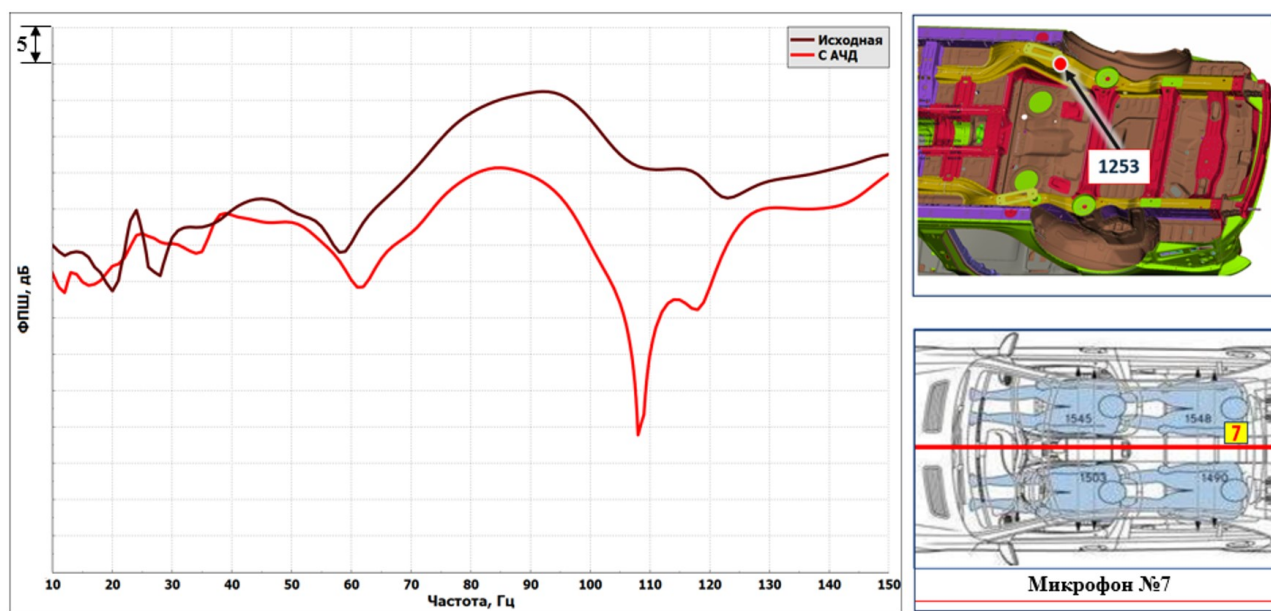


Рис. 6. ДА АЧД в составе зеленого кузова

Результаты сравнительных расчетов ФПШ, а именно исходной конструкции и конструкции с ДА АЧД при динамических воздействиях на опору карданного вала (точка 1300), переднюю левую опору заднего подрамника (точка 1253) приведены на рисунках 7(а) и 7(б) соответственно. При этом акустический отклик зафиксирован у левого уха заднего правого пассажира.



а



б

Рис. 7. Сравнительные графики ФПШ до и после установки ДА АЧД при приложении динамической нагрузки в: (а) точке крепления опоры карданного вала, по направлению Z и (б) левой передней точке крепления заднего подрамника, по направлению Z соответственно

Анализ результатов расчётных исследований показывает, что внедрение ДА АЧД позволило снизить ФПШ до 35 дБ. Иллюстрация вынужденных форм колебаний на частоте 86 Гц до и после установки ДА АЧД при динамическом воздействии на опору карданного вала приведены на рисунке 8(а) и 8(б) соответственно.

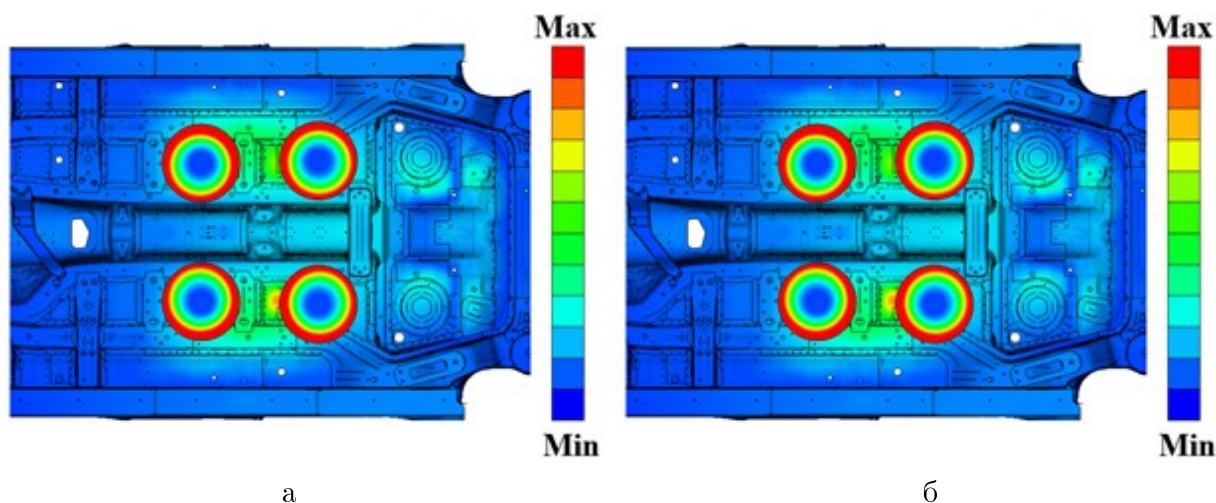


Рис. 8. Сравнительные формы вынужденных колебаний на частоте 86 Гц: а – исходное состояние и б – с установкой ДА АЧД

Анализ рисунка 8 показывает, что внедрение ДА АЧД позволило уменьшить колебания излучающей поверхности (панели под ногами задних пассажиров). А также произошло перераспределение колебательной энергии (максимальные амплитуды виброперемещений с панели пола переместились на внешнюю кромку ДА АЧД) и амплитуда максимальных виброперемещений уменьшилась.

Так как внешняя кромка ДА АЧД имеет максимальные амплитуды виброперемещений, для снижения амплитуд колебаний на внешнюю кромку конструкции ДА АЧД добавлены вибродемпфирующие материалы толщиной $h_0 = 5$ мм (рисунок 9). Характеристики вибродемпфирующего материала получены по результатам экспериментальных исследований [1].

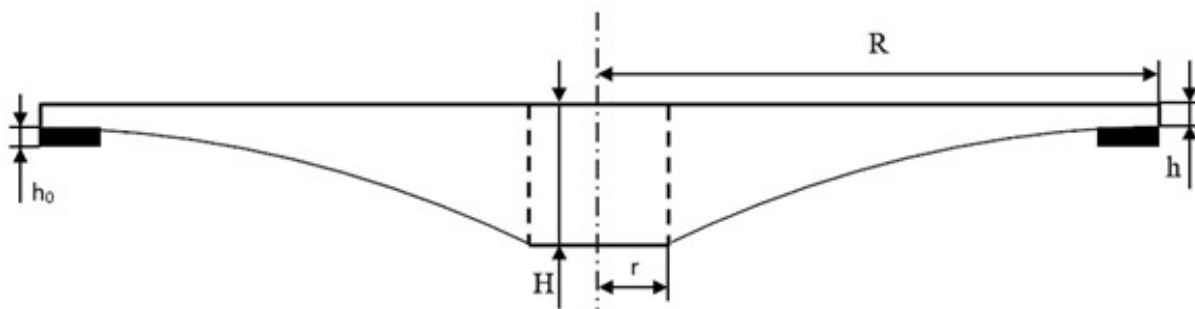


Рис. 9. Схема ДА АЧД с вибродемпфирующим материалом для АТС

Результаты сравнительных расчетных исследований ФПШ, а именно исходной конструкции, конструкции с ДА АЧД и конструкции с ДА АЧД и вибродемпфирующим материалом при динамических воздействиях на опору карданного вала (точка 1300), переднюю левую опору заднего подрамника (точка 1253) приведены на рисунках 10(а) и 10(б) соответственно. При этом акустический отклик также зафиксирован у левого уха заднего правого пассажира.

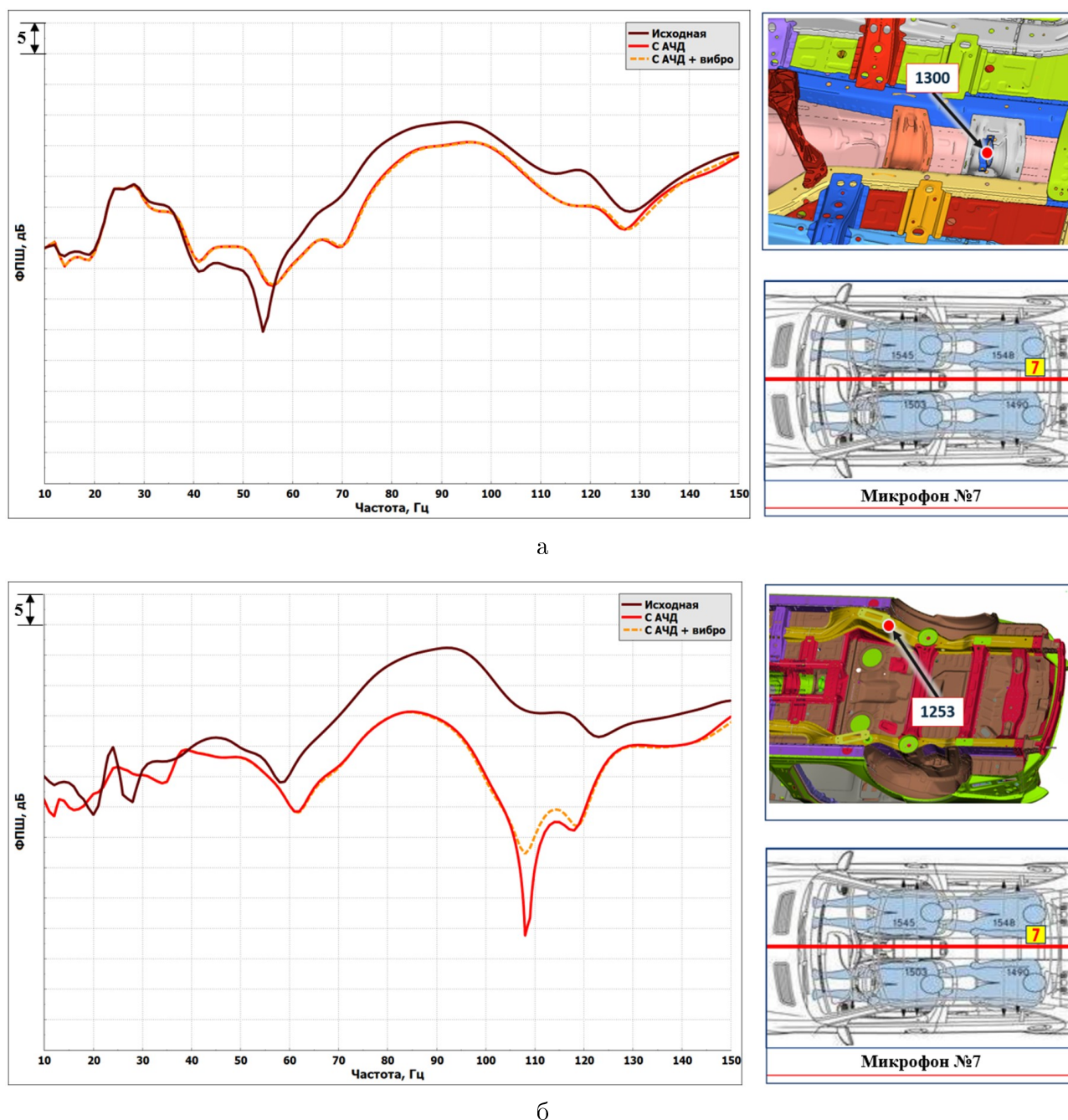


Рис. 10. Сравнительные графики ФПШ до и после установки ДА АЧД и ДА АЧД с вибродемпфирующим материалом при приложении динамической нагрузки в: а – точке крепления опоры карданного вала, по направлению Z и б – левой передней точке крепления заднего подрамника, по направлению Z соответственно

Анализ результатов расчётных исследований показывает, что внедрение вибродемпфирующего материала с толщиной $h_0 = 5$ мм в ДА АЧД не влияет на ФПШ (в пределах погрешности расчёта).

3. Прогнозирование качественного изменения виброакустических характеристик АТС при использовании метаматериалов

Для прогнозирования качественного изменения виброакустических характеристик АТС используется метаматериал, разработка которого ведётся в рамках научного

проекта № 23-19-00258 гранта Российского научного фонда. Соответственно, материалы панелей пола исходной конструкции зеленого кузова заменены на метаматериал с предполагаемыми структурными характеристиками и проведена оценка ВА по критерию ФПШ. Следует отметить, что метаструктура – система (например, строение, внутренняя организация композитной конструкции), обладающая одновременно одним или несколькими свойствами метаматериалов, составляющих её. В свою очередь, метаматериал – тип искусственно полученного композитного материала, спроектированного так, чтобы получить свойства, которыми не обладают природные материалы (из которых состоит метаматериал) [7-9].

Один из многочисленных вариантов метаматериала представляет из себя многослойный композитный материал, схема укладки волокон которого приведена на рисунке 11.

Схема укладки волокон метаматериала				
№ слоя	50/40/10	25/50/25	50/30/20	45/40/15
1	45	45	45	45
2	-45	90	-45	-45
3	90	-45	90	90
4	0	0	0	0
5	0	45	0	0
6	45	45	45	45
7	90	-45	90	90
...				
40	45	45	45	45

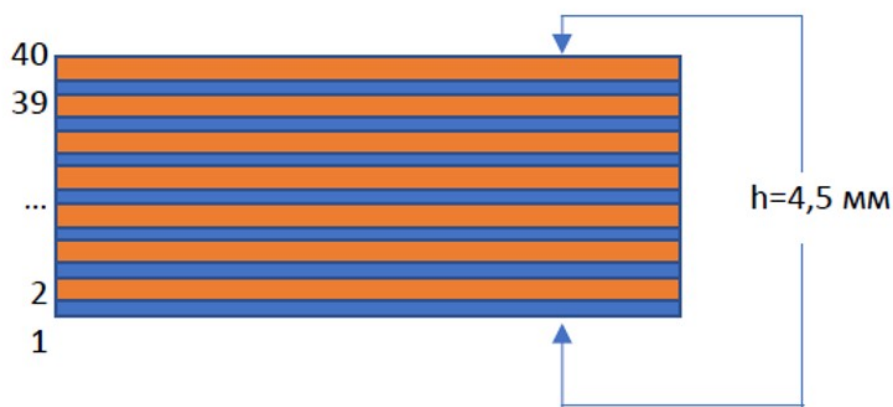


Рис. 11. Схема укладки метаматериала

Метаматериал состоит из 40 слоев, и суммарная толщина составляет 4,5 мм.

С целью уменьшения излучения колебательной энергии во внутреннее пространство АТС проведена топографическая оптимизация задней панели пола. Целевая функция топографической оптимизации: увеличения жесткости и уменьшения виброскорости излучающей поверхности. Результат топографической оптимизации, а именно положения и глубина штамповок на панели приведены на рисунке 12.

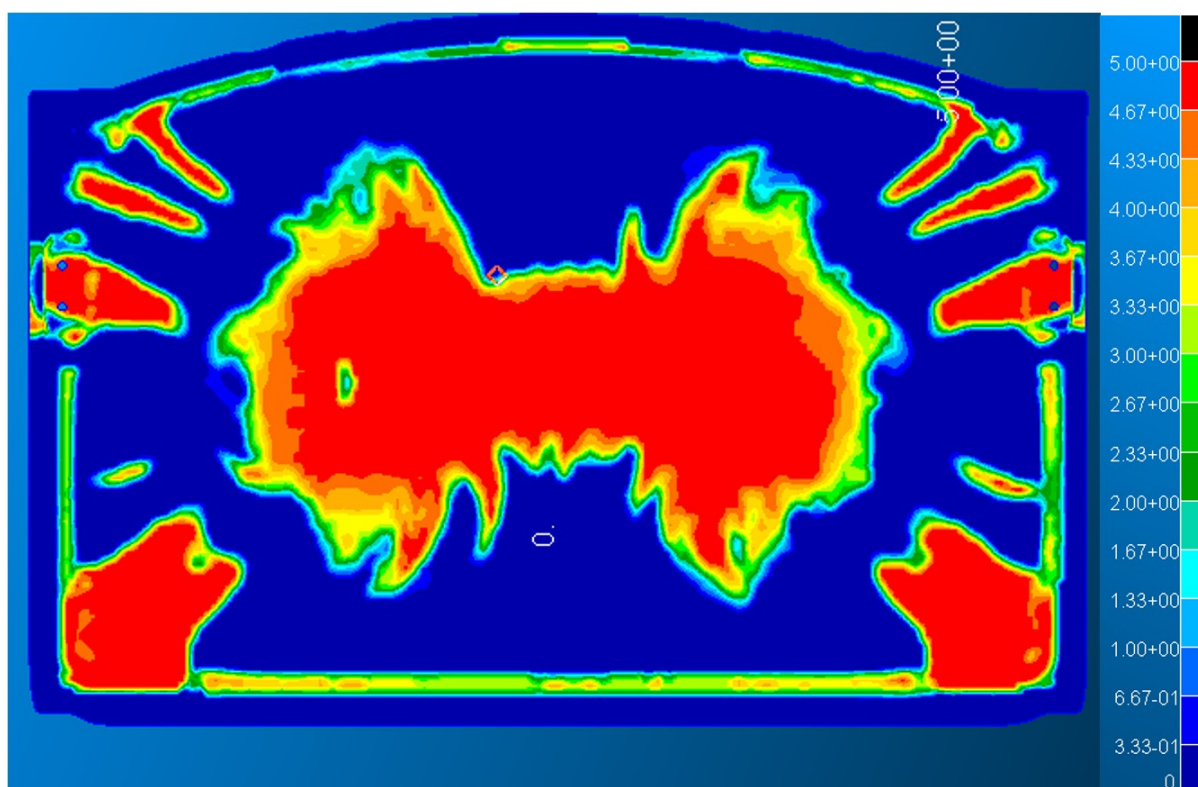
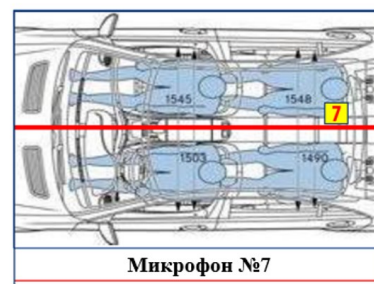
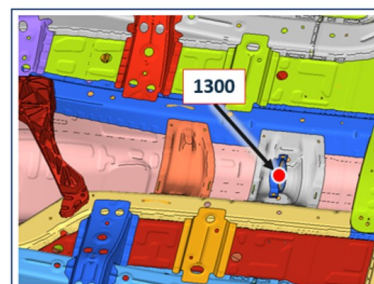
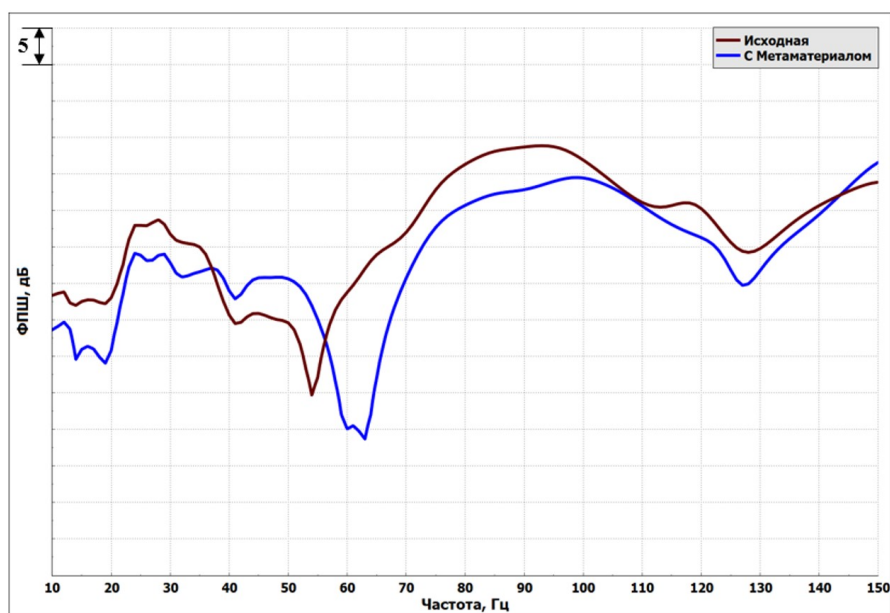


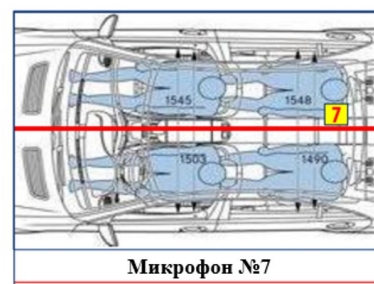
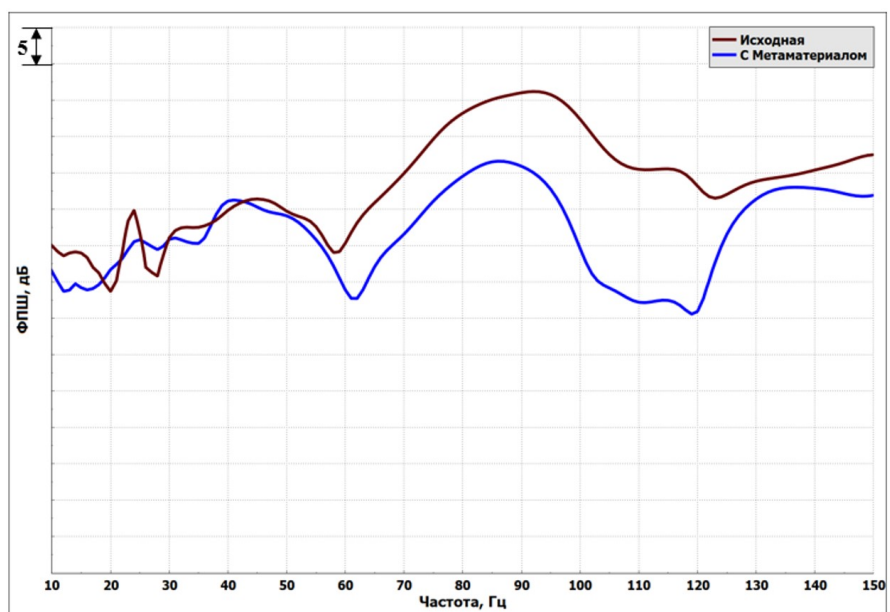
Рис. 12. Результат топографической оптимизации: положение и глубина штамповки на панели

По результатам топографической оптимизации частота первой формы собственных колебаний увеличилась на 48,9 Гц, а виброскорость наружной поверхности уменьшена до 28%.

Результаты сравнительных расчетов ФПШ, а именно исходной конструкции и конструкции с метаматериалом (с учетом топографической оптимизации задней панели пола) при динамических воздействиях на опору карданного вала (точка 1300), переднюю левую опору заднего подрамника (точка 1253) приведены на рисунках 13(а) и 13(б) соответственно. Акустический отклик также зафиксирован у левого уха заднего правого пассажира.



а



б

Рис. 13. Сравнительные графики ФПШ исходной конструкции и с конструкцией с материалом при приложении динамической нагрузки в: а – точке крепления опоры карданного вала, по направлению Z и б – левой передней точке крепления заднего подрамника, по направлению Z соответственно

Анализ результатов расчётных исследований показывает, что внедрение метаматериала позволило снизить ФПШ до 18 дБ.

Иллюстрация вынужденных форм колебаний на частоте 86 Гц до и после внедрения метаматериала при динамическом воздействии на опору карданного вала приведены на рисунке 14(а) и 14(б) соответственно.

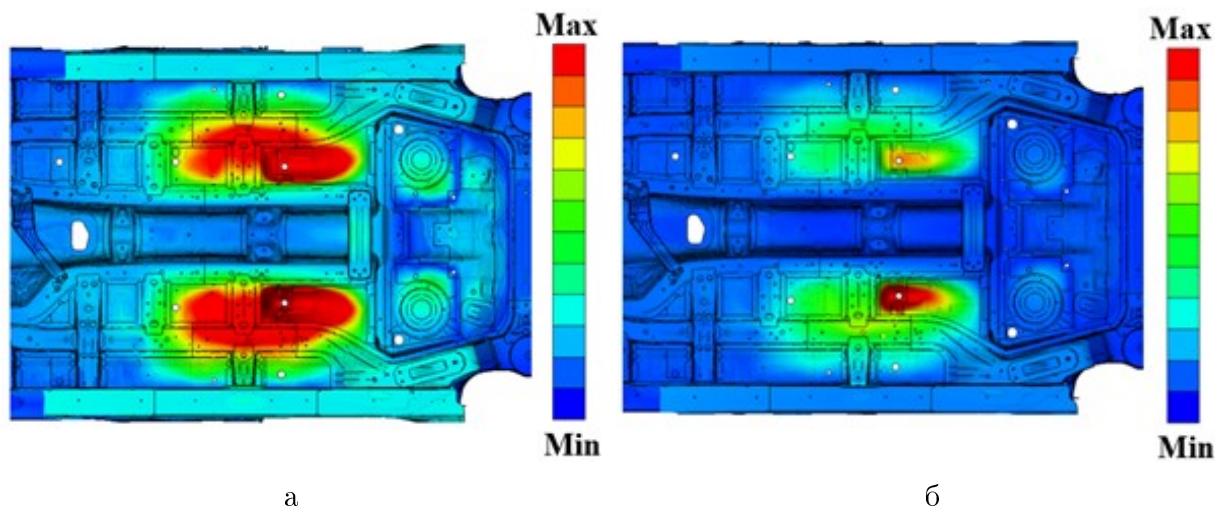


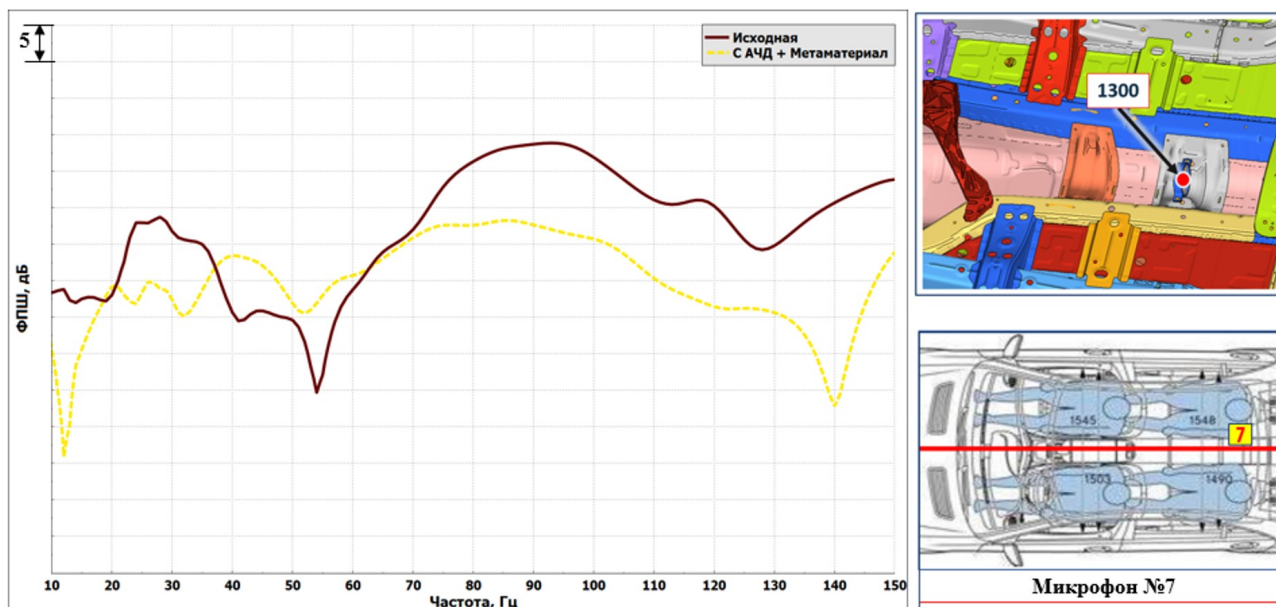
Рис. 14. Сравнительные формы вынужденных колебаний на частоте 86 Гц: а – исходное состояние и б – с метаматериалами

Анализ рисунка 14 показывает, что внедрение метаматериала позволило уменьшить зоны максимальных амплитуд виброперемещений и в целом наблюдается уменьшение колебаний излучающих поверхностей.

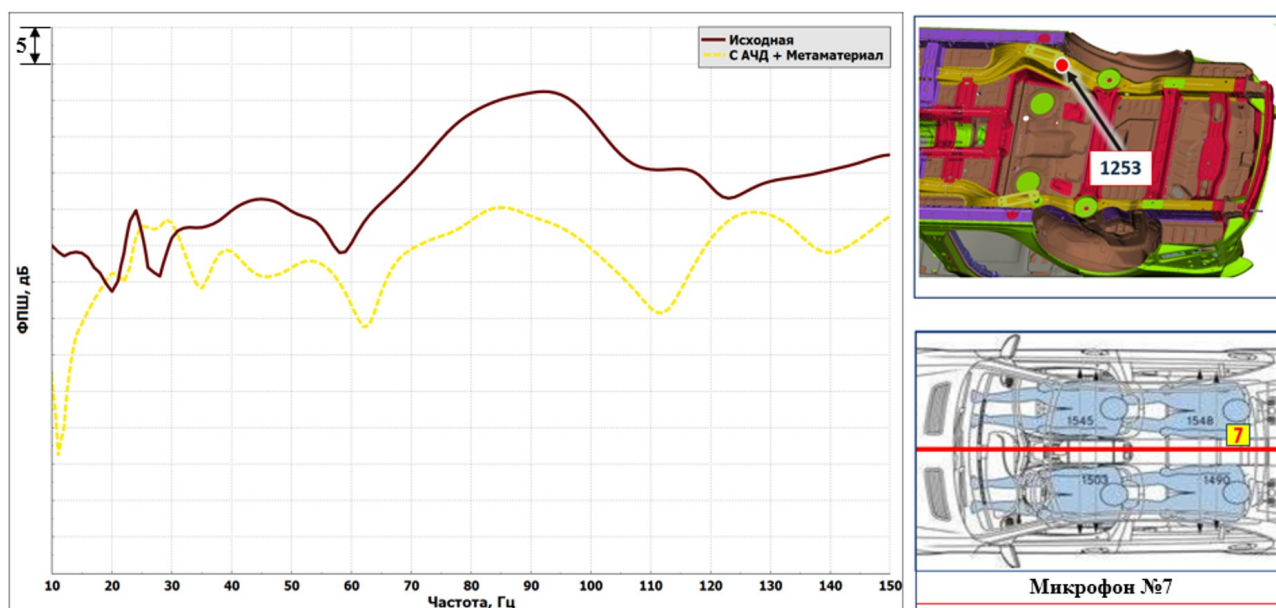
4. Исследования влияний ДА АЧД с метаматериалом на ФПШ

С целью исследования влияний ДА АЧД с метаматериалом на ФПШ проводились соответствующие расчетные исследования.

Результаты сравнительных расчетов ФПШ, а именно исходной конструкции и конструкции с ДА АЧД и метаматериалом при динамических воздействиях на опору карданного вала (точка 1300), переднюю левую опору заднего подрамника (точка 1253) приведены на рисунках 15(а) и 15(б) соответственно. Акустический отклик также зафиксирован у левого уха заднего правого пассажира.



а



б

Рис. 15. Сравнительные графики ФПШ исходной конструкции и с конструкцией с ДА АЧД и метаматериалом при приложении динамической нагрузки в: а – точке крепления опоры карданного вала, по направлению Z и б – левой передней точке крепления заднего подрамника, по направлению Z соответственно

Анализ результатов расчётных исследований показывает, что внедрение ДА АЧД с метаматериалом (с учетом топографической оптимизации задней панели пола) позволило снизить ФПШ до 27 дБ.

Иллюстрация вынужденных форм колебаний на частоте 86 Гц до и после внедрения ДА АЧД с метаматериалом при динамическом воздействии на опору карданного вала приведены на рисунке 16(а) и 16(б) соответственно.

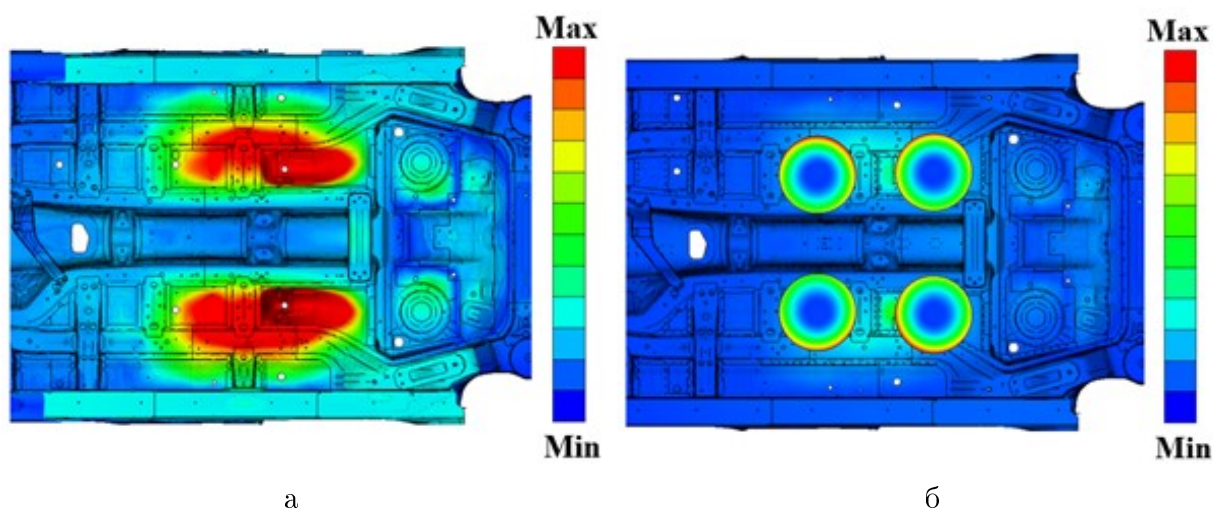
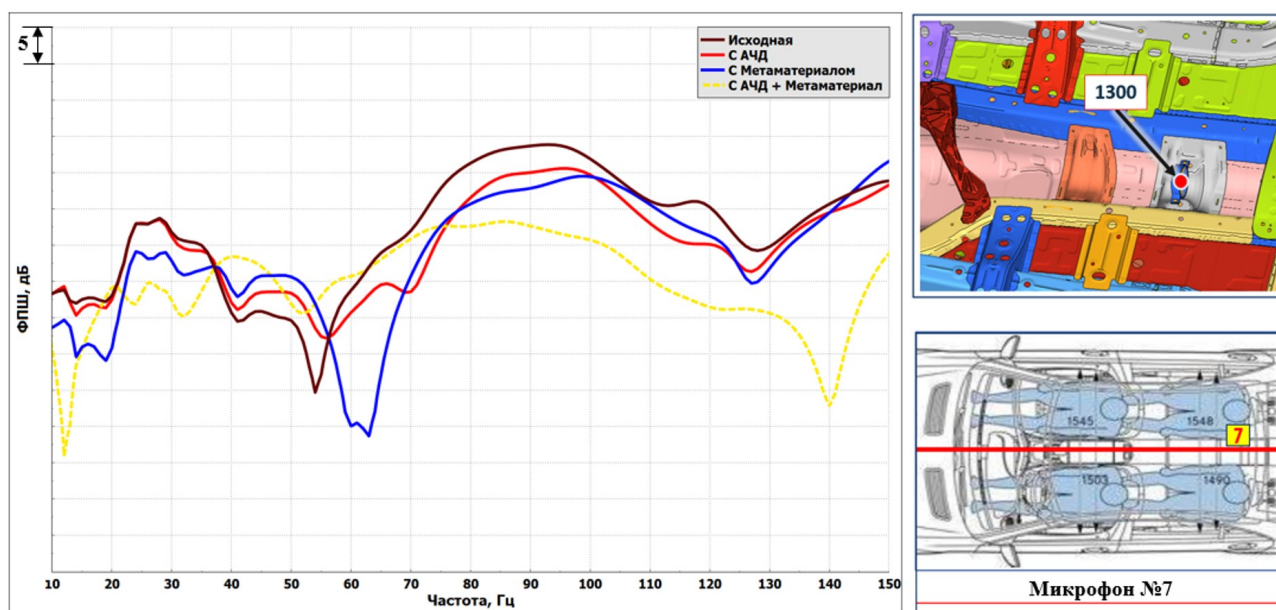
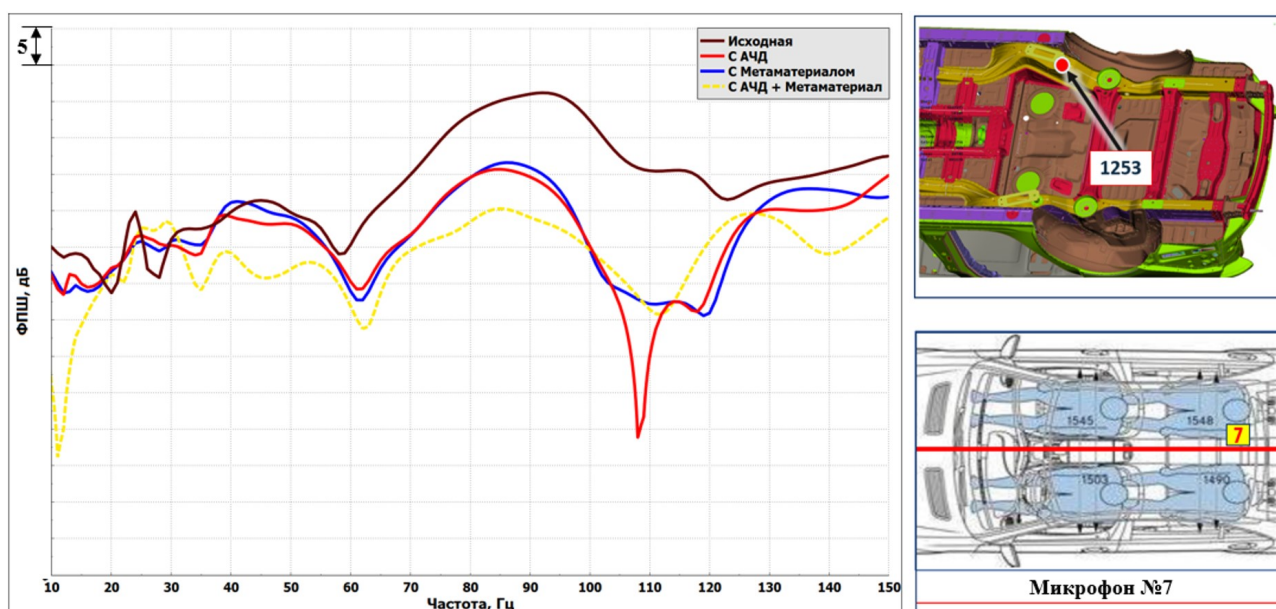


Рис. 16. Сравнительные формы вынужденных колебаний на частоте 86 Гц: а – исходное состояние и б – с установкой ДА АЧД с метаматериалами

Для оценки эффективности каждого технического решения проведен сравнительных анализ по критерию ФПШ. Результаты сравнительных расчетов ФПШ, а именно исходной конструкции, конструкции с ДА АЧД, конструкции с метаматериалом и конструкции с ДА АЧД и метаматериалом при динамических воздействиях на опору карданного вала (точка 1300), переднюю левую опору заднего подрамника (точка 1253) приведены на рисунках 17(а) и 17(б) соответственно. Акустический отклик также зафиксирован у левого уха заднего правого пассажира.



а



б

Рис. 17. Сравнительные графики ФПШ: а – в точке крепления опоры карданного вала, по направлению Z и б – в левой передней точке крепления заднего подрамника, по направлению Z соответственно

Анализ рисунка показывает, что внедрение ДА АЧД с метаматериалом максимально улучшает виброакустические характеристики зеленого кузова.

Исследования, представленные в статье, выполнены при поддержке гранта Российского научного фонда, научный проект № 23-19-00258.

Заключение

Автор представил подход к прогнозированию качественного изменения виброакустических характеристик автотранспортного средства при использовании ДА АЧД и метаматериалов. В рамках работы:

1. Использован ДА АЧД с заданными характеристиками, в том числе с

вибродемпфирующим материалом;

2. Определены места установки ДА АЧД для получения максимального эффекта (максимального снижения структурного шума внутри АТС). Места установки ДА АЧД определены по результатам анализа ФПШ и анализа полей упругих деформаций на частоте, соответствующей максимальным значениям амплитуд ФПШ;

3. Применен метаматериал взамен стальных панелей пола и проведена топографическая оптимизация задней панели пола с целью уменьшения излучения колебательной энергии;

4. Для оценки эффективности каждого технического решения проведен сравнительный анализ по критерию ФПШ.

Автор предполагает практическую возможность снижения структурного низкочастотного шума (1-150 Гц) более чем на 27 дБ при использовании ДА АЧД и метаматериала. С этой целью, ведутся разработки ДА АЧД и метаструктур с настраиваемыми структурой и геометрией.

Список литературы

1. Рахматов Р.И. Исследования модальных характеристик с целью комплексной валидации расчётной модели на примере кузова современного автотранспортного средства / Р.И. Рахматов В.В. Тремясов, А.П. Ликеев, И.В. Малкин, А.В. Казаков, А.О. Кузьмин // Труды НАМИ. 2023;(3):6-32. <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2023-3-6-32>

2. Rakhmatov R.I. Development of vehicle noise-vibration-harshness analysis calculation method in order to improve NVH characteristics / V.E. Krutolapov // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 867 (2021), №012106. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/867/1/012106>

3. Rakhmatov R.I. Vehicle structural analysis calculation method development in order to improve noise-vibration-harshness characteristics / V.E. Krutolapov // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 867 (2021), №012105. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/867/1/012105>

4. S. Hoffmann, S. Rothe, S.C. Langer, Acoustic black holes – modelling, shaping, placement and application. Chapter in the book Calm, Smooth and Smart (Springer, 2023) pp. 169–188. https://doi.org/10.1007/978-3-031-36143-2_9

5. H. Ji, X. Zhao, N. Wang et al., A circular eccentric vibration absorber with circumferentially graded acoustic black hole features. Journal of Vibration and Acoustics 144 (2022) 1-35. <https://doi.org/10.1115/1.4053475>

6. T. Zhou, L. Cheng, Planar swirl-shaped acoustic black hole absorbers for multi-directional vibration suppression. Journal of Sound and Vibration 516 (2022), 116500. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2021.116500>.

7. Гапоненко В.Р., Бардаханов С.П., Труфанов Д.Ю. Влияние температуры на свойства свободно насыпанных оксидных наноразмерных неорганических порошков Журнал "Стекло и керамика", Т. 96 No. 10 (1150). С. 10-20. (год публикации - 2023) <https://doi.org/10.14489/glc.2023.10.pp.010-020>

8. Chang-Myung L, Evgeny K, Vladimir G, Alexey L, Julia B, Alexander P. Parametric control of quasi-zero stiffness mechanisms for vibration isolation at near-zero frequencies. Journal of Vibration and Control. 2024;0(0). <https://doi.org/10.1177/10775463241239381>

9. Карпов Е.В., Говердовский В.Н., Ларичкин А.Ю., Бровкина Ю.И., Прохоров А.Н. Полимерные композиты для систем виброизоляции бортового и наземного

оборудования Тезисы II Отраслевой научно-практической конференции «Созвездие Роскосмоса: траектория науки», Красноярск, Россия, 4-6 октября 2023, с. 10 (год публикации - 2023)

References

1. Rakhmatov R.I. Studies of modal characteristics aimed at comprehensive validation of a calculation model by the example of a modern vehicle body / R.I. Rakhmatov, V.V. Tremyasov, A.P. Likeev, I.V. Malkin, A.V. Kazakov, A.O. Kuzmin // *Trudy NAMI*. 2023;(3):6-32. (In Russ.) <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2023-3-6-32>
2. Rakhmatov R.I. Development of vehicle noise-vibration-harshness analysis calculation method in order to improve NVH characteristics / V.E. Krutolapov // *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 867 (2021), №012106. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/867/1/012106>
3. Rakhmatov R.I. Vehicle structural analysis calculation method development in order to improve noise-vibration-harshness characteristics / V.E. Krutolapov // *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 867 (2021), №012105. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/867/1/012105>
4. S. Hoffmann, S. Rothe, S.C. Langer, Acoustic black holes – modelling, shaping, placement and application. Chapter in the book *Calm, Smooth and Smart* (Springer, 2023) pp. 169–188. https://doi.org/10.1007/978-3-031-36143-2_9
5. H. Ji, X. Zhao, N. Wang et al., A circular eccentric vibration absorber with circumferentially graded acoustic black hole features. *Journal of Vibration and Acoustics* 144 (2022) 1-35. <https://doi.org/10.1115/1.4053475>
6. T. Zhou, L. Cheng, Planar swirl-shaped acoustic black hole absorbers for multi-directional vibration suppression. *Journal of Sound and Vibration* 516 (2022), 116500. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2021.116500>.
7. Gaponenko V.R., Bardakhanov S.P., Trufanov D.Yu. Influence of temperature on the properties of freely poured oxide nanosized inorganic powders *Journal of Glass and Ceramics*, Vol. 96 No. 10 (1150). С. 10-20. (year of publication - 2023) <https://doi.org/10.14489/glc.2023.10.pp.010-020>
8. Chang-Myung L, Evgeny K, Vladimir G, Alexey L, Julia B, Alexander P. Parametric control of quasi-zero stiffness mechanisms for vibration isolation at near-zero frequencies. *Journal of Vibration and Control*. 2024;0(0). <https://doi.org/10.1177/10775463241239381>
9. Karpov E.V., Goverdovskiy V.N., Larichkin A.Y., Brovkina Y.I., Prokhorov A.N. Polymer composites for vibration isolation systems of onboard and ground equipment Abstracts of the II Industry Scientific and Practical Conference “Roscosmos Constellation: Trajectory of Science”, Krasnoyarsk, Russia, October 4-6, 2023, p. 10 (year of publication - 2023)

УДК: 534.836.2
OECD: 1.03. AA

Зависимость снижения шума железнодорожного транспорта в городской застройке от ее параметров

Васильева А.В.*

Ассистент кафедры «Экология и производственная безопасность»
Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В данной статье рассматривается проблема снижения шума железнодорожного транспорта в условиях его распространения в жилой застройке. Актуальность выбранной темы обусловлена отсутствием точного метода расчета снижения звука при его прохождении через городскую застройку, в связи чем предлагается учитывать в расчете ранее не рассматриваемые параметры. В ходе проведения оценки влияния различных параметров застройки на снижение шума было выделено четыре типичных для городской застройки жилых массива в которых по-разному происходит процесс распространения шума: строчная параллельная застройка, строчная перпендикулярная застройка, периметральная застройка и ленточная застройка. Среди параметров, влияющих на снижение шума были выделены: плотность застройки, отношение длин сторон зданий, отношение длины проветров между зданиями к общей длине участка, а также шероховатость застройки.

Ключевые слова: шум железнодорожного транспорта, снижение шума на селитебной территории, распространение звука, экранирование, дифракция.

Dependence of noise reduction of railway transport in urban development on its parameters

Vasileva A.V.*

Assistant of the department of Ecology and Industrial Safety Baltic State Technical University 'VOENMEH',
St. Petersburg, Russia

Abstract

This article discusses the problem of reducing the noise of railway transport in conditions of its spread in residential buildings. The relevance of the chosen topic is due to the lack of an accurate method for calculating sound reduction when it passes through urban development, and therefore it is proposed to take into account previously not considered parameters in the calculation. During the assessment of the impact of various building parameters on noise reduction, four residential areas typical of urban development were identified in which the process of noise propagation occurs in different ways: lowercase parallel building, lowercase perpendicular building, perimeter building and ribbon building. Among the parameters affecting noise reduction, the following were highlighted: building density, the ratio of the lengths of the sides of buildings, the ratio of the length of the gaps between buildings to the total length of the site, as well as the roughness of the building.

Keywords: noise of railway transport, noise reduction in residential areas, sound propagation, shielding, diffraction.

*E-mail: shabarova_av@voenmeh.ru (Васильева А.В.)

Введение

Снижение шума железнодорожного транспорта в условиях его распространения в городской застройке зависит от различных параметров. Существующие методики расчета снижения шума при его распространении по территории, ГОСТ 31295.2-2005 [1] и СП 276.1325800.2016 [2], предлагают использовать в расчете такие параметры как плотность застройки, длина траектории распространения шума через просветы между домами, размеры разрывов между домами на линии застройки и расстояний между линиями застройки. Однако оба этих метода, как показывает практика, дают заниженные результаты [3]. ГОСТ 31295 в п. А.3.1 предлагает выполнять расчет отдельно поправки на экранирование звука и на его отражение, а расчет поправки на затухание в жилом массиве, в случае если все-таки выбран данный метод расчета, проверять экспериментально. Таким образом можно сделать вывод, что данный расчет является лишь ориентировочным, а процесс затухания шума при его прохождении через застройку является более сложным, так как на него может влиять помимо отражения звука от строений и экранирования, также дифракция звука на сложных сооружениях, ограничение угла видимости, наличием разрывов между зданиями.

1. Выявление характерных типов городской застройки

Среди различных вариантов расположения зданий в жилых массивах можно выделить некоторые типовые варианты их размещения. [4, 5, 6]. На рисунке 1 представлено 4 типа расположения зданий в городской застройке. Строчная застройка подразумевает расположение зданий параллельно друг другу, в контексте размещения застройки вблизи источника шума можно выделить параллельную и перпендикулярную строчную застройку в зависимости от того, перпендикулярно или параллельно расположены здания по отношению к железной дороге. Периметральная застройка представляет собой здания, образующие внутри себя двор, огороженный от источника шума с трех сторон. Ленточная застройка представляет собой протяженное здание, параллельное источнику шума, за которым располагается все остальная жилая застройка.

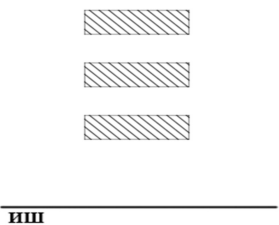
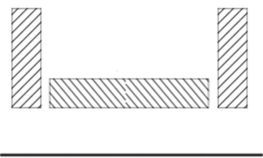
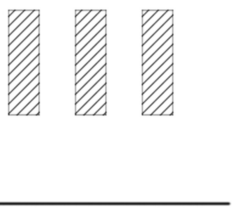

	
Строчная параллельная застройка	Периметральная застройка
	
Строчная перпендикулярная застройка	Ленточная застройка

Рис. 1. Выделенные характерные типы городской застройки

В случае строчной параллельной застройки снижение шума происходит за счет экранирования первым эшелонм зданий. Наибольшее снижение будет достигнуто на территории ближе к центру зданий, по краям за счет боковой дифракции снижение шума будет ниже. В строчной перпендикулярной застройке эффект экранирования шума зданиями отсутствует, однако снижение все же будет наблюдаться за счет ограничения угла видимости источника шума [7], также будет иметь место эффект переотражения звука между двумя зданиями. В случае периметральной застройки снижение шума обусловлено экранированием зданиями с трех сторон, а на территорию внутреннего двора шум проникает через проемы между зданиями. В случае ленточной застройки здание первого эшелона является экранирующим сооружением для все последующей застройки, боковая дифракция в данном случае не оказывает такого существенного влияния как в случае строчной параллельной застройки.

2. Выявление параметров, оказывающих влияние на затухание шума в застройке

На затухание звука в застройке может влиять ее плотность (отношение площади всех участков под домами к площади участка целиком), данный параметр используется в ГОСТ 31295.2-2005 [1] для расчета поправки на затухание звука в жилых массивах. Была проведена оценка зависимости затухания шума от плотности застройки для 13 территорий, расположенных в непосредственной близости от железной дороги. Затухание звука при его распространении на селитебной территории было определено экспериментально [3, 8], путем проведения измерений шума на селитебной территории по ГОСТ 23337-2014 п. 7.20 [9]. Измерения уровней шума на территории проводились посредством измерения уровней звукового воздействия при проезде отдельных поездов и преследующей обработке результатов измерений с учетом интенсивности движения поездов по участку, что позволяет исключить влияние других источников шума на полученные результаты. Помимо измерений шума на территории, также были проведены расчеты в программном комплексе SoundPLAN, которые показали хорошую (в пределах 3 дБА) сходимость с результатами эксперимента [3, 8]. Из графика, представленного рисунке 2 следует, что затухание звука в застройке зависит не только от плотности, но от других параметров, которые будут рассмотрены ниже.

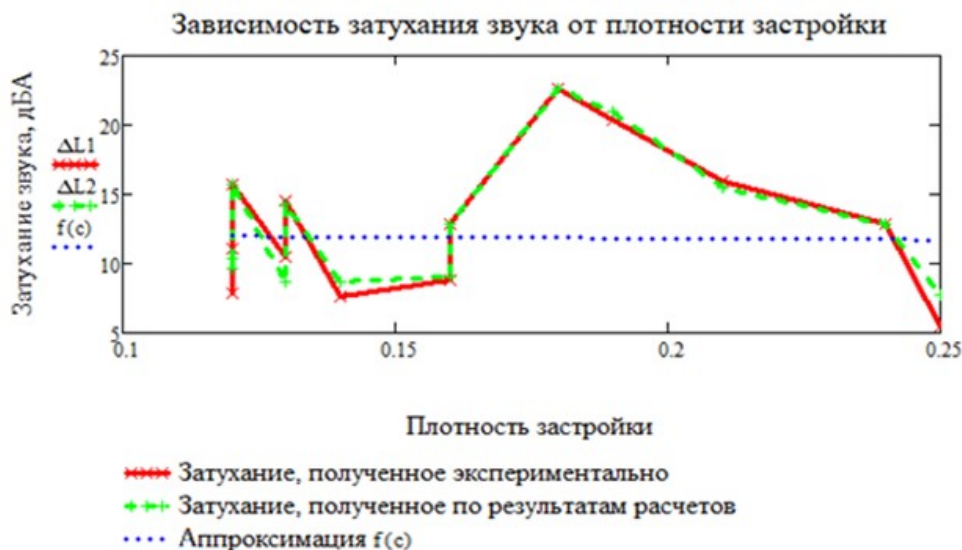


Рис. 2. Зависимость затухания звука в застройке от ее плотности

На рисунке 3 показана ситуация, в которой, при одинаковой плотности застройки затухание в массиве домов будет различным за счет различного их расположения. Во втором и третьем случае будет иметь место экранирование звука, причем в третьем случае оно будет ниже за счет боковой дифракции, а в первом случае снижение шума будет обусловлено ограничением угла видимости.

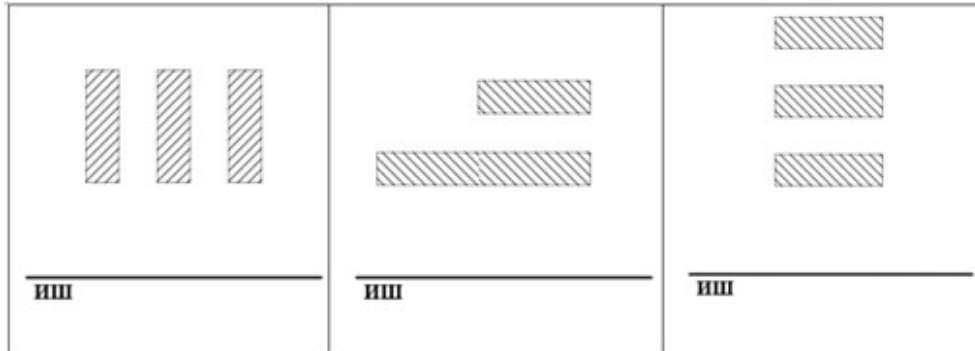


Рис. 3. Пример различного расположения зданий в застройке с одинаковой плотностью

Было выдвинуто предположение, что затухание звука может зависеть от отношения длин сторон здания, а именно отношения длины фасада параллельного источнику шума к длине фасада перпендикулярного источнику шума. Для строчной параллельной застройки это значение будет больше единицы, а для строчной перпендикулярной – меньше единицы. В [10] исследована зависимость затухания звука от различного расположения зданий относительно от нелинейного источника шума. На рисунке 4 показана зависимость затухания звука от отношения длин фасадов здания с учетом статистической обработки.

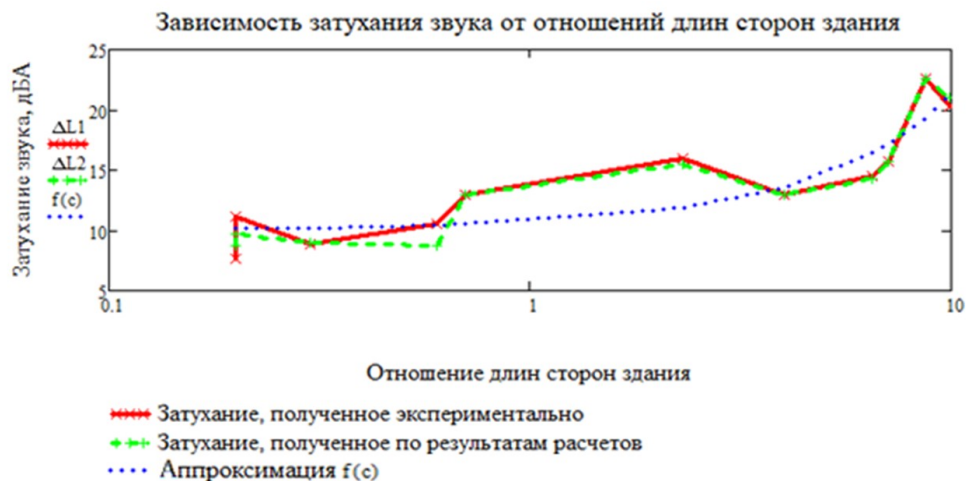


Рис. 4. Зависимость затухания звука в застройке от отношения длины фасадов зданий

Из графика, представленного на рисунке 3, следует, что затухание звука в застройке зависит от отношения длин фасадов здания.

Еще одним параметром влияющим за затухание звука является отношение длины проветров между домами к общей длине рассматриваемого участка (см. рис. 5).



Рис. 5. Зависимость затухания звука в застройке от длины проветров между домами к общей длине рассматриваемого участка

В таблице 1 представлены значения описанных выше параметров, определенные для различных типов застройки.

Таблица 1

Значения параметров, описывающих городскую застройку

Участок	Плотность застройки	Отношение длин фасадов здания	Отношение длины проветров к общей длине	Затухание
Строчная параллельная застройка				
Ст. Столбовая	0,13	6,50	0,35	14,5
Ст. Путепровод	0,16	4,00	0,31	12,90
Ст. Бугач	0,12	7,10	0,08	15,70
Среднее	0,14	5,90	0,25	14,30
Строчная перпендикулярная застройка				
Ст. Детская	0,12	0,20	0,78	11,10
Марьино Роща (северный участок)	0,16	0,30	0,78	8,80
Ст. Куровская	0,14	0,20	0,59	7,60
пл. Верхние котлы	0,13	0,60	0,58	10,50
Среднее	0,16	0,30	0,67	8,70
Периметральная застройка				
ст. Матвеевская – ст. Очаково	0,24	0,70	0,08	12,90
пл. Маленковская	0,21	2,30	0,08	16,00
Среднее	0,23	1,50	0,08	11,60

Ленточная застройка				
Ст. Лосиноостровская	0,19	9,90	0,01	20,30
Ст. Северное шоссе – ст. Бугач	0,18	8,70	0,08	22,60
Среднее	0,19	9,30	0,05	21,50

Помимо выделенных выше параметров затухание звука в застройке может зависеть также от шероховатости застройки (параметр, зависящий от средней высоты застройки) [11, 12]. В таблице 2 представлены значения затухания в зависимости от шероховатости застройки.

Таблица 2

Зависимость затухания звука в застройке от ее шероховатости

Тип застройки	Высота, м	Шероховатость Z_0 , м	Затухание с удвоением расстояния, дБА
Пористая поверхность $G=1$ (трава)	0,2	0,02	4,5
Сельская застройка 1 – 2 этажа	5-8	1	7,4
Городская застройка 3 – 5 этажей	11-15	1,5	8,4
Городская застройка более 5	15-30	3	13,0

На затухание звука на пути его распространения помимо экранирующих сооружений могут влиять также такие факторы, как затухание звука в атмосфере, которое зависит от климатических особенностей региона. Данный вопрос был подробно рассмотрен в [13, 14].

Заключение

Для повышения точности расчета снижения шума в условиях его распространения в городской застройке были выявлены следующие параметры застройки, влияющие на процесс затухания:

- плотность застройки;
- отношение длин фасадов здания;
- отношение длины пролетов между домами к общей длине рассматриваемого участка;
- шероховатость застройки.

Также были выделены четыре типа городской застройки:

- строчная параллельная застройка;
- строчная перпендикулярная застройка;
- периметральная застройка;
- ленточная застройка.

Наиболее высокие снижения шума были отмечены в ленточной и строчной параллельной застройке, где на снижение шума в первую очередь влияет процесс

экранирования, в периметральной застройке были получены чуть более низкие значения, и самое низкое снижение наблюдается в строчной перпендикулярной застройке.

Список литературы

1. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996) «Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета» Официальное издание. М.: Стандартиформ, 2006 год.
2. СП 276.1325800.2016 «Здания и территории. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков (с Изменениями N 1, 2)» Официальное издание. М.: Стандартиформ, 2017 год
3. Шабарова А.В. Сравнение методов расчета распространения шума железнодорожного транспорта в различных типах застройки / Шабарова А.В., Буторина М.В., Куклин Д.А. // Noise Theory and Practice. 2022. №3 (30) С. 16–33.
4. Калабин А.В. Виды жилой застройки: современное состояние // Академический вестник УралНИИпроект РААСН – 2017 № 4 (35) – С. 50-58.
5. Шабарова А. В. Формирование акустического комфорта в различных типах городской застройки / А. В. Шабарова, М. В. Буторина // Инвестиции, градостроительство, технологии как драйверы социально-экономического развития территории и повышения качества жизни населения: Материалы XIV Международной научно-практической конференции. В 2-х частях, Томск, 12–14 марта 2024 года. – Томск: Томский государственный архитектурно-строительный университет, 2024. – С. 465-472.
6. Результаты картирования шума Санкт-Петербурга / М. В. Буторина, Н. И. Иванов, А. В. Кудаев [и др.] // Безопасность жизнедеятельности. – 2009. – № 8(104). – С. 9-12.
7. ОДМ 218.2.013-2011 «Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам». Отраслевой дорожный методический документ от 13.12.2012 N 218.2.013-2011.
8. Воронова, А. А. Выбор мероприятий для защиты от железнодорожного шума в городской и сельской застройке / А. А. Воронова, А. В. Шабарова, М. В. Буторина // Защита от повышенного шума и вибрации: сборник трудов конференции IX Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Санкт-Петербург, 26–28 апреля 2023 года. – Санкт-Петербург: Институт акустических конструкций, 2023. – С. 272-279.
9. ГОСТ 23337-2014 «Шум. Методы измерения шума на территориях жилой застройки и в помещениях жилых и общественных зданий» Официальное издание. М.: Стандартиформ, 2019 год.
10. Тупов, В. Б. Влияние геометрических характеристик препятствий на снижение шума энергетического оборудования / Тупов В. Б., Мухаметов А. Б. // Электрические станции: ежемесячный производственно-технический журнал / Министерство промышленности и энергетики РФ [и др.]. Москва. 2023. № 2 (1099). С. 52 – 57.
11. Шабарова А.В. Снижение шума железнодорожного транспорта в различных типах жилой застройки / А.В. Шабарова, М.В. Буторина // Акустика среды обитания: Материалы IX Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов, Москва, 32-24 мая 2024 года. – Москва: Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет), 2024.
12. Попова И. В., Любимова Е. В., Куролап С. А. Вычисление параметров

шероховатости и оценка аэрационного потенциала городских территорий. Жилищное хозяйство и коммунальная инфраструктура 2018 № 1(4) С. 79 – 87.

13. Тупов В.Б. Влияние региональных климатических факторов на снижение уровня шума от энергетического оборудования / Тупов В.Б., Тараторин А.А., Скворцов В.С. //Теплоэнергетика, №11, 2018, С.72-77.

14. Тараторин А.А. Влияние региональных климатических факторов на акустические расчеты и выбор мер по снижению шума / Тараторин А.А., Тупов В.Б. //48-й Международный конгресс по инженерному шумоподавлению, Мадрид, Испания, 16-19 июня 2019 г.

References

1. GOST 31295.2-2005 (ISO 9613-2:1996) "Noise. Sound attenuation during propagation on the ground. Part 2. General calculation method" Official publication. Moscow: Standartinform, 2006.

2. SP 276.1325800.2016 "Buildings and territories. Rules for the design of noise protection of traffic flows (with Amendments N 1, 2)" Official publication. Moscow: Standartinform, 2017

3. Comparison of methods for calculating the propagation of noise from railway transport in various types of buildings / Shabarova A.V., Butorina M. V., Kuklin D. A. / Noise Theory and Practice 2022. Vol. 8, No. 3(30) P. 16-33.

4. Kalabin A.V. Types of residential development: current state // Academic Bulletin of UralNIIproekt RAASN – 2017 No. 4 (35) – P. 50-58.

5. Formation of acoustic comfort in various types of urban development / A.V. Shabarova, M. V. Butorina // Investments, urban planning, technologies as drivers of socio-economic development of the territory and improvement of the quality of life of the population: Proceedings of the XIV International Scientific and Practical Conference. In 2 parts, Tomsk, March 12-14, 2024. Tomsk: Tomsk State University of Architecture and Civil Engineering, 2024. - P. 465-472.

6. Results of noise mapping in St. Petersburg / M. V. Butorina, N. I. Ivanov, A.V. Kudaev [et al.] // Life safety. – 2009. – № 8(104). – P. 9-12.

7. ODM 218.2.013-2011 "Methodological recommendations for the protection of territories adjacent to highways from traffic noise". Industry road methodological document dated 13.12.2012 N 218.2.013-2011.

8. Voronova, A. A. The choice of measures to protect against railway noise in urban and rural buildings / A. A. Voronova, A.V. Shabarova, M. V. Butorina // Protection from increased noise and vibration: proceedings of the IX All-Russian Scientific and practical conference with international participation, St. Petersburg, April 26-28, 2023. – St. Petersburg: Institute of Acoustic Structures, 2023. – P. 272-279.

9. GOST 23337-2014 "Noise. Methods of measuring noise in residential areas and in residential and public buildings" Official publication. Moscow: Standartinform, 2019

10. Тупов, В. В. The influence of geometric characteristics of obstacles on noise reduction of power equipment / Тупов В. В., Mukhametov A. B. // Electric stations: monthly production and technical journal / Ministry of Industry and Energy of the Russian Federation [et al.]. Moscow. 2023. No. 2 (1099). – P. 52-57.

11. Reducing the noise of railway transport in various types of residential buildings / A.V. Shabarova, M.V. Butorina // Acoustics of the habitat: Proceedings of the IX All-Russian Conference of Young Scientists and Specialists, Moscow, May 32-24, 2024. – Moscow: Bauman Moscow State Technical University (National Research University), 2024.

12. Calculation of roughness parameters and assessment of aeration potential of urban areas. / Popova I. V., Lyubimova E. V., Kurolap S. A. / Housing and Communal infrastructure 2018 No. 1(4) P. 79-87.

13. Тупов В.В. Influence of regional climatic factors on noise reduction from power equipment / Тупов В.В., Taratorin A.A., Skvortsov V.S. //Теплоэнергетика, No.11, 2018, pp.72-77.

14. Taratorin, A.A. Influence of regional climatic factors on acoustic calculations and on the choice of noise reduction measures / Taratorin, A.A., Тупов, В.В. //48 th International Congress on Noise Control Engineering, Madrid, Spain, 16-19 June 2019.

УДК: 629.017:629.018

OECD: 629.017:629.018

Исследования шума автотранспортного средства при взаимодействии с набегающим потоком

Рахматов Р.И.^{1*}, Надарейшвили Г.Г.², Дмитриев Н.А.³¹К.т.н., главный специалист²Д.т.н., заместитель Генерального директора по науке³Начальник отдела базовых потребительских свойств^{1,2,3}ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва, РФ

Аннотация

В статье приводится подход к исследованию шума автотранспортного средства при взаимодействии с набегающим потоком. В рамках работы описана последовательность действий исследования. Разработаны конечно-элементные модели автотранспортного средства для газодинамических и аэроакустических исследований. Проведены расчетные исследования газодинамических характеристик при взаимодействии с набегающим потоком, а также проведены расчетные исследования аэроакустических источников шума гибридным методом Меринга. По итогам расчетных исследований определены распределения плотности аэроакустических источников по Мерингу. С целью оценки адекватности расчетных исследований проведены экспериментальные исследования в аэроакустической трубе. Проведена валидация расчетной модели по критерию совпадения зон аэроакустических источников. С целью определения влияния набегающего потока на внутренний шум проведены экспериментальные исследования и разработаны технические решения позволяющие уменьшить внутренний шум от набегающего потока.

Ключевые слова: автотранспортные средства, аэроакустика, конечно-элементное моделирование, гибридное моделирование, газодинамическое моделирование, идентификация аэроакустических источников по Мерингу, экспериментальные исследования, валидация, NVH (Noise, Vibration and Harshness).

Research of motor vehicle noise interacting with the onrushing air flow

Rakhmatov R.I.^{1}, Nadareishvili G.G.², Dmitriev N.A.³**¹PhD, chief specialist**²DsC, Deputy General director for science**³Head of NVH Department**^{1,2,3}FSUE 'NAMI', Moscow, Russia*

Abstract

The article presents an approach to the research of motor vehicle noise in interaction with the onrushing flow. Within the framework of the work the sequence of actions of the research is described. Finite element models of a vehicle for gas dynamic and aeroacoustic research are developed. The computational research of gas-dynamic characteristics at interaction with the onrushing airflow is carried out, and also the computational research of aeroacoustic noise sources by the hybrid Mering's method is carried out. The Mering density distributions of aeroacoustic sources were determined based on the results of the computational studies. In

order to evaluate the adequacy of the computational studies, experimental research was carried out in an aeroacoustic tunnel. Validation of the computational model by the criterion of coincidence of the aeroacoustic source zones was carried out. In order to determine the influence of the onrushing flow on the internal noise, experimental research has been carried out and technical solutions have been developed to reduce the internal noise from the oncoming flow.

Keywords: vehicles, aeroacoustics, finite element modeling, hybrid modeling, gas dynamic modeling, Mering aeroacoustic source identification, experimental studies, validation, NVH.

Введение

Неотъемлемой частью эксплуатации автотранспортного средства (АТС) является загородный режим движения со скоростями свыше 100 км/ч, при которых основной вклад во внутренний шум вносят аэроакустические источники шума.

Исследования, посвященные решению задач как внешнего, так и внутреннего шума посвящены работы Camussi R. [1], Chode K.K. [2, 3], Ekman P. [4], He Y. [5-7], Menter F.R. [8], Page G.J. [9], Read C. [10], Su X. [11], Viswanathan H. [12, 13], Wang Y. [14], Wang D. [15], Шашурина А.Е. [16 - 18], Васильева В.А. [19, 20] и Санникова В.А. [21].

Анализ работ показывает, что аэроакустический и аэровиброакустический шум формируется:

1. Аэродинамическими вихрями (шум формы), возникающими при взаимодействии воздушного потока с автотранспортным средством. Этот шум присутствует во всем частотном диапазоне: от низких и средних частот, создаваемых в зонах передней части капота до высоких частот, создаваемых боковыми зеркалами, дворниками, антенной, стойкой А и другими поверхностями АТС.
2. При совпадении частот собственных колебаний стекла и аэродинамической нагрузки на стекло. Этот шум характеризуется низкими и средними частотами.
3. Вибрациями уплотнений. Высокочастотный шум.
4. Колебаниями структуры кузова и навесных компонентов. Основной вклад во внутренний шум при взаимодействии набегающего потока вносит шум формы (около 80%), исследованию которого посвящена данная работа.

1. Последовательность действий для расчетного исследования аэроакустических источников

Для расчетных исследований аэроакустических характеристик автотранспортных средств использован гибридный метод. Данный метод разработан для расчета генерации и распространения шума с «приемлемыми» машинными затратами, с возможностью решения связанных задач, а также с учетом «всех» акустических эффектов. При этом у данного метода есть следующие допущения: акустические источники связаны с турбулентным потоком, а акустическое поле не влияет на поток.

Последовательность расчетных исследований с использованием гибридного метода следующая:

1. Расчёт нестационарного потока с помощью U-RANS, DES и LES:

1.1. Осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса для нестационарного потока (Unsteady Reynolds-averaged Navier–Stokes equations). Соответственно: применение осреднения по Рейнольдсу к уравнениям Навье-Стокса приводит к получению уравнений Рейнольдса, которые не замкнуты, замыкание уравнений Рейнольдса (определение турбулентных напряжений) производится с помощью полуэмпирических моделей турбулентности. Моделируются все турбулентные вихри;

1.2. Метод моделирования оторвавшихся вихрей (Detached Eddy Simulation - DES). Соответственно: комбинация классической RANS-формулировки с элементами метода LES, точное предсказание турбулентного пограничного слоя вплоть до точки отрыва, вычислительные затраты для течений при больших числах Re на порядки меньше.

1.3. Метод моделирования крупных вихрей (Large Eddy Simulation - LES). Соответственно: уравнения переноса решаются относительно «разрешимых масштабов», крупные вихри разрешаются, мелкие – моделируются, решение по определению нестационарно, Δt диктуется наименьшими разрешёнными вихрями.

2. Интерполяция газодинамической сетки с извлеченными данными потока к акустической сетке;

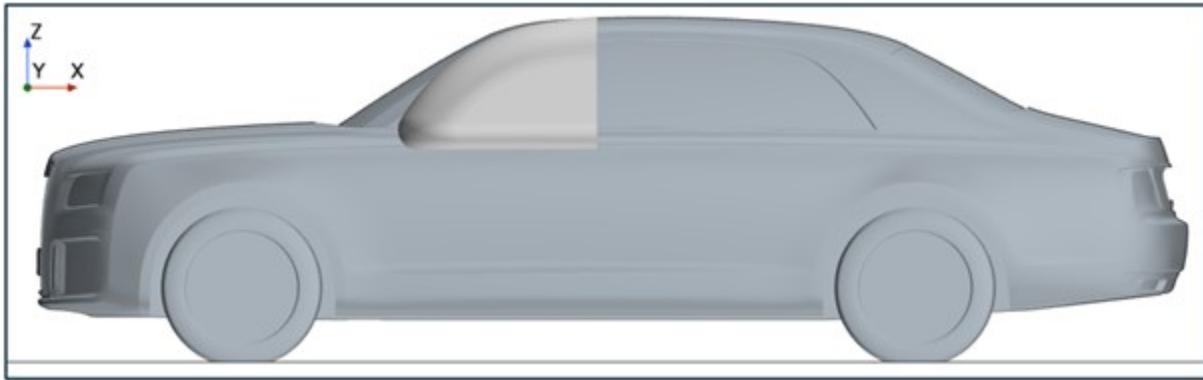
3. Расчет аэроакустических источников шума – плотности аэроакустических источников по Мерингу;

Следует отметить, что основная идея аналогии Мёринга характеризуется использованием скалярных уравнений, которые больше всего подходят для описания распространения звука в неоднородной среде, что требует средних значений термодинамических параметров потока. Уравнение, описывающее генерацию звука и распространение, имеет следующий вид:

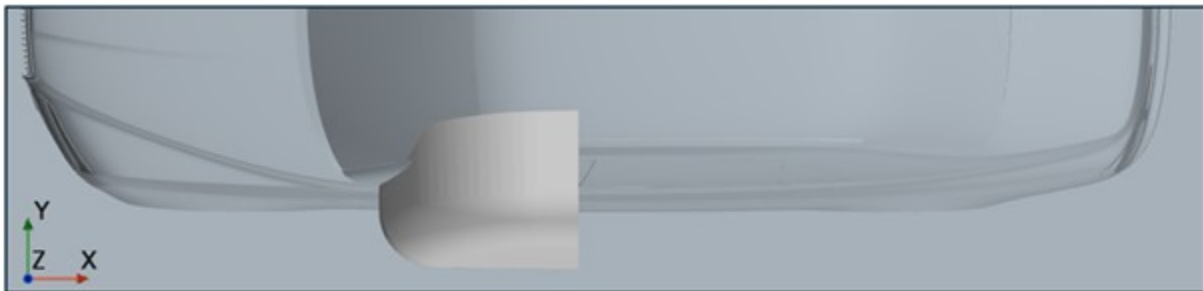
$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\rho}{\rho_T^2 c^2} \frac{\partial b}{\partial t} + \frac{\rho v_i}{\rho_T^2 c^2} \frac{\partial b}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\rho v_i}{\rho_T^2 c^2} \left(\frac{\partial b}{\partial t} + v_i \frac{\partial b}{\partial x_i} \right) - \frac{\rho}{\rho_T} \frac{\partial b}{\partial x_i} \right) = \\ = - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\rho}{\rho_T} (\vec{v} \cdot \vec{\omega})_i - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{v_i}{\rho_T} \left(\frac{\partial \rho}{\partial S} \right)_p \frac{\partial S}{\partial t} - \frac{\rho T}{\rho_T} \frac{\partial S}{\partial x_i} \right) + \\ + \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{\rho_T} \left(\frac{\partial \rho}{\partial S} \right)_p \frac{\partial S}{\partial t} - \frac{\rho v_i}{\rho_T^2} \frac{\partial \rho_T}{\partial x_i} \right). \end{aligned}$$

2. Расчетные исследования аэроакустических источников

Для исследования аэроакустических источников разработана расчетная модель на основе математической модели АТС с учетом рекомендаций фирм Siemens, Blue Engineering и Porsche Engineering по исследованию внешней аэродинамики АТС. С целью сокращения вычислительных затрат задача решена в симметричной постановке. Иллюстрация внешней «оболочки» с учетом рекомендаций АТС приведена на рисунке 1.



а



б

Рис. 1. Модель транспортного средства: а – вид спереди и б – вид сверху

Иллюстрация конечно-элементной модели (КЭМ) в сечении плоскости симметрии для газодинамических расчетов выполненная в Siemens Star CCM+ приведена на рисунке 2.

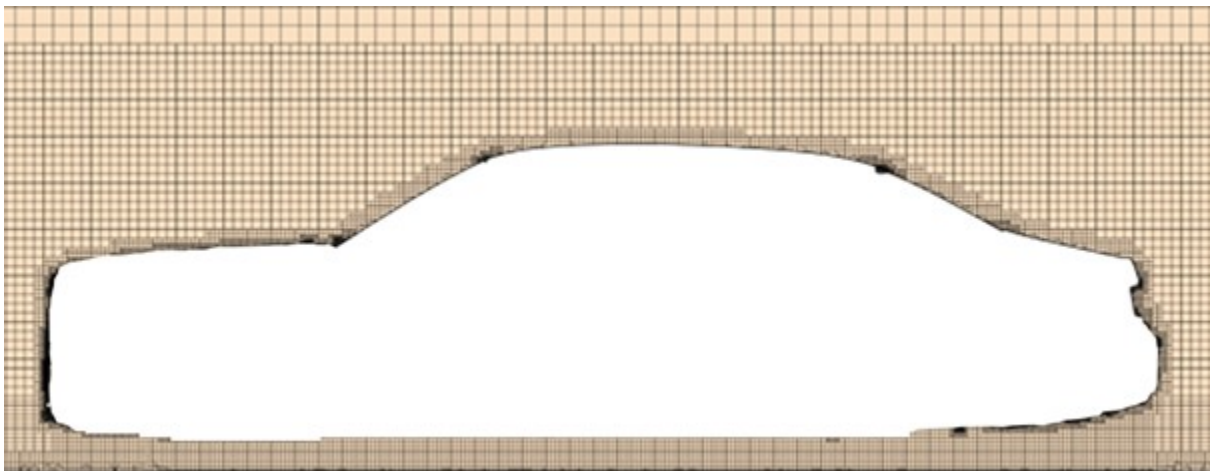


Рис. 2. Конечно-элементная модель АТС

Согласно теореме Котельникова (Найквиста — Шеннона): частотная дискретизация определяется по максимальному временному интервалу ($\Delta f = 1/T$), а максимальная частота определяется по временному шагу ($f_{max} = 1/(2Te)$). Где Δf — частотная дискретизация, T — временной интервал, f_{max} — максимальная частота и Te — шаг по времени. На основе вышеизложенного, для аэроакустической задачи с максимальной частотой 5000 Гц с шагом 5 Гц проведен газодинамический расчет с максимальным временем расчета 0,2 сек и с шагом 0,0001 сек с автосохранением данных векторной величины скорости и скалярных величин: температуры, давления, плотности, кинетической энергии турбулентного потока и скорости звука.

В качестве примера на рисунке 3 приведены результаты расчетных исследований в виде распределения кинетической энергии турбулентного потока по поверхности АТС.

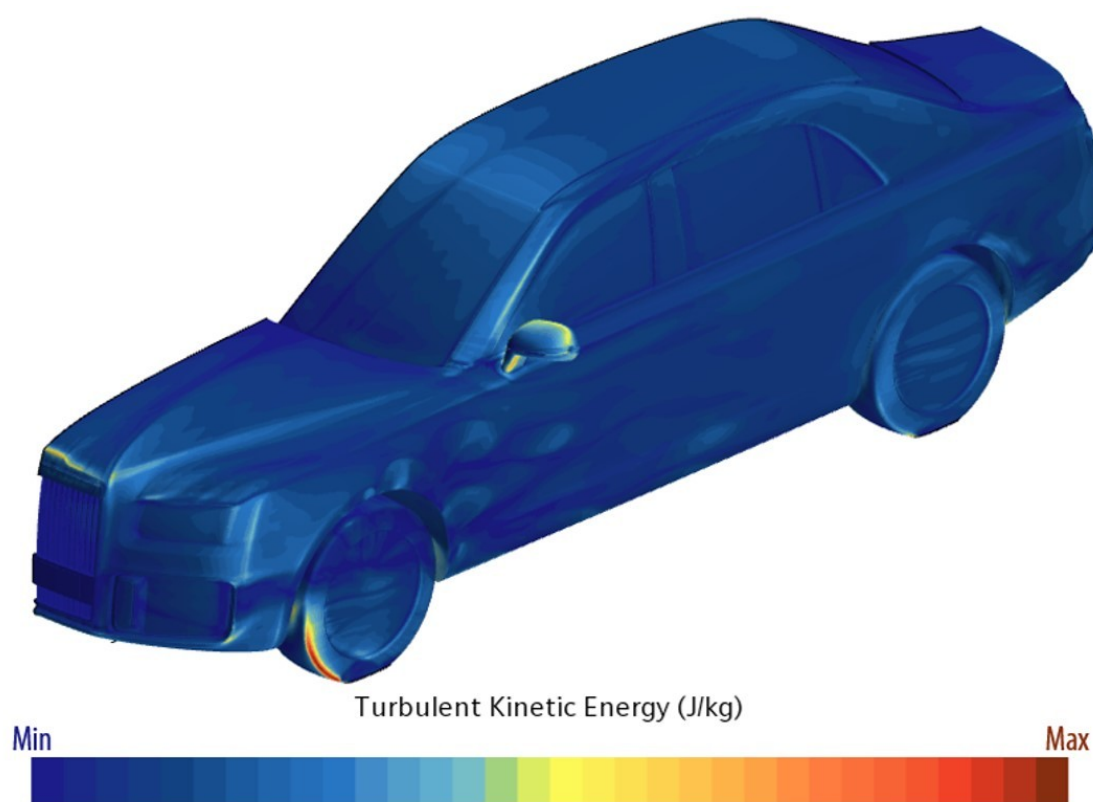
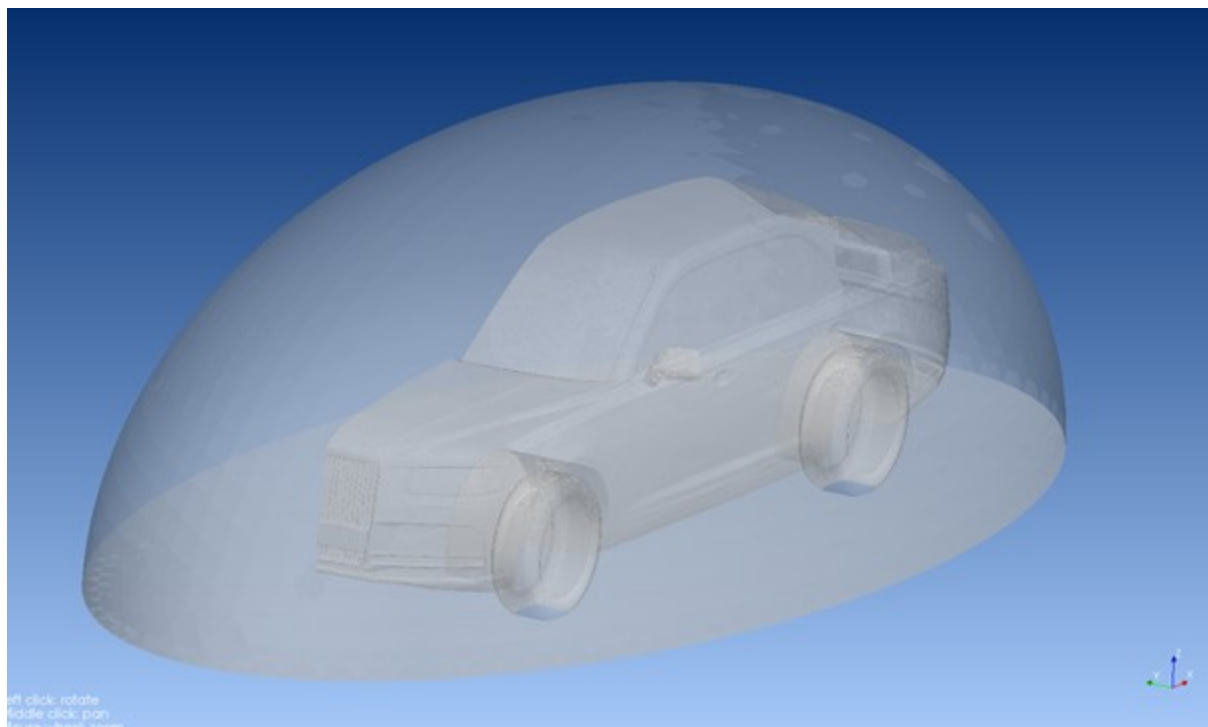


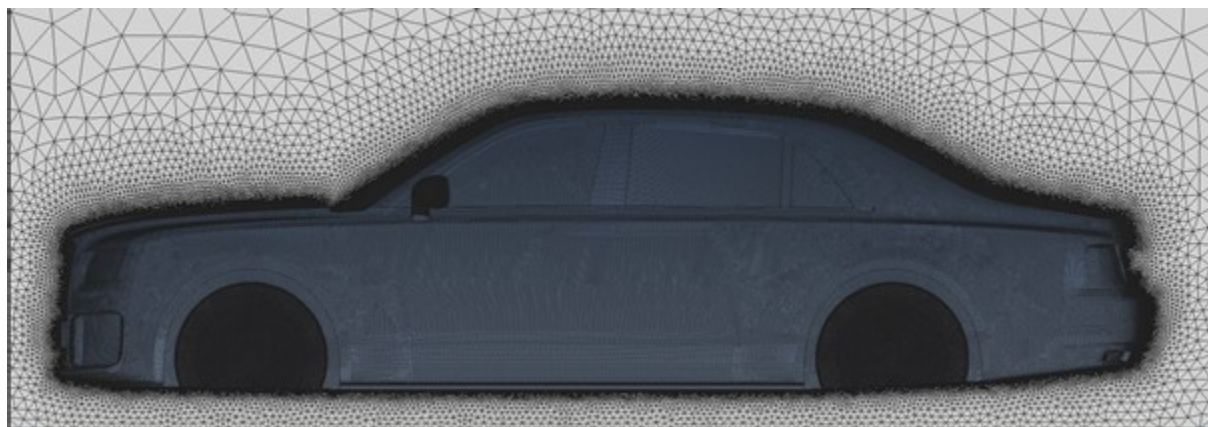
Рис. 3. Результаты расчетных исследования распределения кинетической энергии турбулентного потока

Кинетическая энергия турбулентного потока сконцентрирована в зоне зеркала заднего вида, стойки А, передней части капота, нижней левой части бампера и внешней нижней кромки переднего колеса.

Далее проводилась интерполяция газодинамической сетки с извлеченными газодинамическими данными к акустической сетке. Акустическая сетка разработана с учетом рекомендации разработчика программы Atran, фирмы Hexagon. Иллюстрация геометрии и акустической сетки (со скрытыми колесами) приведена на рисунках 4(а) и 4(б) соответственно.



а



б

Рис. 4. Модель транспортного средства: а – геометрия и б – КЭМ

В качестве примера на рисунке 5 приведены результаты расчетных исследований в виде распределения плотности аэроакустических источников по Мёрингу в горизонтальной плоскости на уровне боковых зеркал заднего вида.

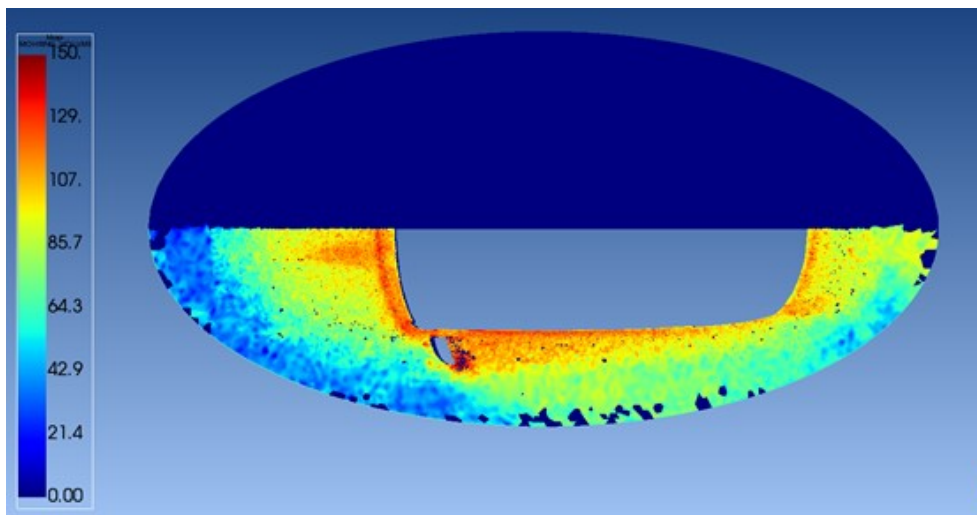


Рис. 5. Результат расчетных исследований источников аэроакустического шума аналогией Меринга

Плотность аэроакустических источников по Мерингу в основном сконцентрирована в зоне зеркала заднего вида, стойки А и пространством между задним стеклом и крышкой багажника. С целью валидации расчетной модели проведены экспериментальные исследования.

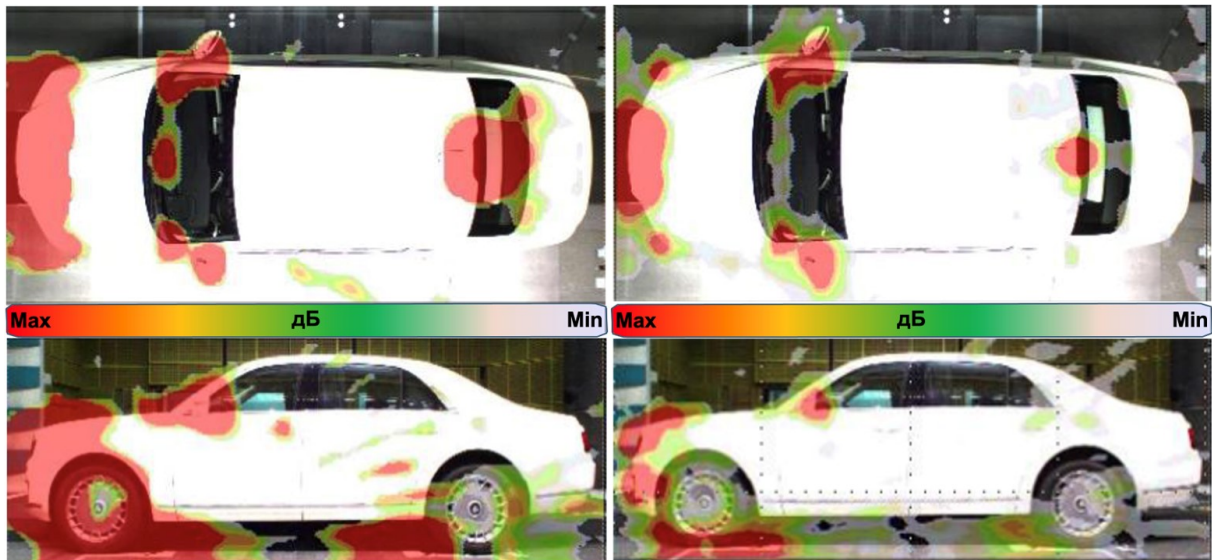
3. Экспериментальные исследования внешнего шума

Аэроакустические исследования проведены в аэроакустической трубе с установленными направленными микрофонными решетками, иллюстрация которых приведена на рисунке 6.



Рис. 6. Направленные микрофонные решетки для исследования внешнего акустического излучения при взаимодействии АТС с набегающим потоком установленными:
а – над АТС и б – сбоку АТС

Пример результатов экспериментальных исследований аэроакустических характеристик (внешний шум при воздействии набегающего потока) АТС на скорости потока 140 км/час в виде распределения звукового давления на плоскости микрофонных решеток методом биформинга (beamforming) на частотах 1600, 2500 и 3150 Гц приведены на рисунках 7(а), 7(б) и 7(в) соответственно.



а



б

Рис. 7. Результаты экспериментальных исследований аэроакустических характеристик при скорости потока 140 км/час на частотах: 1600 Гц – а, 2500 Гц – б и 3150 Гц – в

Анализ результатов экспериментальных исследований на скоростях потока 140 и 200 км/час показывает, что основным источником шума являются боковые зеркала заднего вида, стойка А, переход между задним стеклом и крышкой багажника, стоп-сигнал, желобки опускных стекол, стекло неподвижное боковое заднее, двери и дверные ручки.

4. Сравнение результатов расчетных и экспериментальных исследований

Иллюстрация сравнения расчетных исследований зон аэроакустических источников по Мерингу и распределения уровней звуковых давлений по поверхности АТС, определенных при экспериментальных исследованиях приведены на рисунке 8.

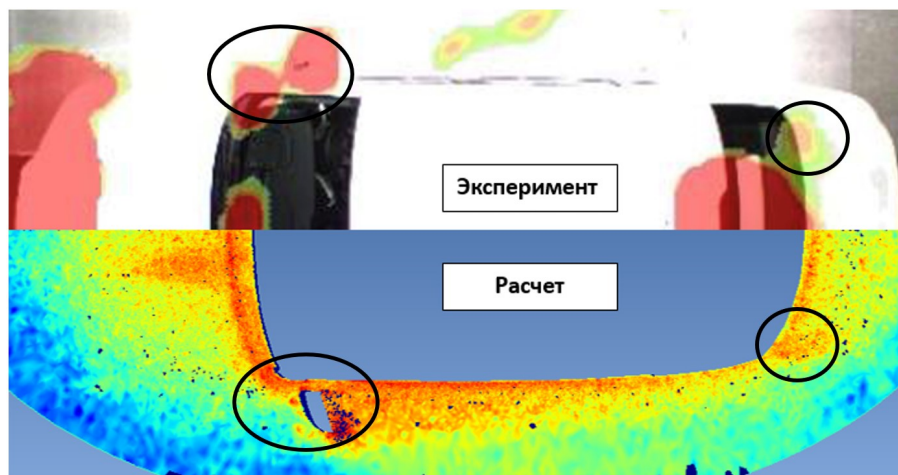


Рис. 8. Распределения уровней звуковых давлений по поверхности АТС, замеренные микрофонными решетками (верхний рисунок-эксперимент) и распределения плотностей аэроакустических источников по Мерингу (нижний рисунок-расчет):
 скорость – 140 км/час и частота – 1600 Гц

Анализ рисунков показывает, что локальные зоны максимальных амплитуд уровней звуковых давлений (верхний рисунок) соответствуют локальным зонам мест максимальных амплитуд плотности аэроакустических источников по Мерингу (нижний рисунок) определенных расчетным способом (в сечении бокового зеркала заднего вида), свидетельствующее об адекватности расчетных исследований.

С целью определения влияния набегающего потока на внутренний шум и подготовки экспериментальных данных для сравнительного анализа расчетной модели по внутреннему шуму проведены экспериментальные исследования.

5. Экспериментальные исследования внутреннего шума

Для аэровиброакустического исследования (исследования внутреннего шума при взаимодействии АТС с набегающим потоком) на АТС установлены, микрофонные системы, учитывающие физиологию органа слуха человека. Иллюстрация установленных микрофонных систем на первый ряд сидений (на местах водителя и переднего пассажира) и на второй ряд сидений (на местах задних пассажиров) приведена на рисунках 9(а) и 9(б) соответственно.

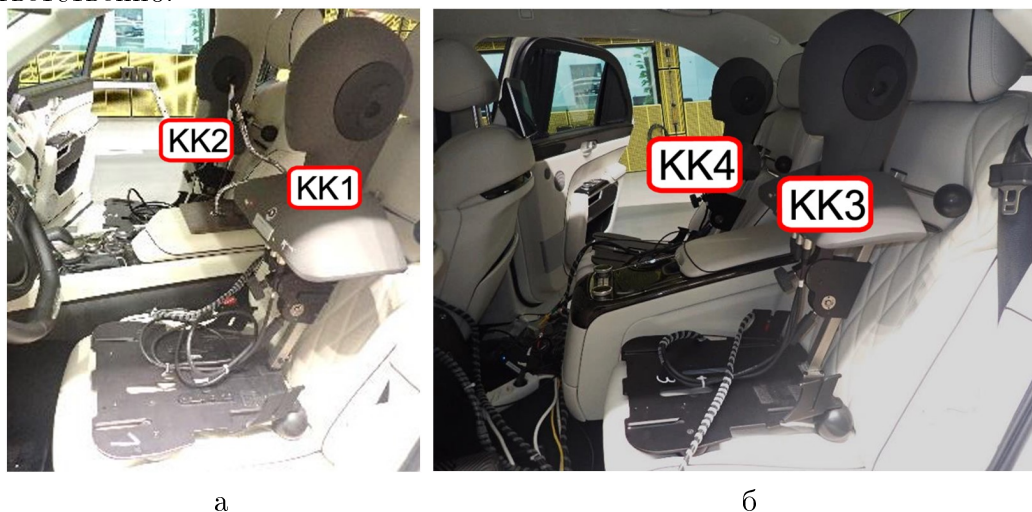
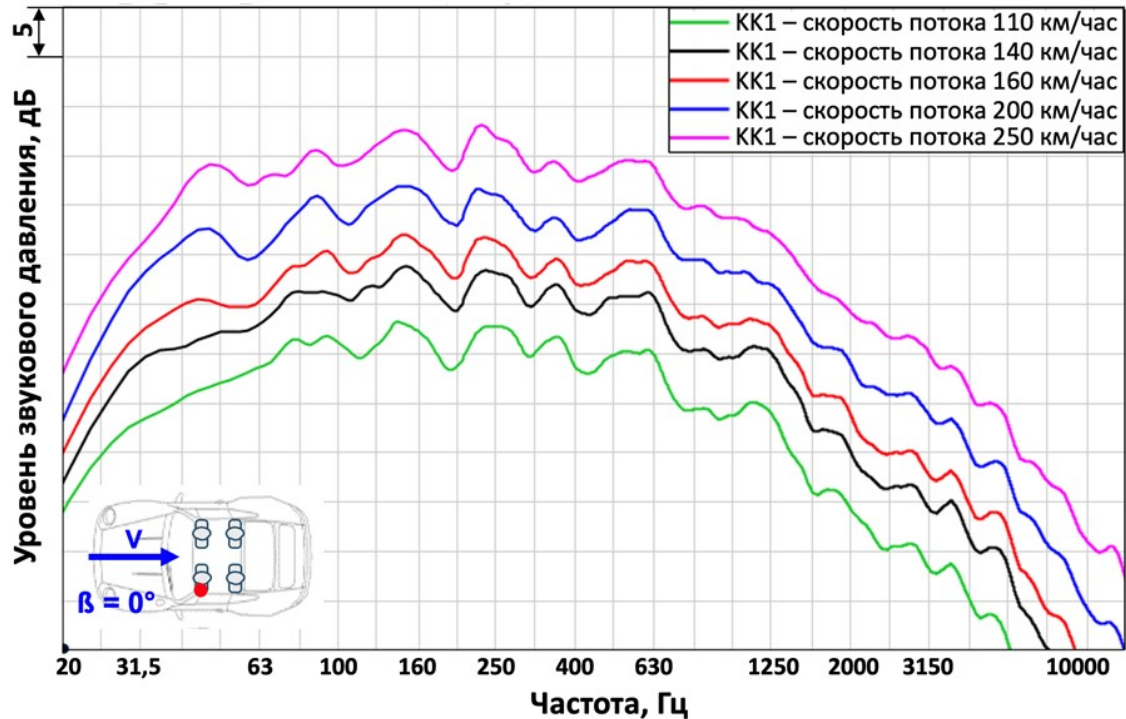
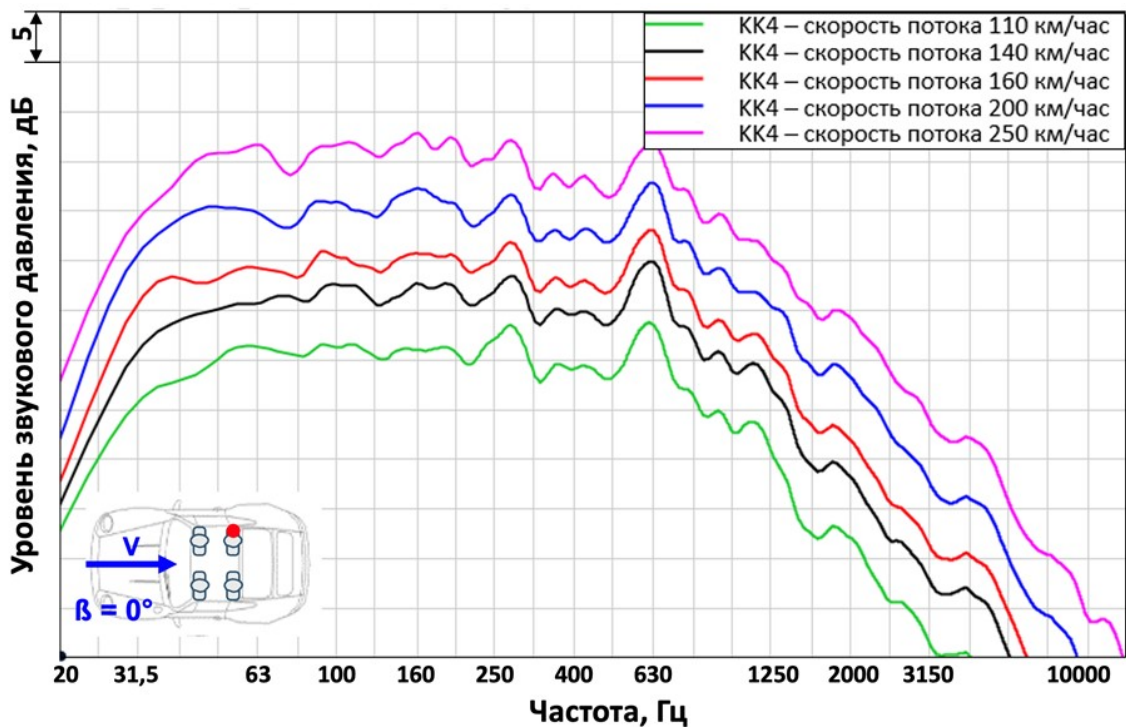


Рис. 9. Микрофонные системы для измерения шума внутри АТС, установленные в:
 а – на первом ряду сидений и б – на втором ряду сидений

Результаты экспериментальных исследований аэровиброакустических характеристик, а именно уровня звукового давления измеренного у левого уха водителя (КК1) и правого уха заднего правого пассажира на скоростях потока 110, 140, 160, 200 и 250 км/час приведены на рисунках 10(а) и 10(б) соответственно.



а



б

Рис. 10. Результаты экспериментальных исследований уровня звукового давления измеренного у: левого уха водителя (а) и правого уха заднего правого пассажира (б)

При увеличении скорости наблюдается линейное увеличение уровня звукового давления.

Анализ проведенных экспериментальных исследований показал, что основными источниками шума являются:

- переход между задним стеклом и крышкой багажника (отсутствие уплотнительного элемента в передней части крышки багажника позволяет воздуху создавать колебания акустического объема между крышкой багажника и задним окном. Влияние данной полости заметно в виде пика в частотном диапазоне 600-1000 Гц. Иллюстрация схемы образования шума и предлагаемое решение приведено на рисунке 11.

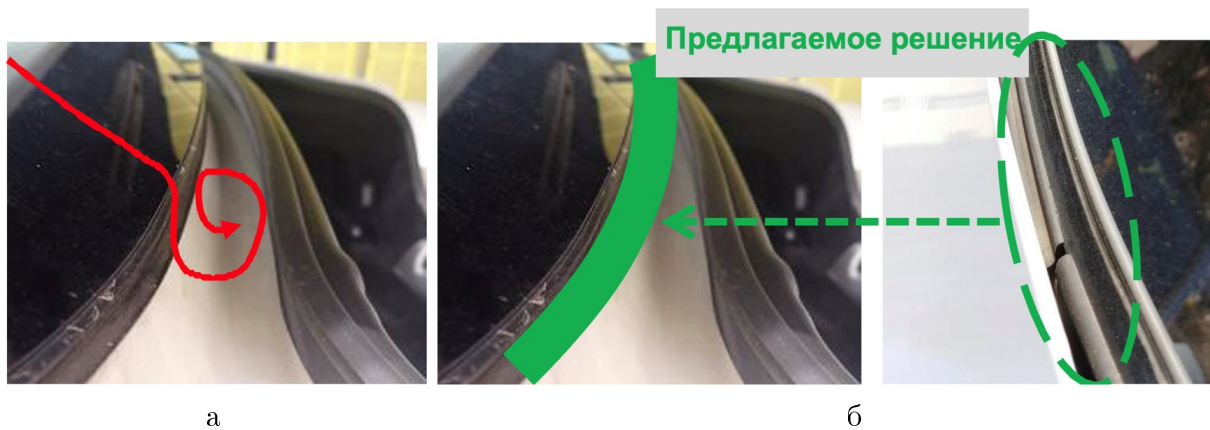


Рис. 11. Схема образования аэроакустического шума между задним стеклом и крышкой багажника (а) и предлагаемые решения для снижения данного шума (б)

- стоп-сигнал. Влияние данной детали заметно в виде широкополосного шума в частотном диапазоне 600-3000 Гц;

- желобки опускных стекол. Влияние данной детали заметно в виде широкополосного шума на частоте выше 1000 Гц;

- двери. Влияние дверей заметно на частоте ниже 1000 Гц;

- дверные ручки. Влияние данной детали заметно в виде широкополосного шума в частотном диапазоне 1000-4000 Гц.

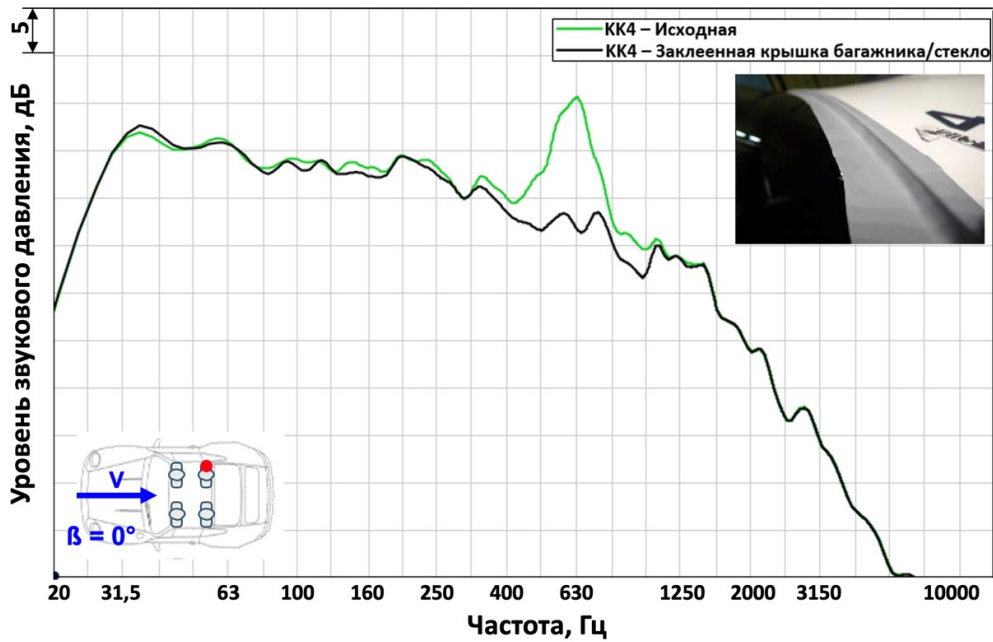
Иллюстрация основных источников шума с выделением компонентов, максимально влияющих на внутренний шум, приведена на рисунке 12.



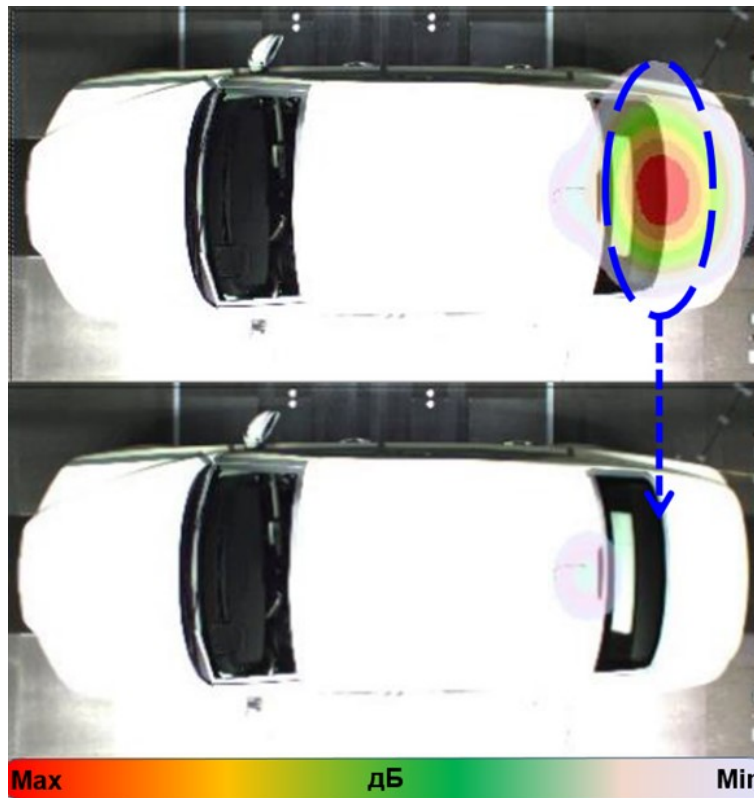
Рис. 12. Основные источники аэроакустического шума: красная линия – источники с максимальным вкладом на внутренний шум, желтая линия – источники с средним вкладом на внутренний шум и синяя линия – источники с низким вкладом на внутренний шум

С целью снижения внутреннего шума проведены мероприятия для улучшения аэроакустических и аэровиброакустических характеристик, в частности:

1. Заклеивание зазора между крышкой багажника и задним стеклом (рисунок 13).



а

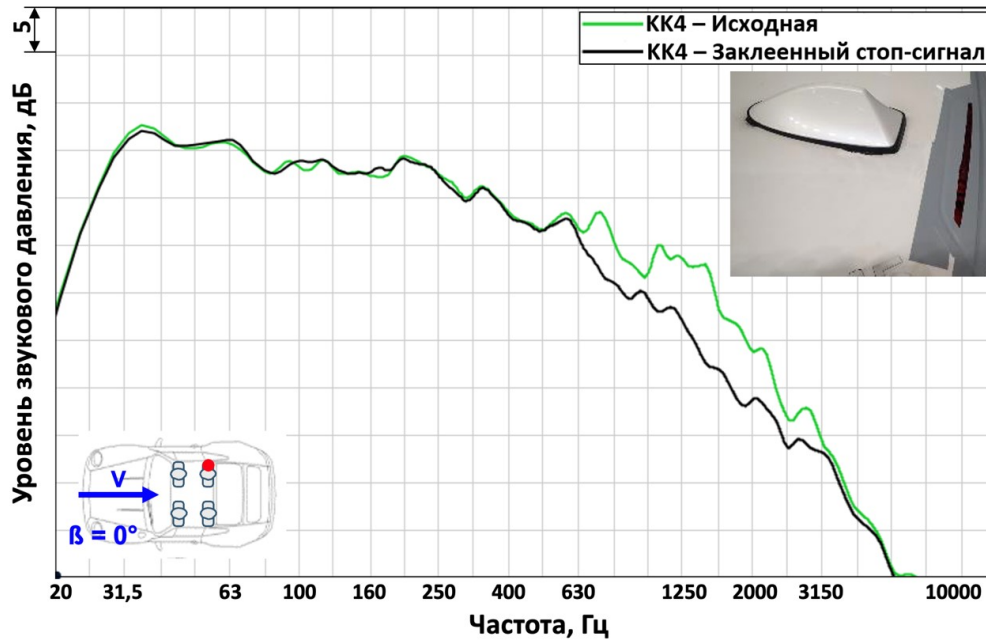


б

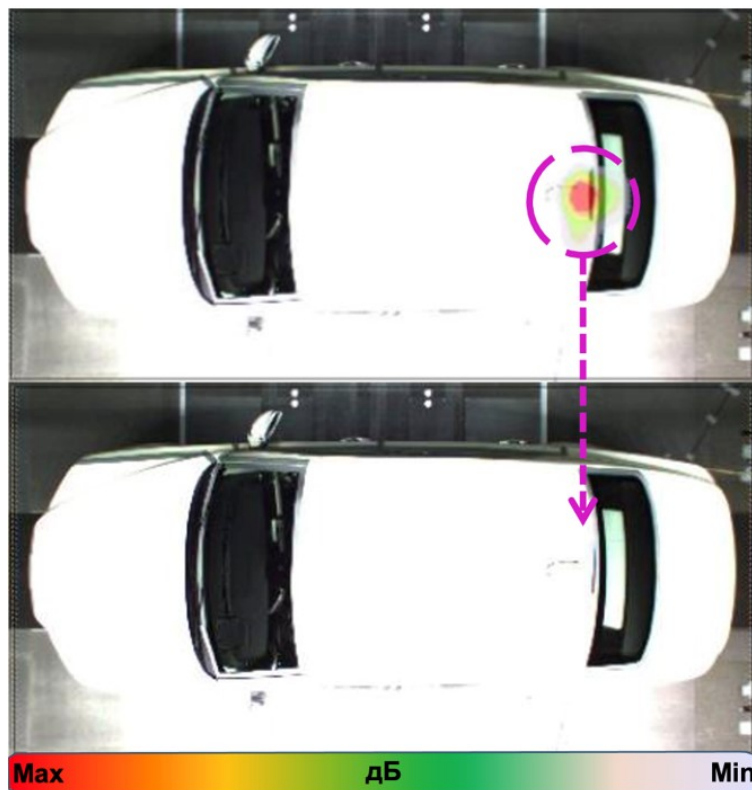
Рис. 13. Результаты экспериментальных исследований уровня звукового давления измеренного у: левого уха водителя (а) и правого уха заднего пассажира (б)

При заклеивании пространства между крышкой багажника и задним стеклом зафиксировано существенное снижение уровня звукового давления в частотном диапазоне 600-1000 Гц до 15 дБА.

2. Заклеивание зазора вокруг верхнего стоп-сигнала (на крыше) (рисунок 14).



а



б

Рис. 14. Результаты экспериментальных исследований исходной и заклеенного стоп-сигнала: а – уровень звукового давления, измеренного у правого уха заднего правого пассажира и б – распределение звукового давления на частоте 2000 Гц

При заклеивании зазора вокруг стоп-сигнала зафиксировано существенное снижение уровня звукового давления в частотном диапазоне 600-3000 Гц до 10 дБА.

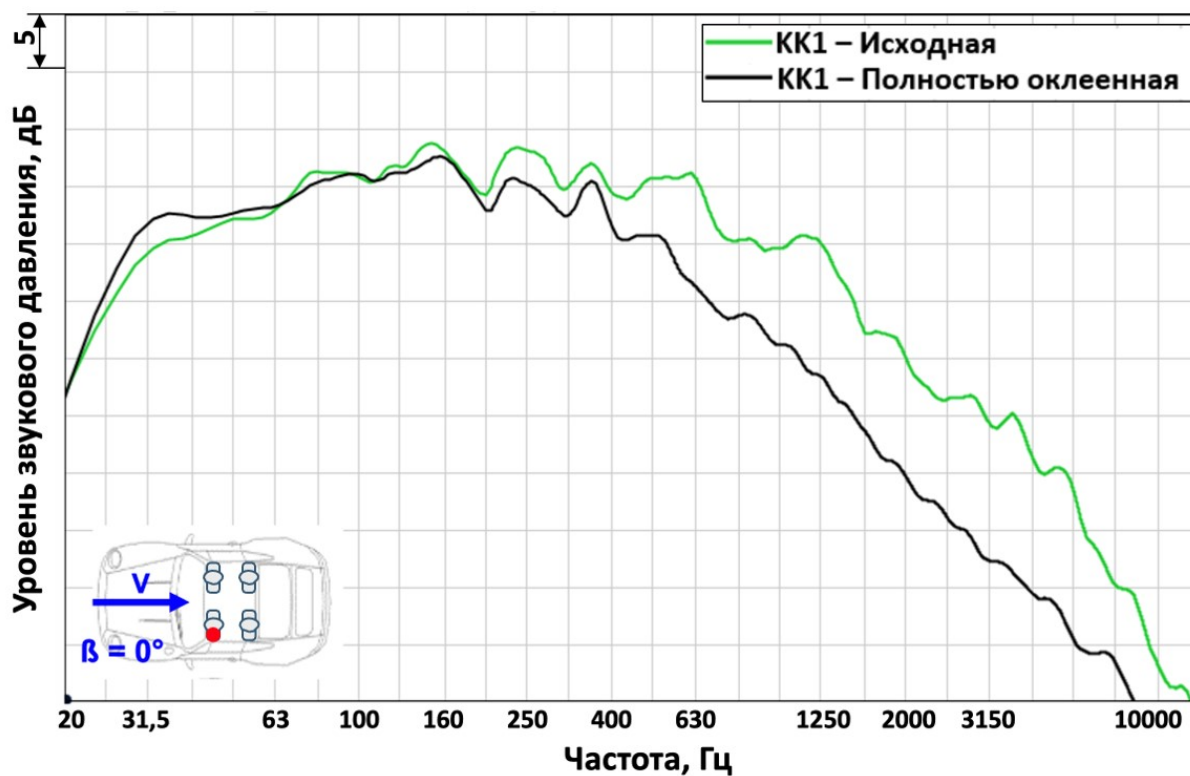
Таким образом, проведены мероприятия для улучшения аэроакустических и аэровиброакустических характеристик, и определено влияние на шум каждого из мероприятий. Соответственно, по результатам мероприятий разрабатываются технические решения, направленные на улучшения аэроакустических и аэровиброакустических характеристик АТС. При этом в приоритете технические решения, которые максимально уменьшают общий уровень шума, замеренные внутри АТС.

Заключительным этапом исследования является анализ исходного и полностью оклеенного состояния АТС, которое показывает максимально возможное снижение внутреннего шума. Иллюстрация оклеенных элементов экстерьера АТС приведена на рисунке 15.

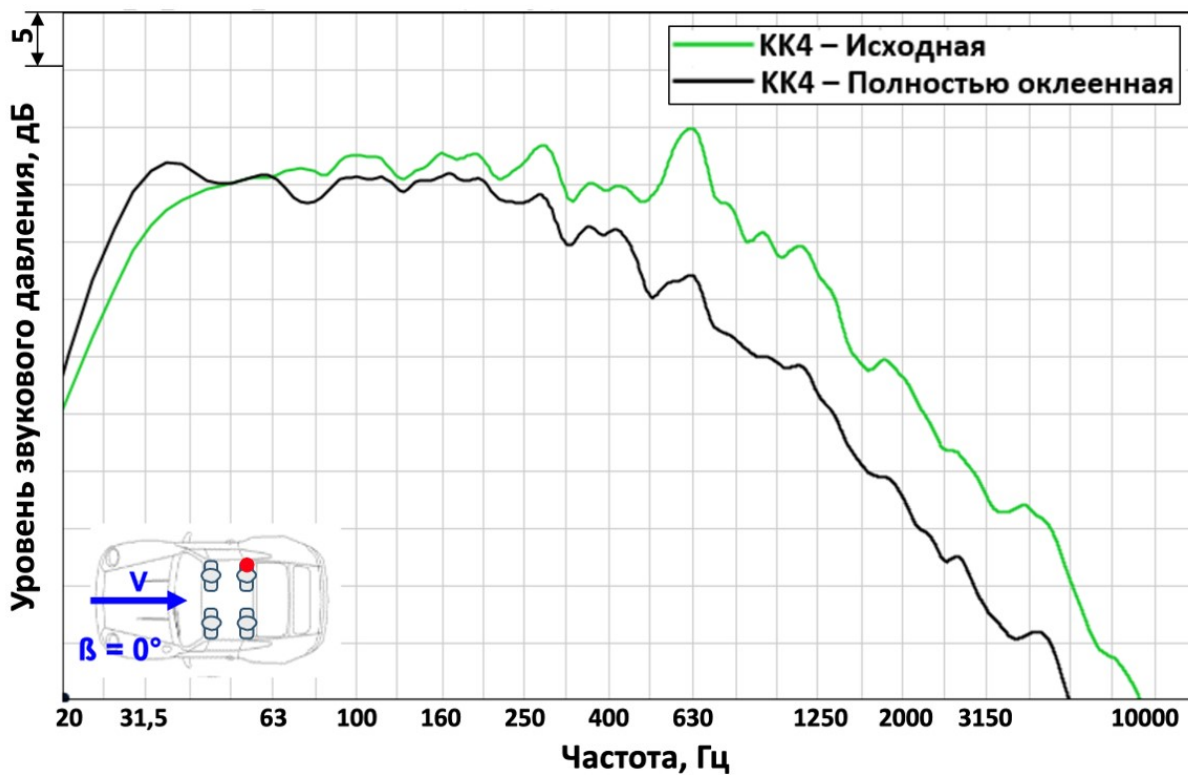


Рис. 15. Оклеены экстерьерные элементы АТС: а – передние боковые неподвижные стекла, б – желобки передних опускных стекол, в – желобки задних опускных стекол и задние боковые неподвижные стекла, г – передние и задние двери, д – дверные ручки, е – периметр заднего окна, ж – боковые зеркала заднего вида, з – периметр ветрового стекла, и – водосток и к – лючок бензобака

Результаты экспериментальных исследований исходной и полностью заклеенного АТС приведены на рисунке 16.



а



б

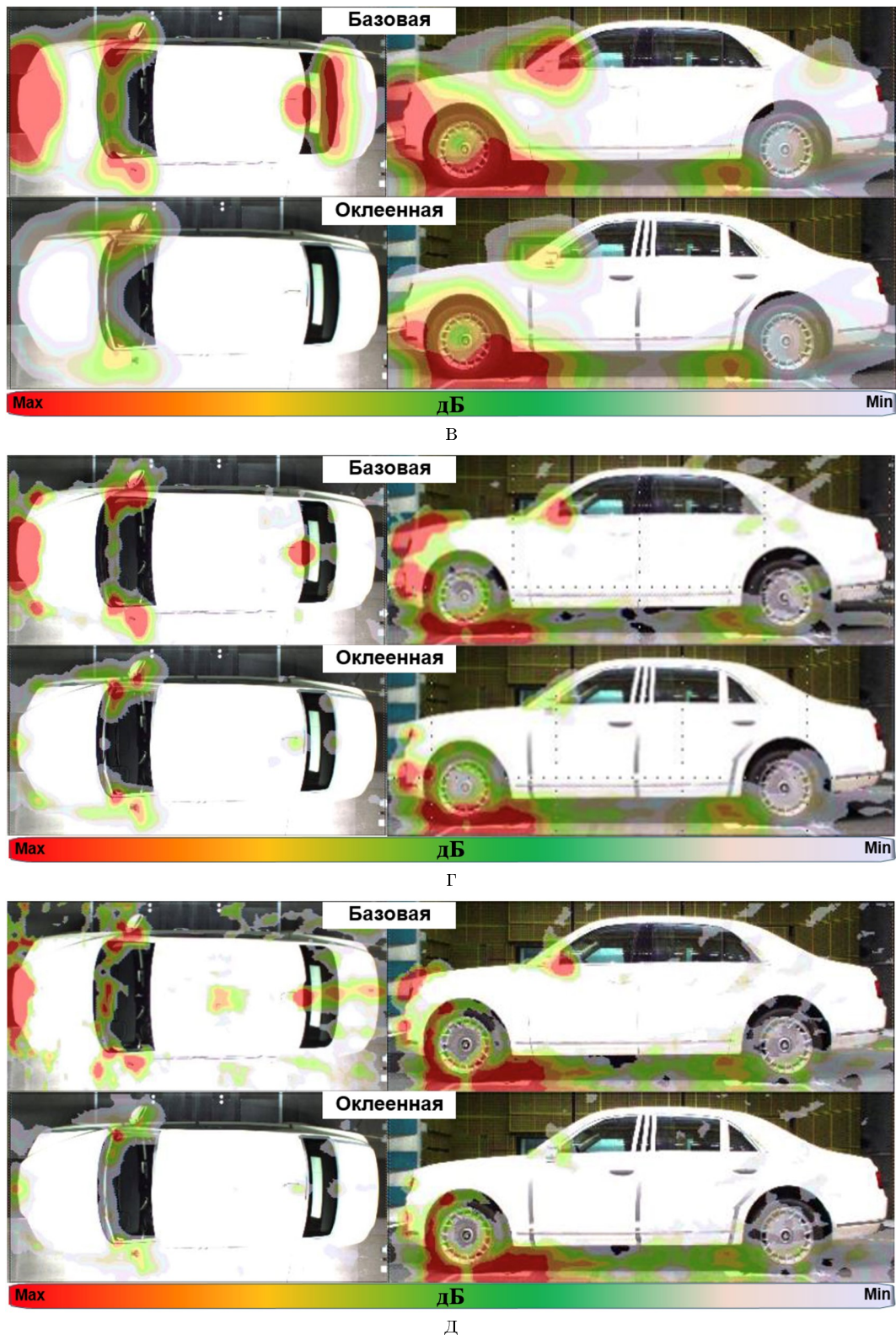


Рис. 16. Результаты экспериментальных исследований исходной и полностью оклеенного АТС: а – уровень звукового давления, измеренного у левого уха водителя, б – уровень звукового давления, измеренного у правого уха заднего правого пассажира, в – распределение звукового давления на частоте 1000 Гц, г – распределение звукового давления на частоте 2500 Гц и д – распределение звукового давления на частоте 3150 Гц.

Зафиксировано существенное снижение уровня звукового давления, измеренного внутри АТС, в частотном диапазоне 600-10000 Гц до 15 дБА при полной оклейке АТС.

Заклучение

Разработан подход к исследованиям шума при взаимодействии с набегающим потоком. В рамках работы:

1. Описана последовательность действий для проведения расчетных исследований;
2. Разработана конечно-элементная модель автотранспортного средства для аэродинамического моделирования и проведены расчётные исследования;
3. Разработана конечно-элементная модель автотранспортного средства для исследования аэроакустических источников шума и проведены расчетные исследования источников аэроакустического шума по Мерингу;
4. Проведены экспериментальные исследования аэроакустических характеристик автотранспортного средства;
5. Проведена валидация расчетной модели;
6. Проведены экспериментальные исследования и мероприятия для улучшения акустических характеристик автотранспортного средства при взаимодействии с набегающим потоком, и определены вклады на шум каждого из мероприятий;
7. Проведен анализ влияния разработанных мероприятий на внешний и внутренний шум.

Список литературы

1. Camussi, R., Bennett, G.J.: Aeroacoustics research in Europe: the CEAS-ASC report on 2019 highlights. *J. Sound Vib.* 484, 115540 (2020). <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2020.115540>
2. Chode, K.K., Viswanathan, H., Chow, K., Reese, H.: Investigating the aerodynamic drag and noise characteristics of a standard squareback vehicle with inclined side-view mirror configurations using a hybrid computational aeroacoustics (CAA) approach. *Phys. Fluids* (2023). <https://doi.org/10.1063/5.0156111>
3. Chode, K.K., Viswanathan, H., Chow, K.: Numerical investigation on the salient features of flow over standard notchback configurations using scale resolving simulations. *Comput. Fluids* 201, 104666 (2020). <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2020.104666>
4. Ekman, P., Wieser, D., Virdung, T., Karlsson, M.: Assessment of hybrid RANS-LES methods for accurate automotive aerodynamic simulations. *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.* 206, 104301 (2019). <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2020.104301>
5. He, Y., Schröder, S., Shi, Z., Blumrich, R., Yang, Z., Wiedemann, J.: Wind noise source filtering and transmission study through a side glass of DrivAer model. *Applied Acoust.* 160, 107161 (2020). <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2019.107161>
6. He, Y., Wan, R., Liu, Y., Wen, S., Yang, Z.: Transmission characteristics and mechanism study of hydrodynamic and acoustic pressure through a side window of DrivAer model based on modal analytical approach. *J. Sound Vib.* 501, 116058 (2021a)
7. He, Y., Wen, S., Liu, Y., Yang, Z.: Wind noise source characterization and transmission study through a side glass of DrivAer model based on a hybrid DES/APE method. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Auto-mob. Eng.* 235, 1757–1766 (2021b)
8. Menter, F.R., Hüppe, A., Flad, D., Garbaruk, A.V., Matyushenko, A.A., Stabnikov, A.S.: Large Eddy simulations for the Ahmed car at 25° slant angle at different Reynolds numbers. In: *Flow Turbulence and Combustion*. Springer Science and Business Media LLC (2023)
9. Page, G.J., Walle, A.: Towards a standardized assessment of automotive aerodynamic CFD prediction capability—AutoCFD 2: Windsor Body Test Case Summary.

In: SAE Technical Paper Series. WCX SAE World Congress Experience. SAE International (2022)

10. Read, C., Viswanathan, H.: An aerodynamic assessment of vehicle-side wall interaction using numerical simulations. *Int. J. Autom. Mech. Eng.* 17, 7587–7598 (2020). <https://doi.org/10.15282/ijame.17.1.2020.08.0563>

11. Su, X., He, K., Xu, K., Gao, G., Krajnović, S.: Comparison of flow characteristics behind squareback bluff-bodies with and without wheels. *Phys. Fluids* 35, 035114 (2023). <https://doi.org/10.1063/5.0138305>

12. Viswanathan, H.: Aerodynamic performance of several passive vortex generator configurations on an Ahmed body subjected to yaw angles. *J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.* (2021). <https://doi.org/10.1007/s40430-021-02850-8>

13. Viswanathan, H., Chode, K.K.: The influence of forebody topology on aerodynamic drag and aeroacoustics characteristics of Squareback Vehicles using CAA. In: *Aerovehicles 5*, Poitiers, France, 12–14 June 2023. Available from: <https://shura.shu.ac.uk/id/eprint/32049> (2023)

14. Wang, Y., Thompson, D., Hu, Z.: Numerical investigations on the flow over cuboids with different aspect ratios and the emitted noise. *Phys. Fluids* 32, 025103 (2020)

15. Wang, D., Sun, M., Shen, X., Chen, A.: Aerodynamic characteristics and structural behavior of sound barrier under vehicle-induced flow for five typical vehicles. *J. Fluids Struct.* 117, 103816 (2023). <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2022.103816>

16. Шашурин А.Е., Васильев В.А. Методика оценки акустического поля от автотранспортного потока // *Известия Тульского государственного университета. Технические науки.* - 2023. - N 8. - С. 601-611.

17. Шашурин А.Е. Снижение внутреннего шума звукоизолирующими кабинами: на примере строительного-дорожных машин: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Балт. гос. техн. ун-т (ВОЕНМЕХ) им. Ф.Д. Устинова. Санкт-Петербург, 2010. - С. 182.

18. Звукопоглощающая панель для шумозащитной конструкции Шашурин А.Е., Заплетников И.Н., Кириченко В.А., Иванов Н.И., Бужинский К.В., Светлов В.В., Бойко Ю.С. Патент на полезную модель RU 171794 U1, 16.06.2017. Заявка № 2016141361 от 20.10.2016.

19. Васильев В.А. Проблема выбора акустического центра автотранспортного потока // *Noise Theory and Practice.* -2022. -N 8 (3). -С. 34-42.

20. Васильев В.А., Ксенофонтова В.К. Шум автомобильного транспорта // *Noise Theory and Practice.* - 2020. - Т. 6. N 1. - 66-76 с. (Vasilyev V.A., Ksenofontova V.K. Highway Traffic Noise // *Noise Theory and Practice.* - 2020. - V. 6. N 1. - pp. 66-76.)

21. Санников В.А., Дроздова Л.Ф., Кудаев А.В. Определение структурного шума, образованного колебаниями отдельной панели салона автомобиля // *Noise Theory and Practice.* - 2020. - Т 6. N 4. - 148-154 с.

References

1. Camussi, R., Bennett, G.J.: Aeroacoustics research in Europe: the CEAS-ASC report on 2019 highlights. *J. Sound Vib.* 484, 115540 (2020). <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2020.115540>

2. Chode, K.K., Viswanathan, H., Chow, K., Reese, H.: Investigating the aerodynamic drag and noise characteristics of a standard squareback vehicle with inclined side-view mirror configurations using a hybrid computational aeroacoustics (CAA) approach. *Phys. Fluids* (2023). <https://doi.org/10.1063/5.0156111>

3. Chode, K.K., Viswanathan, H., Chow, K.: Numerical investigation on the salient features of flow over standard notchback configurations using scale resolving simulations. *Comput. Fluids* 201, 104666 (2020). <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2020.104666>
4. Ekman, P., Wieser, D., Virdung, T., Karlsson, M.: Assessment of hybrid RANS-LES methods for accurate automotive aerodynamic simulations. *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.* 206, 104301 (2019). <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2020.104301>
5. He, Y., Schröder, S., Shi, Z., Blumrich, R., Yang, Z., Wiedemann, J.: Wind noise source filtering and transmission study through a side glass of DrivAer model. *Applied Acoust.* 160, 107161 (2020). <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2019.107161>
6. He, Y., Wan, R., Liu, Y., Wen, S., Yang, Z.: Transmission characteristics and mechanism study of hydrodynamic and acoustic pressure through a side window of DrivAer model based on modal analytical approach. *J. Sound Vib.* 501, 116058 (2021a)
7. He, Y., Wen, S., Liu, Y., Yang, Z.: Wind noise source characterization and transmission study through a side glass of DrivAer model based on a hybrid DES/APE method. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Auto-mob. Eng.* 235, 1757–1766 (2021b)
8. Menter, F.R., Hüppe, A., Flad, D., Garbaruk, A.V., Matyushenko, A.A., Stabnikov, A.S.: Large Eddy simulations for the Ahmed car at 25° slant angle at different Reynolds numbers. In: *Flow Turbulence and Combustion*. Springer Science and Business Media LLC (2023)
9. Page, G.J., Walle, A.: Towards a standardized assessment of automotive aerodynamic CFD prediction capability—AutoCFD 2: Windsor Body Test Case Summary. In: *SAE Technical Paper Series. WCX SAE World Congress Experience*. SAE International (2022)
10. Read, C., Viswanathan, H.: An aerodynamic assessment of vehicle-side wall interaction using numerical simulations. *Int. J. Autom. Mech. Eng.* 17, 7587–7598 (2020). <https://doi.org/10.15282/ijame.17.1.2020.08.0563>
11. Su, X., He, K., Xu, K., Gao, G., Krajnović, S.: Comparison of flow characteristics behind squareback bluff bodies with and without wheels. *Phys. Fluids* 35, 035114 (2023). <https://doi.org/10.1063/5.0138305>
12. Viswanathan, H.: Aerodynamic performance of several passive vortex generator configurations on an Ahmed body subjected to yaw angles. *J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.* (2021). <https://doi.org/10.1007/s40430-021-02850-8>
13. Viswanathan, H., Chode, K.K.: The influence of forebody topology on aerodynamic drag and aeroacoustics characteristics of Squareback Vehicles using CAA. In: *Aerovehicles 5*, Poitiers, France, 12–14 June 2023. Available from: <https://shura.shu.ac.uk/id/eprint/32049> (2023)
14. Wang, Y., Thompson, D., Hu, Z.: Numerical investigations on the flow over cuboids with different aspect ratios and the emitted noise. *Phys. Fluids* 32, 025103 (2020)
15. Wang, D., Sun, M., Shen, X., Chen, A.: Aerodynamic characteristics and structural behavior of sound barrier under vehicle-induced flow for five typical vehicles. *J. Fluids Struct.* 117, 103816 (2023). <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2022.103816>
16. Shashurin, A.E.; Vasiliev, V.A. Methodology for estimating the acoustic field from the motor transport flow // *Izvestia Tula State University. Technical sciences.* - 2023. - N 8. - C. 601-611.
17. Shashurin A.E. Reduction of internal noise by soundproofing cabins: using the example of road construction machines: dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences // Saint Petersburg: BSTU (VOENMEH), 2010. - P. 182
18. Sound-absorbing panel for noise protection structure Shashurin A.E., Zapletnikov I.N., Kirichenko V.A., Ivanov N.I., Buzhinsky K.V., Svetlov V.V., Boyko Yu.S. Utility model

patent RU 171794 U1, 06/16/2017. Application No. 2016141361 dated 10/20/2016.

19. Vasiliev, V.A. Problem of a choice of an acoustic center of a motor transport flow (in Russian) // Noise Theory and Practice. -2022. -N 8 (3). -С. 34-42.

20. Vasilyev V.A., Ksenofontova V.K. Highway Traffic Noise // Noise Theory and Practice. - 2020. - V. 6. N 1. - pp. 66-76.

21. Sannikov V.A., Drozdova L.F., Kudaev A.V. Determination of structural noise generated by vibrations of a separate car interior panel // Noise Theory and Practice. - 2020. - V. 6. N 4. - pp. 148-154

УДК: 664.084.2:534.647

OECD: 02.11.JY

Потери энергии колебаний в технологическом оборудовании

Шашурин А.Е.¹, Элькин Ю.И.², Заплетников И.Н.³, Гордиенко А.В.⁴,¹Д.т.н., профессор, и.о. ректора²Д.т.н., профессор, профессор кафедры «Техносферная безопасность»³Д.т.н., профессор, профессор кафедры «Оборудование пищевых производств»⁴К.т.н., доцент кафедры «Оборудование пищевых производств»¹Балтийский государственный технический университет «Военмех» им. Д.Ф. Устинова,

г. Санкт-Петербург, РФ

²Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет,

г. Москва, РФ

^{3,4}Донецкий национальный университет экономики и торговли

имени Михаила Туган-Барановского, г. Донецк, РФ

Аннотация

В работе приведено аналитическое описание колебательной энергии в виброакустических системах технологического оборудования. Предложены рекомендации по методам снижения вибрации технологического оборудования. Установлено, что при расчетах технологических машин в первом приближении в качестве жесткости продукта можно использовать удельные сопротивления продукта взаимодействию с рабочим органом или закономерность этого взаимодействия. В расчётах виброакустических моделей оборудования необходимо определять мощность излучения шума корпусом оборудования в виде совокупности плоских пластин или цилиндрической сферической формы. Такие части технологического оборудования как электродвигатель, передачи, подшипники, шум от воздействия рабочего органа с продуктом, воздействие продукта на стенки рабочей камеры учитываются как внутренние источники шума. Все расчёты необходимо выполнять по характеристике А и по октавным частотам.

Ключевые слова: снижение виброактивности, колебания, энергия, вибрация, виброакустические системы (ВАС).

Oscillation energy losses in technological equipment

Shashurin A.E.¹, Elkin Yu.I.², Zapletnikov I.N.³, Gordienko A.V.⁴¹DSc, Professor, Rector²DSc, professor, professor of the department of Technosphere Safety³DSc, professor, professor of the department of Equipment of Food Production⁴PhD, assistant professor of the department of Equipment of Food Production¹Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinova, St. Petersburg, Russia²Moscow Automobile and Road Engineering State Technical University, Moscow, Russia^{3,4}Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky, Donetsk, Russia

Abstract

This paper presents an analytical description of vibration energy in vibroacoustic systems of process equipment. Recommendations on methods for reducing vibration of process equipment are proposed. It has

been established that when calculating process machines, in the first approximation, specific resistance of the product to interaction with the working element or the pattern of this interaction can be used as the rigidity of the product. In calculating vibroacoustic models of equipment, it is necessary to determine the noise emission power of the equipment body in the form of a set of flat plates or a cylindrical spherical shape. Such parts of process equipment as an electric motor, gears, bearings, noise from the impact of the working element with the product, the impact of the product on the walls of the working chamber are taken into account as internal noise sources. All calculations must be performed according to characteristic A and octave frequencies.

Keywords: *reduction of vibration activity, vibrations, energy, vibration, vibroacoustic systems (VAS).*

Введение

Колебательная энергия внутренних источников шума передается на корпус технологического оборудования, который является источником акустических колебаний, улавливаемых микрофоном шумомера, формирующим ВАХ [1, 2]. Корпусные детали технологических машин различаются конструктивно, формой, габаритами и материалом, т.е. являются сложными колебательными системами. Одним из наиболее авторитетным специалистом в мире в области физической и технической акустики профессором Пенсильванского университета США Е. Скучиком в работе [3] сказано, что «Строгий расчет звукового поля сложной колебательной системы трудная задача. Даже когда такой расчет возможен, его результат вряд ли стоит затраченных усилий. Небольшие изменения распределения амплитуды по колебательной системе, незначительные отклонения свойств материалов, наличие мелких предметов вблизи системы, свойства арматуры, в которую встроен источник звука, и многие другие детали - все это приводит к большим отклонениям звукового давления от расчетного значения. В большинстве случаев вполне можно обойтись приближенным расчетом звукового давления на основе нескольких известных нам важнейших характеристик источников звука и звуковых полей». Поэтому, как в других работах Е. Скучика, так и ряде работ, посвященных решению этой проблемы [4-9] реальные излучатели моделируются упрощенными конструкциями. В частности корпусные детали моделируются стержнями, пластинами, решетчатыми конструкциями. В качестве акустических моделей излучателей принимаются простейшие источники: монополи, диполи, квадруполь или их совокупности. В некоторых случаях, например в текстильных и полиграфических машинах [10], столь значительная формализация расчетных схем привела к удовлетворительному практическому результату.

В расчётах виброакустических систем (ВАС) производственного технологического оборудования на стадии его проектирования учитываются потери колебательной энергии в виде коэффициента потерь. По предложению ряда учёных его величину можно определять экспериментально и теоретически. Наиболее точным методом является экспериментальный. Определяется коэффициент потерь как отношение виброскорости на выходе ВАС к виброскорости на её входе. Современные модели виброакустической аппаратуры имеют возможность с помощью вибродатчиков определять виброскорость и виброускорение на электродвигателе оборудования и на рабочем органе с учётом погрешностей измерений, как по характеристикам А, С, так и в октавных полосах частот. Исследователи динамики машин, автоматических устройств предпочитают потери колебательной энергии, изменение динамических свойств и сигналов автоматики учитывать с помощью передаточных функций [11-14]. Однако, на сегодняшний день теоретические представления о колебательной энергии технологического оборудования изложены не в полной мере.

Целью этой работы является аналитическое описание энергии колебаний (вибрации) в виброакустических системах технологического оборудования.

1. Основное содержание работы

Теоретический метод в ВАС базируется на динамических моделях оборудования. В линейных моделях – в виде совокупности масс, жесткостей, демпфирующих элементов с воздействием на систему возмущающей силы, изменяющейся по гармоническим законам или другим, определённым экспериментально. Эти модели относят к одно или многомассовым с вынужденными колебаниями центров масс. Вынужденные линейные колебания многомассовых механических систем с некоторым количеством степеней свободы отображаются системой дифференциальных уравнений второго порядка с правой частью, в матричной форме эта система выглядит:

$$\|M_{ij}\| \{\ddot{q}_i\} + \|H_{ij}\| \{\dot{q}_i\} + \|C_{ij}\| \{q_i\} = \{P_{\epsilon i}\}, \quad (1)$$

где H_{ij} – матрица коэффициентов сил демпфирования, \dot{q}_i – матрица обобщённых скоростей, $P_{\epsilon i}$ – матрица обобщённых возбуждающих сил; C_{ij} – матрица коэффициентов жёсткости.

В выражении (1) матрицы коэффициентов будут записаны:

$$\begin{aligned} M_{ij} &= \begin{vmatrix} m_{11} & m_{12} & \dots & m_{1n} \\ m_{21} & m_{22} & \dots & m_{2n} \\ - & - & - & - \\ m_{n1} & m_{n2} & \dots & m_{nn} \end{vmatrix}, & H_{ij} &= \begin{vmatrix} h_{11} & h_{12} & \dots & h_{1n} \\ h_{21} & h_{22} & \dots & h_{2n} \\ - & - & - & - \\ h_{n1} & h_{n2} & \dots & h_{nn} \end{vmatrix}, \\ C_{ij} &= \begin{vmatrix} c_{11} & c_{12} & \dots & c_{1n} \\ c_{21} & c_{22} & \dots & c_{2n} \\ - & - & - & - \\ c_{n1} & c_{n2} & \dots & c_{nn} \end{vmatrix}, & P_{\epsilon i} &= \begin{vmatrix} P_{\epsilon 1} \\ P_{\epsilon 2} \\ \vdots \\ P_{\epsilon n} \end{vmatrix}. \end{aligned} \quad (2)$$

При вынужденных колебаниях двухмассовых систем с двумя степенями свободы, возбуждаемых периодической силой $P_{\text{в}} = P_0 \cos \omega_k t$, приложенной к первичной массе. Как обобщенная координата определяется движение X по траектории действия возмущающей силы. Считая установившийся режим колебаний $\|H_{ij}\| = 0$, система (1) будет иметь вид:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 x - c_2 (x_2 - x_1) &= P_0 \cos \omega_k t \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 (x_2 - x_1) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Решение уравнений, при учете того, что массы колеблются по гармоническим законам, будет выглядеть следующим образом:

$$\begin{aligned} x_1 &= \frac{P_0 (c_2 - m_2 \omega_k^2)}{(c_1 + c_2 - m_1 \omega_k^2) (c_2 - m_2 \omega_k^2) - c_2^2} \sin \omega_k t, \\ x_2 &= \frac{P_0 c_2}{(c_1 + c_2 - m_1 \omega_k^2) (c_2 - m_2 \omega_k^2) - c_2^2} \sin \omega_k t. \end{aligned} \quad (4)$$

Отметив

$$\frac{1}{(c_1 + c_2 - m_1 \omega_k^2) (c_2 - m_2 \omega_k^2) - c_2^2} = \theta. \quad (5)$$

Амплитуды виброскоростей масс:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1^{max} &= P_0 (c_2 - m_2 - \omega_k^2) \omega_k \theta, \\ \dot{x}_2^{max} &= P_0 c_2 \omega_k \theta. \end{aligned} \quad (6)$$

Передаточная функция в двухмассовой ВАС для первичной массы:

$$E_{21} = \frac{P_0}{x_0} (c_2 - m_2 \omega_k^2) \theta, \quad (7)$$

для вторичной массы:

$$E_{22} = \frac{P_0}{x_0} c_2 \theta. \quad (8)$$

Оценка формул говорит, что при $c_2 = m_2 \omega_k^2$ передаточная функция для первичной массы, амплитуда виброскорости и перемещение будут нулевыми. Режим вынужденных колебаний системы на частоте имеет вид:

$$p_1^2 = \frac{c_2}{m_2}, \quad (9)$$

что отвечает антирезонансу для первичной массы. На этой концепции создаются динамические гасители колебаний.

Передаточная функция ВАС для вторичной массы в это мгновение обуславливается жесткостью и амплитудой возмущающей силы крайнего упругого элемента:

$$E_{22}^* = \left| \frac{P_0}{x_0 c_2} \right|. \quad (10)$$

2. Результаты работы

Виброакустические модели технологического оборудования формируются путём синтеза динамических и акустических математических моделей.

По результатам многочисленных исследований акустики машин пришли к выводу, что машина излучает шум близкий к монополюсному источнику излучения. Исходя из этого, при расчёте звуковой мощности излучения механического оборудования следует учитывать, кроме динамических параметров, и акустические: коэффициент потерь колебательной энергии, радиус сферы излучения, волновое число, импеданс, основные частоты вынужденных и собственных колебаний, коэффициент излучения. Для пищевого производства в качестве упругого элемента конечного звена двухмассовых механических систем (или приведенных к ним) технологических машин берется пищевой продукт, который обрабатывает рабочий орган, который имеет жесткость на порядок меньше жесткости любого другого упругого элемента кинематической цепочки механической системы, т.е. $c_2 \ll c_1$. В этой связи для технологического оборудования пищевых производств справедливо следующее выражение и величину c_2^2 можно игнорировать:

$$(c_1 + c_2 - m_1 \omega_k^2) (c_2 - m_2 \omega_k^2) \gg c_2^2. \quad (11)$$

В связи с этим из формулы (6) можно получить упрощенную формулу для расчета второй резонансной частоты, допустимой для инженерных расчетов $\theta = \infty$ и при $c_1 + c_2 = m_1 \omega_k^2$.

Таким образом, величина второй резонансной частоты рассчитывается следующим образом:

$$p_{2np}^2 = \frac{c_1 + c_2}{m_1}. \quad (12)$$

После второй резонансной частоты передаточные функции двух масс снижаются и E_{22} становятся стабильными.

При стабильном режиме функционирования технологической машины величина резонансных частот по меньшей мере в 4 - 5 раз меньше частоты вынужденных линейных колебаний, т.е. $p_1 < \omega_k$ и $p_2 < \omega_k$.

$p_1^2 \ll \omega_k^2$ и $p_2^2 \ll \omega_k^2$, тогда, игнорируя p_1^2 и p_2^2 , будем иметь:

$$\theta = \frac{1}{m_1 m_2 \omega_k^4 - c_2^2}. \quad (13)$$

Для технологического оборудования значение $c_2^2 \ll m_1 m_2 \omega_k^2$, учитывая $c_2^2 = 0$ получаем упрощенные выражения для установления величин передаточных функций для проектных расчетов:

$$|E_{21}| = \frac{P_0}{x_0 m_1 \omega_k^2}, \quad (14)$$

$$E_{22} = \frac{P_0 c_2}{x_0 m_1 m_2 \omega_k^4} = E_{21} \cdot \left(\frac{p_1}{\omega_k} \right)^2. \quad (15)$$

Формула (14) указывает на то, что передаточные функции для первых масс для одномассовых и многомассовых систем имеют близкие значения. Передаточная функция масс в наибольшей степени зависит от частоты вынужденных колебаний, особенно в E_{22} . В абсолютных значениях передаточная функция цепной динамической системы уменьшается от первой массы к последующим.

В связи с этим для улучшения виброакустических характеристик технологического оборудования желательно уменьшать передаточную функцию в основном первой массы.

В качестве упругих элементов концевых звеньев двухмассовой механической системы (или приведенной к ней) технологического оборудования пищевого производства может быть принят пищевой продукт, который обрабатывает рабочий орган. В практических условиях работы жесткость продукта изменяется в определенном диапазоне, зависящем от конструкции рабочего органа, износа режущей кромки, физико-механических свойств продукта, его структуры, и многих других малозначимых факторов. Поэтому антирезонансная частота не является постоянной. Для удержания антирезонансной частоты в системе необходима система управления амплитудой возмущающей силы, которая пропорциональна изменению усилия или крутящего момента на рабочем органе, а также жесткости упругих элементов.

В виброакустических и динамических расчетах технологического оборудования в роли жесткости пищевого продукта приближенно может быть принято удельное сопротивление пищевого продукта, возникающему при воздействии рабочего органа на него (или закономерность этого воздействия). В расчётах акустических моделей оборудования необходимо определять мощность излучения шума корпусом оборудования в виде совокупности плоских пластин или цилиндрической сферической формы. Остальные элементы оборудования: электродвигатель, передачи, подшипники, шум от воздействия рабочего органа с продуктом, воздействие продукта на стенки рабочей камеры учитываются как внутренние источники шума. Весь расчёт следует проводить отдельно для каждой октавной частоты и характеристике А.

Заключение

Виброакустические характеристики технологического оборудования могут быть рассчитаны на основе представления его в виде обобщенной виброакустической модели. Вибрационные характеристики внутренних источников шума устанавливаются с помощью динамических моделей и описываются дифференциальными уравнениями для одномассовых и многомассовых систем. Способность к передаче вибрационной энергии от внутренних источников шума к корпусу и наружные поверхностям машины характеризуется передаточной функцией ВАС. Установлено влияние параметров технологического оборудования на передаточную функцию и возможности её подавления.

Полученная методика позволяет предложить практические рекомендации по снижению колебательной энергии в виброакустических системах технологического оборудования.

Список литературы

1. Чукарин А.Н., Исаев А.Г., Шашурин А.Е., Элькин Ю.И. Теоретические исследования процессов возбуждения вибраций и шумообразования при абразивной обработке сварных швов рамных конструкций // *Noise Theory and Practice*. – 2020. – Т. 6. № 4. – С. 71-80.
2. Shashurin A., Gogvadze M., Lubianchenko A. Experimental studies on the noise and vibration of a special boring machine due to formation of the operator's workplace sound field // *Akustika*. – 2019. – Т. 34. – С. 100-103.
3. Скучик Е. Простые и сложные колебательные системы. М.: Мир, 1971. – 560с.
4. Кирпичников В.Ю. Резонансная вибрация и звукоизлучение инженерных конструкций / В.Ю. Кирпичников. – Санкт-Петербург: Изд-во БГТУ «Военмех» им. Д.Ф. Устинова, 2023. – 241 с.
5. Миронова, Т.Б. Рекадзе П.Д., Прокофьев А.Б. Виброакустическое моделирование трубопроводной обвязки компрессора // *Динамика и виброакустика*. – 2024. – Т. 10. № 1. – С. 68–77. DOI:10.18287/2409-4579-2024-10-1-68-77
6. Дроздова Л.Ф., Кудаев А.В., Куклин Д.А., Чеботарева Е.Ю. Анализ методов определения и нормирования шумовых характеристик компрессорного оборудования // *Noise Theory and Practice*. – 2018. – Т. 4. № 4. – С. 35-41.
7. Коваленко А.О., Котов А.Н., Дорофеев Н.В. Виброакустический метод идентификации параметров автомобилей и транспортного потока // *Машиностроение и безопасность жизнедеятельности*. – 2016. – № 2. – С. 20-23.
8. Tsukernikov I., Shubin I., Nevenchannaya T. Features of normalization and evaluation of vibration from rail transport in premises of residential and public buildings // *Akustika*. – 2019. – Т. 32. – С. 288-292.
9. Tsukernikov I.E., Shubin I.L. Nevenchannaya T.O. Vibration Characteristics of Railway Transports // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. – 2021. – Vol. 1079.
10. Поболь О.Н. Шум в текстильной промышленности и методы его снижения. – М.: Легпромбытиздат, 1987. – 144с.
11. Иванов Н.И., Шашурин А.Е. Защита от шума и вибрации / Н.И. Иванов, А.Е. Шашурин – Печатный Цех, 2019. – 284с.
12. Основы технической виброакустики оборудования пищевых производств. [учебник] / И.Н. Заплетников, А.В. Гордиенко, А.К. Пильненко, А.В. Коваленко; под общ. ред. И.Н. Заплетникова. – Харьков: Изд-во НТМТ, 2016. – 176с.

13. Виброакустические свойства взбивально-тестомесительного пищевого оборудования. [монография] / И.Н. Заплетников, А.В. Гордиенко.- Барнаул: Издатель ИП Колмогоров И.А., 2020. – 250с.

14. Заплетников И.Н., Гордиенко А.В., Севаторова И.С., Захаров А.Ю. Методологическое обоснование исследования виброакустики промышленного блендера // Оборудование и технологии пищевых производств: темат. сб. науч. раб. / Глав. ред. И.Н. Заплетников. – 2021. – Т. 16(49). – С. 4-12.

References

1. Chukarin A.N., Isaev A.G., Abbakumov K.E., Lubianchenko A.A. Derivation of the dependences of the vibration rates of rod systems when strengthening welds to reduce noise levels at the operator's workplace // Noise Theory and Practice. – 2020. – Vol. 6. N 4. – P. 71-80.

2. Shashurin A., Gogvadze M., Lubianchenko A. Experimental studies on the noise and vibration of a special boring machine due to formation of the operator's workplace sound field // Akustika. – 2019. – Vol. 34. – P. 100-103.

3. Skuchik E. Simple and complex oscillatory systems. Moscow: Mir, 1971. – 560 pp.

4. Kirpichnikov V.Yu. Resonant vibration and sound radiation of engineering structures / V.Yu. Kirpichnikov. - St. Petersburg: Publishing house of BSTU "Voenmeh" named after D.F. Ustinov, 2023. - 241 pp.

5. Mironova, T.B. Vibroacoustic modeling of compressor piping / T.B.Mironova, P.D.Rekadze, A.B.Prokofiev // Dynamics and vibroacoustics. -2024. -V. 10, No.1. -P.68-77. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-1-68-77

6. Drozdova L.F., Kudayev A.V., Kuklin D.A., Chebotareva E.Yu. Analysis of methods for determining and standardizing noise characteristics of compressor equipment // Noise Theory and Practice. - 2018. - Vol. 4 N. 4. - P. 35-41.

7. Kovalenko A.O., Kotov A.N., Dorofeev N.V. Vibroacoustic method for identifying vehicle and traffic flow parameters // Mechanical Engineering and Life Safety 2016 N. 2 pp. 20-23 2.

8. Tsukernikov I., Shubin I., Nevenchannaya T. Features of normalization and evaluation of vibration from rail transport in premises of residential and public buildings // Akustika. – 2019. – Vol. 32. – P. 288-292.

9. Tsukernikov I.E., Shubin I.L. Nevenchannaya T.O. Vibration Characteristics of Railway Transports // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2021. – Vol. 1079.

10. Pobol O.N. Noise in the textile industry and methods of its reduction. - M.: Legprombytizdat, 1987. – 144 pp.

11. Ivanov N.I., Shashurin A.E. Protection from noise and vibration / N.I. Ivanov, A.E. Shashurin – Printing Shop, 2019. – 284 pp.

12. Fundamentals of technical vibroacoustics of food production equipment. [textbook] / I.N. Zapletnikov, A.V. Gordienko, A.K. Pilnenko, A.V. Kovalenko; under general ed. I.N. Zapletnikova. – Kharkov: NTMT Publishing House, 2016.-176 pp.

13. Vibroacoustic properties of whipping and mixing food equipment. [monograph]/ I.N. Zapletnikov, A.V. Gordienko.- Barnaul: Publisher: IP Kolmogorov I.A., 2020. – 250 pp.

14. Zapletnikov I.N., Gordienko A.V., Sevatorova I.S., Zakharov A.Yu. Methodological substantiation of the study of vibroacoustics of an industrial blender // Equipment and technologies of food production: thematic collection of scientific works / Ed. -in-chief I.N. Zapletnikov. – 2021. – Vol. 16(49). – P. 4-12.

УДК: 534.6
OECD: 1.03 AA

Расчет и исследование экранирующего эффекта сооружений при разбеге самолетов гражданской авиации

Фиев К.П.^{1*}, Буторина М.В.², Тюрина Н.В.³

¹Старший преподаватель, ²Профессор, д.т.н., ³Профессор, д.т.н.,
^{1,2,3}Кафедра «Экология и производственная безопасность», Балтийский государственный
технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В предположении, что самолет гражданской авиации (далее самолет) при разбеге по взлетно-посадочной полосе (ВПП) является линейным источником звука, фронт звуковой волны которого носит цилиндрический или квазичилиндрический характер, были получены формулы расчёта экранирующего эффекта сооружений, расположенных на территории аэропорта. Для вывода формул использовался метод последовательного преобразования звуковых полей. При расчете экранирующего эффекта учитываются звукопоглощающие свойства элементов ЭС, геометрические свойства ЭС (высота, ширина), расстояния от ИШ до ЭС и от ЭС до расчетной точки (РТ), а также показатель дифракции (ПД) экранирующего сооружения. Представлены результаты выполненных на территории аэропорта «Пулково» экспериментальных исследований экранирующего эффекта зданий. Измерения уровней звука и уровней звукового давления проводились на противоположных фасадах зданий, расположенных параллельно и вблизи ВПП, при этом экранирующий эффект составил в среднем 18-25 дБА. Сравнение данных расчета с данными эксперимента показало, что отклонения данных расчёта находится в диапазоне ± 3 дБА.

Ключевые слова: уровень звука, авиационный шум, аэропорт, летательный аппарат, взлетно-посадочная полоса, экранирующие сооружения, источник шума, показатель дифракции.

Calculation and study of the shielding effect of structures during the run-up of civil aviation airplanes

Fiev K.P.^{1}, Butorina M.V.², Tyurina N.V.³*

*¹Senior Lecturer, ²Professor, ³Professor,
^{1,2,3}Department of Ecology and Industrial Safety, Baltic State Technical University 'VOENMEH',
St. Petersburg, Russia*

Abstract

Assuming that aircraft moving along the runway during the takeoff is a linear sound source, the wave front of which is cylindrical or quasi-cylindrical in nature, a new method for calculating the shielding effect of structures located on the territory of the airport were obtained. The method of sequential transformation of sound fields was used to derive the equations. The shielding effect equations take into account sound-absorbing properties of the shielding elements and their geometric properties (height and width), the distance from the shielding structure to the noise source, as well as the diffraction index. Experimental studies of the shielding effect of buildings on the territory of Pulkovo airport have been carried out. Measurements were performed on the opposite facades of three buildings located parallel and side by side. The measured shielding effect was

in the range of 18-25 dBA. Comparison of the calculation data with the experimental data showed acceptable accuracy.

Keywords: sound level, aircraft noise, airport, aircraft, runway, shielding structures, noise source, diffraction index.

Введение

Шум в жилой застройке, расположенной вблизи аэропортов, заметно превышает допустимые нормы. Нередко эти превышения достигают 10-15 дБА, т.е. в 2-3 раза по субъективному ощущению громкости превышают допустимые значения. На территории аэропортов располагаются офисные и другие здания, в помещениях которых шум также превышает допустимые нормы. Наибольшие превышения шума отмечаются при разбеге самолетов по взлётно-посадочной полосе (ВПП) и взлёте. При этом разница уровней звука (УЗ) при взлёте и посадке может достигать 9-15 дБА.

Исследованиям авиационного шума посвящены многочисленные работы [1-9]. Одним из эффективных методов снижения шума в близрасположенной жилой застройке является использование экранирующего эффекта сооружений на пути распространения звука от ВПП до жилой застройки. К таким экранирующим сооружениям могут относиться как специально построенные вдоль ВПП акустические экраны, эффективность и конструкции которых описаны в работах [10-15], так и здания различного назначения на территории аэропорта, создающие экранирующий эффект. Если при выполнении расчетов шума на территориях, прилегающих к ВПП, и в помещениях близрасположенных зданий экранирующий эффект застройки не учитывается, возникает искажение результатов расчетов. Авторами предложена методика, позволяющая увеличить точность акустических расчётов.

1. Расчет шума на территории прилегающей застройки с учетом экранирующего эффекта зданий при разбеге самолета по взлетно-посадочной полосе

Расчет шума с учетом экранирующего эффекта зданий при разбеге самолета по ВПП выполняется для того, чтобы определить экранирующий эффект зданий и других сооружений, расположенных на территории аэропорта по пути распространения звука от ВПП до жилой застройки. Расчётная схема показана на Рисунке 1.

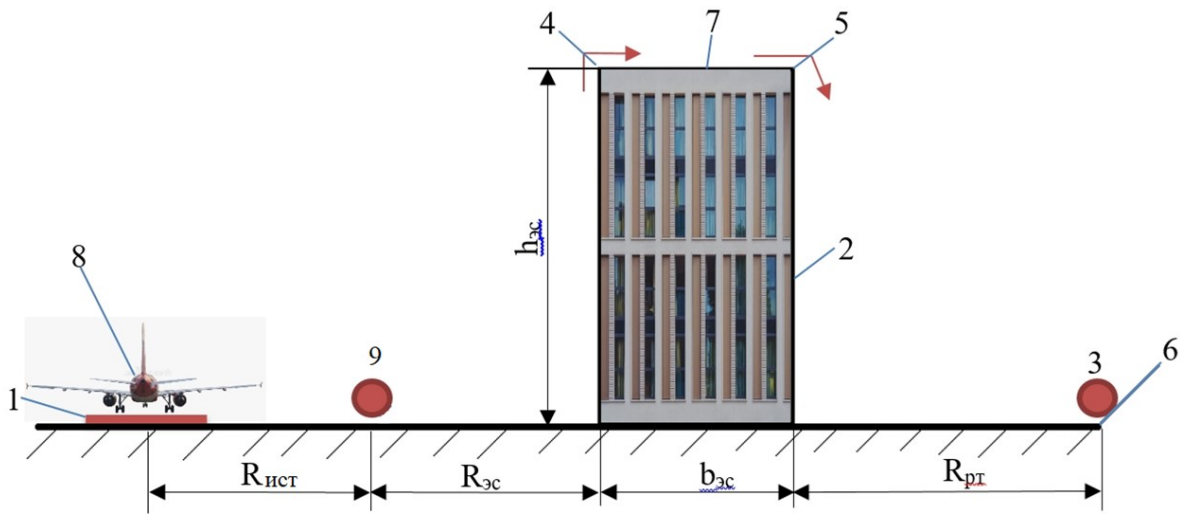


Рис. 1. . Схема расчёта экранирующего сооружения при разбеге самолета по ВПП: 1 – ВПП, 2 – экранирующее сооружение (ЭС), 3 – РТ, расположенная в зоне жилой застройки, 4,5 – левое и правое свободные ребра экранирующего сооружения, соответственно, 6 – опорная поверхность, 7 – верхняя часть экранирующего сооружения, 8 – самолет; 9 – точка измерений (расчета) шума самолета на ВПП; \rightarrow – дифракция звука.

Особенностями расчёта экранирования являются следующие положения:

1. источником шума (ИШ) является не только самолет, но и часть взлётно-посадочной полосы (ВПП), по которой он движется, за счёт отражения звука от поверхности ВПП;
2. источник шума аппроксимирован как линейный, фронт звуковой волны которого до определённых расстояний имеет характер цилиндрический или квазичилиндрический;
3. излучение звука происходит в полупространство;
4. для расчета использован метод преобразования звуковых полей [16].

Уровни звукового давления в расчетной точке (РТ) за экранирующим сооружением рассчитываются следующим образом:

$$L_{РТ} = L_{ист} - 10lg \frac{h_{эс}}{\lambda} + 10lg (1 - \alpha_{эс}) - 10lg \frac{b_{эс}}{\lambda} + 2ПД + 10lg (1 - \alpha_b) - 10lg \frac{R_{эс} R_{РТ}}{R_{ист} R_0} + K_1 + K_2 + K_3 + K_4 - 10lg \frac{\pi^3}{2}, \text{ дБ} \quad (1)$$

где:

- $L_{ист}$ – уровни звукового давления, измеренные на расстоянии $R_{ист}$ от ВПП, дБ;
- $l_{эс}$ – длина экранирующего сооружения, м;
- $h_{эс}$ – высота экранирующего сооружения, м;
- $\alpha_{эс}$ – коэффициент звукопоглощения фасада экранирующего сооружения, обращенного к ВПП;
- $b_{эс}$ – ширина экранирующего сооружения, м;
- α_b – коэффициент звукопоглощения верхней части ЭС шириной $b_{эс}$;
- λ – длина звуковой волны, м;
- $R_0 = 1 \text{ м}$.

ПД – показатель дифракции верхних «свободных» ребер экранирующего сооружения (ЭС), получаемый экспериментально и равный $\text{ПД} = 10\lg\beta_{\text{дифр}}$, где $\beta_{\text{дифр}}$ – коэффициент дифракции на свободном ребре (коэффициенты дифракции на каждом из ребер приняты одинаковыми).

K_1, K_2, K_3, K_4 – числовые поправки, дБ, зависящие от отношения $l_{\text{эс}}$ к величине одного из следующих факторов – расстояния от ИШ до ЭС ($R_{\text{эс}}$), высоты ЭС ($h_{\text{эс}}$), ширины ЭС ($b_{\text{эс}}$), расстояния от ЭС до РТ ($R_{\text{рт}}$), в частности:

$$K_1 = 10\lg\left(\text{arctg}\frac{l_{\text{эс}}}{2R_{\text{эс}}}\right),$$

$$K_2 = 10\lg\left(\text{arctg}\frac{l_{\text{эс}}}{2h_{\text{эс}}}\right),$$

$$K_3 = 10\lg\left(\text{arctg}\frac{l_{\text{эс}}}{2b_{\text{эс}}}\right),$$

$$K_4 = 10\lg\left(\text{arctg}\frac{l_{\text{эс}}}{2R_{\text{рт}}}\right),$$

значения этих выражений можно получить, используя данные таблицы 1, подставив вместо D соответствующие численные значения.

Таблица 1

Вычисленные значения числовых поправок

$l_{\text{эс}}/2D^*$	$\text{arctg}\left(\frac{l_{\text{эс}}}{2D}\right)$	$10\lg\left(\text{arctg}\frac{l_{\text{эс}}}{2D}\right)$, дБ
1	0,79	-1,1
1,5	0,98	-0,1
2	1,11	0,4
3	1,25	0,9
4	1,33	1,2
10	1,47	1,7

D^* – значение одного из подставляемых параметров $R_{\text{эс}}, h_{\text{эс}}, b_{\text{эс}}, R_{\text{рт}}$

2. Расчет шума с учетом экранирующего эффекта у фасада зданий на территории аэропорта

Расчет шума с учетом экранирующего эффекта зданий на территории аэропорта выполняется для того, чтобы определить экранирующий эффект здания по отношению к его противоположно расположенному фасаду. Таким образом, прогнозируются ожидаемые УЗД на частично защищенной от шума территории вблизи этого здания. Расчетная схема приведена на Рисунке 2.

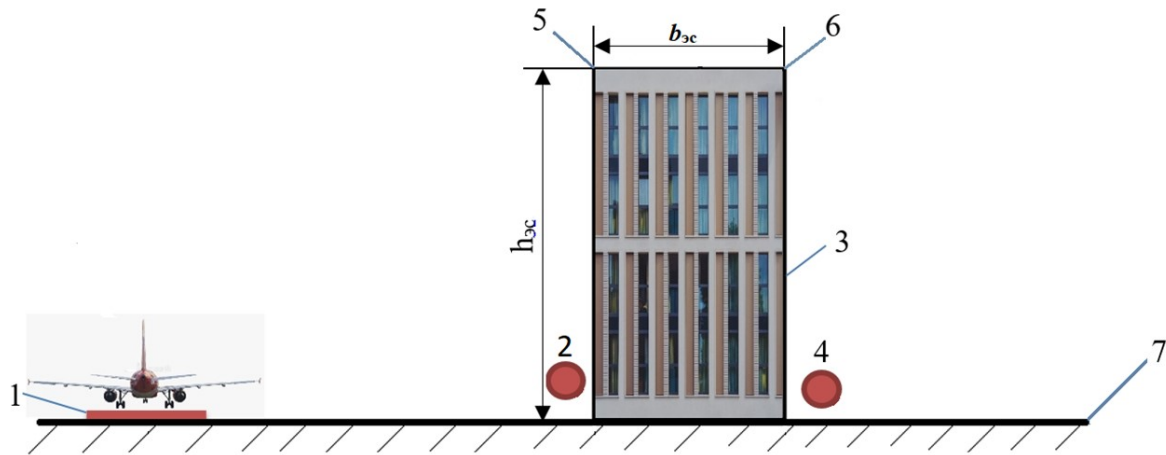


Рис. 2. Схема расчёта экранирующего эффекта здания: 1 – ВПП, 2 – точка измерений вблизи фасада здания для получения исходных УЗД для расчета, 3 – здание (ЭС), 4 – РТ, 5, 6 – свободные ребра ЭС; 7 – опорная поверхность, 8 – верхняя часть ЭС

Особенностями расчета по этой схеме, дополнительно к указанным в разделе 1, являются следующие:

1. в качестве исходной характеристики взяты значения УЗД, полученные на территории, прилегающей к фасаду здания, обращенному к ВПП;
2. экранирующее сооружение расположено параллельно ВПП;
3. расчет экранирующего эффекта выполняется в РТ, расположенной на противоположном фасаде рассматриваемого здания.

Уровни звукового давления в расчетной точке:

$$L_{РТ} = L_n - 10 \lg \frac{h_{эс}}{\lambda} - 10 \lg \frac{b_{эс}}{\lambda} + 10 \lg (1 - \alpha_{эс}) + 10 \lg (1 - \alpha_b) + 2ПД + K_1 + K_2 - 10 \lg \frac{\pi^3}{4} \quad (2)$$

где:

L_n – уровни звукового давления на фасаде здания со стороны ВПП, дБ;

K_1, K_2 – числовые поправки, дБ, зависящие от отношения длины ЭС ($l_{эс}$) к одному из следующих факторов - высота ЭС ($h_{эс}$), ширина ЭС ($b_{эс}$), дБ, описанные в формуле (1).

3. Теоретические исследования экранирующего эффекта сооружений

Анализируя полученные формулы (1) и (2), отметим, что основными конструктивными факторами, влияющими на снижение шума в РТ, являются высота ($h_{эс}$) и ширина ($b_{эс}$) экранирующего сооружения.

Выполним расчеты изменения УЗД и УЗ при изменении параметров высоты в пределах от 5 м до 40 м и ширины в пределах от 1 м до 10 м. Вычисленные значения изменения УЗД и УЗ при изменении $h_{эс}$ приведены в таблице 2, а также показаны на рисунках 3 и 4.

Таблица 2

Вычисленные значения $10\lg \frac{h_{эс}}{\lambda}$

Выбран- ные значения $h_{эс}$, м	Вычисленные значения изменения УЗД, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Изменение эквивалентных уровней звука, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
5	0,3	2,7	5,7	8,7	11,7	14,7	17,7	20,7	12
8	1,7	4,7	7,7	10,7	13,7	16,7	19,7	22,7	14
12	3,4	6,5	9,5	12,5	15,5	18,5	21,5	24,6	16
20	5,7	8,7	11,7	14,7	17,7	20,7	23,7	26,7	18
30	7,5	10,5	13,5	16,5	19,5	22,5	25,5	28,5	20
40	8,7	11,7	14,7	17,7	20,7	23,7	26,7	29,7	21

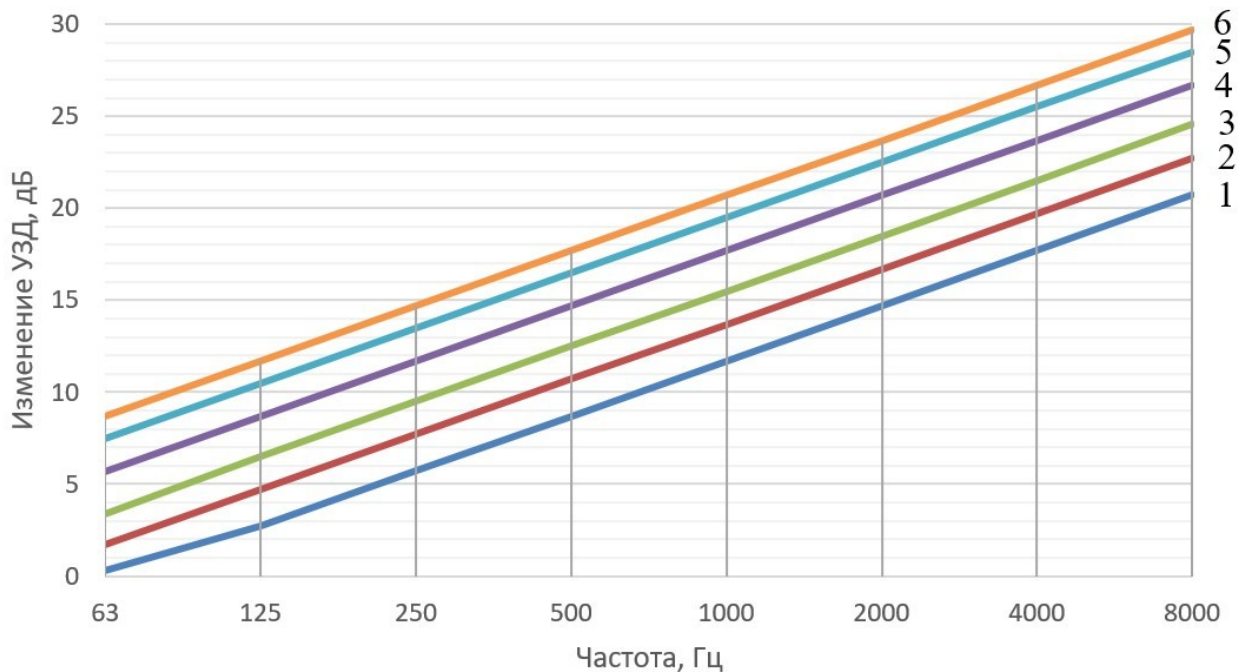


Рис. 3. Вычисленные значения изменения УЗД, дБ, при увеличении высоты экранирующего сооружения: 1-5 м, 2-8 м, 3-12 м, 4-20 м, 5-30 м, 6-40 м.

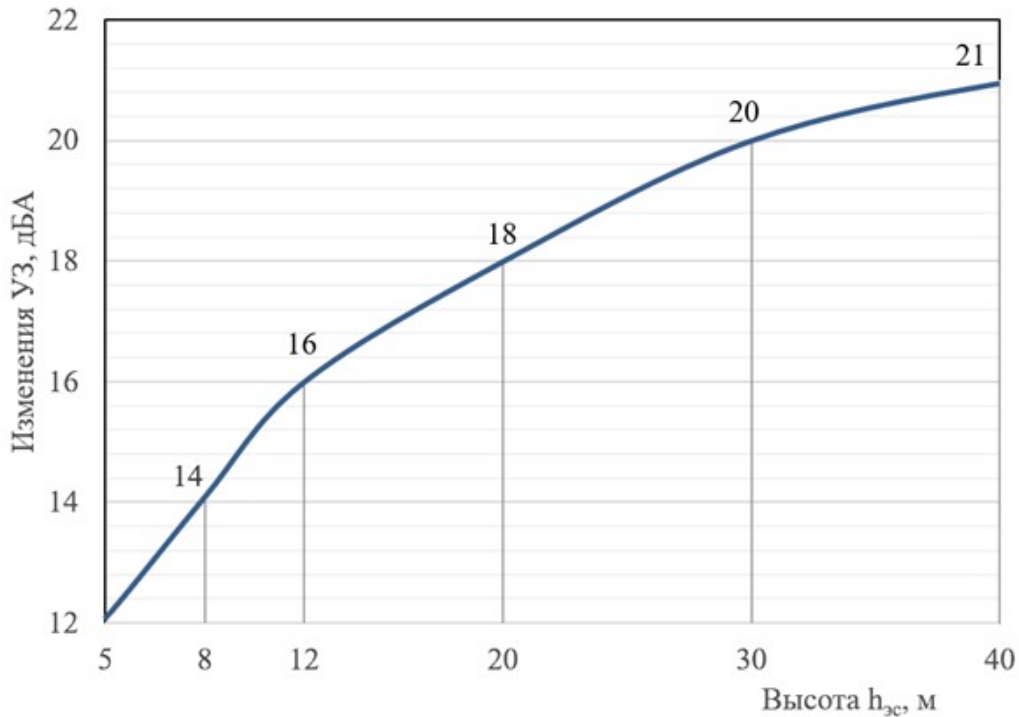


Рис. 4. Зависимость изменения УЗ, дБА, от высоты ($h_{эс}$) экранирующего сооружения.

Характер изменения УЗД с ростом частоты состоит в увеличении эффекта экранирования на 3 дБ на октаву. Увеличение условной эффективности ЭС при увеличении высоты экранирующего сооружения ($h_{эс}$): от 1 до 21 дБ на частоте 63 Гц, от 9 до 30 дБ на частоте 8000 Гц (Рисунок 4 и Таблица 2). После анализа изменения эффективности в уровнях звука получены значения от 12 дБА до 21 дБА с ростом высоты от 5 м до 40 м, выявленная зависимость подобна гиперболе (Рис. 4). Вычисленные значения изменения УЗ и УЗД при увеличении $b_{эс}$ приведены в таблице 3, влияние ширины экранирующего сооружения на эффективность показано на рисунке 5.

Таблица 3

Вычисленные значения $10lg \frac{b_{эс}}{\lambda}$

Выбранные значения $b_{эс}$, м	Вычисленные значения изменения УЗД, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Изменение эквивалентных уровней звука, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
4	-1,3	1,7	4,7	7,7	10,7	13,7	16,7	19,7	11
8	1,7	4,7	7,7	10,7	14,7	16,7	19,7	22,7	14
12	3,4	6,5	9,5	12,5	15,5	18,5	21,5	24,6	16
20	5,7	8,7	11,7	14,7	17,7	20,7	23,7	26,7	18

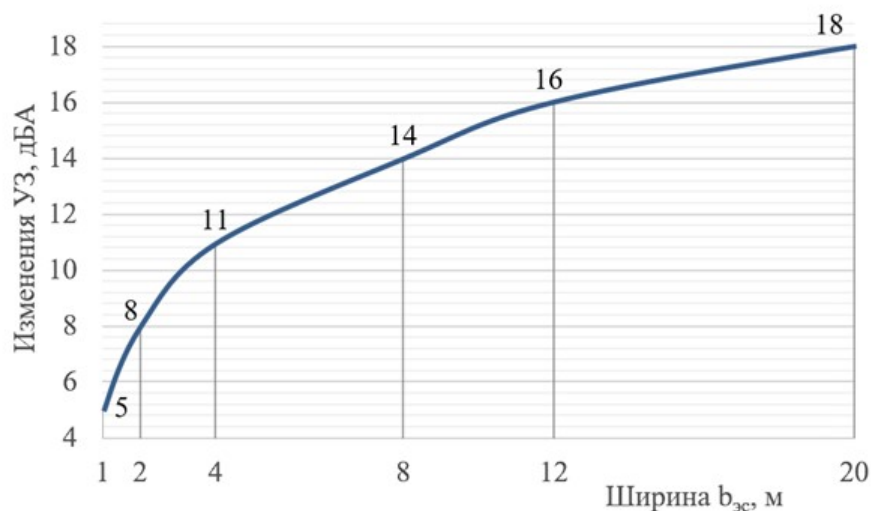


Рис. 5. Зависимость изменения УЗ от ширины экранирующего сооружения.

Анализ характера изменения эффективности снижения шума с увеличением ширины экранирующего сооружения (ЭС), показывает, что при изменении ширины ЭС от 1 м до 20 м увеличение условной эффективности составляет 5-18 дБА (Рис. 5), зависимость нелинейная, кривая имеет вид гиперболы.

Таким образом, получены общие закономерности увеличения экранирующего эффекта ЭС с увеличением основных конструктивных параметров. Отмечен рост эффективности на 3 дБ с увеличением частоты на октаву, а также нелинейное увеличение эффективности в дБА.

4. Экспериментальные исследования экранирующего эффекта зданий в аэропорту «Пулково»

Для определения экранирующего эффекта зданий были выполнены натурные измерения авиационного шума в аэропорту «Пулково». Для анализа фактического экранирующего эффекта сооружениями были выбраны три здания, расположенные вблизи ВПП фасадами параллельно ВПП. Точки измерений показаны на Рисунке 6. Усредненные данные измерений УЗД и эквивалентных УЗ приведены в таблице 4.

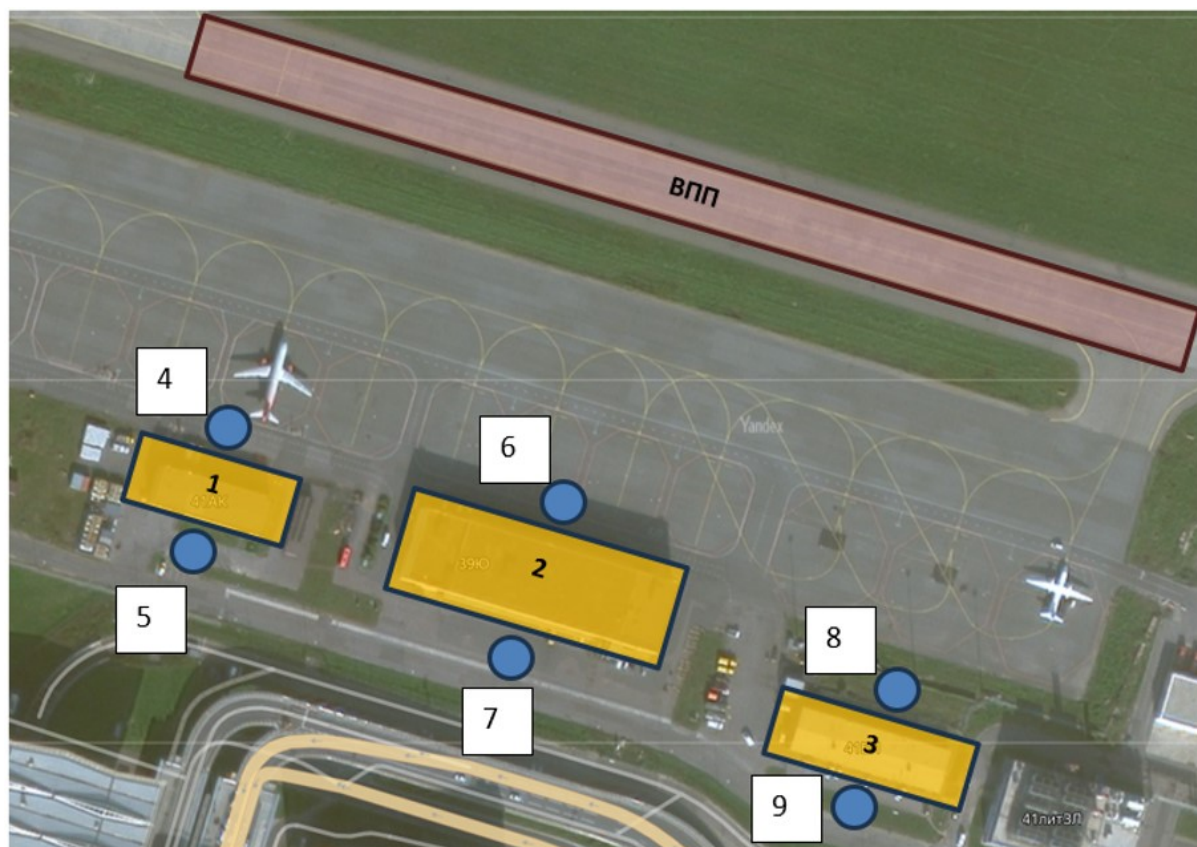


Рис. 6. Расположение точек измерения шума для анализа экранирующего эффекта зданий в аэропорту «Пулково»: 1 – 3 – номера зданий; 4, 6, 8 – точки измерения по стороны ВПП; 5, 7, 9 – точки измерения на противоположном фасаде зданий

Таблица 4

Данные измерений УЗД и эквивалентных УЗ у фасадов зданий, расположенных вдоль ВПП

№ здания	№ точки измерений	Уровни звукового давления (УЗД), дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Эквивалентные УЗ, дБА
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1	4	70	68	70	70	69	70	55	45	75
	5	67	61	59	55	52	47	34	28	57
2	6	74	84	85	86	77	73	60	50	85
	7	66	71	69	57	55	46	35	27	60
3	8	75	78	80	78	77	73	65	52	83
	9	69	67	65	61	57	50	41	30	63

Измерения уровней звукового давления (УЗД) и эквивалентных уровней звука (УЗ) проводились при разгоне по ВПП самолетов гражданской авиации. Значения экранирующего эффекта зданий, полученные на основании результатов экспериментальных исследований как разность измеренных УЗД и УЗ у фасадов зданий, расположенных вдоль ВПП, приведены в таблице 5. Экспериментальные результаты экранирующего эффекта зданий представлены на рисунке 7.

Таблица 5

Экранирующие свойства зданий

№ здания	Разность уровней звуковых давлений (УЗД), дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Разность эквивалентных УЗ, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1	6	7	11	15	17	23	21	21	18
2	8	13	16	19	22	27	25	23	25
3	3	11	15	17	20	23	24	22	20

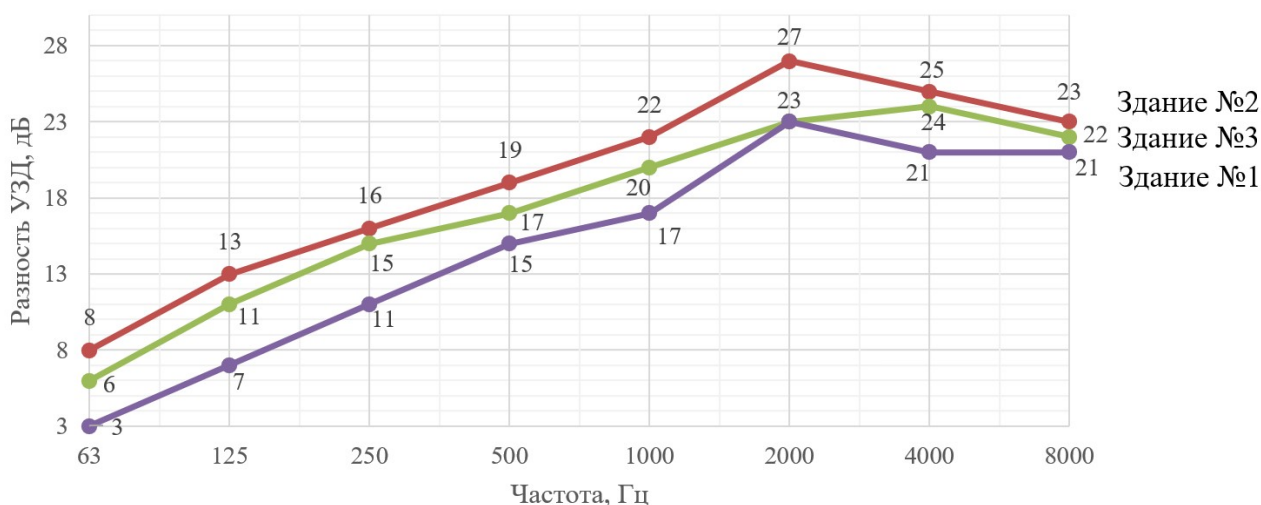


Рис. 7. Экспериментальные значения экранирующего эффекта у фасадов зданий, расположенных вдоль ВПП.

Анализ данных, приведенных в таблице 4 и на рисунке 7 показал, что на фасадах зданий, противоположных ВПП, отмечается заметное снижение шума в результате их экранирующего эффекта. Так, в зависимости от размеров здания, снижение УЗ в измерительных точках может достигать 18-25 дБА. Проанализировав характер изменения спектральных составляющих, можно отметить снижение УЗД от 3-8 дБ до 18-27 дБ в диапазоне частот 63-2000 Гц с ростом эффективности 3-4 дБ на октаву. На более высоких частотах заметно некоторое снижение эффективности экранирующих сооружений, что может быть объяснено влиянием боковой дифракции (огибанием звуком боковых поверхностей экранирующих зданий).

Выполнены расчеты экранирующего эффекта зданий, сравнение с данными измерений показало, что разница между расчетными и экспериментальными значениями составила ± 3 дБА.

Заметные величины экранирующего эффекта, полученные экспериментами, позволяют рекомендовать эту меру для снижения шума в аэропортах.

Заключение

Аэропорт – один из самых заметных источников транспортного шума. Повышенные уровни шума отмечаются как в близрасположенной жилой застройке, так и в служебных зданиях на территории аэропортов. Наибольшие уровни шума отмечаются при разбеге самолетов по взлетно-посадочной полосе (ВПП). В качестве одной из мер снижения шума предложено использовать экранирующий эффект зданий, находящихся на территории аэропортов, на пути распространения звука от ВПП до ближайшей застройки, а также специальные сооружения, размещенные вдоль ВПП (например, акустические экраны).

Для расчёта прогнозируемых уровней шума с учётом экранирующего эффекта, создаваемого зданиями и сооружениями, были предложены формулы, для вывода которых использовалось допущение о линейном характере источника шума (ИШ), фронт звуковой волны которого до определённых расстояний имеет характер цилиндрический или квазицилиндрический. Получены зависимости шума в расчетной точке (РТ) от геометрических размеров ЭС, показателя дифракции на свободных ребрах, расстояния от ВПП до ЭС и от ЭС до РТ, а также звукопоглощающих свойств поверхностей ЭС. В ходе выполненных теоретических исследований установлены следующие закономерности: в частотном диапазоне наблюдается рост эффективности экранирующего сооружения 3 дБ/октаву, кривая увеличения эффективности в дБА с ростом высоты или ширины ЭС имеет вид гиперболы.

Выполненные в натуральных условиях эксперименты показали наличие заметного экранирующего эффекта. При рассмотрении экранирующего эффекта здания (например, когда измеряются УЗД и УЗ на двух противоположных фасадах) отмечено снижение УЗД от 7 до 27 дБ в диапазоне частот 125-2000 Гц, а УЗ - от 18 до 25 дБА. Сравнение данных расчета для этого примера с данными эксперимента показало, что отклонения УЗ не превышают ± 3 дБА, т.е. предложенный метод расчета дает удовлетворительные результаты.

Список литературы

1. Разработка научных и методических основ картирования шума транспорта на территории городской застройки // Буторина М.В. / Докторская диссертация – 2021 г.
2. Авиационная акустика / под ред. А.Г. Мунина. // Машиностроение, 1986.
3. Опыт снижения авиационного шума вблизи аэропортов / О.А. Картышев // статья в сборнике трудов конференции III Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Под редакцией Н.И. Иванова – 2011 – с. 133 – 136.
4. ICAO Doc 9911 «Руководство по рекомендуемому методу расчета контуров шума вокруг аэропортов» / Международная организация гражданской авиации – 2018.
5. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом / Н.И. Иванов // Учебник. -2008.

6. Учет погрешностей при построении карт шума / М.В. Буторина, А.В. Осетров, В.В. Светлов, К.П. Фиев // *Noise Theory and Practice*. Т. 6. № 4 (22). – 2020 – с. 81- 89.
7. К. Фиев Характер снижения авиационного шума с увеличением расстояния до летательного аппарата К.П. Фиев, Н.И. Иванов, Н.В. Тюрина // *Noise Theory and Practice*. Т. 10. № 2 (37). – 2024 – с. 88-100.
8. К. Fiev Calculation of the noise contours of a civil aviation airport К. Fiev, A. Shashurin, M. Butorina, N. Ivanov// *Akustika*, Volume 39. April 2021 -p.33-37.
9. К. Фиев Методика измерений уровней АШ с целью оценки его влияния на приаэродромную территорию при отклонении фактической линии пути от установленных процедур взлета // К.П. Фиев, В.В. Светлов, статья в сборнике трудов VI Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Под редакцией Н.И. Иванова – 2011 – с. 133 – 136.
10. Определение эффективной высоты и акустических характеристик шумозащитного экрана Шашурин А.Е. *Noise Theory and Practice*. 2018. Т. 4. № 2 (12). С. 5-10.
11. Звукопоглощающая панель для шумозащитной конструкции Шашурин А.Е., Заплетников И.Н., Кириченко В.А., Иванов Н.И., Бужинский К.В., Светлов В.В., Бойко Ю.С. Патент на полезную модель RU 171794 U1, 16.06.2017. Заявка № 2016141361 от 20.10.2016.
12. Experimental study of noise barriers / N. V. Tyurina, N. N. Minina, A. E. Shashurin, M. G. Gogvadze // *Proceedings of the 26th International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2019, Montreal, QC, 07–11 июля 2019 года*. – Montreal, QC: Canadian Acoustical Association, 2019.
13. Investigation of parameters influencing noise barrier efficiency / N. Tyurina, N. Ivanov, A. Shashurin, S. Bortsova // "Advances in Acoustics, Noise and Vibration - 2021" *Proceedings of the 27th International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2021 : 27, Virtual, Online, 11–16 июля 2021 года*. – Virtual, Online, 2021.
14. Снижение шума стационарных источников в жилой застройке технологическими шумозащитными экранами// Н.И. Иванов, В.В. Светлов, А.Е. Шашурин/ *Журнал «Безопасность жизнедеятельности»*. Учредители: ООО "Издательство "Новые технологии" № 6 (210). – 22018 с. 16-22.
15. Новые технические и технологические решения для снижения акустического загрязнения шумозащитными экранами Шашурин А.Е. Санкт-Петербург, 2018.
16. Использование метода преобразования звуковых полей для расчёта эффективности шумозащитных конструкций / Н.И. Иванов, Н.В. Тюрина, А.Е. Шашурин, П.С. Курченко// *научный журнал Noise Theory and Practice*. Т. 6. № 4 (22). – 2020 – с. 128-134.

References

1. Development of scientific and methodological foundations for mapping traffic noise in urban areas// Butorina M.V. / Doctoral dissertation – 2021.
2. Aviation acoustics / edited by A.G. Munin. // *Mechanical Engineering*, 1986.
3. The experience of reducing aviation noise near airports / O.A. Kartyshev // *Proceedings of the III All-Russian Scientific and Practical Conference with International Participation*. Edited by N.I. Ivanov – 2011 – pp. 133 – 136.
4. ICAO Doc 9911 «Recommended Method for Computing Noise Contours Around Airports» / *International Civil Aviation Organization* – 2018.

5. Engineering acoustics. Theory and practice of noise control / N.I. Ivanov // Textbook - 2008.
6. Accounting for errors in the construction of noise maps / M.V. Butorina, A.V. Osetrov, V.V. Svetlov, K.P. Fiev // scientific journal Noise Theory and Practice. Т. 6. № 4 (22). – 2020 – pp. 81-89.
7. K.P. Fiev The nature of aviation noise reduction with increasing distance from an aircraft K. Fiev, N.I. Ivanov, N.V. Turina // Noise Theory and Practice. Т. 10. № 2 (37). – 2024 – pp. 88-100.
8. K. Fiev Calculation of the noise contours of a civil aviation airport K. Fiev, A. Shashurin, M. Butorina, N. Ivanov // Akustika, Volume 39. April 2021 -p.33-37.
9. K. Fiev Methodology for measuring ASH levels in order to assess its impact on the aerodrome area when the actual path line deviates from the established take-off procedures // K.P. Fiev, V.V. Svetlov, Proceedings of the VI All-Russian Scientific and Practical Conference with International Participation. Edited by N.I. Ivanov – 2011 – pp. 133 – 136.
10. Determination of the effective height and acoustic characteristics of the noise shield Shashurin A.E. Noise Theory and Practice. 2018. Vol. 4. No. 2 (12). pp. 5-10.
11. Sound-absorbing panel for noise-proof construction Shashurin A.E., Zapletnikov I.N., Kirichenko V.A., Ivanov N.I., Buzhinsky K.V., Svetlov V.V., Boyko Yu.S. Patent for utility model RU 171794 U1, 06/16/2017. Application No. 2016141361 dated 10/20/2016.
12. Experimental study of noise barriers / N. V. Tyurina, N. N. Minina, A. E. Shashurin, M. G. Gogvadze // Proceedings of the 26th International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2019, Montreal, QC, 07–11 июля 2019 года. – Montreal, QC: Canadian Acoustical Association, 2019.
13. Investigation of parameters influencing noise barrier efficiency / N. Tyurina, N. Ivanov, A. Shashurin, S. Bortsova // "Advances in Acoustics, Noise and Vibration - 2021" Proceedings of the 27th International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2021 : 27, Virtual, Online, July 11-16, 2021. – Virtual, Online, 2021.
14. Noise reduction of stationary sources in residential buildings with technological noise-proof screens// N.I. Ivanov, V.V. Svetlov, A.E. Shashurin/ Journal "Life safety". The founders: LLC "New Technologies Publishing House No. 6 (210). – 2018 p. 16-22.
15. New technical and technological solutions to reduce acoustic pollution with noise-proof screens Shashurin A.E. St. Petersburg, 2018.
16. Using the method of converting sound fields to calculate the effectiveness of noise-proof structures / N.I. Ivanov, N.V. Tyurina, A.E. Shashurin, P.S. Kurchenko// scientific journal Noise Theory and Practice. Т. 6. № 4 (22). – 2020 – pp. 128-134.

УДК: 504.064
OECD: 01.03. AA

Изучение шумовой нагрузки в зоне учебного кампуса и связь с восприятием шума на территории Северо-Кавказского федерального университета в городе Ставрополь

Ледовской Р.А.

Обучающийся 3 курса, кафедры экологии и биогеографии, Северо-Кавказский федеральный университет, г. Ставрополь, РФ

Аннотация

В данной статье проводится исследование влияния звукового давления на восприятие и поведение студентов и преподавателей Северо-Кавказского федерального университета. Рассмотрено негативное влияние шума на организм человека. Выполнены замеры шума на местах и сравнены с допустимым уровнем по СанПиН 1.2.3685-21. Данные, полученные в результате измерений, показали, что абсолютно все полученные результаты измерений оказались выше установленных нормативов, указанных в СанПиН 1.2.3685-21. Проведен социологический опрос, результатом которого было выявлено отношение к восприятию шума обучающихся и преподавателей кампусов. Шум может оказывать негативное воздействие на человеческое восприятие информации через несколько механизмов: снижение концентрации внимания, ухудшение памяти и повышение уровня стресса. Было выявлено, что шумовые помехи не всегда воспринимаются как источник негативного воздействия: только 11% анкетированных сообщили, что их беспокоит шум во время учебы или работы, вследствие чего шумовое загрязнение остается незамеченным для человека. Соблюдение уровня шума в местах обучения является важной задачей, поскольку чрезмерный шум может привести к снижению продуктивности преподавателей, студентов и сотрудников. Это исследование направлено на сопоставление результатов непосредственных измерений и данных социального опроса, что подчеркивает важность проблемы шумового загрязнения в университетских кампусах.

Ключевые слова: шумовое загрязнение, восприятие шума, кампус, измерение шума, социальный опрос.

Study of noise load in the area of the educational campus and the connection with noise perception on the territory of the North Caucasus Federal University in the city of Stavropol

Ledovskoy R.A.

3rd year student, Department of Ecology and Biogeography, North Caucasus Federal University. Stavropol, Russia

Abstract

This article conducts a study of the influence of sound pressure on the perception and behavior of visitors to the North Caucasus Federal University. The negative impact of noise on the human body is considered. Noise measurements were carried out on site and compared with the permissible level according to SanPiN 1.2.3685-21. The data obtained as a result of the measurements showed that 100% of the measurement results exceed the permissible level of SanPiN 1.2.3685-21. A sociological survey was conducted, the result of which revealed the attitude of campus students and teachers to the perception of noise. Noise can have a negative impact on human perception of information through several mechanisms: decreased concentration, impaired memory, and increased stress levels. It was found that noise interference is not always perceived as a source of negative impact: only 11% of respondents reported that they were bothered by noise while studying or working, as a result of which noise pollution remains unnoticed by people. Controlling noise levels in teaching

environments is important because excessive noise can reduce the productivity of faculty, students, and staff. This study aims to compare physical measurements and social survey data, highlighting the importance of noise pollution on university campuses.

Keywords: *noise pollution, noise perception, campus, noise measurement, social survey.*

Введение

Известным фактом является, что при продолжительном воздействии шумовое загрязнение влияет на организм человека. В настоящее время, по данным Всемирной организации здравоохранения (ВОЗ), от шума страдает около 430 миллионов человек на всей планете [1].

По мнению бразильского ученого Е.Мургеля шумовое загрязнение усилилось после промышленной революции в XVIII—XIX веках [2]. В исследовании «Рекомендации по шуму в общественных местах», проведенном ВОЗ, отмечается, что проблема шумового загрязнения становится всё более актуальной из-за ряда факторов, таких как рост автомобильного, железнодорожного и воздушного трафика, вместе с урбанизацией и экономическим ростом. Кроме того, в документе указывается, что развивающиеся страны испытывают более сильное шумовое загрязнение по сравнению с развитыми странами, что может быть связано с особенностями планирования и проектирования городской застройки, а также отсутствием шумозащитных мероприятий [3].

Важную роль в распространении шума играют звуковые ландшафты, являясь частью городских пространств, они имеют большое значение в снижении городского шума. Звуковой ландшафт — это система звуковых элементов, которая возникает в окружающей среде, сочетающая в себе как природные звуки, так и воспроизводимые людьми и технологиями. Ключевыми факторами в эффективности звукового ландшафта являются тип городской застройки и наличие зеленых насаждений на территории. Застроенная территория влияет на снижение шума за счет двух основных факторов: плотность застройки и ширина дорог. В архитектурно-планировочной структуре жилых районов и микрорайонов используют следующие способы защиты от шума: удаление жилой застройки от источников шума; расположение между источниками шума и жилой застройкой зданий-экранов; применение рациональных с точки зрения защиты от шума композиционных способов группировки жилых зданий [4,5].

Степень снижения шума зависит от породного состава насаждений, плотности крон и яркости. Снижение шумовой нагрузки происходит за счёт поглощения звука растениями [6].

Влияние шума на человеческий организм зависит от множества факторов, среди которых важны уровень шума, его характеристики, спектр и продолжительность воздействия. Постоянное воздействие высокого звукового давления в течение дня может привести к необратимым изменениям порога слышимости. Высокий уровень шума может вызывать разнообразные психологические проблемы, включая тревогу, депрессию, стресс и усталость, а также влиять на сердечно-сосудистую, слуховую и когнитивную функции как у детей, так и у пожилых людей. Наибольшее воздействие шум оказывает на вербальное общение, сон и умственную активность. У детей, подвергающихся интенсивному шуму, может наблюдаться задержка в развитии способности к чтению и пониманию [7,8,9].

Несмотря на небольшое количество исследований шумовой нагрузки в образовательных учреждениях можно выделить исследование бразильских ученых Magioli F.B. и Torres J.C.B., в котором оценивались акустические условия кампуса

Федерального университета Рио-де-Жанейро (UFRJ), и исследование бразильского ученого Zanin Р.Н.Т., в котором проводилось изучение шумового загрязнения в кампусе Политехнического Федерального университета Параны (UFPR). В обоих исследованиях уровень шума сравнивался с пределами, рекомендованными ВОЗ, составляющими 55дБА. Оба исследования зафиксировали превышение допустимого уровня. В исследованиях говорится, что основным источником шума был шум от интенсивного движения автомобилей. Исходя из данных исследований, следует вывод о необходимости исследования шумовой нагрузки в образовательных учреждениях [10].

Северо-Кавказский Федеральный университет (СКФУ) является крупнейшим университетом в СКФО, который занимается подготовкой квалифицированных специалистов. СКФУ как крупная организация, выполняющая функции учебного заведения, рабочего пространства и места жительства для множества людей, также создаёт и испытывает шумовое воздействие со стороны внешней среды.

Так, чрезмерное звуковое давление может привести к снижению работоспособности преподавателей, студентов и сотрудников. Негативное воздействие городского шума может повлиять на психологическое и психическое здоровье людей. Возникает необходимость в мониторинге уровня шума. Поэтому цель данного исследования — анализ шумовой нагрузки кампусов СКФУ и сравнение с восприятием данного шума.

1. Методы исследования

Для характеристики шумового загрязнения исследуемой территории использовались два метода: непосредственных замеров и социального опроса. Первый состоит из измерения звукового давления в помещениях и на открытом воздухе. Второй метод представляет анкетирование студентов, преподавателей и сотрудников.

Измерения на территории кампусов проводились в соответствии с ГОСТ 23337–2014 «Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий». При замерах использовался шумомер UNI-T модели UT352 с диапазоном измерений от 30 до 130 дБ и неопределенностью до 1,5 дБ [11].

Измерения эквивалентного уровня звука проводились в учебных корпусах ВУЗа, а также в научной библиотеке и на прилегающей территории в местах наибольшего скопления людей. Измерения проводились в разные периоды времени: перед началом занятий и в большой обеденный перерыв. При измерениях на прилегающей территории учитывались метеорологические условия, все параметры соответствовали паспортным данным шумомера. При проведении измерений прибор был установлен на стационарный штатив, в учебных корпусах измерения проводились с интервалом в один этаж. Длительность измерений в каждой точке составляла не менее 5 минут. Также необходимо отметить, что исследование проводилось в безлиственный период года.

В ходе проведения исследования было осуществлено анкетирование (01.05.2024–30.05.2024) о раздражающем воздействии шума в соответствии с ГОСТ Р 53574–2009 «Шум. Оценка раздражающего действия шума посредством социологических и социально-акустических обследований» с использованием стороннего интернет-ресурса Google Forms для привлечения разного контингента посетителей университета и учесть продолжительность нахождения на территории. Для проведения социологического тестирования были составлены 11 вопросов [12]:

1. Ваш пол?
2. Ваш возраст?
3. Ваш социальный статус?
4. Если вы студент, то на каком курсе вы обучаетесь?
5. В каком корпусе вы чаще всего появляетесь?
6. В какое время вы чаще всего посещаете данный корпус?
7. Часто ли вам мешает шум в корпусах?
8. Какой шум вы чаще всего слышите на парах?
9. Каков уровень дискомфорта вызываемый этим шумом?
10. Делаете ли вы что-нибудь, чтобы снизить уровень шума?
11. Хотели бы вы, чтобы в корпусе стало тише?

2. Область исследования

Для анализа шумовой нагрузки в зоне учебных корпусов были взяты две территории, на которых расположены Центральный и Северный кампуса СКФУ. Центральный кампус находится в центре города, а северный кампус в западной части, в зоне оживленного автомобильного передвижения. Расстояние между кампусами составляет 4,25 км.

СКФУ расположен в городе Ставрополь, который располагается на юго-западе Ставропольской возвышенности. Центральный кампус находится на пересечении дорог по улице Пушкина и Дзержинского, за счет чего происходит интенсивное шумовое воздействие, площадь кампуса составляет 46503 кв.м (рис. 1).



Рис. 1. Картосхема расположения корпусов Центрального кампуса СКФУ

На территории Центрального кампуса СКФУ расположены учебные корпуса №1, 2, 3, 20, 21, а также научная библиотека и спортивный комплекс. Центральный кампус ежедневно посещает более 7000 человек, что непосредственно влияет на шумовую обстановку. Рядом с кампусом находится Андреевский Кафедральный Собор, Ставропольский академический театр драмы, театральный сквер, отдел военного комиссариата, Ставропольский дворец культуры и спорта, центральный стадион «Динамо», а также множество магазинов, столовых, бытовых мастерских, аптек, которые тоже оказывают шумовое воздействие на посетителей Центрального кампуса СКФУ.

Здания представляют собой протяжённые строения с максимальной высотой в 9 этажей. Они выполнены преимущественно из кирпича, оснащены рамами из пластика и дерева (3 и 2 корпус). Застройка территории носит комбинированный характер. Плотность растительного покрова на территории низкая, как и за пределами кампуса. Степень озеленения всей территории центрального кампуса СКФУ составляет 13%, площадь учебных корпусов составляет – 32 552 кв.м. Озелененная территория относится к категории ограниченного пользования. Основу древесных насаждений на участке составляют следующие виды: Липа европейская (*Tilia europaea*), ясень обыкновенный (*Fraxinus excelsior*), ель обыкновенная (*Picea abies*). Вокруг кампуса деревья высажены в один ряд, по высоте большая часть деревьев относится ко второму и третьему классу (их высота от 5 до 20 метров), ширина кроны средняя 5–10 метров. Плотность кроны среднеплотная 20–40%.

Вдоль исследуемой территории расположена двухполосная дорога по улице Дзержинского (рядом со второй точкой измерений на прилегающей территории), которая имеет двустороннее движение, также рядом с кампусом находится улица Пушкина (рядом с первой точкой измерений на прилегающей территории), которая имеет одностороннее трёхполосное движение.

Северный кампус СКФУ находится в северо-западной части города Ставрополя, вдоль пересечения улицы Ленина и проспекта Кулакова, и представлен комплексом учебных корпусов и общежитий, его площадь составляет 172 330 кв.м (рис. 2), площадь застройки составляет – 67 233,1 кв.м, уровень озеленения является достаточно низким и составляет 11% от общей площади кампуса, имеется высадка древесно-кустарниковой растительности за территорией кампуса вдоль дорог. Тип застройки кампуса является комбинированным, при этом большая часть территории не используется и пустует, что не создает преград для распространения шума. Основу древесных насаждений на территории и вокруг кампуса составляют следующие виды: Береза повислая (*Betula pendula*), гледичия трехколючковая (*Gleditsia triacanthos*), ель обыкновенная (*Picea abies*). По высоте деревья относятся ко второй и третьей категории – от 5 до 20 метров, ширина кроны средняя – 5-10 метров, плотность кроны ажурная – более 40%.

На территории Северного кампуса СКФУ расположено 6 учебных корпусов, а также 3 общежития. На территории кампуса проживает, учится и работает более 6000 человек, в том числе студентов, преподавателей и сотрудников. Данный кампус СКФУ находится на пересечении улицы Ленина и проспекта Кулакова, которые относятся к магистральному типу движения. На этом пересечении наблюдается один из самых высоких уровней транспортной нагрузки, т.к.: 1) автотранспорт въезжает/выезжает в город через проспект Кулакова; 2) близкое расположение крупнопоселенных микрорайонов «Перспективный» и «Российский», интенсивное движение автотранспорта вблизи Северного кампуса СКФУ. Рядом с кампусом расположен Храм преподобного Сергия Радонежского, АЗС «Роснефть», ГБУЗ СКПБ №1, Ставропольский Ботанический Сад им. В.В. Скрипчинского, сквер на пр. Кулакова, а также ряд розничных магазинов и столовых. На основании вышесказанного, можно сделать вывод, что данный объект находится в зоне постоянного шумового воздействия.



Рис. 2. Картограмма расположения корпусов Северного кампуса СКФУ

Учебные корпуса на территории Северного кампуса представляют собой протяжённые строения с высотой, максимум в 7 этажей, в основном из кирпичной кладки, с окнами из пластиковых рам. Растительный покров на территории кампуса характеризуется низкой плотностью насаждений.

Учебные корпуса кампусов СКФУ, в которых проводились измерения, были построены в разные года (представлены в табл. 1).

Таблица 1

Годы постройки учебных корпусов на территории Центрального и Северного кампуса

Учебные корпуса Центрального кампуса СКФУ	Год постройки	Высота этажа, м	Учебные корпуса Северного кампуса СКФУ	Год постройки	Высота этажа, м
Корпус №1	1992 г.	3,4	Корпус №9	1978 г.	2,8
Корпус №2	1883 г.	4,8	Корпус №10	2009 г.	3
Корпус №3	1974 г.	2,8	Корпус №22	2020 г.	3
Корпус №20	2016 г.	3	Корпус №23	2020 г.	3
Корпус №21	2016 г.	3			
Библиотека	1930 г.	3,4			

3. Результаты и обсуждения

На основании таблицы 5.35 СанПиН 1.2.3685-21 сравнивались параметры в учебных аудиториях с эквивалентным уровнем шума в помещениях для жилых и общественных зданий, который устанавливает уровень L_{Aeq} (эквивалентный уровень звука) 40 дБА в дневное время.

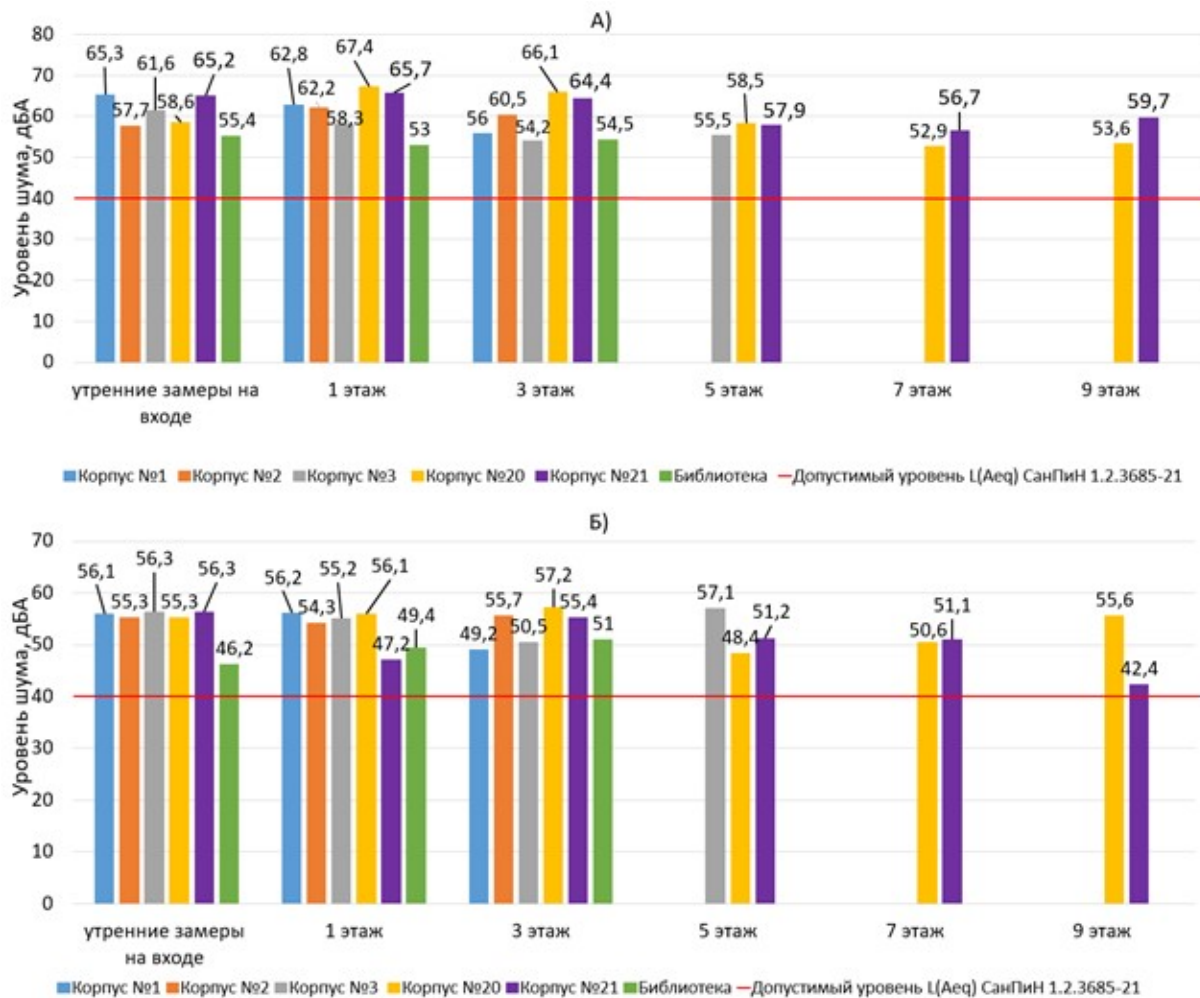


Рис. 3. Уровень шума в корпусах Центрального кампуса СКФУ А) во время большого перерыва; Б) во время занятий

Анализируя данные графика (рис. 3), можно сделать вывод, что во всех корпусах уровень шума превышает допустимый уровень согласно таблице 5.35 СанПиН 1.2.3685-21. Это обусловлено тем, что во время больших перерывов многие студенты выходят в коридор для общения, что создаёт шумную обстановку, а во время занятий издается звук от закрытия и открытия дверей.

В утренний период характерен высокий поток студентов, входящих в корпус, они используют при входе ключ-карту, прикладываящуюся к турникету, который использует звуковой сигнал для пропуска студента в корпус, а также на входе во многих корпусах установлены вендинговые аппараты, которые издают постоянный шум. При замерах, которые проводились в коридоре во время занятий так же был выявлен высокий уровень шума. Это связано с тем, что незначительная часть студентов приходит во время проведения занятий, слышен шум от автотранспорта снаружи, а также слышен шум от открывающихся дверей. Максимальный уровень шума наблюдается в 20 корпусе, чему способствует активное движение студентов, а также открытые учебные аудитории.

При замерах внутри аудиторий и лабораторий учебных корпусов Центрального кампуса (рис. 4), также было выявлено превышение допустимого уровня шума во всех аудиториях. Связано это с шумом, производимым студентами на парах, работой вытяжных шкафов, вентиляционных систем и приборов в лабораториях, шумом от автомобилей, также на территории кампуса располагается спортивная площадка, на которой был слышен шум при проведении учебных занятий.

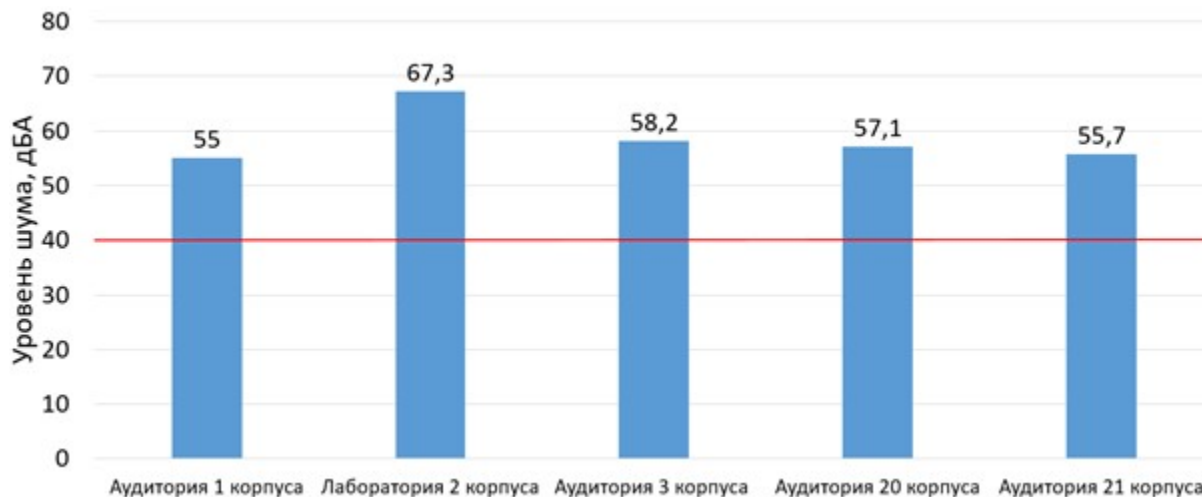


Рис. 4. Уровень шума в аудиториях центрального кампуса СКФУ

При анализе уровня шума в точках наружных измерений (табл. 2), расположение которых указано на рисунках 1 и 2, было установлено превышение допустимого уровня (55 дБА) во всех местах замеров, что обусловлено близостью к проезжей части и к местам скопления людей, которые ежедневно посещают жители и гости города.

Таблица 2

Уровень шума наружных точек на территории кампусов СКФУ

Точки исследования Центрального кампуса СКФУ	Уровень шума, дБА	Точки исследования Северного кампуса СКФУ	Уровень шума, дБА
Точка №1	64,4	Точка №1	66,9
Точка №2	66	Точка №2	66,2
Точка №3	59	Точка №3	65,1
Точка №4	58,3		
Точка №5	64,7		

Анализируя данные, полученные во время большого перерыва и во время занятий (рис. 5), было выявлено превышение уровня шума во всех корпусах Северного кампуса СКФУ по сравнению с допустимым уровнем, но с повышением этажа уровень шума уменьшался. Это связано с тем, что увеличивалось расстояние до источника шума (автотранспорт), также количество студентов с повышением уровня этажа уменьшалось. Можно отметить, что проход в 9 корпус лежит через 10, из-за чего большое количество студентов проходят через него, создавая шумовую нагрузку. При изучении показателей уровня шума, полученных после замеров в корпусах северного кампуса СКФУ в коридорах во время занятий можно заметить, что уровень шума снизился, по сравнению с данными, полученными во время большого перерыва, но при этом уровень шума остается высоким. В 9 корпусе это можно объяснить тем, что в корпусе есть концертный зал, в котором проводится большое количество мероприятий, а также в корпусе расположен спортивный зал. В 23 корпусе находится большое количество лабораторий, оборудование которых создает высокий уровень шума.

Анализ акустической обстановки в учебных аудиториях Северного кампуса СКФУ

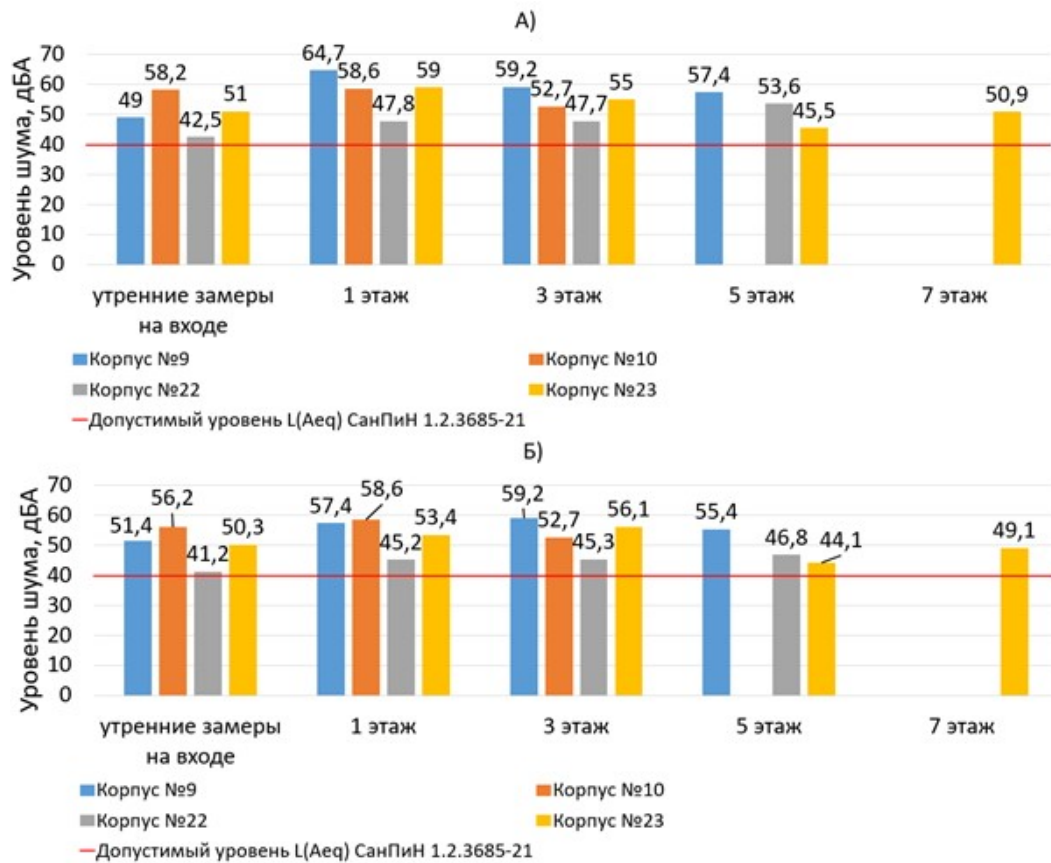


Рис. 5. Уровень шума в корпусах Северного кампуса СКФУ А) во время большого перерыва; Б) во время занятий

во время занятий (рис. 6) выявил систематическое превышение допустимых норм шума. Основными источниками шумового загрязнения являются инженерное оборудование лабораторий, студенческая активность и транспортный поток на прилегающей дороге.

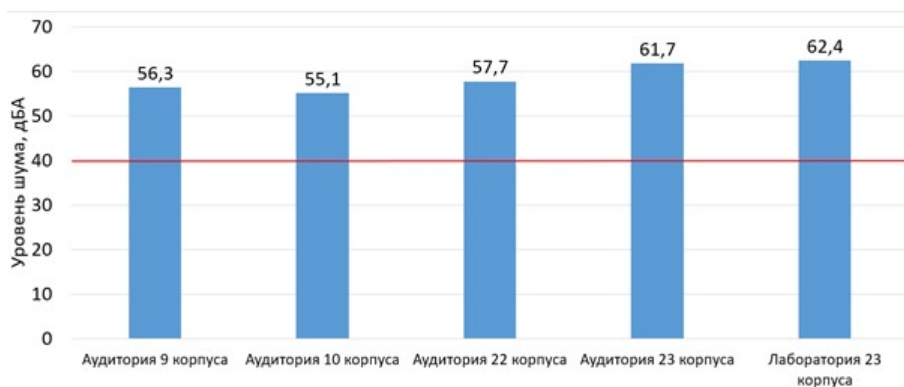


Рис. 6. Уровень шума в аудиториях Северного кампуса СКФУ

Для получения более ясной картины взаимосвязи уровня шума с человеческим восприятием посещающих учебные корпуса СКФУ людей, было принято решение провести социологическое исследование.

Опрос проводился среди студентов и сотрудников, посещающих изучаемые корпуса. Всего в опросе приняли участие 101 респондент, которые поделились своим мнением о шумовой обстановке на территории и в учебных аудиториях Северо-Кавказского федерального университета. Во время проведения социологического опроса так же были получены данные (рис. 7) о социальном статусе людей в университете.

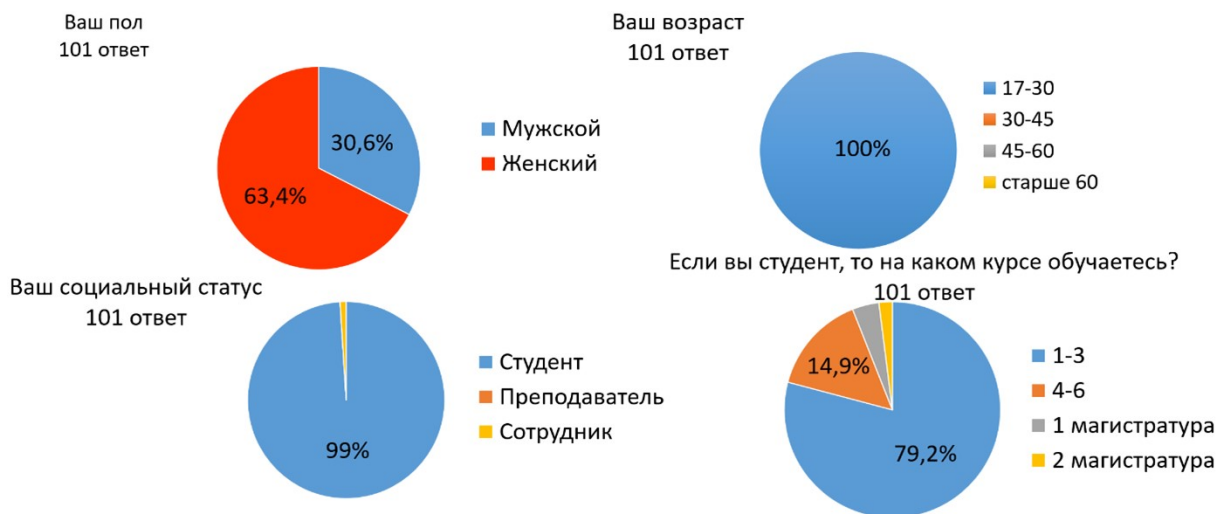


Рис. 7. Возраст и социальный статус респондентов

В ходе опроса (рис. 8) также было выявлено, что чаще всего посещают корпуса № 9, 20, 2 в первой половине дня (8:00-13:20) и то, что большинству людей шум в учебных корпусах никак не мешает. По мнению опрошенных, чаще всего во время занятий слышен шум автотранспорта.

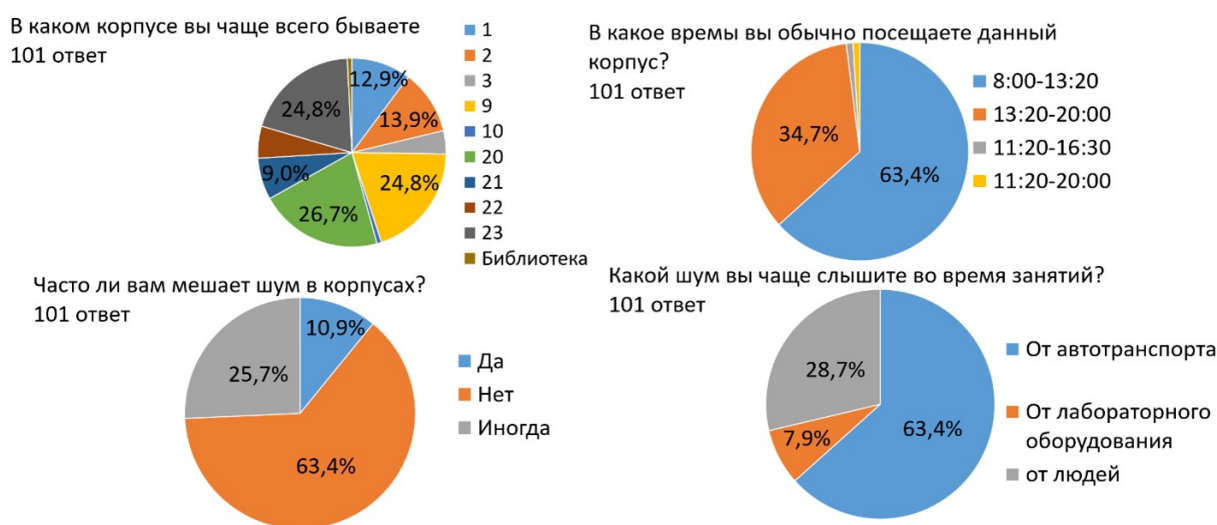


Рис. 8. Данные о посещении корпусов и источниках шума, который мешает респондентам

Далее было выявлено (рис. 9), что большинство опрошенных хотели бы, чтобы в корпусе стало тише. Даже несмотря на зафиксированные высокие уровни звукового давления в корпусах, результаты анкетирования показывают, что шумовое воздействие не

всегда четко ощущается и шум не вызывает дискомфорта особенно среди людей, которые во время своей повседневной деятельности контактируют с высоким звуковым давлением.



Рис. 9. Данные о дискомфорте от шума

По результатам видно, что половина анкетированных не обращает внимания на шум, из-за чего проблема шумового загрязнения остается незаметна для студентов и преподавателей.

Заключение

Исследование акустической обстановки на территории университета является важной частью общего мониторинга шумового загрязнения не только учебных заведений, но и городской среды. Определение влияния звукового давления на восприятие и поведение учащихся и сотрудников в кампусах Северо-Кавказского федерального университета проводилось на основании результатов замеров шума с использованием портативного шумомера и проведенного социологического анкетирования. Сравнивая значения инструментального исследования со значениями установленными в таблице 5.35 СанПиН 1.2.3685-21, следует отметить, что уровень шума в кампусе не соответствует требованиям для аудиторий образовательных организаций, поскольку большая часть данных, полученных при замерах, превышает допустимые нормы. Превышение уровня звукового давления приводит к значительным проблемам с комфортом людей и отражается на продуктивности студентов и преподавателей. По результатам опроса было выяснено, что чаще всего студентов в кампусе раздражает шум от автотранспорта. Результаты показывают, что большую часть опрошенных не сильно беспокоит уровень шума, благодаря чему шумовое загрязнение остается незамеченным для обучающихся, в связи с чем не принимаются меры по улучшению акустических условий.

Обеспечение нормативных уровней шума на территории и в помещениях кампуса требует применения шумозащитных мероприятий. Таким образом, важно учитывать расположение зданий, автодорог, городского обустройства территорий, а также материалы, используемые при отделке помещений. Для снижения шума рекомендуется установка окон с двойным остеклением с применением проветривающих шумозащитных устройств, применение шумозащитных экранов [14].

Список литературы

1. Всемирный доклад по проблемам слуха: резюме. Женева: Всемирная организация здравоохранения; 2021 г.
2. Murgel E. Fundamentos de acústica ambiental. – Senac, 2007.
3. World Health Organization – WHO, «Guidelines for community noise». 1999.
4. Yuan M. et al. Examining the associations between urban built environment and noise pollution in high-density high-rise urban areas: A case study in Wuhan, China // Sustainable Cities and Society. – 2019. – Т. 50. – С. 101678.
5. ISO 12913-1:2014 Acoustics – Soundscape – Part 1: Definition and conceptual framework.
6. Цесарь Т.А. Поглощающий потенциал природной среды как один из способов снижения шумового загрязнения в городе // Вестник магистратуры. 2021. №8 (119). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/pogloschayuschiy-potentsial-prirodnoy-sredy-kak-odin-iz-sposobov-snizheniya-shumovogo-zagryazneniya-v-gorode> (дата обращения: 24.05.2024).
7. ГОСТ Р ИСО 1999-2017 «Акустика. Оценка потери слуха вследствие воздействия шума». URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200157242> (дата обращения 19.03.2024).
8. Жукова Е. В. Шум как гигиеническая и социальная проблема: учебное пособие / Е. В. Жукова, Г. В. Куренкова, М. О. Потапова ; ФГБОУ ВО ИГМУ Минздрава России, Кафедра профильных гигиенических дисциплин. – Иркутск: ИГМУ, 2020. – 56 с.
9. WHO Regional Office for Europe. Copenhagen. Uptake and impact of the WHO Environmental noise guidelines for the European Region: experiences from Member States; 2023.
10. De Souza T. B., Alberto K. C., Barbosa S. A. Evaluation of noise pollution related to human perception in a university campus in Brazil // Applied Acoustics. – 2020. – Т. 157. – С. 11.
11. ГОСТ 23337-2014 «Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий». URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200114242> (дата обращения 19.03.2024).
12. ГОСТ Р 53574-2009 «Шум. Оценка раздражающего действия шума посредством социологических и социально-акустических обследований». URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200076747> (дата обращения 19.03.2024).
13. Санитарные правила и нормы СанПиН 1.2.3685-21 «Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания» URL: <https://docs.cntd.ru/document/573500115?marker=6560IO> (дата обращения 28.03.2024).
14. Шашурин А.Е. Определение эффективной высоты и акустических характеристик шумозащитного экрана// Noise Theory and Practice. -2018. -N 4 (2). - С. 5-10.

References

1. World report on hearing: executive summary. Geneva: World Health Organization; 2021.

2. Murgel E. Fundamentos de acústica ambiental. – Senac, 2007.
3. World Health Organization – WHO, «Guidelines for community noise». 1999.
4. Yuan M. et al. Examining the associations between urban built environment and noise pollution in high-density high-rise urban areas: A case study in Wuhan, China // Sustainable Cities and Society. – 2019. – T. 50. – C. 101678.
5. ISO 12913-1:2014 Acoustics – Soundscape – Part 1: Definition and conceptual framework.
6. Tsesar T.A. The absorbing potential of the natural environment as one of the ways to reduce noise pollution in the city // Bulletin of the Magistracy. 2021. No.8 (119). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/pogloschayuschiy-potentsial-prirodnoy-sredy-kak-odin-iz-sposobov-snizheniya-shumovogo-zagryazneniya-v-gorode> (date of application: 05/24/2024).
7. GOST R ISO 1999-2017 «Acoustics. Estimation of noise-induced hearing loss». URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200157242>(date of the application 19.03.2024).
8. Zhukova E. V. Noise as a hygienic and social problem : a textbook / E. V. Zhukova, G. V. Kurenkova, M. O. Potapova ; Federal State Budgetary Educational Institution of the Ministry of Health of the Russian Federation, Department of Specialized Hygienic Disciplines. – Irkutsk : IGMU, 2020. – 56 p.
9. WHO Regional Office for Europe. Copenhagen. Uptake and impact of the WHO Environmental noise guidelines for the European Region: experiences from Member States; 2023.
10. De Souza T. B., Alberto K. C., Barbosa S. A. Evaluation of noise pollution related to human perception in a university campus in Brazil // Applied Acoustics. – 2020. – T. 157. – C. 11.
11. GOST 23337-2014 «Noise. Methods of noise measurement in residential areas and in the rooms of residential, public and community buildings». URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200114242>(date of the application 19.03.2024).
12. GOST R 53574-2009 «Noise. Assessment of noise annoyance by means of social and socio-acoustic surveys». URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200076747>(date of the application 19.03.2024).
13. Sanitary rules and regulations SanPiN 1.2.3685-21 «Hygienic standards and requirements for ensuring the safety and (or) harmlessness of environmental factors for humans» URL: <https://docs.cntd.ru/document/573500115?marker=6560IO> (date of the application 28.03.2024).
14. Shashurin A.E. Determination of the effective height and acoustic characteristics of the noise barriers // Noise Theory and Practice. -2018. -V. 4 (2). -pp. 5-10.

Сетевой Научный Журнал "Noise Theory and Practice"

ООО "ИАК"

при БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова



Главная цель сетевого научного журнала "Noise Theory and Practice" – способствовать развитию виброакустики, защита от шума и вибрации.

Основные задачи

Основными задачами журнала являются:

- отражение последних достижений фундаментальной виброакустики, теории и практике борьбы с шумом и вибрацией, в области оценки акустического воздействия на окружающую среду;
- отражение результатов научно-исследовательских работ по изучению процессов шумообразования, распространения звука и вибрации;
- отражение результатов разработки средств шумо- и виброзащиты, а также результатов иных работ, проводимых в области виброакустики, выполняемых научными сотрудниками ВУЗов и иных организаций;
- предоставление сведений о планируемых конференциях, семинарах, проводимых в России и других странах;
- предоставление архивных материалов трудов научных конференций, посвященных виброакустике.

Научное цитирование журнала

Журнал является общедоступным для чтения неограниченным числом пользователей.

Материалы журнала индексируют в наукометрических базах Российского Индекса Научного Цитирования (РИНЦ), Google Scholar. Журнал включен в научные электронные библиотеки "КиберЛенинка", CiteFactor, ROAD.

Журнал "Noise Theory and Practice" включен в ПЕРЕЧЕНЬ рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени кандидата и доктора наук (категория К2, п. 788).

ООО "ИАК"
г. Санкт-Петербург
2024