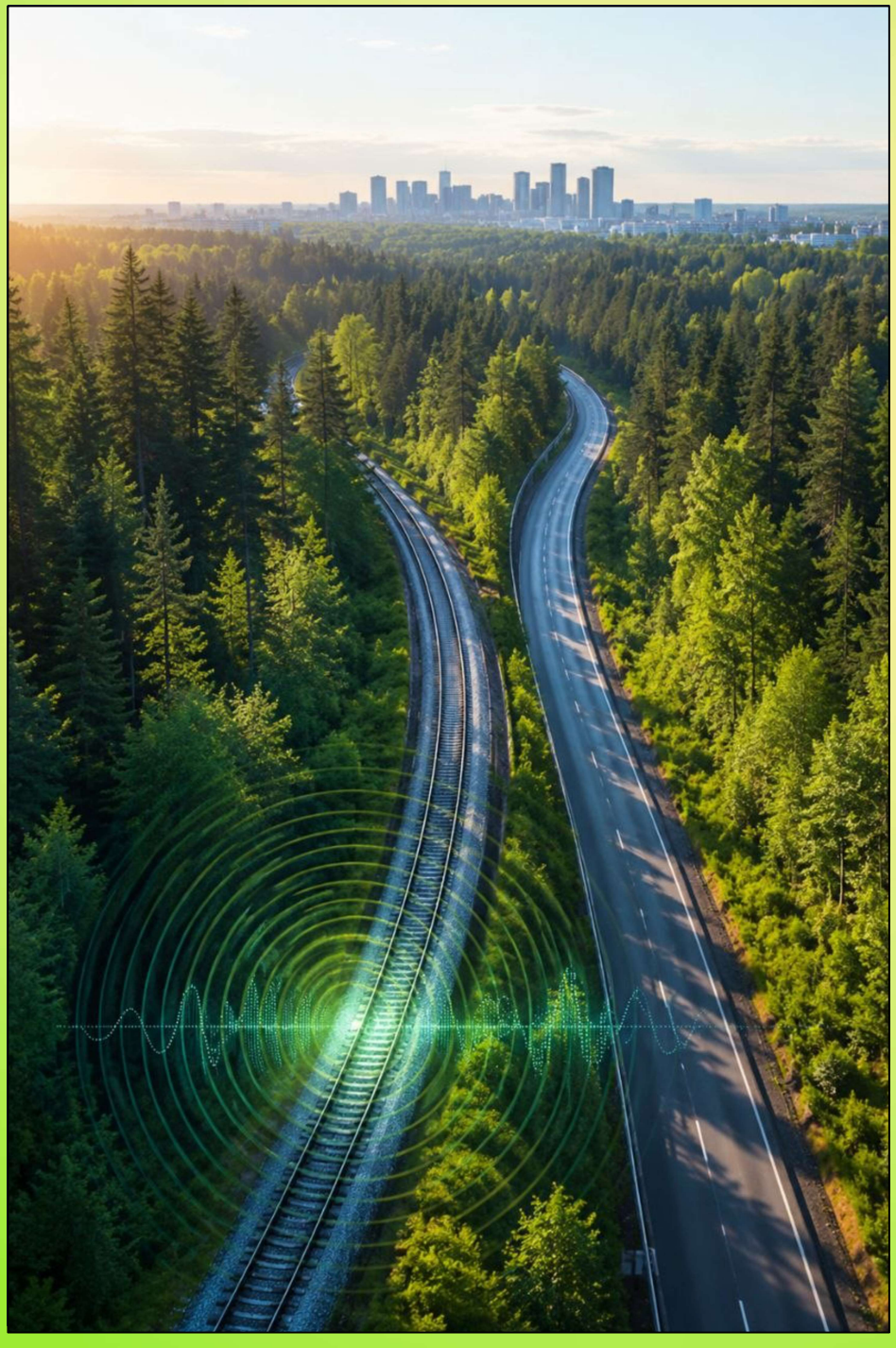
ISSN 2412-8627
Vol. 12 No. 3

Noise
Theory and Practice

Scientific Journal



III
2026

Acoustic Design Institute

Редакционная коллегия

Главный редактор

Иванов Николай Игоревич



Доктор технических наук, профессор кафедры "Техносферная безопасность и вычислительная механика" 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 "Техносферная безопасность и вычислительная механика" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова

(г. Санкт-Петербург, РФ)

Члены редакционной коллегии

Шашурин Александр Евгеньевич



Доктор технических наук, профессор, ректор 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 Михаилла Туган-Барановского

(г. Донецк, РФ)

Буторина Марина Вадимовна



Доктор технических наук, профессор кафедры "Техносферная безопасность и вычислительная механика" 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)

Редакционная коллегия

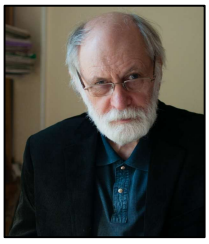
Рассошенко Юлия Сергеевна



Кандидат технических наук, специалист в области шумообразования высокоскоростных поездов, снижения шума автомобильных и железных дорог

(г. Санкт-Петербург, РФ)

Емельянов Владислав Николаевич



Доктор технических наук, профессор, профессор кафедры "Плазмогазодинаика и теплотехника" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова

(г. Санкт-Петербург, РФ)

Элькин Юрий Иосифович



Доктор технических наук, профессор кафедры "Инженерно-экологические инновации и комплексная безопасность" Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ)

(г. Москва, РФ)

Вельбель Александр Мотявич



Начальник акустического стенда научно-исследовательской лаборатории ООО "Арктос"

(г. Санкт-Петербург, РФ)

Аббакумов Константин Евгеньеви



Доктор технических наук, профессор кафедры «Электроакустика и ультразвуковая техника» Санкт-Петербургского государственного электротехнического университета “ЛЭТИ” им. В.И. Ульянова (Ленина)

(г. Санкт-Петербург, РФ)

Кобилов Эргаш Эгамбердиевич



Доктор медицинских наук, профессор, заведующий кафедры "Экология и безопасность жизнедеятельности" Самаркандского государственного университета им.Ш.Рашидова

(г. Самарканд, Узбекистан)

Элеонора Карлетти



Директор Института сельскохозяйственных 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, руководитель группы инженеров по борьбе с шумом в техническом центре компании Caterpillar

(г. Пеория, США)

Editorial Board

Editor-in-chief

Nickolay Ivanov



Doctor of Engineering Science, Professor of the Department of Environmental Engineering and Computational Mechanics 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 Environmental Engineering and Computational Mechanics of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov

(St. Petersburg, Russia)

Members of the Editorial Board

Aleksander Shashurin



Doctor of Engineering Science, Professor, Rector of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov

(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, Russia)

Marina Butorina



Doctor of Engineering Science, Professor of the Department of Environmental Engineering and Computational Mechanics 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

(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, Russia)

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)

Editorial Board

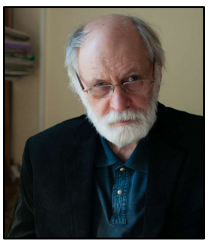
Iuliia Rassoshenko



Ph.D. of Engineering Science, specialist in the field of high-speed train noise generation and transport noise reduction

(St. Petersburg, Russia)

Vladislav Emelyanov



Doctor of Engineering Science, Professor, Professor of the Department of Plasma Gas Dynamics and Thermal Engineering of the 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 Engineering and Environmental Innovations and Integrated 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, Russia)

Abbakumov Konstantin



Doctor of Engineering Science, Professor of the Department of Electroacoustic and Ultrasound Techniques of the Saint Petersburg Electrotechnical University 'LETI'

(St. Petersburg, Russia)

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)

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)

Научный журнал
Том 12 №3

Noise Theory and Practice

5

Учредитель
Общество с ограниченной ответственностью
"Институт акустических конструкций" (ООО "ИАК")
при БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова

Сетевой Научный Журнал "Noise Theory and Practice"
выпускается с 2015 г.
Основателем журнала является д.т.н., профессор кафедры "Техносферная безопасность и вычислительная механика" 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

Почтовый адрес редакции
190020, г. Санкт-Петербург, наб. Обводного канала, д.138, к.7, литера А, пом. 11-Н, офис 2-2А
Телефон: +7(812) 495-77-97
e-mail: secretary@noisetp.com
www.noisetp.com
Ответственный секретарь
Лубянченко Анна Александровна

Зарегистрировано в Федеральной службе по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций
Свидетельство
ЭЛ № ФС 77-74057

Содержание

Асминин В.Ф., Самофалова А.С. РУС
Моделирование процесса диссипации виброакустической энергии в штучном локальном антивибраторе с подвижным шариком
стр. 7-21

КуликовА.С., Васильева А.В. РУС
Оптимизация акустических параметров зрительного зала для повышения безопасности труда сотрудников образовательного учреждения
стр. 22-28

Артеменко Д.Е. РУС
Обзор физических моделей вязкоупругих демпферов иперспективы применения искусственного интеллекта при их проектировании
стр. 29-46

Стуженко Н.И. РУС
Исследование спектрального состава шума алмазно-расточного оборудования в условиях его эксплуатации
стр. 47-54

Уразгалиев Р.Т., Каверзнева Т.Т., Салкуцан В.И. РУС
Оценка возможности компьютерного моделирования низкочастотных шумовых полей в производственных помещениях
стр. 55-67

Альсаид. Х. К., Пивнев. П.П. РУС
Расширение рабочей полосы стержневого составного преобразователя
стр. 68-81

Ледовской Р.А., Колбин М.Д.., Бегдай И.В. РУС
Верифицированная модель акустической эффективности архитектурных конфигураций застройки для умного города
стр. 82-94

Noise Theory and Practice 6

Scientific Journal
Vol. 12 No. 3

The founder
Limited liability company 'Acoustic Design Institute' (LLC 'ADI')
in cooperation with Baltic State Technical University 'VOENMEH'
named after D. F. Ustinov

Contents

Asminin V.F., Samofalova A.S. RUS
Modeling of vibroacoustic energy dissipation in a discrete local vibration damper with a movable ball
pp. 7-21

Kulikov A.S., Vasileva A.V. RUS
Optimization of the acoustic parameters of the assembly hall to improve the occupational safety of teachers
pp. 22-28

Artemenko D.E. RUS
Review of physical models of viscoelastic dampers and prospects for the application of Artificial Intelligence in their design
pp. 29-46

Stuzhenko N.I. RUS
Study of the spectral composition of noise from diamond boring equipment under operating conditions
pp. 47-54

Urazgaliev R.T., Kaverzneva T.T., Salkutsan V.I. RUS
Evaluation of the feasibility of computer modeling of low-frequency noise fields in industrial premises
pp. 55-67

Alsaeed. H. K., Pivnev. P.P. RUS
Expansion of the operating band of a transducer-type Tonpilz
pp. 68-81

Ледовской Р.А., Колбин М.Д.., Бегдай И.В. RUS
Verified model of acoustic performance of architectural configurations in urban development for a smart city
pp. 82-94

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 Environmental Engineering and Computational Mechanics 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.

Noise Theory and Practice Editorial office
138, Bldg.7A, Obvodny Canal Emb.,
Room 11-H, Office 2-2A
St. Petersburg, 190020, Russia
Phone: +7(812) 495-77-97
e-mail: secretary@noisetp.com
www.noisetp.com
Executive Secretary
Anna Lubyanchenko

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

УДК: 534.1: 534.2
OECD: 2.03
DOI: 10.56408/2412-8627.2026.31.47.001

Моделирование процесса диссипации виброакустической энергии в штучном локальном антивибраторе с подвижным шариком

Асминин В.Ф.[1], Самофалова А.С.[2*]
[1]Д.т.н., профессор, профессор кафедры «Безопасность жизнедеятельности и правовых отношений», ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова»
[2]Ассистент кафедры «Теплогазоснабжения и нефтегазового дела», ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет»
[1,2]г. Воронеж, РФ

Аннотация

В работе рассматривается математическое моделирование процесса диссипации виброакустической энергии в штучном локальном антивибраторе с подвижным шариком. Антивибратор предназначен для снижения вибраций и шума тонкостенных стальных конструкций станков в широком частотном диапазоне за счёт сочетания вязкоупругого и сухого трения, а также воздействия силы инерции от шарика. На основе метода динамики частиц разработана пространственно-детализированная трёхмерная модель вибродемпфирующего цилиндра с внутренним каналом, представленного совокупностью сферических элементов резины и стали с заданными механическими свойствами. Описаны физико-математические основы моделирования, алгоритм построения гексагональной структуры элементов, постановка начальных и граничных условий, а также численная схема интегрирования системы дифференциальных уравнений движения. Приведены основные входные параметры модели и выходные показатели эффективности, включая рассеиваемую акустическую мощность и максимальные деформации растяжения. Показана программная реализация модели и проведена статистическая оценка её адекватности экспериментальным данным по уровню звукового давления в широком частотном диапазоне с использованием критерия Стьюдента.

Ключевые слова: штучный локальный антивибратор, виброакустическая энергия, демпфирование, моделирование, метод динамики частиц, оценка адекватности

Modeling of vibroacoustic energy dissipation in a discrete local vibration damper with a movable ball

Asminin V.F.[1], Samofalova A.S.[2]*
[1]D.Sc., Professor, Professor of the Department of Life Safety and Legal Relations, Voronezh State Forestry University named after G.F. Morozov
[2]Assistant, Department of Heat and Gas Supply and Oil and Gas Engineering, Voronezh State Technical University
[1,2]Voronezh, Russian Federation

[*]E-mail: samofalova.94@bk.ru (Самофалова А.С.)

Abstract

The work considers mathematical modeling of the process of vibroacoustic energy dissipation in a discrete local vibration damper with a movable ball. The vibration damper is designed to reduce vibrations and noise of thin-walled steel machine structures over a wide frequency range by combining viscoelastic and dry friction, as well as the inertial effects of the moving ball. Based on the particle dynamics method, a spatially detailed three-dimensional model of a vibration-damping cylinder with an internal channel has been developed, represented as an assembly of spherical elements made of rubber and steel with specified mechanical properties. The physical and mathematical foundations of the modeling are described, along with the algorithm for constructing a hexagonal element structure, the formulation of initial and boundary conditions, and the numerical integration scheme for the system of differential equations of motion. The main input parameters of the model and output performance indicators are presented, including dissipated acoustic power and maximum tensile deformations. The software implementation of the model is demonstrated, and a statistical assessment of its adequacy to experimental data on sound pressure levels over a wide frequency range is carried out using Student's t-test.

Keywords: *discrete local vibration damper, vibroacoustic energy, damping, modeling, particle dynamics method, adequacy assessment*

Введение

Широкое распространение в конструкциях станков различного функционального назначения получили различные элементы, изготовленные из тонкостенных стальных листов (толщиной от 1 до 3 мм), которые выполняют функцию ограждения движущихся частей (защитные кожухи), технологические и силовые шкафы электропитания, технологические и защитные дверцы и др. При работе этих станков по причине постоянного или переменного воздействия различных сил (в первую очередь от приводных механизмов и обработки заготовок режущим инструментом), возникают вибрационные процессы с интенсивным шумоизлучением в достаточно широком диапазоне.

В силу различных обстоятельств для устранения причин такого шумообразования тонкостенных элементов конструкций станков не всегда целесообразно (или невозможно) использовать сплошные вибродемпфирующие покрытия (ВДП) с адгезионным креплением, поэтому была предложена конструкция штучного локального антивибратора (ШЛАВ), который выполняется из резины в форме цилиндра со сквозным внутренним цилиндрическим каналом, внутри которого размещается шарик, свободно перемещающийся в вертикальном направлении. Практическим результатом предлагаемой конструкции штучного локального антивибратора является расширение частотного диапазона его эффективного применения в области средних и низких частот, а также повышение эффективности снижения высокочастотной вибрации не только за счёт вязкого трения (вязкоупругих свойств резины), но и за счёт дополнительного сухого трения, возникающего при перемещении шарика по сквозному внутреннему каналу цилиндра, и действия инерционных сил шарика. При этом фиксация устройства может обеспечиваться как через предварительно выполненную перфорацию в тонкостенной стальной конструкции, так и с помощью магнитных фиксаторов в вариативном исполнении ШЛАВ. В представляемой работе рассматривается моделирование процесса диссипации виброакустической энергии в штучном локальном антивибраторе с подвижным шариком [1]–[4].

1 Выбор метода моделирования

Для описания сложных акустических процессов, протекающих в штучных локальных антивибраторах (ШЛАВ), сформирована математическая модель, обеспечивающая высокую степень физической достоверности. В качестве базового численного аппарата выбран метод динамики частиц (МДЧ), к которому относится и широко применяемый в задачах компьютерной графики SPH-подход [5]–[7]. Указанный метод изначально разработан для расчёта высокодинамичных систем, включая среды и конструкции, подверженные значительным деформациям и даже разрушению на отдельные фрагменты [8]–[11]. Именно эти особенности обусловливают целесообразность применения метода динамики частиц для моделирования физических процессов, протекающих в ШЛАВ.

Преимущество МДЧ обусловлено его фундаментом – решением дифференциальных уравнений движения отдельных элементов. Благодаря этому можно с высокой точностью прогнозировать, как объект будет меняться со временем, строго следуя законам классической механики. МДЧ обладает высокой детализацией и высоким пространственным разрешением: форма исследуемого объекта представляется совокупностью $10^3...10^7$ шарообразных элементов. В элементы закладываются физические свойства моделируемой среды: объемная плотность, модуль упругости, предел прочности на разрыв, коэффициент внутреннего трения и т.п.

В рамках МДЧ отсутствует необходимость моделировать объект «вручную», вводя многочисленные упрощения и допущения. Необходимо только задать геометрическую конфигурацию объекта и порядок испытания, а также представить вибродемпфирующий цилиндр (основа конструкции ШЛАВ) как совокупность элементов, автоматически изменяющих свою геометрическую и кинематическую конфигурацию исходя из условия равновесия сил и с учетом динамических эффектов. Поэтому МДЧ позволяет реалистично моделировать как слабые, так и сильные деформации ШЛАВ в различных режимах его эксплуатации. Помимо этого, МДЧ позволяет моделировать процессы зарождения и развития разрушения вибродемпфирующего цилиндра (разрыв цилиндра при сильной вибрации, износ внутреннего канала при контакте с шариком и т.п.), что принципиально расширяет возможности анализа напряженно-деформированного состояния конструкции.

Однако наибольшая практическая ценность метода МДЧ заключается в возможности высокоадекватного моделирования взаимодействия резинового цилиндра с металлическим шариком. Чтобы сохранить универсальность модели, металлический шарик рассматривается как дополнительный шарообразный элемент с увеличенными диаметром и массой, взаимодействующий с другими элементами по тем же физическим законам.

2 Основные положения модели

При разработке модели объект представляется в дискретной форме с обеспечением высокого уровня пространственного деталирования, при этом в полной мере задействуются вычислительные ресурсы современных вычислительных систем.

Построение модели вибродемпфирующего цилиндра – базового узла ШЛАВ – требует корректного отображения двух аспектов: его геометрии (цилиндр с продольным каналом) и набора физических свойств [12].

Данная задача решается с применением метода динамики частиц, согласно которому тело цилиндра аппроксимируется множеством дискретных сферических элементов малого диаметра, каждый из которых подчиняется законам механики. Общее количество таких элементов составляет порядка 210000, и они способны

взаимодействовать между собой, а также с металлическим шариком и тонкостенной конструкцией, на которую подаются вибрационные воздействия (рисунок 1).

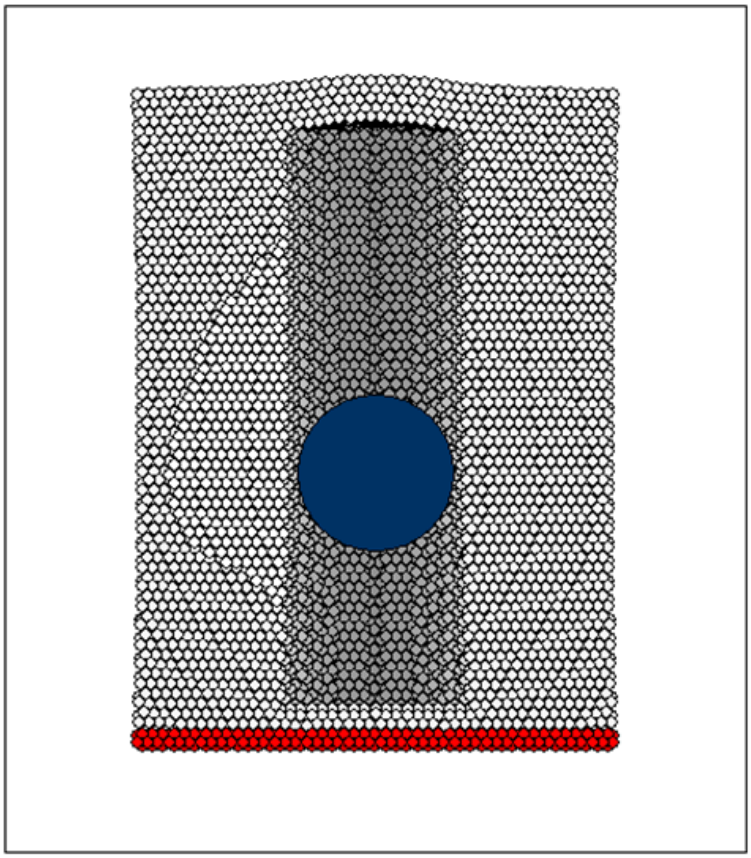


Рисунок 1 – Представление в модели вибродемпфирующего цилиндра как совокупности множества шарообразных элементов

Расчётная модель формируется в трёхмерной декартовой системе координат XYZ; каждый элемент представляется сферой одинакового диаметра $d_Э$. При этом используются два варианта материала: резиновые элементы описывают тело вибродемпфирующего цилиндра, а стальные – металлический шарик, расположенный в цилиндрическом канале.

Под действием внешних сил элементы перемещаются по законам классической механики, что может приводить к заметной перестройке формы цилиндра и, в предельных режимах нагружения, к его фрагментации.

3 Физико-математическая основа моделирования

Каждый расчётный сферический элемент E_i описывается шестью параметрами: положением центра в декартовой системе координат (x_i, y_i, z_i) и тремя компонентами вектора скорости (v_{xi}, v_{yi}, v_{zi}). Совокупность элементов рассматривается как дискретное приближение вязкоупругой среды, что позволяет непосредственно задать в модели объёмную плотность, модуль упругости, предел прочности при растяжении и характеристики внутреннего трения материала. В рамках такой постановки взаимодействие соседних частиц формируется следующим образом: при их частичном пересечении возникают силы, стремящиеся раздвинуть элементы, а при избыточном увеличении расстояния между первоначально связными частицами действуют силы, стягивающие их друг к другу. Условная схема этих взаимодействий показана на рисунке 2.

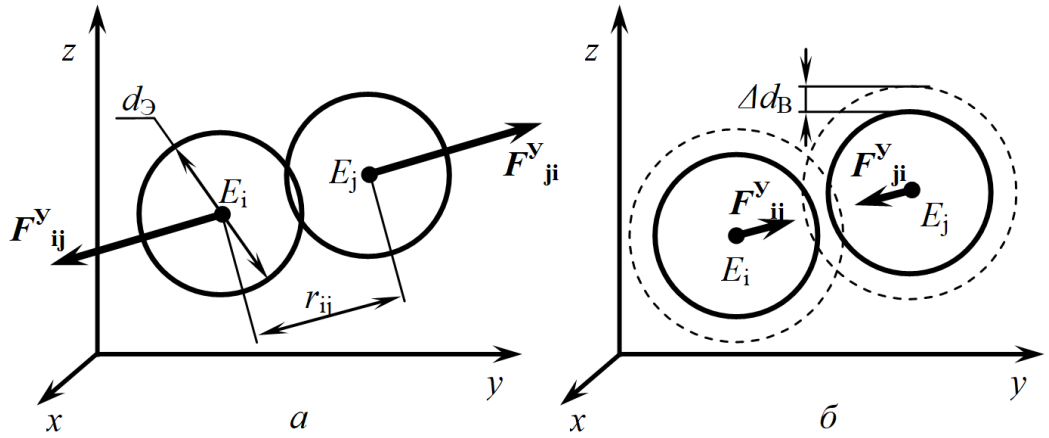


Рисунок 2 – Иллюстрация областей действия упругих сил между элементами вибродемпфирующего цилиндра в момент контакта:
а – зона, в которой при пересечении элементов реализуются силы, раздвигающие их;
б – зона, где при превышении заданного расстояния появляются силы, направленные на их сближение

Контактные упругие силы между элементами могут действовать в двух режимах, как проиллюстрировано на рисунке 2.

Режим отталкивания реализуется при сближении центров частиц до расстояния, лежащего в интервале $d_Э > r_{ij} > r_k$.

Режим притяжения включается в том же диапазоне расстояний $d_Э > r_{ij} > r_k$, но с противоположным направлением силового воздействия, обеспечивающим стремление элементов к сближению.

Параметр r_k задаётся в виде $r_k = \alpha d_Э$ и трактуется как критическое расстояние, при котором взаимодействие между частицами ещё учитывается. Безразмерный коэффициент α, связывающий это расстояние с диаметром сферического элемента, в расчётах принимается порядка 1,02. При определении силы, передаваемой от частицы i к частице j, используется третий закон Ньютона: действие на элемент i со стороны элемента j по модулю равно и противоположно направлено действию на элемент j со стороны элемента i. На основе второго закона Ньютона для всех частиц формируется система дифференциальных уравнений движения, определяющая эволюцию координат и скоростей во времени:

$$\begin{cases} m_i \frac{d^2 x_i}{dt^2} = \sum\limits_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^{N_Э} \left(\begin{cases} c_{ij}(d_Э - r_{ij}) \frac{(x_i - x_j)}{r_{ij}} + k_{ij}(v_{xi} - v_{xj}), \; r_{ij} < d_Э + \Delta d_В; \\ 0, \; r_{ij} \geq d_Э + \Delta d_В \end{cases} \right) + \sum\limits_{k=1}^{N_Ш} F^Ш_{xik}; \\ m_i \frac{d^2 y_i}{dt^2} = \sum\limits_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^{N_Э} \left(\begin{cases} c_{ij}(d_Э - r_{ij}) \frac{(y_i - y_j)}{r_{ij}} + k_{ij}(v_{yi} - v_{yj}), \; r_{ij} < d_Э + \Delta d_В; \\ 0, \; r_{ij} \geq d_Э + \Delta d_В \end{cases} \right) + \sum\limits_{k=1}^{N_Ш} F^Ш_{yik}; \\ m_i \frac{d^2 z_i}{dt^2} = -m_i g + \sum\limits_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^{N_Э} \left(\begin{cases} c_{ij}(d_Э - r_{ij}) \frac{(z_i - z_j)}{r_{ij}} + k_{ij}(v_{zi} - v_{zj}), \; r_{ij} < d_Э + \Delta d_В; \\ 0, \; r_{ij} \geq d_Э + \Delta d_В \end{cases} \right) + \sum\limits_{k=1}^{N_Ш} F^Ш_{zik}, \end{cases} \tag{1}$$

где i – индекс рассматриваемого элемента, m_i – его масса; $(x_i,\ y_i,\ z_i)$ – текущие координаты, t – время; $N_Э$ – полное число элементов, j – индекс элемента, потенциально взаимодействующего с i-м, c_{ij}, k_{ij} – коэффициенты жёсткости

и вязкости при взаимодействии пары i, j, r_{ij} – евклидово расстояние между центрами i-го и j-го элементов, v_{x_i}, v_{y_i}, v_{zi} – декартовы компоненты скорости i-го элемента, ΔdB – дополнительный зазор, ограничивающий область взаимодействия, g – ускорение свободного падения, k – номер стального шарика, воздействующего на вибродемпфирующий цилиндр, $N_{Ш}$ – общее количество стальных шариков, $F^{ш}_{xik}$, $F^{ш}_{yik}$, $F^{ш}_{zik}$ – проекции силы, с которой k-й шарик действует на i-й элемент.

Расстояние r_{ij} вычисляется через координаты центров по классической формуле евклидовой метрики:

$$r_{ij} = \sqrt{(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2 + (z_i - z_j)^2}$$

Коэффициент жёсткости c_{ij} определяется на основе справочных значений объёмного модуля упругости материала E с учётом особенностей дискретной упаковки:

$$c_{ij} = E \cdot \frac{\pi d_Э}{4} k_з, \tag{2}$$

где E – объемный модуль упругости материала, $d_Э$ – диаметр элемента, $k_з$ – коэффициент заполнения пространства, учитывающий наличие зазоров (просветов) между элементами при их случайной плотной укладке.

Для обеспечения универсальности разрабатываемой модели движение стального шарика и его взаимодействие с резиновыми элементами описывается аналогичными соотношениями. Отличия заключаются в учёте большего диаметра шарика по сравнению с элементами, а также в использовании иных значений параметров c_{ij}, k_{ij}, $\Delta d_в$, соответствующих контактному взаимодействию пары «сталь – резина».

4 Представление ШЛАВ в модели

ШЛАВ в модели представляет собой цилиндр с цилиндрической полостью. Разрез ШЛАВ вдоль оси представлен на рисунке 3.

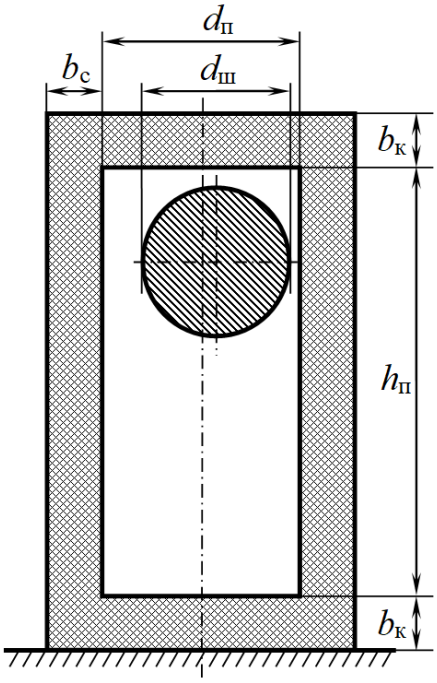


Рисунок 3 – Геометрические параметры ШЛАВ

ШЛАВ характеризуется следующими геометрическими параметрами:

$h_{\text{п}}$ – высота цилиндрической полости;

$d_{\text{п}}$ – диаметр цилиндрической полости;

$b_{\text{с}}$ – толщина боковых стенок;

$b_{\text{к}}$ – толщина верхней и нижней крышек цилиндра;

$d_{\text{ш}}$ – диаметр шарика.

Модель вибродемпфирующего цилиндра создается путем заполнения его объема сферическими элементами. Для того чтобы сферические элементы (i) образовывали максимально плотноупакованную (гексагональную) структуру, их размещение в пространстве производится с использованием следующих выражений:

$$x_i = (k+1)\cdot j\cdot 0{,}05 + n\cdot 0{,}05$$

$$y_i = (2j+1)\cdot 0{,}0866025 + n\cdot 0{,}0288675 \tag{3}$$

$$z_i = 2n\cdot (0{,}0866025 - 0{,}005)$$

где k, j, n – целые числа, сплошной перебор которых позволяет получить гексагональную структуру элементов.

Из бесконечной гексагональной структуры объем цилиндра ШЛАВ составляют только элементы, координаты которых (x_{i}, y_{i}, z_{i}) удовлетворяют следующей системе неравенств:

$$\left[\begin{array}{l} \begin{cases} \frac{d_{\text{п}}}{2} \le r_i \le \frac{d_{\text{п}}}{2} + b_c; \\ |z_i| < \frac{h_{\text{п}}}{2}; \end{cases} \\ \begin{cases} r_i \le \frac{d_{\text{п}}}{2} + b_c; \\ \frac{h_{\text{п}}}{2} \le |z_i| \le \frac{h_{\text{п}}}{2} + b_{\text{к}}, \end{cases} \end{array}\right. \tag{4}$$

где $r_i = \sqrt{x_i^2 + y_i^2}$ – расстояние элемента i до оси цилиндра.

В результате объем, принадлежащий ШЛАВ, содержал от 5239 до 27328 элементов (в зависимости от геометрических параметров).

5 Общая система уравнений и метод ее решения

Дифференциальные уравнения, описывающие движение элементов вибродемпфирующего цилиндра, являются однотипными и в общем виде записываются следующим образом

$$m\frac{d^2x}{dt^2} = k_1\frac{dx}{dt} + k_2x + k_3 \tag{5}$$

$$ma = k_1v + k_2x + k_3 \tag{6}$$

где m – масса элемента, x – искомая функция (зависимость координаты x, y или z от времени), t – время, k_1, k_2, k_3 – величины, не зависящие от x, но зависящие от других искомых функций системы дифференциальных уравнений, а – ускорение (соответствующая декартова компонента a_{x}, a_{y} или a_{z}), v – скорость (соответствующая декартова компонента v_{x}, v_{y} или v_{z}) [8].

В совокупности с начальными условиями данные уравнения представляют собой задачу Коши. Для ее решения используется численный метод Рунге-Кутта второго

порядка (другое название метода – модифицированный метод Эйлера-Коши), при этом метод реализуется следующими итерационными формулами

$$x^{\tau+1} = x^{\tau} + v^{\tau}\cdot\Delta t + \frac{k_1 v^{\tau} + k_2 x^{\tau} + k_3}{m}\cdot\frac{(\Delta t)^2}{2} \tag{7}$$

$$v^{\tau+1} = v^{\tau} + \frac{k_1 v^{\tau} + k_2 x^{\tau} + k_3}{m}\cdot\Delta t \tag{8}$$

где индексы τ и τ+1 обозначают текущий и последующий шаг интегрирования по времени, Δt – величина шага интегрирования.

Данный метод имеет второй порядок точности по отношению к искомой функции $x(t)$. Метод является универсальным, надежным, а также быстро программируемым. Шаг интегрирования системы дифференциальных уравнений составлял $\Delta t = 0{,}001$ с [8].

6 Начальные и граничные условия, допущения модели, устойчивость решения

Стартовые координаты элементов вибродемпфирующего цилиндра задаются в соответствии с алгоритмом их исходного расположения, описанным ранее. Для всех элементов на начальном шаге расчёта скорости движения полагаются нулевыми, то есть компоненты скоростей по осям x, y и z принимаются равными нулю.

Область допускаемых перемещений элементов ограничивается трёхмерным модельным объёмом с размерами $L_x \times L_y \times L_z$. Если в процессе интегрирования траектория какого-либо элемента приводит к выходу за пределы этой области, его положение и скорость корректируются таким образом, чтобы элемент оставался внутри расчётного объёма. В частности, при условии $x_{\text{i}} = L_{\text{x}}$ координата пересчитывается как $x_{\text{i}} > L_{\text{x}}$, а продольная скорость изменяет знак: $v_{x_{\text{i}}} = -v_{x_{\text{i}}}$.

В рамках настоящего исследования принят ряд упрощений, позволяющих свести сложность расчётной задачи к вычислительно реализуемому уровню. Модель основывается на предположениях локальной однородности дискретных элементов, их описания в рамках классической ньютоновской механики с учётом контактных взаимодействий, неизменности объёмной плотности, линейного вязкоупругого характера силового взаимодействия и сведения реологических свойств среды к ограниченному набору параметров, включающему размер, массу, жёсткость, вязкость и характеристики области взаимодействия.

Общее число дифференциальных уравнений в разработанной модели достигает приблизительно 60 000 (около 20 000 элементов, для каждого из которых записываются три уравнения движения по декартовым координатам). В целом вычислительная система демонстрирует устойчивость по отношению к статистически осреднённым выходным параметрам, описывающим состояние материала вибродемпфирующего цилиндра – таким как средняя плотность, координаты центра масс, усреднённая скорость и интегральные прочностные показатели. В то же время каждое отдельное уравнение характеризуется низкой локальной устойчивостью. Подобное сочетание является типичным, а именно – локальная неустойчивость при глобальной устойчивости ансамбля. Аналогичная ситуация наблюдается в методе молекулярной динамики, где исследуются движения атомов и молекул на микроскопическом уровне: индивидуальные траектории отдельных частиц могут быть крайне чувствительны к начальным условиям (эффект «бабочки»), однако их коллективное поведение формирует устойчивые статистические характеристики. Более того, с увеличением размерности задачи (рост числа частиц) устойчивость системы по отношению к средним величинам, как правило, повышается. Таким образом, система

из порядка 60 000 дифференциальных уравнений может считаться достаточно устойчивой для целей инженерного моделирования.

7 Входные параметры модели и выходные показатели

Разработанная модель позволяет задавать более 30 конструктивных и технологических параметров ШЛАВ и условий компьютерного эксперимента. Взаимосвязь между основными входными и выходными переменными схематично показана на рисунке 4.

К основным входным переменным относятся геометрические параметры ШЛАВ: $d_{\text{ш}}$ – диаметр стального шарика, $b_{\text{с}}$ – толщина боковой стенки, $h_{\text{п}}$ – высота цилиндрической полости.

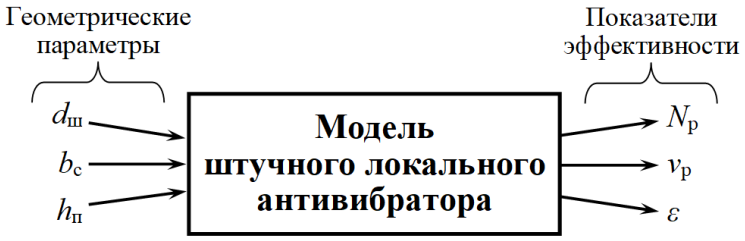


Рисунок 4 – Основные входные и выходные переменные модели

В качестве выходных переменных модели рассматриваются средняя за время компьютерного эксперимента рассеиваемая одним ШЛАВ акустическая (вибрационная) мощность, средняя за время компьютерного эксперимента удельная рассеиваемая акустическая (вибрационная) мощность и относительная деформация растяжения в материале ШЛАВ.

Средняя за время компьютерного эксперимента рассеиваемая одним ШЛАВ акустическая (вибрационная) мощность $N_{\text{р}}$, рассчитывается следующим образом [1]:

$$N_{\text{р}} = \frac{1}{t_2 - t_1} \sum_{\tau=[t_1/\Delta t]}^{[t_2/\Delta t]} \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^{N_{\text{Э}}} \left(\begin{cases} k_{ij}(v_{xi}^{\tau} - v_{xj}^{\tau})^2 + (v_{yi}^{\tau} - v_{yj}^{\tau})^2 + (v_{zi}^{\tau} - v_{zj}^{\tau})^2, \; r_{ij}^{\tau} < d_{\text{Э}} + \Delta d_{\text{В}}; \\ 0, \; r_{ij}^{\tau} \geq d_{\text{Э}} + \Delta d_{\text{В}} \end{cases} \right), \quad (9)$$

где t_1 и t_2 – моменты времени, в которые начинается и заканчивается усреднение рассеиваемой мощности в процессе компьютерного эксперимента, τ и Δt – порядковый номер и величина шага интегрирования по времени дифференциальных уравнений, $[...]$ – оператор выделения целой части числа с округлением, ν_p – средняя за время компьютерного эксперимента удельная рассеиваемая акустическая (вибрационная) мощность.

Средняя удельная рассеиваемая акустическая (вибрационная) мощность рассчитывается следующим образом:

$$\nu_{\text{р}} = \frac{N_{\text{р}}}{V_{\text{ШЛАВ}}} = \frac{N_{\text{р}}}{\pi\left(\frac{d_{\text{п}}}{2} + b_c\right)^2 (h_{\text{п}} + 2b_{\text{к}}) - \pi\left(\frac{d_{\text{п}}}{2}\right)^2 h_{\text{п}}}, \quad (10)$$

где $V_{\text{ШЛАВ}}$ – объем материала (резины), из которого изготовлен ШЛАВ.

Ориентируясь на абсолютную $N_{\text{р}}$ или на удельную νр, рассеиваемые мощности можно реализовать различные стратегии размещения локальных антивибраторов

на тонкостенных элементах конструкций и добиться либо минимального количества ШЛАВ безотносительно к их размерам, либо минимального расхода материала (резины) безотносительно к количеству ШЛАВ.

Относительная деформация растяжения в материале ШЛАВ, ε, максимальная как за время компьютерного эксперимента, так и максимальная по объему ШЛАВ, рассчитывается следующим образом:

$$\varepsilon = \max_{[t_1/\Delta t]\le\tau\le[t_2/\Delta t]} \left(\max_{i,j} \left(\frac{r_{ij}^{\tau}}{r_{ij}^{0}} - 1 \right) \right), \tag{11}$$

где r_{ij}^{τ} и r_{ij}^{0} – расстояние между элементами i и j (изначально соседствующими) соответственно на шаге интегрирования τ и в начальном состоянии покоя ШЛАВ.

В процессе теоретической оптимизации параметров ШЛАВ необходимо добиться, чтобы показатель ε не превышал определённого критического значения (около 0,1), при превышении которого начинается быстрое разрушение материала ШЛАВ.

В процессе дальнейшей теоретической оптимизации ШЛАВ необходимо добиться, чтобы абсолютная $N_{\text{р}}$ и удельная ν_p рассеиваемые мощности были как можно большими, а максимальная относительная деформация растяжения ε была как можно меньшей.

Вычислительные эксперименты выявили немонотонное влияние геометрических параметров на рассеиваемую мощность $N_{\text{р}}$. Увеличение диаметра шарика $d_{\text{ш}}$ при фиксированном цилиндре сначала повышает $N_{\text{р}}$ за счёт ударных взаимодействий (при $d_{\text{ш}}{\approx}0{,}6\ d_{\text{п}}$), но при $d_{\text{ш}}{>}0{,}85\ d_{\text{п}}$ шарик заклинивает, и эффективность падает. Толщина боковой стенки $b_{\text{с}}$ создаёт конкуренцию жёсткости и податливости: тонкие стенки ($b_{\text{с}}{<}0{,}2d_{\text{п}}$) легко деформируются, но теряют возвращающую силу; толстые ($b_{\text{с}}{>}0{,}4d_{\text{п}}$) локализуют деформации у канала. Максимум $N_{\text{р}}$ достигается при промежуточных $b_{\text{с}}$. Высота полости $h_{\text{п}}$ определяет режим движения шарика: при большой высоте – хаотичные перескоки с частыми, но слабыми ударами; при малой ($h_{\text{п}}$ на 20–30% больше $d_{\text{ш}}$) – квазистатическое сжатие и износ. Оптимум соответствует одному-двум перекатываниям шарика за период вибрации.

Таким образом, эффективность ШЛАВ определяется балансом инерционных, упругих и диссипативных характеристик. Целенаправленное варьирование $d_{\text{ш}}$, $b_{\text{с}}$ и $h_{\text{п}}$ позволяет настраивать антивибратор на подавление вибраций в диапазоне от низких (10–100 Гц) до высоких (1–8 кГц) частот. Выявленные закономерности могут служить основой для многопараметрической оптимизации.

8 Программная реализация модели

Согласно общепринятой типологии математических моделей, предлагаемый вариант следует отнести к алгоритмическим моделям, в отличие от аналитических. Иными словами, выходные параметры системы не выражаются через входные посредством замкнутых аналитических формул (что для данного класса процессов фактически нереализуемо), а определяются в результате численного решения задачи на дискретной пространственно-временной сетке с использованием специального расчётного алгоритма.

Построенный математический аппарат программно реализован в виде специализированного программного продукта «Программа для моделирования штучного локального антивибратора», разработанного на языке Object Pascal в среде Borland Delphi 7 [4]. Визуализация результатов моделирования представлена на рисунке 5.

Программа предназначена для моделирования механического поведения вибродемпфирующего цилиндра со стальным шариком во внутреннем канале.

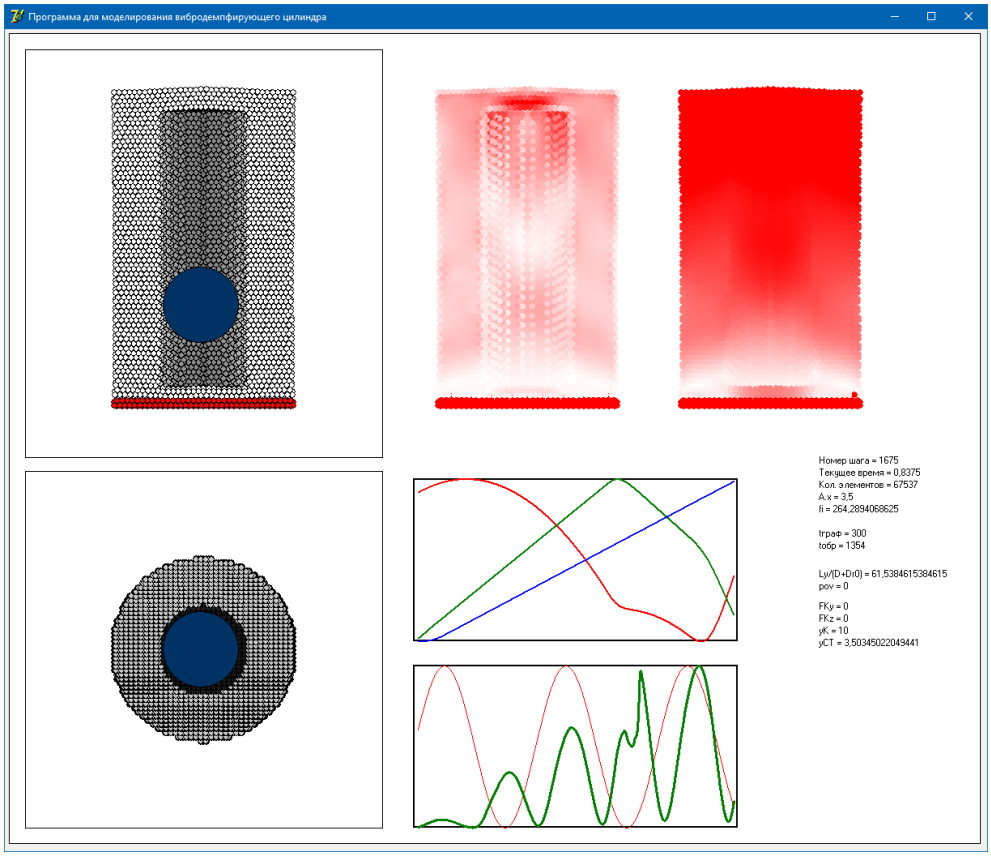


Рисунок 5 – Визуализация результатов моделирования в ходе выполнения программного расчёта: двух проекций вибродемпфирующего цилиндра (слева), картограмм распределения поглощаемой мощности и скоростей (справа вверху) и графиков зависимостей от времени декартовых координат стального шарика в цилиндрическом канале и общего поглощения энергии (справа внизу)

В исходном коде программы могут быть заданы конструктивные параметры вибродемпфирующего цилиндра и параметры контактирующей с ним вибрирующей поверхности. В процессе работы программа выводит на экран две проекции цилиндра, картограммы распределения поглощаемой акустической мощности и локальной скорости движения, графики зависимостей от времени координат стального шарика и общей поглощаемой акустической мощности.

Программа применима в широких диапазонах конструктивных параметров вибродемпфирующего цилиндра и параметров вибрации.

Использование разработанной программы предполагает применение вычислительной системы с частотой процессора не менее 3,0 ГГц и объёмом оперативной памяти (ОЗУ) не менее 4 Гбайт. Размер исходного текста программы составляет приблизительно 23 Кбайт, что свидетельствует о сравнительно компактной структуре программной реализации.

9 Статистическая оценка адекватности разработанной модели

Методика экспериментального исследования акустической эффективности штучных вибродемпфирующих вставок, включая конструкцию физической модели, схему размещения вставок в перфорации тонкостенной стальной пластины, способы возбуждения и порядок регистрации акустических характеристик, изложена в работах [1], [14]–[15]. В настоящей статье экспериментальные результаты используются

для верификации разработанной расчётной модели ШЛАВ с подвижным шариком.

Проверку адекватности разработанной математической модели выполняли, сопоставляя рассчитанные и измеренные зависимости уровня звукового давления L от частоты возбуждающих колебаний f. Теоретические значения были получены в серии численных экспериментов, в рамках которых частоту возбуждения последовательно изменяли по октавным полосам 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 и 8000 Гц.

Результаты лабораторных и компьютерных экспериментов сопоставлены на рисунке 6. Как видно из графиков, в диапазоне частот 125...8000 Гц теоретическая линия проходит довольно близко к экспериментальным точкам. Наибольшее различие графиков наблюдается в точке изменения тенденции $f = 1000$ Гц.

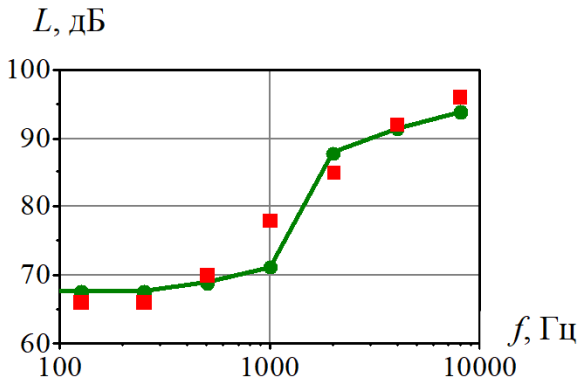


Рисунок 6 – Теоретическая (сплошная линия) и экспериментальная (отдельные квадраты) зависимости уровня звукового давления L, дБ, от частоты f, Гц

Для проведения статистической оценки адекватности рассмотрим случайную величину, представляющую собой отклонение экспериментально измеренной величины L от модельной $F = L_э - L_м$. Зависимость L от f получена по восьми экспериментальным точкам как в лабораторном эксперименте, так и в модели (таблица 1) [1].

Таблица 1 – Результаты эксперимента и моделирования для оценки адекватности модели

Частота, f, Гц	Уровень звукового давления экспериментальный $L_э$, дБ	Уровень звукового давления в модели $L_м$, дБ	Разность $L_э - L_м$, дБ
63	58	67,6	–9,6
125	66	67,6	–1,6
250	66	67,6	–1,6
500	70	68,8	1,2
1000	78	71,2	6,8
2000	85	87,8	–2,8
4000	92	91,4	0,6
8000	96	93,8	2,2

По данным, представленным в таблице 1, полученным в результате сопоставления экспериментальных и теоретических значений уровня звукового давления в октавных полосах частот, среднее отклонение разности $L_э$–$L_м$ по восьми точкам составляет m_F = -0,600 дБ, тогда как соответствующее среднеквадратическое отклонение равно s_F = 4,707 дБ.

Для проверки адекватности модели использовался двусторонний критерий Стьюдента $t_{\text{д.к.}}$. Статистическая гипотеза формулировалась следующим образом: «экспериментальная зависимость совпадает с теоретической». В обозначениях случайных величин это может быть записано «$L_{\text{м}} = L_{\text{э}}$» или, что то же самое, «$F = 0$». Гипотеза считается верной, если выполняется условие:

$$\frac{|m_F|}{s_F}\sqrt{n} < t_{\text{д.к.}}\left(\alpha,\ n-1\right), \tag{12}$$

где n – количество экспериментальных точек; α – уровень статистической значимости.

Подставляя рассчитанные значения выборочного среднего, среднеквадратичного отклонения, а также табличное значение критерия Стьюдента $t_{\text{д.к}}$ для уровня значимости $\alpha = 0{,}05$, получаем выражение вида:

$$\frac{|-0{,}600|}{4{,}707}\sqrt{8} = 0{,}361 < 2{,}447, \tag{13}$$

Выполнение неравенства 0,361<2,447 показывает, что условие принятия гипотезы выполняется, то есть расхождение между теоретическими и экспериментальными данными статистически несущественно при доверительной вероятности не ниже 95%. Таким образом, результаты проверки по критерию Стьюдента подтверждают, что разработанная математическая модель может считаться адекватной эксперименту и служить обоснованием для сформулированных на этапе теоретических исследований выводов.

Заключение

1. Разработана математическая модель штучного локального антивибратора, обладающая высокой детализацией и высоким пространственным разрешением, позволяющая изучить эффективность процесса демпфирования вибрации в различных акустических режимах и с различными конструктивными параметрами вибродемпфирующего цилиндра и стального шарика.

2. На основе разработанной математической модели реализована программа для ЭВМ для проведения компьютерных экспериментов, позволяющих изучить на «микроуровне» (уровне отдельных элементов модели) процессы поглощения акустической энергии и изучить влияние конструктивных параметров вибродемпфирующего цилиндра на показатели его эффективности.

3. Оценка с помощью критерия Стьюдента подтверждает, что разработанная модель адекватно воспроизводит экспериментальную зависимость уровней звукового давления от частоты при применении ШЛАВ со статистической надежностью более 95%, что свидетельствует о корректном выборе структуры модели и допущений, положенных в её основу, а также позволяет использовать полученную зависимость для инженерных расчётов и оптимизации параметров демпфирующего устройства.

Список использованных источников

1. Самофалова А.С., Асминин В.Ф., Сазонова С.А. Демпфирование дискретными резиновыми вставками вибродемпфирующих тонкостенных металлических конструкций // Noise Theory and Practice. – 2024. – Том 10, № 1. – С. 69–81.

2. RU патент N 235749 U1, от 15.07.2025 г. Штучный локальный антивибратор / В.Ф. Асминин, А.С. Самофалова, А.А. Веневитин; заявитель, патентообладатель Воронежский гос. тех. ун-т. - 5 с.

3. RU патент N 237192 U1, от 12.09.2025 г. Штучный локальный антивибратор / В.Ф. Асминин, А.С. Самофалова, А.А. Веневитин, С.А. Сазонова; заявитель, патентообладатель Воронежский гос. тех. ун-т. - 5 с.

4. RU свидетельство на программу для ЭВМ N 2025689299, от 27.10.2025 г. Программа для моделирования штучного локального антивибратора / А.С. Самофалова, В.Ф. Асминин, В.В. Посметьев, И.Ю. Брехин; заявитель, патентообладатель Воронежский гос. тех. ун-т - 1 с.

5. Belytschko T., Chen J.S., Hillman M. Meshfree and Particle Methods: Fundamentals and Applications. - Wiley, 2023. - 332 p.

6. Gotoh H., Khayyer A. Advanced Particle Methods. - Springer, 2025. - 284 p.

7. Zhang C., Zhu Y.J., Wu D., Adams N.A., Hu X.Y. Smoothed particle hydrodynamics: Methodology development and recent achievement // Journal of Hydrodynamics. - 2022. - Vol. 34, No. 5. - P. 767–805.

8. Гулд Х., Тобочник Я. Компьютерное моделирование в физике. Ч. 2. - М.: Мир, 1990. - 400 с.

9. Лагарьков А.Н., Сергеев В.М. Метод молекулярной динамики в статистической физике // УФН. - 1978. - Т. 125, № 7. - С. 409–448.

10. Хокни Р., Иствуд Дж. Численное моделирование методом частиц. - М.: Мир, 1987. - 638 с.

11. Кривцов А.М., Кривцова Н.В. Метод частиц и его использование в механике деформируемого твёрдого тела // Дальневосточный математический журнал ДВО РАН. - 2002. - Т. 3, № 2. - С. 254–276.

12. Modal control for damping of elastic vibrations bound and perspective / Polyanskiy V.A., Smirnova N.A. // Noise Theory and Practice. - 2023. - Vol. 9, No. 2. - P. 52–64.

13. Experimental studies of the effectiveness of a strip vibration absorber with a single-point fastening / Kirpichnikov V.Yu. et al. // Noise Theory and Practice. - 2023. - Vol. 9, No. 1. - P. 50-57.

14. Асминин В.Ф., Енин И.В., Самофалова А.С., Сазонова С.А. Теоретическое и экспериментальное обоснование применения вибродемпфирующих вставок в вариативном исполнении для снижения звуковой вибрации от тонкостенных металлических кожухов и ограждений // Техника и технология строительства. – 2023. – С. 120–124.

15. Самофалова А.С., Асминин В.Ф. Использование виброгасящих вставок для металлических конструкций приборов с целью снижения их вибровозбудимости // Подготовка кадров в условиях перехода на инновационный путь развития лесного хозяйства: материалы научно-практической конференции. Воронеж. – 2021. – С. 250–253.

References

1. Samofalova A.S., Asminin V.F., Sazonova S.A. Damping of vibration-damping thin-walled steel structures with discrete rubber inserts // Noise Theory and Practice. - 2024. - Vol. 10, No. 1. - P. 69–81.

2. RU patent No. 235749 U1, dated 15.07.2025. Discrete local vibration damper / V.F. Asminin, A.S. Samofalova, A.A. Venevitin; applicant, patent holder Voronezh State Technical University. - 5 p.

3. RU patent No. 237192 U1, dated 12.09.2025. Discrete local vibration damper / V.F. Asminin, A.S. Samofalova, A.A. Venevitin, S.A. Sazonova; applicant, patent holder Voronezh State Technical University. - 5 p.

4. RU computer program certificate No. 2025689299, dated 27.10.2025. Program for modeling a discrete local vibration damper / A.S. Samofalova, V.F. Asminin, V.V. Posmetev, I.Yu. Brekhin; applicant, certificate holder Voronezh State Technical University. - 1 p.

5. Belytschko T., Chen J.S., Hillman M. Meshfree and Particle Methods: Fundamentals and Applications. - Wiley, 2023. - 332 p.

6. Gotoh H., Khayyer A. Advanced Particle Methods. - Springer, 2025. - 284 p.

7. Zhang C., Zhu Y.J., Wu D., Adams N.A., Hu X.Y. Smoothed particle hydrodynamics: Methodology development and recent achievement // Journal of Hydrodynamics. - 2022. - Vol. 34, No. 5. - P. 767–805.

8. Gould H., Tobochnik J. Computer Simulation in Physics. Part 2. - Moscow: Mir, 1990. - 400 p.

9. Lagar'kov A.N., Sergeev V.M. Molecular dynamics method in statistical physics // Uspekhi Fizicheskikh Nauk. - 1978. - Vol. 125, No. 7. - P. 409–448.

10. Hockney R., Eastwood J. Computer Simulation Using Particles. - Moscow: Mir, 1987. - 638 p.

11. Krivtsov A.M., Krivtsova N.V. Particle method and its application in solid mechanics // Far Eastern Mathematical Journal. - 2002. - Vol. 3, No. 2. - P. 254–276.

12. Modal control for damping of elastic vibrations bound and perspective / Polyanskiy V.A., Smirnova N.A. // Noise Theory and Practice. - 2023. - Vol. 9, No. 2. - P. 52–64.

13. Experimental studies of the effectiveness of a strip vibration absorber with a single-point fastening / Kirpichnikov V.Yu. et al. // Noise Theory and Practice. - 2023. - Vol. 9, No. 1. - P. 50–57.

14. Asminin V.F., Enin I.V., Samofalova A.S., Sazonova S.A. Theoretical and experimental substantiation of the use of vibration-damping inserts in a variable design to reduce sound vibration from thin-walled metal casings and enclosures // Construction Engineering and Technology. – 2023. – P. 120–124.

15. Samofalova A.S., Asminin V.F. Use of vibration-damping inserts for metal structures of devices to reduce their vibration excitation // Training Under the Transition to the Innovative Development Path of Forestry: Proceedings of the Scientific and Practical Conference. Voronezh. – 2021. – P. 250–253.

УДК: 534.84
OECD: 1.03.AA
DOI: 10.56408/2412-8627.2026.39.27.002

Оптимизация акустических параметров зрительного зала для повышения безопасности труда сотрудников образовательного учреждения

Куликов А.С.[1*], Васильева А.В.[2]
[1]Студент, [2]К.т.н., доцент
[1,2]Кафедра «Техносферная безопасность и вычислительная механика»,
Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Акустический дискомфорт в образовательных учреждениях выступает скрытым, но критически значимым фактором риска, приводящим к перенапряжению голосового аппарата лекторов и снижению концентрации внимания слушателей, что определяет высокую актуальность данного исследования. Целью работы является улучшение акустических параметров актового зала объемом 4320 м^3 для создания безопасных и эргономичных условий труда преподавателей и персонала. Основные задачи включают проведение комплексных натурных измерений, построение цифровой модели помещения и разработку комплекса корректирующих мероприятий. В ходе работы применялись методы инструментального анализа звукового поля, а также метод лучевой трассировки в среде Pachyderm Acoustic. Результаты исследования выявили превышение нормативного времени реверберации на средних частотах до 55% и критическое снижение индекса передачи речи (до 0,42) в дальней зоне помещения. На основе статистической теории вычислен требуемый фонд звукопоглощения и предложен комплекс архитектурно-акустических решений: монтаж минераловатных панелей, установка жесткого акустического козырька и замена кресел. Данные меры позволяют достичь нормативного времени затухания в 1,2 с, повышая разборчивость речи и нивелируя профессиональные риски.

Ключевые слова: акустика помещений, время реверберации, индекс передачи речи, компьютерное моделирование, безопасность труда, звукопоглощающие материалы, акустический комфорт

Optimization of the acoustic parameters of the assembly hall to improve the occupational safety of teachers

Kulikov A.S.[1], Vasileva A.V.[2]*
[1]Student, [2]Ph.D., Associate Professor
[1,2]Department of Technosphere Safety and Computational Mechanics, Baltic State Technical University 'VOENMEH', St. Petersburg, Russia

Abstract

Acoustic discomfort in educational institutions acts as a hidden but critically important risk factor, leading to overstrain of the vocal apparatus of lecturers and a decrease in listener concentration, which

**E-mail: artmkulikov@yandex.ru (Куликов А.С.)*

determines the high relevance of this study. The aim of the work is to improve the acoustic parameters of an assembly hall with a volume of 4320 m^3 to create safe and ergonomic working conditions for teachers and technical staff. The main objectives include conducting comprehensive in-situ measurements, building a verified digital model of the room, and developing a set of corrective measures. The work employed instrumental sound field analysis methods, as well as the ray tracing method in the Pachyderm Acoustic environment. The results revealed an excess of the standard reverberation time at medium frequencies by up to 55% and a critical decrease in the speech transmission index (down to 0.42) in the far zone of the room. Based on statistical theory, the required sound absorption area was calculated, and a set of architectural and acoustic solutions was proposed: installation of mineral wool panels, a rigid acoustic visor, and replacement of chairs. These measures make it possible to achieve a standard decay time of 1.2 s, increasing speech intelligibility and leveling occupational risks.

Keywords: *room acoustics, reverberation time, speech transmission index, computer modeling, occupational safety, sound-absorbing materials, acoustic comfort*

Введение

При проектировании крупных учебных и многоцелевых зрительных залов в современных образовательных учреждениях приоритетной задачей является не только создание выразительного архитектурного облика, но и формирование акустически безопасной среды для людей. С позиций техносферной безопасности и охраны труда, условия, в которых осуществляют свою профессиональную деятельность преподаватели, лекторы и технический персонал, напрямую зависят от акустического режима закрытого помещения.

Избыточная гулкость, высокий уровень реверберационного фона и плохая артикуляционная слышимость не только снижают эффективность усвоения образовательного материала, но и формируют серьезную психофизиологическую нагрузку. Большинство крупных залов, спроектированных несколько десятилетий назад, не были рассчитаны на использование мощных систем звукоусиления и мультимедийных проекторов. Также такие залы спроектированы без учета шумового воздействия источников, генерирующих дополнительный фоновый шум, таких как приточно-вытяжные системы вентиляции, устанавливаемые в пространстве зала и автотранспортные потоки с проникающим в помещение шумом [1]-[3].

Фундаментальной проблемой лекционных залов с высокой реверберацией является возникновение так называемого «эффекта Ломбарда» – неконтролируемого рефлекторного форсирования голоса спикером в попытках преодолеть маскирующий гул собственного отраженного голоса и фонового шума. При длительных речевых нагрузках (от 4 до 8 академических часов) избыточное подсвязочное давление приводит к микротравмам гортани, развитию функциональной дисфонии, фонастении и образованию доброкачественных фиброзных узлов на голосовых складках, что классифицируется как профессиональное заболевание. Параллельно с этим аудитория слушателей сталкивается с явлением «временной маскировки», когда мощные гласные звуки формируют длительный реверберационный хвост, перекрывающий короткие высокочастотные согласные, несущие основную смысловую информацию. Процесс непрерывной когнитивной расшифровки деградированного сигнала требует повышенного слухового усилия, вызывая быстрое умственное и психоэмоциональное истощение [2], [4].

Целью настоящего исследования является улучшение акустических параметров зрительного зала объемом 4320 м^3 для создания безопасных условий труда преподавателей

и звукорежиссеров за счет снижения времени реверберации и повышения индекса передачи речи (STI) до нормативных значений.

1 Описание объекта и методов исследования

В качестве объекта исследования выбран актовый зал Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова. Данное помещение представляет собой классическое многофункциональное образовательное пространство в форме вытянутого параллелепипеда, предназначенное для проведения поточных лекций, научных конференций и массовых мероприятий.

Линейные параметры объекта, определенные на основе проектно-технической документации и натурных замеров, составляют: длина от сцены до задней стены – 41,15 м, ширина – 17,5 м, высота потолка – 6 м. Общий строительный объем достигает 4320 м^3, а площадь пола равна 720,12 м^2. Профиль зрительного зала является плоским (без амфитеатрального подъема), что физически затрудняет беспрепятственное прохождение прямого звука к удаленным рядам. Ограждающие конструкции представлены массивными оштукатуренными стенами, обладающими минимальным коэффициентом звукопоглощения, а зрительские места укомплектованы полностью деревянными жесткими креслами без текстильной обивки. Электроакустический комплекс зала спроектирован по двухпортальной напольной схеме (ground stack) с использованием широкополосных систем LEM ПР500 и сабвуферов E&M SAB2284, что в условиях жесткого прямоугольного объема провоцирует мощные низкочастотные резонансы и зоны акустической тени.

Для получения метрологически достоверных данных применялся измерительный комплекс, соответствующий требованиям ГОСТ Р ИСО 3382-2-2013 [5] и МЭК 60268-16 [6]. В качестве генератора тестового сигнала использовался всенаправленный додекаэдрический излучатель OED-SP360, установленный в рабочей зоне сцены. Регистрация спада звуковой энергии (с использованием розового шума) осуществлялась шумомером-анализатором спектра класса 1 «Экофизика-110А» с микрофонным капсюлем ВМК-205. Матрица измерений включала 12 уникальных комбинаций (3 позиции источника и 4 контрольные точки приемника, включая места в партере, центре, на рабочем месте звукорежиссера и в зоне дальних рядов – рисунок 1).

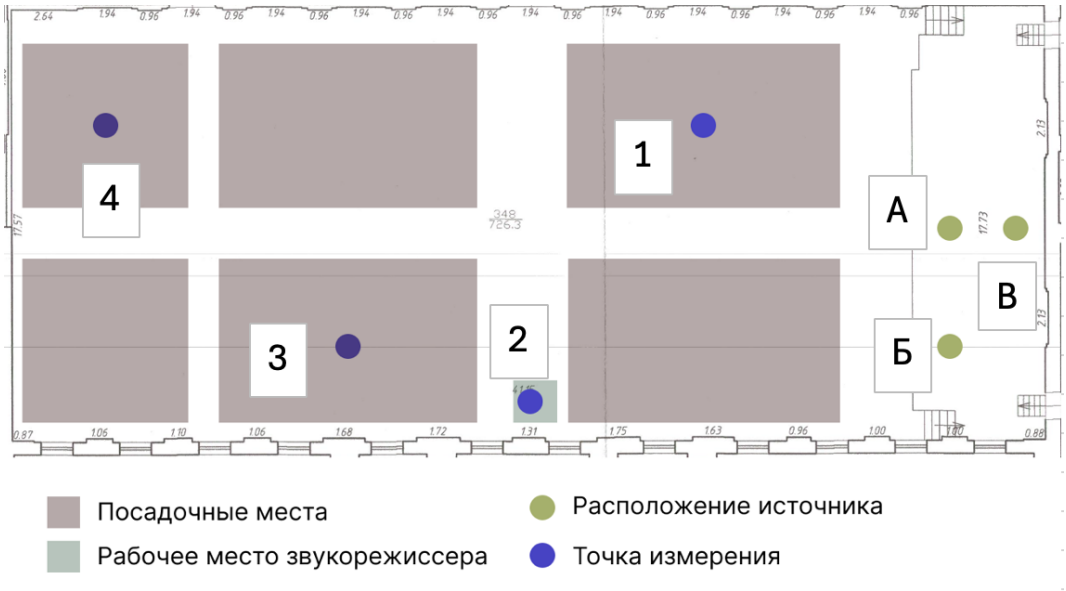


Рисунок 1 – Схема расположения источника и точек измерений

С целью разработки корректирующих мероприятий была построена геометрическая 3D модель зала в CAD-среде Rhinoceros. Акустическое моделирование производилось методом трассировки лучей в специализированном программном модуле Pachyderm Acoustic с генерацией от 50 000 до 100 000 лучей на источник. Валидация применения лучевых методов была подтверждена расчетом частоты Шрёдера, составившей 37,27 Гц, что существенно ниже исследуемого речевого диапазона (от 125 Гц) [7].

2 Анализ полученных результатов

Анализ экспериментальных данных, полученных с помощью программного комплекса Signal+, выявил глубокий дисбаланс звукового поля и наличие выраженных акустических дефектов среды.

В соответствии с номограммами СП 51.13330.2011 [8], для залов многоцелевого назначения объемом 4320 м^3 нормативное время реверберации на средних частотах (500-1000 Гц) должно составлять 1,2 с. Результаты измерений в пустом зале продемонстрировали значения T60 на уровне 1,46-1,61 с в данном диапазоне, что фиксирует превышение норматива на 21-55%. В низкочастотном диапазоне (100-200 Гц) время затухания достигало критических 2,05-2,27 с, формируя устойчивый низкочастотный гул, маскирующий речь.

Интегральная оценка разборчивости речи проводилась путем расчета индекса передачи речи (STI). В ближней зоне (Точка 1, партер) показатель STI составил 0,56-0,58, что соответствует градации «Удовлетворительно» за счет доминирования энергии прямого звука от портальных систем. Однако по мере удаления от сцены происходила значительная деградация сигнала. В центральной части зала (Точка 2) индекс упал до 0,47-0,49, на рабочем месте звукорежиссера (Точка 3) он составил 0,42-0,45, а на дальних рядах (Точка 4) зафиксировался на уровне 0,42-0,47 («Плохо» по шкале МЭК 60268-16 [6]). Индекс четкости D50 в этих зонах снижался до 48-54%.

3 Мероприятия по улучшению акустической среды

Для нормализации характеристик зала был произведен расчет эквивалентной площади звукопоглощения по формуле Сэбина. При целевом времени T60 = 1,2 с требуемый фонд звукопоглощения составил 579,6 м^2. Исходя из этого, в компьютерную модель был внедрен следующий комплекс инженерных средств коллективной защиты:

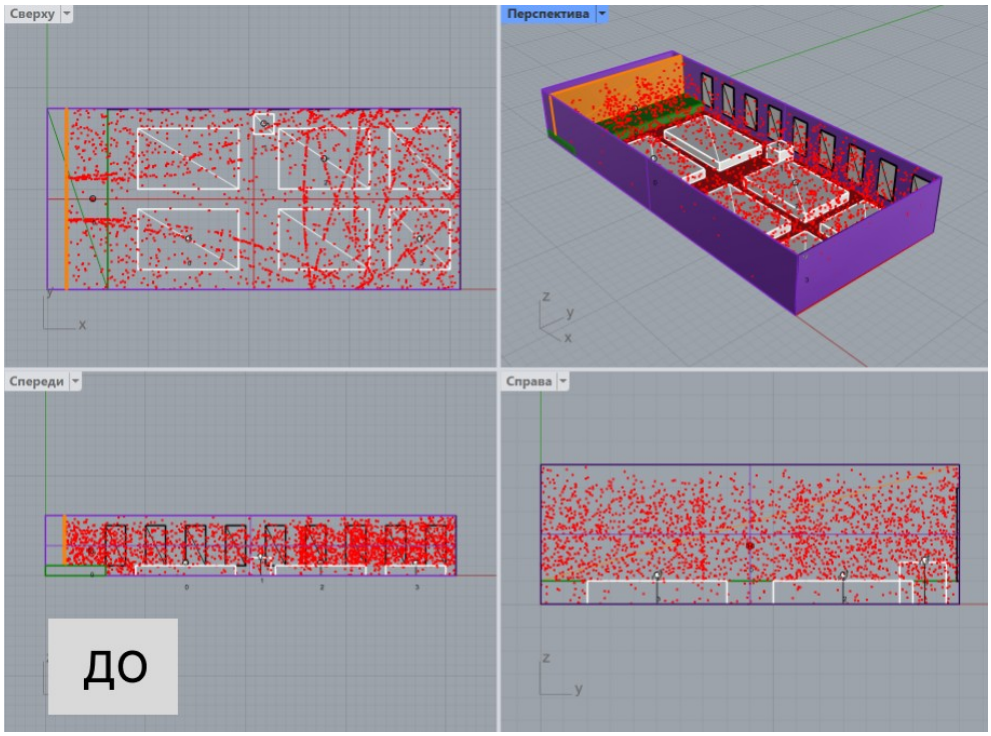
1. Монтаж звукопоглощающих панелей на основе минеральной ваты (толщиной 50 мм) на относе 50 мм по всей площади задней стены. Данное решение (с коэффициентом поглощения α = 0,90-0,95) направлено на полное устранение интенсивных поздних эхо-сигналов (театрального эха), маскирующих согласные звуки в центре зала.

2. Установка жесткого акустического козырька над сценическим пространством под углом 15°-25° к горизонту. Конструкция из ДВП перехватывает звуковую энергию до рассеивания в зоне колосников и формирует направленный поток полезных ранних отражений (в пределах 50 мс) в дальнюю часть зрительного зала.

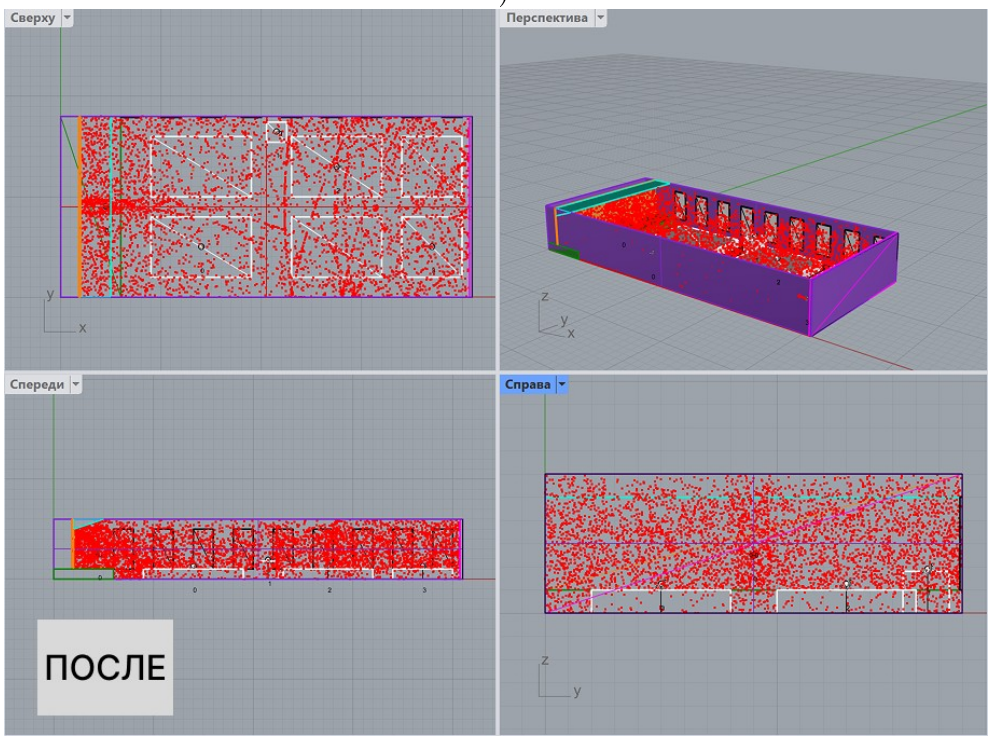
3. Замена жестких деревянных посадочных мест на театральные кресла с мягкой пористой обивкой (пенополиуретан 30-50 мм, α = 0,60-0,70). Эта мера обеспечивает необходимый демпфирующий буфер, гарантирующий стабильность акустических параметров вне зависимости от количества присутствующих студентов.

4. Децентрализация системы звукоусиления путем монтажа дополнительных сателлитов (линий задержки) на боковых стенах во второй половине зала с фазовой синхронизацией через DSP-процессоры.

После перерасчета 3D-модели в Pachyderm Acoustic зафиксировано качественное улучшение акустической среды (рисунок 2, таблица 1). Расчетные значения времени реверберации на частотах 500-1000 Гц выровнялись до нормативного значения 1,2 с во всех зонах. Синтезированный индекс передачи речи (STI) гарантированно преодолел порог в 0,65, перейдя в категорию «Хорошо» даже на самых удаленных местах (точка 4).



а)



б)

Рисунок 2 – Модель распространения звука в пространстве актового зала: а) до проведения мероприятий; б) после проведения мероприятий

Таблица 1 – Сравнение значений времени реверберации (T60) до и после проведения мероприятий, при конфигурации источника А, в первой точке измерений

Параметр	**Октавные полосы со среднегеометрическими частотами, Гц**							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Время реверберации (T60) до проведения мероприятий, с	1,96	1,69	1,51	1,43	1,61	1,52	1,43	1,3
Время реверберации (T60) после проведения мероприятий, с	1,83	1,87	1,52	1,12	1,19	1,58	1,15	1,2

Заключение

Проведенное исследование убедительно доказывает, что акустическая среда многофункциональных зрительных залов является не просто архитектурным аспектом, но базовым фактором техносферной безопасности и охраны труда в образовательном учреждении. Выявленные в ходе натурных испытаний дефекты – завышенное время реверберации (до 1,61 с) и низкий индекс STI (0,42) – выступают прямыми катализаторами профессиональных заболеваний лекторов и когнитивного истощения студентов.

Применение современных цифровых симуляционных комплексов позволило рассчитать систему корректирующих мероприятий. Установка акустического козырька, глубокое поглощение на тыловой стене и модернизация зрительских кресел позволили сбалансировать звуковое поле, полностью исключив эффект Ломбарда и пространственную неравномерность. Внедрение предложенных решений формирует безопасную, предсказуемую и эргономичную среду, обеспечивая 100% слоговую разборчивость информации и гарантируя сохранение здоровья всех участников образовательного процесса.

Список использованных источников

1. Буторина М.В. Основы виброакустики. Теория и практика борьбы с шумом и вибрацией: учебник / М. В. Буторина, Н. И. Иванов, А. Е. Шашурин. – Санкт-Петербург: Балтийский государственный технический университет "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова, 2024. – 391 с. – ISBN 978-5-00221-070-1.

2. Panfilova A.A., Ruud J.G., van Sloun W., Wijkstra H. [et al.] A review on B/A measurement methods with a clinical perspective // The Journal of the Acoustical Society of America. - 2021. - Vol. 149, N 4. – P. 2237. DOI: 10.1121/10.0003627.

3. Петрова Е.В., Мамонтова А.Д., Канев Н.Г. Проблемы акустики аудиторий нового учебного корпуса МГТУ им. Н.Э. Баумана // Акустика среды обитания: Материалы X Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов, Москва, 29–30 мая 2025 года. – Москва: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)», 2025. – С. 340-346.

4. Куликов А.С. Теоретический анализ и оптимизация акустических параметров зрительного зала образовательного учреждения / А. С. Куликов // Акустика среды обитания: Материалы XI Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов,

Москва, 28–29 мая 2026 года. – Москва: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)», 2026. – С. 277-281.

5. ГОСТ Р ИСО 3382-2-2013 Акустика. Измерение акустических параметров помещений. Часть 2. Время реверберации обычных помещений. - М.: Стандартинформ, 2014. - 20 с.

6. ГОСТ Р 53575-2009 (МЭК 60268-16:2003) Оборудование звуковых систем. Часть 16. Объективная оценка разборчивости речи по индексу передачи речи. - М.: Стандартинформ, 2010. - 43 с.

7. Бараева Д.С., Сумбатян М.А. Об эффективном алгоритме расчета акустических параметров в помещении на основе метода трассировки лучей // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Естественные науки. - 2022. - N 1. - С. 4-13.

8. СП 51.13330.2011 Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003 (с Изменением N 1): Свод правил. - М.: Минрегион России, 2011. - 43 с.

References

1. Butorina M.V. Fundamentals of Vibroacoustics. Theory and Practice of Noise and Vibration Control: a textbook / M.V. Butorina, N.I. Ivanov, A.E. Shashurin. – Saint Petersburg: Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, 2024. – 391 p. – ISBN 978-5-00221-070-1.

2. Panfilova A.A., Ruud J.G., van Sloun W., Wijkstra H. [et al.] A review on B/A measurement methods with a clinical perspective // The Journal of the Acoustical Society of America. - 2021. - Vol. 149, N 4. - P. 2237. DOI: 10.1121/10.0003627.

3. Petrova, E.V., Mamontova A.D., Kanev N.G. Problems of acoustics in classrooms of the new academic building of the Bauman Moscow State Technical University // Acoustics of the habitat: Proceedings of the X All-Russian Conference of Young Scientists and Specialists, Moscow, May 29-30, 2025. Moscow: Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Bauman Moscow State Technical University (National Research University)", 2025, pp. 340-346.

4. Kulikov A.S. Theoretical analysis and optimization of acoustic parameters of the auditorium of an educational institution / A. S. Kulikov // Acoustics of the habitat: Proceedings of the XI All-Russian Conference of Young Scientists and Specialists, Moscow, May 28-29, 2026. Moscow: Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Bauman Moscow State Technical University (National Research University)", 2026, pp. 277-281.

5. GOST R ISO 3382-2-2013 Acoustics. Measurement of room acoustic parameters. Part 2. Reverberation time in ordinary rooms. - M.: Standartinform, 2014. - 20 p.

6. GOST R 53575-2009 (IEC 60268-16:2003) Sound system equipment. Part 16. Objective rating of speech intelligibility by speech transmission index. - M.: Standartinform, 2010. - 43 p.

7. Baraeva D.S., Sumbatyan M.A. On an efficient algorithm for calculating acoustic parameters in a room based on the ray tracing method // University news. North-Caucasian region. Natural sciences. - 2022. - N 1. - P. 4-13.

8. SP 51.13330.2011 Protection against noise. Updated edition of SNiP 23-03-2003. - M.: Minregion Rossii, 2011. - 43 p.

УДК: 62-752.2:004.8
OECD: 2.03.PU
DOI: 10.56408/2412-8627.2026.38.70.003

Обзор физических моделей вязкоупругих демпферов и перспективы применения искусственного интеллекта при их проектировании

Артеменко Д.Е.
Магистрант
Кафедра «Техносферная безопасность и вычислительная механика»,
Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В статье рассматриваются современные представления о демпфирующих устройствах, основанных на применении вязкоупругих материалов, а также анализ и возможности применения методов искусственного интеллекта для подбора их параметров в процессе их проектирования. Рассмотрены основные типы демпферов по механизмам рассеяния энергии (вязкий, гистерезисный, конструкционный, фрикционный), приведена их классификация по методу управления и ключевым техническим характеристикам. Основное внимание уделено математическим моделям вязкоупругих материалов – от простейших моделей Максвелла, Кельвина-Фойгта, Пойнтинга–Томсона, до обобщённых и моделей с дробными производными. Показаны ограничения традиционных подходов, вызванные вычислительной трудоёмкостью и сложностью идентификации параметров нелинейных моделей. Предложена двухэтапная методика использования искусственного интеллекта, основанная на применении сверточных нейронных сетей для подбора материала и физически-информированных нейронных сетей для идентификации параметров, и синтеза структуры модели демпфера. Обозначены основные проблемы, заключающиеся в недостаточном количестве и качестве датасетов, «разрыве реальности», сложности обучения физически-информированных нейронных сетей и интерпретируемости результатов, а также предложены возможные пути их решения.

Ключевые слова: вязкоупругий демпфер, модель Пойнтинга–Томсона, искусственный интеллект, физически-информированные нейронные сети (PINN), идентификация параметров

Review of physical models of viscoelastic dampers and prospects for the application of Artificial Intelligence in their design

Artemenko D.E.
Master's student
Department of Technosphere Safety and Computational Mechanics,
Baltic State Technical University 'VOENMEH', St. Petersburg, Russia

Abstract

The article discusses modern concepts of viscoelastic damping devices and the analysis of possibilities for using artificial intelligence methods to select their parameters in the process of their design. The main

E-mail: e5m1201@voenmeh.ru (Артеменко Д.Е.)

types of dampers by energy dissipation mechanisms (viscous, hysteresis, structural, friction) are considered, their classification by control methods and key technical characteristics are given. The focus is on mathematical models of viscoelastic materials – from the simplest models of Maxwell, Kelvin-Voigt, Poynting-Thompson, to generalized and models with fractional derivatives. The limitations of traditional methods caused by the difficulty of identifying the parameters of computational and nonlinear models are shown. Proposed a two-stage methodology for using artificial intelligence, based on the use of convolutional neural networks for selecting material and physically-informed neural networks for identifying parameters and synthesizing the structure of the damper model. The main problems are identified in the insufficient number and quality of datasets, "reality gap", the complexity of learning physically informed neural networks and the interpretability of results, as well as possible ways to solve them.

Keywords: *viscoelastic damper, Poynting-Thomson model, artificial intelligence, physics-informed neural networks (PINN), parameter identification*

Введение

Борьба с вибрацией и ее контроль, начиная от проектирования и заканчивая эксплуатацией, являются важнейшими элементами, способствующими снижению чрезмерных амплитуд колебаний, подавления нежелательных резонансов и предотвращения преждевременного усталостного разрушения ответственных конструкций и их элементов. Использование той или иной формы предотвращения и контроля вибраций в большинстве вновь проектируемых конструкций становится обычной практикой для удовлетворения растущих потребностей при создании разнообразных сооружений. С использованием таких систем могут быть выполнены строгие ограничения, налагаемые на современные конструкции, чтобы обеспечить их эффективную работу в качестве эффективных и стабильных платформ для производства, связи, наблюдения и транспортировки.

Одним из типов борьбы с нежелательными колебаниями является вибродемпфирование. Это способ защиты от вибрации, основанный на необратимом переходе механической колебательной энергии в тепловую энергию за счёт внутреннего трения в материале или сил сопротивления в специальных устройствах. В рамках данной работы будет подробнее рассматриваться именно этот способ предотвращения нежелательных вибраций.

1 Классификация и технические характеристики демпфирующих устройств

1.1 Типы демпферов

Существуют различные подходы к борьбе с вибрацией с использованием разнообразных устройств, конструктивных схем, демпфирующих материалов, законов активного управления, приводов и датчиков. На сегодняшний день в отечественной и зарубежной практике сложились похожие по форме подходы к классификации демпферов, однако имеют место некоторые отличия, поэтому следует их рассмотреть по-отдельности.

В отечественных работах демпферы рассматриваются с точки зрения функционально-конструктивного и нормативного подходов, при этом они зачастую оказываются взаимосвязаны, так как классификация привязана к конкретной области применения: железнодорожный транспорт, судостроение, авиация, и регламентируется государственными и отраслевыми стандартами [1]-[3]. Примечательно, что в российской

практике отраслевая принадлежность является основным классификационным признаком, которая определяет всю структуру стандарта, а соответственно, и классификацию демпфирующих устройств. Принцип работы демпфера выступает как вторичный, уточняющий признак внутри отраслевого класса. Но в общем случае можно выделить имеющееся разделение на демпфирующие устройства и покрытия [4]. Так непосредственно демпферы разделяются на:

– фрикционные демпферы: работают за счет взаимодействия жестких тел, при котором энергия колебаний рассеивается через силу трения;

– жидкостные (гидравлические) демпферы: преобразуют механическую энергию в энергию жидкости (или газа).

Классификация вибропоглощающих покрытий – основного инструмента демпфирования для тонкостенных конструкций – более обширна и проработана. По характеру деформации их делят на четыре типа:

– жесткие: энергия поглощается посредством деформаций растяжения-сжатия вдоль поверхности;

– мягкие: поглощение преимущественно за счет деформаций сдвига;

– армированные: жесткий слой, присутствующий в конструкции, повышает эффективность поглощения вибраций;

– комбинированные: сочетание разных принципов для расширения рабочего частотного диапазона.

В зарубежной практике классификация демпфирующих устройств производится на основе механизма рассеяния энергии и является первичной основой классификации. Отраслевая принадлежность является областью применения, которая может регламентироваться отдельными документами [5]-[7], и является вторичным признаком по отношению к механизмам диссипации энергии. Этот аспект является отличительной особенностью от отечественной практики.

По физическому механизму рассеяния энергии демпфирование разделяется на четыре типа: вязкое, гистерезисное (вязкоупругое), структурное и демпфирование трением [8]. При этом стоит отметить, что данные механизмы также используются в российской классификации.

Вязкое демпфирование (Fluid Viscous Dampers, VFD) связано с поведением жидкости. Так, при движении тела в вязкой среде создается трение между слоями среды, которое и создает демпфирующую силу. Сила сопротивления $F_{\text{вязк}}$ прямо пропорциональна относительной скорости и рассчитывается по формуле [8]:

$$F_{\text{вязк}} = \mu \dot{x}, \tag{1}$$

где μ – коэффициент сопротивления среды (вязкого демпфирования), Н*с/м; $\dot{x}$ – первая производная по времени от перемещения x.

Энергия рассеивается посредством вязкого трения между слоями жидкости, а также между жидкостью и стенками сосуда. При этом имеет место сильная зависимость от частоты колебаний – рассеянная за один цикл энергия $D_{\text{вязк}}$ пропорциональна частоте и в работе [8] вычисляется с помощью формулы (2):

$$D_{\text{вязк}} = \pi \mu \omega X^2, \tag{2}$$

где ω – частота; X – амплитуда перемещения.

Области применения вязкого демпфирования – гидравлические амортизаторы, сейсмические демпферы для зданий.

Гистерезисное (вязкоупругое) демпфирование (Viscoelastic Dampers, VED) основано на свойствах самого материала, а именно на внутреннем трении на межмолекулярном уровне. При циклическом деформировании твердых тел внутри них происходят необратимые процессы, за счет которых энергия деформаций преобразуется во внутреннюю энергию материала. Сила сопротивления $F_{\text{гист}}$ представляется как сумма упругой и демпфирующей составляющих, сдвинутых по фазе на $\frac{\pi}{2}$ (90°), что отражено в формуле (3) [8]:

$$F_{\text{гист}} = F_{\text{упр}} + F_{\text{д}} = kx + \frac{\eta k}{\omega}\dot{x}, \tag{3}$$

где k – коэффициент упругости материала; η – коэффициент потерь материала.

Энергия рассеивается из-за процессов разрушения и восстановления межмолекулярных связей, при этом рассеянная за один цикл энергия слабо зависит от частоты и пропорциональна квадрату амплитуды деформации (перемещения):

$$D_{\text{гист}} = \pi k \eta X^2. \tag{4}$$

Применение – спецматериалы на основе полимеров, резиновые прокладки, устройства, основанные на пластической деформации металлов.

Структурное (конструкционное) демпфирование возникает в соединениях и стыках конструкции, где имеет место контакт и трение между её элементами. В любом реальном конструкционном соединении есть неровности, зазоры и перенапряжения. При вибрации в них происходят малые перемещения сопряженных поверхностей, что приводит к появлению работы сил трения, на которую расходуется часть энергии колебаний. В работе [8] конструкционное демпфирование описано нелинейной моделью, выделенной отдельно. Она отличается от классической модели конструкционного демпфирования, которая выражается теми же формулами, что и вышеописанная гистерезисная модель. Так, формула для силы сопротивления $F_{\text{стр}}$ представлена следующей формулой (5) [8]:

$$F_{\text{стр}} = \eta k \left|x\right| sgn\left(\dot{x}\right), \tag{5}$$

где $sgn\left(\dot{x}\right)$ – сигнум функция.

Потери энергии происходят за счет трения и микроударов в зоне контакта, зависимость от частоты мала. За один цикл рассеивается энергия, определяемая по формуле (6) [8]:

$$D_{\text{стр}} = 2k\eta X^2. \tag{6}$$

Структурное демпфирование проявляется в диссипации энергии в болтовых и замковых соединениях, в заклепочных швах, в прессовых посадках подшипников.

Демпфирование трением (Friction Dampers) основано на трении скольжения между двумя поверхностями, которые прижаты друг к другу с некоторым усилием. Потеря энергии происходит за счет преобразования в тепло в зоне контакта при относительном проскальзывании поверхностей (закон трения Кулона). Сила сопротивления $F_{\text{тр}}$ в работе [8] рассчитывается по формуле (7):

$$F_{\text{тр}} = F_f sgn\left(\dot{x}\right), \tag{7}$$

где F_f – сила трения в зоне контакта.

Потери энергии зависят от амплитуды смещения и силы трения. Ключевым отличием от других видов демпфирования является форма петли гистерезиса, которая

в идеальном случае выглядит как прямоугольник, а значит при той же амплитуде потери энергии (площадь петли гистерезиса) максимальны. Потери рассчитываются по следующей формуле (8) [8]:

$$D_{\text{тр}} = 4F_f X. \tag{8}$$

Демпфирование трением имеет место во фрикционных вставках и втулках, прижимаемых силами, которые возникают при работе конструкции (например, центробежная сила).

По методу управления демпфирование принято разделять на пассивное, активное и гибридное (комбинированное). Такая классификация используется как в зарубежной, так и в отечественной практике.

Пассивные методы являются наиболее распространенными из-за своей простоты и большой эффективности на высоких частотах (рисунок 1). Они успешно применяются при гашении вибрации конструкциях различной сложности и назначения. Принцип работы заключается в том, что вибрационная энергия рассеивается за счёт свойств самой конструкции или добавленных материалов, без затрат внешней энергии.

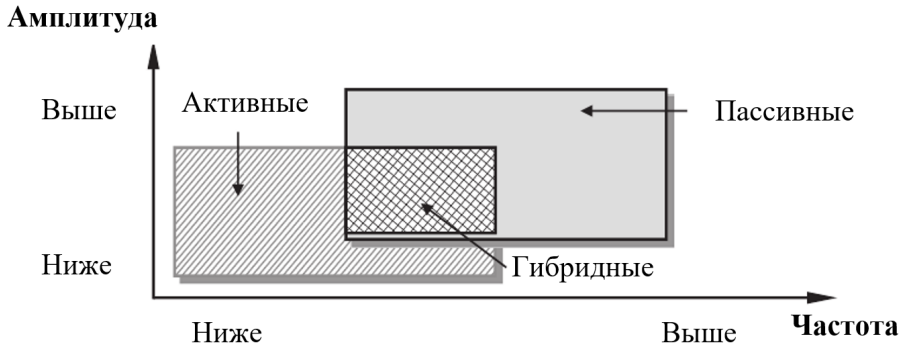


Рисунок 1 – Рабочие диапазоны различных методов демпфирования

Варианты пассивного демпфирования, следующие:

– свободные и стесненные демпфирующие слои: используется вязкоупругий материал. В свободном слое энергия гасится посредством деформации растяжения/сжатия, в стесненном – из-за сдвига;

– шунтированные пьезоэлектрики: пьезопленка преобразует механическую энергию в электрическую, которая в свою очередь рассеивается в виде тепла во внешней электрической цепи;

– демпфирующие слои с пьезоэлектрическим шунтированием: комбинация прошлых двух вариантов – пьезопленка пассивно ограничивает деформацию вязкоупругого слоя, а также подключена к шунтирующей цепи;

– магнитные стесненные демпфирующие слои: вместо простого вязкоупругого слоя используются магнитные полосы. Их взаимодействие (отталкивание или притяжение) усиливает растяжение/сжатие или сдвиг вязкоупругого слоя, работая как динамический гаситель;

– демпфирование волокнами с памятью формы: в конструкцию внедряют упругие волокна с памятью формы, имеющих петлю гистерезиса, что приводит к поглощению энергии.

Активное демпфирование основано на использовании датчиков и приводов, создающих силы, которые противодействуют вибрации в реальном времени. В основном, они используются для демпфирования вибраций на низких частотах, где пассивные

методы неэффективны, а также при изменении рабочих температур, т.к. свойства материалов, используемых в пассивных методах, могут зависеть от температуры довольно сильно.

Принцип работы активных демпферов упрощённо можно представить следующим образом. Установленный в определенном месте датчик улавливает колебания, затем посылает сигнал к управляющему приводу, который создает новое колебание, противодействующее исходному (обычно в противофазе, чтобы колебания гасились за счет явления интерференции) (рисунок 2). Важным отличием активных методов от пассивных является необходимость во внешнем источнике энергии для работы.

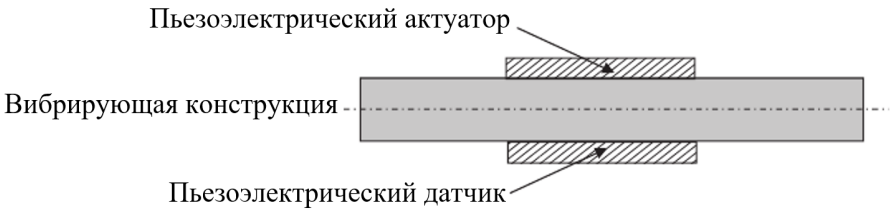


Рисунок 2 – Устройство активного демпфера

Гибридные методы демпфирования, по сути, используют пассивные и активные методы совместно, чтобы создать систему, позволяющую бороться с вибрациями в широком диапазоне частот и температур.

Наиболее часто используются следующие гибридные методы:

– активные стесненные демпфирующие слои: классическая сэндвич-панель, где ограничивающий слой представляет собой привод, увеличивающий сдвиговую деформацию вязкоупругого слоя;

– активные пьезоэлектрические демпфирующие композиты: стержни из пьезокерамики внедряются в полимерную матрицу под определенным углом, чтобы управлять демпфированием сжатия и сдвига;

– электромагнитные демпфирующие композиты: вязкоупругий слой зажимается между постоянным магнитом и электромагнитом, что позволяет настраивать жесткость в зависимости от условий работы;

Активные шунтированные пьезоэлектрические сети: пассивная электрическая цепь активно включается и выключается, чтобы максимизировать мгновенное рассеяние энергии.

1.2 Основные параметры демпферов

Любое демпфирующее устройства, вне зависимости от принципа действия и применяемых материалов, можно классифицировать по размерам, направлению действия и рабочему диапазону частот.

Размеры демпферов могут быть самыми разнообразными – в зависимости от размеров конструкции, в которой они применяются. И если в некоторых отраслях к габаритным размерам демпферов не предъявляется строгих требований, то, например, в авиации и космической технике вместе с компактностью устанавливается ограничение по массе. Эти ограничения, зачастую, ведут к разработке новых разновидностей демпфирующих устройств, которые позволяют эффективно гасить колебания при сниженной массе и размерах. Размеры типовых демпферов, выпускаемых серийно, обычно, составляют определённые серии типоразмеров, что гарантирует покрытие широкого диапазона требований рынка.

С размерами демпферов неразрывно связаны такие параметры как рабочий ход и максимально допустимая нагрузка. Чаще всего эти две характеристики применяют в отношении устройств, которые используют механическое сопротивление движению (например, пружинные, гидравлические, резиновые демпферы). Рабочий ход представляет собой максимально допустимую амплитуду перемещения при работе. Эта величина может значительно варьироваться в зависимости от конструкции демпфера и размеров демпфируемой структуры. Максимально допустимая нагрузка определяет несущую способность демпфера. Чаще всего, она указывается в кг (т) в статическом случае для установки на них оборудования (например, станков или мебели) и в Н (кН) для характеристики работы устройства при динамическом воздействии.

Демпфирующие устройства разрабатываются так, что они успешно борются с вибрацией в только в одном или нескольких определённых направлениях. Одноосные демпферы (или линейного действия) являются наиболее распространенными. При этом разделяют горизонтальные и вертикальные устройства. Также имеется классификация по знаку усилия: демпферы, работающие только на сжатие или только на растяжение и работающие одинаково хорошо в обоих направлениях. Примерами могут служить автомобильные амортизаторы, мебельные газлифты, виброопоры для оборудования.

Двухосные (плоскостные) демпферы воспринимают нагрузки в двух взаимноперпендикулярных направлениях. Обычно применяются в сейсмоизоляции, где необходимо гашение колебаний в плоскости пола вне зависимости от их направления.

Всенаправленные (объемно-направленные) демпферы предназначены для борьбы с вибрациями по всем степеням свободы (3 поступательных и 3 вращательных). Обычно они представляют собой комплекс из нескольких демпферов, работающих каждый в своем направлении. Такие применяются при виброзащите трубопроводов, где направление вибрации непостоянно [9].

Рабочий диапазон частот – это диапазон в частотной области, в которой демпфирующее устройство работает наиболее эффективно. Вне этого диапазона он либо не гасит колебания, либо наоборот, приводит к их усилению вследствие резонансных явлений.

Так, при вязком механизме демпфирования сила сопротивления пропорциональна скорости движения, и, следовательно, эффективность гашения колебаний увеличивается с ростом их частоты. Поэтому в низкочастотной области вязкое демпфирование малоэффективно.

При вязкоупругом (гистерезисном) демпфировании определяющими являются свойства материала, а именно модуль накопления E' (вещественная часть комплексного модуля упругости, характеризующая упругость системы) и коэффициент потерь η (определяет часть энергии, безвозвратно переходящей в тепло) [8]. Эти параметры имеют частотную и температурную зависимость (рисунки 3 и 4), при этом различают 3 области: стеклообразную, переходную и высокоэластическую. Для каждого конкретного материала его свойства и, следовательно, рабочий диапазон определяются совокупностью этих зависимостей. Стоит отметить, что наибольшие значения коэффициента потерь η находятся в переходной области.

Конструкционное демпфирование и демпфирование трением слабо зависят от частоты колебаний, что выгодно отличает их от вязких демпферов в низкочастотной области. При этом для них определяющим фактором часто становится амплитуда колебаний, а не частота [10], [11].

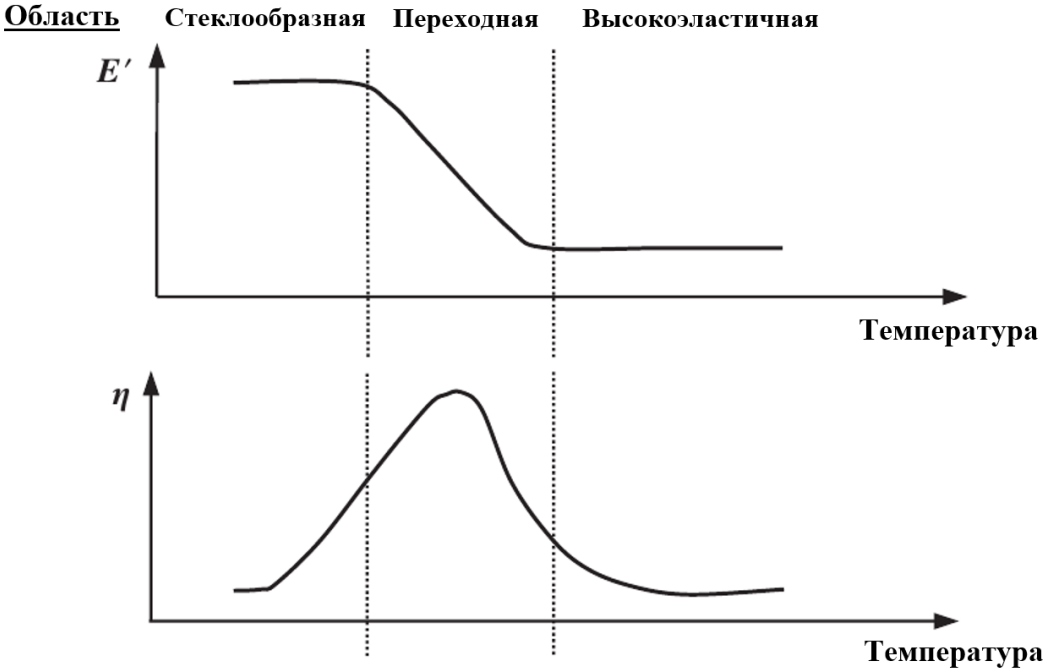


Рисунок 3 – Графики зависимости модуля накопления E' и коэффициента потерь η от температуры при постоянной частоте

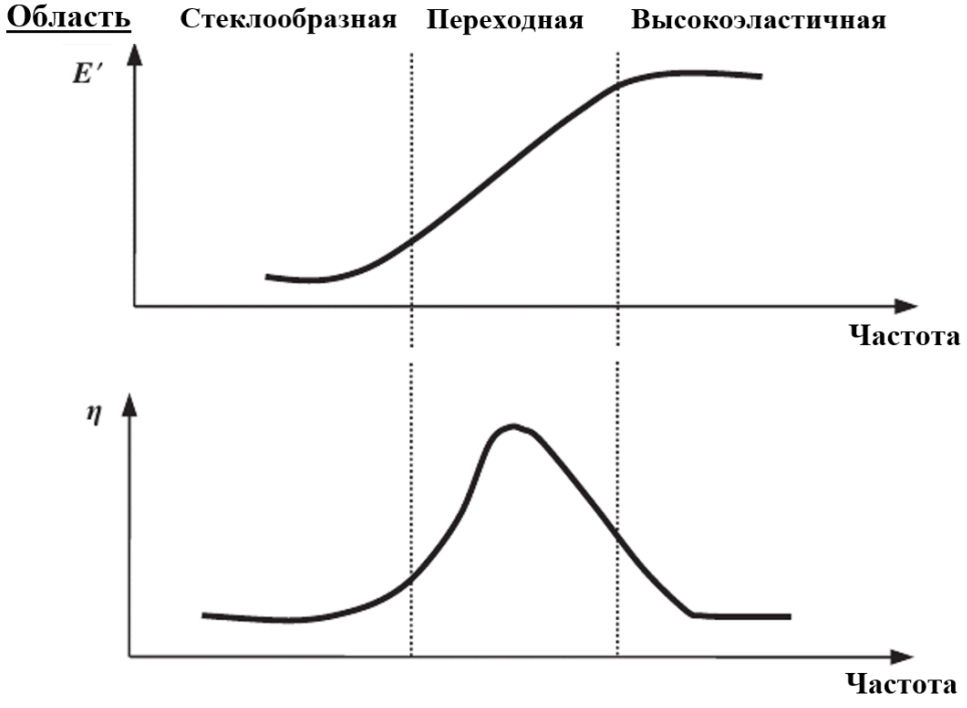


Рисунок 4 – Графики зависимости модуля накопления E' и коэффициента потерь η от частоты при постоянной температуре

2 Модели вязкоупругих демпферов

Для практического применения вязкоупругих материалов в демпферах необходимо иметь возможность описывать их поведение математически. Важным отличием от упругих тел, где связь между напряжением и деформацией однозначно описывается законом Гука, является то, что вязкоупругие материалы обладают эффектом памяти. Их

реакция зависит не только от текущего воздействия, но и от предыстории нагружения. Поэтому для их описания используют модели, представляющие собой совокупность двух простейших идеализированных элементов – упругой пружины и вязкого демпфера (элементы Гука и Ньютона соответственно).

Элемент Гука – пружина – моделирует упругую реакцию системы. Возникающее напряжение пропорционально деформации, а потенциальная энергия запасается и полностью возвращается при разгрузке. Элемент Ньютона – вязкий демпфер – в свою очередь, моделирует возникающую силу, которая пропорциональна скорости деформирования и приводит к необратимой диссипации энергии в тепло. За счет комбинирования этих двух элементов последовательно или параллельно, получают модели разной степени сложности и точности для описания рассматриваемых систем. Простейшими и исторически первыми являются модели Максвелла, Кельвина-Фойгта и Пойнтинга–Томсона (рисунок 5).

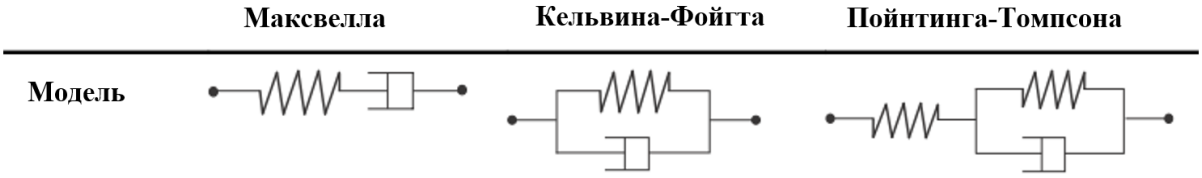


Рисунок 5 – Простейшие модели вязкоупругих материалов

В модели Максвелла пружина и демпфер соединены последовательно (рисунок 5). Дифференциальное уравнение модели Максвелла имеет вид:

$$\lambda\frac{d\sigma}{dt}+\sigma=\mu\frac{d\varepsilon}{dt}, \tag{9}$$

где $\lambda=\frac{\mu}{E}$ – время релаксации, которое отражает скорость релаксационных процессов, E – модуль упругости пружины, μ – коэффициент вязкого сопротивления демпфирующего элемента (в работе [8] обозначается как c_d и называется «коэффициент демпфирования»), t – время, σ – возникающее напряжение, ε – деформация.

Она правильно описывает релаксацию напряжения (падение напряжения при постоянной деформации). При подстановке $\varepsilon(t)=\varepsilon_0=const$ в формулу (9) и решении дифференциального уравнения получим:

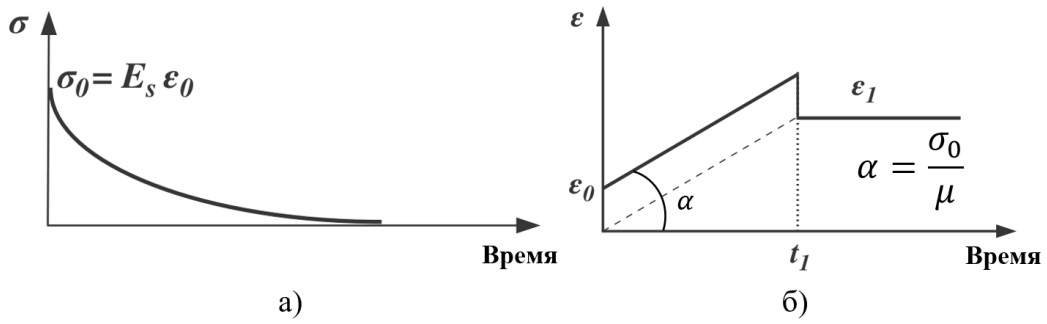
$$\sigma\left(t\right)=E\varepsilon_0 e^{-t/\lambda}. \tag{10}$$

Видно, что при $t\to\infty$ напряжение $\sigma\to0$, то есть модель описывает полную релаксацию напряжения (рисунок 6а). Однако модель даёт нереалистичную картину ползучести: под постоянной нагрузкой деформация неограниченно возрастает, а при снятии нагрузки – остается на достигнутом уровне деформаций с учетом вычета упругой составляющей (рисунок 6б). Подставив $\sigma(t)=\sigma_0=const$ в формулу (9) и решив дифференциальное уравнение, получим:

$$\varepsilon\left(t\right)=\frac{\sigma_0}{E}(1+t/\lambda). \tag{11}$$

В модели Кельвина-Фойгта элементы соединены параллельно (рисунок 5). Дифференциальное уравнение модели имеет вид:

$$\sigma(t)=E\varepsilon+\mu\frac{d\varepsilon}{dt}. \tag{12}$$



а) б)

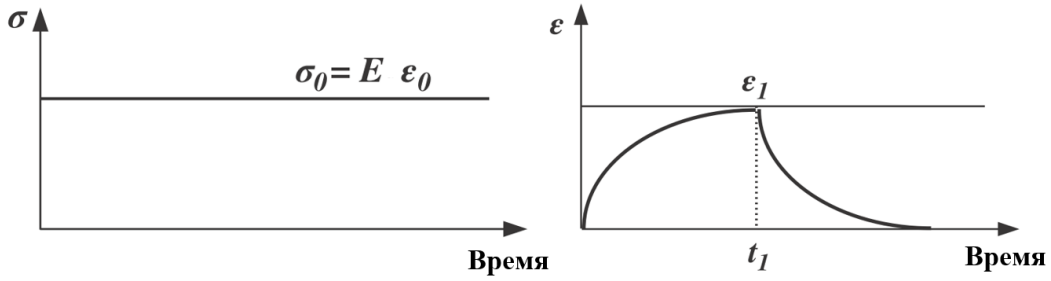
Рисунок 6 – Графические зависимости модели Максвелла: а) релаксация, б) ползучесть, t_1 – момент времени, в который снимается нагрузка

Эта модель, наоборот, хорошо передаёт ограниченную ползучесть. Действительно, после подстановки $\sigma(t) = \sigma_0 = const$ в формулу (12) и решения дифференциального уравнения, получаем:

$$\varepsilon\,(t) = \frac{\sigma_0}{E}(1 - e^{-t/\lambda}). \tag{13}$$

При нагружении деформация стремится к конечной величине $\varepsilon_1 = \frac{\sigma_0}{E}$, а после снятия нагрузки – к исходному значению деформаций (рисунок 7б), что соответствует реальному поведению, т.е. модель Кельвина-Фойгта описывает ограниченную ползучесть. Однако и у этой модели есть недостаток: она совершенно не описывает релаксацию, т.к. напряжение остаётся постоянным сколь угодно долго (рисунок 7а). При подстановке $\varepsilon(t) = \varepsilon_0 = const$ в формулу (12) сразу получим:

$$\sigma\,(t) = E\varepsilon_0 = const. \tag{14}$$



а) б)

Рисунок 7 – Графические зависимости модели Кельвина-Фойгта: а) релаксация, б) ползучесть, t_1 – момент времени, в который снимается нагрузка

Таким образом, каждая из этих двух моделей по отдельности не способна воспроизвести весь комплекс свойств реального вязкоупругого материала.

Следующая модель – Пойнтинга–Томсона (иногда называемая стандартной линейной моделью твёрдого тела) объединяет достоинства обеих предыдущих: она представляет собой последовательное соединение пружины и блока Кельвина-Фойгта (рисунок 5). Дифференциальное уравнение модели имеет вид:

$$\sigma + \alpha\frac{d\sigma}{dt} = E_\infty\varepsilon + \beta\frac{d\varepsilon}{dt}, \tag{15}$$

где $E_\infty = \frac{E_s E_p}{E_s+E_p}$ – равновесный (длительный) модуль, E_s – модуль упругости последовательной пружины, E_p – модуль упругости пружины в блоке Кельвина-Фойгта, $\alpha = \frac{\mu}{E_s+E_p}$ – время релаксации в модели Пойнтинга–Томсона, $\beta = \frac{\mu E_s}{E_s+E_p}$ – коэффициент для удобства записи.

Эта модель уже качественно верно описывает и ползучесть, и релаксацию, а её поведение при гармоническом нагружении (частотные зависимости модуля накопления и коэффициента потерь) приближается к наблюдаемому у реальных полимеров. Так формула деформации в случае $\sigma(t) = \sigma_0 = const$ выглядит следующим образом:

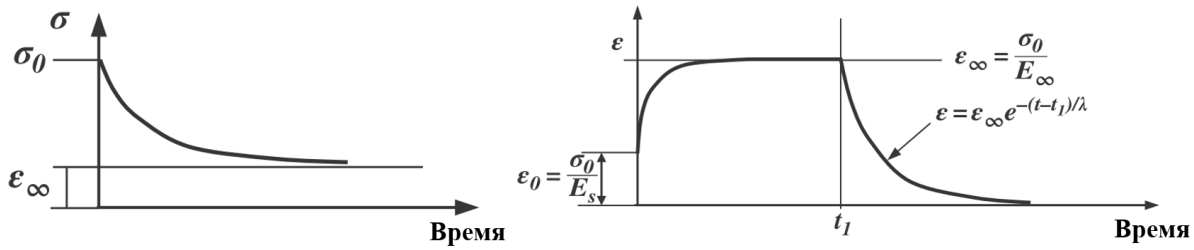
$$\varepsilon(t) = \frac{\sigma_0}{E_\infty}\left(1 + \frac{E_\infty - E_s}{E_s} e^{-\frac{t}{\lambda}}\right), \tag{16}$$

где , $\lambda = \frac{\mu}{E_p}$. При $t \to \infty$ деформация стремится к конечной величине $\varepsilon_\infty = \frac{\sigma_0}{E_\infty}$, а при снятии нагрузки – падает до нуля, то есть модель описывает ограниченную ползучесть (рисунок 8б).

Формула для релаксации напряжения при $\varepsilon(t) = \varepsilon_0 = const$ представляется как:

$$\sigma(t) = E_\infty \varepsilon_0 \left[1 - e^{-t/\alpha}\right] + E_s \varepsilon_0 e^{-t/\alpha}, \tag{17}$$

При $t \to \infty$ напряжение стремится к $\varepsilon_\infty = E_\infty \varepsilon_0$ – конечной, а не нулевой величине, что соответствует реальному поведению (рисунок 8а).



а) б)

Рисунок 8 – Графические зависимости модели Пойнтинга–Томсона: а) релаксация, б) ползучесть, t_1 – момент времени, в который снимается нагрузка

Именно поэтому модель Пойнтинга–Томсона часто используют в качестве простейшей рабочей модели вязкоупругого демпфера. Вместе с тем ей присущи количественные ограничения: она не способна описать широкий частотный диапазон с той точностью, которая требуется для современных инженерных расчётов. Стоит также отметить, что во всех трех рассмотренных моделях рассматриваемые функции являются функциями одной переменной – времени t. Это объясняется тем, что эти модели являются локальными, или реологическими: они описывают поведение материала в бесконечно малом объёме (в точке), связывая напряжение и деформацию в зависимости от времени и предыстории нагружения. В реальных конструкциях напряжения и деформации, разумеется, меняются от точки к точке и поэтому для их полного описания в уравнения движения вводят частные производные по пространственным координатам. Однако фундаментальное звено, описывающее реакцию материала, остаётся локальным и зависит только от времени. Поэтому в приведенных соотношениях и используются полные производные по времени.

Для устранения недостатков рассмотренных моделей применяют обобщённые модели – обобщённую модель Максвелла и обобщённую модель Кельвина-Фойгта. Они состоят из многих параллельно или последовательно соединённых элементарных ветвей

(Максвелла или Кельвина-Фойгта) и позволяют аппроксимировать релаксационный спектр материала с любой требуемой точностью. Рассмотрим на примере обобщенной модели Максвелла, состоящей из N параллельных ветвей Максвелла. Она имеет комплексный модуль упругости:

$$E^*(i\omega) = E_\infty + \sum_{k=1}^{N} E_k \frac{i\omega\tau_k}{1 + i\omega\tau_k}, \tag{18}$$

где $\tau_k = \frac{\mu_k}{E_k}$ – время релаксации ветви k, ω – частота, индекс k подразумевает, что параметр относится к ветви с номером k.

Такая форма позволяет аппроксимировать экспериментальные данные с любой требуемой точностью, подбирая число ветвей N и параметры E_k,τ_k. Именно такие многопараметрические модели лежат в основе большинства современных конечно-элементных пакетов. Их параметры (времена релаксации, весовые коэффициенты) определяют по экспериментальным данным.

Ещё более компактное описание предоставляют модели с дробными производными, например, четырёхпараметрическая модель Багли–Торвик. В рассматриваемой работе [8] при появлении дробных производных равновесный модуль обозначается E_0 (вместо E_∞, показанного при рассмотрении модели Пойнтинга–Томсона), а мгновенный – как раз через E_∞. В этих обозначениях модель Пойнтинга–Томсона, рассмотренная выше, соответствовала бы выбору $E_0^{\text{БТ}} = E_\infty^{\text{ПТ}} = \frac{E_s E_p}{E_s + E_p}$ и $E_\infty^{\text{БТ}} = E_s^{\text{ПТ}}$. Тогда уравнение модели Багли–Торвика выглядит следующим образом:

$$\sigma(t) + \tau^\alpha D^\alpha \sigma(t) = E_0 \varepsilon(t) + E_\infty \tau^\alpha D^\alpha \varepsilon(t), \tag{19}$$

где D^α – оператор дробного дифференцирования порядка α, $E^*(i\omega) = \frac{E_0 + E_\infty (i\omega\tau)^\alpha}{1 + (i\omega\tau)^\alpha}$ – комплексный модуль модели, имеющий всего четыре параметра (E_0, E_∞, τ, α), способен описать поведение материала в исключительно широком диапазоне частот и температур.

Таким образом, при проектировании вязкоупругого демпфера имеется целый арсенал готовых моделей – от простейшей модели Пойнтинга–Томсона до многопараметрических обобщённых моделей и моделей с дробными производными. Выбор конкретной модели определяется требуемой точностью, объёмом доступных экспериментальных данных и вычислительными ресурсами. Выбор конкретной модели и определение её параметров под заданные частотно-температурные характеристики демпфера представляет собой нетривиальную задачу, решению которой в данной работе предлагается содействовать методами искусственного интеллекта (ИИ).

3 Перспективы и методика использования методов искуственного интеллекта

3.1 Описание перспектив применения систем искуственного интеллекта в области разработки моделей вязкоупругих материалов

Модель Пойнтинга–Томсона, рассмотренная в предыдущем разделе, является простым случаем. Чаще для описания процессов демпфирования необходимы более сложные модели, состоящие из множества простейших структурных элементов. При увеличении сложности механизмов работы демпфера возрастает количество элементов, а соответственно, и количество способов их взаимосвязи. Всё это ведёт к уходу от простых линейных зависимостей к более сложным нелинейным. На сегодняшний день для расчёта нелинейных задач существуют программы и целые программные комплексы.

Отличительной чертой нелинейных расчётов является их трудоёмкость: как в плане вычислительных ресурсов, так и времени расчёта.

Технологии ИИ применяются при решении такого рода задач, в том числе и в области вязкоупругих демпферов. В частности, выделяется отдельный класс нейросетей – физически-информированные нейронные сети (Physics-Informed Neural Networks – PINN). В их обучение заложены фундаментальные физические законы, представляемые обычно в виде дифференциальных уравнений в частных производных. Отличие PINN от обычных нейросетей заключается в следующем: PINN обучаются на экспериментальных или симуляционных данных, но при этом имеют в своём распоряжении те самые физические уравнения. Это позволяет им делать прогнозы не только на основе обучающих выборок, но и в согласии с физическими законами.

Так, в работе [12] показано, что применение теории PINN для описания поведения вязкоупругих демпферов позволяет обойти ограничения традиционных моделей, связанные с ошибками прогнозирования при сложных условиях нагружения. Возможности же обычных искусственных нейронных сетей, интегрированных с алгоритмами оптимизации, для подбора параметров демпферов продемонстрированы в [13].

В рамках рассматриваемой области предполагается возможность использования как обычных нейросетей – для решения задачи о подборе оптимальных вариантов вязкоупругих материалов для демпфера, так и сетей PINN – для верификации подбора материала или для решения задачи построения и оптимизации нелинейных моделей демпферов.

3.2 Методика внедрения ИИ при разработке моделей вязкоупругих материалов

Внедрение ИИ в исследуемой области предполагается проводить в два этапа. На первом этапе производится создание и обучение нейросети, предназначенной для подбора вязкоупругого материала демпфера по заданным требованиям.

Это задача является классической задачей классификации: на основе входных параметров (диапазон интересующих частот и температур) должно быть получено предсказание с вариантом или вариантами подходящего материала (или его свойствами, такими как модуль накопления E' и коэффициент потерь η).

На этом этапе какие-либо дифференциальные уравнения и необходимость их решения отсутствуют. Происходит работа с массивами данных – графиками или таблицами зависимостей E' и η от частоты и температуры. Задача сводится к поиску сложной нелинейной зависимости в многомерном пространстве данных, и классические полносвязные нейронные сети отлично справляются с этим.

Если входными данными будут являться не отдельные точки, а целые кривые (графики), то подходящим выбором будут сверточные нейронные сети. Они позволят выявить характерное поведение кривых модуля накопления и коэффициента потерь при изменении температуры и соотносить их с конкретным материалом.

На первом этапе можно ограничиться использованием полносвязных и сверточных ИНС, однако возможным улучшением может являться внедрение PINN для верификации подобранного материала. PINN позволит смоделировать поведение демпфера, изготовленного из предложенного материала, основанное на реальной физике процессов, что, по сути, заменит собой верификационные расчёты и сэкономит вычислительные и временные ресурсы.

Второй этап представляет собой создание ИНС, состоящих из PINN, для решения

задачи о построении и оптимизации нелинейных демпферов из комбинаций простейших элементов (моделей). При этом есть два шага развития этого этапа.

Первый шаг (минимальный) – применение ИНС для идентификации неизвестных параметров модели вязкоупругого демпфера. На основе структуры модели демпфера (например, модель Пойнтинга–Томсона) необходимо определить наиболее подходящие значения входящих в неё параметров (жёсткостей пружин, коэффициентов вязкости). Это является обратной задачей, для которой PINN эффективны. В качестве обучающих данных выступают результаты экспериментов (петли гистерезиса) и физические уравнения. К примеру, все перечисленные в разделе 2 аналитические выражения для комплексного модуля $E^*(i\omega)$ (или, в более общем случае, для реологического соотношения между напряжением и деформацией) представляют собой компактную запись физического закона, который в дальнейшем может быть непосредственно заложен в структуру физически-информированной нейронной сети. В этом качестве они служат «учителем», направляющим обучение сети и гарантирующим физическую достоверность получаемых результатов. Особенностью PINN является возможность их эффективной работы при малом объёме обучающих данных, так как физические уравнения, вводимые в неё, выступают в роли «направляющих», которые не позволяют получить слишком оторванные от реальности прогнозы. В литературе [14] описано прямое применение PINN для настройки моделей крутильных демпферов, где коэффициенты жёсткости и демпфирования представлены в виде графа нейронной сети.

Второй шаг – использование ИНС для открытия новых структур моделей демпферов, когда требуется не просто уточнение или нахождение параметров модели, а синтез новой, более сложной комбинации базовых элементов. Один из подходов в этом случае – построение суррогатной модели на основе классической полносвязной нейронной сети, которая будет очень быстро предсказывать поведение системы. Эта модель затем используется для оптимизации с помощью генетических алгоритмов за счёт перебора множества возможных структурных комбинаций и выбора из них наилучшей. Положительный эффект заключается в скорости получения прогноза: после обучения предсказание создаётся за очень короткий срок, при этом может быть рассмотрено большое количество вариантов структур. Это позволяет не проводить долгие и объёмные расчёты (например, методом конечных элементов). Пример реализации подхода на основе суррогатного моделирования для оптимизации параметров демпфера приведён в [12].

Стоит также отметить недостатки и трудности данных этапов. Главной проблемой является отсутствие качественных датасетов для рассмотренных задач [15]. На данный момент отсутствуют публичные хранилища данных, содержащие данные об экспериментах с демпферами. Возможным решением является либо получение данных из уже проведённых и новых экспериментов, либо с помощью численного моделирования, которое, по-хорошему, также должно сходиться с экспериментами.

Отсюда вытекает вторая проблема – из-за обучения моделей на синтетических данных, полученных в ходе моделирования, модель не учится работать с реальными данными, снятыми с оборудования, на которых, в большинстве случаев, присутствуют шумы и помехи [16]. Решением является применение большего числа реальных данных и контроль за долей синтетических данных в датасетах.

Третьей трудностью является сложность и стоимость обучения PINN [17]. Этот процесс является нетривиальной задачей, требующей тщательного подбора архитектуры сети, настройки весов в многокомпонентной функции потерь и других гиперпараметров. Неудачная настройка может привести к тому, что сеть просто не обучится. Возможное решение – разработка методик эффективной настройки PINN для обучения.

Можно также выделить проблему, связанную с интерпретацией получаемых

результатов [18]. Традиционные инженерные решения основаны, в первую очередь, на проверенных физических законах и расчётах. С помощью нейросети может быть получен результат, который сложно проверить. Отсутствие реально существующих данных приводит к тому, что верификация модели становится крайне сложна. Этот аспект препятствует принятию ИИ-решений в ответственных конструкциях. Возможное решение – разработка методов для оценки и объяснения факторов, лежащих в основе индивидуальных решений ИНС.

Заключение

В данной работе были рассмотрены современные представления о демпфирующих устройствах. Рассмотрены основные типы демпферов, их отечественная и зарубежная классификации и их особенности, механизмы рассеяния энергии, а также их ключевые технические параметры. Отмечено особое место вязкоупругих демпферов благодаря свойствам вязкоупругих материалов в их составе, позволяющим управлять диссипативными свойствами посредством подбора состава и структуры материала.

Проанализированы математические модели вязкоупругих материалов – от простейших, таких как модели Максвелла, Кельвина-Фойгта, Пойнтинга-Томсона, до обобщённых и моделей с дробными производными. Отмечено, что выбор адекватной модели и определение её параметров под заданные частотно-температурные условия являются нетривиальной и вычислительно трудоёмкой задачей.

Показано, что технологии искусственного интеллекта, в особенности физически-информированные нейронные сети и суррогатные модели на основе обычных нейросетей, открывают новые возможности для ускорения и повышения качества проектирования вязкоупругих демпферов. Предложена двухэтапная методика внедрения ИИ: на первом этапе – подбор материала с помощью классических полносвязных и сверточных сетей, на втором – идентификация параметров и синтез структуры модели демпфера с использованием физически-информированных нейронных сетей в сочетании с генетическими алгоритмами.

Выделены основные проблемы, препятствующие широкому внедрению ИИ в данной области: отсутствие качественных датасетов, расхождение между синтетическими и реальными данными, сложность обучения физически-информированных нейронных сетей и проблема интерпретируемости результатов. Для каждого представленного пункта предложены возможные пути решения.

Представленный в статье материал может быть использован как основа для дальнейших работ и исследований, направленных на создание интеллектуальных инструментов проектирования вязкоупругих демпферов, которые позволят эффективно сочетать накопленные знания с растущими возможностями искусственного интеллекта

Список использованных источников

1. ГОСТ Р 55184-2012. Демпферы гидравлические железнодорожного подвижного состава. Общие технические условия / утв. приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 26.11.2012 № 1163-ст. / разработан Открытым акционерным обществом «Научный и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (ОАО «ВНИКТИ») – III, 11 с. ; 29 см. – Текст : непосредственный.

2. ГОСТ 17053.1-80. Амортизаторы корабельные АКСС-М. Технические условия [Текст] : государственный стандарт Союза ССР / утверждён Постановлением

Госстандарта СССР от 30 мая 1980 г. № 2446. – Москва : Издательство стандартов, 1980. – 18 с.

3. ОСТ 1 03612-72. Демпферы. Типы и основные параметры, технические требования [Текст] : отраслевой стандарт. – 1972. – 9 с.

4. Иванов, Николай Игоревич. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом : учебник / Балтийский государственный технический университет "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова. - 5. - Москва : Издательская группа "Логос", 2020. - 432 с. - ISBN 978-5-98704-659-3 : Б. ц.

5. EN 15129:2010. Anti-seismic devices [Text] : European Standard. – Brussels : CEN, 2010. – 171 p.

6. Садек, Ф. Пассивные устройства рассеивания энергии для сейсмостойких зданий / Ф. Садек, Б. Мохраз, А. У. Тейлор, Р. М. Чунг. – Ноябрь 1996. – 66 с. – (NISTIR-5923; PB97132054).

7. VDI 3830 «Damping of materials and members» : в 5 ч. / VDI-Gesellschaft Produkt und Prozessgestaltung. – URL: https://www.vdi.de/en/home/vdi-standards/details/vdi-3830-blatt-1-damping-of-materials-and-members-classification-and-survey. – Текст : электронный.

8. Baz A. M. Active and passive vibration damping / Amr M. Baz. – Hoboken, NJ, USA : John Wiley & Sons, Inc., 2019. – xxxii, 719 с. – ISBN 978-1-118-48192-9.

9. Патент № 32332 Республика Казахстан, МПК B25J 11/00, F16F 13/00, F16F 15/00. Пространственная амортизационная (демпфирующая) система : № 2015/0711.1 : заявл. 14.09.2022; опубл. 21.07.2023 / Бисембаев К., Орынбаева Н. С. ; заявитель и патентообладатель Некоммерческое акционерное общество «Университет имени Шакарима города Семей». – 5 с. : ил. – Текст : непосредственный.

10. Zare Estakhraji S. I. A thorough comparison between measurements and predictions of the amplitude dependent natural frequencies and damping of a bolted structure / S. I. Zare Estakhraji, M. Wall, J. Capito, M. S. Allen // Journal of Sound and Vibration. – 2022. – Vol. 541. – Art. 117397. – DOI: 10.1016/j.jsv.2022.117397.

11. Shirai Y. Energy response of a passive variable friction damper and numerical simulation on the control effects for high rise buildings / Y. Shirai, K. Nakata, A. Toyooka // Structural Control and Health Monitoring. – 2022. – Vol. 29, iss. 12. – Art. e3124. – DOI: 10.1002/stc.3124.

12. Li Q.-Q. Characterization of Dynamic Mechanical Properties of Viscoelastic Damper Based on Physics Constrained Data Driven Approach / Q.-Q. Li, Z.-D. Xu, Y.-R. Dong, Z.-H. He // International Journal of Structural Stability and Dynamics. – 2023. – Vol. 24. – Art. 2450071. – DOI: 10.1142/S0219455424500718.

13. Liu Q. Seismic Optimization of Fluid Viscous Dampers in Cable Stayed Bridges: A Case Study Using Surrogate Models and NSGA II / Q. Liu, Z. Liu, J. Zhao, Y. Lei // Buildings. – 2025. – Vol. 15. – Art. 15(9):1446. – DOI: 10.3390/buildings15091446.

14. Yucesan Y. A. Adjusting a torsional vibration damper model with physics informed neural networks / Y. A. Yucesan, F. A. C. Viana, L. Manin, J. Mahfoud // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2021. – Vol. 154. – Art. 107552. – DOI: 10.1016/j.ymssp.2020.107552.

15. Milićević P. Data generation framework for inverse modeling of nonlinear systems in structural dynamics applications / P. Milićević, O. Altay // Acta Mechanica. – 2023. – Vol. 235. – P. 1493–1515. – DOI: 10.1007/s00707-023-03532-3.

16. Hoffmann J. Machine learning in a data limited regime: Augmenting experiments with synthetic data uncovers order in crumpled sheets / J. Hoffmann, Y. Bar Sinai, L. M. Lee, J. Andrejevic // Science Advances. – 2019. – Vol. 5. – Art. eaau6792. – DOI: 10.1126/sciadv.aau6792.

17. Bonfanti A. The Challenges of the Nonlinear Regime for Physics Informed Neural

Networks / A. Bonfanti, G. Bruno, C. Cipriani // Advances in Neural Information Processing Systems 37. – 2024. – DOI: 10.52202/079017-1324.

18. Dhurandhar A. Trust Regions for Explanations via Black Box Probabilistic Certification / A. Dhurandhar, S. Haldar, D. Wei, K. Natesan R. // ICML 2024. – 2024. – DOI: 10.48550/arXiv.2402.11168.

References

1. GOST R 55184-2012. Hydraulic dampers of railway rolling stock. General specifications/approved by order of the Federal Agency for Technical Regulation and Metrology dated 26.11.2012 No. 1163-st. / developed by the Open Joint-Stock Company Scientific and Design and Technological Institute of Rolling Stock (OJSC "VNIKTI") - III, 11 p.; 29 cm. - Text: immediate. [in Russian]

2. GOST 17053.1-80. AKSS-M ship shock absorbers. Specifications [Text]: state standard of the USSR / approved by Decree of the USSR State Standard of May 30, 1980 No. 2446. - Moscow: Standards Publishing House, 1980. - 18 p. [in Russian]

3. OST 1 03612-72. Dampers. Types and main parameters, technical requirements [Text]: industry standard. – 1972. - 9 p. [in Russian]

4. Ivanov, Nikolai Igorevich. Engineering acoustics. Theory and practice of noise control: textbook/Baltic State Technical University "VOENMEH" named after D.F. Ustinova. - 5. - Moscow: Logos Publishing Group, 2020. - 432 p. - ISBN 978-5-98704-659-3: B. c. [in Russian]

5. EN 15129:2010. Anti-seismic devices [Text] : European Standard. – Brussels : CEN, 2010. – 171 p.

6. Sadek, F. Passive energy dissipation devices for earthquake-resistant buildings/F. Sadek, B. Mohraz, A. W. Taylor, R. M. Cheung. - November 1996. – 66 p. – (NISTIR-5923; PB97132054).

7. VDI 3830 «Damping of materials and members» : в 5 ч. / VDI-Gesellschaft Produkt und Prozessgestaltung. – URL: https://www.vdi.de/en/home/vdi-standards/details/vdi-3830-blatt-1-damping-of-materials-and-members-classification-and-survey. - Text: electronic.

8. Baz A. M. Active and passive vibration damping / Amr M. Baz. – Hoboken, NJ, USA : John Wiley & Sons, Inc. , 2019. – xxxii, 719 p. – ISBN 978-1-118-48192-9.

9. Patent No. 32332 Republic of Kazakhstan, IPC B25J 11/00, F16F 13/00, F16F 15/00. Spatial shock-absorbing (damping) system: No. 2015/0711.1: application 14.09.2022; publ. 21.07.2023 /Bisembaev K., Orynbaeva N. S.; applicant and patent holder Non-profit joint-stock company "Shakarim University of Semey." - 5 p.: Ill. - Text: direct. [in Russian]

10. Zare Estakhraji S. I. A thorough comparison between measurements and predictions of the amplitude dependent natural frequencies and damping of a bolted structure / S. I. Zare Estakhraji, M. Wall, J. Capito, M. S. Allen // Journal of Sound and Vibration. – 2022. – Vol. 541. – Art. 117397. – DOI: 10.1016/j.jsv.2022.117397.

11. Shirai Y. Energy response of a passive variable friction damper and numerical simulation on the control effects for high rise buildings / Y. Shirai, K. Nakata, A. Toyooka // Structural Control and Health Monitoring. – 2022. – Vol. 29, iss. 12. – Art. e3124. – DOI: 10.1002/stc.3124.

12. Li Q.-Q. Characterization of Dynamic Mechanical Properties of Viscoelastic Damper Based on Physics Constrained Data Driven Approach / Q.-Q. Li, Z.-D. Xu, Y.-R. Dong, Z.-H. He // International Journal of Structural Stability and Dynamics. – 2023. – Vol. 24. – Art. 2450071. – DOI: 10.1142/S0219455424500718.

13. Liu Q. Seismic Optimization of Fluid Viscous Dampers in Cable Stayed Bridges: A Case Study Using Surrogate Models and NSGA II / Q. Liu, Z. Liu, J. Zhao, Y. Lei // Buildings. – 2025. – Vol. 15. – Art. 15(9):1446. – DOI: 10.3390/buildings15091446.

14. Yucesan Y. A. Adjusting a torsional vibration damper model with physics informed neural networks / Y. A. Yucesan, F. A. C. Viana, L. Manin, J. Mahfoud // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2021. – Vol. 154. – Art. 107552. – DOI: 10.1016/j.ymssp.2020.107552.

15. Milićević P. Data generation framework for inverse modeling of nonlinear systems in structural dynamics applications / P. Milićević, O. Altay // Acta Mechanica. – 2023. – Vol. 235. – P. 1493–1515. – DOI: 10.1007/s00707-023-03532-3.

16. Hoffmann J. Machine learning in a data limited regime: Augmenting experiments with synthetic data uncovers order in crumpled sheets / J. Hoffmann, Y. Bar Sinai, L. M. Lee, J. Andrejevic // Science Advances. – 2019. – Vol. 5. – Art. eaau6792. – DOI: 10.1126/sciadv.aau6792.

17. Bonfanti A. The Challenges of the Nonlinear Regime for Physics Informed Neural Networks / A. Bonfanti, G. Bruno, C. Cipriani // Advances in Neural Information Processing Systems 37. – 2024. – DOI: 10.52202/079017-1324.

18. Dhurandhar A. Trust Regions for Explanations via Black Box Probabilistic Certification / A. Dhurandhar, S. Haldar, D. Wei, K. Natesan R. // ICML 2024. – 2024. – DOI: 10.48550/arXiv.2402.11168.

УДК: 621.9
OECD: 1.03 AA
DOI: 10.56408/2412-8627.2026.73.65.004

Исследование спектрального состава шума алмазно-расточного оборудования в условиях его эксплуатации

Стуженко Н.И.
К.т.н., доцент кафедры «Строительство и техносферная безопасность»,
Донской государственный технический университет, Институт сферы обслуживания
и предпринимательства (филиал) ДГТУ в г. Шахты, РФ

Аннотация

В данной работе представлены результаты исследования спектрального состава шума алмазно-расточных станков. Целью работы является анализ закономерностей формирования спектрального состава шума. Измерения октавных уровней звукового давления проводились для станков с различным типом привода главного движения. Установлено, что спектральный состав шума исследованных станков носит высокочастотный характер с максимальными уровнями звукового давления в диапазоне 500-8000 Гц. Выявлены значительные превышения предельно допустимых уровней, достигающие 21 дБ в высокочастотных октавах. Определена акустическая эффективность защитных ограждений, составившая 5-8 дБ, что указывает на недостаточную герметичность и наличие структурной составляющей шума. Выполнен анализ вибрационных характеристик корпусных деталей станков, показавший равномерное распределение вибраций по площади источника и корреляцию с уровнями излучаемого шума.

Ключевые слова: спектральный анализ, уровень звукового давления, привод главного движения, алмазно-расточной станок

Study of the spectral composition of noise from diamond boring equipment under its operating conditions

Stuzhenko N.I.
Ph.D., Associate professor of the department of Construction and Technosphere Safety,
Don State Technical University, Institute of Service Sector and Entrepreneurship (branch)
of DSTU in Shakhty, Russia

Abstract

This paper presents the results of a study of the spectral composition of noise emitted by diamond boring machines. The aim is to analyze the patterns of noise spectral composition formation. Octave-level sound pressure measurements were conducted for machines with different main drive types. It was found that the spectral composition of noise from the studied machines is high-frequency, with maximum sound pressure levels in the range of 500-8000 Hz. Significant excesses of maximum permissible levels were detected, reaching 21 dB in high-frequency octaves. The acoustic efficiency of protective enclosures was determined to be 5-8 dB, indicating insufficient sealing and the presence of a structural component of noise. An analysis of the vibration

E-mail: n.stuzhenko@mail.ru (Стуженко Н.И.)

characteristics of the machine body components was performed, revealing a uniform vibration distribution over the source area and a correlation with emitted noise levels.

Keywords: *spectral analysis, sound pressure level, main drive, diamond boring machine*

Введение

Алмазно-расточные станки используются для финишной обработки отверстий, шлифования и доводки поверхностей с использованием алмазных инструментов, обеспечивающих высокую точность и качество поверхности. К таким деталям относятся цилиндрические гильзы, шатунные детали, втулочные узлы, подшипниковые вкладыши, посадочные гнёзда под поршневой палец, головки блока цилиндров. Такое растачивание выполняется с незначительными припусками на высоких скоростях резания, что позволяет достичь минимальной степени неровности обработанных поверхностей. Использование алмазного инструмента исключает возникновение эффекта шаржирования, при котором абразивные зерна внедряются в материал, так как обработка ведётся щадящим способом, не нарушая структуру верхнего слоя заготовки. Указанный негативный эффект проявляется в процессе хонингования, шлифования и окончательной притирки деталей (рисунок 1).



Рисунок 1 – Финишная обработка отверстий с высокой точностью на алмазно-расточных станках

Алмазно-расточное оборудование выпускается в нескольких конфигурациях: станки с вертикальной и горизонтальной компоновкой, а также версии с одним или несколькими шпинделями. У вертикальных одношпиндельных установок имеется собственный двигатель, при этом основное вращение шпинделя передаётся через ременной механизм. Горизонтальные варианты предназначены для операций, где необходима исключительная точность, поэтому их двигатель вынесен за пределы корпуса станка, редуктор отсутствует, а вращение шпинделей осуществляется с помощью ременных передач. Регулировка скорости вращения выполняется с помощью сменных и ступенчатых шкивов [1], [2].

Модель алмазно-расточного станка 2705, общий вид которого представлен на рисунке 2, применяется для обработки отверстий и состоит из станины, по направляющим которой перемещается рабочий стол, закрытый специальным щитом для защиты от стружки.



Рисунок 2 – Общий вид алмазно-расточного станка

Основное движение в алмазно-расточном оборудовании обеспечивается вращением инструментального шпинделя. Для вертикальных моделей с одним шпинделем применяется система раздельного привода, при которой передача вращения осуществляется посредством ремённой передачи от специальной коробки скоростей. Горизонтальные же станки, предназначенные для особо точной обработки, отличаются отсутствием коробок скоростей. Их конструкция предусматривает расположение двигателя отдельно от основного корпуса, а необходимое вращательное движение передаётся непосредственно на шпиндели специальных расточных головок исключительно ремнём. Регулировка частоты вращения достигается путём изменения диаметра шкивов либо применением ступенчатой системы передач. В специализированных алмазно-расточных станках подача осуществляется шпинделями, а деталь остается неподвижной.

1 Методика исследования

Измерения октавных уровней звукового давления проводились для наиболее шумных ситуаций реализации технологических процессов растачивания и сверления. Методология исследования базируется на измерении уровней звукового давления в октавных полосах частот с использованием прецизионного шумомера первого класса точности и анализатора спектра. Методика проведения экспериментальных исследований шума, описанная в источниках [3], [4], является основой для проведения акустических измерений на металлорежущем оборудовании, и ее применение в нашем исследовании необходимо для обеспечения воспроизводимости и корректности полученных результатов.

Измерения проводились в трех характерных точках: на рабочем месте оператора, на расстоянии одного метра от станка и в зоне прохода между станками. Для исключения влияния внешних акустических помех измерения синхронизировались с технологическими циклами обработки. Дополнительно регистрировались параметры резания: частота вращения шпинделя (3000, 6000 и 10000 об/мин), подача и глубина резания.

2 Результаты исследований

Уровни шума современных алмазно-расточных станков при работе на холостом ходу составляют 70–80 дБ. При резании они увеличиваются до 85–95 дБ. Спектр шума алмазно-расточного станка 2705, мощность привода которого составляет 2 кВт, а частота вращения шпинделя 5500 об/мин, приведен на рисунке 3.

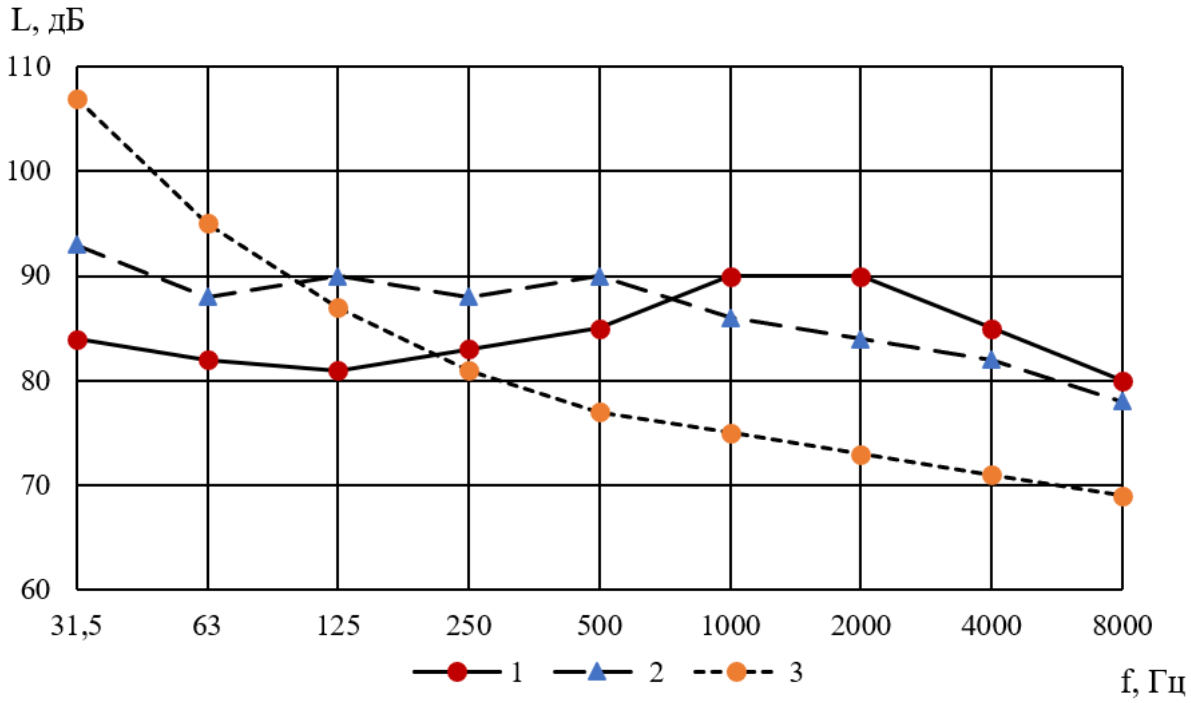


Рисунок 3 – Спектр шума алмазно-расточного станка модели 2705: 1 – при закрытом защитном ограждении зоны резания; 2 – при открытом ограждении зоны резания; 3 – предельно допустимый спектр

Спектр данного станка носит высокочастотный характер. К особенностям следует отнести более высокую интенсивность звукового излучения в диапазоне низких частот, где уровни звукового давления составляют 88-92 дБ. Это объясняется наличием у станка модели 2705 мощного привода и высокой скорости вращения шпинделя [5]. В полосе средних и высоких частот (125-8000 Гц) уровни звукового давления превышают допустимые значения. На частоте 250 Гц величина превышения находится в рамках погрешности проведения эксперимента 2 дБ. Основная зона значительного звукового излучения лежит в пределах от 500 до 8000 Гц. Максимальный уровень звукового давления 90 дБ наблюдается на частоте 1000 Гц. В частотном диапазоне 4000-8000 Гц громкость шума уменьшается, а спад его интенсивности достигает 4-5 дБ на каждую последующую октаву. Величины превышений уровней звукового давления составляют: 7 дБ на частоте 500 Гц, 12 дБ на частоте 1000 Гц, 17 дБ на частоте 2000 Гц, 14 дБ в диапазоне частот 4000-8000 Гц.

Данный станок оснащен защитным ограждением зоны обработки. Указанные выше данные получены при измерении, когда ограждение закрывает зону обработки. Для оценки акустической эффективности ограждения проводились измерения с открытой зоной обработки. Измерения показали, что акустическая эффективность ограждения составляет 5-8 дБ. Эти данные позволяют предположить, что столь низкая акустическая эффективность объясняется не только недостаточно высокой герметичностью, что значительно снижает звукоизоляцию, но и структурной составляющей шума самого ограждения под воздействием передаваемых вибраций от несущих элементов станка. В высокочастотной области, где длина звуковой волны сопоставима с размерами щелей, эффект дифракции минимален, однако даже малые зазоры способны существенно снизить звукоизоляцию. Кроме того, сам материал кожуха, вероятно, не обладает достаточной поверхностной плотностью для эффективного подавления высокочастотных составляющих, что также объясняет невысокую акустическую эффективность. Таким образом, конструкция ограждения требует доработки как в части герметизации, так и в части увеличения звукоизоляционной способности материалов [6], [7].

Спектры шума двухсторонних алмазно-расточных станков практически идентичны как по характеру, так и по интенсивности. Специфика двухсторонних станков заключается в одновременной работе двух шпиндельных групп, которые вращаются на частотах, достигающих 3000–6000 об/мин, что приводит к взаимному наложению. Разность частот вращения создает модуляцию шума с периодом, зависящим от рассинхронизации приводов. Анализ спектрального состава выполнен по результатам измерений станка модели 2706, приведенного на рисунке 4.

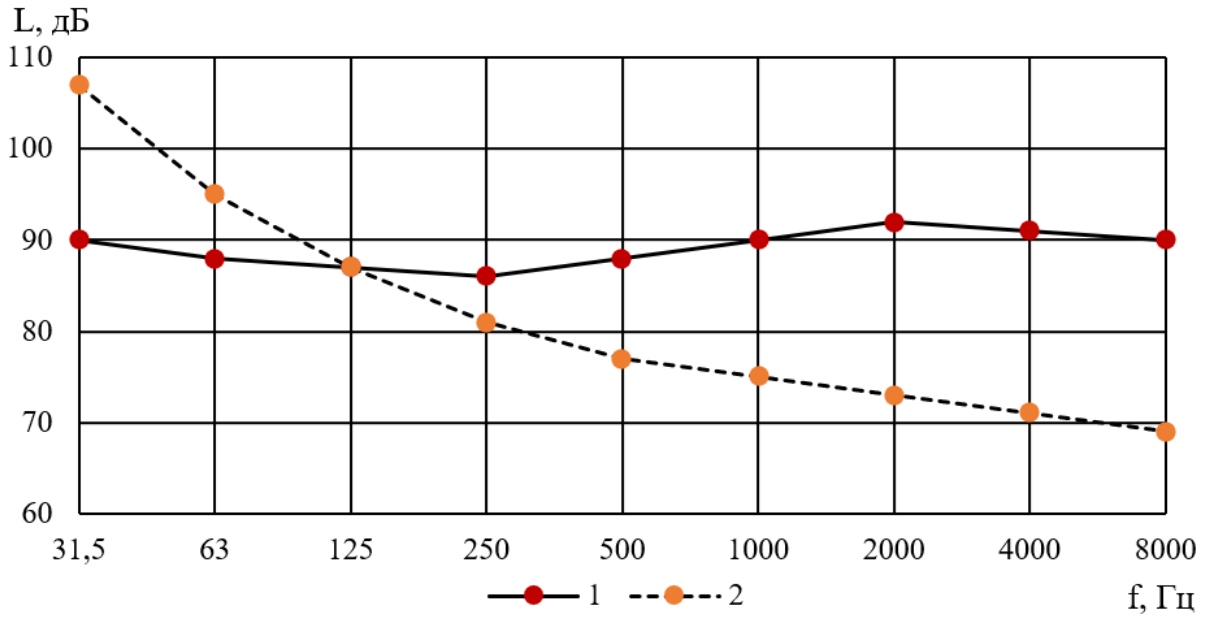


Рисунок 4 – Спектр шума двухсторонних алмазно-расточных станков (1), предельно допустимый спектр (2)

Спектр двухстороннего алмазного растачивания характеризуется преобладанием высоких частот. Наибольшие уровни звукового давления 90-92 дБ зафиксированы в частотном диапазоне 1000-8000 Гц. Необходимо отметить практически однородную интенсивность в этом диапазоне, так как колебания между уровнями не более 2 дБ. На низких частотах уровни звукового давления не превышают допустимых значений. Фактически превышение уровней звукового давления начинается с частоты 250 Гц и составляет 5 дБ. На частоте 500 Гц превышения достигают 9 дБ, на частоте 1000 Гц

– 15 дБ, на частоте 2000 Гц – 19 дБ, в диапазоне частот 4000-8000 Гц – 21 дБ. Таким образом, формирование шумового поля в условиях эксплуатации двухсторонних алмазно-расточных станков определяется не только кинематикой резания, но и конструктивными особенностями узлов, передающих вибрацию на корпусные элементы. Преобладание высокочастотных составляющих напрямую связано с малым шагом алмазных зёрен, высокой скоростью вращения шпинделя и интенсивным трением в зоне обработки.

Заключение

Полученные экспериментальные данные позволили выявить основные источники шума, характерные для алмазно-расточных станков в рабочем режиме. Установлено, что наибольший вклад в формирование общего акустического поля вносят процесс резания с использованием алмазного инструмента, а также работа узлов привода главного движения – шпиндельного узла и ременной передачи. Исследование уровней шума проводилось с использованием корректированных величин (коррекция «А»), что позволяет оценить фактическое воздействие на оператора в соответствии с санитарными нормами. Исследование спектрального состава шума алмазно-расточного оборудования в условиях его эксплуатации позволило получить комплексную картину акустического воздействия данной группы металлорежущих станков на оператора и производственную среду. В ходе экспериментальных измерений, выполненных на станках моделей 2705 и 2706 с различными типами привода главного движения, установлено, что спектр шума станков носит высокочастотный характер с максимальной интенсивностью на частотах 2000 и 4000 Гц, где зафиксированы превышения допустимых уровней на 17–21 дБ [8].

Сравнительный анализ станков с различными типами привода главного движения выявил существенные различия в спектральном составе и уровнях шума. У станков с ременным приводом от электродвигателя переменного тока зафиксированы повышенные уровни звукового давления в среднечастотном диапазоне (500–1000 Гц), что связано с работой подшипниковых узлов и резонансными явлениями в ременной передаче. Уровни шума в высокочастотных октавах остаются практически неизменными, что указывает на доминирование процесса резания как основного шумообразующего фактора, не зависящего от способа передачи крутящего момента, и требует целенаправленных мероприятий по акустической защите независимо от модернизации привода [9].

Испытания защитных ограждений зоны резания показали, что их максимальная акустическая эффективность не превышает 5–8 дБ и реализуется только в среднечастотной области (500–2000 Гц). В высокочастотном диапазоне, где шум наиболее вреден для оператора, эффективность падает до 2–3 дБ, что объясняется щелевыми утечками в местах сопряжения ограждения со станком, а также излучением звука через неогражденные поверхности инструмента и технологической оснастки [10].

На основании полученных результатов можно сформулировать первоочередные направления снижения шума. Для уменьшения структурной составляющей необходима виброизоляция шпиндельного узла от станины с применением демпфирующих вставок и оптимизация жесткостных характеристик корпусных деталей. В части аэродинамической составляющей требуется разработка более герметичных ограждений с уплотнительными элементами, сохраняющими свои свойства при высокочастотных вибрациях. Комплексное решение, сочетающее вибродемпфирование и акустическую герметизацию, способно снизить общий уровень шума данных станков в рабочей зоне на 10–15 дБ, что позволит довести его до значений, близких к предельно допустимым.

Список использованных источников

1. Стуженко, Н. И. Исследования и анализ закономерностей формирования акустических характеристик несущей системы станков расточной группы / Н.И. Стуженко, А.Е. Шашурин, А.Н. Чукарин // Noise Theory and Practice. – 2025. – Т. 11, № 4(43). – С. 275-281.

2. Стуженко, Н.И. Анализ акустических характеристик при растачивании деталей типа колец / Н.И. Стуженко, А.Н. Чукарин, Т.А. Финоченко // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2024. – № 9. – С. 239-243. – DOI 10.24412/2071-6168-2024-9-240-241.

3. Баланова, М.В. Методика и техническое обеспечение проведения экспериментальных исследований по определению шума на рабочих местах / М.В. Баланова, Т.А. Финоченко, И.А. Яицков // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2019. – № 1(46). – С. 5-7. – ISSN 1818-5509

4. Финоченко, Т.А. Методика проведения экспериментальных исследований шума прутковых токарных автоматов / Т. А. Финоченко // Инновационные технологии в машиностроении и металлургии: Материалы IV Международной научно-практической конференции, Ростов-на-Дону, 05–07 сентября 2012 года. – Ростов-на-Дону: Донской государственный технический университет, 2012. – С. 263-268.

5. Набоков, А.Е. Экспериментальные исследования шума на рабочих местах станочников резьбообрабатывающих и шлицефрезерных станков / А. Е. Набоков // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2023. – № 5. – С. 77–84. – DOI 10.24412/2071-6168-2023-5-77-78.

6. Морозов, С.А. Экспериментальные исследования шума и вибрации при местном упрочнении деталей шарико-стержневым упрочнителем / С.А. Морозов, А.Н. Чукарин, Т.А. Финоченко // Мониторинг. Наука и технологии. – 2019. – № 1(39). – С. 65-69. – DOI 10.25714/MNT.2019.39.009.

7. Исаев, А.Г. Исследования виброакустических характеристик в рабочей зоне оператора при абразивной обработке сварных швов / Чукарин А.Н., Бескопыльный А.Н., Исаев А.Г. // Безопасность труда в промышленности. 2019. – № 11. – С. 7-12. – DOI: 10.24000/0409-2961-2019-11-712.

8. Borisova A.V., Finochenko T.A., Finochenko V.A. The Use of the Expert Method in Solving the Issues of Choosing the Instrumentation of the Procedure for Controlling Production Factors. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science; IOP Publishing ([Bristol, UK], England) – 2021. Vol. 666, № 2. DOI: 10.1088/1755-1315/666/2/022022.

9. Яицкова, Н. М. Снижение шума металлорежущих станков / Н.М. Яицкова, Т.А. Финоченко, И.Г. Переверзев // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2020. – № 2(51). – С. 112-115.

10. Theoretical study of the vibration excitation and noise generation processes of the grinding wheels of thread and spline grinding machines / Kurchenko P.S., Shashurin A.E., Razakov Zh.P., Chukarin A.E. // AKUSTIKA. 2021 Vol. 39. P.175-178. DOI 10.36336/akustika202139173.

References

1. Stuzhenko, N. I. Research and analysis of patterns of formation of acoustic characteristics of the supporting system of boring machine tools / N.I. Stuzhenko, A.E. Shashurin, A.N. Chukarin // Noise Theory and Practice. - 2025. - Vol. 11, No. 4 (43). - Pp. 275-281.

2. Stuzhenko, N. I. Analysis of acoustic characteristics during boring of ring-type parts / N.I. Stuzhenko, A.N. Chukarin, T.A. Finochenko // Bulletin of Tula State University. Technical sciences. - 2024. - No. 9. - Pp. 239-243. - DOI 10.24412/2071-6168-2024-9-240-241.

3. Balanova, M. V. Methodology and technical support for conducting experimental studies to determine noise in the workplace / M.V. Balanova, T.A. Finochenko, I.A. Yaitskov // Proceedings of the Rostov State Transport University. - 2019. - No. 1. - Pp. 5-7.

4. Finochenko, T. A. Methodology for conducting experimental studies of the noise of bar turning machines / T.A. Finochenko // Innovative technologies in mechanical engineering and metallurgy: Proceedings of the IV International scientific and practical conference, Rostov-on-Don, September 5–7, 2012. – Rostov-on-Don: Don State Technical University, 2012. – Pp. 263–268.

5. Nabokov, A.E. Experimental studies of noise at the workplaces of thread-processing and spline-milling machine operators / A.E. Nabokov // Bulletin of Tula State University. Technical sciences. - 2023. - No. 5. - Pp. 77-84. - DOI 10.24412/2071-6168-2023-5-77-78.

6. Morozov, S.A. Experimental studies of noise and vibration during local hardening of parts with a ball-and-rod hardener / S. A. Morozov, A. N. Chukarin, T. A. Finochenko // Monitoring. Science and Technology. - 2019. - No. 1 (39). - Pp. 65-69. - DOI 10.25714/MNT.2019.39.009.

7. Isaev, A.G. Research of vibroacoustic characteristics in the operator's working area during abrasive processing of welded seams / Chukarin A.N., Beskopylny A.N., Isaev A.G. // Occupational safety in industry. 2019. - No. 11 - P. 7-12. - DOI: 10.24000/0409-2961-2019-11-712.

8. Borisova A.V., Finochenko T.A., Finochenko V.A. The Use of the Expert Method in Solving the Issues of Choosing the Instrumentation of the Procedure for Controlling Production Factors. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science; IOP Publishing ([Bristol, UK], England) – 2021. Vol. 666, No. 2. DOI: 10.1088/1755-1315/666/2/022022.

9. Yaitskova, N. M. Noise reduction of metal-cutting machines / N.M. Yaitskova, T.A. Finochenko, I.G. Pereverzev // Transactions of Rostov State Transport University. - 2020. - No. 2 (51). - Pp. 112-115.

10. Theoretical study of the vibration excitation and noise generation processes of the grinding wheels of thread and spline grinding machines / Kurchenko P.S., Shashurin A.E., Razakov Zh.P., Chukarin A.E. // AKUSTIKA. 2021 Vol. 39. P. 175-178. DOI 10.36336/akustika202l39l73.

УДК: 534.84:004.94
OECD: 2.03 IU
DOI: 10.56408/2412-8627.2026.21.12.005

Оценка возможности компьютерного моделирования низкочастотных шумовых полей в производственных помещениях

Уразгалиев Р.Т.[1*], Каверзнева Т.Т.[2], Салкуцан В.И.[3]
[1]Магистрант, [2,3]К.т.н., доцент
[1,2,3]Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В статье показана применимость методов компьютерного моделирования при расчете низкочастотных шумовых полей в ограниченных производственных помещениях. Показан один из возможных подходов к решению задачи по расчёту параметров низкочастотных шумовых полей в производственном цехе. Представлен практический пример компьютерного моделирования производственного помещения на примере цеха механической обработки деталей машиностроительной отрасли. Расчёт проведен в программе COMSOL Multiphysics волновыми методами на основе численных решений (метода конечных элементов) в третьоктавных полосах со среднегеометрическими частотами от 31,5 Гц до 250 Гц. Рассмотрены основные этапы компьютерного моделирования, включающие: задания геометрии помещения, материалов, источников шума, граничных условий и конечно-элементной сетки. Результаты компьютерного моделирования шумовой обстановки в производственном цехе показали сходимость с результатами натурных измерений (относительная погрешность составила 3,9%).

Ключевые слова: шум, метод конечных элементов, компьютерное моделирование, численные волновые методы, производственные помещения

Evaluation of the feasibility of computer modeling of low-frequency noise fields in industrial premises

Urazgaliev R.T.[1], Kaverzneva T.T.[2], Salkutsan V.I.[3]*
[1]Master's student, [2,3]Ph.D., Assistant professor
[1,2,3]Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,
St. Petersburg, Russian Federation

Abstract

This article demonstrates the applicability of computer modeling methods for calculating low-frequency noise fields in confined industrial spaces. One possible approach to solving the problem of calculating the parameters of low-frequency noise fields in a production workshop is presented. A practical example of computer modeling of a production space is presented using a mechanical processing shop in the mechanical engineering industry as an example. The calculation was performed in COMSOL Multiphysics using wave methods based on numerical solutions (the finite element method) in one-third-octave bands with geometric mean frequencies from 31.5 Hz to 250 Hz. The main stages of computer modeling are considered, including: specifying the room geometry, materials, noise sources, boundary conditions, and a finite element mesh.

**E-mail: urazgaliev.rt@edu.spbstu.ru (Уразгалиев Р.Т.)*

The results of computer modeling of the noise environment in the production workshop showed convergence with the results of in-kind measurements (the relative error was 3.9%).

Keywords: *noise, finite element method, computer modeling, numerical wave methods, industrial premises*

Введение

Шумовой режим в производственных помещениях с точки зрения санитарно-гигиенического благополучия работников должен соответствовать безопасным условиям труда. По данным Минтруда на конец 2024 года под воздействием повышенного уровня шума, ультразвука, инфразвука находились 18,9% занятых на работах с вредными и (или) опасными условиями труда (рисунок 1) [1].

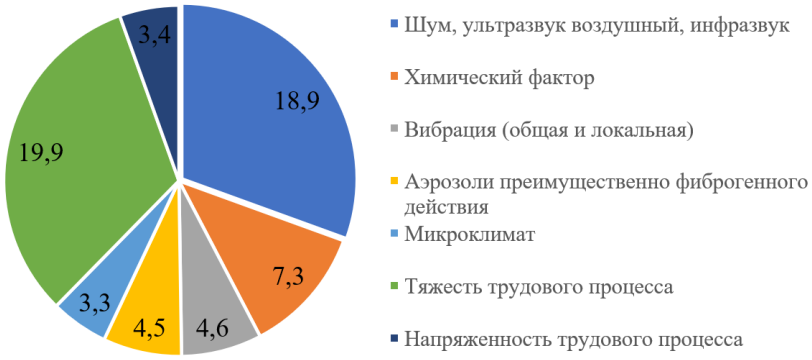


Рисунок 1 – Вредные факторы рабочей среды (данные Минтруда 2024)

Повышенный уровень шума может вызвать функциональные и психологические негативные изменения в организме человека, профессиональную патологию, временное или стойкое снижение работоспособности [2]. Шум является одним из самых распространённых вредных производственных факторов на рабочих местах. Для снижения уровня шума на практике применяются различные методы, широкое применение получили, например, архитектурно-планировочные и строительно-акустические средства защиты. Но поскольку реализация таких мер дорогостояща и трудоёмка, встает вопрос о выборе наиболее рационального и рентабельного мероприятия по снижению шума. Эффективность выбора и применения средств защиты определяется во многом возможностью точно и достоверно оценивать уровни шума на рабочих местах [3], [4].

Аналитические методы расчёта шума в производственных помещениях содержат значительное количество упрощений и допущений, область их применения ограничена простой геометрией, частотным диапазоном. Использование таких методов на сложной геометрии производственных помещений затруднительно. Следует учесть, что некоторые процессы требуют решения связанных задач, совместного расчёта взаимодействующих физических сред [5]. Поэтому целесообразно применять численные методы расчёта звуковых полей. С развитием технологий численных решений математических моделей и автоматизации процессов все больше возможностей дает нам компьютерное моделирование [6].

Шумовая обстановка внутри помещения может быть оценена численными методами компьютерного моделирования с целью прогнозирования и расчёта уровней шума

как на этапах строительства, так и при эксплуатации и реконструкции. Прогнозирование уровней шума на этапе строительства или реконструкции позволяет заблаговременно применить средства шумозащиты. В случае изменения геометрических и акустических свойств помещения во время эксплуатации расчёт уровня шума методами компьютерного моделирования позволит своевременно и проактивно реагировать на изменения шумовой обстановки на рабочих местах и, соответственно, на возможные риски негативного воздействия на слух работников [7].

Создание эффективной шумозащиты с минимизацией затрат требует новых подходов. Одним из таких подходов является проведение вычислительного эксперимента с использованием CAE-систем инженерного анализа, реализующих универсальные численные методы решения уравнений математической физики [8]. Особое распространение в задачах вычислительной акустики получил метод конечных элементов.

Современные исследования в области компьютерного моделирования распространения звука в помещениях в большей мере сосредоточены в архитектурной акустике: в проектировании концертных залов, мест площадок для выступлений, офисных помещений и комнат с мультимедийными системами [9]-[12]. Основная задача таких исследований - оценить воспринимаемое качество звука, разборчивость и чёткость речи на основе измеряемых показателей. Также проводятся исследования в области моделирования шума в городской застройке [13]. Исследований в области моделирования акустики производственных помещений мало, в данных работах, как правило, разрабатываются математические модели, описывающие распространение шума [14], [15]. Остаются открытыми и мало исследованы вопросы применимости методов компьютерного моделирования шумовых полей в ограниченных производственных помещениях и разработки подходов в существующих программных пакетах к расчёту параметров шумовых полей в производственных помещениях

1 Методика исследования

Цель работы - оценить возможности применения компьютерного моделирования низкочастотных шумовых полей в производственных помещениях, сравнив результаты моделирования с инструментальными измерениями в цехе.

Были решены следующие задачи:

1. Проведено моделирование геометрии помещения.
2. Выбраны материалы и заданы их акустические свойства.
3. Заданы источники шума и граничные условия на поверхностях объектов.
4. Заданы размер и форма конечно-элементной сетки.
5. Получены распределения уровня шума в объёме помещения.
6. Проведено сравнение результатов моделирования с инструментальными измерениями.

В помещениях с геометрическими размерами, сравнимыми или меньшими по сравнению с исследуемыми длинами волн, волновой метод является подходящим решением для численного моделирования. В работе применены методы компьютерного моделирования низкочастотных шумовых полей в ограниченных производственных помещениях в программе COMSOL Multiphysics волновыми методами на основе численных решений в третьоктавных полосах со среднегеометрическими частотами от 31,5 Гц до 250 Гц.

2 Моделирование производственного цеха

В программе задача реализовывалась через модуль "Акустика", интерфейс "Акустика давлений" (Pressure Acoustics), "Частотное исследование" (Frequency Domain).

В статье представлен практический пример компьютерного моделирования производственного помещения, а именно, цеха механической обработки деталей машиностроительной отрасли. Цех имеет размеры 8×8×4 м, в нем размещены два токарно-револьверных 1А416 станка, оконные рамы, деревянный стол и стеллаж. Стены, потолок и пол помещения выполнены из кирпича. Согласно паспорту станкового оборудования корректированный уровень звуковой мощности составляет 96 дБА.

Акустически помещение можно охарактеризовать как ограниченное в объеме, с наличием постоянных по времени и спектру низкочастотных источников шума, преимущественно жёстких поверхностей, с преобладанием отражённого звука. Совокупность таких факторов приводит к многократному переотражению звуковых волн от поверхностей, и, как следствие, длительному времени реверберации, гулкости помещения. Преобладание низкочастотного шума в таких условиях представляет повышенную опасность вследствие медленного рассеивания шума в объёме помещения, распространения на большие расстояния, негативного воздействия на психофизиологическое самочувствие работников и возможного резонирования с собственными частотами колебаний внутренних органов человека.

2.1 Задание геометрии помещения и основных компонентов

Геометрия основных компонентов задавалась с помощью геометрических примитивов и логических операций. Модель помещения указана на рисунке 2 (изометрический вид) и на рисунке 3 (вид сверху). Геометрические формы объектов аппроксимировались параллелепипедами.

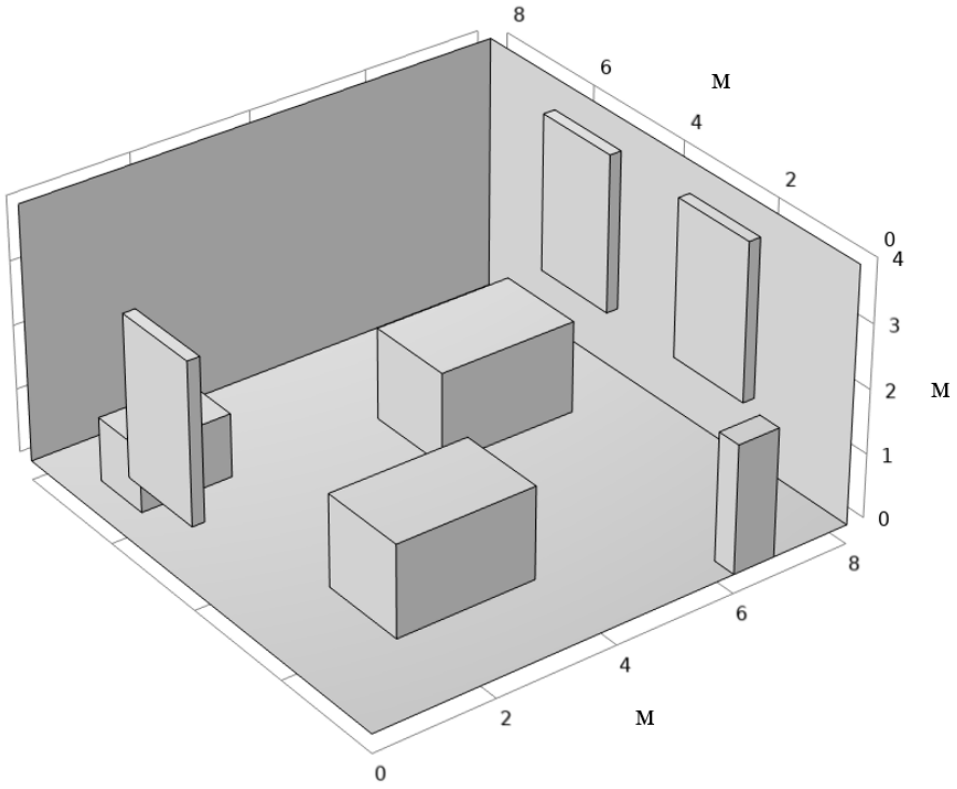


Рисунок 2 – Модель помещения (изометрический вид)

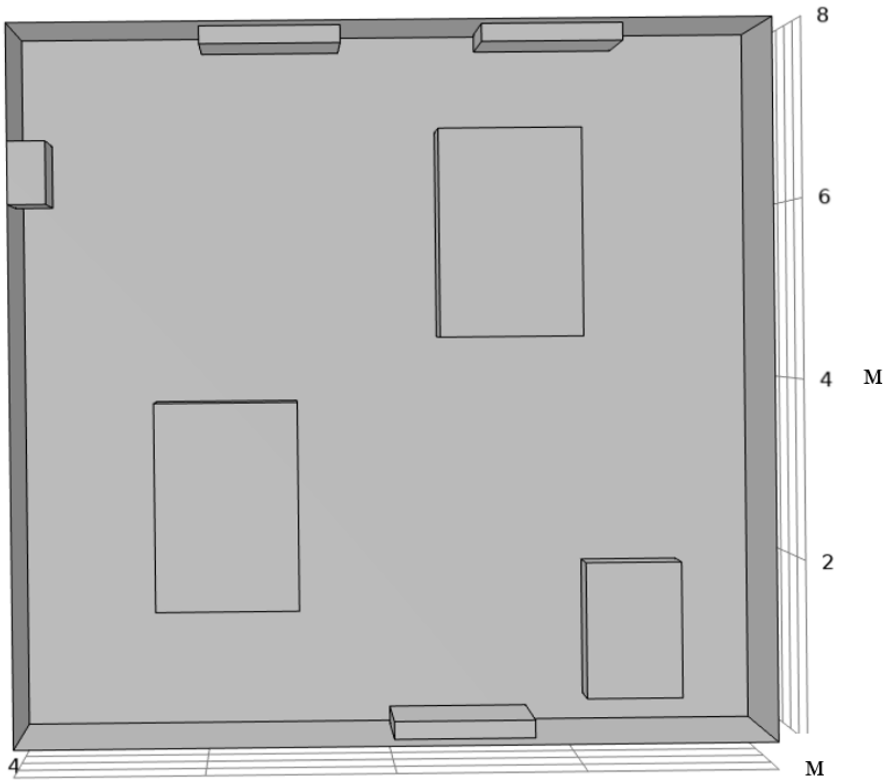


Рисунок 3 – Модель помещения (вид сверху)

2.2 Задание материалов и их свойств

Необходимые материалы (сталь, стекло, дерево, кирпич) выбраны из встроенной библиотеки программы COMSOL Multiphysics и привязаны к соответствующим доменам и поверхностям (таблица 1 и рисунок 4). Заданы основные свойства (скорость звука в материале и плотность материала).

Таблица 1 – Материалы, привязанные к объектам

Материал	Объект	Тип и номер объекта	Коэффициент звукопоглощения на частоте 250 Гц
Воздух	Помещение	домен	-
Сталь	Станки	Домен, №1-№2	0,01
Стекло	Окна	Домен, №3-№5	0,08
Дерево	Стол, шкаф	Домен, №6-№7	0,1
Кирпич	Стены, потолок, пол	Поверхность №8-№13	0,02

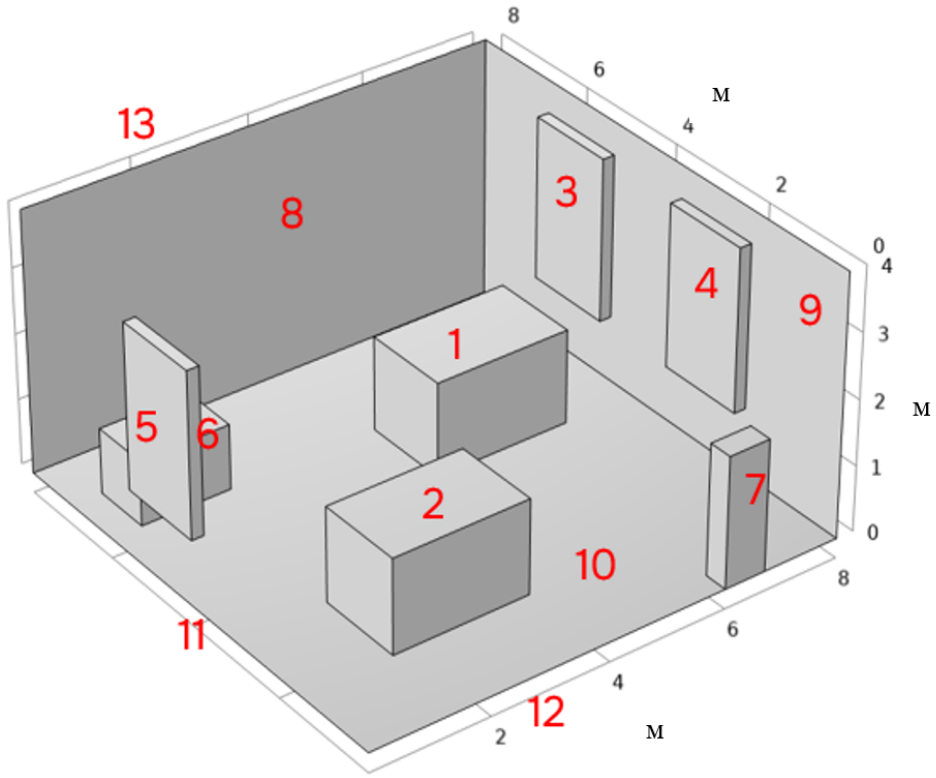


Рисунок 4 – Нумерация доменов и поверхностей

2.3 Задание источников и граничных условий

Программа позволяет описывать источник звука, подходящий для нашего случая (при отсутствии открытых границ), различными способами, основные из них:

– математические источники (монопольные и дипольные источники в точках и доменах; линейные источники);

– давление, ускорение или скорость на внутренних и внешних границах;

– виброакустическая связка для сопряжения с вибрациями твердых тел.

В качестве источников шума выступают токарные станки. В общей постановке задачи моделирование источника требует решение связанной задачи «механика-акустика», для чего необходимо иметь точную геометрическую модель станка, определить и задать значения сил и моментов, которые приводят к движению и колебанию узлов станка относительно друг друга. На основе этого определить вибрации основных элементов станка и излучаемый ими шум во внешнюю среду. В силу сложности и трудоёмкости описанной задачи в данной работе применяется упрощение.

Был выделен основной и типичный режим работы токарных станков – резка металлических заготовок, поскольку в данном режиме станки работают большую часть времени. Авторами были проведены измерения среднеквадратичных значений виброускорений во всем диапазоне частот (оценка широкополосной вибрации) на внешних поверхностях основных узлов (передняя и задняя бабка, корпус, станина, узел обработки) в рабочем режиме с помощью шумомера-виброметра «Эко-110А». Далее определено среднее значение по всем исследуемым узлам. Значение виброускорения составило 0,4 м/с^2 (таблица 2).

Таблица 2 – Значение виброускорений на узлах станка

Узел станка	Величина ускорения, м/с^2	Средняя величина ускорения, м/с^2
Задняя бабка	0,35	0,4
Передняя бабка	0,45	
Станина	0,25	
Узел обработки	0,55	

Вибрация основных узлов станка передаётся на внешние поверхности, создавая колебания воздуха вблизи станка, далее эти колебания передаются по воздуху, и излучается шум. Упрощённо в качестве источника шума можно представить вибрирующую поверхность станка. Источник шума имитировался граничным условием на поверхности станка, заданным ускорением.

Граничные условия на поверхностях стен, потолка, пола и остальных геометрических компонентов – жесткая поверхность.

2.4 Задание конечно-элементной сетки

Форма конечно-элементной сетки – тетраэдральная (рисунок 5). При использовании метода конечных элементов и волновых методов инженеры и консультанты программы COMSOL рекомендуют размер сетки – 5 или 6 ячеек на наименьшую длину волны (при квадратичном приближении).

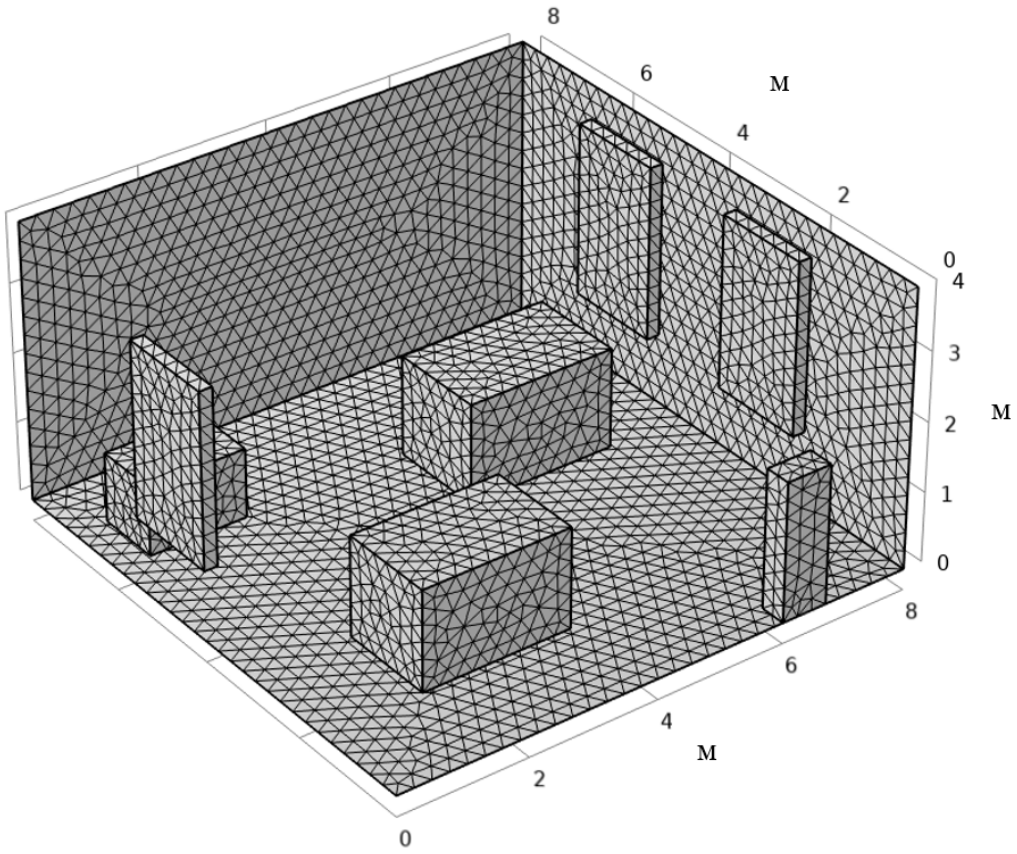


Рисунок 5 – Конечно-элементная сетка, заданная на геометрии помещения

Расчёт размеров сетки представлен ниже по формулам (1) и (2). Максимальный размер сетки составил 0,27 м, а наименьший размер сетки – 0,14 м.

$$h_{max} = \frac{c}{5\vartheta_{min}} = \frac{340}{5 * 250} \approx 0{,}27 \text{ м}, \quad (1)$$

$$h_{min} = \frac{c}{2 * 5\vartheta_{min}} = \frac{340}{10 * 250} \approx 0{,}14 \text{ м}, \quad (2)$$

где c – скорость звука в воздухе, м/с, ϑ_{min} – наименьшая частота, Гц.

При построении данной модели были использованы следующие допущения и упрощения:

1. Предполагается, что цех изолирован от внешней среды, то есть звук извне не попадает вовнутрь через стены и окна;
2. Предполагается, что цех не имеет открытых границ, например, открытой двери или окна;
3. Вклад в общий уровень шума работниками и другими малошумными объектами (оборудованием) пренебрежимо мал;
4. Принято упрощение, что граничные условия – жесткая поверхность;
5. Упрощено представление источника.

3 Результаты исследования

Программа позволяет получить в качестве результата моделирования распределение звукового давления или уровня звука в объеме помещения, на изоповерхностях и плоскостях, а также значения давления или уровня звука в расчётной точке или вдоль линии в исследуемом частотном диапазоне. В качестве результата получено распределение уровня звукового давления в объеме помещения (рисунок 6) и в плоскостях нахождения органов слуха работников, приведен пример графиков на частоте 100 Гц (рисунок 7).

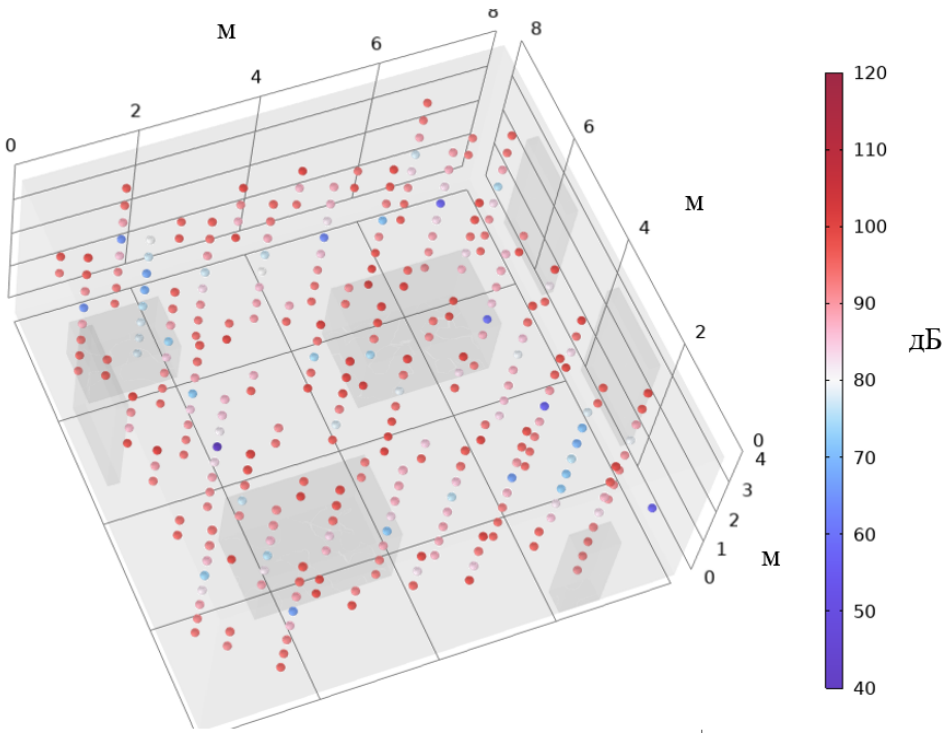


Рисунок 6 – Распределение уровня звукового давления в объеме помещения на частоте 100 Гц

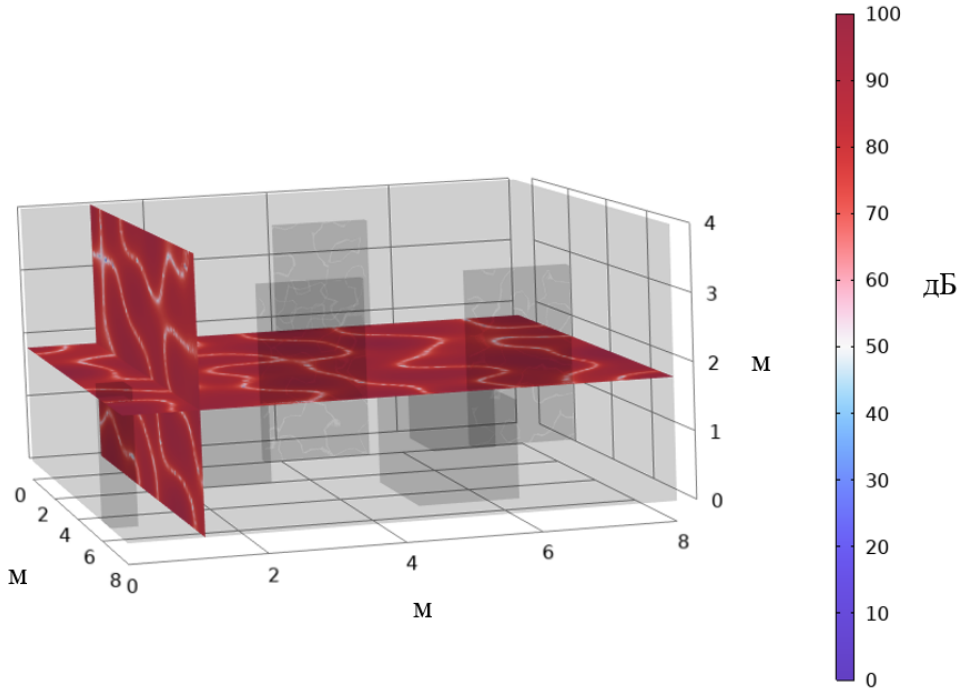


Рисунок 7 – Распределение уровня звукового давления в плоскостях нахождения органов слуха на частоте 100 Гц

Уровни звукового давления на рабочем месте в зависимости от частоты приведены на графике (рисунок 8).

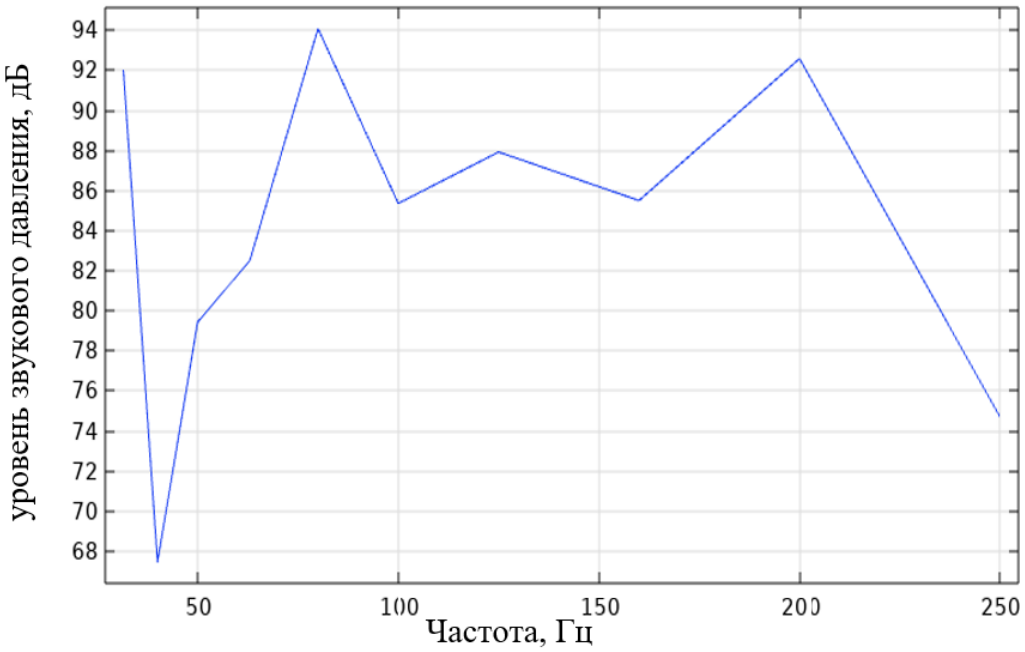


Рисунок 8 – График зависимости уровня звукового давления от частоты в расчётной точке

Проведено сравнение результатов моделирования с результатами инструментального измерения, для чего были отобраны шесть расчётных точек в модели и в помещении. Они были пространственно синхронизированы (координаты точек

в программе совпадали с координатами микрофонов шумомеров). Далее для каждой точки рассчитывался уровень шума на частоте 100 Гц, в итоге определялась средняя относительная погрешность. Инструментальные измерения уровней шума проводились с помощью шумомера «Эко-110А», 1 класс точности. Пределы допускаемой основной инструментальной погрешности прибора в нормальных условиях составляют ±0,7 дБ.

При сравнении полученных результатов с инструментальными измерениями относительная погрешность составила 3,9% (таблица 3).

Таблица 3 – Сравнение результатов моделирования и инструментальных измерений

Номер точки	Уровень звукового давления, рассчитанный в модели, дБ	Уровень звукового давления, измеренный шумомером, дБ	Относительная погрешность, %
№1	70,2	73,8	4,9 %
№2	74,3	72,1	3,1 %
№3	75,6	78,2	3,3 %
№4	80,0	84,1	4,8 %
№5	84,2	83,1	1,3 %
№6	85,5	90,7	5,7 %
Средняя относительная погрешность 3,9%			

Заключение

Предлагаемый подход к расчёту уровней шума в производственных цехах демонстрирует (на примере конкретного цеха) применимость методов компьютерного моделирования при расчете низкочастотных уровней шума. Однако, во-первых, необходимо провести дополнительные исследования при различных условиях, геометрии и акустики производственных помещений, чтобы подтвердить надежность результатов моделирования, а во-вторых, расширить частотный диапазон, провести детализацию геометрии и точности задания источников шума. Можно предложить создание гибридных моделей, учитывающих низкочастотный и средне-высокочастотный диапазон источников шума.

Расчёт уровней шума на основе компьютерного моделирования в программе COMSOL Multiphysics показал сходимость результатов с инструментальными измерениями.

Наличие подобных моделей позволит оценить уровни шума не только на этапах проектирования и эксплуатации цеха, но и учесть вклад размещения дополнительных источников шума в помещениях цеха, а также картографировать распределение шума в объеме помещения и, как следствие, обоснованно выбирать мероприятия и средства снижения шума.

Список использованных источников

1. Удельный вес численности работников, занятых на работах с вредными или опасными условиями труда, в организациях. Официальный сайт Росстата [Электронный ресурс]. – https://rosstat.gov.ru/working_conditions (дата обращения 10.03.2026).

2. Каверзнева Т. Т., Скрипник И. Л., Воронин С. В. Оценка условий труда токаря по измерению уровня шума на рабочем месте // Современные технологии: актуальные вопросы, достижения и инновации. – 2018. – С. 174-176.

3. Макаров, А. М. Оценка шумового режима при проектировании шумозащиты в производственных зданиях с помещениями сложной формы и технологическим оборудованием: дис. ... канд. техн. наук : 05.23.01 / Макаров Александр Михайлович ; [место защиты: Науч.-исслед. ин-т строит. физики Рос. акад. архитектуры и строит. наук]. – Москва, 2009. – 190 с. : ил.

4. Матвеева, И. В. Оценка звуковых полей помещений при проектировании объёмнопланировочных и конструктивных решений производственных зданий с учётом защиты от шума : дис. ... канд. техн. наук : 05.23.01 / Матвеева Ирина Владимировна ; Тамбовский государственный технический университет. – Тамбов, 2000. – 186 с. : ил.

5. Крутова В. Л., Завьялов Д. С. Изучение акустических характеристик на площадке выхода комбайна // Noise Theory and Practice. – 2026. – Т. 12. – № 1. – С. 47-56.

6. Антонов А. И., Леденев В. И. Компьютерное моделирование процессов формирования и распространения звуковой энергии в замкнутых воздушных объемах //Устойчивое развитие региона: архитектура, строительство, транспорт. – 2018. – С. 142-147.

7. Уразгалиев Р.Т. Акустическое моделирование как инструмент снижения шума в производственных помещениях // Инновационные пути обеспечения техносферной безопасности на современном этапе развития науки и образования, Санкт-Петербург, 26 ноября 2025 года. – Ташкент: Национальный исследовательский университет "Ташкентский институт инженеров ирригации и механизации сельского хозяйства", 2025. – 205 с. – EDN PIBEFK.

8. Ремшев Е. Ю. и др. Оценка возможности моделирования вибро-шумовых характеристик трубопровода и их элементов методом компьютерного моделирования // Noise Theory and Practice. – 2021. – Т. 7. – № 3 (25). – С. 36-41.

9. Zamora J. A., Bolaños J. P. B., Quirós N. M. Evaluación de modelos acústicos del Teatro Nacional de Costa Rica: hacia un diseño mejorado de concha acústica // Tecnología en Marcha. – 2025. – Т. 38. – № 3. – С. 59-71.

10. LI X., ZHANG P. Research on architectural indoor acoustic simulation based on COMSOL multiphysics technology // Experimental Technology and Management. – 2025. – Т. 42. – № 12. – С. 148-154.

11. Ziqing T., Fenghua L. Research on the Archaeoacoustic Simulation of Daxiong Main Halls in Chinese Buddhist Temples Through Comsol Tool // SMARATUNGGA: JURNAL OF EDUCATION AND BUDDHIST STUDIES. – 2022. – Т. 2. – № 2. – С. 83-102.

12. Kang S. et al. An investigation of acoustic environments in large and medium-sized open-plan offices in China // Applied Acoustics. – 2022. – Т. 186. – С. 108447.

13. Dzyuba N. et al. Protection Against Traffic Noise Acoustic Screens with Solar Cells // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – IOP Publishing, 2022. – Т. 988. – № 3. – С. 032003.

14. Антонов А. И. и др. Компьютерное моделирование акустических параметров производственных помещений предприятий текстильной промышленности // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. – 2016. – № 4. – С. 193.

15. Богданова Ирина Виссарионовна, Лоскутникова Инна Николаевна, Заяшникова Кристина Александровна Исследование процесса распространения шума на основе комплексной математической модели // Безопасность техногенных и природных систем.

2017. №3. URL: https://cyberleninka.ru/article/n/issledovanie-protsessa-rasprostraneniya-shuma-na-osnove-kompleksnoy-matematicheskoy-modeli (дата обращения: 01.05.2026).

References

1. The proportion of employees engaged in jobs with harmful or hazardous working conditions in organizations. Official website of Rosstat [Electronic resource]. – https://rosstat.gov.ru/working_conditions (date of access 10.03.2026).

2. Kaverzneva T. T., Skripnik I. L., Voronin S. V. Assessment of working conditions of a turner by measuring the noise level in the workplace // Modern technologies: current issues, achievements and innovations. – 2018. – P. 174-176.

3. Makarov, A.M. Evaluation of the noise regime in the design of noise protection in industrial buildings with rooms of complex shape and technological equipment: dis. ... Candidate of Technical Sciences : 05.23.01 / Makarov Alexander Mikhailovich ; [place of defense: Scientific research. in-t builds. Physics of the Russian Academy of Sciences. architecture and building sciences]. – Moscow, 2009. 190 p. : ill.

4. Matveeva, I. V. Assessment of sound fields in rooms when designing spatial planning and structural solutions for industrial buildings, taking into account noise protection: dis. ... Cand. of Tech. Sci.: 05.23.01 / Matveeva Irina Vladimirovna; Tambov State Technical University. – Tambov, 2000. – 186 p.: ill.

5. Krutova V. L., Zavyalov D. S. Study of Acoustic Characteristics at the Combine Exit Site // Noise Theory and Practice. – 2026. – Vol. 12. – No. 1. – Pp. 47-56.

6. Antonov A. I., Ledenev V. I. Computer Modeling of the Processes of Formation and Propagation of Sound Energy in Enclosed Air Volumes // Sustainable Development of the Region: Architecture, Construction, Transport. – 2018. – Pp. 142-147.

7. Urazgaliyev R. T. Acoustic modeling as a tool for noise reduction in industrial premises // Innovative ways to ensure technosphere safety at the current stage of development of science and education, St. Petersburg, November 26, 2025. - Tashkent: National Research University "Tashkent Institute of Irrigation and Agricultural Mechanization Engineers", 2025. - 205 p. - EDN PIBEFK.

8. Remshev E. Yu. et al. Evaluation of the feasibility of modeling the vibration and noise characteristics of a pipeline and its elements using computer modeling // Noise Theory and Practice. - 2021. - Vol. 7. - No. 3 (25). - Pp. 36-41.

9. Zamora J. A., Bolaños J. P. B., Quirós N. M. Evaluación de modelos acústicos del Teatro Nacional de Costa Rica: hacia un diseño mejorado de concha acústica // Tecnología en Marcha. – 2025. – T. 38. – No. 3. – pp. 59-71.

10. LI X., ZHANG P. Research on architectural indoor acoustic simulation based on COMSOL multiphysics technology // Experimental Technology and Management. – 2025. – T. 42. – No. 12. – pp. 148-154.

11. Ziqing T., Fenghua L. Research on the Archaeoacoustic Simulation of Daxiong Main Halls in Chinese Buddhist Temples Through Comsol Tool // SMARATUNGGA: JOURNAL OF EDUCATION AND BUDDHIST STUDIES. - 2022. - Vol. 2. - No. 2. - Pp. 83-102.

12. Kang S. et al. An investigation of acoustic environments in large and medium-sized open-plan offices in China // Applied Acoustics. - 2022. - Vol. 186. - Pp. 108447.

13. Dzyuba N. et al. Protection Against Traffic Noise Acoustic Screens with Solar Cells //IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – IOP Publishing, 2022. – T. 988. – № 3. – P. 032003.

14. Antonov A. I. et al. Computer modeling of acoustic parameters of industrial

premises of textile industry enterprises // News of higher educational institutions. Technology of the textile industry. - 2016. - No. 4. – P. 193.

15. Bogdanova Irina Vissarionovna, Loskutnikova Inna Nikolaevna, Zayashnikova Kristina Aleksandrovna Study of the noise propagation process based on a complex mathematical model // Safety of technogenic and natural systems. 2017. No. 3. URL: https://cyberleninka.ru/article/n/issledovanie-protsessa-rasprostraneniya-shuma-na-osnove-kompleksnoy-matematicheskoy-modeli (date of access: 01.05.2026).

УДК: 534.222
OECD: 1.03.AA
DOI: 10.56408/2412-8627.2026.37.49.006

Расширение рабочей полосы стержневого составного преобразователя

Альсаид Х. К.[1*], Пивнев П.П.[2]
[1]Аспирант, [2]К.т.н., доцент, заведующий кафедрой
[1,2]Кафедра Электрогидроакустической и медицинской техники, Институт нанотехнологий, электроники и приборостроения Южный федеральный университет, г. Таганрог, РФ

Аннотация

Разработка широкополосного преобразователя Tonpilz, работающего на низких частотах, представляет собой серьезную проблему. Цель данного исследования – создание мощного преобразователя Tonpilz, с улучшенными широкополосными характеристиками путем оптимизации излучающей накладки. Дальнейшая оптимизация обеспечивает максимальную полосу пропускания без ущерба для передающей характеристики напряжения. Изменение структуры излучающей накладки и его влияние на эффективность преобразователя были исследованы с помощью конечно-элементного анализа и экспериментального анализа. Излучающая накладка модернизировалась путем сверления отверстий по образующей цилиндра, что привело к максимальной полосе пропускания 28,07% при 16 отверстиях и флуктуации передающего отклика преобразователя TVR удалось снизить с 9,61 дБ до 6,39 дБ относительно 1 мкПа/В. Кроме того, изготовленная модель также показала хорошее соответствие между конечно-элементным моделированием и изготовленным прототипом. Таким образом, экспериментальная проверка путем разработки прототипа преобразователя подтверждает эффективность предложенных улучшений конструкции.

Ключевые слова: пьезокерамика, конечно-элементное моделирование, гидролокация, Преобразователь типа Tonpilz, широкополосность

Expansion of the operating band of a transducer-type Tonpilz

Alsaeed H. K.[1], Pivnev P.P.[2]*
[1]Postgraduate student, [2]Ph.D., Associate Professor, Head of the Department
[1,2]Department of Electrohydroacoustic and Medical Engineering, Institute of Nanotechnology, Electronics, and Instrumentation, Southern Federal University, Taganrog, Russian Federation

Abstract

Creating a broadband Tonpilz transducer that operates efficiently at low frequencies presents a significant challenge. The objective of this study is to develop a high-power Tonpilz transducer with enhanced broadband performance by optimizing the radiating plate. Further refinement is conducted to achieve the widest possible bandwidth without compromising voltage transfer performance. The study examined how variations in the radiating plate structure affect the overall transducer performance using finite element analysis (FEA) and

**E-mail: haider.physics@bk.ru (Альсаид. Х. К.)*

experimental methods. By drilling holes in the radiating plate, an optimal bandwidth of 28.07% was achieved with 16 holes, while the tactile vibration response (TVR) of the transducer was reduced from 9.61 dB to 6.39 dB re 1 μPa/V. Furthermore, the generated model exhibited resonance, demonstrating strong agreement between the FEA modeling and the physical prototype. Thus, experimental verification during the transducer prototype development validates the proposed design improvements.

Keywords: *piezoceramics, finite element modeling, sonar, Tonpilz transducer, broadband*

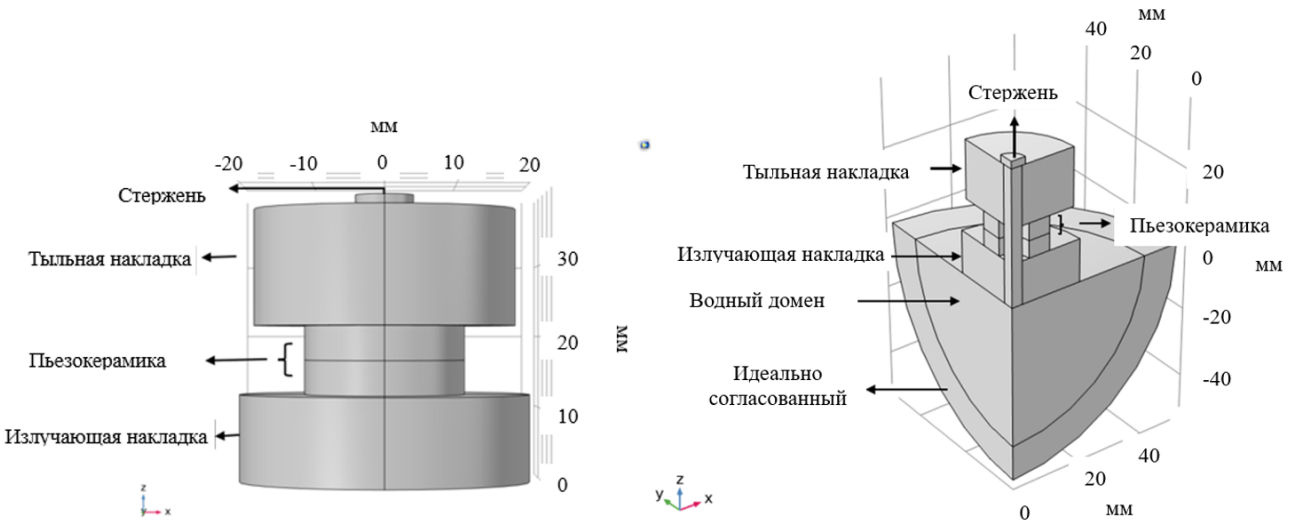
Введение

Подводный преобразователь является незаменимым электроакустическим устройством, используемым в подводной связи, исследовании океана, сборе научных данных со станций на дне океана, акустической визуализации в морской нефтяной промышленности. С развитием технологии обработки акустических сигналов для получения большего количества информации от цели требуются широкополосные преобразователи. Преобразователь Tonpilz хорошо подходит для генерации мощных акустических волн по своей конструкции [1], [2]. Проектирование низкочастотного, легкого и широкополосного преобразователя является вызовом для инженеров [3], [4].

Задача исследования состояла в том, чтобы реализовать миниатюрные и эффективные низкочастотные преобразователи с широкой полосой пропускания. Чем шире полоса пропускания, тем лучше он подходит для таких приложений, как подводная связь на большом расстоянии и акустическая визуализация высокого разрешения [5]. В работе [6] рассматриваются безэкранные однонаправленные преобразователи, состоящие из пьезоэлектрического стержня и двух идентичных клиновидных концевых элементов. По сравнению с традиционными стержневыми преобразователями эти устройства имеют меньшие габариты в направлении излучения звуковой волны, однако наличие заполненных воздухом полостей влияет на эффективность излучения, резонансную частоту и характеристики направленности. Для достижения широкой полосы пропускания в излучающую накладку преобразователя был добавлен симметричный изгибный резонанс, также называемый «хлопающим» резонансом. Этот изгибный резонанс используется за счет крепления преобразователя к выступу. Каждый преобразователь характеризуется высокой мощностью, высокой электроакустической эффективностью, широкой полосой пропускания (низкой добротностью) и высокой электромеханической связью [7]. Одним из широко применяемых методов расширения полосы пропускания пьезоэлектрических преобразователей является обеспечение акустического согласующего слоя на излучающей накладке [8]. Однако предел полосы пропускания такого преобразователя с акустическим согласующим слоем составляет от 30 до 40% максимум, и поэтому необходимо расширить полосу пропускания, увеличив количество согласующих слоев до двух или трех. Вместе с тем это приводит к таким проблемам, как большие размеры преобразователя и снижение надежности связанного слоя. В работе [9] используются дополнительные резонансные моды, добавлением более двух излучающих накладок к преобразователю. Среди исследований по расширению полосы частот подходящим методом при сохранении простой структуры преобразователя является объединение продольного режима и других режимов вибрации преобразователя [10]. Влияние продольная геометрия и технология соединения пьезоэлектрических элементов полуволнового типа на частотные характеристики широкополосных многополуволновых преобразователей с пассивными согласующими слоями проанализировали в [11].

1 Принцип построения и структура преобразователя

Используя COMSOL Multiphysics, мы провели моделирование стержневого преобразователя в режиме приема и излучения. Модель имеет максимальное приближение к конструкции преобразователя [12]. На рисунке 1 показан схематический вид структуры преобразователя. Так же, как и в обычных пьезоэлектрических преобразователях Tonpilz, основная структура нового преобразователя состоит из нескольких кольцевых пьезоэлектрических керамических элементов ЦТБС-3, к которым приклеены излучающая накладка, изготовленная из сплава АМГ-6 и тыльная накладка изготовленная из с сталь Ст3, с болтом для армирования, выполненного из стали марки Ст3.



а) б)

Рисунок 1 – Составной стержневой преобразователь ("грибовидный" преобразователь) и симметрическое сечение геометрии модели

По формуле (1) определяется резонансные частоты (относительно узла колебательной скорости) колебательной системы при задании коэффициента асимметрии A через волновые размеры левой и правой половин колебательной системы:

$$tg\frac{2\pi l_2''}{\lambda_2} = \frac{1}{\frac{\rho_3 c_3 s_3}{\rho_2 c_2 s_2} tg\frac{2\pi l_3}{\lambda_3}};\ tg\frac{2\pi l_2'}{\lambda_2} = \frac{1}{\frac{\rho_1 c_1 s_1}{\rho_2 c_2 s_2} tg\frac{2\pi l_1}{\lambda_1}}, \tag{1}$$

где ρ_1, ρ_2, ρ_3 – плотность материала; c_1, c_2, c_3 – скорость звука в материале; s_1, s_2, s_3 – площади поперечного сечения; l_1, l_2, l_3 – толщина; λ_1, λ_2, λ_3 – длина волны в материале (для излучающей накладки, для активной части (пьезокерамического элемента) и для тыльной накладки соответственно).

Как известно, коэффициент электромеханической трансформации колебательной системы на низшей форме колебаний находится по формуле (2):

$$n = \frac{1}{2} n_a \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{\rho_1 c_1 s_1}{\rho_2 c_2 s_2}\right)^2 tg^2 \frac{2\pi l_1}{\lambda_1}} + \sqrt{1 + \left(\frac{\rho_3 c_3 s_3}{\rho_2 c_2 s_2}\right)^2 tg^2 \frac{2\pi l_3}{\lambda_3}}}{\sqrt{\left[1 + \left(\frac{\rho_3 c_3 s_3}{\rho_2 c_2 s_2}\right)^2 tg^2 \frac{2\pi l_3}{\lambda_3}\right]\left(1 + tg^2 \frac{2\pi l_1}{\lambda_1}\right)}}, \tag{2}$$

где n_a – коэффициент электромеханической трансформации пьезокерамического элемента (обычно используется пьезомодуль d_{33} на низких и средних частотах), равный;

$n_a = 2d_{33}E\,(S/\delta)$; δ – расстояние между электродами; S – площадь рабочей поверхности пьезоэлемента.

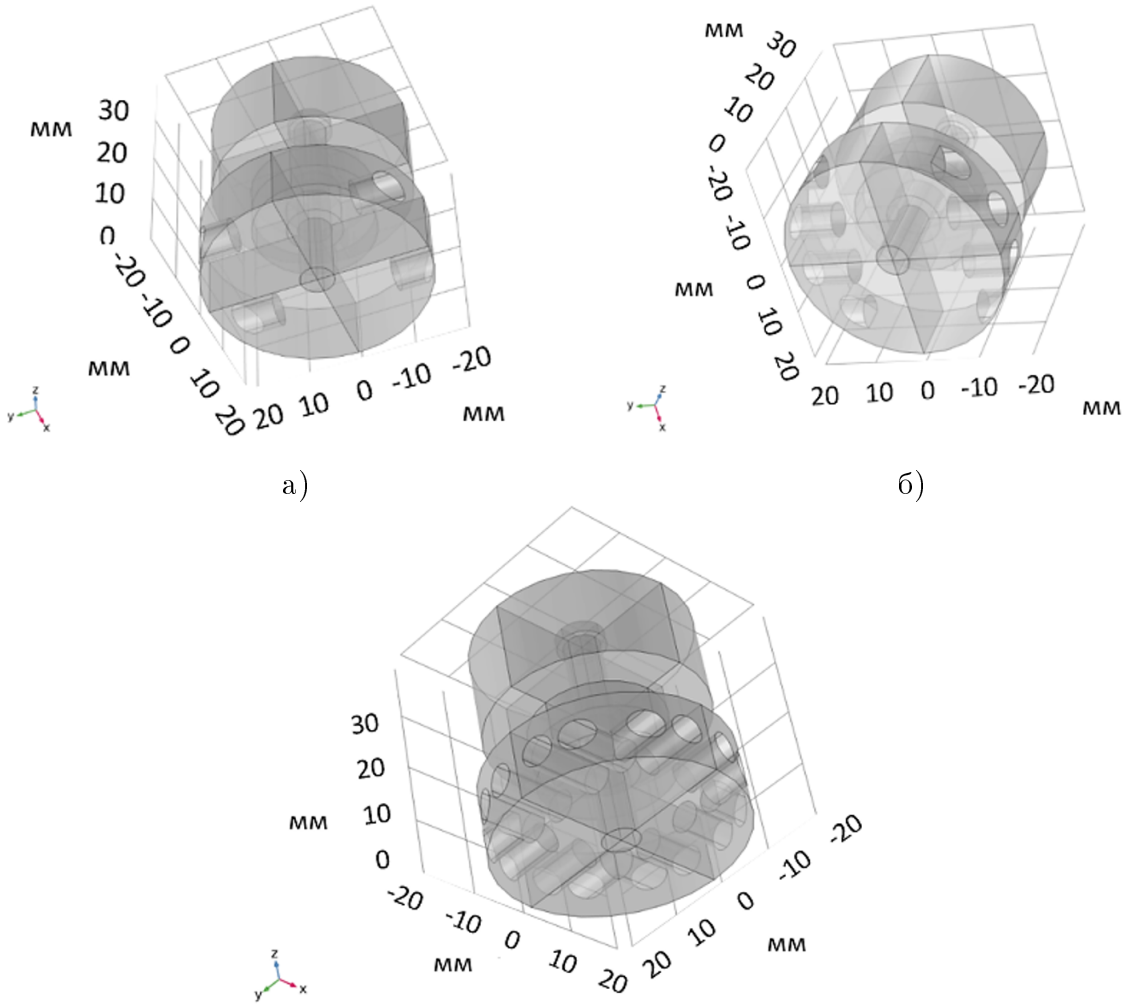
Пьезокерамический состав ЦТБС-3 является сегнетожестким материалом. Данный состав широко применяется в электроакустических преобразователях в режимах излучения и приема, работающих в интервале температур от -50 до +80°С. Параметры сегнетожесткого пьезокерамического материала ЦТБС-3 мало изменяются под действием механических и электрического напряжений. В таблице 1 представлены основные свойства материала ЦТБС-3 [13].

Таблица 1 – Физико-механические, электрические и электромеханические свойства ЦТБС-3

Параметр	**Значение**
Объемная масса ρ (плотность), $\times 10^3$ кг/м^3	не менее 7,25±0,25
Модуль Юнга поперечный E_{31}, $\times 10^{-11}$ Па	0,9
Модуль Юнга поперечный E_{33}, $\times 10^{-11}$ Па	0,7
Коэффициент Пуассона ν	0,3
Температура Кюри T_k, °С	180°
Механическая добротность Q_m	не менее 350
Скорость звука при поперечных колебаниях, C_{31}, $\times 10^3$ м/с	3,5
Скорость звука при поперечных колебаниях, C_{33}, $\times 10^3$ м/с	3,2
Коэффициент линейного теплового расширения αТ$\times 10^{-6}$, 1/°С	2,2-4,5
Коэффициент теплопроводности λ , Вт/м·°С	1,9
Диэлектрическая проницаемость $\varepsilon^{\sigma}_{33}/\varepsilon_0$ в слабых электрических полях при 20°С	2400±400
Тангенс угла диэлектрических потерь tgδ в слабых полях	не более 0,015
Тангенс угла диэлектрических потерь tgδ в сильных полях (частота 50 Гц, напряжение 300 В/мм)	0,035
Удельное объемное электрическое сопротивление при температуре 100 ±5 °С, $\times$ 10^8 Ом·м	не менее 1
Электрическая прочность $E_{\text{п}}$, кВ/мм	не менее 3
Коэффициенты поперечной электромеханической связи k_{31}	0,30
Коэффициенты радиальной электромеханической связи k_r	0,45
Коэффициенты электромеханической связи продольные k_{33}	0,65
Поперечные пьезоэлектрические модули при 20 °С $d_{31}\times$ 10^{-12} Кл/Н	160±40
Поперечные пьезоэлектрические модули при 20 °С $d_{33}\times$ 10^{-12} Кл/Н	400±50

Отличие этого преобразователя от классических заключается в том, что он имеет несколько отверстий в его излучающей накладке. Были проведены следующие операции для расширения диапазона частот. В излучающей накладке были просверлены отверстия: рисунок 2а – четыре отверстия; рисунок 2б – восемь отверстий: рисунок 2в – шестнадцать отверстий. После каждой операции было проведено измерение активной составляющей полного сопротивления, а затем отверстия были заполнены эпоксидной смолой ЭД-20,

смешанной с порошком вольфрама для увеличения конечной массы. При этом измерения производились дважды как до полимеризации смолы, так и после.



а) б)

в)

Рисунок 2 – Модель преобразователя с излучающей накладкой с отверстиями; а) четыре отверстия, б) восемь отверстий, в) шестнадцать отверстий

2 Основные результаты анализа моделирования предлагаемого преобразователя

Моделирование преобразователя выполнялось с помощью метода конечных элементов. Размеры и параметры материала модели показаны выше. Преобразователь погружен в воду. Плотность и скорость звука в воде для расчета задавались 1000 кг/м^3 и 1500 м/с соответственно. В дополнение к общим модулям и настройкам, которые необходимы для моделирования преобразователя в воде, модули схемы добавляются в трехмерную модель конечных элементов преобразователя для моделирования TVR преобразователя. Затем моделируются графики TVR в зависимости от частоты для преобразователя в воде.

На рисунке 3 показан график TVR в зависимости от частоты для пьезоэлектрического преобразователя без отверстий. Значение TVR на резонансной частоте 26 кГц составляет около 138,24 дБ, TVR_{min} в диапазоне 46 кГц составляет 128,63 дБ, а флуктуация TVR составляет 9,61 дБ.

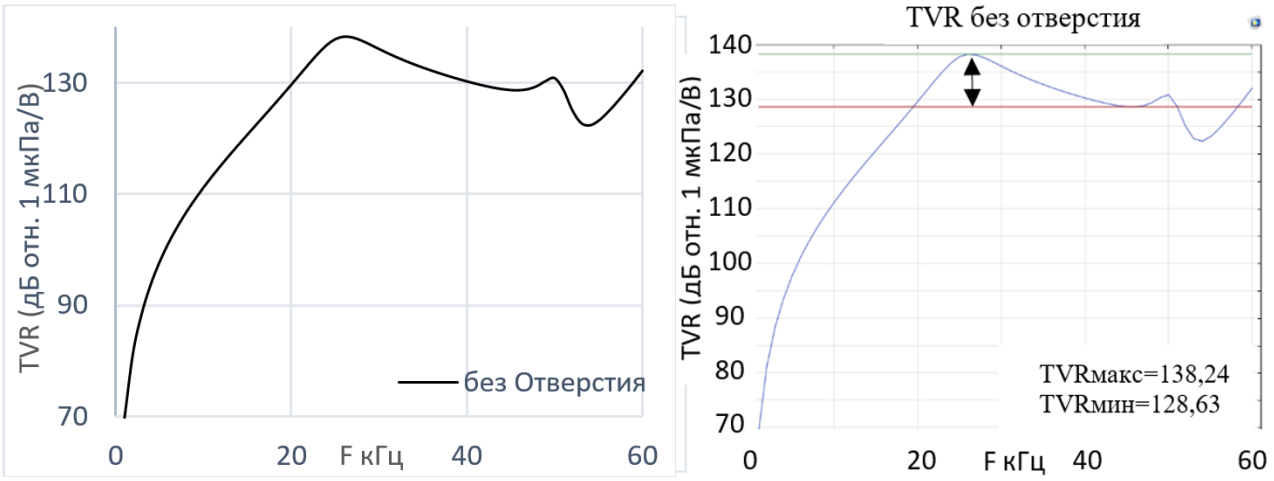


Рисунок 3 – Реакция на передаваемое напряжение (TVR) для пьезоэлектрического преобразователя без отверстия

График TVR в зависимости от частоты для пьезоэлектрического преобразователя с четырьмя отверстиями показан на рисунке 4. Значение TVR на резонансной частоте 27 кГц составляет около 138,09 дБ, TVR_{min} в диапазоне 45 кГц составляет 129,76 дБ, а флуктуация TVR составляет 8,33 дБ.

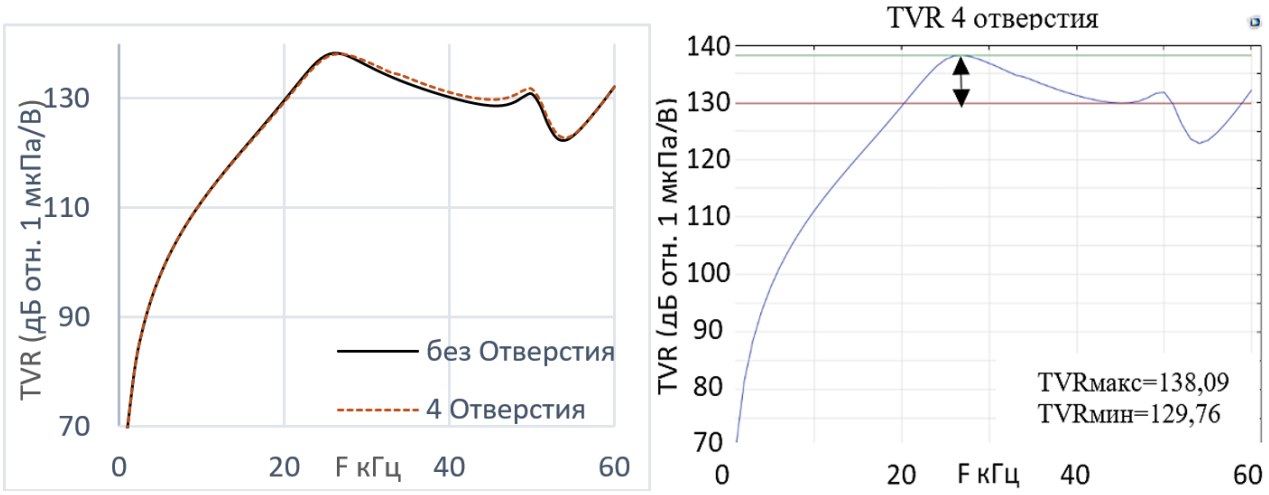
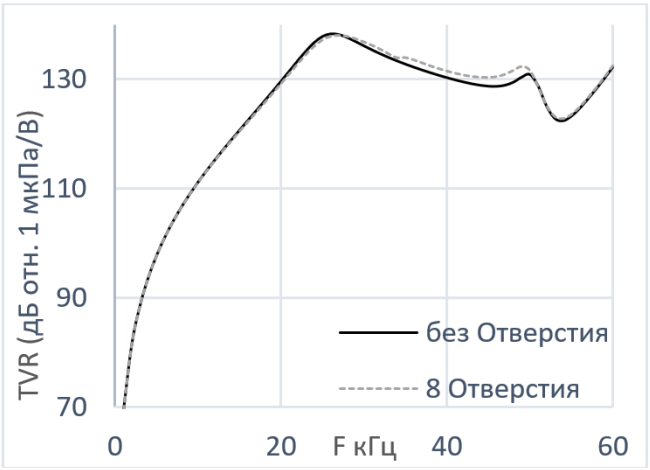


Рисунок 4 – Реакция на передаваемое напряжение (TVR) для пьезоэлектрического преобразователя с четырьмя отверстиями

Рисунок 5 показывает график TVR в зависимости от частоты для преобразователя с восьмью отверстиями. Значение TVR на резонансной частоте 27 кГц составляет около 137,96 дБ, TVR_{min} в диапазоне 45 кГц составляет 130,26 дБ, а флуктуация TVR составляет 7,7 дБ.

На рисунке 6 показан график TVR для пьезоэлектрического преобразователя с шестнадцатью отверстиями. Значение TVR составляет около 137,4 дБ на резонансной частоте 27 кГц, TVR_{min} в диапазоне 43 кГц составляет 130,95 дБ, а флуктуация TVR составляет 6,45 дБ.

При шестнадцати отверстиях с заполнением ЭД-20 значение TVR на резонансной частоте 28 кГц составляет около 137,53 дБ, TVR_{min} составляет 131,26 дБ в диапазоне 42 кГц, а флуктуация TVR составляет 6,39 дБ. На рисунке 7 показан график TVR для пьезоэлектрического преобразователя.



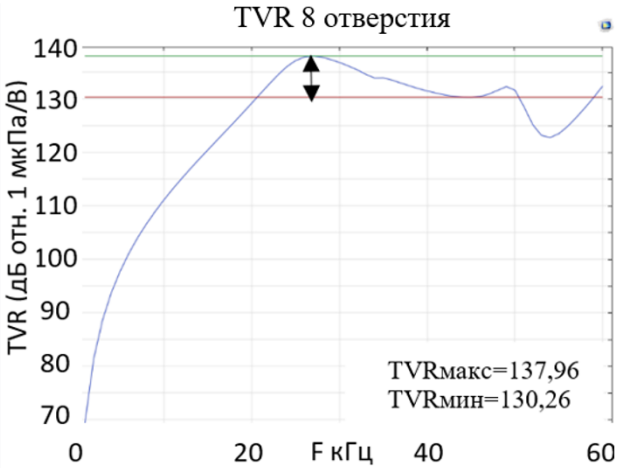
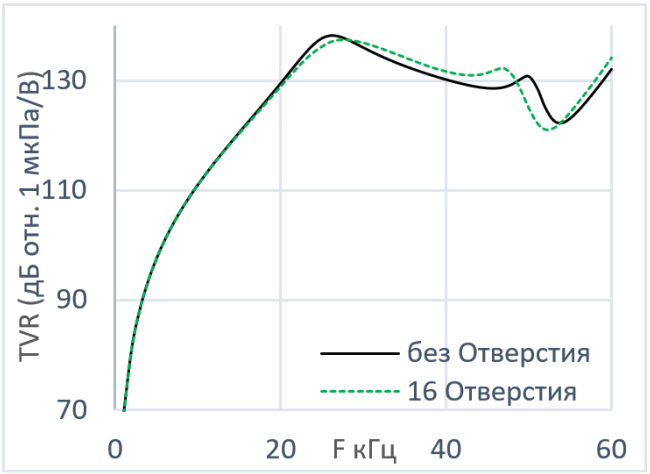


Рисунок 5 – Реакция на передаваемое напряжение (TVR) для пьезоэлектрического преобразователя с восьмью отверстиями



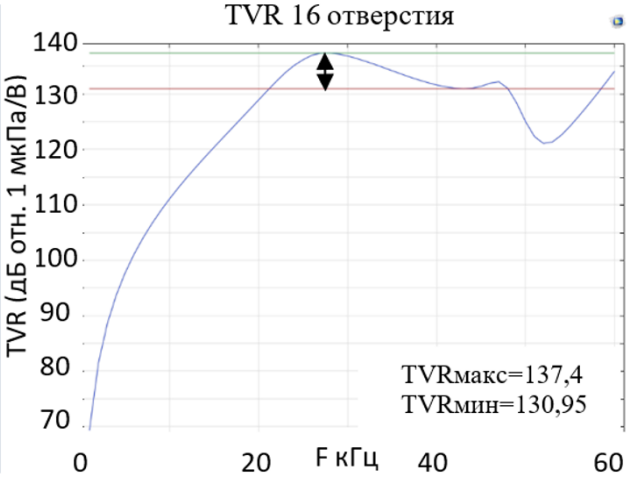
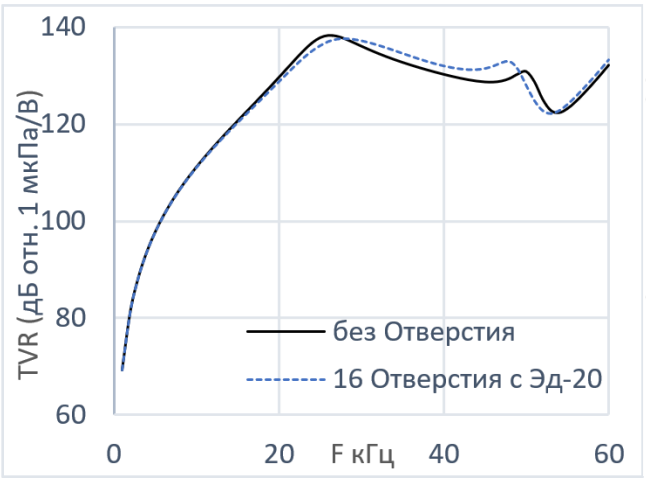


Рисунок 6 – Реакция на передаваемое напряжение (TVR) для пьезоэлектрического преобразователя с шестнадцатью отверстиями



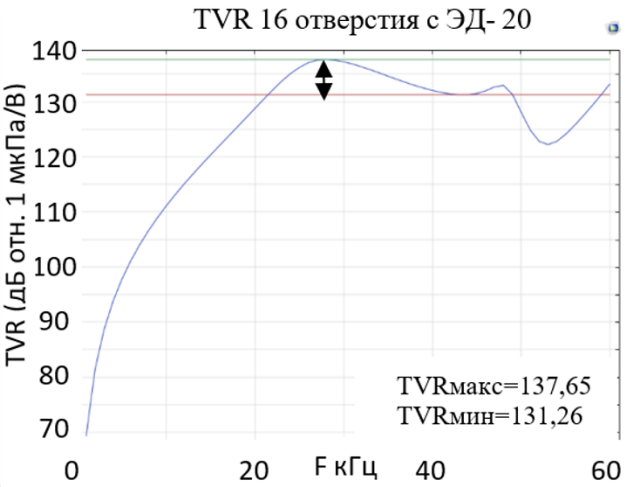


Рисунок 7 – Реакция на передаваемое напряжение (TVR) для пьезоэлектрического преобразователя с шестнадцатью отверстиями с заполнением ЭД-20

Результаты моделирования показывают, что флуктуация передающего отклика преобразователя может быть уменьшена с 9,61 дБ до 6,39 дБ, что находится в пределах рабочего диапазона полосы пропускания, как показано на рисунке 8. Метод, представленный в этой статье, будет иметь значение для проектирования широкополосного преобразователя.

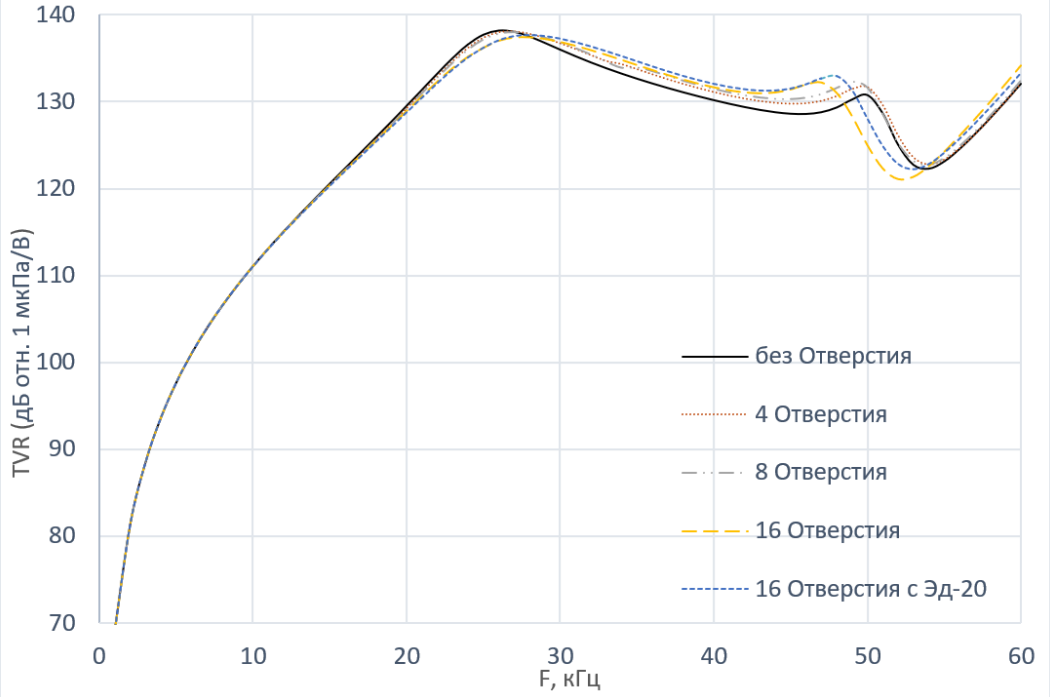


Рисунок 8 – Реакция на передаваемое напряжение (TVR) в зависимости от частоты для преобразователя в воде

3 Анализ результатов макетирования преобразователя

На основании моделирования было приведено макетирование [14]. Изготовлен преобразователь Tonpilz с излучающей накладкой с отверстиями по образующей цилиндра (рисунок 9). Выполнены измерения активной составляющей полного сопротивления (R_w) на оборудовании Уникальной научной установки «Имитационно-натурный гидроакустический комплекс» (УНУ ИНГАК) Института нанотехнологий, электроники и приборостроения Южного федерального университета.

Параметры, измеренные после проведения каждой операции приведены ниже.

Из графика, представленного на рисунке 10, видно, что значение активной составляющей полного сопротивления (R_w) макета преобразователя составляет от 8603,3 до 16491 Ом. При этом полоса пропускания преобразователя от 20,05 до 25,0 кГц и равна $\Delta F = 4{,}95$ кГц, что составляет 21,52% от центральной частоты 23,0 кГц.

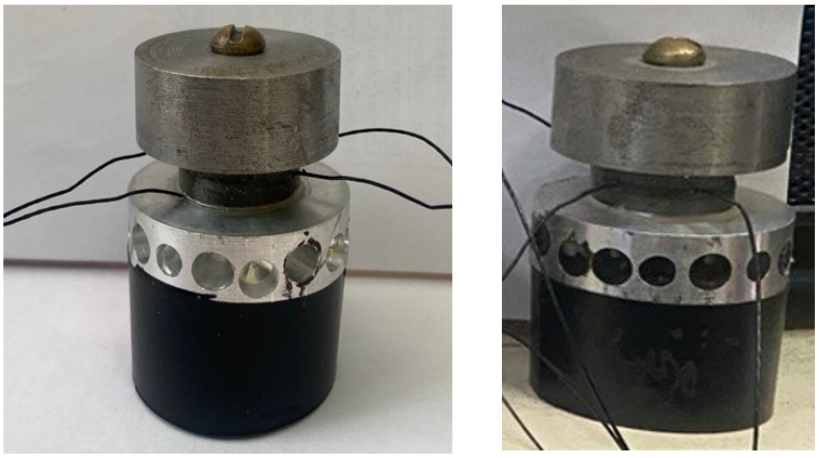
На рисунке 11 показано, что R_w макета преобразователя от 8576 до 17498 Ом. При этом частотный диапазон макета от 21,3 до 28,3 кГц, т.е. полоса пропускания $\Delta F = 7$ кГц, что составляет 28,68% от центральной частоты 24,4 кГц.

Из графика (рисунок 12) видно, что R_w макета преобразователя от 9767,09 до 20046,98 Ом. Полоса пропускания преобразователя от 22,3 до 29,6 кГц и равна $\Delta F = 7{,}3$ кГц, что составляет 28,07% от центральной частоты (26,0 кГц).

На рисунке 13 показано, что R_w преобразователя находится в пределах от 8275,91 до 16436,95 Ом. Полоса пропускания преобразователя охватывает диапазон от 22,6 до

28,3 кГц и равна ΔF = 5,7 кГц, что составляет 22,62% от центральной частоты (25,2 кГц).

Из графика, представленного на рисунке 14 видно, что значение R_w преобразователя находится в пределах от 8360,38 до 16186,9 Ом. Полоса пропускания преобразователя лежит в диапазоне от 25,3 до 28,7 кГц и равна ΔF = 5,9 кГц, что составляет 25,9% от центральной частоты (25,3 кГц).



а) б)

Рисунок 9 – Макет составного стержневого преобразователя; а) излучающая накладка с отверстиями без заполнения, б) излучающая накладка с отверстиями с заполнением ЭД-20

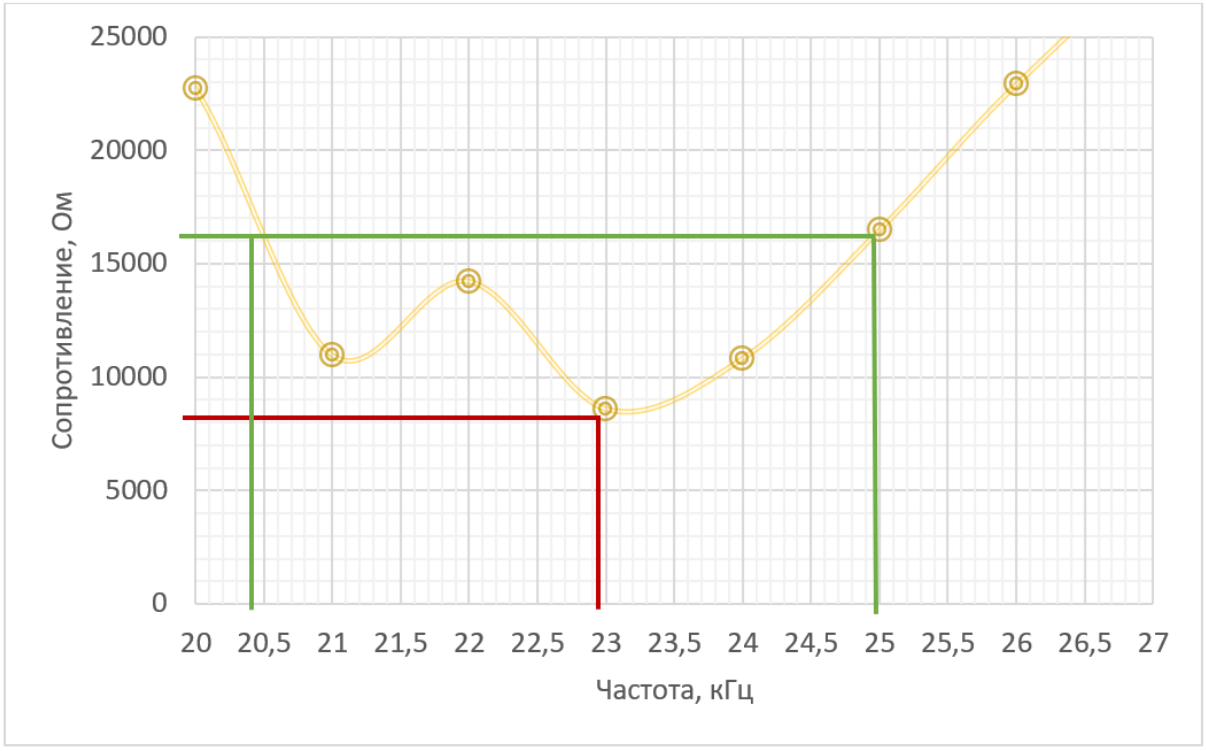


Рисунок 10 – Частотная зависимость Rw макета с четырьмя отверстиями в излучающей накладке

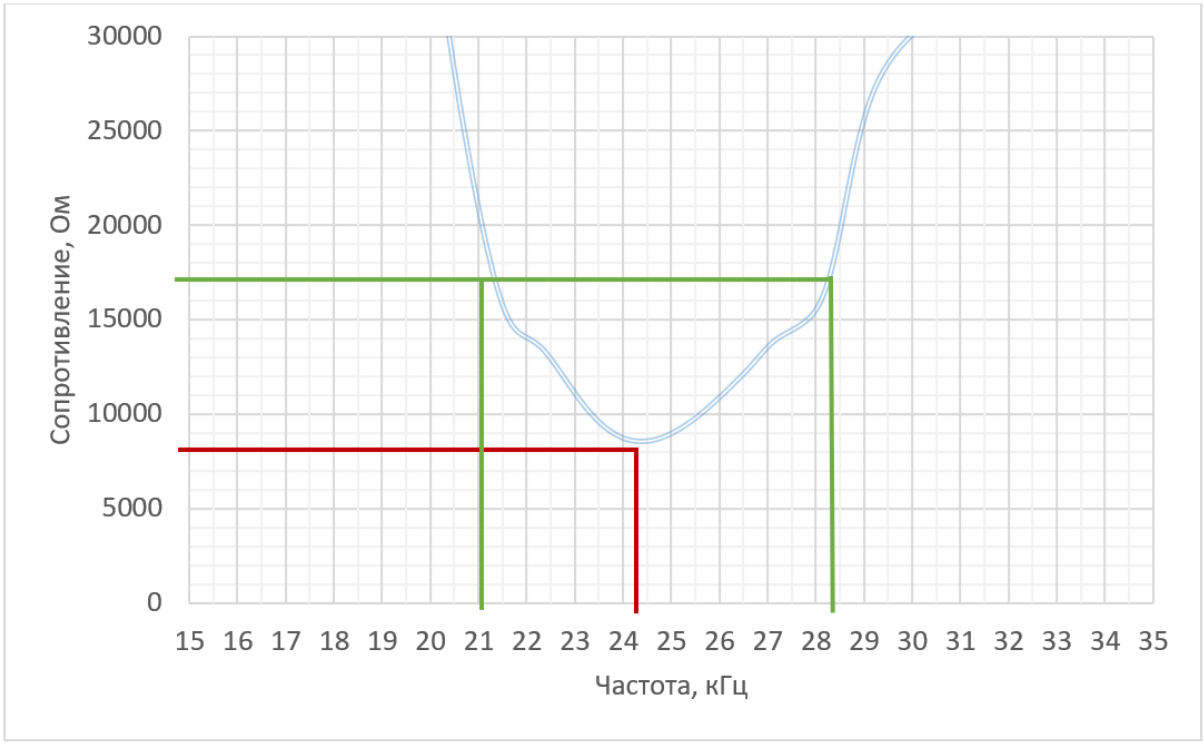


Рисунок 11 – Частотная зависимость Rw макета преобразователя с восьмью отверстиями в излучающей накладке

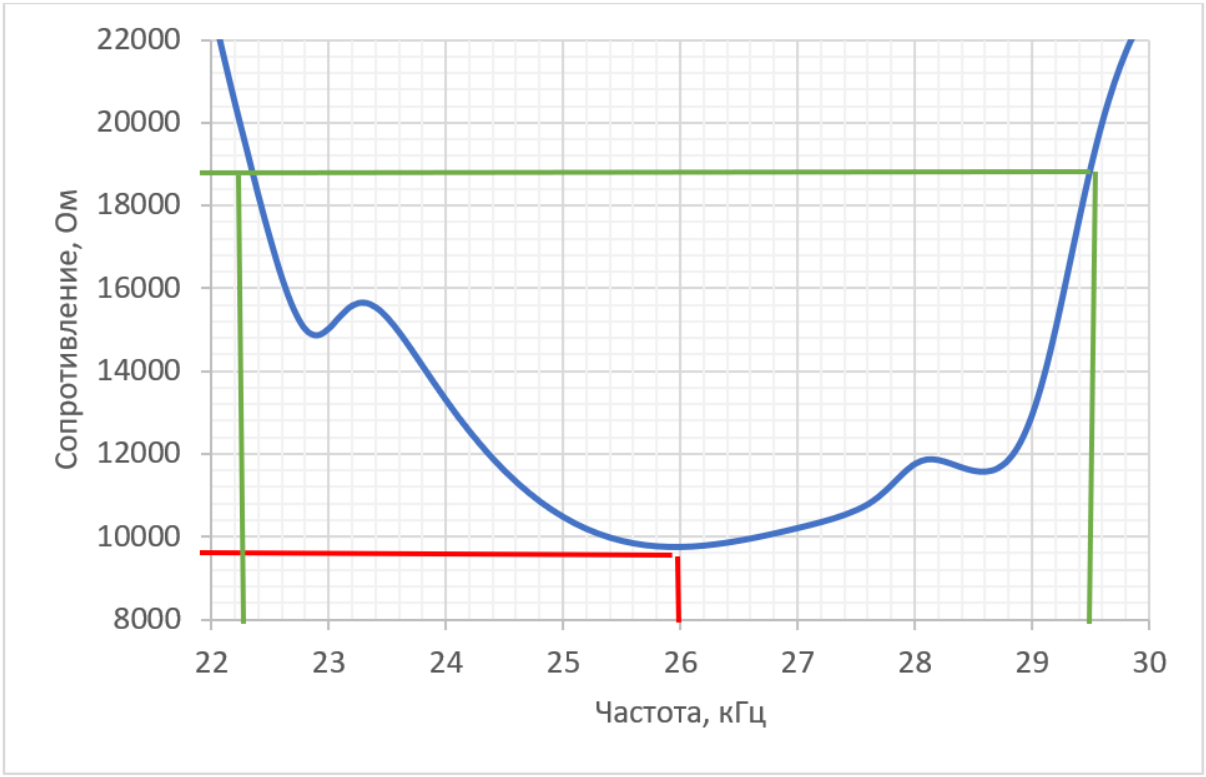


Рисунок 12 – Частотная зависимость Rw макета с шестнадцатью отверстиями в излучающей накладке

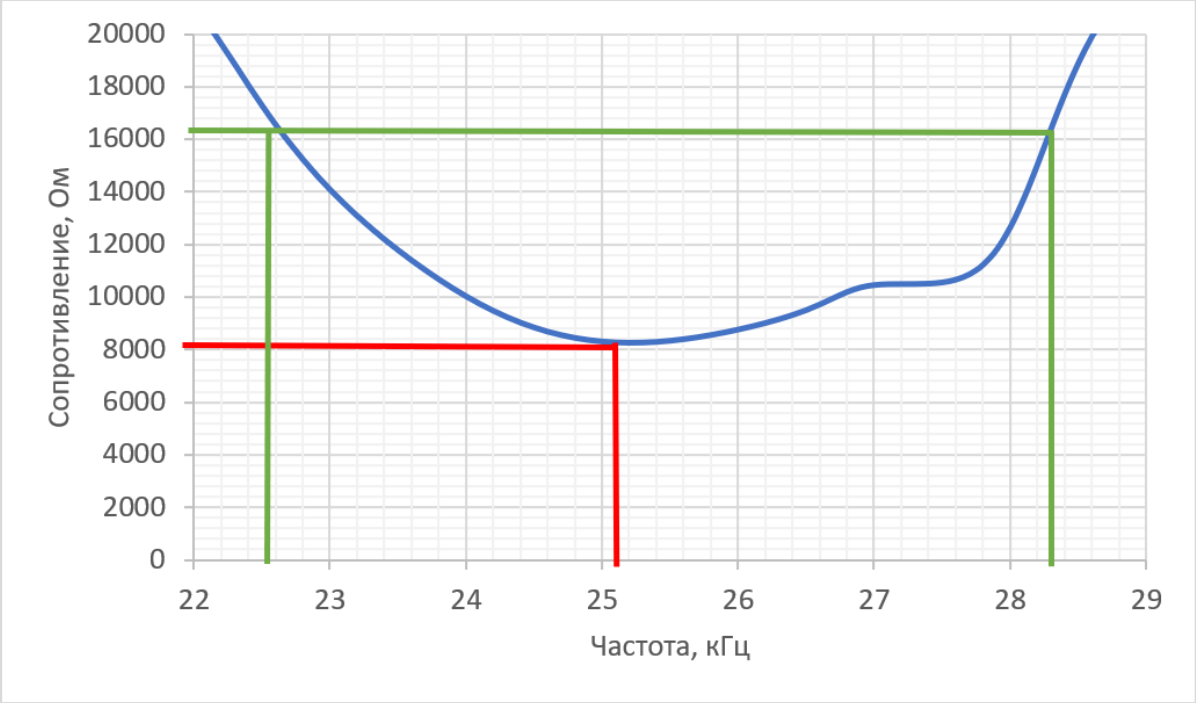


Рисунок 13 – Частотная зависимость Rw макета с шестнадцатью отверстиями в излучающей накладке залитыми эпоксидной смолой ЭД-20 (до полимеризации)

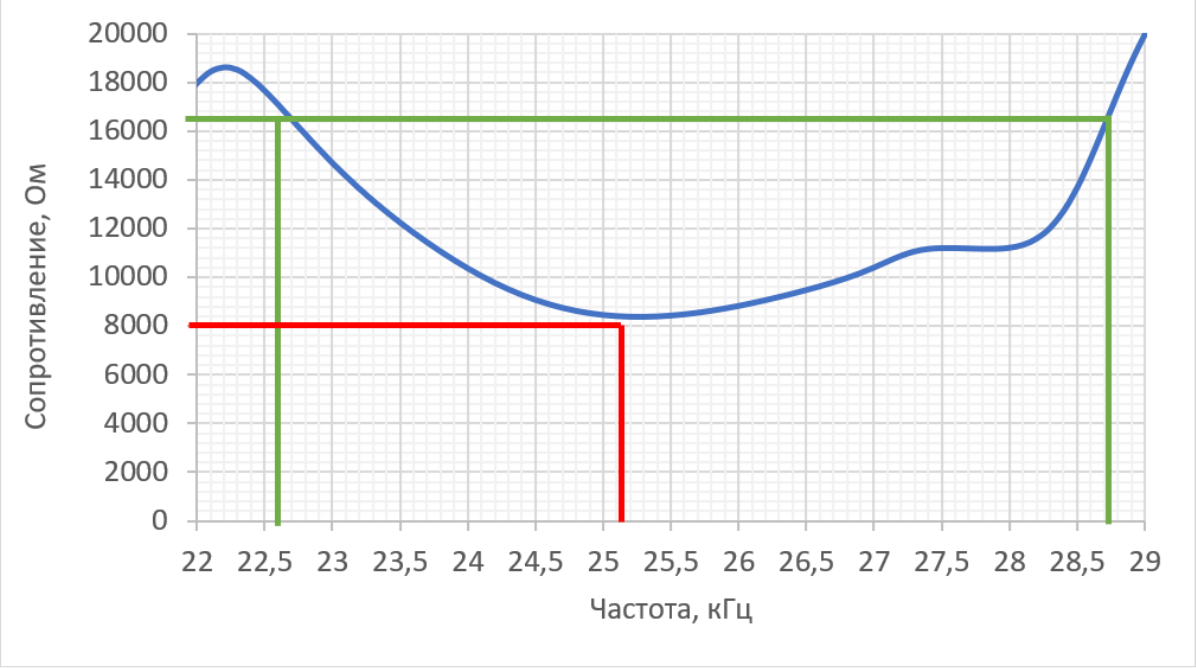


Рисунок 14 – Частотная зависимость Rw макета с шестнадцатью отверстиями в излучающей накладке залитыми эпоксидной смолой ЭД-20 (после полимеризации).

Соберем все экспериментальные данные (рисунки 10–14) в таблицу 2.

Таблица 2 – Экспериментальные данные

Конфигурация макета	Rw_{min}, Ом	Rw_{max}, Ом	Среднее Rw, Ом	ΔF, кГц	f, кГц	Отн. полоса, %
Четыре отв. (пусто)	8603,3	16491	12547,15	4,95	23,0	21,52
Восемь отв. (пусто)	8576	17498	13037,00	7,00	24,4	28,68
Шестнадцать отв. (пусто)	9767,09	20046,98	14907,04	7,30	26,0	28,07
Шестнадцать отв. +ЭД-20 (до полимеризации)	8275,91	16436,95	12356,43	5,70	25,2	22,62
Шестнадцать отв. +ЭД-20 (после полимеризации)	8360,38	16186,9	12273,64	5,90	25,3	25,90

Из представленных на графиках (рисунки 10–14) и в таблице 2 результатов можно сделать следующие выводы:

1. Максимальная полоса пропускания достигается при шестнадцати отверстиях без заполнения ($\Delta F = 7{,}3$ кГц, 28,07%), что на 47,5% шире, чем у базовой модели с четырьмя отверстиями.

2. Заполнение отверстий ЭД-20 снижает полосу, но стабилизирует параметры (меньше разброс Rw, более предсказуемый резонанс).

3. Статистическая устойчивость: коэффициент вариации Rw∼8% – приемлем для преобразователей подобного класса.

4. Оптимальная конфигурация – шестнадцать отверстий с частичным или селективным заполнением – позволяет балансировать между широкой полосой и механической прочностью.

Заключение

При модификации конструкции (сверление отверстий в излучающей накладке):

– с увеличением количества отверстий происходит снижение резонансной частоты и расширение полосы пропускания: от $\Delta f = 4{,}95$ кГц (21,52%) при четырех отверстиях до $\Delta f = 7{,}3$ кГц (28,07%) при шестнадцати отверстиях;

– при этом Rw также возрастает, что говорит о повышении диссипативных потерь, связанных с изменением массы и структуры излучающей поверхности.

При заполнении отверстий эпоксидной смолой ЭД-20:

– после заливки смолы без полимеризации наблюдается небольшое сужение полосы и снижение Rw;

– после полимеризации смолы полоса частот слегка расширяется, а Rw остаётся высоким, что может быть связано с изменением упругих свойств материала.

Таким образом, внесённые изменения в конструкцию преобразователя (увеличение массы подвижной части за счёт заполнения отверстий смолой с порошком вольфрама) позволили достичь расширения рабочего диапазона частот, что является положительным эффектом для широкополосных акустических устройств. Однако это сопровождается увеличением активного сопротивления, что может негативно влиять на эффективность преобразования энергии. Для дальнейшей оптимизации устройства необходимо провести дополнительные исследования по минимизации диссипативных потерь при сохранении расширенного частотного диапазона.

В целом, полученные результаты демонстрируют работоспособность предложенной методики моделирования и экспериментальной проверки параметров акустического преобразователя, а также открывают возможность дальнейших исследований

по улучшению его характеристик.

Список использованных источников

1. Альсаид Х. К. Обзор методов модуляции и применяемых сигналов в гидроакустической связи // Изв. СПбГЭТУ «ЛЭТИ». 2026. Т. 19, № 4. С. 24-40. doi: 10.32603/2071-8985-2026-19-4-24-40.

2. Патент № 119552 U1 Российская Федерация, МПК H04R 1/44, H04R 17/00. ШИРОКОПОЛОСНЫЙ СТЕРЖНЕВОЙ ГИДРОАКУСТИЧЕСКИЙ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ : № 201201318/28 : заявл. 13.01.2012; опубл. 20.08.2012 / Степанов Б.Г.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество "Концерн "Океанприбор" (RU), Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет "ЛЭТИ" им. В.И. Ульянова (Ленина)" (RU). – 13 с. : ил. – Текст : непосредственный.

3. Sun H., Lan Y., Lu W. Design of a Modular Low-Frequency Broadband Transducer for Underwater Acoustic Communication // Journal of Physics: Conference Series. – IOP Publishing, 2026. – Vol. 3265. – No. 1. – P. 012015.

4. Dong, H., Li, Y., Li, X., Sang, Y., Chen, Y. A lightweight and small moving coil underwater acoustic transducer based on the optimal design of magnetic circuit // Sensors and Actuators A: Physical. – 2026. – Vol. 397. – P. 117241.

5. Kim J., Kim J., Juwon K. Advances in Langevin piezoelectric transducer designs for broadband ultrasonic transmitter applications // Actuators. – MDPI AG, 2025. – Vol. 14. – No. 7. – P. 355.

6. Степанов Б.Г. Однонаправленные стержневые преобразователи с накладками клиновидной формы. // Известия СПбГЭТУ ЛЭТИ. 2021. № 8. С. 5-14.

7. Hawkins D. W., Gough P. T. Multiresonance design of a Tonpilz transducer using the finite element method // IEEE transactions on ultrasonics, ferroelectrics, and frequency control. – 2002. – Vol. 43. – No. 5. – P. 782-790.

8. Tang, D., Rao, S., Ding, C., Qin, C. Ultrasonic dry-coupling detection with gradient acoustic impedance match layer // Applied Acoustics. – 2025. – Vol. 228. – P. 110355.

9. Butler S. C. Triply resonant broadband transducers, Oceans MTS /IEEE. – 2002. – Vol. 4. – P. 29-31.

10. Butler J. L., Cipolla J. R., Brown W. D. Radiating head flexure and its effect on transducer performance // The Journal of the Acoustical Society of America. – 1981. – Vol. 70. – No. 2. – P. 500-503.

11. Степанов Б.Г. Широкополосные многополуволновые преобразователи //Известия СПбГЭТУ «ЛЭТИ». - 2011. - № 8. - С. 63-71.

12. Muhsen H. K., Pivnev P. P. Hydroacoustic Complex for Studying the Condition of Underwater Engineering Communications of the Cable Network // Int. Ural Conf. on Electrical Power Eng. (UralCon). Magnitogorsk, 2024. P. 1–6. doi: 10.1109/UralCon49858.2024.10224563.

13. Богородский В.В., Зубарев Л.А., Корепин Е.А., Якушев В.И. Подводные электроакустические преобразователи. Расчет и проектирование Ленинград: Судостроение, 1983. – 248 с.

14. Альсаид Х. К., Пивнев П. П., Калюта В. И. Моделирование стержневого пьезокерамического преобразователя для оптимизации его геометрических параметров //

Изв. СПбГЭТУ «ЛЭТИ». 2025. Т. 18, № 10. С. 38-44. doi: 10.32603/2071-8985-2025-18-10-38-44.

References

1. Alsaeed H. K. Review of Modulation Methods and Signals Used in Hydroacoustic Communication // LETI Transactions on Electrical Engineering & Computer Science. 2026. Vol. 19, no. 4. P. 24–40. doi: 10.32603/2071-8985-2026-19-4-24-40.

2. Patent No. 119552 U1 Russian Federation, IPC H04R 1/44, H04R 17/00. BROADBAND ROD HYDROACOUSTIC TRANSDUCER: No. 201201318/28 : application 13.01.2012; publ. 20.08.2012 / Stepanov B.G.; applicant and patent holder Open Joint Stock Company 'Concern 'Okeanpribor' (RU), Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Professional Education 'St. Petersburg State Electrotechnical University 'LETI' named after. IN AND. Ulyanov (Lenina)' (RU). – 13 p. : Ill. – Text: direct.

3. Sun H., Lan Y., Lu W. Design of a Modular Low-Frequency Broadband Transducer for Underwater Acoustic Communication //Journal of Physics: Conference Series. – IOP Publishing, 2026. – Vol. 3265. – No. 1. – P. 012015.

4. Dong, H., Li, Y., Li, X., Sang, Y., Chen, Y. A lightweight and small moving coil underwater acoustic transducer based on the optimal design of magnetic circuit //Sensors and Actuators A: Physical. – 2026. – Vol. 397. – P. 117241.

5. Kim J., Kim J., Juwon K. Advances in Langevin piezoelectric transducer designs for broadband ultrasonic transmitter applications // Actuators. – MDPI AG, 2025. – Vol. 14. – No. 7. – P. 355.

6. Stepanov B.G. Unidirectional rod transducers with wedge-shaped attachments. // Proceedings of SPbETU "LETI". 2021. No. 8. P. 5–14.

7. Hawkins D. W., Gough P. T. Multiresonance design of a Tonpilz transducer using the finite element method // IEEE transactions on ultrasonics, ferroelectrics, and frequency control. – 2002. – Vol. 43. – No. 5. – P. 782-790.

8. Tang, D., Rao, S., Ding, C., Qin, C. Ultrasonic dry-coupling detection with gradient acoustic impedance match layer // Applied Acoustics. – 2025. – Vol. 228. – P. 110355.

9. Butler S. C. Triply resonant broadband transducers, Oceans MTS / IEEE. – 2002. – Vol. 4. – P. 29-31.

10. Butler J. L., Cipolla J. R., Brown W. D. Radiating head flexure and its effect on transducer performance // The Journal of the Acoustical Society of America. – 1981. – Vol. 70. – No. 2. – P. 500-503.

11. Stepanov B.G. Broadband multi-half-wave transducers // Proceedings of SPbETU "LETI". – 2011. – No. 8. – P. 63–71.

12. Muhsen H. K., Pivnev P. P. Hydroacoustic Complex for Studying the Condition of Underwater Engineering Communications of the Cable Network // Int. Ural Conf. on Electrical Power Eng. (UralCon). Magnitogorsk, 2024. P. 1–6. doi: 10.1109/UralCon49858.2024.10224563.

13. Bogorodskiy V. V., Zubarev L. A., Korepin E. A., & Yakushev V. I. (1983). Underwater electroacoustic transducers. (Calculation and Design). Handbook. Sudostroenie, 248.

14. Alsaeed H. K., Pivnev P. P., Kalyuta V. I. Modeling of a Rod Piezoelectric Transducer to Optimize Its Geometric Parameters // LETI Transactions on Electrical Engineering & Computer Science. 2025. Vol. 18, No. 10. P. 38–44. doi: 10.32603/2071-8985-2025-18-10-38-44.

УДК: 504.064
OECD: 01.03.AA
DOI: 10.56408/2412-8627.2026.29.81.007

Верифицированная модель акустической эффективности архитектурных конфигураций застройки для умного города

Ледовской Р.А.[1*], Колбин М.Д.[2], Бегдай И.В.[3]
[1]Магистрант, [2]Ассистент кафедры математического анализа, алгебры и геометрии
[3]К.т.н., доцент
[1,3]Кафедра экологии и биогеографии
[1,2,3]Северо-Кавказский федеральный университет, г. Ставрополь, РФ

Аннотация

В статье представлены результаты натурных акустических измерений и математического моделирования шумового загрязнения на пяти типах дворовых территорий г. Ставрополя (замкнутый двор-колодец, двор с параллельной, перпендикулярной и Г-образной застройкой, а также двор-колодец с четырьмя арочными проёмами). Измерения выполнены по ГОСТ 23337-2014 в будние и выходные дни; уровни шума сопоставлены с нормативами СанПиН 1.2.3685-21 (55 дБА днём). Установлено, что замкнутые дворы-колодцы обеспечивают наилучший экранирующий эффект и соответствие нормативам. Перпендикулярная и Г-образная конфигурации приводят к превышениям во всех точках в будни и в прифасадных зонах в выходные. Разработана калиброванная математическая модель прогнозирования уровня шума в расчётной точке внутри двора (среднеквадратическая ошибка 3,5 дБА), учитывающая геометрию зданий, параметры транспортного потока и звукопоглощение. Модель может быть интегрирована в системы поддержки принятия решений при планировании умного города и разработке градостроительных мероприятий, позволяя на этапе проектирования выбирать конфигурацию застройки, минимизирующую шумовую нагрузку на селитебные зоны.

Ключевые слова: шумовое загрязнение, математическая модель, умный город, градостроительное проектирование, селитебная территория, дворовое пространство, экранирующий эффект

Verified model of acoustic performance of architectural configurations in urban development for a smart city

Ledovskoy R.A.[1], Kolbin M.D.[2], Begday I.V.[3]*
[1]Master's student, [2]Assistant at the Department of Computational Mathematics and Cybernetics
[3]Ph.D., Associate Professor
[1,3]Department of Ecology and Biogeography
[1,2,3]North Caucasus Federal University, Stavropol, Russia

Abstract

The article presents the results of field acoustic measurements and mathematical modeling of noise pollution in five types of courtyard areas in Stavropol (enclosed courtyard, parallel, perpendicular and L-shaped

[*]E-mail: ledovskoy_04@mail.ru (Ледовской Р.А.)

buildings, as well as an enclosed courtyard with four arched passages). Measurements were carried out according to GOST 23337–2014 on weekdays and weekends; noise levels were compared with SanPiN 1.2.3685-21 standards (55 dBA daytime). Enclosed courtyards provide the best shielding effect and comply with the standards. Perpendicular and L-shaped configurations lead to exceedances at all points on weekdays and in near-facade zones on weekends. A calibrated mathematical model for predicting the noise level at a calculation point inside a courtyard has been developed (root-mean-square error 3,5 dBA), taking into account building geometry, traffic parameters and sound absorption. The model can be integrated into decision-support systems for smart city planning and urban development measures, allowing selection of building configurations that minimize noise pollution in residential areas at the design stage.

Keywords: *noise pollution, mathematical model, smart city, urban planning, residential area, courtyard space, shielding effect*

Введение

На фоне стремительной урбанизации и усиления антропогенной трансформации окружающей среды шумовое загрязнение всё увереннее занимает одно из ключевых мест в ряду факторов, определяющих экологическую безопасность современных городов. Крупные населённые пункты, выступающие узлами транспортных, индустриальных и социальных процессов, формируют акустический режим, при котором фактические уровни звука нередко превышают действующие санитарно-гигиенические нормативы. Это неизбежно влечёт за собой ухудшение здоровья и снижение качества жизни населения. По мере разрастания городов и усложнения их инфраструктуры звуковой ландшафт становится всё более значимой характеристикой городской среды, способной негативно влиять на физическое и психоэмоциональное благополучие людей. В связи с этим данные, полученные в ходе оценки шумовой нагрузки, должны находить практическое применение при разработке градостроительных решений [1].

Сегодня стало очевидно, что для решения городских проблем необходимо предлагать решения, ориентированные на граждан, чтобы обеспечить устойчивую среду для высокого уровня благосостояния и общественного здоровья, а также эффективное и рациональное использование ресурсов [2]. Умный город – это инновационный городской объект, использующий информационно-коммуникационные технологии для эффективной интеграции различных систем городского управления, обеспечивающий обмен информационными ресурсами и оперативное взаимодействие между этими системами, а также способствующий интеллектуальной трансформации городского управления и сферы услуг. Это повышает уровень оперативного управления городскими процессами и качество государственных услуг, улучшает благосостояние и удовлетворенность жителей, а также способствует устойчивому развитию. Такой подход не только демонстрирует высокую системность и практичность, но и создает конструктивную основу, ориентированную на расширение технологических возможностей, сотрудничество в сфере управления и гуманистический подход. Он соответствует практическому контексту городского развития и обеспечивает баланс между эффективностью, инклюзивностью и устойчивостью, представляя собой ценную парадигму как для теоретического, так и для практического развития концепции «умного города» [3].

Крупные города состоят из множества замкнутых пространств, окруженных высокими зданиями. Их часто называют «городскими каньонами». Точный расчет распространения звука от каньона-источника (например, улицы) в сторону защищенного каньона-приемника представляет интерес с точки зрения «тихих сторон». Уровень шума

в городских каньонах повышается из-за многократного отражения звука от окружающих поверхностей, в первую очередь от фасадов. Таким образом, при грамотном проектировании фасадов можно добиться акустического комфорта в городской среде. Однако, несмотря на растущую обеспокоенность по поводу шумового загрязнения, при городском проектировании акустические последствия в масштабах города обычно не учитываются [4]. В то время как правильная планировка жилых кварталов, рациональное расположение жилых и общественных зданий на территории, прилегающей к транспортным путям, позволит значительно улучшить акустическую ситуацию [5].

Если геометрия двора определяет общий акустический «контур» пространства, то форма самих зданий и архитектурное решение фасадов задают микроструктуру звукового поля. Ключевым понятием здесь является «городской каньон» – пространство между двумя высокими фасадами, где многократные отражения звука могут существенно повышать уровни шума. Согласно численному моделированию Feriani и соавторов, отражения от противоположного здания в узком уличном каньоне могут увеличивать уровень звука до 12 дБА [6].

В связи с возрастающим значением проблемы шумового загрязнения в условиях урбанизированной среды, представляется обоснованным проведение комплексных исследований, направленных на изучение акустических характеристик дворовых пространств и оценку влияния геометрии окружающих зданий на накопление шумовой нагрузки. Особую значимость приобретает анализ конфигурации застройки – формы домов, степени замкнутости дворов, наличия сквозных проездов, – что позволяет выявить пространственно-планировочные факторы, способствующие либо рассеиванию, либо многократному отражению звуковых волн. Благодаря полученным результатам обеспечивается возможность оценки акустического качества различных типов дворовых территорий, идентификации наиболее проблемных с точки зрения реверберации и задержки звука архитектурных решений, а также разработки рекомендаций по оптимальному размещению зданий, выбору формы дворов и применению звукопоглощающих фасадных материалов, направленных на снижение шумовой нагрузки и повышение экологической безопасности городской среды.

1 Методы исследования

Для решения поставленной задачи использовался комплексный подход, включающий натурные акустические измерения и математическое моделирование распространения шума в условиях городской застройки.

Измерения уровней звука проводились в соответствии с ГОСТ 23337-2014 «Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий» с использованием шумомера UNIT-T UT352 [7]. Полученные результаты сопоставлялись с нормативными значениями, установленными СанПиН 1.2.3585-21 [8].

Измерения выполнялись в безлиственный период (февраль 2026 года) в утренние (8:00-10:00) и вечерние (17:00-19:00) часы. Для каждого из пяти типов дворовых территорий фиксация уровней шума проводилась синхронно в двух будних днях и одном выходном дне. Такая схема позволила учесть, как регулярную транспортную нагрузку, так и её снижение в выходные дни.

Для прогнозирования эквивалентного уровня шума в расчётной точке внутри дворового пространства разработана математическая модель, объединяющая теоретические положения геометрической теории дифракции и эмпирические зависимости, полученные по результатам натурных измерений.

За теоретическую основу принято описание распространения звука от транспортной магистрали до внутридворовой территории с учётом многократных отражений от фасадов зданий, экранирующего эффекта застройки и поглощения звука ограждающими поверхностями; использованы соотношения для цилиндрических и квазицилиндрических волн, адаптированные к условиям «городских каньонов».

На основе данных натурных замеров выведена зависимость, позволяющая рассчитать опорный уровень шума у проезжей части; в качестве входных параметров используются интенсивность транспортного потока, длительность светофорного цикла, время красного сигнала и этажность зданий, что даёт возможность учесть влияние светофорного регулирования и высотности застройки на акустическую нагрузку. Распространение звука от дороги до расчётной точки внутри двора описывается как последовательное ослабление опорного уровня за счёт дифракции на зданиях, звукопоглощения во дворе и геометрического расхождения волнового фронта (с учётом перехода от цилиндрической волны к сферической по мере удаления от источника). Модель учитывает геометрические размеры зданий (высоту, ширину, длину), расстояние от дороги до фасада первого здания, а также акустические свойства поверхностей двора (средний коэффициент звукопоглощения и суммарную площадь ограждающих конструкций).

Для приведения модели к реальным условиям конкретных дворовых территорий введена калибровочная константа, значение которой определено по натурным замерам с использованием нелинейного метода наименьших квадратов (алгоритм Левенберга – Марквардта), реализованного в среде Python с применением библиотеки SciPy. Среднеквадратическая ошибка модели, вычисленная при калибровке, составляет 3,5 дБА, что подтверждает её пригодность для инженерных акустических расчётов. Весь вычислительный эксперимент (обработка измерений, подбор параметров, оценка погрешности) выполнен в программной среде Python с привлечением пакетов NumPy, SciPy и Matplotlib.

2 Область исследования

Исследование проводилось на территории промышленного района города Ставрополя, который характеризуется высокой плотностью населения, интенсивным автомобильным трафиком (особенно в часы пик) и разнообразием архитектурно-планировочных решений жилой застройки. В качестве объектов выбраны пять наиболее распространённых типов дворовых территорий, различающихся конфигурацией окружающих зданий и степенью замкнутости внутридворового пространства: замкнутый двор-колодец, двор с параллельной застройкой, двор с перпендикулярной застройкой, Г-образный двор, а также двор-колодец, оборудованный четырьмя арочными проёмами, равномерно распределёнными по всем фасадам здания. Все выбранные объекты расположены в пределах однородной транспортно-планировочной зоны, что позволяет корректно сравнивать акустические режимы при сопоставимых внешних источниках шума (близость магистралей, наличие перекрёстков, светофорное регулирование).

Двор-колодец представляет собой замкнутое пространство, образованное пятиэтажными зданиями, расположенными по периметру прямоугольной формы. Высота зданий составляет около 15 м, ширина корпусов – 12 м. Внутренний двор имеет размеры примерно 40×50 м. Точки замеров (рисунок 1) размещены на разном удалении от проезжей части: точка 1 – у въездной арки (на расстоянии 5 м от дороги), точка 2 – у подъезда первого этажа (10 м), точки 3-5 – в центре двора (25-30 м), точки 6-7 – в глубине двора, наиболее удалённой от дороги (более 40 м).

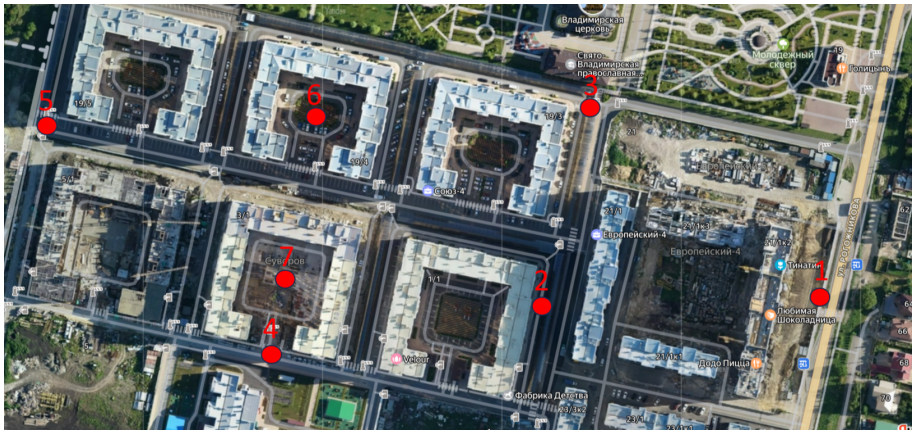


Рисунок 1 – Расположение точек замеров уровня шума на территории двора-колодца

Параллельная застройка представлена двумя протяжёнными пятиэтажными зданиями, расположенными параллельно друг другу на расстоянии 25 м. Между корпусами сформирован сквозной проезд шириной 8 м. Точки замеров (рисунок 2) расставлены вдоль фасадов и внутридворового прохода. Наибольший интерес представляют точки 3, 5 и 7, которые находятся в зоне акустической тени, но подвержены проникновению шума через торцевые разрывы. Расстояние от фасадов до проезжей части варьирует от 8 до 15 м.

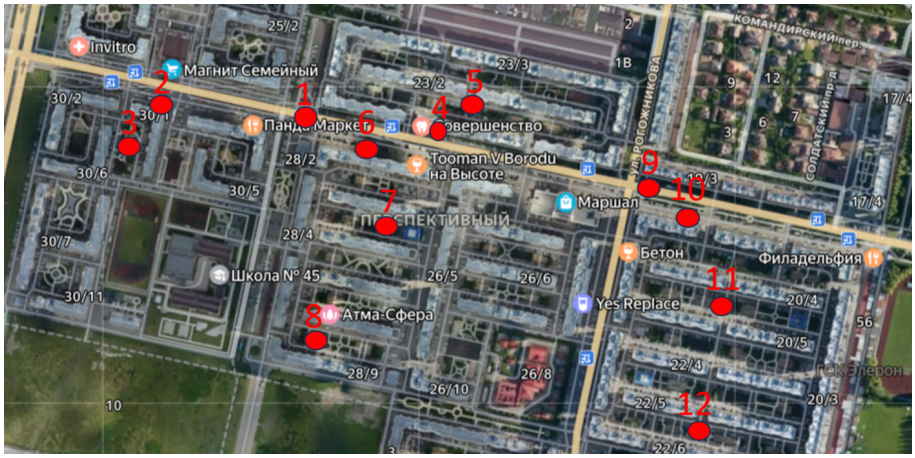


Рисунок 2 – Расположение точек замеров уровня шума на территории двора с параллельной застройкой

Перпендикулярная застройка состоит из пятиэтажных зданий, ориентированных взаимно перпендикулярно. Одно из зданий расположено вдоль магистрали на расстоянии 6 м от бордюра, другое – торцом к дороге, формируя открытый внутренний угол. Точки замеров (рисунок 3) охватывают как прифасадные зоны (точки 1-4, на расстоянии 5-10 м от дороги), так и участки в глубине двора (точки 5-6, на расстоянии 20-25 м). Такая конфигурация создаёт акустические ловушки за счёт переотражений между перпендикулярными фасадами.

Г-образная застройка образована одним Г-образным в плане зданием (5 этажей) с двумя крыльями длиной 45 и 30 м. Внутренний угол двора открыт в сторону регулируемого перекрёстка, расположенного на расстоянии 50 м от ближайшей точки фасада. Точки замеров (рисунок 4) размещены вдоль внешнего периметра (точки 1-2), внутри углового пространства (точки 3-4) и в удалённой от перекрёстка части двора (точки 5-6).



Рисунок 3 – Расположение точек замеров уровня шума на территории двора с перпендикулярной застройкой



Рисунок 4 – Расположение точек замеров уровня шума на территории двора с Г-образной застройкой

Двор-колодец с четырьмя арочными проёмами – модификация замкнутого двора, в котором на каждом из четырёх фасадов имеется сквозной арочный проезд шириной 4 м и высотой 5 м. Такое решение имитирует современные жилые комплексы с проходными дворами. Точки замеров (рисунок 5) выбраны у каждого проёма (точки 1–3) и в центре двора (точки 4-5).

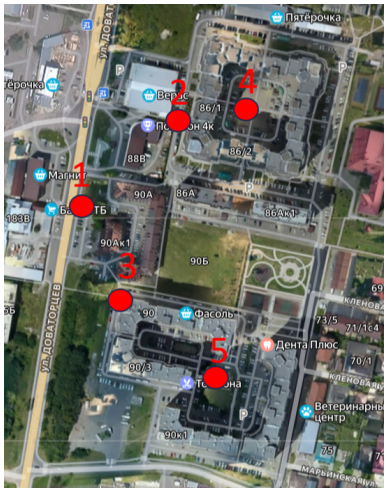


Рисунок 5 – Расположение точек замеров уровня шума на территории двора-колодца с четырьмя проемами по всем фасадам здания

В период проведения измерений (февраль 2026 года) отсутствовала листва на деревьях, что исключило дополнительное акустическое экранирование растительностью и позволило оценить влияние исключительно архитектурных форм. Расположение точек замеров на рисунках 1–5 выполнено в едином масштабе и с привязкой к фасадам, что обеспечивает воспроизводимость результатов.

3 Результаты и обсуждение

Полученные в ходе натурных измерений уровни шума сопоставлялись с гигиеническими нормативами, установленными СанПиН 1.2.3685-21. Согласно данному документу, для территорий, непосредственно прилегающих к жилым зданиям, эквивалентный уровень звука ($L_{\text{Аэкв.}}$), дБА в дневное время (с 7:00 до 23:00) не должен превышать 55 дБА. Поскольку измерения в выходные дни также выполнялись в утренние и вечерние часы, указанный норматив применялся одинаково для будних и выходных дней.

Средние значения зафиксированных уровней шума для каждого из пяти типов дворовых территорий приведены в таблице 1. Данные демонстрируют выраженную зависимость акустического режима как от объёмно-планировочной конфигурации застройки, так и от дня недели.

Таблица 1 – Эквивалентные уровни шума (дБА) на пяти типах дворовых территорий в будние и выходные дни

	Будние дни, утро/вечер				Выходные дни, утро/вечер		
Тип двора	Номер точки	Эквивалентный уровень звука ($L_{\text{Аэкв.}}$), дБА	Минимальный уровень звука ($L_{\text{Амин.}}$), дБА	Максимальный уровень звука ($L_{\text{Амакс.}}$), дБА	Эквивалентный уровень звука ($L_{\text{Аэкв.}}$), дБА	Минимальный уровень звука ($L_{\text{Амин.}}$), дБА	Максимальный уровень звука ($L_{\text{Амакс.}}$), дБА
Двор-колодец	№1	67,9/67,3	60,1/58,4	75,6/76,1	65,4/65,7	58,6/58,9	72,1/72,4
	№2	60,2/61,2	48,9/49,7	71,4/72,6	56,5/56,3	45,6/44,3	67,4/68,2
	№3	60,3/61,5	49,3/50,1	71,3/72,9	57,7/57,3	46,7/46,2	68,7/68,4
	№4	59,6/60,4	48,6/49,4	70,6/71,4	57,1/57,6	45,9/46,4	68,3/68,7
	№5	58,6/59,1	47,3/47,8	69,8/70,1	56,3/57,1	44,8/45,9	67,7/68,2
	№6	54,4/53,9	43,4/44,4	65,4/60,3	48,5/49,8	41,2/43,2	55,7/56,4
	№7	52,4/51,3	42,1/42,2	62,7/63,4	47,6/48,4	40,2/41,2	54,9/55,6
Параллельная застройка	№1	70,0/64,4	63,2/54,8	76,8/73,9	66,1/66,8	59,5/60,2	72,6/73,4
	№2	64,8/68,7	57,4/63,8	72,1/73,5	64,9/64,75	58,4/57,9	71,4/71,6
	№3	55,6/52,5	48,7/49,9	62,4/55	52,8/52,9	45,5/44,6	60,1/61,2
	№4	61,0/59,0	51,8/52,1	70,1/65,8	64,1/64,2	56,9/56,2	71,2/72,2
	№5	55,5/53,9	49,1/51,1	61,9/56,7	53,3/53,3	46,3/44,2	60,2/62,4
	№6	67,7/65,1	62,7/56,8	72,6/73,4	64,4/65,7	58,3/59,5	70,5/71,8
	№7	55,2/49,9	47,7/46,6	62,7/53,2	52,8/53,8	45,4/43,8	60,1/63,7
	№8	50,6/51,9	45,6/49,4	55,5/54,4	51,2/47,5	44,2/40,1	58,2/54,9
	№9	69,0/65,7	62,1/53,2	75,9/78,2	65,5/66,7	58,9/60,2	72,1/73,1
	№10	61,8/65,9	53,4/61,1	70,2/70,6	62,1/63,6	54,6/56,8	69,5/70,4
	№11	54,9/48,5	48,5/45,1	61,2/51,9	52,9/52,7	44,3/42,9	61,5/62,4
	№12	50,9/49,7	46,8/45,3	54,9/54,1	49,6/49	45,4/41,5	53,7/56,5

Продолжение табл. 1

	Будние дни, утро/вечер				Выходные дни, утро/вечер		
Тип двора	Номер точки	Эквивалентный уровень звука ($L_{\text{Аэкв.}}$), дБА	Минимальный уровень звука ($L_{\text{Амин.}}$), дБА	Максимальный уровень звука ($L_{\text{Амакс.}}$), дБА	Эквивалентный уровень звука ($L_{\text{Аэкв.}}$), дБА	Минимальный уровень звука ($L_{\text{Амин.}}$), дБА	Максимальный уровень звука ($L_{\text{Амакс.}}$), дБА
Перпендикулярная застройка	№1	71,0/72,4	63,2/65,2	78,8/79,5	66,5/67,5	60,1/61,4	72,9/73,5
	№2	69,9/70,3	62,4/62,7	77,4/77,9	65,6/66,1	60,4/60,4	70,7/71,8
	№3	64,9/66,0	57,6/60,2	72,1/71,8	61,5/61,8	54,7/53,7	68,3/69,9
	№4	67,1/67,6	60,3/61,1	73,8/74	61,1/61,4	53,7/52,6	68,5/70,1
	№5	59,0/62,0	53,2/56,8	64,8/67,1	52,9/53,1	45,1/47,2	60,7/58,9
	№6	55,7/56,0	49,7/51,4	61,7/60,6	49,3/48,0	42,4/41,7	56,1/54,3
Г-образная застройка	№1	67,4/66,4	61/58,7	73,7/74,1	60,1/60,7	53,7/54,1	66,4/67,2
	№2	68,5/68,2	61,4/60,2	75,6/76,2	60,2/58,7	54,2/51,7	66,2/65,7
	№3	65,3/65,2	59,4/58,1	71,2/72,2	57,2/55,7	51,1/50,1	63,2/61,3
	№4	63,6/62,7	57,4/56,7	69,7/68,7	56,0/56,9	51,5/52,4	60,4/61,3
	№5	57,0/56,6	49,8/49,3	64,1/63,9	51,1/49,6	43,2/44,3	58,9/54,9
	№6	55,1/52,2	48,5/44,2	61,7/60,2	49,6/48,3	42,4/42,	56,8/53,7
Двор-колодец с четырьмя проемами по всем фасадам здания	№1	66,5/65,5	59,7/58,6	73,2/72,4	65,0/63,8	58,4/57,2	71,6/70,3
	№2	59,8/62,0	54,2/57,7	65,3/66,3	60,2/59,6	54,1/53,8	66,2/65,4
	№3	61,8/60,0	55,3/54,2	68,2/65,7	60,8/60,3	54,7/54,4	66,9/66,1
	№4	47,9/49,8	41,1/42,4	54,6/57,1	46,2/46,4	40,3/41,5	52/51,3
	№5	51,4/51,5	44,6/47,6	58,2/55,3	47,6/48,1	41,9/42,7	53,2/53,4

Для выявления системных закономерностей выполнена факторная систематизация первичных данных. В рамках измерительных процедур зафиксированы следующие акустические параметры: эквивалентный уровень звука ($L_{\text{Аэкв.}}$), выраженный в дБА; максимальный уровень звука ($L_{\text{Амакс.}}$), выраженный в дБА; минимальный уровень звука ($L_{\text{Амин.}}$), выраженный в дБА. При этом под минимальным уровнем шума подразумевался уровень, учитывающий воздействие транспортного потока. Несмотря на наличие фонового шума, он изначально принимался в расчёт как неотъемлемый компонент акустической среды. Основной исследовательский фокус был сосредоточен на оценке неравномерности транспортного потока и обусловленной ею вариативности шумовой нагрузки, генерируемой автотранспортными средствами.

В таблице 2 для каждого типа дворовой территории обобщены: наличие и локализация превышений нормативных уровней в будние дни, основные пространственно-архитектурные причины этих превышений (ширина акустических проёмов, этажность, удалённость от проезжей части, наличие регулируемого перекрёстка), а также динамика шумовой нагрузки в выходные дни. Такой подход позволяет не только верифицировать результаты измерений, но и выделить наиболее значимые градостроительные факторы, определяющие акустический комфорт на селитебных территориях.

Как следует из таблицы 2, для параллельной, перпендикулярной и Г-образной конфигураций характерны превышения нормативных уровней шума в будние дни. Выходные дни благодаря снижению транспортной нагрузки обеспечивают акустический комфорт на внутриквартальных территориях для всех типов застройки, за исключением перпендикулярной и Г-образной, где превышения сохраняются в точках, наиболее близких к дороге (точки 1-4). Ниже приведён детальный анализ причин выявленных различий.

Таблица 2 – Характеристика акустического режима по типам застройки в будние и выходные дни

Тип застройки	**Превышения в будни**	**Основные причины**	**Превышения в выходные**
Двор-колодец	нет	экранирование, удалённость от дороги	нет
Параллельная	да (точки 3,5,7)	широкие акустические проёмы, параллельное расположение	нет
Перпендикулярная	да (все точки 1-6)	минимальное расстояние до дороги (менее 10 м), невысокая этажность	да (точки 1-4)
Г-образная	да (точки 1-6)	перекрёсток, Г-образная форма	да (точки 1-4)
Колодец с 4 проёмами	нет	замкнутая конфигурация, массивные фасады	нет

Параллельная застройка. Превышения в будние дни в точках 3, 5 и 7 обусловлены широкими акустическими проёмами между корпусами и параллельным расположением зданий, что ослабляет экранирующий эффект. В выходные дни превышения не фиксируются.

Перпендикулярная застройка. В будние дни превышения зарегистрированы во всех измерительных точках (1-6). Основные факторы: минимальное расстояние до проезжей части (менее 10 м), невысокая этажность (5 этажей) и перпендикулярная ориентация фасадов, формирующая «звуковые ловушки» за счёт многократных отражений. В выходные дни превышения сохраняются в точках 1-4 (прилегающих к дороге), тогда как в глубине двора (точки 5-6) уровни шума снижаются до нормативных значений.

Г-образная застройка. В будние дни превышения отмечены во всех точках (1-6). Причины – близость регулируемого перекрёстка (50 м) и Г-образная форма здания, которая не создаёт замкнутого экрана и способствует проникновению шума. В выходные дни превышения также сохраняются в точках 1-4 (ближайших к перекрёстку и проезжей части), тогда как в точках 5-6 уровни шума соответствуют норме.

Замкнутые дворы-колодцы (обычный и оборудованный четырьмя арочными проёмами) обеспечивают нормативные уровни шума как в будние, так и в выходные дни. Это объясняется выраженным экранирующим эффектом, создаваемым замкнутой конфигурацией зданий, а также значительными геометрическими параметрами (высота, ширина, массивность фасадов), которые затрудняют проникновение звука во внутридворовое пространство.

На основе выполненного экспериментального исследования предложена математическая модель для прогнозирования эквивалентного уровня шума в расчётной точке внутри дворовых пространств.

Шум автомобильного транспорта, движущегося по магистрали, распространяется в окружающую застройку. Здания, расположенные вдоль дороги, создают акустическую тень и формируют поле переотражений. При определённых конфигурациях возникает эффект «звуковой ловушки» – многократные отражения, которые могут, как увеличивать, так и уменьшать уровни шума внутри двора по сравнению с экранированием одиночным зданием.

Предлагаемая модель позволяет рассчитать эквивалентный уровень шума L в дБА в расчётной точке внутри застройки на основе следующих параметров:

– параметров транспортного потока (интенсивность N, светофорный цикл T и t_{stop});

– геометрических размеров зданий (высота h, ширина a, длина l);

– расстояние от дороги до фасада первого здания r;

– акустических свойств поверхностей (коэффициент звукопоглощения α).

Модель опирается на данные фактических замеров и на теоретические соотношения, изложенные в диссертации М.В. Буториной [9].

Согласно подходу М.В. Буториной, уровень звука внутри двора, ориентированного в сторону от источника, описывается формулой для цилиндрической или квазицилиндрической волны:

$$L_{\text{двор}} = L_{A_k} + 10\lg\left[\frac{(1-\alpha_{\text{зд}})\,h}{2\pi^3 aR} arctg\frac{l}{2a} arctg\frac{l}{2R} + \frac{4l\,(1-\alpha_{\text{зд}})}{\sum_{i=1}^{n}\alpha_i S_i}\right], \tag{1}$$

где L_{A_k} – уровень звука у верхнего ребра здания (на границе акустической тени) (дБА); α – коэффициент звукопоглощения фасада здания; h, a, l – высота, ширина, длина здания (м); R – расстояние от здания до расчетной точки внутри двора (м); α_i,S_i – коэффициенты звукопоглощения и площади ограждающих поверхностей двора; $\sum \alpha_i S_i$ – эквивалентная площадь звукопоглощения двора (м^2).

Дополнительно в ходе акустического моделирования городской среды нами была выведена эмпирическая зависимость [10], позволяющая оценить уровень шума непосредственно от транспортного потока с учётом светофорного регулирования и этажности застройки:

$$L = (6{,}682\lg(N+1) + 48{,}82)\left(1 + 0{,}097\frac{t_{stop}}{T}\right)(1 - 0{,}016F), \tag{2}$$

где N – количество автотранспорта; T – длительность цикла светофора (с); t_{stop} – время красного сигнала светофора (с); F – этажность зданий.

Принимая полученную величину за опорный уровень $L_{\text{дорога}}$, общую модель затухания можно записать в виде:

$$L_{\text{двор}} = L_{\text{дорога}} - \Delta L_{\text{дифр}} - \Delta L_{\text{погл}} + 10\lg\left(\frac{R_0}{R}\right)^n, \tag{3}$$

где $\Delta L_{\text{дифр}}$ – снижение за счет дифракции на здании; $\Delta L_{\text{погл}}$ – дополнительное снижение за счет звукопоглощения во дворе; $n = 1$ для цилиндрической волны, $n = 2$ для сферической (определяется расстоянием R по таблице).

Используя результаты замеров $L_{\text{дорога}}$ (у проезжей части) и $L_{\text{двор}}$ (внутри двора), затухание можно выразить через эмпирический коэффициент экранирования $K_{\text{экр}}$ и коэффициент поглощения двора $K_{\text{погл}}$:

$$L_{\text{двор}} = L_{\text{дорога}} - K_{\text{экр}}\,(l,\ a,\ h) - K_{\text{погл}}\,(\overline{\alpha},\ S_{\text{двора}}) - \Delta L_{\text{расст}}.$$

После преобразований получен калибровочный вид расчётной формулы:

$$L_{\text{двор}} = L_{\text{дорога}} - 10\lg\frac{a}{r_0} - 10\lg\frac{R}{r_0} + 10\lg\left(arctg\frac{l}{2a} arctg\frac{l}{2R}\right) + \\ + 10\lg\left(1 + \frac{8\pi^2 aR}{lh}\frac{S_{\text{двора}}\overline{\alpha}}{1-\overline{\alpha}}\right) + C, \tag{4}$$

где r_0 – опорное расстояние для нормирования (м); $\overline{\alpha}$ – средний коэффициент звукопоглощения поверхностей двора; $S_{\text{двора}}$ – суммарная площадь ограждающих поверхностей двора (м^2); C – константа, определяемая по замерам.

На основе выполненных натурных замеров с помощью нелинейного метода наименьших квадратов (алгоритм Левенберга – Марквардта), реализованного в среде Python с применением библиотеки SciPy, была вычислена константа $C = -6{,}931$ дБА. Среднеквадратическая ошибка модели составляет $\sigma = 3{,}5$ дБА.

Итоговая модель имеет следующий вид:

$$L_{\text{двор}} = L_{\text{дорога}} - 10\lg\frac{a}{r_0} - 10\lg\frac{R}{r_0} + 10\lg\left(arctg\frac{l}{2a}arctg\frac{l}{2R}\right) +$$

$$+10\lg\left(1 + \frac{8\pi^2 aR}{lh}\frac{S_{\text{двора}}\overline{\alpha}}{1-\overline{\alpha}}\right) - 6{,}931, \qquad (5)$$

Полученная калиброванная модель демонстрирует приемлемую точность (погрешность около 3,5 дБА) и может использоваться для инженерных оценок уровня шума в расчётной точке внутри дворовых пространств на этапе градостроительного проектирования. Основные ограничения модели связаны с допущением о цилиндрическом характере волны на средних расстояниях и необходимостью предварительного определения среднего коэффициента звукопоглощения поверхностей двора. Вместе с тем учёт геометрических параметров зданий, характеристик транспортного потока и светофорного регулирования делает модель применимой для широкого круга типовых ситуаций в условиях городской застройки.

Сопоставление расчётных значений с данными натурных измерений подтверждает адекватность предложенной модели: величина среднеквадратической ошибки (3,5 дБА) находится в пределах, допустимых для инженерных акустических расчётов. Тем не менее, для повышения универсальности модели и распространения её на другие типы застройки и дорожные условия требуется дальнейшая валидация на большем числе объектов с различными объёмно-планировочными характеристиками.

Заключение

В результате проведённого исследования на примере пяти типов дворовых территорий г. Ставрополя установлено, что конфигурация застройки является ключевым фактором, определяющим уровень шумового загрязнения на селитебных территориях. Наиболее благоприятные акустические условия зафиксированы в замкнутых дворах-колодцах (в том числе оборудованных арочными проёмами), где выраженный экранирующий эффект зданий и многократные отражения обеспечивают снижение уровней шума во внутридворовом пространстве до значений, не превышающих гигиенические нормативы (55 дБА днём). Наибольшие превышения нормативов характерны для перпендикулярной и Г-образной застройки, а также для параллельной застройки при малых расстояниях до проезжей части и широких акустических проёмах.

Разработанная математическая модель, калиброванная по натурным замерам (среднеквадратическая ошибка $\sigma = 3{,}5$ дБА), позволяет с достаточной для инженерных расчётов точностью прогнозировать эквивалентный уровень шума в расчётной точке внутри застройки с учётом геометрических параметров зданий, акустических свойств поверхностей и характеристик транспортного потока (интенсивности, светофорного цикла, этажности). Сопоставление расчётных значений с экспериментальными данными подтверждает адекватность модели, однако для повышения её универсальности

требуется дальнейшая валидация на большем числе объектов с различными объёмно-планировочными характеристиками.

Полученные результаты могут быть непосредственно использованы при градостроительном проектировании для выбора оптимальной объёмно-планировочной структуры кварталов, обоснованного размещения акустических проёмов и применения звукопоглощающих фасадных материалов, что позволит снизить шумовую нагрузку и повысить экологическую безопасность городской среды.

Список использованных источников

1. Kang, J. Soundscape in city and built environment: current developments and design potentials. City Built Enviro 1, 1 (2023). https://doi.org/10.1007/s44213-022-00005-6

2. Craw Badino E. et al. Effect of façade shape and acoustic cladding on reduction of leisure noise levels in a street canyon // Building and Environment. – 2019. – Vol. 157. – P. 242-256.

3. Salman M. Y., Hasar H. Review on environmental aspects in smart city concept: Water, waste, air pollution and transportation smart applications using IoT techniques // Sustainable Cities and Society. – 2023. – Vol. 94. – P. 104567.

4. Chen Z. et al. Empirical assessment and development patterns of Smart Cities in China based on evaluation indicators for new-type smart cities (GB/T 33356-2022) // Information Geography. – 2026. – C. 100048.

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. – EDN ATYOUJ.

6. Feriani S. J., EngsigKarup A. P., Jeong C.H. Impact of building façade design on road and rooftop noises using the discontinuous Galerkin finite element method // Applied Acoustics. – 2025. – Vol. 240. – P. 110935. – ISSN 0003682X.

7. ГОСТ 23337-2014. Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий. – М. : Стандартинформ, 2014.

8. СанПиН 1.2.3685-21 «Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания».

9. Буторина М.В. Разработка научных и методических основ картирования шума транспорта на территории городской застройки: автореф. дис. канд. техн. наук: 01.04.06. – Санкт-Петербург, 2020.

10. Ледовской, Р. А. Акустическое моделирование городской среды: исследование влияния транспортно-планировочных решений на шумовую нагрузку / Р. А. Ледовской, И. В. Бегдай, М. Д. Колбин // Защита от шума и вибрации : Сборник трудов X Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Санкт-Петербург, 01-03 октября 2025 года. – Санкт-Петербург: Балтийский государственный технический университет "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова, 2025. – С. 104-115. – EDN PBLJWU.

References

1. Kang, J. Soundscape in city and built environment: current developments and design potentials. City Built Enviro 1, 1 (2023). https://doi.org/10.1007/s44213-022-00005-6

2. Craw Badino E. et al. Effect of façade shape and acoustic cladding on reduction of leisure noise levels in a street canyon // Building and Environment. – 2019. – Vol. 157. – P. 242-256.

3. Salman M. Y., Hasar H. Review on environmental aspects in smart city concept: Water, waste, air pollution and transportation smart applications using IoT techniques // Sustainable Cities and Society. – 2023. – Vol. 94. – P. 104567.

4. Chen Z. et al. Empirical assessment and development patterns of Smart Cities in China based on evaluation indicators for new-type smart cities (GB/T 33356-2022) //Information Geography. – 2026. – P. 100048.

5. Shabarova A. V. Formation of Acoustic Comfort in Various Types of Urban Development / A. V. Shabarova, M. V. Butorina // Investments, Urban Planning, and Technologies as Drivers of Socio-Economic Development and Improving the Quality of Life: Proceedings of the 14th International Scientific and Practical Conference. In 2 parts, Tomsk, March 12-14, 2024. – Tomsk: Tomsk State University of Architecture and Civil Engineering, 2024. – Pp. 465-472. – EDN ATYOUJ.

6. Feriani S. J., Engsig-Karup A. P., Jeong C.H. Impact of building façade design on road and rooftop noises using the discontinuous Galerkin finite element method // Applied Acoustics. – 2025. – Vol. 240. – P. 110935. – ISSN 0003682X.

7. GOST 23337-2014. Noise. Methods for measuring noise in residential areas and in rooms of residential and public buildings. – Moscow: Standartinform, 2014.

8. SanPiN 1.2.3685-21 "Hygienic Standards and Requirements for Ensuring the Safety and (or) Harmlessness of Human Habitat Factors".

9. Butorina, M.V. Development of Scientific and Methodological Foundations for Mapping Transport Noise in Urban Areas: Abstract of the Dissertation of the Candidate of Technical Sciences: 01.04.06. – Saint Petersburg, 2020.

10. Ledovskoy, R. A. Acoustic Modeling of the Urban Environment: Study of the Influence of Transport and Planning Solutions on Noise Load / R. A. Ledovskoy, I. V. Begday, and M. D. Kolbin // Protection from Noise and Vibration: Proceedings of the 10th All-Russian Scientific and Practical Conference with International Participation, St. Petersburg, October 1-3, 2025. – Saint Petersburg: Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, 2025. – Pp. 104-115. – EDN PBLJWU.



Общество с ограниченной ответственностью "Институт акустических конструкций"

ООО "ИАК" специализируется на проведении инженерно-экологических изысканий, выполнении экологических обоснований и разработке разделов проектной и рабочей документации, в первую очередь, на проектировании акустических экранов и других шумозащитных конструкций. Компания обладает собственной производственной базой, изготавливая и монтируя качественные конструкции для снижения шума от любых видов оборудования, а также для защиты от транспортного шума в различных регионах России.

За плечами команды ООО "ИАК" сотни реализованных объектов различной сложности от Калининграда до Камчатки, в том числе на промышленных и линейных объектах, на железной дороге, на искусственных сооружениях, на скоростных автомагистралях М-8 "Холмогоры" и М-4 "Дон", на кольцевой автодороге и на Западном скоростном диаметре в Санкт-Петербурге, на объектах олимпийского Сочи и Республики Крым, при реконструкции федеральных автодорог и др.

Силами испытательной лаборатории осуществляются акустические исследования, отделами акустики и проектирования разрабатываются шумозащитные мероприятия на промышленных, энергетических, культурных и оздоровительных объектах нашей страны.

Наше профессиональное развитие не было бы возможным без постоянного роста заказов и расширения клиентской базы. Оглядываясь назад, мы с благодарностью осознаём, что именно благодаря высокой требовательности сегодня в области акустики мы умеем то, чего не умели ещё вчера. Спасибо, что помогаете нам становиться лучше.

"Наша компания обладает мощными научными и проектными подразделениями с современной технической и интеллектуальной базой, позволяющей выполнять проекты по шумозащите любой сложности от идеи до воплощения. В своей деятельности мы опираемся на лучшие традиции, сочетая их с передовыми технологиями и стараемся сделать окружающий мир тише"

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, защите от шума и вибрации.

Основными задачами журнала являются:

- отражение последних достижений фундаментальной виброакустики, теории и практики 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, проводимых конференциях и семинарах 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). Журнал включен в научную электронную библиотеку "КиберЛенинка".

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
2026