

ISSN 2412-8627

Vol. 10 No. 4

# Noise

## Theory and Practice

Scientific Journal



IV  
2024

Acoustic Design Institute

# Редакционная коллегия

## Главный редактор

Иванов Николай Игоревич



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

## Заместитель главного редактора

Тюрина Наталья Васильевна



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

## Члены редакционной коллегии

Шашурин Александр Евгеньевич



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

Заплетников Игорь Николаевич



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

Буторина Марина Вадимовна



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

Васильев Андрей Витальевич



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

Тюрин Александр Павлович



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

Пименов Игорь Константинович



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

Тупов Владимир Борисович



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

Цукерников Илья Евсеевич



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

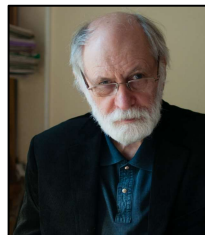


**Рассошенко Юлия Сергеевна**



Кандидат технических наук, специалист в области шумообразования высокоскоростных поездов, снижения шума автомобильных и железных дорог (г. Санкт-Петербург, РФ)

**Емельянов Владислав Николаевич**



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

**Элькин Юрий Иосифович**



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

**Вельбель Александр Мотьявич**



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

**Элеонора Карлетти**



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

**Серджио Луцци**



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

**Дэвид Копли**



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

**Кобиров Эргаш Эгамбердиевич**



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

## Editor-in-chief

Nickolay Ivanov



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

## Deputy Editor-in-chief

Natalya Tyurina



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

## Members of the Editorial Board

Aleksandr Shashurin



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

Igor Zapletnikov



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

Marina Butorina



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

Andrey Vasilyev



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

Alexander Tyurin



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

Igor Pimenov



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

Vladimir Tupov



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

Ilya Tsukernikov



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

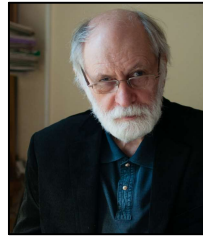


## Iuliia Rassoshenko



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

## Vladislav Emelyanov



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

## Yuri Elkin



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

## Alexander Velbel



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

## Eleonora Carletti



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

## Sergio Luzzi



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

## David Copley



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

## Ergash E. Kobilov



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

Научный журнал  
Том 10 №4

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

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

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

**Фактический адрес редакции**

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

e-mail: secretary@noisetp.com

**Ответственный секретарь**

Храпко Н. Н.

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

**Свидетельство**

ЭЛ № ФС 77-74057

**Содержание**

**Васильева В.К., Шашурин А.Е., Крутова В.А.,  
Фролова Д.С.** РУС

К расчету прохождения звука через систему помещений  
специального железнодорожного транспорта  
стр. 9-17

**Крутова В.А., Фролова Д.С., Элькин Ю.И.** РУС

Разработка практических мероприятий по снижению  
общей вибрации на рабочем месте машиниста  
вагона-электростанции восстановительного поезда  
стр. 18-27

**Кирпичников В.Ю., Смольников В.Ю.,  
Старостин А.П., Олейников А.Ю.** РУС

Экспериментальные исследования эффективности мягкого  
вибропоглощающего покрытия с большими воздушными  
полостями  
стр. 28-35

**Заславский Ю.М., Заславский В.Ю.** РУС

К анализу акустического поля при рассеянии на  
периодически неровной границе раздела  
стр. 36-48

**Васильева А.В., Забалканская Л.Э.,  
Буторина М.В., Васильев А.П.** РУС

Расчет затухания шума железнодорожного транспорта  
в условиях жилой городской застройки  
стр. 49-58



Научный журнал  
Том 10 №4

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  
"Экология и производственная  
безопасность "

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

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

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

### Фактический адрес редакции

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

[www.noisetp.com](http://www.noisetp.com)

e-mail: [secretary@noisetp.com](mailto:secretary@noisetp.com)

### Ответственный секретарь

Храпко Н. Н.

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

### Свидетельство

ЭЛ № ФС 77-74057

## Содержание

**Васильева А.В., Забалканская Л.Э.,  
Буторина М.В., Васильев А.П.** РУС

Расчет затухания шума железнодорожного транспорта  
в условиях сельской застройки  
стр. 59-68

**Борцова С.С., Куклин Д.А.,  
Курченко П.С., Матвеев П.В.** РУС

Исследование акустической эффективности выемки  
для снижения транспортного шума  
стр. 69-79

**Мусаева Р.Н., Комкин А.И.** РУС

Акустическая эффективность экрана с  
цилиндрической насадкой на верхней кромке  
стр. 80-88

**The Online Scientific Journal  
'Noise Theory and Practice'**

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

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

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

**Location address of the Editorial office**

Bldg. 7'A', 138 Obvodny Canal emb., office 11-N, room 2-2  
+7 (812) 495-77-97  
www.noisetp.com  
e-mail: secretary@noisetp.com  
**Executive Secretary**  
Khrapko Natalya

Journal is registered in Federal service for supervision of communications, information technology, and mass media

**The certificate of registration**

ЭЛ № ФС 77-74057

## Contents

**Vasilyeva V.K., Shashurin A.E., Krutova V.A., Frolova D.S.** RUS

To calculate sound propagation through the system of special railway transport premises

pp. 9-17

**Krutova V.A., Frolova D.S., Elkin Yu.I.** RUS

Development of practical measures to reduce the overall vibration at the workplace of the driver of the power car of the recovery train

pp. 18-27

**Kirpichnikov V.Yu., Smolnikov V.Yu., Starostin A.P., Oleinikov A.Yu.** RUS

Experimental investigations of soft vibration absorbing coating effectiveness with large air cavity

pp. 28-35

**Zaslavsky Yu.M., Zaslavsky V.Yu.** RUS

On the analysis of the acoustic field during scattering at a periodically uneven interface

pp. 36-48

**Vasilyeva A.V., Zabalkanskaya L.E., Butorina M.V., Vasiliev A.P.** RUS

Calculation of noise reduction of railway transport in conditions of residential urban development

pp. 49-58



***The Online Scientific Journal  
'Noise Theory and Practice'***

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

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

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

***Location address of the Editorial  
office***

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

+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: secretary@noisetp.com

***Executive Secretary***

Khrapko Natalya

Journal is registered in Federal  
service for supervision of  
communications, information  
technology, and mass media

***The certificate of registration***

***ЭЛ № ФС 77-74057***

## Contents

**Vasilyeva A.V., Zabalkanskaya L.E.,  
Butorina M.V., Vasiliev A.P.**

RUS

Calculation of noise reduction of railway transport  
in conditions of rural areas

pp. 59-68

**Bortsova S.S., Kuklin D.A.,  
Kurchenko P.S., Matveev P.V.**

RUS

Investigation of the acoustic efficiency of the excavation  
to reduce traffic noise

pp. 69-79

**Musaeva R.N., Komkin A.I.**

RUS

Acoustic efficiency of the screen with a cylindrical cap  
on the upper edge

pp. 80-88

УДК: 629.423.004.69+06

OECD: 1.03

## К расчету прохождения звука через систему помещений специального железнодорожного транспорта

Васильева В.К.<sup>1\*</sup>, Шашурин А.Е.<sup>2</sup>, Крутова В.А.<sup>3</sup>, Фролова Д.С.<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Старший преподаватель кафедры «Экология и производственная безопасность»,

<sup>2</sup>Д.т.н., профессор, и.о. ректора,

<sup>3</sup>Д.т.н., доцент, профессор кафедры «Механика деформируемого твердого тела»,

<sup>4</sup>Соискатель кафедры «Экология и производственная безопасность»

<sup>1,2,3,4</sup>Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»

им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

### Аннотация

В статье рассматриваются различные виды подвижного состава, предназначенные для выполнения погрузочно-разгрузочных работ, перевозки грузов при ремонте железнодорожного пути, восстановлении железнодорожного пути после аварий. Все рассмотренные поезда объединяет наличие двигателей внутреннего сгорания, которые оказывают негативное воздействие на рабочий персонал. При прохождении звука через систему однотипных помещений от источника шума (ИШ) к расчетной точке (РТ) звук претерпевает сложные изменения. Для расчетов звука использовался метод последовательного преобразования звуковых полей. Основное допущение рассмотренного прохождения звука – звуковые поля в каждом из рассматриваемых помещений имеют квазидиффузный характер. В предложенном методе расчета воздушного шума учитываются: акустическая мощность ИШ, звукоизолирующие свойства внутренних ограждающих конструкций, звукопоглощающие свойства рассматриваемых помещений, степень приближения звукового поля в каждом из них к диффузному, а также геометрические параметры помещений и ограждений. Приведены примеры расчетов и сравнение результатов расчетов с экспериментальными данными.

**Ключевые слова:** источник шума, акустическая мощность, уровни звукового давления, рабочее место, помещение железнодорожного транспорта, звукоизоляция, звукопоглощение.

### *To calculate sound propagation through the system of special railway transport premises*

Vasilyeva V.K.<sup>1\*</sup>, Shashurin A.E.<sup>2</sup>, Krutova V.A.<sup>3</sup>, Frolova D.S.<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Senior lecturer of the Department of Ecology and Industrial Safety,

<sup>2</sup>DSc, Professor, Acting rector, <sup>3</sup>DSc, Associate Professor, Professor of the  
Department of Mechanics of Deformable Solids,

<sup>4</sup>Applicant for the Department of Ecology and Industrial Safety

<sup>1,2,3,4</sup>Baltic State Technical University 'VOENMEH', St. Petersburg, Russia

### Abstract

The article examines various types of rolling stock intended for loading and unloading operations, transportation of goods during repair of railway tracks, restoration of railway tracks after accidents. They are united by the presence of internal combustion engines, which have a negative impact on the working personnel.



*When sound passes through a system of similar rooms from the noise source (IS) to the calculation point (CP), the sound undergoes complex changes. For sound calculations, the method of successive transformation of sound fields was used. The main assumption of the considered sound passage is that the sound fields in each of the considered rooms have a quasi-diffuse nature. The proposed method for calculating airborne noise takes into account: acoustic power IS, soundproofing properties of internal enclosing structures, sound-absorbing properties of the considered rooms, the degree of approximation of the sound field in each of them to the diffuse one, as well as the geometric parameters of the rooms and enclosures. Examples of calculations and comparing of theoretical estimation results with experimental ones are given.*

**Keywords:** noise source, acoustic power, sound pressure levels, workplace, railway transport premises, sound insulation, sound absorption.

## Введение

Актуальность проблемы снижения такого физического фактора, как шум, широко известна и не требует дополнительных доказательств. При этом следует отметить, что шум на конкретном рабочем месте зависит от специфики источников шума и особенностей производственной среды, влияющих на процесс шумообразования.

В данном исследовании рассматривается определенный вид подвижного состава железнодорожного транспорта, обеспечивающий выполнение различных вспомогательных функций (ремонт пути, ликвидация аварий и пр.), который называется специальным железнодорожным транспортом (СЖТ) и включает в себя вагоны-электростанции, автодрезины, автомотрисы и другие виды подвижного состава.

Для анализа уровней шума на рабочих местах СЖТ рассмотрены основные источники шума, пути распространения шума, а также особенности затухания шума, которые учтены в математической модели, разработанной для оценки ожидаемого шума на рабочих местах СЖТ.

Важной особенностью шумообразования СЖТ является наличие силовой установки, основным источником шума которой является двигатель внутреннего сгорания (ДВС), расположенной так, что звук от ИШ до РТ проходит через систему служебных и вспомогательных помещений.

## 1. Анализ измерений шума на рабочих местах подвижного состава СЖТ

В составе вагонов-электростанций (ремонтные поезда), автомотрис и автодрезин (специальный железнодорожный транспорт) имеются источники интенсивного воздушного шума - силовые установки, шум которых проходит к рабочим местам через систему вспомогательных помещений. Прогнозирование шума позволяет обеспечить разработку шумозащиты в процессе проектирования, а также провести разделение вклада источников различного происхождения (шум ДВС, шум качения и др.) в расчетных точках [1-6].

Отметим пять основных составляющих звукового поля на рабочем месте (РМ):

- доля шума от силовой установки, проникающая на рабочее место через внутренние ограждающей конструкции воздушном путём;
- доля внешнего шума, возникающего при движении (шум качения), проникающего на рабочее место воздушным путём через внешние ограждающие конструкции (пол, потолок, остекление и пр.);
- доля шума, возникающая в результате воздействия вибрации, при движении подвижного состава, на ограждающие конструкции называемого структурным звуком;

- доля звука, возникающая при отражении в рабочем помещении (помещении, где расположено рабочее место);
- доля структурного звука, который своим прохождением обязан работе силовой установки; вибрация, генерируемая последним, передается на элементы ограждения рабочее место и изучаются в пространстве в виде структурного звука (или звуковой вибрации) – аналогично процессу, связанному с взаимодействием системы «колесо – рельс».

На рисунке 1 приведен спектр шума на рабочем месте машиниста вагона-электростанции восстановительного поезда [7].

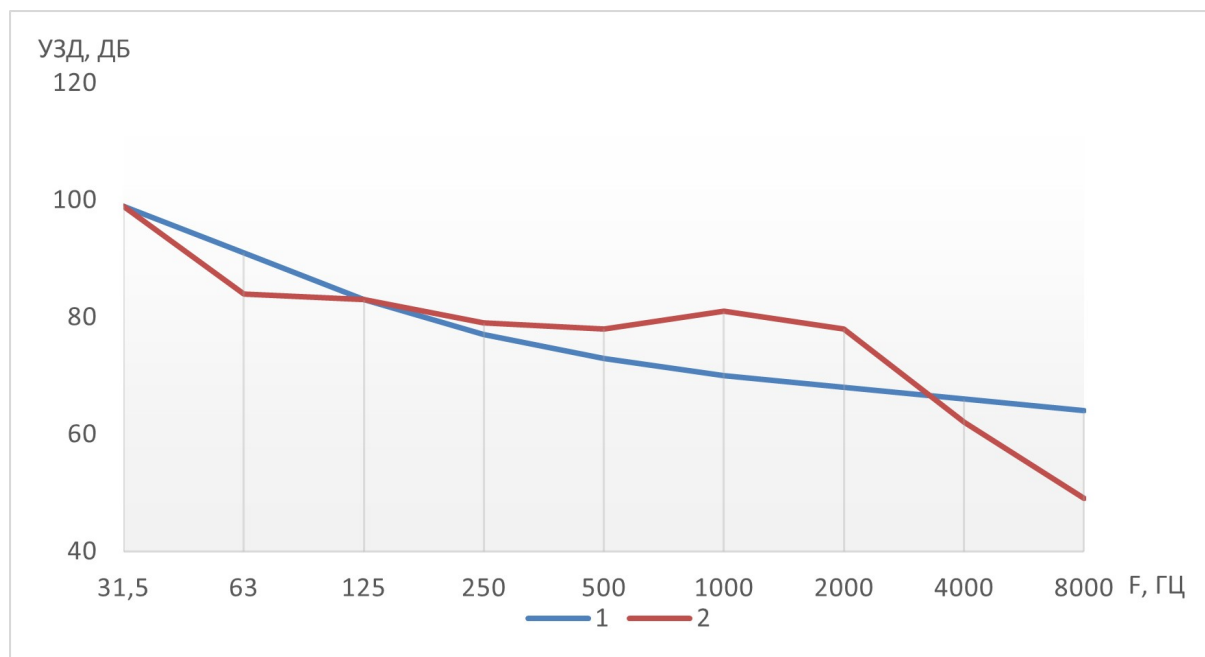


Рис. 1. Спектр шума на рабочем месте машиниста вагона-электростанции во время стоянки восстановительного поезда: 1 – санитарная норма; 2 – фактические уровни

Как видно из рисунка 1, фактически только в первых трех октавах в диапазоне частот 31,5–125 Гц превышения отсутствуют. Начиная с 4-й октавы происходит равномерное увеличение уровней звукового давления. В среднечастотном интервале 250–1000 Гц превышения находятся в пределах от 2 до 11 дБ, т. е. разница составляет 2 дБ на 250 Гц, 5 дБ на 500 Гц, на частоте 1000 Гц превышения достигают своего максимального значения, и разница с санитарной нормой составляет 11 дБ. На частоте 2000 Гц разница между уровнями звукового давления и санитарными нормами составляет 10 дБ. На 8-й октаве, на частоте 4000 Гц, превышения отсутствуют. Далее отмечен значительный спад спектра шума.

На рисунке 2 приведен спектр шума на рабочем месте ремонтной бригады, в пассажирском салоне автотрисы, в сравнении с нормами. Представлены данные в режиме «стоянка» на максимальных оборотах ДВС, а также при движении автотрисы со скоростью 70 км/ч. Как следует из представленных данных, шум на рабочем месте машиниста превышает установленные нормативные значения в диапазоне частот от 125 до 8000 Гц для обоих режимов.

Анализ данных, представленных на рисунке 2, позволяет сделать следующие выводы о необходимости снижения шума на рабочих местах автотрисы [8].

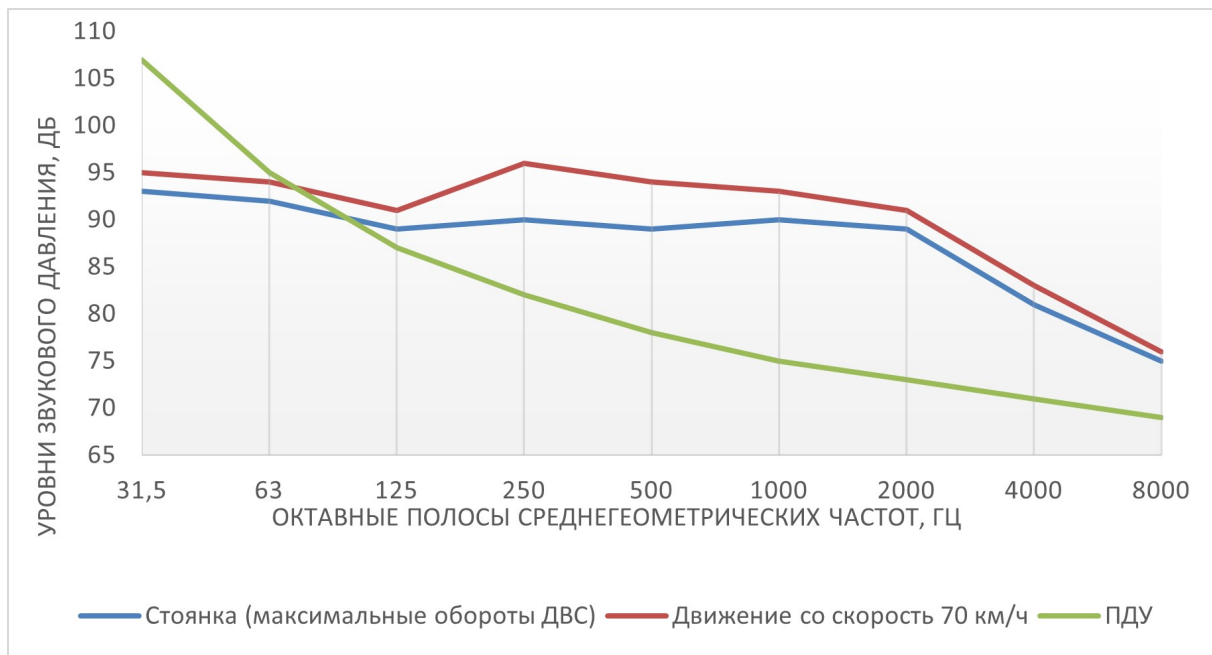


Рис. 2. Данные измерений шума на рабочем месте ремонтной бригады в пассажирском салоне автомотрисы в сравнении с нормами

Уровни звукового давления в норме на низких частотах в диапазоне 31,5–63 Гц, а превышение на частоте 125 Гц составляет от 2 до 5 дБ, что указывает на возможность не учитывать шум в этом диапазоне частот с точки зрения требований шумозащиты.

Наибольшие превышения (от 5 до 23 дБ) наблюдаются в диапазоне частот 250–8000 Гц, что требует особого внимания при разработке мер по снижению шума.

Превышение эквивалентных уровней звука на всех рабочих местах при двух основных режимах работы находится в пределах от 18 до 24 дБА, что соответствует превышению примерно в 3,5–5 раз по субъективному ощущению громкости.

Превышение максимальных УЗ меньше (от 5 до 14 дБА).

Наибольший уровень шума зарегистрирован в кабине машиниста, расположенной рядом с машинным отделением.

Из данных, полученных при измерении шума, шум качения на всех рабочих местах в средне- и высокочастотном диапазоне 250–2000 Гц превышает долю шума двигателя внутреннего сгорания на 3–7 дБ, что указывает на необходимость снижения шума от обоих источников при разработке рекомендаций по шумозащите.

## 2. Расчет звука, проходящего через систему помещений

Возможны самые различные сочетания взаимного расположения ИШ и помещений. Звук может проходить через тамбур, а затем в промежуточные вспомогательные помещения, через салон, а затем в кабину машиниста и т.д.

При выводе формул для расчетов прохождения звука использовался метод последовательного преобразования звуковых полей [9, 10].

Преобразование звукового поля происходит при каждом изменении импеданса среды, с которой при распространении встречается звук. Принятые основные допущения:

– звуковое поле в каждом из помещений квазидиффузное, степень допущения определяется коэффициентом  $\Psi_{\text{пом}}$  [11];

- звук проходит в соседнее помещение только через внутреннее ограждение;
- вклад звуковой вибрации в шумообразование не учитывается [12].

В данной работе авторами рассмотрены два наиболее распространенных случая прохождения звука через систему помещений:

1. звук из машинного отделения через тамбур проходит в кабину машиниста (пример 1);
2. звук из машинного отделения проходит через два промежуточных помещения в отделение для отдыха (пример 2).

Пример 1. Схема указана на рисунке 4.

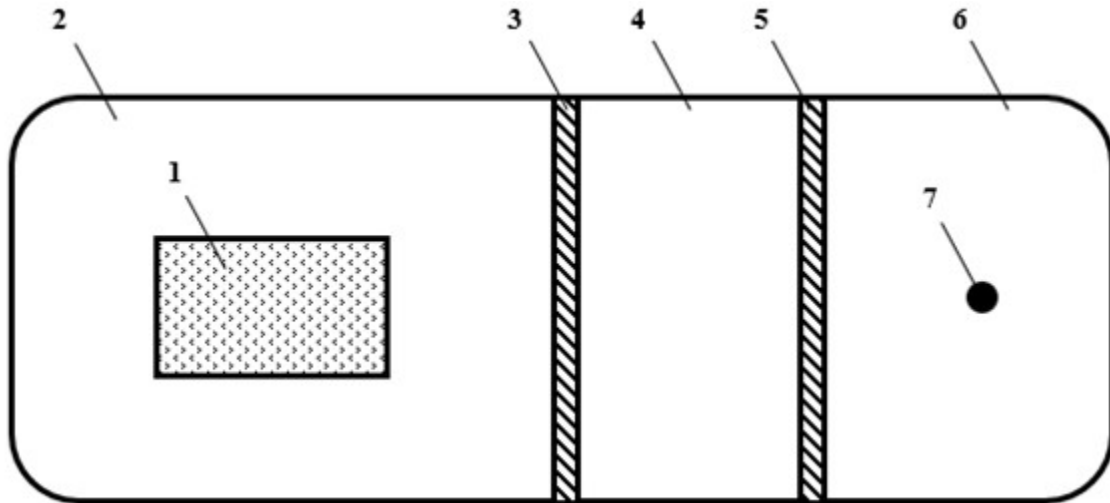


Рис. 3. Схема расчета прохождения звука через промежуточные помещения в кабину:

- 1 – источник шума - ДВС; 2 – машинное отделение; 3,5 – внутренние ограждения (перегородки соответственно); 4 – промежуточное помещение; 6 – кабина машиниста; 7 – расчетная точка (РТ)

Шум, падающий на перегородки в машинном отделении в результате многочисленных переотражений от ограждающих конструкций и корпуса ДВС, имеет отраженный характер, то есть прямой звук от источника шума, падающий на перегородки, не учитывается [13]. Уровни звукового давления в РТ представлены в формуле 1:

$$\begin{aligned}
 L_{РТ}^{каб} = & L_{W_{ист}} + 10lg(1 - \bar{\alpha}_{МО}) + 10lg(1 - \bar{\alpha}_{тамб}) + 10lg(1 - \bar{\alpha}_{каб}) - \\
 & - \overline{ЗИ}_{пер1} - \overline{ЗИ}_{пер2} + 10lg \frac{S_{пер1}}{A_{МО}} + 10lg \frac{S_{пер2}}{A_{тамб}} - 10lg \frac{A_{каб}}{A_0} + 10lg \psi_{МО} - \\
 & - 10lg \psi_{тамб} - 10lg \psi_{каб} + 10lg 4^3, \text{ дБ}
 \end{aligned} \quad (1)$$

где  $L_{W_{ист}}$  - уровни акустической мощности источника шума (корпус ДВС), дБ;

$\bar{\alpha}_{МО}$  - средний коэффициент звукопоглощения в машинном отделении (МО);

$\bar{\alpha}_{тамб}$  - средний коэффициент звукопоглощения в тамбуре;

$\bar{\alpha}_{каб}$  - средний коэффициент звукопоглощения в кабине;

$\psi_{МО}$  - коэффициент, показывающий степень диффузности звукового поля в машинном отделении;

$\psi_{тамб}$  - коэффициент, относящийся к звуковому полю в тамбуре;

$\psi_{каб}$  - коэффициент, показывающий степень приближения звукового поля в кабине к диффузному;



- $A_{MO}$  - эквивалентная площадь звукопоглощения в машинном отделении,  $m^2$ ;  
 $A_{тамб}$  - эквивалентная площадь звукопоглощения в тамбуре,  $m^2$ ;  
 $A_{каб}$  - эквивалентная площадь звукопоглощения в кабине,  $m^2$ ;  
 $A_0 = 1 m^2$ ;  
 $S_{пер1}$  - площадь перегородки,  $m^2$ ;  
 $S_{пер2}$  - площадь перегородки,  $m^2$ ;  
 $ZI_{пер1}$  - частотно-зависимое значение звукоизоляции  $i$ -го элемента перегородки площадью  $S_{пер1i}$ ,  $m^2$ ;  
 $ZI_{пер2}$  - частотно-зависимое значение звукоизоляции  $i$ -го элемента перегородки площадью  $S_{пер2i}$ ,  $m^2$ .  
 Пример 2. Схема указана на рисунке 5.

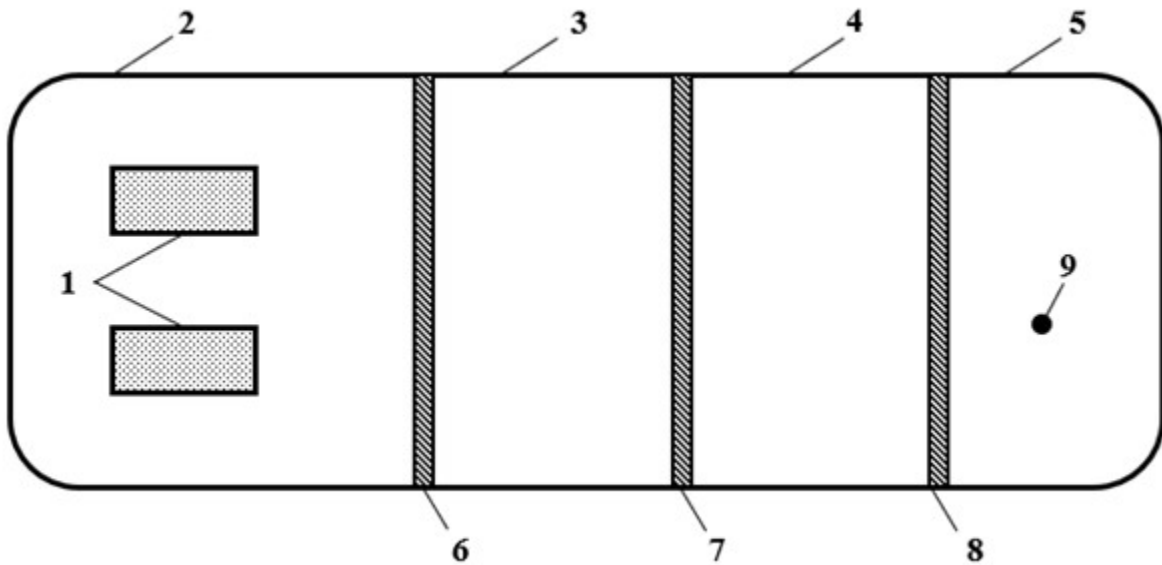


Рис. 4. Схема для определения шума на рабочем месте и месте отдыха персонала, обслуживающего вагон-электростанцию: 1 – источник шума (дизель-генераторные установки); 2 – машинное отделение (помещение 1); 3 – служебное помещение (помещение 2); 4 – кухня-салон (помещение 3); 5 – купе для отдыха (помещение 4); 6 – перегородка 1; 7 – перегородка 2; 8 – перегородка 3; 9 – расчетная точка

При выводе формулы в МО учитывались как прямой, так и отраженный звук [14]. Уровни звукового давления в РТ представлены формулой 2:

$$\begin{aligned}
 L_{РТ} = & L_{W_{ист}} + 10lg \left[ \frac{\chi_{ист}}{2\pi r^2} + \frac{4(1 - \bar{\alpha}_{пом1})}{\Psi_{пом1} A_{пом1}} \right] + 10lg \frac{S_{пер1}}{A_{пом2}} - \overline{ZI}_{пер1} - \\
 & - 10lg \Psi_{пом2} + 10lg (1 - \bar{\alpha}_{пом2}) + 10lg \frac{S_{пер2}}{A_{пом3}} - \overline{ZI}_{пер2} - \\
 & - 10lg \Psi_{пом3} + 10lg (1 - \bar{\alpha}_{пом3}) + 10lg \frac{S_{пер3}}{A_{пом4}} - \overline{ZI}_{пер3} - \\
 & - 10lg \Psi_{пом4} + 10lg (1 - \bar{\alpha}_{пом4}) + 10lg(2 \cdot 4^3), \text{ дБ},
 \end{aligned} \tag{2}$$

где  $L_{W_{ист}}$  - уровни акустической мощности источника шума, дБ;

$\chi_{ист}$  - коэффициент, учитывающий влияние ближнего поля в тех случаях, когда расстояние меньше удвоенного максимального габарита источника;

$r$  – расстояние от источника шума до перегородки между помещениями 1 и 2, м;  
 $\bar{\alpha}_{\text{пом1}}$  – средний коэффициент звукопоглощения в первом помещении;  
 $\Psi_{\text{пом1}}$  – коэффициент, показывающий степень приближения звукового поля в помещении 1 к диффузному;  
 $A_{\text{пом1}}$  – эквивалентная площадь звукопоглощения, м<sup>2</sup>;  
 $S_{\text{пер}i}$  – площадь  $i$ -го элемента перегородки (дверь, сплошная стена прочее), м<sup>2</sup>, звукоизоляция которой составляет  $ZI_{\text{пер}i}$ , дБ;  
 $\bar{\alpha}_{\text{пом2}}$  – средний коэффициент звукопоглощения во втором помещении;  
 $\Psi_{\text{пом2}}$  – коэффициент, показывающий степень приближения звукового поля к диффузному во втором помещении;  
 $A_{\text{пом2}}$  – эквивалентная площадь звукопоглощения во втором помещении, м<sup>2</sup>;  
 $\bar{\alpha}_{\text{пом3}}$  – средний коэффициент звукопоглощения в помещении 3;  
 $\Psi_{\text{пом3}}$  – коэффициент, показывающий степень приближения звукового поля к диффузному в третьем помещении;  
 $A_{\text{пом3}}$  – эквивалентная площадь звукопоглощения в третьем помещении, м<sup>2</sup>;  
 $\bar{\alpha}_{\text{пом4}}$  – средний коэффициент звукопоглощения в помещении 4;  
 $\Psi_{\text{пом4}}$  – коэффициент, показывающий степень приближения звукового поля к диффузному в четвертом помещении;  
 $A_{\text{пом4}}$  – эквивалентная площадь звукопоглощения в четвертом помещении, м<sup>2</sup>.

### Заключение

СЖТ, предназначенный для выполнения погрузочно-разгрузочных работ, перевозки грузов при ремонте железнодорожного пути, восстановлении железнодорожного пути после аварий, имеет наибольшее число разнохарактерных источников шума в сравнении с другими видами транспортных средств. Разработанная математическая модель учитывает многообразие факторов, связанных с распространением шума от силовой установки на рабочие места машинистов СЖТ.

При выводе формул расчета прохождения звука через разное число помещений установлено, что шум в помещении зависит от звукоизолирующих свойств и площади внутреннего ограждения (перегородки), акустических свойств помещения (эквивалентной площади звукопоглощения и среднего коэффициента звукопоглощения), поправки, определяющей в зависимости от акустических свойств помещения степень отклонения звукового поля от диффузного, и акустической мощности источника шума (при этом также учитываются акустические свойства помещения, в котором располагается ИШ (машинное отделение)).

Выполненные расчеты по приведенным формулам сравнены с данными экспериментов: отклонение уровней звукового давления не превышают  $\pm 3$  дБ.

### Список литературы

1. Подуст, С. В. Исследования шумообразования на рабочих местах локомотивных бригад от воздействия акустического излучения внутренних источников / С. В. Подуст // Вестник Донского государственного технического университета. – 2016. – Т. 16, № 4(87). – С. 104–109. – DOI 10.12737/22150.
2. Ivanov, N. I. The Problem of High-Speed Railway Noise Prediction and Reduction / Ivanov, N. I., Boiko, I. S., & Shashurin, A. E. // Procedia Engineering. – 2017. – № 189. – С. 539–546. doi:10.1016/j.proeng.2017.05.086

3. Забота о сотрудниках // ОАО "РЖД" URL: <https://social.rzd.ru/ru/9863/page/103290?id=10527> (дата обращения: 29.03.2024).
4. Shashurin A. Analysis of the experimental study of the axle lathe machine vibroacoustic characteristics for workplace noise reduction / A. Shashurin, K. Buzhinskiy, M. Gogvadze, E. Yuriy // *Akustika*. - 2019. - № 34. - С. 106-108.
5. Тюрина Н.В. Оценка эффективности кабины для снижения шума на рабочих местах / Н.В. Тюрина, К.П. Фиев, А.А. Воронова // *Noise Theory and Practice*. - № 9(4). - 2023. - С. 92-101.
6. Гусева А.А. Разработка организационно-технических мероприятий, направленных на борьбу с шумовым воздействием на рабочем месте водителя погрузчика / А.А. Гусева // *Noise Theory and Practice*. - № 8(1). - 2022. - С. 61-71.
7. Фролова, Д. С. Анализ результатов экспериментальных измерений вибрации и внутреннего шума вагона-электростанции восстановительного поезда, возникающих при работе дизель-генераторных установок / Д. С. Фролова // *Безопасность труда в промышленности*. - 2024. - № 2. - С. 34-41. - DOI 10.24000/0409-2961-2024-2-34-41. - EDN EFYUIF.
8. Васильева, В. К. Исследования акустических характеристик, возникающих при работе автомотрис и автодрезин / В. К. Васильева // *Известия Тульского государственного университета. Технические науки*. - 2023. - № 8. - С. 205-211. - DOI 10.24412/2071-6168-2023-8-205-206. - EDN JKEXHO.
9. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник. - М.: Логос, 2013. - 432 с.
10. Иванов, Н. И. Основы виброакустики: учебник для вузов / Н. И. Иванов, А. С. Никифоров. - Санкт-Петербург : Политехника, 2000. - 482 с. - ISBN 5-7325-0599-7.
11. СП 51.13330.2011 Свод правил. Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003. - Москва : Минрегион России, 2011. - 41 с.
12. Шашурин, А. Е. Снижение внутреннего шума звукоизолирующими кабинами (на примере строительно-дорожных машин) : специальность 01.04.06 "Акустика" : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Шашурин Александр Евгеньевич. - Санкт-Петербург, 2010. - 24 с. - EDN ZOCXSR.
13. Васильева, В. К. Теоретическая оценка спектров воздушной составляющей шума на примере дрезины АС-1А и автомотрисы АСГ-30П / В. К. Васильева // *Noise Theory and Practice*. - 2022. - Т. 8, № 3(30). - С. 52-60. - EDN HIMIYB.
14. Крутова, В. А. Методика расчета ожидаемых уровней шума в помещениях вагона-электростанции восстановительного поезда / В. А. Крутова, Д. С. Фролова // *Noise Theory and Practice*. - 2024. - Т. 10, № 2(37). - С. 44-52. - EDN VKPIEG.

## References

1. Podust, S. V. Research of noise generation at workplaces of locomotive crews from exposure to acoustic radiation of internal sources / S. V. Podust // *Bulletin of the Don State Technical University*. - 2016. - Vol. 16, No. 4 (87). - Pp. 104-109. - DOI 10.12737/22150.
2. Ivanov, N. I. The Problem of High-Speed Railway Noise Prediction and Reduction / Ivanov, N. I., Boiko, I. S., & Shashurin, A. E. // *Procedia Engineering*. - 2017. - № 189. - С. 539-546. doi:10.1016/j.proeng.2017.05.086
3. Taking care of employees // JSC "Russian Railways" URL: <https://social.rzd.ru/ru/9863/page/103290?id=10527> (accessed: 03/29/2024).
4. Shashurin A. Analysis of the experimental study of the axle lathe machine

vibro acoustic characteristics for workplace noise reduction / A. Shashurin, K. Buzhinsky, M. Gogvadze, E. Yuriy // *Akustika*. - 2019. - No. 34. - pp. 106-108.

5. Tyurina N.V. Evaluation of the effectiveness of a cabin for noise reduction in workplaces / N.V. Tyurina, K.P. Fiev, A.A. Voronova // *Noise Theory and Practice*. - № 9(4). - 2023. - Pp. 92-101.

6. Guseva A.A. Development of organizational and technical measures aimed at combating noise exposure at the workplace of a loader driver / A.A. Guseva // *Noise Theory and Practice*. - № 8(1). - 2022. - Pp. 61-71.

7. Frolova, D. S. Analysis of the results of experimental measurements of vibration and internal noise of a power plant car of a recovery train that occur during operation of diesel generator sets / D. S. Frolova // *Occupational safety in industry*. - 2024. - No. 2. - pp. 34-41. - DOI 10.24000/0409-2961-2024-2-34-41. - EDN EFYUIF.

8. Vasilyeva, V. K. Studies of acoustic characteristics arising from the operation of avtotris and avtodresin / V. K. Vasilyeva // *Proceedings of Tula State University. Technical sciences*. - 2023. - No. 8. - pp. 205-211. - DOI 10.24412/2071-6168-2023-8-205-206. - EDN JKEHXO.

9. Ivanov N.I. Engineering acoustics. Theory and practice of noise control: textbook. - M.: Logos, 2013. - 432 p.

10. Ivanov, N. I. Fundamentals of vibroacoustics: textbook for universities / N. I. Ivanov, A. S. Nikiforov. - St. Petersburg : Polytechnic, 2000. - 482 p. - ISBN 5-7325-0599-7.

11. SP 51.13330.2011 Code of rules. Noise protection. Updated version of SNiP 23-03-2003. - Moscow : Ministry of Regional Development of Russia, 2011. - 41 p.

12. Shashurin, A. E. Reduction of internal noise by soundproof cabins (on the example of road construction machines) : specialty 01.04.06 "Acoustics" : abstract of the dissertation for the degree of candidate of technical Sciences / Shashurin Alexander Evgenievich. - St. Petersburg, 2010. - 24 p. - EDN ZOCXSR.

13. Vasilyeva, V. K. Theoretical assessment of the spectra of the air component of noise on the example of the AS-1A trolley and the ASG-30P car / V. K. Vasilyeva // *Noise Theory and Practice*. - 2022. - Vol. 8, No. 3(30). - pp. 52-60. - EDN HIMIYB.

14. Krutova, V. A. Methodology for calculating the expected noise levels in the premises of the power plant car of the recovery train / V. A. Krutova, D. S. Frolova // *Noise Theory and Practice*. - 2024. - Vol. 10, No. 2(37). - pp. 44-52. - EDN VKPIEG.



УДК: 629.423.004.69+06

OECD: 01.03

## Разработка практических мероприятий по снижению общей вибрации на рабочем месте машиниста вагона-электростанции восстановительного поезда

Крутова В.А.<sup>1\*</sup>, Фролова Д.С.<sup>2</sup>, Элькин Ю.И.<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Д.т.н., доцент, профессор кафедры «Механика деформируемого твердого тела»,

<sup>2</sup>Соискатель кафедры «Экология и производственная безопасность»,

<sup>3</sup>Д.т.н., профессор кафедры «Техносферная безопасность»

<sup>1,2</sup>Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»

им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

<sup>3</sup>Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет  
(МАДИ)

### Аннотация

Восстановительные поезда играют важную роль в обеспечении бесперебойной работы сети железной дороги, устраняя в кратчайшие сроки аварии различного характера. Поэтому машинисты вагонов-электростанций должны выполнять свои трудовые функции в оптимальных условиях труда, не мешающих концентрации внимания. Задача обеспечения безопасных условий труда по критерию выполнения санитарных норм общей вибрации является актуальной применительно к данному объекту исследования. В статье рассмотрены причины возникновения общей вибрации на рабочих местах машинистов вагонов-электростанций восстановительных поездов. Приведены результаты измерений общей вибрации на рабочем месте машиниста. Предложена модернизированная стойка кресла машиниста с улучшенными виброгасящими свойствами, которая позволяет снизить негативное воздействие общей вибрации до санитарных норм.

**Ключевые слова:** вибрация, санитарные нормы, виброакустические характеристики, рабочие места, вагон-электростанция, дизель-генераторная установка, способы снижения шума.

## *Development of practical measures to reduce the overall vibration at the workplace of the driver of the power car of the recovery train*

*Krutova V.A.<sup>1\*</sup>, Frolova D.S.<sup>2</sup>, Elkin Yu.I.<sup>3</sup>*

<sup>1</sup>DSc, Associate Professor, Professor of the Department of Mechanics of Deformable Solids, <sup>2</sup>Applicant for the Department of Ecology and Industrial Safety,

<sup>3</sup>DSc, Professor of the department of Technosphere Safety

<sup>1,2</sup>Baltic State Technical University 'VOENMEH', St. Petersburg, Russia,

<sup>3</sup>Moscow Automobile and Road State Technical University (MADI)

### Abstract

Recovery trains play an important role in ensuring the smooth operation of the railway network, eliminating accidents of various types as soon as possible. Therefore, the drivers of power wagons must perform their work functions in optimal working conditions that do not interfere with concentration. The task of ensuring safe working conditions according to the criterion of compliance with sanitary standards of general vibration

is relevant in relation to this object of research. The article discusses the causes of general vibration in the workplaces of drivers of power plant wagons of recovery trains. The results of measurements of the general vibration at the driver's workplace are presented. An upgraded driver's seat stands with improved vibration damping properties is proposed, which reduces the negative impact of general vibration to sanitary standards.

**Keywords:** vibration, sanitary standards, vibroacoustic characteristics, workplaces, a power car, a diesel generator set, ways to reduce noise.

## Введение

В кабинах управления, где располагаются рабочие места операторов (машинистов), различного подвижного состава, в том числе в кабинах путевых и дорожно-строительных машин, воздействует общая вибрация, которая может формироваться в результате транспортного или технологического режима работы. В большинстве случаев на рабочих местах возникают превышения над предельно допустимыми уровнями общей вибрации [1-3]. Столь высокие превышения объяснимы тем фактом, что рабочие органы таких машин являются исполнительными механизмами вибрационного действия, то есть возникают ударные нагрузки, взаимное соударение деталей и узлов и так далее. Машинисты

в вагонах-электростанциях восстановительного поезда подвергаются воздействию общей вибрации, источником которой являются дизель-генераторные установки большой мощности и располагающиеся близ рабочего места. Поэтому условия эксплуатации оборудования и режимы работы вносят значительный вклад в процессы возбуждения вибрации на рабочих местах операторов.

## 1. Постановка задачи исследования

Вагоны-электростанции восстановительных поездов зачастую могут формироваться из почтово-багажных, грузовых крытых или рефрижераторных переформированных вагонов подвижного состава. При таком способе вагон представляет собой только стены с окнами и пол, а перегородки могут отсутствовать изначально или быть демонтированы. Количество дизель-генераторных установок (ДГУ) в составе вагона при этом может быть максимальным, а такое оборудование, как слесарный стол или настольный станок, может быть не изолировано от дизельного отделения, соответственно рабочие места персонала находятся в непосредственном контакте с дизель-генераторами. Уровни общей вибрации на рабочем месте машиниста вагона-электростанции, значительно превышающие санитарные нормы [4-7], возникают вследствие работающих внутри дизель-генераторных установок.

На рисунке 1 представлена наглядная гистограмма сравнения реальных превышений эквивалентных уровней виброускорения на рабочем месте машиниста вагона-электростанции над установленной санитарной нормой.

В связи со спецификой данных источников шума и вибрации не представляется возможным исключить их воздействие путем конструктивного вмешательства в саму их конструкцию [8-16]. Дизель-генераторная установка находится внутри вагона-электростанции и располагается на полу, то есть несущая рама является единой и для рабочего места оператора, и для источника звука. В этом случае следует учесть, что пол является наиболее вибронегруженным элементом по степени прохождения вибрации. В связи с техническими сложностями, препятствующими снижению вибрации внутри самой дизель-генераторной установки, предлагается обеспечить необходимые

условия труда непосредственно на рабочем месте машиниста, то есть на полу, где располагаются его ноги, и на самом сиденье.

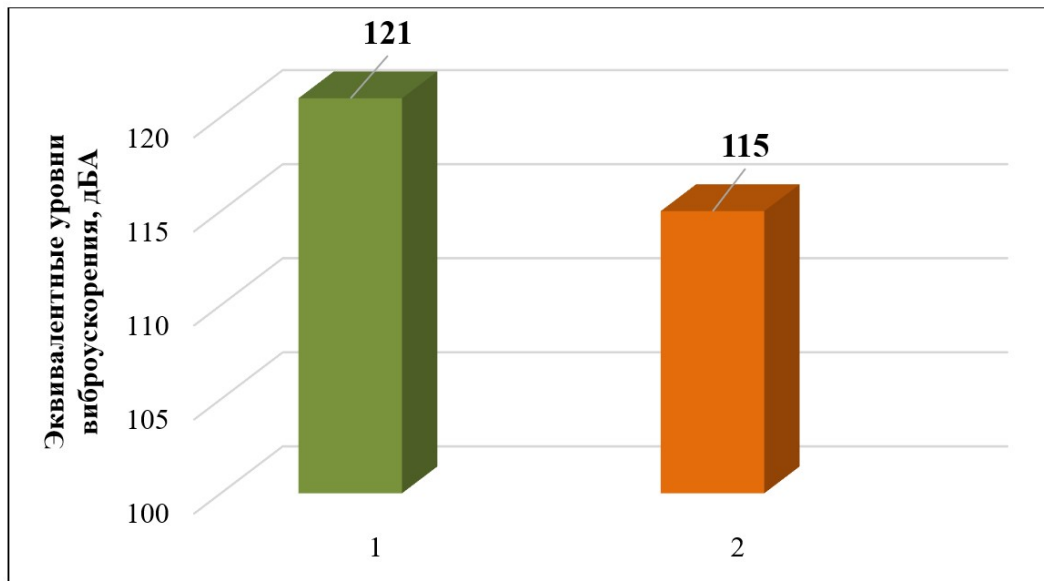


Рис. 1. Эквивалентные скорректированные уровни виброускорения по осям:  
1 – фактические значения; 2 – санитарная норма

## 2. Практические мероприятия по снижению воздействия общей вибрации

Стандартная стойка кресла машиниста представляет собой две металлические пластины с цилиндрической стойкой посередине, в которой установлен механизм подъема сиденья (рисунок 2).



Рис. 2. Пример стандартной стойки кресла машиниста вагона-электростанции

В таблице 1 приведены измерения общей вибрации на рабочем месте машиниста вагона-электростанции восстановительного поезда на сиденье машиниста по координате  $Z_0$ . Полученные фактические значения сравнивались с предельно допустимыми значениями. Из результатов сравнения видно, что такая конструкция кресла недостаточно снижает воздействие колебаний на опорно-двигательный аппарат машиниста.

Таблица 1

Предельно допустимые значения и фактические значения уровней производственной вибрации

Вид вибрации	Категория вибрации	Направление действия	Фильтр частотной коррекции	Эквивалентные корректированные уровни виброускорения		Фактические эквивалентные корректированные уровни виброускорения	
				м/с <sup>2</sup>	дБА	м/с <sup>2</sup>	дБА
Общая	Транспортная вибрация на рабочих местах в транспортных средствах, самоходных и прицепных машинах при движении.	$Z_0$	$W_k$	0,56	115	2,24	121

С учетом современных научных исследований ведущих отечественных ученых в области акустики и безопасности труда [1] предлагается исходную стойку кресла демонтировать и заменить ее на модернизированный вариант с виброгасящими элементами внутри стоек. Предлагаемая конструкция кресла представляет собой пластинчато-стержневую конструкцию, включающую нижнюю и верхнюю пластины, а также четыре вертикальные стойки.

Следует обращать внимание также на защиту ног машиниста вагона-электростанции, поэтому под стойкой кресла целесообразно расположить стальную пластину, покрытую резиной марки 1002. Далее предлагается установить модернизированную стойку кресла (рисунок 3), которая представляет собой конструкцию двух связанных пластин: пластины основания нижней 1 и пластины основания верхней 2, связанных за счет стакана 4 и трубы 5, внутри которых находится цилиндрическая пружина с виброгасителем из эластомера 3, две тарельчатые пружины 6



и прокладка 7, выполненная также в виде тарельчатой пружины из эластомера (рисунок 4). В случае возникновения резонанса виброизолятора применяется демпфер внутри пружины. Натяг цилиндрической пружины регулируется с помощью болта 8. Регулировкой болта обеспечивается вертикальное положение пластины основания верхней при изменении внешней нагрузки Р. Болты, предусмотренные в конструкции, позволяют при необходимости регулировать высоту пружины и обеспечивает комфортные условия труда машиниста. Общие габаритные размеры: 220–260x225x225 мм. Статическая осадка виброизолятора под действием массы может регулироваться двумя способами: первый, это масса самого машиниста, второй, это искусственно заданная масса с помощью пластины, которую предлагается вводить дополнительно. Преимущество второго способа состоит в том, что при вводе массы заданной величины можно точно определить значение необходимой статической осадки и снизить воздействие общей вибрации, тогда как зависимость от массы машиниста не дает такой возможности с учетом разных физиологических показателей человека.

В пластину основания верхнюю 2 запрессован подшипник 153506 9 [17], обеспечивающий вращение вокруг своей оси кресла оператора. Данный подшипник в таком исполнении способен работать в условиях воздействия уровней повышенной вибрации, снижая негативное воздействие от нее не только на всю конструкцию, но и на само сиденье. Труба 5 прикреплена к пластине 2 с помощью сварки. Стакан 4 прикреплен к пластине 1 посредством болтового соединения, с помощью болта 10. Эти соединения обеспечивают неподвижность трубы 5 относительно пластины 2, с возможностью установки регулировочного болта 8 и соответственно неподвижность стакана 4 относительно пластины 1 с возможностью поворота вокруг своей оси.

Эффективность применения модернизированной стойки кресла машиниста вагона-электростанции оценивалась по показателю виброизоляции [1]:

$$ВИ = 20 \lg \frac{f_v}{f_c}, \quad (1)$$

где  $f_v$  – частота вынужденных колебаний, Гц;  $f_c$  – частота собственных колебаний, Гц.

$$f_c = \frac{5}{\sqrt{x}}, \quad (2)$$

где  $x$  – статическая осадка виброизоляторов под действием сжимающей силы, см.

Материал изготовления цилиндрической пружины сжатия принимаем сталь 12Х18Н10Т. Геометрические размеры пружины принимаем по ГОСТ 18793-80 «Пружины сжатия»:

- длины ненагруженной пружины  $H_0 = 140$  мм,
- диаметр прутка пружины  $d = 4$  мм,
- наружный диаметр пружины  $D_a = 22$  мм,
- внутренний диаметр пружины  $D_i = 14$  мм,
- полное число витков  $n = 18$ .

По исходным данным рассчитаем длину пружины, сжатой до соприкосновения витков:

$$H_{пр} = (n - 0,5)d = 70 \text{ мм}. \quad (3)$$

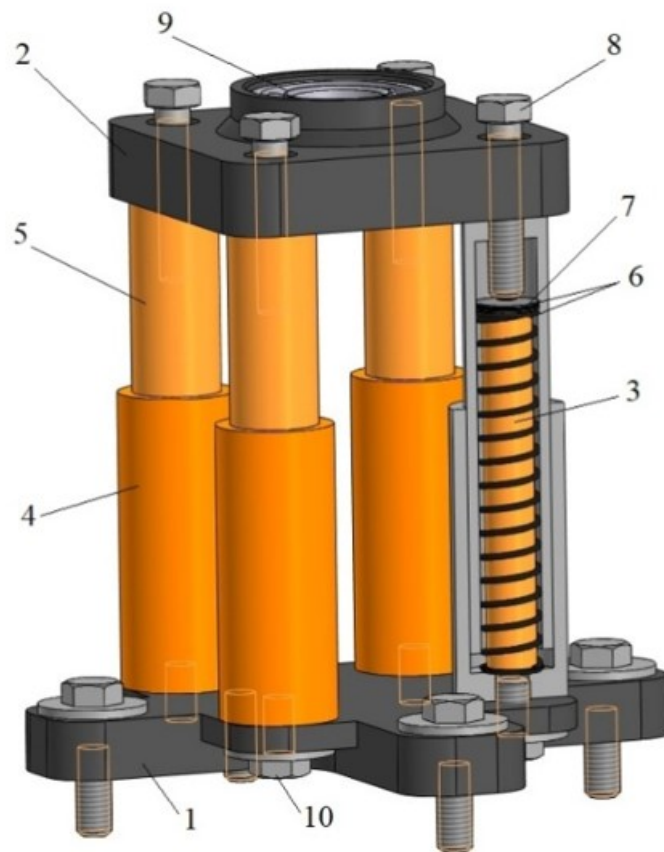


Рис. 3. 3D-модель стойки кресла машиниста вагона-электростанции: 1 – пластина основания нижняя; 2 – пластина основания верхняя; 3 – цилиндрическая пружина с виброгасителем; 4 – стакан; 5 – труба; 6 – тарельчатая пружина; 7 – прокладка; 8 – регулировочный болт; 9 – подшипник радиально-роликовый сферический двурядный; 10 – болт крепления

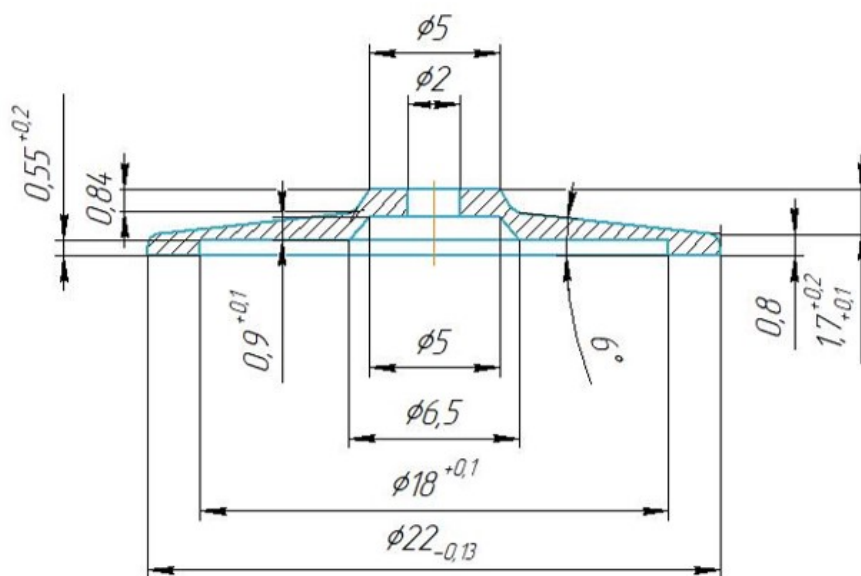


Рис. 4. Тарельчатая пружина

Эффективность виброизоляции напрямую зависит от частоты собственных колебаний, то есть от статической осадки под действием массы. Например, при  $x = 4$  см  $f_c = 2,5$  Гц, а при  $x = 1$  см  $f_c = 5$  Гц. В таблице 2 приведены результаты расчета.

Таблица 2

Результаты расчета эффективности виброизоляции сиденья машиниста вагона-электростанции

Величина статической осадки, см	Параметр расчета	Расчетные значения				
		$f_B$ , Гц	4	8	16	31,5
при $x_1 = 1$	$f_c$ , Гц	5	5	5	5	5
	$ВИ = 20lg \frac{f_B}{f_c}$	-2	4	10	16	22
при $x_2 = 2$	$f_c$	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6
	$ВИ = 20lg \frac{f_B}{f_c}$	1	7	13	19	25
при $x_3 = 3$	$f_c$	3	3	3	3	3
	$ВИ = 20lg \frac{f_B}{f_c}$	2,3	8,3	14,5	20,5	26,5
при $x_4 = 4$	$f_c$	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
	$ВИ = 20lg \frac{f_B}{f_c}$	4	10	16	22	28
при $x_5 = 5$	$f_c$	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3
	$ВИ = 20lg \frac{f_B}{f_c}$	5	11	17	23	29

Анализ приведенных расчетов показывает, что предложенные меры по снижению общей вибрации на рабочем месте машиниста позволяют снизить вредное воздействие до предельно допустимых значений.

### Заключение

В статье рассмотрены причины возникновения общей вибрации на рабочих местах машинистов вагонов-электростанций восстановительных поездов. Для снижения вибрации, воздействующей на работников в дизельном отделении вагона-электростанции, было разработано рабочее место (сиденье) машиниста вагона-электростанции, обладающее модернизированной стойкой с виброгасящими свойствами, которое позволяет защитить рабочее место от воздействия общей вибрации и снизить негативное воздействие до санитарных норм.

### Список литературы

1. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник. – М.: Логос, 2013. – 432 с.
2. Баланова, М. В. Экспериментальные исследования шума кранов на железнодорожном ходу / М. В. Баланова // Инженерный вестник Дона. – 2018. – № 3(50). – С. 36. – EDN YRQNCР.

3. Куклин, Д. А. Моделирование структурного шума, возникающего при контакте рельса и колеса / Д. А. Куклин, П. В. Матвеев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2014. – Т. 16, № 1 (5). – С. 1908–1919. –ISSN 1990-5378.
4. Ivan A. Yaitskov, Alexander N. Chukarin and Tatiana A. Finotchenko. Theoretical Research of Noise and Vibration Spectra in Cabins of Locomotive and Diesel Shunting Locomotive // International Journal of Applied Engineering Research ISSN 0973-4562 Volume 12, Number 21(2017) pp.10724-10730.
5. Моделирование виброакустической динамики рельса на шпалах. Подуст С.Ф., Куклин Д.А. Вестник Донского государственного технического университета. 2013. Т. 13. № 1-2 (70-71). С. 106-111.
6. Новикова А.В., Салкуцан В.И. Исследование и анализ гигиенического нормирования производственной вибрации / А.В., Новикова, В.И. Салкуцан // Noise Theory and Practice. - № 7(2). - 2021. - С. 103-110.
7. Елисеев А.В., Кузнецов Н.К., Миронов А.С. Системный подход к оценке состояний вибрационных полей технических объектов в задачах динамики транспортных и технологических машин / А.В. Елисеев, Н.К. Кузнецов, А.С. Миронов // // Noise Theory and Practice. - № 9(2). - 2023. - С. 65-81.
8. Krutova, V. Deriving the Dependencies for the Vibrating Capacity Introduced into Wheelset Assemblies / V. Krutova // Journal Akustika. – Dec. 2021. – Vol. 41, No. 41. – URL: <https://www.journalakustika.com/index.php/akustika/article/view/77> (датаобращения: 28.02.2024).
9. Dittrich, M.G. Improved measurement methods for railway rolling noise / M.G. Dittrich, M. H. A. Janssens // Journal of Sound and Vibration. – USA, 2000. – Vol. 231(3). – P. 595–609. – DOI 10.1006/JSVI.1999.2547.
10. Подуст, С. В. Исследования шумообразования на рабочих местах локомотивных бригад от воздействия акустического излучения внутренних источников / С. В. Подуст // Вестник Донского государственного технического университета. – 2016. – Т. 16, № 4(87). – С. 104–109. – DOI 10.12737/22150.
11. Патент № RU 171794 U1 Звукопоглощающая панель для шумозащитной конструкции: № 2016141361 : заявл. 20.10.2016 : опубл. 16.06.2017 / А.Е. Шашурин, И.Н. Заплетников, В.А. Кириченко, Н.И. Иванов, К.В. Бужинский, В.В. Светлов, Ю.С. Бойко; заявитель, патентобладатель БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова.
12. Shashurin A. Analysis of the experimental study of the axle lathe machine vibroacoustic characteristics for workplace noise reduction / A. Shashurin, K. Vuzhinskiy, M. Gogvadze, E. Yuriy // Akustika. - 2019. - № 34. - С. 106-108.
13. Фролова, Д. С. Методика проведения экспериментальных исследований шума и вибрации вагонов-электростанций / Д. С. Фролова // Обеспечение надежности, качества и безопасности технологических машин и оборудования: материалы Всероссийской национальной научно-практической конференции. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2023. – С.
14. Крутова, В.А.: Научное обоснование способов снижения виброакустических характеристик мостовых кранов при проектировании и эксплуатации: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук: 1.3.7 / Крутова Вероника Александровна. – Ростов-на-Дону, 2023. – 263 с.
15. Баланова, М.В. Роль «человеческого фактора» в обеспечении безопасности железнодорожного транспорта / Баланова М.В., Гомелев В.В., Переверзев И.Г., Финоченко Т.А.// Сб. трудов науч.-практ. конф. «Транспорт и логистика: Инновационное развитие в условиях глобализации технологических и экономических связей – 2018».
16. Полянский В.А., Смирнова Н.А. Модальные алгоритмы подавления упругих



вибраций: ограничения и перспективы / В.А. Полянский, Н.А. Смирнова // *Noise Theory and Practice*. - № 9(1). - 2023. - С. 52-64

17. Никифорова, Г.Н. Исследование радиальных и радиально-упорных скоростных шарикоподшипников как источников механических колебаний / Г.Н. Никифорова, А.К. Явленский, К.Н. Явленский // УП Всесоюзная акустическая конференция по физической и технической акустике. – Л.: 1973. – С. 332-334.

## References

1. Ivanov N.I. *Engineering acoustics. Theory and practice of noise control: textbook*. – М.: Logos, 2013. – 432 p.

2. Balanova, M. V. Experimental studies of the noise of cranes on a railway track / M. V. Balanova // *Engineering Bulletin of the Don*. – 2018. – № 3(50). – P. 36. – EDN YRQNCР.

3. Kuklin, D. A. Modeling of structural noise arising from the contact of a rail and a wheel / D. A. Kuklin, P. V. Matveev // *Izvestiya Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*. – 2014. – Vol. 16, No. 1 (5). – pp. 1908-1919. –ISSN 1990-5378.

4. Ivan A. Yaitskov, Alexander N. Chukarin and Tatiana A. Finotchenko. Theoretical Research of Noise and Vibration Spectra in Cabins of Locomotive and Diesel Shunting Locomotive // *International Journal of Applied Engineering Research* ISSN 0973-4562 Volume 12, Number 21(2017) pp.10724-10730.

5. Modeling of vibro-acoustic dynamics of a rail on sleepers. Podust S.F., Kuklin D.A. *Bulletin of the Don State Technical University*. 2013. Vol. 13. No. 1-2 (70-71). p. 1

6. Novikova A.V., Salkutsan V.I. Research and analysis of hygienic regulation of industrial vibration / A.V., Novikova, V.I. Salkutsan // *Noise Theory and Practice*. - № 7(2). - 2021. - Pp. 103-110.

7. Eliseev A.V., Kuznetsov N.K., Mironov A.S. A systematic approach to assessing the states of vibrational fields of technical objects in problems of dynamics of transport and technological machines / A.V. Eliseev, N.K. Kuznetsov, A.S. Mironov // // *Noise Theory and Practice*. - № 9(2). - 2023. - Pp. 65-81.

8. Krutova, V. Deriving the Dependencies for the Vibrating Capacity Introduced into Wheelset Assemblies / V. Krutova // *Journal Akustika*. – Dec. 2021. – Vol. 41, No. 41. – URL: <https://www.journalakustika.com/index.php/akustika/article/view/77> (date of address: 02/28/2024)

9. Dittrich, M.G. Improved measurement methods for railway rolling noise / M.G. Dittrich, M. H. A. Janssens // *Journal of Sound and Vibration*. – USA, 2000. – Vol. 231(3). – pp. 595-609. – DOI 10.1006/JSVI.1999.2547. Podust, S.V. Research of noise generation at workplaces of locomotive crews from the effects of acoustic radiation from internal sources / S.V. Podust // *Bulletin of the Don State Technical University*. – 2016. – T. 16, No. 4(87). – pp. 104–109. – DOI 10.12737/22150.

10. Podust, S. V. Studies of noise formation in the workplaces of locomotive crews from the effects of acoustic radiation from internal sources / S. V. Podust // *Bulletin of the Don State Technical University*. - 2016. – Vol. 16, No. 4(87). – pp. 104-109. – DOI 10.12737/22150.

11. Patent No. RU 171794 U1 Sound-absorbing panel for noise-proof construction: No. 2016141361 : application 20.10.2016 : publ. 16.06.2017 / A.E. Shashurin, I.N. Zapletnikov, V.A. Kirichenko, N.I. Ivanov, K.V. Buzhinsky, V.V. Svetlov, Yu.S. Boyko; applicant, patent holder of BSTU "VOENMEKH" named after D.F. Ustinov.

12. Shashurin A. Analysis of the experimental study of the axle lathe machine vibro

acoustic characteristics for workplace noise reduction / A. Shashurin, K. Buzhinsky, M. Gogvadze, E. Yuriy // *Akustika*. - 2019. - No. 34. - pp. 106-108.

13. Frolova, D. S. Methodology for conducting experimental studies of noise and vibration of power plant wagons / D. S. Frolova // *Ensuring reliability, quality and safety of technological machines and equipment : materials of the All-Russian National Scientific and Practical Conference*. – Rostov-on-Don : RSUPS, 2023. – p

14. Krutova, V.A.: Scientific justification of ways to reduce the vibration-acoustic characteristics of overhead cranes in design and operation: dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences: 1.3.7 / Krutova Veronika Alexandrovna. – Rostov-on-Don, 2023. – 263 p.

15. Balanova, M.V. The role of the "human factor" in ensuring the safety of railway transport / Balanova M.V., Gomelev V.V., Pereverzev I.G., Finochenko T.A. // *Proceedings of the scientific and practical conference "Transport and logistics: Innovative development in the context of globalization of technological and economic relations – 2018"*.

16. Polyansky V.A., Smirnova N.A. Modal algorithms for suppressing elastic vibrations: limitations and prospects / V.A. Polyansky, N.A. Smirnova // *Noise Theory and Practice*. - № 9(1). - 2023. - Pp. 52-64

17. Nikiforova, G.N. Research of radial and angular contact high-speed ball bearings as sources of mechanical vibrations / G.N. Nikiforova, A.K. Yavlensky, K.N. Yavlensky // *UP All-Union Acoustic Conference on physical and technical acoustics*. – L.: 1973. – pp. 332-334.

УДК: 628.517.4. 699.842  
OECD: 2.03 PU

## Экспериментальные исследования эффективности мягкого вибропоглощающего покрытия с большими воздушными полостями

Кирпичников В.Ю.<sup>1</sup>, Смольников В.Ю.<sup>2</sup>, Старостин А.П.<sup>3</sup>, Олейников А.Ю.<sup>4\*</sup>  
<sup>1</sup>Д.т.н., профессор, <sup>2</sup>инженер 1-ой категории, <sup>3</sup>начальник сектора, <sup>4</sup>к.т.н., доцент  
<sup>1,2</sup>ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Санкт-Петербург, РФ  
<sup>1,4</sup>Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»  
им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ  
<sup>2,3</sup>ФГУП «Крыловский государственный научный центр», г. Санкт-Петербург, РФ

### Аннотация

Одним из основных средств уменьшения вибрации и, как следствие, шумоизлучения инженерных конструкций являются мягкие вибропоглощающие покрытия (ВПП). Они представляют собой слой вязкоупругого материала. Из-за малой толщины резонансные частоты находятся в области высоких частот, есть необходимость снижать эти частоты, для большей эффективности работы покрытия в низкочастотном диапазоне. Для этой цели предлагается использовать тонкое вибропоглощающее покрытие с большими воздушными полостями. В работе проведено экспериментальное определение эффективности уменьшения низкочастотных уровней вибрации демпфируемой пластины покрытием с воздушными полостями порядка 32% от объема. Исследование показало, что создание в мягком ВПП из резины воздушных полостей больших размеров к заметному улучшению его эффективности на низких резонансных частотах колебаний демпфируемой пластины не приводит и существенно уменьшает эффективность на частотах, где она имеет наибольшее значение. Подтверждены расчетные оценки параметров покрытия и наибольшего значения коэффициента потерь пластины с большими воздушными полостями.

**Ключевые слова:** вибрация, шумоизлучение, коэффициент потерь, вибропоглощающее покрытие, эффективность вибропоглощения, большие воздушные полости.

### *Experimental investigations of soft vibration absorbing coating effectiveness with large air cavity*

Kirpichnikov V.Yu.<sup>1</sup>, Smolnikov V.Yu.<sup>2</sup>, Starostin A.P.<sup>3</sup>, Oleinikov A.Yu.<sup>4\*</sup>  
<sup>1</sup>DSc, Professor, <sup>2</sup>1st category engineer, <sup>3</sup>Head of Sector, <sup>4</sup>PhD, Associate Professor  
<sup>1,4</sup>Baltic State Technical University 'VOENMEH', St. Petersburg, Russia  
<sup>2,3</sup>Krylov State Research Center, St. Petersburg, Russia

### Abstract

One of the main means of reducing vibration and, as a consequence, noise emission from engineering structures is soft vibration-absorbing coatings (VAC). They are a layer of viscoelastic material. Due to the small thickness of the resonant frequencies are in the region of high frequencies, there is a need to reduce these frequencies, for greater efficiency of the coating. For this purpose, it is proposed to use a thin vibration absorbing coating with a large air cavity. In this paper, an experimental determination of the effectiveness of reducing

the low-frequency vibration levels of a damped plate by a coating with air cavities of about 32% of the volume has been carried out. The study showed that the creation of air cavities of large sizes in a soft rubber runway does not lead to a noticeable improvement of its efficiency at low resonance frequencies of vibrations of the damped plate and significantly reduces the efficiency at frequencies where it has the greatest value. Calculated estimates of the coating parameters and the largest value of the loss factor of the plate with large air cavities are confirmed.

**Keywords:** vibration, noise emission, loss factor, vibration-absorbing coating, vibration absorption efficiency, large air cavity.

## Введение

Одним из основных средств уменьшения вибрации и, как следствие, шумоизлучения инженерных конструкций являются мягкие вибропоглощающие покрытия (ВПП). Они представляют собой слой вязкоупругого материала – преимущественно резины, в котором при поперечных перемещениях поверхности изгибно-колеблющейся конструкции возникают упругие волны по толщине [1, 2].

При небольших толщинах подобного покрытия из существующих резин резонансные частоты упругих колебаний слоя, на которых он имеет наибольшую эффективность, оказываются достаточно высокими [3, 4].

Для снижения этих частот и расширения диапазона работы мягкого покрытия в низкочастотную область в нем формируют воздушные полости. Коэффициент относительного объема воздушных полостей в покрытиях из резины для придания им лучших акустических свойств – составляет обычно 10%. К значительному снижению нижней резонансной частоты  $f_r$  упругих колебаний мягких покрытий малой толщины такие воздушные включения не приводят. Эффективность уменьшения ими, даже при больших толщине и массе, уровней вибрации и шумоизлучения на низших резонансных частотах колебаний пластинчатых элементов инженерных конструкций оказывается малой.

Целью настоящей работы является экспериментальное определение эффективности уменьшения низкочастотных уровней вибрации демпфируемой пластины тонким вибропоглощающим покрытием с коэффициентом относительного объема воздушных полостей порядка 32%.

## 1. Параметры демпфируемой конструкции и ВПП

В качестве демпфируемой конструкции использовалась закрепленная на монтажной рамке стальная пластина толщиной  $h = 3$  мм с размерами в плане 522x371 мм. Масса пластины составляет 4,5 кг.

В ходе испытаний выполнялись измерения уровней входной вибровозбудимости  $A/F$ , дБ, пластины при ее ударном возбуждении миниатюрным вибромолотком с установленным на нем датчиком силы. Возбуждение осуществлялось со стороны, свободной от покрытия.

Под входной вибровозбудимостью понимается величина  $A/F = 20 \lg(AF_0/F\alpha)$ , где  $A$  – уровень ускорения,  $m/s^2$ , в точке удара силой  $F$ , Н;  $\alpha$  – пороговый уровень виброускорения,  $10^{-6} m/s^2$ ;  $F_0 = 1$  Н. Уровни входной вибровозбудимости пластины  $A/F$  регистрировались в узких полосах частот ( $\Delta f = 1$  Гц) в диапазоне от 0 Гц до 6400 Гц. Основное внимание при анализе было уделено диапазону низких и средних звуковых частот от 0 до 1600 Гц.

Измерения выполнялись в геометрическом центре (ГЦ) пластины, в двух точках, находящихся на одинаковом наименьшем расстоянии от ГЦ и ее длинной и короткой кромок, а также в точке, расположенной на равном расстоянии от ГЦ и одного из углов пластины. Каждая из точек измерения находилась в зоне пучности формы одной из низших резонансных частот изгибных колебаний пластины. Схема расположения точек измерений  $A/F$  и установленного на пластине покрытия изображена на рис. 1.

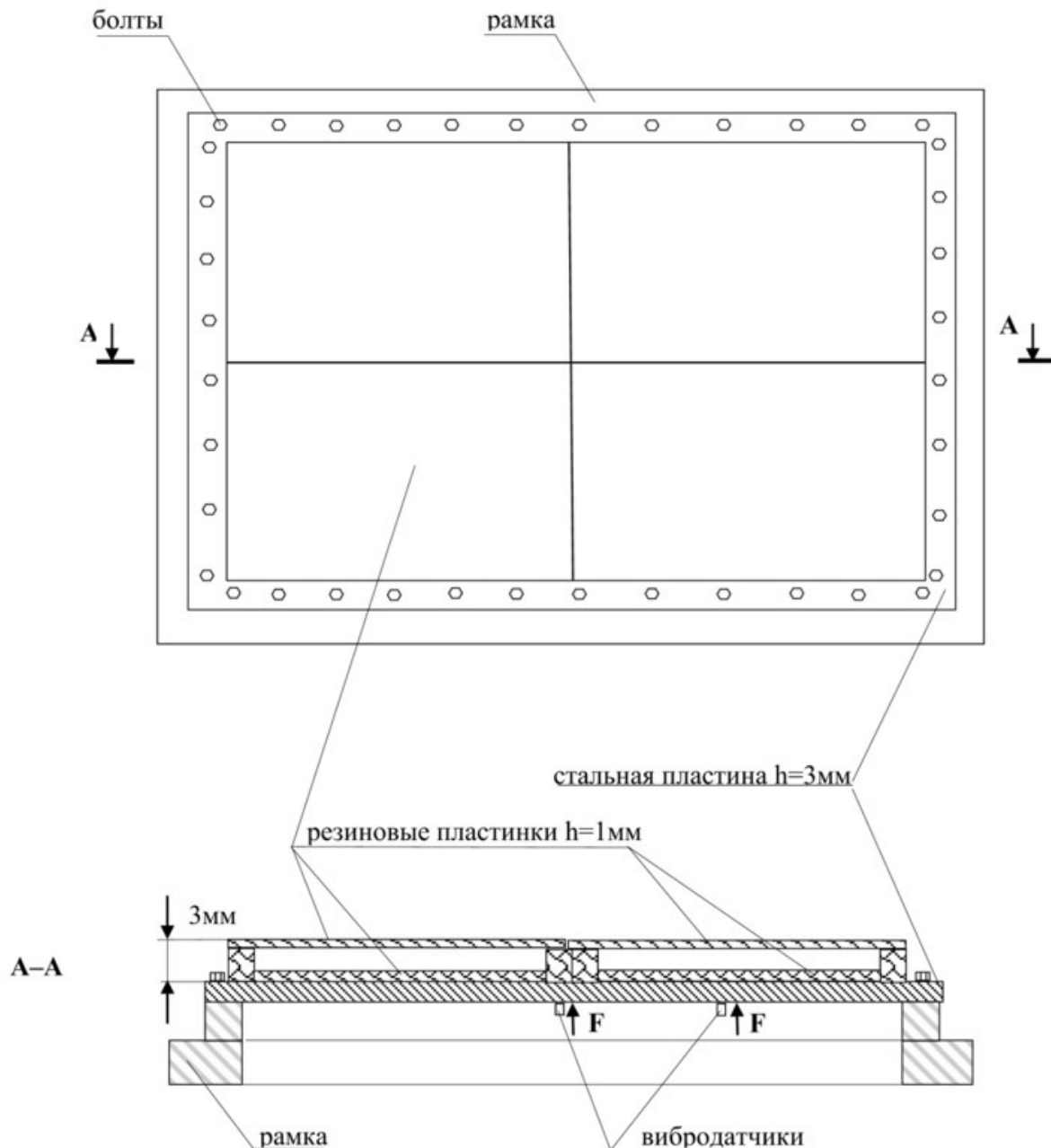


Рис. 1. Схема расположения покрытия, а также точек измерения и возбуждения вибрации

Покрытие было выполнено из четырех одинаковых, рядом расположенных элементов, каждый из которых состоит из двух резиновых слоев толщиной 1 мм с промежуточной воздушной полостью такой же толщины. Кромки слоев были соединены между собой клеевым способом с использованием резиновых полос шириной 10 мм.

Масса покрытия определялась с использованием его объема и плотности  $\rho_2$ , вычисленной по формуле:

$$\rho_2 = \rho_1 V_1 / (V_1 + V_2),$$

где  $V_1$  и  $V_2$  – объемы резины и воздуха в покрытии, равные примерно  $0,41 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$  и  $0,19 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$  соответственно;  $\rho_1$  – плотность резины марки 51-2701, 1150 кг/м<sup>3</sup>.

При  $\rho_2 = 785 \text{ кг/м}^3$  масса покрытия (0,47 кг) составила  $\sim 10,4\%$  массы демпфируемой пластины.

Необходимый для дальнейших оценок характеристик покрытия модуль его объемной упругости был вычислен с использованием формулы [5]:

$$E = \frac{V_1 + V_2}{V_1/E_1 + V_2/K}, \quad (1)$$

где в качестве модуля упругости  $E_1$  резины марки 51-2701 принималась его измеренная величина  $2,25 \cdot 10^7 \text{ Па}$ ;  $K = 1,4 \cdot 10^5 \text{ Па}$  – модуль объемной упругости воздуха.

Величина  $E$  оказалась равной  $\sim 4,4 \cdot 10^5 \text{ Па}$ . Расчетное значение скорости распространения волн сжатия в ВПП составило 23,7 м/с. Низшая резонансная частота упругих колебаний в направлении его толщины  $f_p = C/4h$  оказалась равной 1975 Гц. (Толщина слоя указанной резины без воздушных включений с таким же значением низшей резонансной частоты  $f_p$  упругих колебаний в направлении его толщины превышает толщину испытываемого ВПП в  $\sim 6$  раз).

## 2. Результаты определения эффективности ВПП

На рис. 2 приведены типовые узкополосные спектры входной вибровозбудимости  $A/F$  пластины, измеренной в ее геометрическом центре (ГЦ) при отсутствии и наличии ВПП описанной конструкции. Значения эффективности уменьшения уровней резонансных максимумов в спектрах  $A/F$  приведены на рис.3. Кривой соединены средние, по точкам измерения, величины эффективности покрытия на резонансных частотах колебаний пластины без покрытия. Уровни четырех низших резонансных максимумов облицованной ВПП пластины уменьшились по сравнению с уровнями максимумов  $A/F$  пластины без ВПП в среднем по частотам и точкам измерения на 6 дБ. Соответствующая средняя по точкам измерения величина эффективности ВПП в диапазоне, ограниченном сверху частотой 1600 Гц, составила  $\sim 9,2 \text{ дБ}$  (рис.3). Наибольшая эффективность покрытия была зарегистрирована на резонансных частотах 1041 Гц (14 дБ), 1093 Гц (12 дБ), 1308 Гц (13 дБ), 1327 Гц (17 дБ) и 1348 Гц (13 дБ).

Для приведенных частот были определены соотношения длин продольных (скорость  $\sqrt{E_1/\rho_1} = 140 \text{ м/с}$ ) и сдвиговых (скорость  $\sqrt{G_1/\rho_1} = 81 \text{ м/с}$ ) волн в резине с длинами изгибных волн в демпфируемой пластине. (Модуль сдвига  $G_1$  считался равным  $0,33E_1$ ).

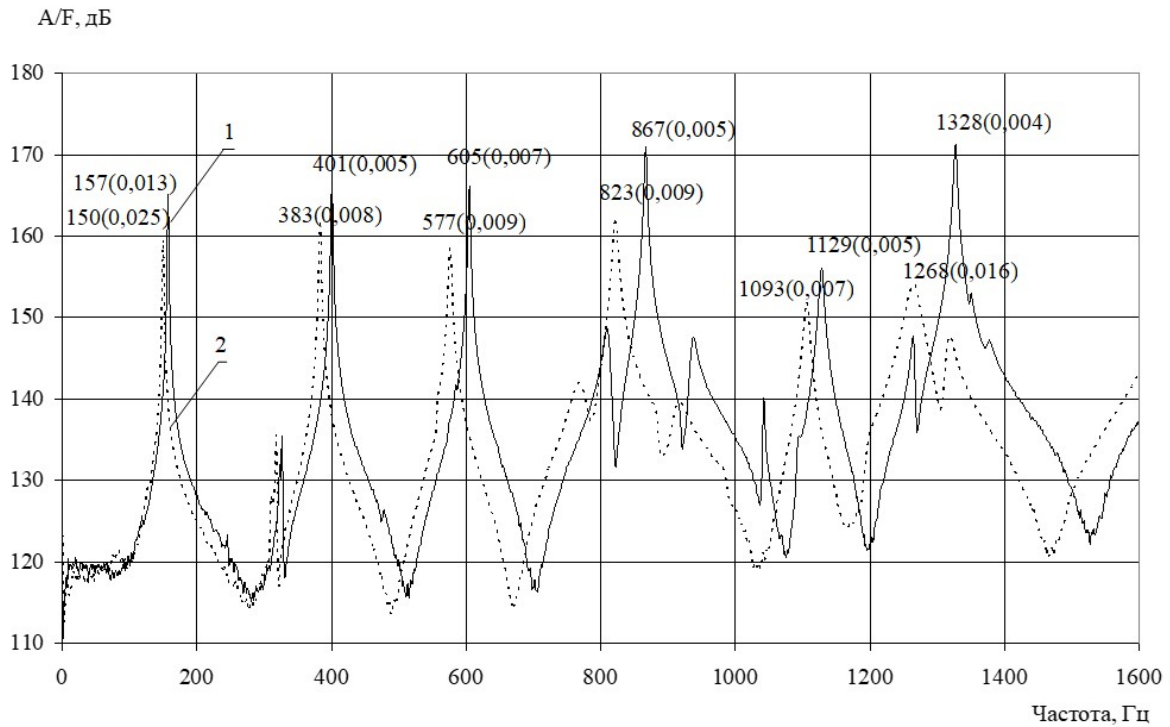


Рис. 2. Узкополосные спектры входной вибровозбудимости пластины в ГЦ при отсутствии (кривая 1) и наличии (кривая 2) ВПП

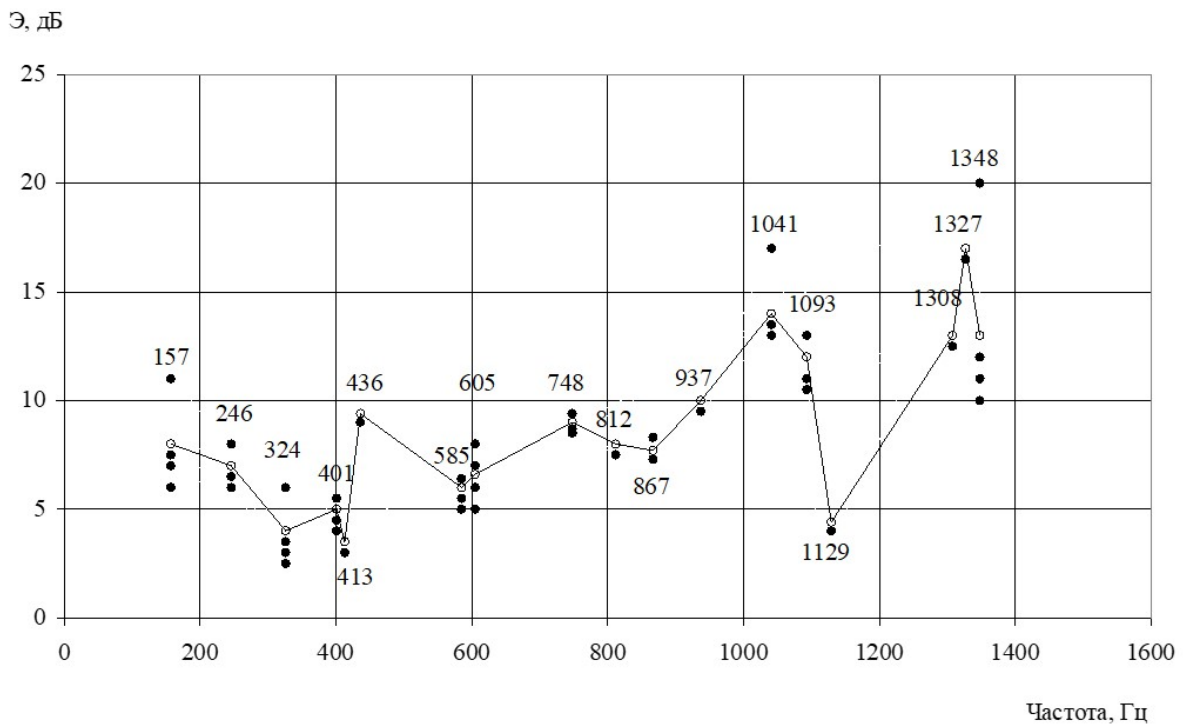


Рис. 3. Эффективность уменьшения уровней резонансных максимумов входной вибровозбудимости пластины покрытием



Длины изгибных волн в стальной пластине вычислялась с использованием формулы для скорости их распространения  $C_u = 0,54\sqrt{\omega h C_{np}}$  ( $\omega = 2\pi f$  – круговая частота;  $h = 3 \cdot 10^{-3}$  м – толщина пластины;  $C_{np} = 5000$  м/с – скорость продольных волн в стали). Оказалось, что в диапазоне частот 1041–1348 Гц с наибольшей эффективностью ВПП длины изгибных волн в пластине превосходит длины продольных и сдвиговых волн в резине примерно в 1,2 – 1,4 и 2,1 – 2,4 раза соответственно.

Отметим, что все расчетные величины длин волн в указанном диапазоне не только в резине, но и в стальной пластине были меньше размеров в плане элементов испытанного покрытия [6]. Это косвенно свидетельствует, в частности, о малом влиянии низших продольного и сдвигового резонансов резинового листа с размерами воздушных полостей на процессы создания покрытием наибольших потерь колебательной энергии в пластине в диапазоне частот (1041 – 1348) Гц.

Результаты измерений узкополосных спектров  $A/F$  были использованы для экспериментально-расчетного определения потерь колебательной энергии пластины с покрытием. Значения коэффициента потерь  $\eta$  вычислялись с использованием формулы  $\eta = \Delta f_p / f_p$ , где  $\Delta f_p$  – ширина резонансного максимума на частоте  $f_p$  на уровне -3 дБ от его наибольшего значения. Согласно вычислениям значения  $\eta$  пластины без ВПП находятся в пределах от 0,004 до 0,013, а пластины с ВПП – от 0,07 до 0,025. Средние величины  $\eta$ , полученные по шести наиболее интенсивным резонансным максимумам  $A/F$  в геометрическом центре пластины при отсутствии и наличии ВПП, оказались равными 0,006 и 0,014 соответственно.

Оценка коэффициента потерь  $\eta$  колебательной энергии в пластине с мягким покрытием, имеющим согласно [1] наибольшее значение на низшей резонансной частоте его колебаний по толщине, выполнялась с использованием приближенной формулы, предлагаемой для ВПП с большими воздушными полостями

$$\eta = \frac{0,1\eta_p}{1 + 1,23\mu_{12}\eta_p^2}, \quad (2)$$

где  $\mu_{12}$  – соотношение (9,61) масс единицы поверхности демпфируемой пластины и покрытия;  $\eta_p$  – коэффициент потерь энергии в резине, 0,55; множитель 0,1 получен экспериментально.

Расчетная величина  $\eta = 0,012$  оказалась близкой к наибольшему (0,016) в диапазоне частот 1041–1348 Гц экспериментальному значению  $\eta$  на резонансной частоте 1268 Гц изгибных колебаний пластины с покрытием.

Расчетная величина  $\eta$  пластины с ВПП из той же резины без воздушных полостей или с обычным коэффициентом относительного объема воздушных полостей (10%), определяемая по формуле без поправочного коэффициента перед  $\eta_p$  в числителе [1], примерно на порядок больше приведенного значения  $\eta = 0,012$ . Однако повышенные потери колебательной энергии будут иметь место на частотах приблизительно в 2 раза более высоких, чем у ВПП с большими воздушными полостями.

С учетом изложенного можно сделать вывод, что создание в мягком ВПП из резины воздушных полостей больших размеров к заметному улучшению его эффективности на низких резонансных частотах колебаний демпфируемой пластины не приводит и существенно уменьшает эффективность на частотах, где она имеет наибольшее значение.

## Заключение

К основным результатам выполненной работы отнесем следующие:

– получены средние по точкам измерения и резонансным частотам диапазона 0 – 1600 Гц величины эффективности (8,5 дБ) покрытия и коэффициента потерь (0,014) колебательной энергии облицованной пластины;

– выполнены расчетные оценки параметров покрытия и наибольшего значения коэффициента потерь пластины при его наличии, удовлетворительно совпавшего с экспериментальной величиной  $\eta$  при использовании формулы, предлагаемой для ВПП с большими воздушными полостями.

Содержащиеся в статье результаты могут быть использованы при разработке, в части оценки параметров и эффективности, мягких вибропоглощающих покрытий на основе резины с большими воздушными полостями, например, при их заполнении дополнительными средствами вибропоглощения для существенного повышения эффективности покрытия.

## Список литературы

1. Никифоров А.С. Вибропоглощение на судах. Л.: Судостроение, 1979.
2. Ningdong Hu, Jun Jin, Wentao Zou<sup>1</sup>, Weicai Peng, Hongping. Sound absorption mechanism of underwater anechoic coating with spherical cavities Hu // Journal of Mechanics, 2024, 40, 68–78 <https://doi.org/10.1093/jom/ufae009>
3. M.A. Kuczmarski, J.C. Johnston, “Acoustic absorption in porous materials,” NASA/TM–2011-216995, 2011. [Online] Available: [www.sti.nasa.gov](http://www.sti.nasa.gov) Accessed: 27 April 2021
4. Кирпичников В.Ю. Об эффективности вибропоглощающих покрытий / В.Ю. Кирпичников, И.О. Малинин, А.Ю. Олейников // Noise Theory and Practice. – № 10(2). – 2024. – С. 29-43.
5. Кузьмичев М.Н. Зависимость шумозаглушающей эффективности конструкций с покрытиями от их звукоизолирующих и отражающих свойств // Техническая акустика. Т. III. Вып. 1–2 (7–8). 1994. С. 14–17. <https://doi.org/10.1093/jom/ufae009>
6. Кирпичников В.Ю., Петров А.А., Олейников А.Ю. Экспериментальные исследования эффективности резонансных пластинчатых (полосовых) вибропоглощителей // Noise Theory and Practice. – № 8(3). – 2022. – С. 7-15.5

## References

1. Nikiforov A.S. Vibration absorption on ships. L.: Sudostroenie, 1979.
2. Ningdong Hu, Jun Jin, Wentao Zou<sup>1</sup>, Weicai Peng, Hongping. Sound absorption mechanism of underwater anechoic coating with spherical cavities Hu // Journal of Mechanics, 2024, 40, 68–78 <https://doi.org/10.1093/jom/ufae009>
3. M.A. Kuczmarski, J.C. Johnston, “Acoustic absorption in porous materials,” NASA/TM-2011-216995, 2011. [Online] Available: [www.sti.nasa.gov](http://www.sti.nasa.gov) Accessed: April 27, 2021
4. Kirpichnikov V.Yu. On the effectiveness of vibration-absorbing coatings / V.Yu. Kirpichnikov, I.O. Malinin, A.Yu. Oleinikov // pp. 29-43 // Noise Theory and Practice. – N 10(2). – 2024. – P. 29-43.

5. Kuzmichev M.N. Dependence of noise-absorbing efficiency of structures with coatings on their sound-insulating and reflecting properties // *Technical Acoustics*. VOL. III. Vol. 1-2 (7-8). 1994. C. 14-17.

6. Kirpichnikov V.Yu., Petrov A.A., Oleynikov A.Yu. Experimental studies of the effectiveness of resonant plate (strip) vibration absorbers // *Noise Theory and Practice*. – No. 8(3). – 2022. – P. 7-15.

УДК: 550.341+550.834

OECD: 01.03.AA

## К анализу акустического поля при рассеянии на периодически неровной границе раздела

Заславский Ю.М.<sup>1\*</sup>, Заславский В.Ю.<sup>2</sup><sup>1</sup>Д.ф.-м.н., с.н.с., в.н.с., <sup>2</sup>К.ф.-м.н., с.н.с.<sup>1,2</sup>ИПФ РАН, Н. г. Новгород, Россия

### Аннотация

Представлены результаты аналитического расчета и трехмерного численного моделирования рассеяния звука, возникающего на границе двух сред с периодически рифленой (синусоидальной, гребенчатой) формой поверхности контакта и резко различающихся по звуковой скорости. Обсуждаемая проблема востребована, например, при донной сейсморазведке – исследовании характера рельефа дна на акватории. Показано, что в режиме гармонических колебаний индикатриса рассеяния имеет многолепестковую форму, а ширина лепестков определяется высотой гребня периодической структуры неровности границы. В условиях гармонического и импульсного характера колебаний рассмотрены рассеянные волны, проникающие через границу вглубь среды. На основе применения метода конечных элементов выполнено численное моделирование рассеянных гидроакустических откликов и импульсов продольных и поперечных волн, преломленных в донную толщу. Проанализированы особенности излучения, создаваемого гидроакустическими источниками вблизи границы раздела. Характерные особенности рассеяния могут быть использованы для диагностики параметров донного грунта.

**Ключевые слова:** отклик, рассеяние Кирхгоффа, синусоидально-гребенчатая граница, многолепестковая индикатриса, аподизация по фронту волны.

## *On the analysis of the acoustic field during scattering at a periodically uneven interface*

Zaslavsky Yu.M.<sup>1\*</sup>, Zaslavsky V.Yu.<sup>2</sup><sup>1</sup>Doctor of Science, Leading Researcher, <sup>2</sup>PhD, Senior researcher<sup>1,2</sup>IAP RAS, N. Novgorod, Russia

### Abstract

The results of analytical calculation and three-dimensional numerical simulation of sound scattering (according to Kirchhoff) occurring at the boundary of two media with a periodically grooved (sinusoidal, combed) shape of the contact surface and sharply differing in sound velocity are presented. The problem under discussion is in demand, for example, in bottom seismic exploration – the study of the nature of the bottom relief in the water area. It is shown that in the mode of harmonic oscillations, the scattering indicatrix has a multi-lobed shape, and the width of the petals is determined by the height of the ridge of the periodic structure of the boundary irregularity. Scattered waves penetrating through the boundary deep into the medium are considered under conditions of harmonic and pulsed nature of oscillations. Based on the application of the finite element method, a numerical simulation of scattered hydroacoustic responses and pulses of longitudinal and transverse waves refracted into the bottom layer was performed. The features of the radiation generated

by hydroacoustic sources near the interface are analyzed. The characteristic features of scattering are laid down as informative signs in the algorithm for diagnosing the parameters of the bottom soil.

**Keywords:** acoustic response, Kirchhoff scattering, sinusoidal-comb boundary, multi-lobed indicatrix, apodization along the wave front.

## Введение

Рассеяние акустических волн на границе раздела сред с неровной границей представляет важную область, анализу которой посвящено значительное количество исследований, выполненных рядом отечественных и зарубежных авторов на протяжении многих предшествующих десятилетий и в ближайший обозримый период, что связано с востребованностью указанной темы на практике. Во многих случаях такой анализ обусловлен необходимостью углубленного исследования характеристик рассеяния акустических волн статистически неровной границей – взволнованной морской поверхностью, либо границей вода-донный грунт. В настоящей статье рассматривается частный случай рассеяния акустических волн, падающих на границу двух сред, имеющую синусоидально-периодическую гребенчатую форму. Граничащими могут быть две скалярные среды, отличающиеся по плотности, либо возможен контакт скалярной и твердой среды (при наличии в ней модуля сдвига – жесткости). На основе аналитического расчета и численного моделирования демонстрируется влияние рифления границы раздела на поле рассеяния при отражении и преломлении акустической волны, падающей из менее плотной среды (воздух, вода) в более плотную (донный грунт), либо наоборот. Подобный анализ был выполнен в работах [1, 2], но вследствие недостаточных вычислительных возможностей в предшествующие периоды не всегда удавалось в полной мере проиллюстрировать результаты расчетов. Вместе с тем, графические иллюстрации, представленные в работе, демонстрируют расширенные возможности удаленной диагностики физических параметров контактируемых сред и неровности границы, достижимые с помощью современных численных алгоритмов. Аналитически полученные результаты также подтверждены вычислительным пакетом, реализуемым методом конечных элементов [3 – 6]. Определенный к ним интерес может возникнуть ввиду открывающейся перспективы их потенциального применения в оперативной донной сейсморазведке.

### 1. Постановка задачи в трехмерном пространстве

Плоская неограниченная по апертуре (недиафрагмированная) волна, бегущая в скалярной среде, падает сверху, отражается и проходит вниз, частично проникая сквозь границу. Верхняя область над границей характеризуется акустической скоростью  $c_1$ , нижняя –  $c_2$ , плотность среды  $\rho$  в упрощенной модели предполагается неизменной по величине. Распространение происходит под полярным  $\theta$  и азимутальным углом  $\varphi$ , образуемыми вертикальным и горизонтальным ортами между нормалью к фронту. Зависимость амплитуды рассеянной волны от полярного и азимутального угла вычисляется (в приближении Борна) с учетом суммарного вклада в формирование рассеянного волнового отклика от всех отражающих участков границы на периоде возмущенной неровности. Для учета их суммарного вклада далее выполняется интегрирование по пространственному периоду неровности  $x = l$ .

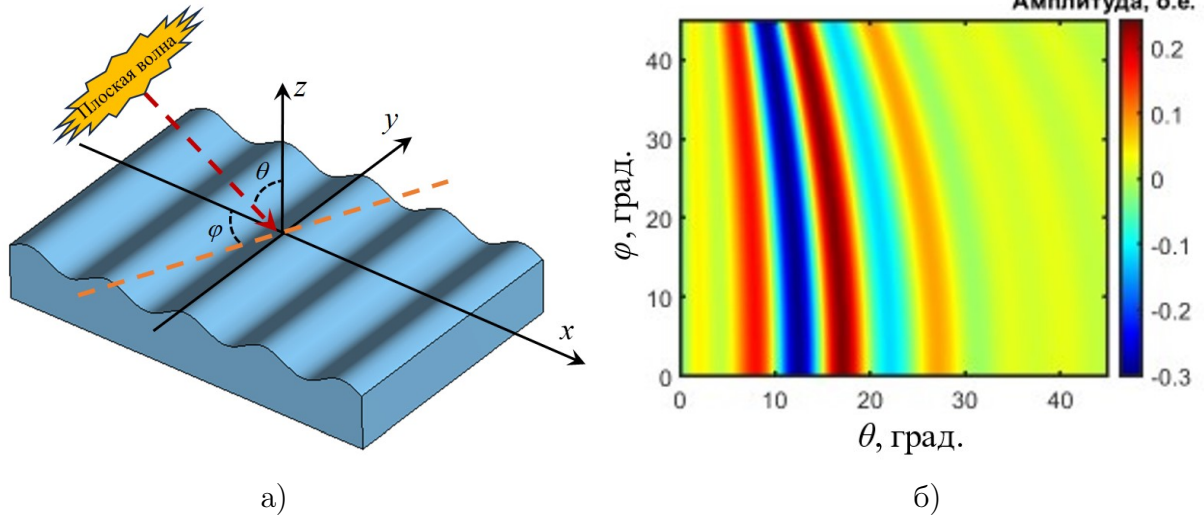


Рис. 1. а)Схематическое изображение падения плоской волны на синусоидальную границу раздела двух сред, б)Распределение поля рассеянной волны по полярному  $\theta$  и азимутальному  $\varphi$  углам

На рис. 1 а) представлена иллюстрация гребенчатой структуры (трехмерное изображение) границы раздела сред. На рис. 1 б) графически демонстрируется сложный характер углового пространственного распределения поля рассеяния при произвольном выборе параметров: частота – отношение акустических скоростей в средах на границе. Тем самым иллюстрируются особенности при рассмотрении зависимости амплитуды поля рассеяния, как функции углов  $\theta$ ,  $\varphi$ .

## 2. Индикатрисы рассеяния наклонно падающей акустической волны

Обратимся к анализу зависимости амплитуды акустического поля (волна без ограничения по фронту – без диафрагмирования по апертуре) от полярного угла  $\theta$  и  $\vartheta$  – для преломленной волны (см. вставку на рис. 1 а). Используются следующие обозначения:  $\delta = d/l \ll 1$ ,  $d \ll \Lambda$  ( $d$  высота гребня,  $l$  – период гофрировки,  $\Lambda$  – длина акустической волны, причем в расчетах предполагается малость высоты гребня (ограничение первым приближением по  $\delta$  и в пренебрежение слагаемыми с  $\delta^2$  и выше). Это исключает кратность отражений от склонов гребней, кроме того, оказывается возможным пренебречь квадратичными поправками при описании отклонения от осевых ортов нормали к гофрированной границе раздела. В области границы ставится условие «склейки»  $u_x^{(1)}(y=0) = u_x^{(2)}(y=0)$ ,  $u_y^{(1)}(y=0) = u_y^{(2)}(y=0)$  (скалярная среда), либо условие проскальзывания – недиагональный элемент тензора напряжений  $\sigma_{xy}^{(2)}(y=0) = 0$  и непротекания  $u_y^{(1)}(y=0) = u_y^{(2)}(y=0) = 0$  (например, в случае вода-твердая стенка). Справедливо следующее выражение, описывающее угловую зависимость амплитуды рассеянной отраженной волны в режиме гармонического излучения и при условии «склейки» на границе:

$$I(\theta) = \text{Re} e^{-i\Omega\eta \cos \theta} \times \int_0^1 \frac{\Sigma (\cos \theta - \delta \sin \theta \sin 2\pi\xi) - \sqrt{1 - \Sigma^2 \sin^2 \theta}}{\Sigma (\cos \theta - \delta \sin \theta \sin 2\pi\xi) + \sqrt{1 - \Sigma^2 \sin^2 \theta}} e^{i\Omega\xi \sin \theta + i\Omega\delta\xi \cos \theta \sin 2\pi\xi + i\Omega\delta\eta \sin \theta \sin 2\pi\xi} d\xi, \quad (1)$$

где  $\xi = x/l$ ,  $\eta = y/l$ ,  $\Sigma = c_2/c_1$ ,  $\Omega = \omega l/c_1$ .

Аналогичная формула с учетом коэффициента прохождения записывается для акустической преломленной волны:

$$II(\theta) = \operatorname{Re} e^{-i\Omega' \eta \cos \vartheta} \times \int_0^1 \frac{2\Sigma (\cos \theta - \delta \sin \theta \sin (2\pi\xi)) \cdot e^{i\Omega' \xi \sin \vartheta + i\Omega' \delta \xi \cos \vartheta \sin 2\pi\xi + i\Omega' \delta \eta \sin \vartheta \sin 2\pi\xi}}{\Sigma (\cos \theta - \delta \sin \theta \sin (2\pi\xi)) + \sqrt{1 - \Sigma^2 \sin^2 \theta}} d\xi. \quad (2)$$

Полученные зависимости описывают, как правило, лепестковую структуру, демонстрируемую графически. Съём данных об угловой направленности (лепестковой структуре) отраженных и прошедших рассеянных волн, максимальных по амплитуде, представляет важный информативный фактор диагностики сред с гребенчатой формой границы раздела, находящихся в контакте, который может быть доступен для регистрации приемными антеннами. В условиях гладкой границы раздела (или границ многих слоев) такой фактор как рассеяние Кирхгоффа отсутствует, что указывает на позитивную роль, которую могут играть эффекты рассеяния при диагностике характеристик среды. Поэтому значительный интерес представляет анализ влияния вариации параметров  $\Sigma$ ,  $\delta$ ,  $l$ ,  $\Omega$ , на угловые характеристики рассеянного акустического поля. В качестве результата аналитического расчета представим пример индикатрисы, описывающей угловую характеристику рассеяния волны, распространяющейся вглубь среды после преломления на границе раздела. На рис. 2 а) изображен случай прохождения волны через границу при соотношении  $c_2/c_1 = 1,1$ , а на рис. 2 б) – при  $c_2/c_1 = 0,2$ . Из рисунков виден многолепестковый характер индикатрисы рассеяния.

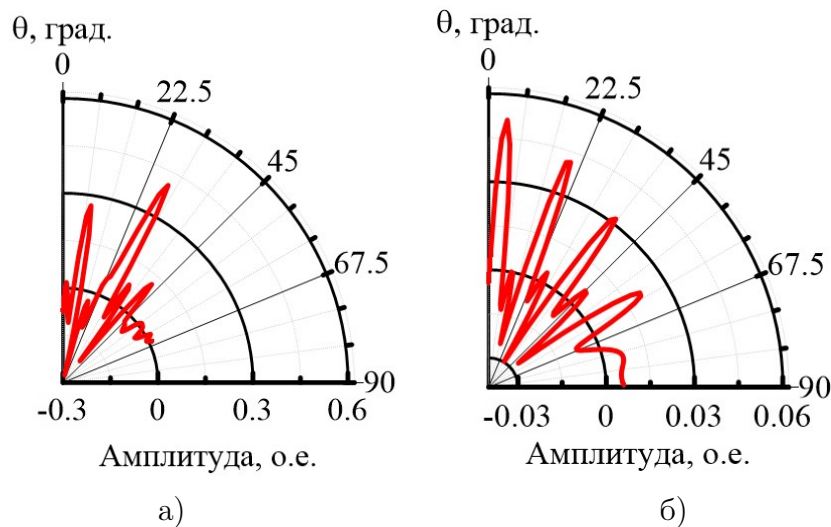


Рис. 2. Индикатриса рассеяния для преломленной волны при прохождении границы двух сред: а) из мягкой в более жесткую среду  $c_2/c_1 = 1,1$ , б) из более жесткой в мягкую  $c_2/c_1 = 0,2$  (акустическая волна)

В антенных решетках с периодически эквидистантно расположенными приемниками ширина лепестков угловой характеристики обычно выражается соотношением, параметры которой подобны следующим:  $\frac{2\pi l}{\Lambda} \simeq \frac{1}{\theta}$ ,  $kl = \frac{1}{\theta} = \frac{\omega l}{c_1} \rightarrow \theta = \frac{c_1}{\omega l} = \frac{1}{\Omega} \approx \frac{1}{60}$ . Однако графики на рис. 2 а), б) показывают, что угловой размер – ширина лепестка по  $\theta$  превышает величину  $1/60$ . Отсюда следует, что его угловая ширина определяется как  $\Delta\theta = c_1/\omega d$ , вместо  $\theta = c_1/\omega l$ , что предполагается обычно или традиционно. Т.е. определяется высотой гребня  $d$  на неровности гофрированной границы, а не пространственным периодом неровности  $l$ .



### 3. Индикатриса рассеяния акустической волны на границе с усложненной формой периодической гофрировки

Представляет интерес рассмотреть особенности, свойственные угловой характеристике рассеяния волны, отраженной от границы раздела, имеющей неровность не синусоидальной формы, а в виде короткого, резко ограниченного по высоте и протяженности выброса и периодически повторяющегося вдоль X-координаты. При этом поверхность остается гладкой и ровной в остальной не искаженной части, не имеющий ей излома по Y. Указанный характер неровности вносит специфику в уже имеющийся набор представленных характеристик, соответствующих случаю синусоидальной формы гребчатой границы.

$$\begin{aligned}
 Re I' = & \cos(\Omega\eta \sin \theta) \int_0^1 \cos\left(\Omega\xi \cos \theta - \Omega\xi\delta \sin \theta e^{-(2\pi\xi)^2} - \Omega\eta\delta \cos \theta e^{-(2\pi\xi)^2}\right) d\xi - \\
 & - \sin(\Omega\eta \sin \theta) \int_0^1 \sin\left(\Omega\xi \cos \theta - \Omega\xi\delta \sin \theta e^{-(2\pi\xi)^2} - \Omega\eta\delta \cos \theta e^{-(2\pi\xi)^2}\right) d\xi
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

Этим обеспечивается возможность анализа влияния поперечного скачка скорости распространения в случае короткого по протяженности масштаба неровности (по сравнению с синусоидальной неровностью). На рис. 3 а), б), в) рассматривается несколько вариантов с различными соотношениями  $\Sigma = c_2/c_1$ .

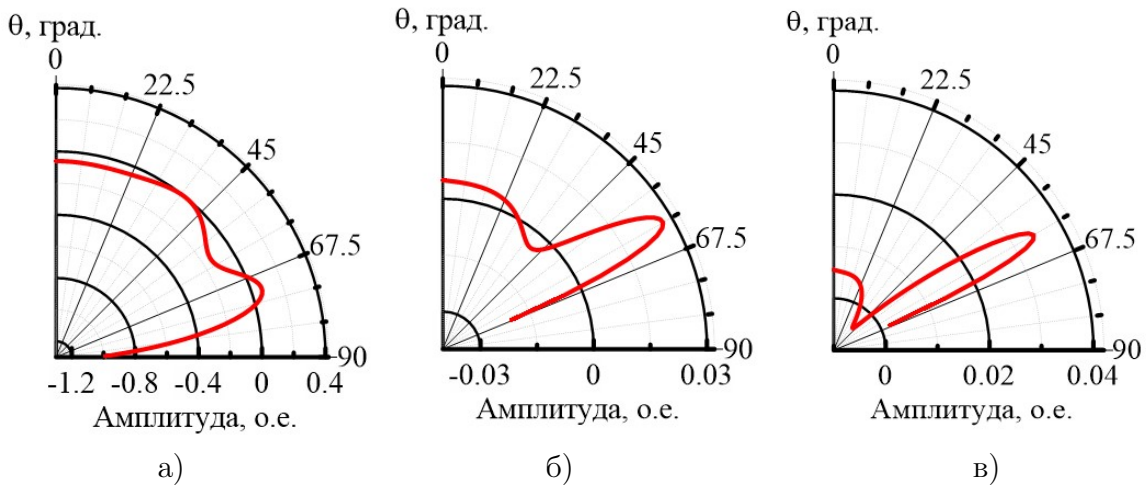


Рис. 3. Индикатриса рассеяния при различных значениях скачка скорости  $c_2/c_1$  на границе, содержащей резкую вдоль X неровность:  
 а)  $\Sigma = 0,35$ , б)  $\Sigma = 1,08$ , в)  $\Sigma = 1,09$

Демонстрируется перестройка индикатрисы рассеяния при смене скачка скорости распространения на границе контакта, причем характер перестроения является уже иным по сравнению с рассмотренными выше примерами синусоидальной неровности.

### 4. Индикатрисы рассеяния при проскальзывающем контакте на границе жидкость-твердое дно

При описании рассеяния в этом случае используются выражения для коэффициентов отражения-прохождения на границе с проскальзыванием: скалярная среда – жесткая, твердая среда, причем ввиду громоздкости строгих формул для описания этих коэффициентов рассматривается упрощенный случай, в котором справедливы

соотношения  $c_1 = c_2 = \sqrt{3}c_{t2}$ ,  $\rho_1 = \rho_2$  – т.е. условие равенства скорости продольной волны и скорости акустической волны в жидкости, а также идентичность параметра плотности в средах. Кроме того, донные породы подразумеваются классическими по соотношению констант упругости Лямэ, для которых ( $\lambda = \mu$ ), или  $c_{t2} = \sqrt{3}c_{l2}$ . На рис. 4 а), б) демонстрируются индикатрисы рассеяния по продольной волне: рис. 4 а) – отраженная, рис. 4 б) – преломленная (расчетные формулы ввиду громоздкости не представлены).

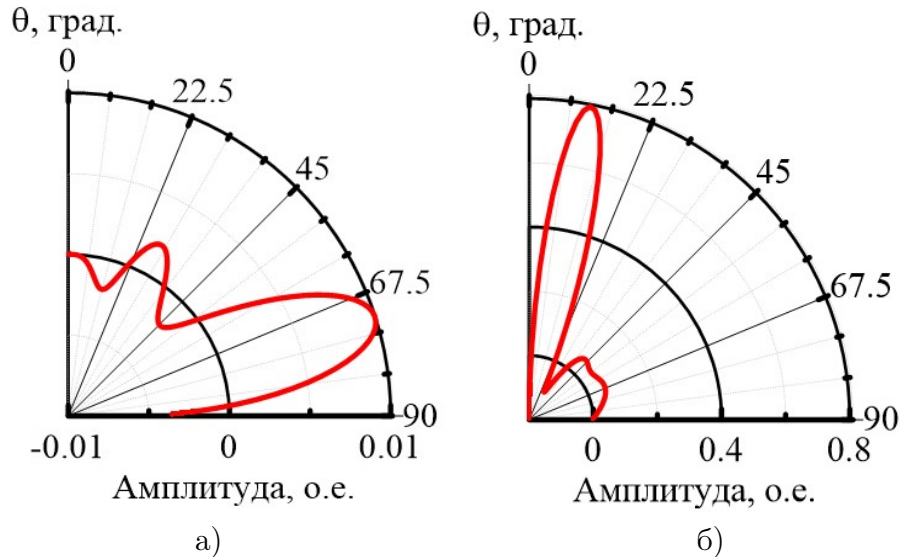


Рис. 4. Индикатриса рассеяния продольной волны:  
а) отраженная волна, б) преломленная волна

В отличие от ранее рассмотренных теперь в индикатрисе характерно наличие единственного лепестка (с доминирующей амплитудой) вместо многолепестковой структуры. Легко видеть, что коэффициент отражения (падающих продольных волн) вплоть до углов  $70^\circ$  близок к 0. Коэффициент прохождения (по продольной волне) также представляет единственный лепесток в узком интервале углов, близких к нормали. Важно также отметить, что кроме объемных – падающей, отраженной и преломленной волн в волновом балансе принимают участие поверхностные квази-Рэлеевские волны и волны Стоунли.

## 5. Рассеяние импульсного сигнала

Обычно угловое распределение амплитуды рассеянной волны при гармоническом режиме излучения (зависимость от  $\theta$ ), используемое для диагностики параметров среды и границы раздела, сильно изменчиво и варьируется при смене частоты  $\Omega$  и  $\Sigma$ , не позволяя фиксировать устойчивый признак получения требуемых характеристик. Один из путей преодоления возникающей сложности обеспечивается переходом к импульсному режиму при зондировании границы. Сечение рельефа, получаемого применительно к импульсному режиму, в отличие от гармонического, представляет собой интегральный показатель, стабильный – пригодный для интерпретации и диагностики параметра  $\Sigma = c_2/c_1$ .

Обратимся к рассмотрению отклика в импульсном режиме. Он образуется сначала интегрированием по частоте (с предварительным умножением на спектр гауссова импульса). Затем выполняется интегрирование по периоду неровности – суперпозиция волновых откликов всех элементарных отражателей на одном периоде гофрированной границы (синусоидальных гребней).

Представим выражение для отклика как функции текущего времени  $t$  и угла  $\theta$  при конечной длительности воздействия  $\bar{T} = \tau c_1/l$  – безразмерная величина. Для рассеянной преломленной волны справедлива запись:

$$III(\theta) = \int_0^1 \frac{2\Sigma (\cos\theta - \delta \sin\theta \sin(2\pi\xi)) e^{-\frac{(\xi \sin\theta - \eta \cos\theta + \xi \frac{\delta}{\Sigma} \sqrt{1 - \Sigma^2 \sin^2\theta} \sin(2\pi\xi) + \delta\eta \sin\theta \sin(2\pi\xi) - t)^2}{\bar{T}^2}}}{\Sigma (\cos\theta - \delta \sin\theta \sin(2\pi\xi)) + \sqrt{1 - \Sigma^2 \sin^2\theta}} d\xi \quad (4)$$

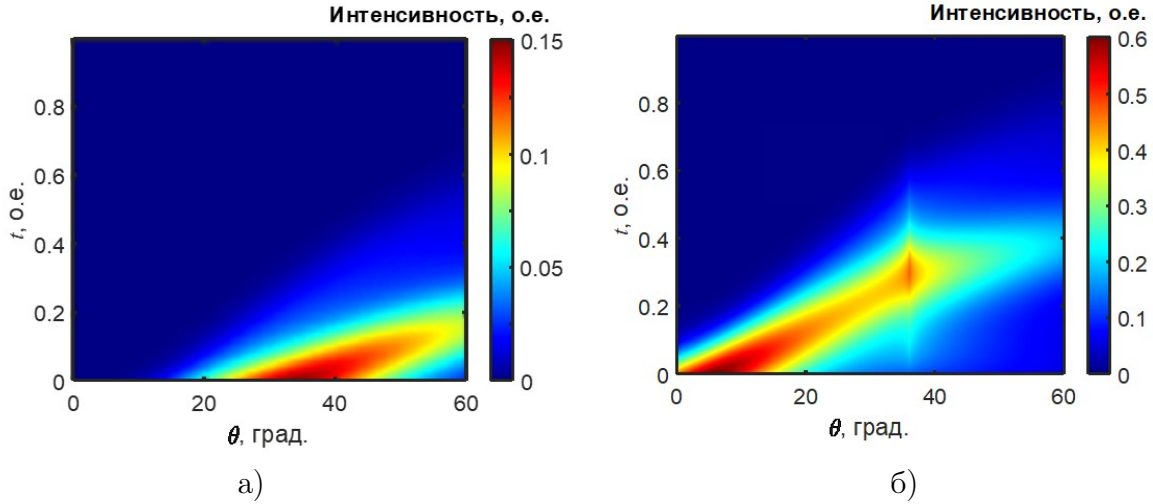


Рис. 5. Зависимость интенсивности импульсного отклика в преломленной волне от времени задержки и угла прихода  $\theta$  для а)  $c_2/c_1 = 0,35$  , б)  $c_2/c_1 = 1,7$

По результатам расчета по формуле (4) выполнены иллюстрации зависимости интенсивности импульсного акустического отклика, преломленного в водную среду, от времени задержки и угла прихода. Полученные зависимости представлены на рис. 5 а), б) в виде цветной номограммы на плоскости: угол прихода  $\theta$  (градусы) – время задержки  $t$  (безразмерные относительные единицы). Характер зависимости на иллюстрациях значительно различен при  $c_2/c_1 < 1$  и при  $c_2/c_1 > 1$ , что позволяет видеть по какую сторону границы скорость звука преобладает по величине.

## 6. Анализ акустического рассеяния методом конечных элементов

Рассмотрим пространственное распределение амплитуды гармонических акустических волн, рассеянных вверх, а также прошедших вниз в нижнюю среду, создаваемых монопольным и дипольным источником, установленными вблизи и выше границы раздела, имеющей гребенчатую синусоидальную форму. В этом случае имитируются волны ограниченной апертуры, падающие на границу под различными углами. В этом разделе обсуждаются результаты, полученные с использованием численной реализации метода конечных элементов (вычислительный пакет COMSOL). Здесь развиваются и углубляются подходы, реализация которых возможна уже современными вычислительными средствами [7 – 12]. В данной работе расчетная область дискретизировалась достаточно большим количеством элементов тетраэдрального типа. Для обеспечения приемлемой точности вычислений выбиралось  $\sim 20$  узлов на длину волны. Соответственно, в трехмерной постановке задачи требовалось  $\sim 1,5$  ТБ оперативной памяти, и время расчета одного варианта на 56-ядерном вычислительном модуле составляло около суток.

При рассеянии волн в поле отраженной, либо преломленной волны, создаваемых источниками, близко расположенными у границы раздела, имеющей рифленую поверхность контакта, возникают области с повышенной засветкой вдоль узких угловых секторов, которые повторяют ход лучей, соответствующих экстремальным интенсивностям в выше рассмотренных и проанализированных индикатрисах рассеяния акустических волн. Иллюстрации амплитудного пространственного распределения представлены на рис. 6 а), б) для источника – монополя в случаях рассеяния ровной границей и рифленой границей.

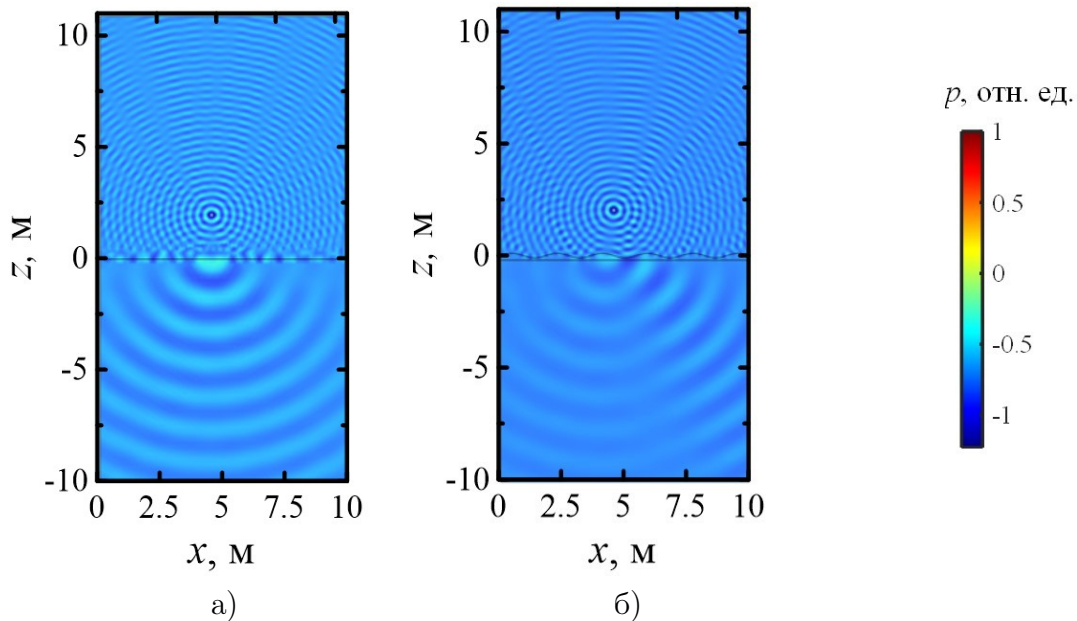


Рис. 6. Акустическое поле (1 кГц) монопольного источника вблизи горизонтальной границы раздела: а) монополь вблизи ровной границы (воздух-вода), б) монополь вблизи гребенчатой границы

Для иллюстрации выбраны среды со скоростью звука в верхней среде (воздух)  $c_1 = 340$  м/с, а в нижней (вода)  $c_2 = 1500$  м/с, при этом поддерживается гармонический режим колебаний акустического поля  $f = 1$  кГц. В обоих случаях демонстрируется волновое поле монополя, причем удаление от границы его центра составляет  $5\lambda$  (длин волн в воздухе). Первым (рис. 6 а)) представлено поле преломленной волны для ровной границы раздела, а на следующем (рис. 6 б)) – для случая гребенчатой границы, когда глубина гофрировки (высота гребня) составляет  $\delta = d/l = 0,1$ . При таком позиционировании центра источника, смещенном по  $X$  на  $l/4$  направо, имеет место нулевое смещение высоты рифленой поверхности, но при максимуме ее наклона. Благодаря этому (в поле преломленной волны) возникает определенное отклонение (некоторый угол наклона к горизонту) от вертикали узкого сектора с повышенным уровнем «засветки» в водном полупространстве.

На рис. 7 а), б), в) представлены три случая (с перестройкой по позиции центра) пространственного распределения поля при излучении осциллирующим дипольным моментом с наклонной ориентацией оси (под углом  $30^\circ$  к вертикали, с расположением диполя в плоскости  $XZ$ ) и установленным в воздушной среде на дистанции  $5\lambda$  от границы воздух-вода  $h = 5\lambda = 5c/f$ . На рис. 7 а) (верхняя часть) в воздухе присутствует несколько наклонных лучей отраженной волны. В нижней части демонстрируется поле преломленной волны в воде. Центр диполя здесь приходится на координату  $X$ , соответствующую минимуму высоты границы раздела гребенчатого рифления.



Направленность в максимуме излучения по преломленной волне строго вертикальная. На рис. 7 б) (внизу) демонстрируется отклонение направления максимума характеристики рассеяния при сдвинутой влево позиции центра диполя, когда смещение составляет  $l/4$ . Происходит поворот максимума характеристики против часовой стрелки на угол порядка  $\sim \pi/6$ . Аналогичное перестроение направленности, показано на рис. 7 в) (внизу), которое соответствует смещению направо центра диполя по  $X$  на  $-l/4$ . Имеет место поворот характеристики направо (по часовой стрелке). Тем самым показано, что при сдвигах центра диполя по  $X$  на  $\pm l/4$  достигается сканирование на угол порядка  $\sim \pm \pi/6$ .

Заметим, что представленные на рис. 7 а), б), в) реализации пространственного распределения при наличии на границе гребенчатой структуры соответствуют рассеянной акустической волне с длиной, равной  $\Lambda \approx l$ , соответствующей более высокой частоте относительно значения  $\Lambda = 2l$ , отвечающего случаю брэгговского резонансного рассеяния.

Таким образом, в случае границы воздух-вода демонстрируется отклонение от нормали углового сектора с максимальной «засветкой», т.е. сканирование по углу поля рассеяния преломленных волн.

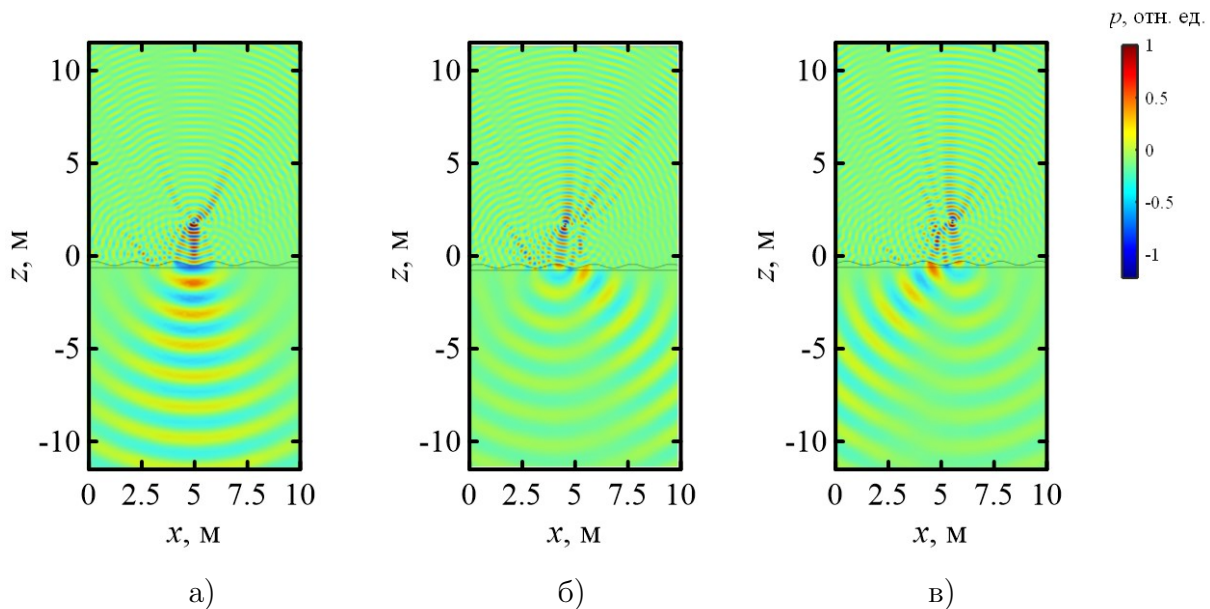


Рис. 7. Смена позиционирования центра диполя вблизи границы. Сканирование характеристики рассеяния диполя: а) размещение центра над точкой минимума рифления, б) смещение на  $l/4$  слева от минимума, в) смещение на  $l/4$  справа от минимума ( $f = 1$  кГц)

В заключение рассмотрим особенности акустического поля, излучаемого обоими типами источников: монополю и дипольным моментом в случае их осцилляций у границы раздела двух сред вода – нейлон (твердая среда). Для дипольного момента предполагается тот же угол наклона оси к нормали. Источники расположены в воде на удалении  $h = 5\lambda = 5c/f$  ( $f = 1$  кГц) от рифленой границы нейлон. Глубина гофрировки составляет  $\delta = d/l = 0,1$ . Имеет место условие равенства скорости распространения: звука в воде и продольных ( $P$ ) волн в твердой среде – в нейлоне. На рис. 8 а), б), в), г) демонстрируется пространственное амплитудное волновое распределение в поле рассеяния двух типов источников – монополя (рис. 8 а), в)) и диполя (рис. 8 б), г)). Как и на предыдущем рис. 7, поле отраженной волны изображено в области выше границы, поле преломленной волны – в области ниже границы. На первых двух – рис. 8 а), б) рассмотрена ровная плоская граница раздела,

на двух других – рис.8 в), г) имеет место случай, в котором представлены волны, рассеянные на синусоидальной гребенчатой границе сред.

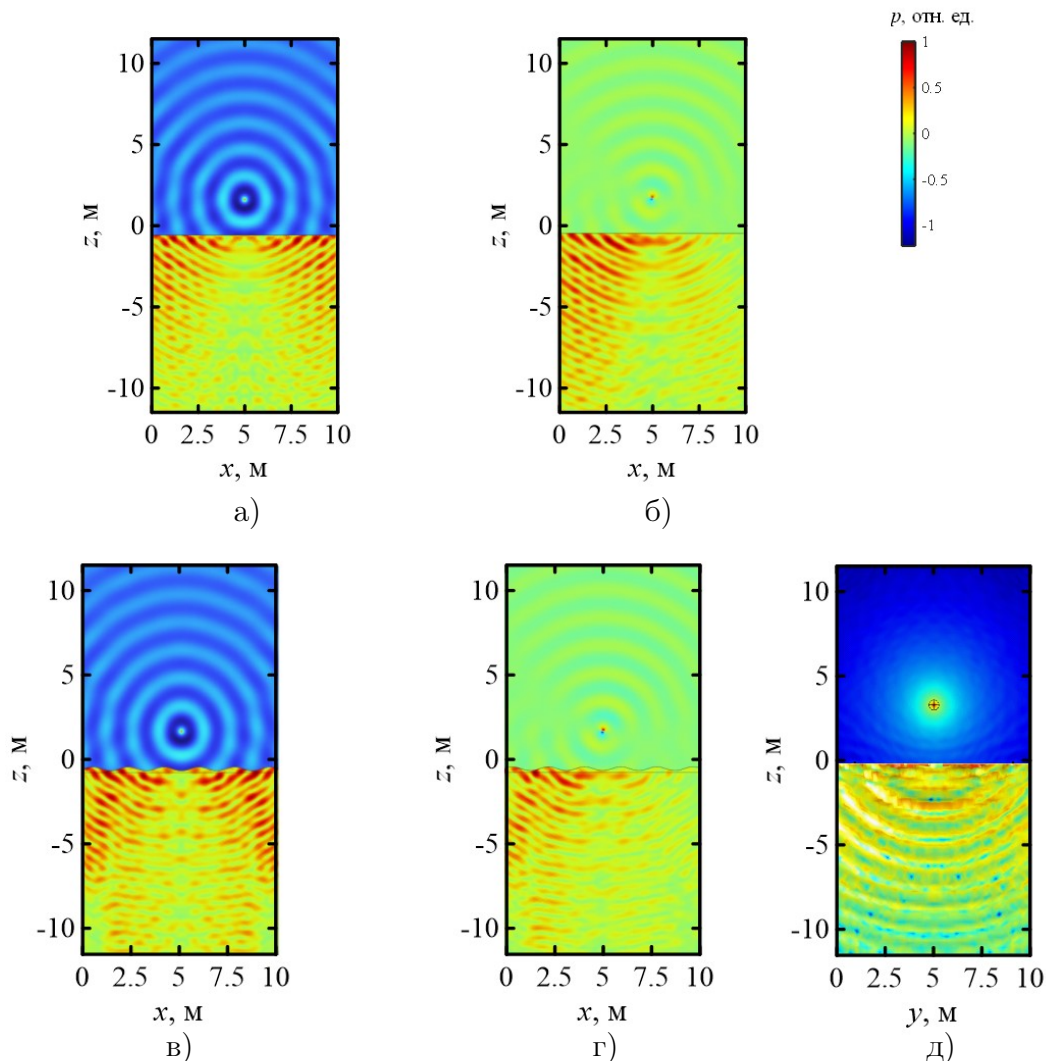


Рис. 8. а)–г) Пространственное распределение (разрез  $XZ$  в плоскости) акустического поля монополя и дипольного источников, действующих в области границы вода-нейлон, д) Пространственное распределение акустического поля монополя в плоскости  $YZ$

Сравнение характера падающих волн на рис.8 а), б) (верхняя часть рисунка – звук в воде) и преломленных волн (нижняя часть – в нейлоне) показывает, что уже при условии ровной плоской границы и в случае обоих видов источников в прошедшей волне результатом является суперпозиция продольной ( $P$ ) и поперечной ( $SV$ ) волн с преобладанием последней. Скорость распространения поперечных ( $SV$ ) волн, доминирующих в преломленной волне, в 2 раза ниже скорости ( $P$ ) волн, что следует из уменьшенной (вдвое) периодичности максимумов и минимумов, соответствующих аналогичным у звуковой волны в воде. Вследствие наклонной оси дипольного источника наблюдается увеличение амплитуда в одном из секторов преломленной волны, излученной вглубь твердой среды. Имеет место усложнение характера волновой картины.

Из рис. 8 в), г) видно, что наиболее интенсивная часть поля рассеянных преломленных волн в случае перехода к гребенчатой неровности на границе для обоих типов источника смещается в область нормали, т.е. в центральную область, лежащую на перпендикуляре к границе. Таким образом, основная особенность связана

с возбуждением в твердом теле поперечных волн, доминирующих в поле преломленных волн, возникающих независимо от обоих типов источника, порождающего звуковое поле в воде. При этом через границу как плоскую, так и с гребенчатой неровностью проникают продольные волны, преобразуясь в области контакта вода-нейлон преимущественно в поперечный волновой тип. Пространственное амплитудное распределение акустического поля, излучаемого осциллирующим монополем в воде вблизи рифленой границы раздела вода-нейлон в плоскости  $YZ$ , показано на рис. 8 д). Моделирование продемонстрировано для гофрированной структуры размером по координате  $Y$  равной длине.

### Заключение

В работе изложены результаты аналитического расчета (по Кирхгоффу) и численного моделирования рассеяния звука, возникающего на границе двух сред с периодически рифленой (синусоидальной, гребенчатой) формой поверхности контакта и резко различающихся по звуковой скорости. Аналитически построены индикатрисы рассеяния отраженных и преломленных волн при различных условиях и параметрах скачка на границе раздела сред. На основе численного моделирования продемонстрирована возможность сканирования индикатрисы рассеяния, являющейся угловой характеристикой направленности излучения акустических источников, осциллирующих монополя и диполя, действующих вблизи границы раздела сред. Установлены особенности характеристик рассеянных акустических волн на гребенчатой границе, которые могут найти практическое применение при оценке параметров донных осадков, при разработке алгоритмов зондирования, в геофизических устройствах и приборах морской сейсмозаведки.

Работа выполнена в рамках государственного задания ИПФ РАН (проект № FFUF-2024-0041).

### Список литературы

1. Серебряный, А. Н. Генерация подводного шума сулоем внутренней волны большой амплитуды в океане / А.Н. Серебряный, А.В. Фурдуев, А.А. Аредов, Н.Н. Охрименко. // Акустический журнал. – 2022. – Т. 68, № 3. – С. 312 – 322.
2. Басс, Ф. Г. Рассеяние звука статистически неровной поверхностью / Ф.Г. Басс, И.М. Фукс. – М.: Наука, 1972. – 424с. – ISBN 5458285794, 9785458285797
3. Аббакумов, К.Е. Рассеяние плоских упругих волн на микрошероховатой границе раздела твердых сред / К.Е. Абакумов // Дефектоскопия. –2017. – №.7. – С. 3 – 17.
4. Шагапов, В.Ш. Особенности отражения и преломления акустических волн на границе раздела между газом и дисперсной системой / В.Ш. Шагапов, В.В. Сарапулова. // Прикладная механика и техническая физика. – 2015. – Т. 56, №.5. – С. 119 – 129.
5. Разин, А.В. Рассеяние поверхностной акустической волны на неоднородности малых размеров в твердом полупространстве / А.В. Разин. // Известия вузов. Радиофизика. – 2010. – Т.53, №.7. – С. 464 – 480.
6. Прохоров, И.В. Математическое моделирование процессов распространения акустических и электромагнитных полей в случайно-неоднородных средах / И.В. Прохоров, Н.С. Суровенко, И.Б. Агафонов. // Технические проблемы освоения мирового океана (ИПМТ ДВО РАН). – 2009. – Т. 3. – С. 244 – 248.
7. Иванов, А.Н. Математическое моделирование процессов распространения акустических волн в структурно-неоднородных средах: диссертация кандидата физико-



математических наук (01.04.06) / А. Н. Иванов. – Владивосток: Тихоокеан. океанол. институт ДВО РАН, 2008. – 141с.

8. Шашурин, А.Е. Методика оценки акустического поля от автотранспортного потока / А.Е. Шашурин, В.А. Васильев // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2023. – № 8. – С. 601 – 611 .

9. Иванов, Н.И. Использование метода преобразования звуковых полей для расчёта эффективности шумозащитных конструкций / Н.И. Иванов, Н.В. Тюрина, А.Е. Шашурин, П.С. Курченко // Noise Theory and Practice. – 2020. – № 6(4). – С. 128 – 134.

10. Захаров, А.В. Законы сохранения механики в задачах распространения волн через границы инерционно-упругих сред / А.В. Захаров, И.П. Салтыков // Noise Theory and Practice. – 2024. – № 10(3). – С. 27 – 41.

11. Вагин, А.В. Волновые процессы в средах с цилиндрическими поверхностями при условии нежесткого контакта / А.В. Вагин, А.С. Воротынцева // Noise Theory and Practice. – 2024. – № 10(3). – С. 11 – 26.

12. Darmon, M. Acoustic Scattering Models from Rough Surfaces: A Brief Review and Recent Advances. / M. Darmon, V. Dorval, F. Baqué // Appl. Sci. – 2020. – Vol. 10. – P. 8305.

## References

1. Serebryany, A. N. Generation of underwater noise by a large-amplitude internal wave in the ocean / A. N. Serebryany, A. V. Furduyev, A. A. Aredov, N. N. Okhrimenko. // Acoustic journal. - 2022. - Vol. 68, No. 3. - P. 312 - 322.

2. Bass, F. G. Sound scattering by a statistically uneven surface / F. G. Bass, I. M. Fuks. - М.: Nauka, 1972. - 424 p. - ISBN 5458285794, 9785458285797

3. Abbakumov, K. E. Scattering of plane elastic waves at a micro-rough interface between solid media / K. E. Abakumov // Defectoscopy. - 2017. - No. 7. - P. 3 - 17.

4. Shagapov, V. Sh. Features of reflection and refraction of acoustic waves at the interface between a gas and a dispersed system / V. Sh. Shagapov, V. V. Sarapulova. // Applied Mechanics and Technical Physics. – 2015. – Vol. 56, No. 5. – P. 119 – 129.

5. Razin, A.V. Scattering of a surface acoustic wave by small-sized inhomogeneities in a solid half-space / A.V. Razin. // News of universities. Radiophysics. – 2010. – Vol. 53, No. 7. – P. 464 – 480.

6. Prokhorov, I.V. Mathematical modeling of the processes of propagation of acoustic and electromagnetic fields in randomly inhomogeneous media / I.V. Prokhorov, N.S. Surovenko, I.B. Agafonov. // Technical problems of development of the world ocean (IPMT FEB RAS). – 2009. – Vol. 3. – P. 244 – 248.

7. Ivanov, A.N. Mathematical modeling of acoustic wave propagation processes in structurally inhomogeneous media: dissertation of candidate of physical and mathematical sciences (01.04.06) / A. N. Ivanov. - Vladivostok: Pacific Oceanological Institute, Far Eastern Branch of the Russian Academy of Sciences, 2008. - 141 p.

8. Shashurin, A.E. Methodology for assessing the acoustic field from a traffic flow / A.E. Shashurin, V.A. Vasiliev // Bulletin of Tula State University. Technical sciences. - 2023. - No. 8. - P. 601 - 611 .

9. Ivanov, N.I. Using the method of transforming sound fields to calculate the effectiveness of noise protection structures / N.I. Ivanov, N.V. Tyurina, A.E. Shashurin, P.S. Kurchenko // Noise Theory and Practice. – 2020. – No. 6(4). – P. 128 – 134.

10. Zakharov, A.V. Conservation laws of mechanics in problems of wave propagation

---

through the boundaries of inertial-elastic media / A.V. Zakharov, I.P. Saltykov // Noise Theory and Practice. – 2024. – No. 10(3). – P. 27 – 41.

11. Vagin, A.V. Wave processes in media with cylindrical surfaces under non-rigid contact / A.V. Vagin, A.S. Vorotyntseva // Noise Theory and Practice. – 2024. – No. 10(3). – P. 11 – 26.

12. Darmon, M. Acoustic Scattering Models from Rough Surfaces: A Brief Review and Recent Advances. / M. Darmon, V. Dorval, F. Baqué // Appl. Sci. – 2020. – Vol. 10. – P. 8305.

УДК: 534.836.2  
OECD: 1.03. AA

## Расчет затухания шума железнодорожного транспорта в условиях жилой городской застройки

Васильева А.В.<sup>1\*</sup>, Забалканская Л.Э.<sup>2</sup>, Буторина М.В.<sup>3</sup>, Васильев А.П.<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Старший преподаватель кафедры «Экология и производственная безопасность»,

<sup>2</sup>К.ф.-м.н., доцент кафедры «Высшая математика»,

<sup>3</sup>Д.т.н., доцент, профессор кафедры «Экология и производственная безопасность»,

<sup>4</sup>Старший преподаватель кафедры «Экология и производственная безопасность»

<sup>1,2,3,4</sup>Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»

им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

### Аннотация

Данная статья является продолжением исследования влияния различных параметров застройки на затухания звука. Определен коэффициент, связывающий такие параметры как отношение длин сторон зданий и отношение длины пролетов между зданиями к общей длине участка. Данный параметр может быть определен для двух групп, включающих в себя по два типа застройки: строчная параллельная и ленточная; строчная перпендикулярная и периметральная. Определен критерий отнесения застройки к той или иной группе. Также найдена коррекция, учитывающая шероховатость застройки (параметр, зависящий от средней высоты зданий). Представлены формулы для определения затухания звука в различных типах застройки, проведены расчеты затухания звука на различных участках застройки, прилегающей к железной дороге, для всех расчетов получена хорошая сходимость с результатами эксперимента.

**Ключевые слова:** распространение шума, затухание звука, шум в городской застройке, шероховатость застройки, шум железнодорожного транспорта.

### *Calculation of noise reduction of railway transport in conditions of residential urban development*

Vasilyeva A.V.<sup>1\*</sup>, Zabalkanskaya L.E.<sup>2</sup>, Butorina M.V.<sup>3</sup>, Vasiliev A.P.<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Senior lecturer at the Department of Ecology and Industrial Safety

<sup>2</sup>PhD, Associate Professor of the Department of Higher Mathematics

<sup>3</sup>DSc, Associate Professor, Professor of the Department of Ecology and Industrial Safety

<sup>4</sup>Senior Lecturer of the Department of Ecology and Industrial Safety

<sup>1,2,3,4</sup>Baltic State Technical University 'VOENMEH', St. Petersburg, Russia

### Abstract

This article is a continuation of the study of the influence of various building parameters on sound attenuation. A coefficient has been determined linking parameters such as the ratio of the lengths of the sides of buildings and the ratio of the length of the gaps between buildings to the total length of the site. This parameter can be defined for two groups, which include two types of buildings: lowercase parallel and ribbon; lowercase perpendicular and perimeter. The criterion for assigning buildings to a particular group has been determined. An adjustment for the roughness of the building was also found (a parameter depending

on the average height of buildings). Formulas for determining sound attenuation in various types of buildings are presented, calculations of sound attenuation in various sections of the building adjacent to the railway are carried out, good convergence with the experimental results is obtained for all calculations.

**Keywords:** noise propagation, sound attenuation, noise in urban areas, roughness of buildings, noise of railway transport.

## Введение

На процесс распространения шума железнодорожного транспорта в застройке влияет множество явлений, в первую очередь это экранирование зданиями, отражение звука, снижение звука за счет ограничения угла видимости источника шума, дифракция звука на боковых кромках зданий, прямое прохождение звука через просветы между домами и пр. При этом от расположения зданий относительно друг друга и источника шума зависит какие из этих явления будут преобладающими и окажут большее влияние на снижение шума [1, 2]. Среди типовых вариантов расположений зданий можно выделить четыре наиболее часто встречающиеся: периметральная, строчная перпендикулярная, строчная параллельная и ленточная [3, 4]. В работах [5, 6] были рассмотрены зависимости затухания шума железнодорожного транспорта в застройке различных типов от таких параметров как: плотность застройки, отношение длин сторон зданий, длина просветов между зданиями и шероховатости застройки. Так как существующие расчетные методики недостаточно точно учитывают геометрию зданий и их высоту, необходимо разработать расчетные формулы, учитывающие данные параметры.

## 1. Описание применяемого подхода

Для расчета снижения шума в данной работе предлагаются расчетные схемы для оценки распространения шума на территории застройки и математические модели для различных массивов зданий, учитывающие особенности распространения в них звука. При этом жилые массивы рассматриваются как области затухания шума, в которых реализуются процессы геометрической дивергенции, дифракции, поглощения и отражения звука, молекулярного затухания и пр., рассматриваемые совместно.

По результатам исследований снижения звука при его распространении в городской застройке был сделан вывод, что снижение звука зависит от отношения длин сторон зданий, отношения длины просветов между зданиями к общей длине участка, а также от шероховатости застройки [5, 6]. Для разработки расчетных формул был применен метод эмпирических коэффициентов, полученных методами линейной регрессии по данным натурных измерений. Такой подход нашел широкое применение и используется в различных методиках, таких как СП 23-104-2004 [7], ОДМ 218.2.013-2011 [8], СП 276.1325800.2016 [9], ГОСТ Р 54933 [10]. Для установления зависимостей от различных параметров данные методики используют коэффициент, на который умножается логарифм. [11, 12]

Для установления зависимости с отношением длин сторон зданий, отношением длины просветов между зданиями к общей длине участка используем коэффициент. Следует отметить, что данный подход применим только к застроенным участкам. Расчет распространения шума в пространстве, свободном от застройки, производится по стандартной методике [9].

Поскольку снижение звука в пространстве описывается логарифмической зависимостью, за основу расчетной формулы принята зависимость для линейного

источника:

$$\Delta L = 10 \lg \frac{R}{r_0}, \quad (1)$$

где  $\Delta L$  – снижение уровня звука в расчетной точке, дБА;

$R$  – расстояние от источника шума до расчетной точки, м;

$r_0$  – опорное расстояние, м.

Другой параметр влияющий на снижение шума в застройке – шероховатость застройки  $Z_0$ , определяемая высотой зданий на рассматриваемом участке [6, 13]. Для учета данного параметра введем коррекцию  $K_{\text{выс}}$ , определяемую по формуле:

$$K_{\text{выс}} = 10^{(0,1 * Z_0)} \quad (2)$$

В таблице 1 приведено значение коррекции  $K_{\text{выс}}$  в зависимости от шероховатости застройки.

Таблица 1

Значения коррекции  $K_{\text{выс}}$

Тип застройки	Высота, м	Уровень шероховатости застройки $Z_0$ , м	Коррекция, учитывающая высоту застройки, $K_{\text{выс}}$ , дБА
Пористая поверхность $G=1$ (трава)	0,2	0,02	1
Сельская застройка 1 – 2 этажа	5-8	1	1,3
Городская застройка 3 – 5 этажей	11-15	1,5	1,5
Городская застройка более 5 этажей	15-30	3	2

С учетом всего вышеуказанного формула 1 будет иметь вид:

$$\Delta L = C \lg \frac{R}{r_0} + K_{\text{выс}}, \quad (3)$$

где  $\Delta L$  – снижение уровня звука в расчетной точке, дБА;

$C$  – коэффициент, зависящий от параметров застройки;

$R$  – ширина участка застройки, м;

$r_0$  – опорное расстояние, м;

$K_{\text{выс}}$  – коррекция, учитывающая шероховатость застройки, дБА.

Коэффициент определяется в зависимости от типа застройки. Периметральная и строчная перпендикулярная застройка выделяются в первую группу, строчная параллельная и ленточная – во вторую группу. Данное разделение связано со схожим расположением зданий в объединенных типах. В строчной параллельной и ленточной застройке здания играют роль экранирующих сооружений, и снижение происходит за счет экранирование шума зданием: чем здание длиннее, тем меньше эффект боковой

дифракции сказывается на уровне шума за зданием. Строчная перпендикулярная и периметральная подразумевают наличие зданий, расположенных перпендикулярно источнику шума, разрывы между зданиями в данных типах застройки часто бывают больше, чем в других, снижение шума достигается в основном за счет ограничения угла видимости источника шума.

Критерием отнесения городской застройки к какому-либо типу является отношение длин сторон зданий ( $l$ ), определяемое по формуле:

$$l = a/b, \quad (4)$$

где  $a$  – средняя длина фасадов здания, обращенных к источнику шума (параллельных источнику шума), м;

$b$  – средняя длина фасадов здания, перпендикулярных источнику шума, м.

Если  $l \leq 2$  застройка относится к первой группе (строчная перпендикулярная и периметральная). Если  $l > 2$  застройка относится ко второй группе (строчная параллельная и ленточная).

В таблице 2 представлены значения параметров, от которых зависит коэффициент  $C$ , и затухания звука. Величины затуханий звука были определены экспериментально [14], путем измерений уровней звука на территории застройки.

Таблица 2

Значения параметров, от которых зависит коэффициент и затухания шума на различных участках

Участок	A, м	B, м	Отношение длин сторон здания (l)	Лпросв, м	Лобщ, м	Длина просветов к общей длине (p)	Снижение шума, дБА
Строчная параллельная застройка							
Ст. Столбовая	65	10	6,5	35	100	0,35	14,5
Ст. Путепровод	60	15	4,0	52	170	0,31	12,9
Ст. Бугач	92	13	7,1	17	200	0,29	15,7
Среднее	-	-	5,9	-	-	0,31	14,3
Строчная перпендикулярная застройка							
Ст. Детская	13	59	0,2	94	120	0,78	11,1
Марьяна Роца (северный участок)	13	45	0,3	141	180	0,78	8,8
Ст. Серп и Молот	13	45	0,3	53	84	0,63	5,5
Ст. Куровская	11	48	0,2	47	80	0,59	7,6
пл. Верхние котлы	14	24	0,6	41	70	0,58	10,5
Среднее	-	-	0,3	-	-	0,67	8,7
Периметральная застройка							
ст. Матвеевская – ст. Очаково	33	46	0,7	10	120	0,08	12,9

Участок	А, м	В, м	Отношение длин сторон здания (l)	Лпросв, м	Лобщ, м	Длина просветов к общей длине (p)	Снижение шума, дБА
пос. Железнодорожный	23	31	0,7	89	170	0,52	5,8
пл. Маленковская	81	36	2,3	18	240	0,08	16,0
Среднее	-	-	1,2	-	-	0,22	11,6
Ленточная застройка							
Ст. Лосиноостровская	258	26	9,9	5	410	0,01	20,3
Ст. Северное шоссе – ст. Бугач	113	13	8,7	15	190	0,08	22,6
Среднее	-	-	9,3	-	-	0,05	21,5

Для определения значения коэффициента  $C$  рассмотрим его зависимость от двух параметров  $C(l,p)$ , где  $l$  соответствует соотношению средней длины и ширины зданий данного типа застройки и определяется по формуле (4), а  $p$  – отношению длины просветов между зданиями к общей длине участка:

$$p = l_{\text{просв}}/l_{\text{общ}}, \quad (5)$$

где  $l_{\text{просв}}$  – длина просветов между зданиями, м;

$l_{\text{общ}}$  – длина рассматриваемого участка, м.

Значения  $C$  были определены по имеющимся экспериментальным данным о затуханиях на участках и данным о параметрах застройки (таблица 2).

Предполагая наличие функциональной зависимости, аппроксимируем эту зависимость функцией вида:

$$f(x,y) = K_1 + K_2 x + K_3 y + K_4 xy + K_5 x^2 + K_6 y^2 \quad (6)$$

Коэффициенты определяются методом наименьших квадратов, т.е. находятся коэффициенты, обеспечивающие минимум следующего функционала:

$$\sum_{i=1}^n [C_i - [K_1 + K_2 l_i + K_3 p_i + K_4 l_i p_i + K_5 l_i^2 + K_6 p_i^2]]^2 \quad (7)$$

Мерой «близости» значений аппроксимирующей функции к значениям, полученным с использованием результатов измерений, будет считаться усреднённая по всем точкам среднеквадратичная разность значений, полученных по результатам измерений, и значений аппроксимирующей функции в этих же точках т.е.

$$DS = \frac{\sum_{i=1}^n [C_i - [K_1 + K_2 l_i + K_3 p_i + K_4 l_i p_i + K_5 l_i^2 + K_6 p_i^2]]^2}{n} \quad (8)$$

Получены следующие коэффициенты аппроксимирующей функции:  
для 1 группы (периметральная и строчная перпендикулярная застройка):

$$K^T = (39,402 \quad 6,562 \quad -109,846 \quad 9,358 \quad -5,706 \cdot 10^{-3} \quad 113,175), \quad (9)$$



при этом  $DS = 1,598$ ;

для 2 группы (ленточная и строчная параллельная застройка):

$$K^T = (4,666 \quad 6,009 \quad 126,182 \quad -6,015 \quad -1,928 \cdot 10^{-4} \quad -260,877), \quad (10)$$

при этом  $DS = 1,073$ .

Таким образом, значения коэффициента  $C$  могут быть рассчитаны по формулам: периметральная и строчная перпендикулярная застройка:

$$C = 39,4 + 6,6l - 109,8p + 9,4lp - 0,0057l^2 + 113,2p^2, \quad (11)$$

ленточная и строчная параллельная застройка:

$$C = 4,7 + 6,0l + 1262p - 6,0lp - 0,00019l^2 - 260,9p^2 \quad (12)$$

## 2. Расчет распространения шума в городской застройке

Для подтверждения корректности предложенных расчетных формул 6 – 10, были проведены расчеты затухания звука в различных типах застройки. Так как данные формулы могут быть применены только для типовой городской застройки, расчет проводился для тех расстояний от железной дороги, на которых данное условие соблюдается.

На рисунке 1 представлены схемы расположения расчетных точек (точек, в которых проводились измерения) для некоторых участков.

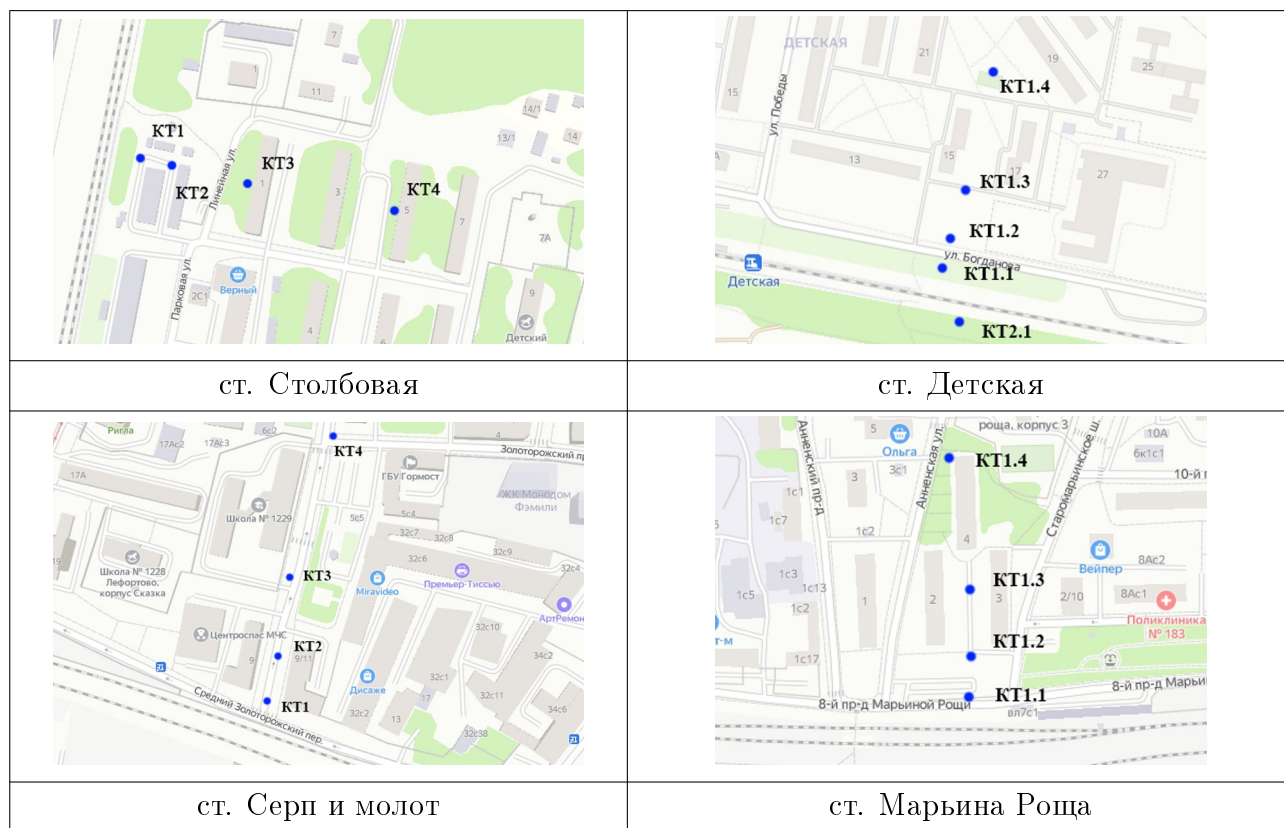


Рис. 1. Примеры схем расположения контрольных точек

В таблице 3 представлены результаты, полученные экспериментальным путем, рассчитанные по формулам 6 – 10 и рассчитанные по ГОСТ 31295.2-2005.

Таблица 3

Сравнение результатов расчета и экспериментальных данных

№ п/п	Участки	Снижение шума, дБА, полученное по		
		Эксперимент	ГОСТ 31295.2	Расчетные формулы
<b>Строчная параллельная застройка</b>				
Затухание 100-200 м, дБА				
1	Ст. Столбовая	14,5	7,9	14,3
2	Ст. Путепровод	12,9	6,8	12,7
3	Ст. Бугач	15,7	15,2	16,6
<b>Ленточная застройка</b>				
Затухание 25-50 м, дБА				
4	Ст. Северное шоссе – ст. Бугач	8,1	4,7	10,6
Затухание 100-200 м, дБА				
5	Ст. Лосиноостровская	20,3	5,7	21,8
6	Ст. Северное шоссе – ст. Бугач	22,6	6,8	20,7
<b>Строчная перпендикулярная застройка</b>				
Затухание 25-50 м, дБА				
7	Ст. Серп и Молот	6,9	8,8	8,4
Затухание 50-100 м, дБА				
8	Пл. Верхние Котлы	5,4	5,1	5,6
Затухание 100-200 м, дБА				
9	Ст. Детская	11,1	8,6	9,7
10	Марьино Роща	8,8	5,8	10,1
11	Ст. Серп и Молот	5,5	5,3	7,1
12	Ст. Куровская	7,6	4,8	6,4
13	Пл. Верхние Котлы	10,5	8,7	7,7
<b>Периметральная застройка</b>				
Затухание 100-200 м, дБА				
14	ст. Матвеевская – ст. Очаково	12,9	6,1	13,0
15	пос. Железнодорожный	7,9	5,8	8,3
16	пл. Маленковская	15,5	16,0	16,5

На рисунке 2 предоставлено графическое отображение результатов, полученных в таблице 3.

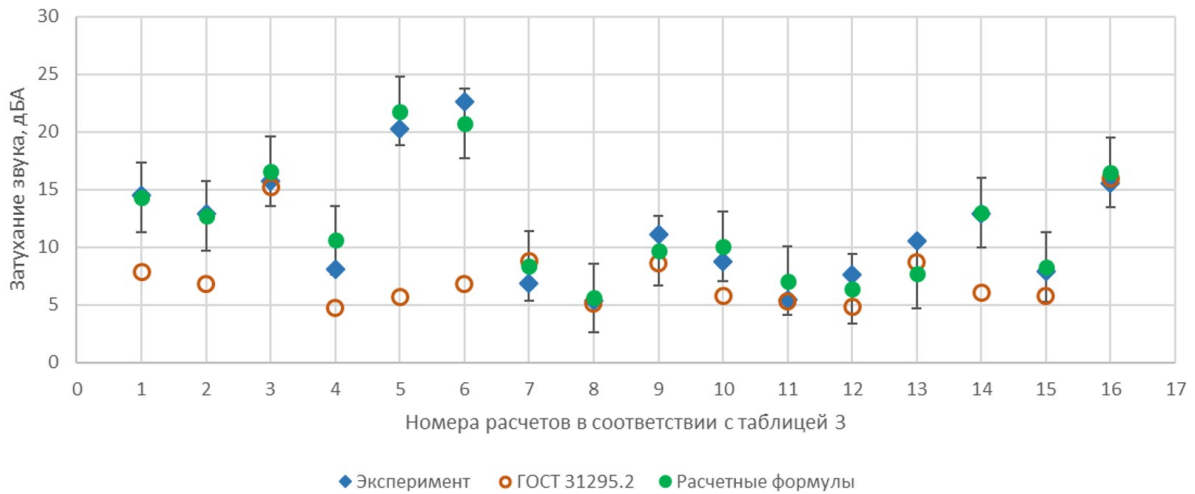


Рис. 2. График затуханий звука, полученных различными способами

Проанализировав результаты расчетов в таблице 3 и график на рисунке 2, можно увидеть, что разница результатов, полученных по расчетным формулам, с результатами эксперимента не превышает 3 дБА, что можно считать хорошей сходимостью [15]. При этом сходимость расчетов по ГОСТ 31295.2 с результатами эксперимента намного ниже: разница между значениями, полученными экспериментальным и расчетным путем, достигает 15 дБА. Это позволяет сделать вывод, что расчет по предлагаемым формулам является более точным, чем расчет по ГОСТ.

### Заключение

Как показывают результаты проведенных исследований, существующие методики расчета распространения звука в условиях городской застройки не учитывают такие важные параметры, характеризующие тип застройки, как отношение длин сторон зданий и высоту застройки. Были найдены зависимости величины затухания звука в застройке от отношений длин сторон зданий и отношений пролетов между зданиями к общей длине рассматриваемого участка.

На основании данных, полученных экспериментальным путем, был найден коэффициент, связывающий два этих параметра, а также определена коррекция, зависящая от шероховатости застройки.

Представленные в данной статье новые расчетные формулы позволяют проводить расчеты уровней звука на территории городской жилой застройки и имеют лучшую сходимость с результатами эксперимента, чем существующие расчетные методики.

### Список литературы

1. Дроздова Л.Ф. Оценка снижения уровней шума зданиями различной формы / Л.Ф. Дроздова, М.В. Буторина, Д.А. Куклин // *Noise Theory and Practice*. 2020. №4 (22) С. 95-102.
2. Germanova, T. Important factor in generating acoustic environment within the territories adjacent to highways / T. Germanova // *Akustika*. – 2021. – Vol. 41. – P. 79-82.

3. Калабин А.В. Виды жилой застройки: современное состояние / А.В. Калабин // Академический вестник УралНИИпроект РААСН. 2017. №4 (35) С. 50-58.
4. Крашенинников И.А. Плотность и пористость городской ткани как характеристики застройки / И.А. Крашенинников // Теория и история архитектуры. – 2021. – № 4. – С. 44-64.
5. Васильева А.В. Зависимость снижения шума железнодорожного транспорта в городской застройке от ее параметров / А.В. Васильева // Noise Theory and Practice. – 2024. – Т. 10, № 3(10). – С. 60-68.
6. Шабарова А.В. Снижение шума железнодорожного транспорта в различных типах жилой застройки / А.В. Шабарова, М.В. Буторина // Акустика среды обитания: IX всероссийская конференция молодых ученых и специалистов, Москва, 23-24 мая 2024 года. – Москва: МГТУ им. Баумана, 2024. – С. 408-414.
7. СП 23-104-2004 Оценка шума при проектировании, строительстве и эксплуатации объектов метрополитена. официальное издание М.: Госстрой России, ФГУП ЦПП, 2004 год.
8. ОДМ 218.2.013-2011 «Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам». Отраслевой дорожный методический документ от 13.12.2012 N 218.2.013-2011.
9. СП 276.1325800.2016 Здания и территории. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков (с Изменениями N 1, 2) Официальное издание. М.: Стандартинформ, 2017 год.
10. ГОСТ Р 54933-2012 Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом. Официальное издание. М.: Стандартинформ, 2013 год.
11. Голубничий А.А., Шимкив А.В., Сайфуллин В.Р. Эволюция базовой статистической модели расчета транспортного шума // Современные научные исследования и инновации. 2015. № 1. Ч. 1 [Электронный ресурс]. URL: <https://web.snauka.ru/issues/2015/01/43485> (дата обращения: 14.10.2024).
12. Bolt R.H. Handbook of acoustic noise control / R.H. Bolt, L.L. Beranek, R.B. Newman // Wright Air Development Center technical report 1952, 52-204.
13. Сумеркин Ю.А. Моделирование тепловой нагрузки на территории городского двора в условиях плотной застройки: специальность 2.1.10 диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: / Сумеркин Юрий Алексеевич – Москва, 2023. 120 с.
14. Шабарова, А.В. Сравнение методов расчета распространения шума железнодорожного транспорта в различных типах застройки / А.В. Шабарова, М.В. Буторина, Д.А. Куклин // Noise Theory and Practice. – 2022. – Т. 8, № 3(30). – С. 16-33.
15. Буторина М.В. Учет погрешностей при построении карт шума / М.В. Буторина, А.В. Осетров, В.В. Светлов, К.П. Фиев // Noise Theory and Practice. - 2020. - Т. 6. - № 4(22). - С. 81-89.

## References

1. Drozdova L.F. Assessment of noise reduction by buildings of various shapes / L.F. Drozdova, M.V. Butorina, D.A. Kuklin // Noise Theory and Practice. 2020. No. 4 (22) P. 95-102.
2. Germanova, T. Important factor in generating acoustic environment within the territories adjacent to highways / T. Germanova // Akustika. – 2021. – Vol. 41. – P. 79-82.

3. Kalabin A.V. Types of residential development: current state / A.V. Kalabin // Academic Bulletin of the UralNIIproekt RAASN. 2017. No. 4 (35) P. 50-58.
4. Krasheninnikov I.A. Density and porosity of urban fabric as characteristics of development / I.A. Krasheninnikov // Theory and history of architecture. - 2021. - No. 4. - P. 44-64.
5. Vasilyeva A.V. Dependence of noise reduction of railway transport in urban development on its parameters / A.V. Vasilyeva // Noise Theory and Practice. - 2024. - Vol. 10, No. 3 (10). - P. 60-68.
6. Shabarova AV Noise reduction of railway transport in various types of residential buildings / AV Shabarova, MV Butorina // Acoustics of the living environment: IX All-Russian Conference of Young Scientists and Specialists, Moscow, May 23-24, 2024. - Moscow: Bauman Moscow State Technical University, 2024. - P. 408-414.
7. SP 23-104-2004 Noise assessment during the design, construction and operation of metro facilities. official publication M.: Gosstroy of Russia, FSUE CPP, 2004.
8. ODM 218.2.013-2011 "Methodological recommendations for protection from transport noise of areas adjacent to highways". Industry road methodological document dated 13.12.2012 N 218.2.013-2011.
9. SP 276.1325800.2016 Buildings and territories. Rules for designing protection from traffic noise (with Amendments N 1, 2) Official publication. Moscow: Standartinform, 2017.
10. GOST R 54933-2012 Noise. Methods for calculating external noise levels emitted by rail transport. Official publication. Moscow: Standartinform, 2013.
11. Golubnichy A.A., Shimkiv A.V., Saifullin V.R. Evolution of the basic statistical model for calculating transport noise // Modern scientific research and innovation. 2015. No. 1. Part 1 [Electronic resource]. URL: <https://web.snauka.ru/issues/2015/01/43485> (date of access: 10/14/2024).
12. Bolt R.H. Handbook of acoustic noise control / R.H. Bolt, L.L. Beranek, R.B. Newman // Wright Air Development Center technical report 1952, 52-204.
13. Sumerkin Yu.A. Modeling of heat load on the territory of an urban courtyard in densely populated areas: specialty 2.1.10 dissertation for the degree of candidate of technical sciences: / Sumerkin Yuri Alekseevich - Moscow, 2023. 120 p.
14. Shabarova, A.V. Comparison of methods for calculating the propagation of railway noise in various types of development / A.V. Shabarova, M.V. Butorina, D.A. Kuklin // Noise Theory and Practice. - 2022. - Vol. 8, No. 3 (30). - P. 16-33.
15. Butorina M.V. Accounting for errors in constructing noise maps / M.V. Butorina, A.V. Osetrov, V.V. Svetlov, K.P. Fiev // Noise Theory and Practice. - 2020. - Vol. 6. - No. 4 (22). - P. 81-89.

УДК: 534.836.2  
OECD: 1.03. AA

## Расчет затухания шума железнодорожного транспорта в условиях сельской застройки

Васильева А.В.<sup>1\*</sup>, Забалканская Л.Э.<sup>2</sup>, Буторина М.В.<sup>3</sup>, Васильев А.П.<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Старший преподаватель кафедры «Экология и производственная безопасность»

<sup>2</sup>К.ф.-м.н., доцент кафедры «Высшая математика»

<sup>3</sup>Д.т.н., доцент, профессор кафедры «Экология и производственная безопасность»

<sup>4</sup>Старший преподаватель кафедры «Экология и производственная безопасность»

<sup>1,2,3,4</sup>Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»

им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

### Аннотация

В данной статье исследована зависимость снижения звука при его распространении в сельской застройке от различных параметров. Актуальность исследования обусловлена недостаточно хорошей сходимостью результатов расчета, проведенных по существующим методикам, с результатами эксперимента. В ходе исследования был определен коэффициент, связывающий такие параметры, как плотность застройки и отношение средней длины пролетов между зданиями к общей длине участка. Также приведена коррекция, учитывающая шероховатость застройки (параметр, зависящий от средней высоты зданий). Представлены формулы для определения затухания звука при его распространении в сельской застройке, по которым рассчитано затухание звука на различных участках застройки, прилегающей к железной дороге. Для всех расчетов получена хорошая сходимость с результатами эксперимента.

**Ключевые слова:** распространение шума, затухание звука, шум в сельской застройке, шероховатость застройки, шум железнодорожного транспорта.

### *Calculation of noise reduction of railway transport in conditions of rural areas*

Vasilyeva A.V.<sup>1\*</sup>, Zabalkanskaya L.E.<sup>2</sup>, Butorina M.V.<sup>3</sup>, Vasiliev A.P.<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Senior lecturer at the Department of Ecology and Industrial Safety

<sup>2</sup>PhD, Associate Professor of the Department of Higher Mathematics

<sup>3</sup>DSc, Associate Professor, Professor of the Department of Ecology and Industrial Safety

<sup>4</sup>Senior Lecturer of the Department of Ecology and Industrial Safety

<sup>1,2,3,4</sup>Baltic State Technical University 'VOENMEH', St. Petersburg, Russia

### Abstract

*This article examines the dependence of sound reduction during its propagation in rural buildings on various parameters. The relevance of the study is due to the insufficiently good convergence of the calculation results carried out using existing methods with the experimental results. During the study, a coefficient was determined linking parameters such as building density and the ratio of the average length of gaps between buildings to the total length of the site. There is also a correction that takes into account the roughness of the building (a parameter that depends on the average height of buildings). Formulas for determining the attenuation of sound during its propagation in rural buildings are presented, calculations of sound*

attenuation in various areas of development adjacent to the railway are carried out, according to the presented formulas for all calculations, good convergence with the experimental results is obtained.

**Keywords:** noise propagation, sound attenuation, noise in rural areas, roughness of buildings, noise of railway transport.

## Введение

Проблема воздействия повышенных уровней шума на сельское население обусловлена тем, что железнодорожные пути часто проходят по территории поселков в непосредственной близости от жилых домов.[1] Особенностью сельской застройки являются малоэтажные (1 – 2 этажа) отдельно стоящие здания, при этом плотность застройки может быть, как очень низкая (характерная для малонаселенных поселков), так и высокая (характерная для СНТ) [2, 3]. Как показывают результаты исследования [4], существующие методики расчета распространения шума (СП 276.1325800.2016 и ГОСТ 31295.2) в условиях сельской застройки дают заниженные результаты в условиях плотной сельской застройки, что говорит о необходимости разработки более точного расчетного метода.

### 1. Параметры, влияющие на затухание шума в сельской застройке

В [5] были рассмотрены параметры, влияющие на снижение звука в условиях городской застройки, аналогичное исследование было проведено и для сельской застройки.

Было выдвинуто предположение, что на распространение шума влияет плотность застройки и отношение средней длины пролетов между домами к общей длине рассматриваемого участка. [6, 7]. В таблице 1 представлены значения данных параметров и полученные экспериментально значения затуханий на различных участках железных дорог. На рисунках 1 и 2 представлены графики зависимостей затухания звука в застройке от данных параметров. Данные о затухании звука в застройке получены экспериментальным путем [4, 6].

Таблица 1

Значения параметров, описывающих сельскую застройку

Участок	В, плотность застройки ( $S_{застр}/S_{общ}$ )	р, средняя длина проветов к общей длине ( $\bar{l}_{просв}/l_{общ}$ )	Затухание звука, дБА
Ст. Детская	0,22	0,06	5,9
Ст. Кубинка (СНТ Авиатор)	0,09	0,05	10,2
Ст. Толоконцево	0,1	0,06	9,7
СНТ Октябрь	0,06	0,06	7,9
Ст. Абакан – ст. Абакан Сортировочная	0,11	0,15	6,4
Ст. Абинская	0,11	0,5	12,1

Участок	$V$ , плотность застройки ( $S_{\text{застр}}/S_{\text{общ}}$ )	$p$ , средняя длина проветов к общей длине ( $\bar{l}_{\text{просв}}/l_{\text{общ}}$ )	Затухание звука, дБА
Ст. ЗИП	0,11	0,26	7,5
Ст. Кавказская	0,09	0,43	9,9
Ст. Невинномысская	0,09	0,18	9,5
ст. Рабочий Городок – ст. Ростов Главный	0,26	0,14	7,2
Ст. Манихино–1	0,05	0,2	4,6
СНТ Клязьма	0,02	0,2	5,8
Ст. Варениковская	0,03	0,28	4,6

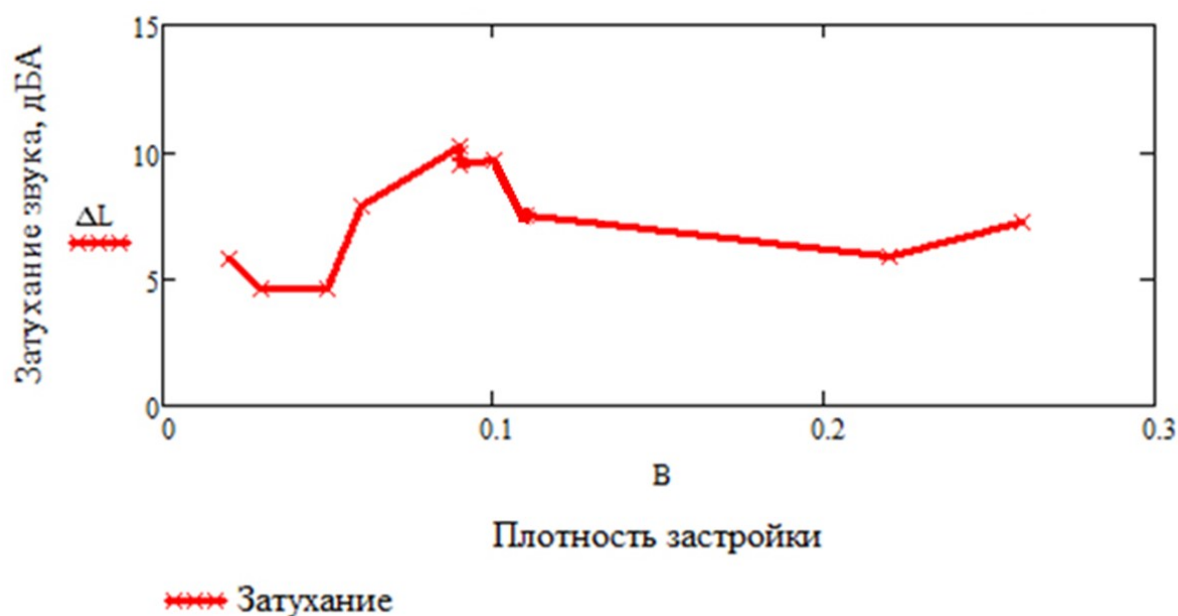


Рис. 1. График зависимости затухания звука в застройке ( $\Delta L$ ) от ее плотности

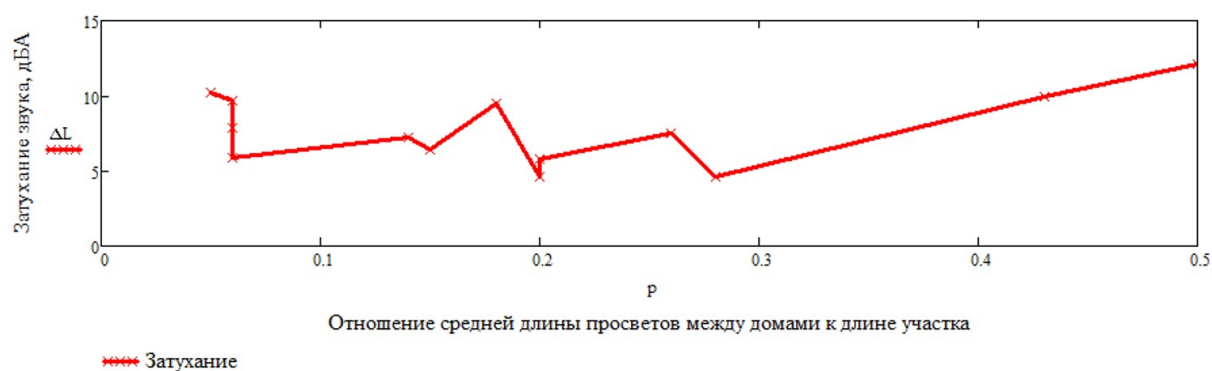


Рис. 2. График зависимости затухания звука в застройке ( $\Delta L$ ) от отношения средней длины проветов между домами к общей длине участка

В [8] приводится зависимость снижения шума в застройке от ее шероховатости (параметр, зависящий от средней высоты зданий)[9]. Для малоэтажной застройки высотой



1 – 2 этажа значение шероховатости застройки  $Z_0$  равно 0,5-1, а среднее затухание звука составило приблизительно 7 дБА на удвоение расстояния.

По результатам исследований снижения звука при его распространении в сельской застройке был сделан вывод, что снижение звука зависит от плотности застройки, отношения средней длины проветров между зданиями к общей длине участка, а также от шероховатости застройки. Так как зависимость затухания звука в пространстве является логарифмической, было принято решение взять за основу формулу:

$$\Delta L = 10 \lg \frac{R}{r_0}, \quad (1)$$

где  $\Delta L$  – снижение уровня звука в расчетной точке, дБА;

$R$  – расстояние от источника шума до расчетной точки, м;

$r_0$  – опорное расстояние, м.

Данная формула нашла широкое применение и используется в различных методиках, таких как СП 23-104-2004 [10], ОДМ 218.2.013-2011 [11], СП 276.1325800.2016 [12], ГОСТ Р 54933 [13]. Для установления зависимостей от различных параметров данные методики используют коэффициент, на который умножается логарифм. [14, 15]

Для установления зависимости между снижением шума и плотностью застройки, отношением средней длины проветров между зданиями к общей длине участка используем коэффициент .

Для учета шероховатости застройки введем коррекцию  $K_{\text{выс}}$ , определяемую по формуле:

$$K_{\text{выс}} = 10^{(0,1 \cdot Z_0)} \quad (2)$$

Формула 1 будет иметь вид:

$$\Delta L = C \lg \frac{R}{r_0} + K_{\text{выс}}, \quad (3)$$

Для определения значения коэффициента рассмотрим его зависимость от двух параметров  $C(B,p)$ , где  $B$  – плотность застройки, а  $p$  – отношение средней длины проветров между зданиями к общей длине участка.

$$B = S_{\text{застр}}/S_{\text{общ}}, \quad (4)$$

где  $B = S_{\text{застр}}$  – площадь участков под домами, м<sup>2</sup>;

$B = S_{\text{общ}}$  – площадь рассматриваемого участка, м<sup>2</sup>.

$$p = \bar{l}_{\text{просв}}/l_{\text{общ}}, \quad (5)$$

где  $\bar{l}_{\text{просв}}$  – средняя длина проветров между зданиями, м;

$l_{\text{общ}}$  – длина рассматриваемого участка, м.

Значения  $C$  были определены по имеющимся экспериментальным данным о затуханиях на участках и данным о параметрах застройки (таблица 1).

Предполагая наличие функциональной зависимости, аппроксимируем эту зависимость функцией вида:

$$f(x,y) = K_1 + K_2 x + K_3 y + K_4 xy + K_5 x^2 + K_6 y^2 \quad (6)$$

Коэффициенты определяются методом наименьших квадратов, т.е. находятся коэффициенты, обеспечивающие минимум следующего функционала:

$$\sum_{i=1}^n [C_i - [K_1 + K_2 B_i + K_3 p_i + K_4 B_i p_i + K_5 B_i^2 + K_6 p_i^2]]^2 \quad (7)$$

Мерой «близости» значений аппроксимирующей функции к значениям, полученным с использованием результатов измерений, будет считаться усреднённая по всем точкам среднеквадратичная разность значений, полученных по результатам измерений, и значений аппроксимирующей функции в этих же точках т.е.

$$DS = \frac{\sum_{i=1}^n [C_i - [K_1 + K_2 B_i + K_3 p_i + K_4 B_i p_i + K_5 B_i^2 + K_6 p_i^2]]^2}{n} \quad (8)$$

Получены следующие коэффициенты аппроксимирующей функции:

$$K^T = (29,889 \quad -99,519 \quad -60,681 \quad 829,942 \quad -28,193 \quad -0,538), \quad (9)$$

при этом  $DS = 1,485$ .

Таким образом, значения коэффициента  $C$  могут быть рассчитаны по формуле:

$$C = 29,9 - 99,5B - 60,7p + 829,9Bp - 28,2B^2 - 0,5p^2, \quad (10)$$

где  $B$  – соотношение длины и ширины зданий, определяемое по формуле 4;  
 $p$  – отношение средней длины пролетов между зданиями к общей длине участка, определяемое по формуле 5.

Предлагаемая формула для расчета снижения звука в застройке имеет вид:

$$\Delta L = C \lg \frac{R}{r_0} + K_{\text{выс}}, \quad (11)$$

где  $\Delta L$  – снижение уровня звука в расчетной точке, дБА;

$C$  – коэффициент, зависящий от параметров застройки;

$R$  – ширина участка застройки, м;

$r_0$  – опорное расстояние, м;

$K_{\text{выс}}$  – коррекция, учитывающая шероховатость застройки, дБА (для сельской застройки принимаемая 1,3).

## 2. Расчет распространения шума в сельской застройке

Для подтверждения корректности предложенных расчетных формул, были проведены расчеты затухания звука в различных типах застройки. Так как данные формулы могут быть применены только для жилой сельской застройки, расчет проводился для тех расстояний от железной дороги, на которых есть застройка.

На рисунке 3 представлены схемы расположения расчетных точек (точек, в которых проводились измерения) для некоторых участков.

В таблице 2 представлены результаты, полученные экспериментальным путем, рассчитанные по формуле 6 и рассчитанные по ГОСТ 31295.2-2005.

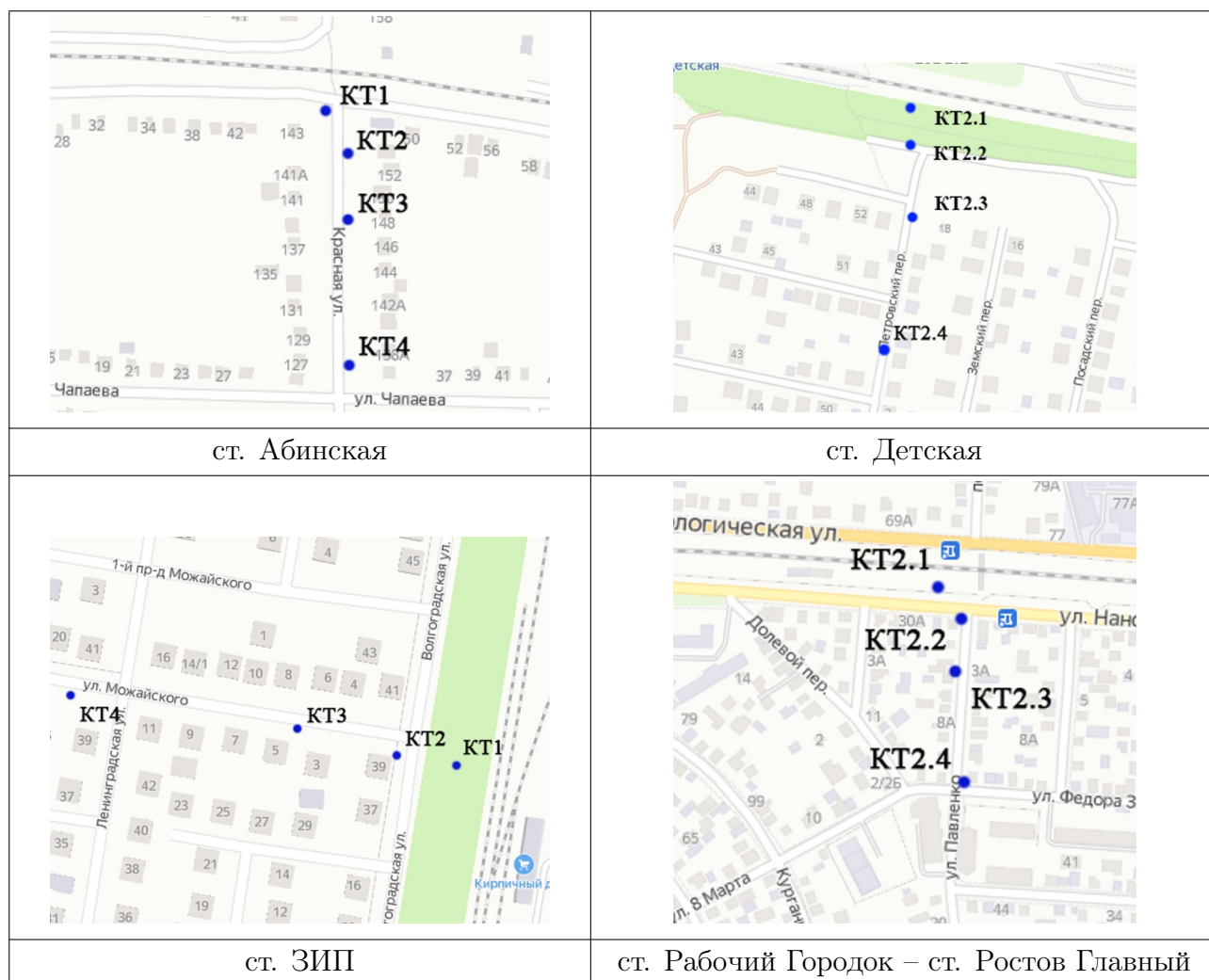


Рис. 3. Примеры схем расположения контрольных точек

Таблица 2

Анализ затухания шума в застройке

№ п/п	Участки	Результаты снижения шума, дБА, полученные по		
		Эксперимент	ГОСТ 31295.2	Расчетные формулы
<b>Затухание 25-50 м, дБА</b>				
1	Ст. Абакан – ст. Абакан Сортировочная	7,3	4,4	8,8
<b>Затухание 50-100 м, дБА</b>				
2	Ст. Толоконцево	6,30	4,4	8,3
3	СНТ Октябрь	8,40	4,0	8,2

№ п/п	Участки	Результаты снижения шума, дБА, полученные по		
		Эксперимент	ГОСТ 31295.2	Расчетные формулы
<b>Затухание 50-100 м, дБА</b>				
4	Ст. Абакан – ст. Абакан Сортировочная	7,30	4,0	8,8
5	Ст. ЗИП	6,40	4,4	8,26
6	ст. Рабочий Городок – ст. Ростов Главный	8,3	4,9	7,2
7	Ст. Варениковская	9,4	4,9	8,8
<b>Затухание 100-200 м, дБА</b>				
8	Ст. Детская	5,9	5,9	5,5
9	Ст. Кубинка (СНТ Авиатор)	10,2	5,3	7,7
10	Ст. Толоконцево	9,7	5,4	7,6
11	СНТ Октябрь	7,9	1,4	8,2
12	Ст. Абинская	12,1	4,8	11,4
13	Ст. ЗИП	7,5	5,8	9,3
14	Ст. Кавказская	9,9	2,4	9,3
15	Ст. Невинномысская	9,5	4,9	8,3
16	ст. Рабочий Городок – ст. Ростов Главный	7,2	5,5	8,4
17	СНТ Клязьма	6,0	5,8	7,0
18	Ст. Варениковская	5,0	4,6	6,3

На рисунке 4 предоставлено графическое отображение результатов, полученных в таблице 2.

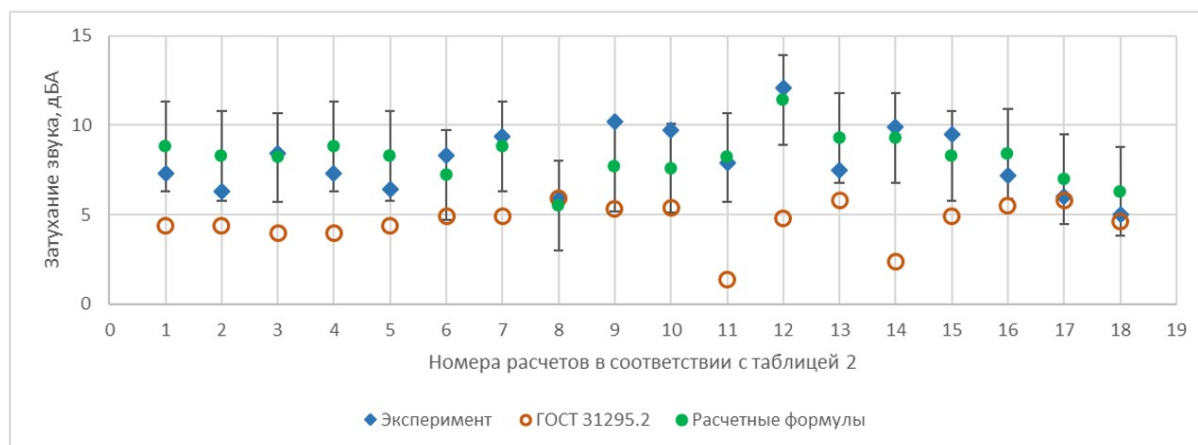


Рис. 4. График затуханий звука, полученных различными способами

Проанализировав результаты расчетов в таблице 2 и график на рисунке 3, можно сделать вывод, что разница результатов, полученных по расчетным формулам с результатами эксперимента не превышает 2,5 дБА, что можно считать хорошей сходимостью [16]. При этом сходимость расчетов по ГОСТ 31295.2 с результатами эксперимента намного ниже: разница между значениями, полученными экспериментальным и расчетным путем, достигает 7,5 дБА. Это позволяет сделать вывод, что расчет по предлагаемым формулам является более точным, чем расчет по ГОСТ.

### Заключение

Как показывают результаты проведенных исследований, существующие методики расчета распространения звука в условиях сельской застройки, дают неудовлетворительную сходимость с результатами экспериментов. Были найдены зависимости величины затухания звука в застройке от ее плотности и отношений средней длины просветов между зданиями к общей длине рассматриваемого участка.

На основании данных, полученных экспериментальным путем, был найден коэффициент, связывающий два эти параметра, а также определена коррекция, зависящая от шероховатости застройки.

Представленные в данной статье расчетные формулы позволяют проводить расчеты уровней звука на территории сельской жилой застройки и имеют лучшую сходимость с результатами эксперимента, чем существующие расчетные методики.

### Список литературы

1. Иванов Н.И. Проблема шума железнодорожного транспорта и пути ее решения / Н. И. Иванов, Д.А. Куклин // Защита населения от повышенного шумового воздействия: Сборник докладов III Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Санкт-Петербург, 22–24 марта 2011 года / Под редакцией Н.И. Иванова. – Санкт-Петербург: ИННОВА, 2011. – С. 108-123.
2. Федоров А.Н. Современный взгляд на сельскую жилую усадьбу / А.Н. Федоров, А.А. Варанкина, Е.А. Сенникова // Системные технологии. – 2021. – № 3(40). – С. 116-125.
3. Крашенинников И.А. Плотность и пористость городской ткани как характеристики застройки / И.А. Крашенинников // Теория и история архитектуры. – 2021. – № 4. – С. 44-64.
4. Шабарова, А.В. Сравнение методов расчета распространения шума железнодорожного транспорта в различных типах застройки / А.В. Шабарова, М.В. Буторина, Д.А. Куклин // Noise Theory and Practice. – 2022. – Т. 8, № 3(30). – С. 16-33.
5. Васильева А.В. Зависимость снижения шума железнодорожного транспорта в городской застройке от ее параметров / А.В. Васильева // Noise Theory and Practice. – 2024. – Т. 10, № 3(10). – С. 60-68.
6. Дроздова Л.Ф. Оценка снижения уровней шума зданиями различной формы / Л.Ф. Дроздова, М.В. Буторина, Д.А. Куклин // Noise Theory and Practice. 2020. №4 (22) С. 95-102.
7. Germanova, T. Important factor in generating acoustic environment within the territories adjacent to highways / T. Germanova // Akustika. – 2021. – Vol. 41. – P. 79-82.
8. Шабарова А.В. Снижение шума железнодорожного транспорта в различных типах жилой застройки / А.В. Шабарова, М.В. Буторина // Акустика среды обитания:

IX всероссийская конференция молодых ученых и специалистов, Москва, 23-24 мая 2024 года. – Москва: МГТУ им. Баумана, 2024. – С. 408-414.

9. Сумеркин Ю.А. Моделирование тепловой нагрузки на территории городского двора в условиях плотной застройки: специальность 2.1.10 диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: / Сумеркин Юрий Алексеевич – Москва, 2023. 120 с.

10. СП 23-104-2004 Оценка шума при проектировании, строительстве и эксплуатации объектов метрополитена. официальное издание М.: Госстрой России, ФГУП ЦПП, 2004 год.

11. ОДМ 218.2.013-2011 «Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам». Отраслевой дорожный методический документ от 13.12.2012 N 218.2.013-2011.

12. СП 276.1325800.2016 Здания и территории. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков (с Изменениями N 1, 2) Официальное издание. М.: Стандартинформ, 2017 год.

13. ГОСТ Р 54933-2012 Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом. Официальное издание. М.: Стандартинформ, 2013 год.

14. Голубничий А.А., Шимкив А.В., Сайфуллин В.Р. Эволюция базовой статистической модели расчета транспортного шума // Современные научные исследования и инновации. 2015. № 1. Ч. 1 [Электронный ресурс]. URL: <https://web.snauka.ru/issues/2015/01/43485> (дата обращения: 14.10.2024).

15. Куклин Д.А. Расчёт внешнего шум поездов / Д.А. Куклин, П.В. Матвеев // Noise Theory and Practice. 2015. №2 (2). С. 41-51

16. Буторина М.В. Учет погрешностей при построении карт шума / М.В. Буторина, А.В. Осетров, В.В. Светлов, К.П. Фиев // Noise Theory and Practice. - 2020. - Т. 6. - № 4(22). - С. 81-89.

## References

1. Ivanov N.I. The problem of railway transport noise and ways to solve it / N. I. Ivanov, D. A. Kuklin // Protection of the population from increased noise exposure: Collection of reports of the III All-Russian scientific and practical conference with international participation, St. Petersburg, March 22-24, 2011 / Edited by N. I. Ivanov. - St. Petersburg: INNOVA, 2011. - Pp. 108-123.

2. Fedorov A.N. A modern look at a rural residential estate / A. N. Fedorov, A. A. Varankina, E. A. Sennikova // System technologies. - 2021. - No. 3 (40). - Pp. 116-125.

3. Krasheninnikov I.A. Density and porosity of urban fabric as characteristics of development / I. A. Krasheninnikov // Theory and history of architecture. – 2021. – No. 4. – P. 44-64.

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

5. Vasilyeva A.V. Dependence of railway transport noise reduction in urban development on its parameters / A.V. Vasilyeva // Noise Theory and Practice. – 2024. – Vol. 10, No. 3(10). – P. 60-68.

6. Drozdova L.F. Assessment of noise reduction by buildings of various shapes / L.F. Drozdova, M.V. Butorina, D.A. Kuklin // Noise Theory and Practice. 2020. No. 4 (22) pp. 95-102.

7. Germanova, T. Important factor in generating acoustic environment within the territories adjacent to highways / T. Germanova // *Akustika*. – 2021. – Vol. 41. – P. 79-82.
8. Shabarova A.V. Noise reduction of railway transport in various types of residential buildings / A.V. Shabarova, M.V. Butorina // *Acoustics of the environment: IX All-Russian Conference of Young Scientists and Specialists, Moscow, May 23-24, 2024*. – Moscow: Bauman Moscow State Technical University, 2024. – pp. 408-414.
9. Sumerkin Yu.A. Modeling of thermal load on the territory of a city courtyard in conditions of dense construction: specialty 2.1.10 dissertation for the degree of candidate of technical sciences: / Sumerkin Yuri Alekseevich – Moscow, 2023. 120 p.
10. SP 23-104-2004 Noise assessment in the design, construction and operation of metro facilities. the official publication of Moscow: Gosstroy of Russia, FSUE CCI, 2004.
11. ODM 218.2.013-2011 "Methodological recommendations for the protection of territories adjacent to highways from traffic noise". Industry road methodological document dated 13.12.2012 N 218.2.013-2011.
12. SP 276.1325800.2016 Buildings and territories. Rules for the design of noise protection of traffic flows (with Amendments N 1, 2) Official publication. Moscow: Standartinform, 2017.
13. GOST R 54933-2012 Noise. Methods for calculating the levels of external noise emitted by railway transport. Official publication. Moscow: Standartinform, 2013.
14. Golubnichy A.A., Shimkiv A.V., Saifullin V.R. Evolution of the basic statistical model for calculating transport noise // *Modern scientific research and innovation*. 2015. No. 1. Part 1 [Electronic resource]. URL: <https://web.snauka.ru/issues/2015/01/43485> (date of access: 14.10.2024).
15. Kuklin D.A. Calculation of external noise of trains / D.A. Kuklin, P.V. Matveev // *Noise Theory and Practice*. 2015. No. 2 (2). P. 41-51
16. Butorina M.V. Accounting for errors when constructing noise maps / M.V. Butorina, A.V. Osetrov, V.V. Svetlov, K.P. Fiev // *Noise Theory and Practice*. – 2020. – Vol. 6. – № 4(22). – pp. 81-89.

УДК: 331.451  
OECD: 1.03. AA

## Исследование акустической эффективности выемки для снижения транспортного шума

Борцова С.С.<sup>1\*</sup>, Куклин Д.А.<sup>2</sup>, Курченко П.С.<sup>3</sup>, Матвеев П.В.<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Ст. преподаватель кафедры «Экология и производственная безопасность»,

<sup>2</sup>Д.т.н., доцент, профессор кафедры «Экология и производственная безопасность»,

<sup>3</sup>К.т.н., ст. преподаватель кафедры «Экология и производственная безопасность»

<sup>4</sup>К.т.н., доцент кафедры «Экология и производственная безопасность»

<sup>1,2,3,4</sup>Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»

им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

### Аннотация

Несмотря на экономическую эффективность, эстетичность и экологичность, проложение автомобильной и железной дороги в выемке на сегодняшний день не находит должного распространения в качестве шумозащитного мероприятия. Одной из причин данного положения является недостаточная точность оценки акустической эффективности выемки по действующим нормативно-техническим документам. Различия в результатах расчетов, выполненных по ГОСТ 33325-2015 и СП 276.1325800.2016, могут достигать 10-12 дБ (дБА) и отличаются от экспериментальных исследований. Это препятствует корректному сравнению акустической эффективности выемки с другими экранирующими сооружениями (экранами, насыпями, валами и пр.), а также ограничивает применение выемок для защиты от транспортного шума. На основании анализа формул, представленных в ГОСТ 33325-2015 и СП 276.1325800.2016, и их сравнения с экспериментальными данными, за счёт исключения коррекции на склон и уточнения звукопоглощающих свойств склона выемки, автором предложены формулы для оценки акустической эффективности выемки, точность которых составила 1-3 дБ в рассматриваемом диапазоне частот.

**Ключевые слова:** шумозащитная выемка, проложение дороги в выемке, акустическая эффективность выемки, снижение шума выемкой.

### *Investigation of the acoustic efficiency of the excavation to reduce traffic noise*

*Bortsova S.S.<sup>1\*</sup>, Kuklin D.A.<sup>2</sup>, Kurchenko P.S.<sup>3</sup>, Matveev P.V.<sup>4</sup>*

*<sup>1</sup>Senior Lecturer of the department of Ecology and Industrial Safety,*

*<sup>2</sup>DSc, Associate Professor, Professor of the department of Ecology and Industrial Safety,*

*<sup>3</sup>PhD, Senior Lecturer of the department of Ecology and Industrial Safety,*

*<sup>4</sup>PhD, Docent of the Department of Ecology and Industrial Safety*

*<sup>1,2,3,4</sup>Baltic State Technical University 'VOENMEH', St. Petersburg, Russia*

### Abstract

*Despite the economic efficiency, aesthetics and environmental friendliness, the laying of a road and railway in the excavation today does not find proper distribution as a noise protection measure. One of the reasons for this provision is the insufficient accuracy of the assessment of the acoustic efficiency of the excavation according to the current regulatory and technical documents. Differences in the results*

---

\*E-mail: [bortsova\\_ss@voenmeh.ru](mailto:bortsova_ss@voenmeh.ru) (Борцова С.С.)



of calculations performed according to GOST 33325-2015 and SP 276.1325800.2016, experimental studies can reach 10-12 dB (dBA). This prevents the correct comparison of the acoustic efficiency of the excavation with other shielding structures (screens, embankments, shafts, etc.), and also limits the use of recesses to protect against traffic noise. Based on the analysis of the formulas presented in GOST 33325-2015 and SP 276.1325800.2016, and their comparison with experimental data, by eliminating slope correction and clarifying the sound-absorbing properties of the slope of the excavation, the author proposed formulas for evaluating the acoustic efficiency of the excavation, the accuracy of which was 1-3 dB in the frequency range under consideration.

**Keywords:** noise-protective excavation, laying a road in an excavation, acoustic efficiency of an excavation, noise reduction by excavation

## Введение

Выемка – самое экономически эффективное сооружение для защиты от транспортного шума застройки, находящейся с обеих сторон от дороги. Покрытая зеленью она эстетична и экологична. При проложении железной дороги в выемке глубиной от 4 м ширина отделяющей её от жилой застройки санитарно-защитной зоны может быть уменьшена до 50 м [1]. Грунт, полученный при возведении выемки, может быть использован для различных целей.

Однако при всех достоинствах оценка акустической эффективности проложения дороги в выемке не может быть точно произведена по действующим нормативно-техническим документам. Методики расчёта акустической эффективности земляных сооружений, представленные в нормативно-технической документации (НТД), базируются, главным образом, на оптико-геометрической (дифракционной) теории. В их основу положено представление о разнице хода звукового луча при наличии экранирующего сооружения. При этом, если, например, формулы У. Курце и Д. Маекавы учитывают длину волны звука и указанную разницу пути его распространения [2], расчёт эффективности выемки по НТД [3-5] дополнен коррекцией на склон. Данная коррекция, возможно, была принята для учёта отличия в снижении шума экраном и земляными сооружениями, расчёт эффективности которых основан на эффективности мнимого экрана, вписанного под их кромки. В зависимости от уклона выемки (далее « $y$ ») коррекция на склон [3-5] может быть выражена как 3 дБ(дБА) при  $y = 0,5$ ; 5 дБ(дБА) при  $y = 1$ ; 5,8 дБ(дБА) при  $y = 1,5$ ; 6 дБ(дБА) при  $y = 2$ . Зависимость от частоты отражена не во всех НТД. Так как влияние склона по-разному оценено в [3] и в [4,5], результаты расчётов акустической эффективности с его учётом могут отличаться на 10-12 дБ(дБА).

К разночтениям действующих НТД также можно отнести отличное значение октавной полосы частот, принятой для расчёта эффективности в дБА. Такое положение не позволит сравнивать экранирующие сооружения при альтернативном их сопоставлении. Очевидно, программные продукты, расчёты которых основаны на действующих НТД, искажают реальную оценку шумозащиты [6-8].

Экспериментальные исследования также носят противоречивый характер. В исследовании [9] измерения снижения шума 6-ти метровой выемкой показали порядок 16-18 дБА; в низкочастотной и высокочастотной областях 5-10 дБ, что противоречит представленным методикам в части возрастания эффективности с увеличением частоты. В исследовании [10] снижение шума выемкой глубиной 10 м составило 15 дБА, а 9-ти метровая показала эффективность 20 дБА, данные снижения по спектру отсутствуют. Согласно же документу [11] выемка 25 футов (7,62 м) снижает шум поездов

I, III класса до 10 дБА, II класса до 15 дБА.

Таким образом, имеющиеся в источниках данные о значениях акустической эффективности выемки носят противоречивый характер и требуют уточнения [12]. Т.к. ключевым параметром протяжённых экранирующих сооружений является высота, были поставлены задачи:

- установить экспериментальные зависимости акустической эффективности выемок от глубины,
- выполнить сравнение представленных методик расчета и имеющихся исследований акустической эффективности выемки с данными экспериментов,
- получить математические зависимости акустической эффективности выемки от её глубины (основной параметр), а также уклона и звукопоглощающих свойств, оценить точность расчётных формул.

### 1. Экспериментальная эффективность выемки

Для решения поставленных задач была составлена методика исследований, в рамках которой на основании и(или) с учетом нормативных документов: ГОСТ 33328 [13], ГОСТ Р 51943 [14], СП 51.13330 [15], ГОСТ 23337 [16] и ГОСТ 20444 [17] выполнены измерения уровней звукового давления (УЗД, дБ) и уровней звука (УЗ, дБА) для оценки акустической эффективности грунтовых выемок глубиной 4, 6 и 8 м, покрытых травой. Испытания проводились в выбранных измерительных точках (основных и контрольных) при наличии выемки и на ровном участке в идентичных условиях (рисунок 1). Измерения проводились в указанных точках одновременно, более трёх раз в каждой точке.

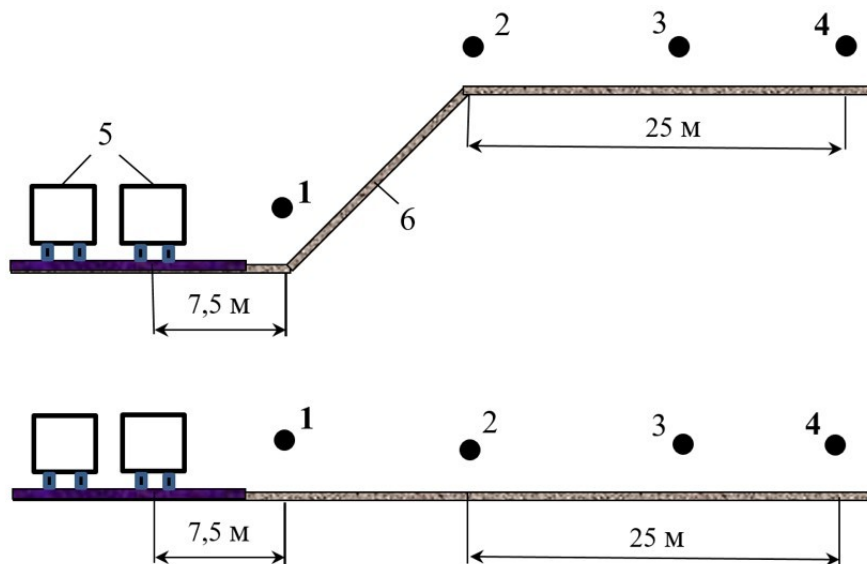


Рис. 1. Схема измерений выемки для защиты от автотранспортного шума:

- 1, 4 – основные измерительные точки; 2, 3 – контрольные точки; 5 – автотранспортный поток; 6 – склон выемки.

Измерения в точке 1 выполнялись с целью оценки характеристик источника шума (автотранспортного потока), её расстояние от автомобильной дороги составляет 7,5 м от оси ближней полосы движения. Точка 4 (для оценки снижения шума выемкой) располагалась на расстоянии 25 м от кромки сооружения. Приборы в измерительных точках располагались на высоте 1,5 м от поверхности земли.

Для оценки акустической эффективности выемки применялся непрямой метод измерений с использованием реального источника шума [14].

Эффективность выемки  $\Delta L_{\text{в}}$ , дБ(А), определялась как:

$$\Delta L^{\text{в}} = \Delta L_{\text{б/в}} - \Delta L_{\text{с/в}}, \quad (1)$$

где  $\Delta L_{\text{б/в}}$  – разность УЗД и УЗ между усредненными значениями в основных измерительных точках на ровном участке, объясняемая дивергенцией звука, дБ(А):

$$\Delta L_{\text{б/в}} = \Delta \bar{L}_{\text{б/в}}^1 - \Delta \bar{L}_{\text{б/в}}^4, \quad (2)$$

$\Delta \bar{L}_{\text{б/в}}^1, \Delta \bar{L}_{\text{б/в}}^4$  – усредненные значения УЗД и УЗ в точках 1 и 4 на ровном участке соответственно;

$\Delta L_{\text{с/в}}$  – разность УЗД и УЗ между усредненными значениями в основных измерительных точках с выемкой, объясняемая эффектами дивергенции и экранирования, дБ (дБА):

$$\Delta L_{\text{с/в}} = \Delta \bar{L}_{\text{с/в}}^1 - \Delta \bar{L}_{\text{с/в}}^4, \quad (3)$$

$\Delta \bar{L}_{\text{с/в}}^1, \Delta \bar{L}_{\text{с/в}}^4$  – усредненные значения УЗД и УЗ в точках 1 и 4 с выемкой соответственно.

Результаты измеренных значений эффективности выемок разной глубины приведены в таблице 1.

Таблица 1

Экспериментально полученная акустическая эффективность выемки

Глубина выемки, м	Эффективность, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Эффективность, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
4	0	1,3	2,3	3,4	5,4	7,3	9,3	11,0	6,2
6	1,0	3,0	4,0	5,0	8,7	10,0	12,0	15,0	9,0
8	1,4	3,4	4,4	6,4	10,0	11,4	14,0	17,0	11,0

Полученные зависимости акустической эффективности выемки носят нелинейный характер и увеличиваются с частотой, порядка 1-3 дБ на октаву. Установлено, что с увеличением высоты выемки её акустическая эффективность увеличивается меньше, в частности, с четырёх до шести метров на 3 дБА, а с шести до восьми метров только на 2 дБА.

## 2. Преобразованная методика расчета акустической эффективности выемки

Если сравнить результаты измерений и расчётов по методикам документов для защиты от автомобильного шума [4, 5], наблюдается близкая к эксперименту сходимость. Расхождения по спектру между экспериментальной и рассчитанной по СП [4] значениями эффективности не превышают 2 дБ, интегральное значение по ОДМ [5] практически совпадает (таблица 2).

Объясняется это применением коррекции на склон со знаком «минус». Однако, указанные методики расчёта опираются на положение, что эффективность экрана

с аналогичным расположением верхней дифракционной кромки будет выше на 5-6 дБ (дБА), без учёта звукопоглощающих свойств сооружений, которое вызывает сомнения. Также принятая для расчётов в дБА октавная полоса частот не подтверждается экспериментально. Формула Курце аналогична СП [4], но не включает коррекцию на склон. Рассчитанные с её помощью значения эффективности на 3-5 дБ превышают экспериментальные.

При сравнении значений экспериментальной и рассчитанной по ГОСТу [3] акустической эффективности очевидно существенное превышения последней (7-11 дБ); интегральное значение принимается по значению для октавной полосы 1000 Гц, что соответствует эксперименту. Очевидна некорректность применения коррекции на склон со знаком «плюс», это положение методики опровергается и неспособностью достигнуть выемкой снижения шума порядка 30 дБА, выявленной исследованиями [9, 10].

Таблица 2

Данные расчетов акустической эффективности выемки глубиной 4 м

Методика расчета	Эффективность, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Эффективность, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
ГОСТ [3]	11,0	11,2	11,6	12,3	13,5	15,1	17,3	19,8	13,5
ф. Курце [2]	5,3	5,6	6,1	7,0	8,5	10,6	13,3	16,2	-
СП [4]	2,3	2,6	3,1	4,0	5,5	7,6	10,3	13,2	4,0
ОДМ [5]									5,9
ф. Маекавы [2]									5,9

Поглощающие экраны в НТД [3-5] эффективнее отражающих на 3 дБ(дБА), что подтверждается теоретически и на практике [18]: значения коэффициента звукопоглощения для транспортных экранов 0-0,5.

Результатом проведённого анализа стали уточнённые формулы акустической эффективности выемки,  $\Delta L^B$  методик НТД.

Модернизированная формула ГОСТа [3]:

$$\Delta L^B = 10 \lg (3 + 20\delta/\lambda) - K_M, \text{ дБ} \quad (4)$$

Модернизированная формула СП [4]:

$$\Delta L^B = 20 \lg \frac{\sqrt{2\pi|2\delta/\lambda|}}{th\sqrt{2\pi|2\delta/\lambda|}} + 5 - K_M, \text{ дБ}, \quad (5)$$

где  $\lambda$  – длина волны, м;  $\delta$  – параметр, учитывающий расположение дифракционной кромки выемки для определения разности хода звукового луча в присутствии экранирующего сооружения:

$$\delta = \sqrt{(r_1 + r_2 + y \cdot H)^2 + (H - h_{\text{иш}})^2} + \sqrt{(R_3 - r_2 - y \cdot H)^2 + h_{\text{рт}}^2} - \sqrt{(r_1 + R_3)^2 + (H + h_{\text{рт}} - h_{\text{иш}})^2},$$

где  $H$  – глубина выемки, м;  $y$  – уклон выемки;  $h_{\text{иш}}$  – высота источника шума (ИШ), м;  $h_{\text{рт}}$  – высота расчётной точки, м;  $R_3$  – расстояние от края проезжей части

(путей) до защищаемой застройки, м;  $r_1$  – расстояние от центра ИШ до края проезжей части (пути), определяется в зависимости от категории дороги, м;  $r_2$  – расстояние от края проезжей части (пути) до выемки, определяется технологией возведения сооружения, м.

Следует отметить, что при расчёте эффективности экранирующих сооружений и оценке акустических характеристик источника шума, центр последнего отличается.

$K_M$  – введенная поправка на материал сооружения, дБ(А). Она учитывает звукопоглощающие свойства откосов выемки и рассчитывается исходя из принятых в НТД [3, 4] дополнительных 3 дБ (дБА) на звукопоглощающие свойства экранов:

$$K_M = 3 + 10 \lg(1 - \alpha_{\text{покр}}),$$

где  $\alpha_{\text{покр}}$  – частотнозависимый коэффициент звукопоглощения покрытия экранирующего сооружения; для грунтовых выемок, покрытых травой, его значения в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 63-8000 Гц лежат в диапазоне 0,1-0,3 [2].

Такой подход позволит сравнивать акустические эффективности прямых экранов и выемок, рассчитывая их по одной формуле. Требуются лишь уточнения значений  $K_M$  для этих сооружений в зависимости от материала поверхности: выемки из грунта, камня, покрытые снегом и пр., экраны деревянные, бетонные, металлические, из пластика, смешанные, со звукопоглощающим слоем и пр. (например, через  $\alpha_{\text{покр}}$ ).

Для расчётов в дБА рекомендуется принять эффективность сооружения по значению для октавной полосы 1000 Гц (что подтверждено экспериментально), где  $K_M$  земляных сооружений составит 1,5 дБА (при  $\alpha_{\text{покр}} = 0,3$ ),  $K_M$  для поглощающих экранов 3 дБА,  $K_M$  для отражающих экранов 0 дБА.

Коррекция на склон исключена из расчётов.

### 3. Оценка точности предлагаемой методики расчета акустической эффективности выемки

Сравнение расчётов акустической эффективности выемки по уточнённым формулам НТД (формулы (4) и (5)), с экспериментальной эффективностью приведены в таблице 3 (уклон выемки 2:1).

Таблица 3

Сравнение расчётов акустической эффективности выемки ( $\Delta L^B$ ) по модернизированным формулам НТД с экспериментальной

Методика определения	$\Delta L^B$ , дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								$\Delta L^B$ , дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
$\alpha_{\text{покр}}[2]$	0,11	0,15	0,20	0,25	0,29	0,30	0,30	0,30	0,30
$K_M$	2,5	2,3	2,0	1,8	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Выемка 4 м									
$\Delta L^B$ (эксперимент)	0	1,3	2,3	3,4	5,4	7,3	9,3	11,0	6,2
$\Delta L^B$ (ГОСТмод.)	2,5	2,9	3,5	4,3	5,7	7,2	9,2	11,6	5,7
$\Delta L^B$ (СПмод.)	2,7	3,2	3,9	4,9	6,6	8,5	11,1	13,9	6,6

Выемка 6 м									
$\Delta L^B$ (эксперимент)	1,0	3,0	4,0	5,0	8,7	10,0	12,0	15,0	9,0
$\Delta L^B$ (ГОСТмод.)	2,9	3,6	4,8	6,3	8,5	10,8	13,4	16,2	8,5
$\Delta L^B$ (СПмод.)	3,3	4,1	5,6	7,5	10,2	13,0	16,0	19,0	10,2
Выемка 8 м									
$\Delta L^B$ (эксперимент)	1,4	3,4	4,4	6,4	10,0	11,4	14,0	17,0	11,0
$\Delta L^B$ (ГОСТмод.)	3,2	4,2	5,7	7,7	10,2	12,7	15,5	18,3	10,2
$\Delta L^B$ (СПмод.)	3,7	4,9	6,8	9,2	12,2	15,2	18,2	21,2	12,2

Модернизированные формулы СП [4] и Курце совпадут, результаты расчётов по формулам ОДМ [5] и Маекавы при рассматриваемом подходе будут иметь значения на 2-3 дБА ниже полученных в ходе экспериментов.

Результаты сравнения приведены на рисунке 3 (а-в).

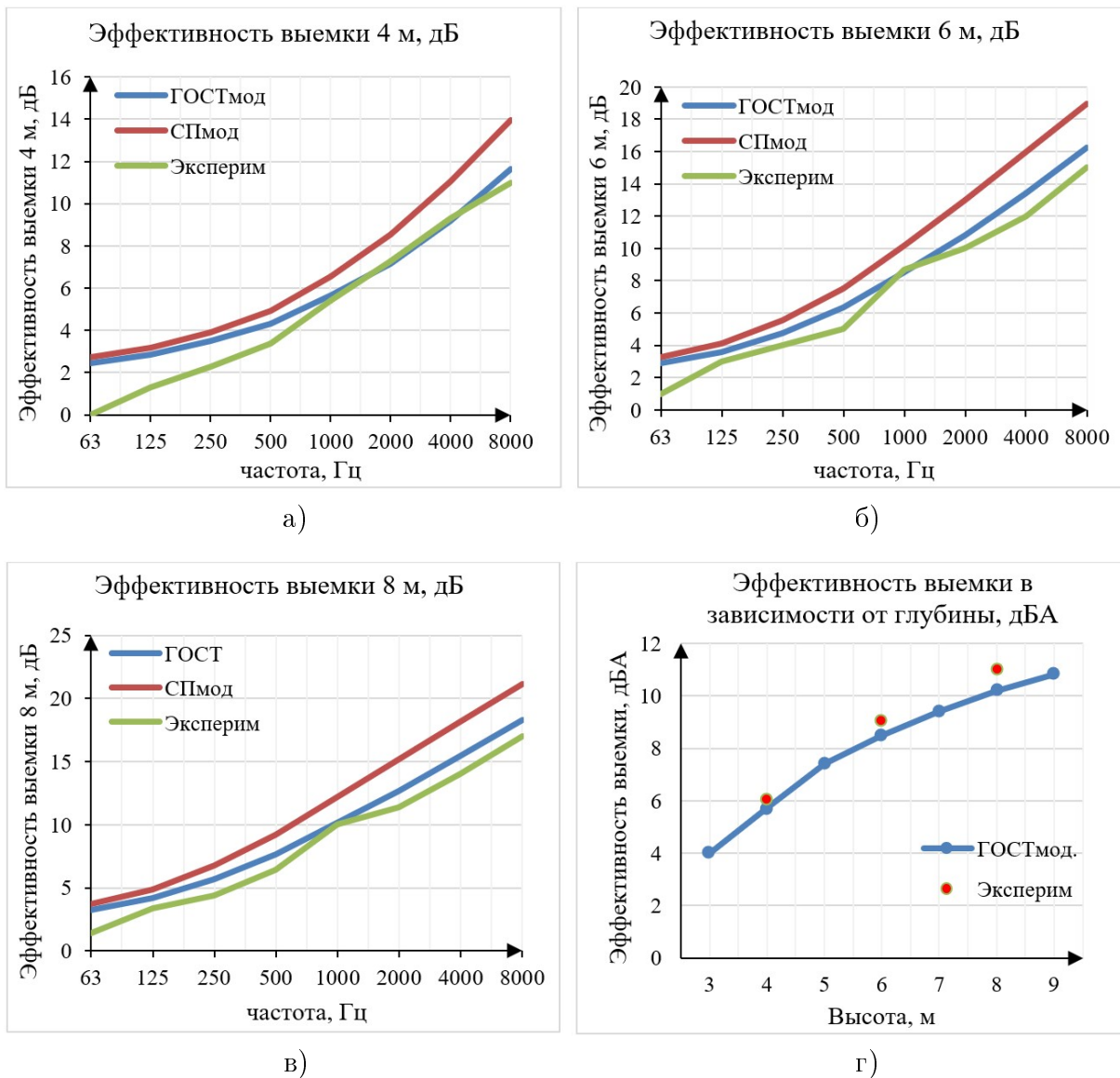


Рис. 2. Сравнение расчётов акустической эффективности выемки по модернизированным формулам НТД с экспериментальной

Расчёты акустической эффективности выемки по преобразованным формулам НТД показывают сходимость с экспериментом в пределах 3 дБ по всему спектру частот. Максимальное превышение наблюдается в низкочастотной области. В средне- и высокочастотном диапазоне значения акустической эффективности, рассчитанной по ГОСТмод., практически совпадают с экспериментальной. Сравнение интегральных значений расчётной эффективности и экспериментальных данных показывает приемлемую сходимость в пределах 1 дБА.

Зависимость акустической эффективности выемки от высоты представлена на рисунке 3 г.

### **Заключение**

Проложение дороги в выемке – эффективное средство решения проблемы повышенного шума. Действующие нормативно-технические документы недостаточно точно оценивают её акустическую эффективность: оценка эта носит противоречивый характер несмотря на то, что основывается на одной теории; акустические расчёты не позволяют корректно сравнить варианты шумозащитных конструкций (экранов, выемок, насыпей).

Для повышения точности расчётов и возможности сопоставления альтернативных вариантов экранирующих сооружений была предпринята попытка уточнения формул расчёта, представленных в НТД и литературе. С этой целью были проведены измерения и расчеты экспериментальной акустической эффективности выемки. В натуральных условиях получены снижения уровней звука и звукового давления транспортного потока выемками глубиной 4, 6 и 8 м. Для каждого исследуемого земляного сооружения измерялись УЗД и УЗ на подобных ровных участках в аналогичных точках. Получены значения акустической эффективности, дБ, в частотном диапазоне 63-8000 Гц. Характер полученных зависимостей – постоянное увеличение с ростом частоты в пределах 1-3 дБ на октаву. Установлено неравномерное увеличение акустической эффективности выемки при увеличении её глубины.

Сопоставив звукопоглощение экранов и грунтовой выемки и учтя уклон сооружения только для определения расположения его дифракционной кромки, были преобразованы формулы определения акустической эффективности выемки по методикам НТД; введён коэффициент, учитывающий материал сооружения, исключена коррекция на склон. Рассчитанные по модернизированной формуле ГОСТа [3] значения акустической эффективности выемок глубиной 6 м и 8 м практически полностью совпадают с рассчитанной на основании проведённых экспериментов (в пределах 1-2 дБ по всему рассматриваемому диапазону частот). Для 4-х метровой выемки только для октавной полосы 63 Гц разница составила 2,5 дБ. Расхождения между значениями акустической эффективности, рассчитанной по модернизированной формуле СП [4], и экспериментальной составляет 1,5-3 дБ во всем диапазоне частот. Сравнение интегральных значений расчётной акустической эффективности и экспериментальных данных показывает приемлемую сходимость в пределах 1 дБА для обеих методик.

### **Список литературы**

1. Об утверждении Правил установления санитарно-защитных зон и использования земельных участков, расположенных в границах санитарно-защитных зон : Постановление Правительства Российской Федерации от 3.03.2018 г. № 222. –

Текст : электронный – URL: <https://docs.cntd.ru/document/556716724> (дата обращения: 25.06.2024).

2. Иванов, Н. И. Основы виброакустики : учебник для вузов / Н. И. Иванов, А. С. Никифоров. – Санкт-Петербург : Издательство "Политехника", 2000. – 482 с. – ISBN 5-7325-0599-7

3. ГОСТ 33325-2015 Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом (с Поправкой, с Изменением N1) : принят Межгосударственным советом по стандартизации, метрологии и сертификации от 18 июня 2015 г. N 47 : введен 01.03.2016. – Текст : электронный. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200124230> (дата обращения: 25.06.2024).

4. СП 276.1325800.2016. Свод правил. Здания и территории. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков. – Москва : Минстрой России, 2016. – 146 с.

5. ОДМ 218.2.013-2011. Отраслевой дорожный методический документ. Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам. – Москва : - Информавтодор, 2011. – 123 с.

6. Борцова, С. С. Расчет акустической эффективности выемки / С. С. Борцова, М. В. Буторина, Н. И. Иванов // Noise Theory and Practice. – 2023. – Т. 9, № 4(35). – С. 59-66.

7. Шабарова, А. В. Сравнение методов расчета распространения шума железнодорожного транспорта в различных типах застройки / А. В. Шабарова, М. В. Буторина, Д. А. Куклин // Noise Theory and Practice. – 2022. – Т. 8, № 3(30). – С. 16-33.

8. Галяутдинов, И. Н. Исследование акустической эффективности проложения автомобильной дороги в выемке / И. Н. Галяутдинов, И. И. Шарафуллин // Техника и технология транспорта. – 2022. – № 1(24).

9. Куклин, Д. А. Проблема снижения внешнего шума поездов в источнике и на пути распространения: специальность 01.04.06 "Акустика" : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Куклин Денис Александрович, 2016. – 434 с.

10. Минина, Н. Н. Проблема снижения акустического воздействия на жилую застройку при проектировании, строительстве и функционировании транспортных сооружений : специальность 01.04.06 "Акустика" : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Минина Наталия Николаевна. – Санкт-Петербург, 2012. – 350 с.

11. High-Speed Ground Transportation Noise and Vibration Impact Assessment : Guidance Manual / С. Hanson, J. Ross, D. Towers ; U.S. Department of Transportation. – Washington : ANSI Std., 2012. – 248 с. – Текст : электронный. – URL: <https://railroads.dot.gov/elibrary/high-speed-ground-transportation-noise-and-vibration-impact-assessment> (дата обращения: 25.06.2024).

12. Борцова, С. С. Выбор оптимальной шумозащитной конструкции по параметрам, влияющим на акустическую эффективность / С. С. Борцова // Noise Theory and Practice. – 2021. – Т. 7, № 5(27). – С. 48-65.

13. ГОСТ 33328-2015 Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Методы контроля. – Москва : Стандартинформ, 2019. - 12 с.

14. ГОСТ 51943-2003 Экраны акустические для защиты от шума транспорта. Методы экспериментальной оценки эффективности. – Москва : ИПК Издательство стандартов, 2019. - 12 с.

15. СП 51.13330.2011. Свод правил. Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003. – Москва : Минрегион России, 2011. – 41 с.



16. ГОСТ 23337-2014. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий : издание официальное. – Москва : Стандартинформ, 2015. – 20 с.
17. ГОСТ 20444-2014. Шум. Транспортные потоки. Методы определения шумовой характеристики : издание официальное. – Москва : Стандартинформ, 2015. – 18 с.
18. Шашурин, А. Е. Новые технические и технологические решения для снижения акустического загрязнения шумозащитными экранами / А. Е. Шашурин. – Санкт-Петербург : Балтийский государственный технический университет "Военмех", 2018. – 134 с. – ISBN 978-5-907054-27-1.

## References

1. On approval of the Rules for the establishment of sanitary Protection zones and the use of Land Plots located within the boundaries of sanitary protection zones: Decree of the Government of the Russian Federation dated 03/3/2018 No. 222.
2. Ivanov, N. I. Fundamentals of vibroacoustics : textbook for universities / N. I. Ivanov, A. S. Nikiforov. – St. Petersburg : Publishing house "Polytechnic", 2000. – 482 p. – ISBN 5-7325-0599-7
3. GOST 33325-2015 Noise. Methods for calculating the levels of external noise emitted by rail transport (as Amended, with Change N1) : adopted by the Interstate Council for Standardization, Metrology and Certification dated June 18, 2015 N 47 : introduced 03/01/2016. 4.
4. SP 276.1325800.2016. A set of rules. Buildings and territories. Rules for designing protection against traffic noise. – Moscow : Ministry of Construction of Russia, 2016. – 146 p.
5. ODM 218.2.013-2011. An industry-specific road guidance document. Methodological recommendations for the protection of territories adjacent to highways from traffic noise. – Moscow : Informavtodor, 2011. 123 p.
6. Bortsova, S. S. Calculation of the acoustic efficiency of excavation / S. S. Bortsova, M. V. Butorina, N. I. Ivanov // Noize Theory and Practice. – 2023. – Vol. 9, No. 4(35). – pp. 59-66.
7. Shabarova, A.V. Comparison of methods for calculating the propagation of noise of railway transport in various types of building / A.V. Shabarova, M. V. Butorina, D. A. Kuklin // Noise Theory and Practice. – 2022. – Vol. 8, No. 3(30). – pp. 16-33.
8. Galyautdinov, I. N. Investigation of the acoustic efficiency of laying a highway in a recess / I. N. Galyautdinov, I. I. Sharafullin // Technique and technology of transport. – 2022. – № 1(24).
9. Kuklin, D. A. The problem of reducing the external noise of trains in the source and on the way of propagation: specialty 01.04.06 "Acoustics": dissertation for the degree of Doctor of technical Sciences / Kuklin Denis Alexandrovich, 2016. – 434 p.
10. Minina, N. N. The problem of reducing the acoustic impact on residential buildings in the design, construction and operation of transport facilities : specialty 01.04.06 "Acoustics" : dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences / Minina Natalia Nikolaevna. – St. Petersburg, 2012. – 350 p.
11. High-Speed Ground Transportation Noise and Vibration Impact Assessment : Guidance Manual / S. Hanson, J. Ross, D. Towers ; U.S. Department of Transportation. – Washington : ANSI Std., 2012. – 248 p. – Text : electronic. – URL: <https://railroads.dot.gov/elibrary/high-speed-ground-transportation-noise-and-vibration-impact-assessment> (date of application: 06/25/2024).

- 
12. Bortsova, S. S. Choosing the optimal noise protection design according to parameters affecting acoustic efficiency / S. S. Bortsova // Noise Theory and Practice. – 2021. – Vol. 7, No. 5(27). – pp. 48-65.
  13. GOST 33328-2015 Acoustic screens for railway transport. Methods of control. – Moscow : Standartinform, 2019. - 12 p.
  14. GOST 51943-2003 Acoustic screens for protection from traffic noise. Methods of experimental efficiency assessment. – Moscow : IPK Publishing House of Standards, 2019. - 12 p.
  15. SP 51.13330.2011. A set of rules. Noise protection. Updated version of SNiP 23-03-2003. – Moscow : Ministry of Regional Development of Russia, 2011. – 41 p.
  16. GOST 23337-2014. Methods of measuring noise in residential areas and in residential and public buildings : official publication. – Moscow : Standartinform, 2015. – 20 p.
  17. GOST 20444-2014. Noise. Traffic flows. Methods for determining the noise characteristic : official publication. – Moscow : Standartinform, 2015. – 18 p.
  18. Shashurin, A. E. New technical and technological solutions to reduce acoustic pollution by noise-proof screens / A. E. Shashurin. – St. Petersburg : Baltic State Technical University "Voenmeh", 2018. – 134 p. – ISBN 978-5-907054-27-1.

УДК: 534.83  
OECD: 01.03.AA

## Акустическая эффективность экрана с цилиндрической насадкой на верхней кромке

Мусаева Р.Н.<sup>1</sup>, Комкин А.И.<sup>2\*</sup>

<sup>1</sup>Аспирант, <sup>2</sup>Д.т.н., профессор

<sup>1,2</sup>Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана,  
г. Москва, РФ

### Аннотация

На основе конечно-элементного моделирования в программном пакете COMSOL Multiphysics исследованы акустические экраны с цилиндрической насадкой на верхней кромке экрана. Рассматривались насадки со звукопоглощающим материалом внутри нее и без него. Эффективность насадки оценивалась по разности уровней звукового давления в расчетной точке для экранов одинаковой высоты без насадки и с насадкой. Исследовалось влияние расстояния от источника звука до экрана, а также коэффициента перфорации поверхности насадки и плотности звукопоглощающего материала в насадке на акустическую эффективность экрана. Установлено, что звуковое поле в пространстве за экраном на некоторых режимах характеризуется сложной интерференционной картиной. Получены зависимости эффективности насадок в расчетной области от частоты и определены области максимальной и минимальной эффективности каждой из насадок в области за экраном.

**Ключевые слова:** экран, цилиндрическая насадка, звукопоглощающий материал, конечно-элементное моделирование, акустическая эффективность.

### *Acoustic efficiency of the screen with a cylindrical cap on the upper edge*

*Musaeva R.N.<sup>1</sup>, Komkin A.I.<sup>2\*</sup>*

*<sup>1</sup>PhD student, <sup>2</sup>DSc, Professor*

*<sup>1,2</sup>Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia*

### **Abstract**

*Acoustic screens with a cylindrical cap on the upper edge of the screen are studied on the basis of finite element modeling in the COMSOL Multiphysics software package. Caps with and without sound-absorbing material inside it were considered. The effectiveness of the cap was estimated by the difference in sound pressure levels at the design point for screens of the same height without a cap and with a cap. The influence of the distance from the sound source to the screen, as well as the perforation coefficient of the cap surface and the density of the sound-absorbing material in the cap on the acoustic efficiency of the screen was studied. It is established that the sound field in the space behind the screen in some modes is characterized by a complex interference pattern. The dependences of the efficiency of the caps in the calculated area on the frequency are obtained and the areas of maximum and minimum efficiency of each of the caps in the area behind the screen are determined.*

**Keywords:** *screen, cylindrical cap, sound-absorbing material, finite element modeling, acoustic efficiency.*

## Введение

Проблема акустического загрязнения окружающей среды относится к главным экологическим проблемам современной цивилизации. К основным источникам такого загрязнения среды обитания относится автотранспорт. Для того, чтобы уменьшить негативное воздействие автотранспортного шума на человека, разрабатываются и применяются различные средства защиты от шума. К таким средствам относятся акустические экраны, которые находят широкое применение для снижения шума в районах жилой застройки.

Был проведен значительный объем исследований экранов и их характеристик, в том числе и исследования по модификации верхней кромки экрана. Новые конструкции барьеров были впервые предложены Виртом [1], Мэем и Османом [2] и вызвали большое количество исследований, связанных с оценкой эффективности использования такого рода насадок. Обзор публикаций, связанных с развитием данного направления исследований приведен в [3-5]. Экспериментальные исследования влияния формы акустического экрана на его акустическую эффективность выполнены Аистовым [6].

Наряду с экспериментальными методами широкое применение получили и расчетные методы исследования экранов. Существует несколько теоретических методов оценки акустических характеристик экранов, основанных на теории дифракции, именно данные методы стали предметом обзора Ли и Вонга [7]; сами методы довольно сложны и приводят к громоздким формулам, неудобным для использования в инженерной практике. Поэтому для практических методов оценки эффективности экранов широко используется формула Маекавы и ее разновидности [8, 9]. Они справедливы для полубесконечного экрана и являются очень простыми и удобными для применения. В настоящее время численные методы становятся основным средством для анализа характеристик акустических экранов, так как они позволяют исследовать гораздо более сложные конфигурации экранов, чем аналитические методы [10, 11].

Так [12] на основе конечно-элементного моделирования исследовались акустические характеристики экрана со звукопоглощающей облицовки на передней поверхности экрана. Определена зависимость эффективности экрана от размера звукопоглощающего слоя.

В [13, 14] с помощью 2D модели, построенной в программе COMSOL Multiphysics, выявлены особенности снижения звука экранами с насадками различной конфигурации на их верхней кромке и проведен сравнительный анализ эффективности этих насадок. В [15] проведены обстоятельные исследования экрана Т-образного профиля. Выявлено, что дифракция звука на таком экране сочетается с процессами интерференции звука на передней и задней кромках экрана, что приводит к появлению локальных минимумов и максимумов звукового давления в расчетной области за экраном. При этом интерференция на задней кромке экрана оказывает существенное влияние на звуковое поле в области за экраном лишь в ближней зоне, при расстояниях менее 8 м от задней поверхности экрана, в то время как интерференция звука на передней кромке экрана является определяющей для уровней звукового давления в дальней зоне этой области.

Целью настоящей работы является выявление на основе численных расчетов в программном пакете COMSOL Multiphysics, как это было осуществлено ранее для Т-образного экрана, особенностей дифракции звука на экране с цилиндрической насадкой на верхней кромке и определение зависимости эффективности такого экрана от характеристик цилиндрической насадки.

## 1. Конечно-элементная модель экрана

При моделировании использовалась двумерная (2D) конечно-элементная модель экрана. Расчетная область ограничивалась окружностью радиусом 40 м (рис. 1). Граничные условия на окружности, ограничивающей расчетную область, соответствовали согласованной (безэховой) нагрузке с импедансом  $Z = \rho c = 411,6 \text{ Па}\cdot\text{с/м}$ , где  $\rho$  – плотность воздуха, а  $c$  – скорость звука в воздухе. В центре расчетной области находился точечный источник звука, который при 2D моделировании является по существу линейным источником, характеризуемым интенсивностью  $I$  ( $\text{Вт/м}^2$ ). Акустический экран (АЭ) с эффективной высотой  $h = 5,5$  м располагался вертикально на расстоянии  $l$  от источника шума.

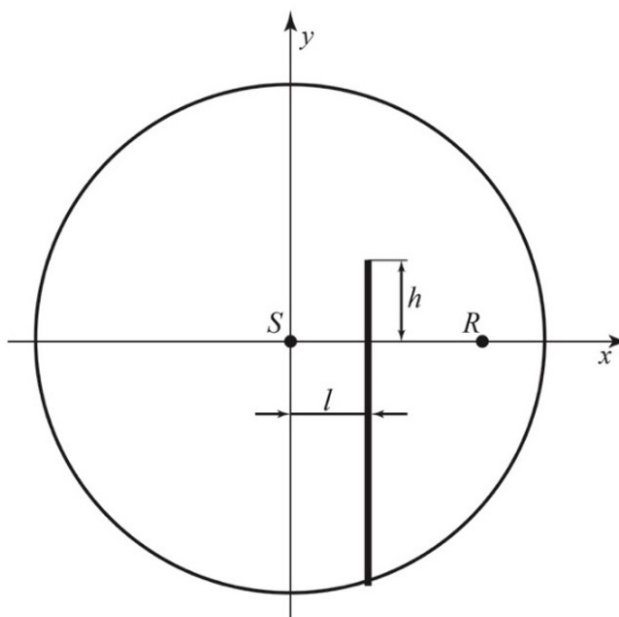


Рис. 1. Расположение экрана в расчетной области

В конечно-элементной модели использовалось неравномерное разбиение на тетраэдры. Вычисления проводились на частотах 125 Гц, 250 Гц, 500 Гц и 1000 Гц, совпадающих с соответствующими среднегеометрическими частотами октавных полос частот. При этом для обеспечения приемлемой точности вычислений на длине волны, соответствующей наибольшей из этих частот, укладывалось четыре конечных элемента максимального размера.

При моделировании рассматривались три конфигурации экрана, представленные на рис. 2. При этом цилиндрические насадки рассматривались как со звукопоглощающим материалом (ЗПМ) внутри них, так и без него. Экраны рассматривались тонкими и абсолютно жесткими. Кроме того, для упрощения последующего анализа наличие подстилающей поверхности, на которую опирается экран, не учитывалось, т.е. экраны рассматривались полубесконечными. Экраны определялись эффективной высотой  $h$ , а также радиусом цилиндрической насадки  $r$ . Эффективность использования насадки на верхней кромке экрана оценивалась с помощью такого показателя как вносимые потери  $IL$ , которые определялись соотношением:

$$IL = L_I - L_H, \text{ дБ},$$

где  $L_I$  и  $L_H$  – уровни звукового давления в расчетной точке соответственно для экранов с насадкой и без насадки.

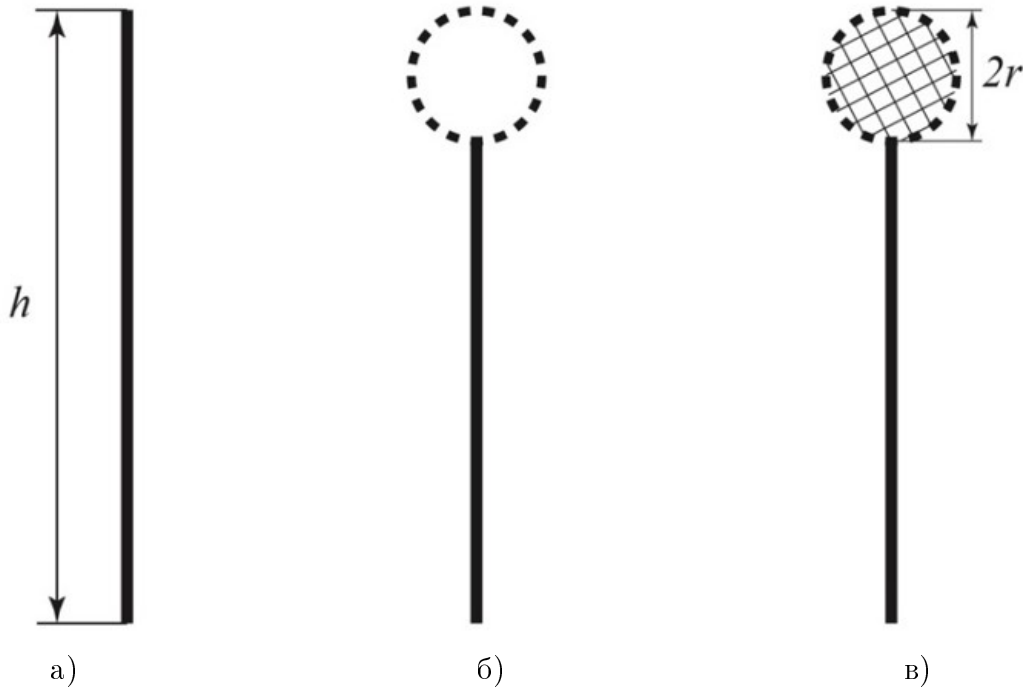


Рис. 2. Конфигурации акустических экранов: без насадки (а); с цилиндрической насадкой без ЗПМ (б); с цилиндрической насадкой с ЗПМ (в)

## 2. Эффективность цилиндрической насадки без ЗПМ

Была определена эффективность такой насадки в зависимости от положения расчетной точки  $R$ , располагающейся на горизонтальной оси  $x$ . Расчеты были проведены для трех значений пористости поверхности насадки  $\sigma$ , определяемой через отношение общей площади отверстий перфорации  $S_0$  к общей площади поверхности насадки  $S$ :  $\sigma = S_0/S$ . При этом значение  $\sigma = 0$  фактически соответствует предельному случаю гладкой поверхности насадки без перфорации. Результаты расчета на частоте 125 Гц (рис. 3) показали, что в случае неперфорированной поверхности насадки ее использование дает некоторый эффект, который мало зависит от положения расчетной точки и который может достигать 8 дБ. Возможно, такой эффект объясняется наличием поверхностных звуковых волн и их взаимодействием при распространении по поверхности насадки. При наличии перфорации эффективность насадки резко падает и даже принимает небольшие отрицательные значения. Такой результат, по-видимому, объясняется тем обстоятельством, что наличие перфорации ослабляет на этой низкой частоте звукоизоляцию верхней части экрана, так что звук частично проникает в расчетную точку через саму насадку и таким образом общее ослабление звука таким экраном оказывается ниже, чем у исходного экрана без насадки.

На рис. 4 представлены аналогичные результаты расчета для частоты 1000 Гц. В этом случае эффективность насадки с неперфорированной поверхностью существенно возрастает с уменьшением расстояния до экрана насадки. В этой области на расстоянии порядка 1 м от экрана имеет локальный максимум эффективности, где ее значение превышает 20 дБ. При пористости  $\sigma = 0,1$  кривая эффективности имеет ярко выраженный локальный максимум на расстоянии порядка 4 м, на котором значение эффективности достигает значения 25 дБ, и второй меньшей амплитуды и более пологий на расстоянии порядка 11 м. При большей пористости ( $\sigma = 0,3$ ) локальных максимумов уже не наблюдается, и кривая эффективности колеблется около нулевого значения.

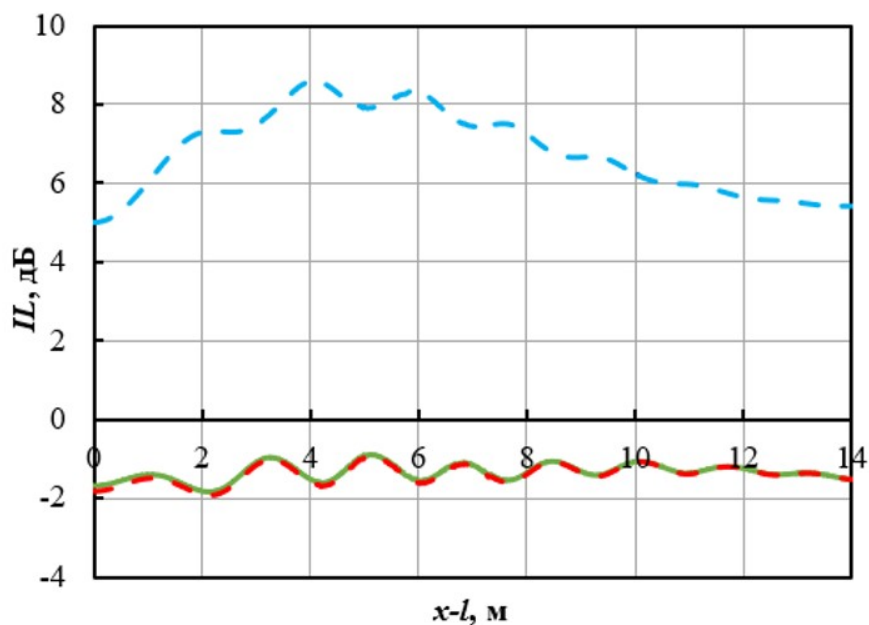


Рис. 3. Эффективность насадки без ЗПМ в зависимости от расстояния до экрана на частоте 125 Гц и  $l = 6$  м при:  $\sigma = 0$  (—);  $\sigma = 0,1$  (—);  $\sigma = 0,3$  (—)

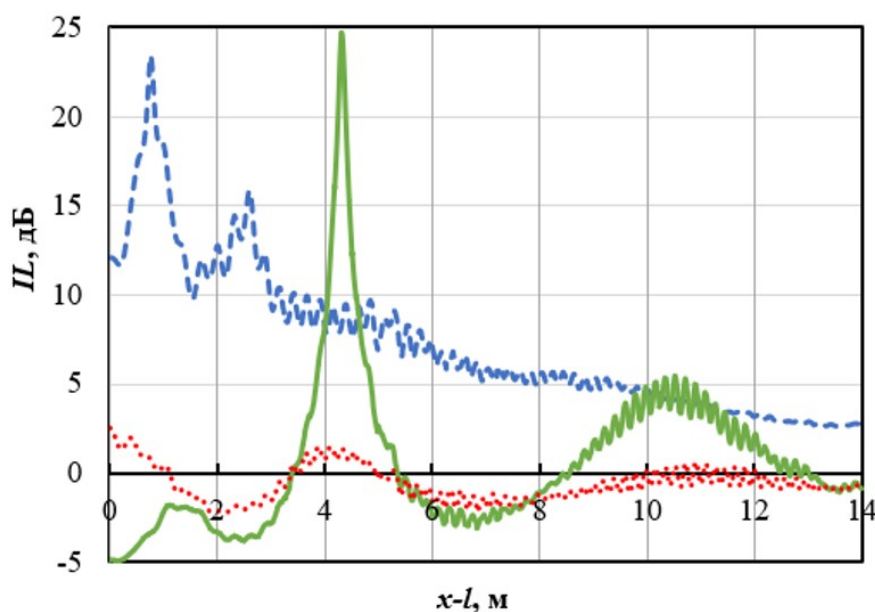


Рис. 4. Эффективность насадки без ЗПМ в зависимости от расстояния до экрана на частоте 1000 Гц и  $l = 6$  м при:  $\sigma = 0$  (—);  $\sigma = 0,1$  (—);  $\sigma = 0,3$  (•••)

На рис. 5 представлены результаты расчета с теми же исходными данными, что и на рис. 4, с той лишь разницей, что расстояния от источника звука увеличено до 8 м. Сравнение графиков на этих рисунках показывает, что изменение расстояния  $l$  от источника звука до экрана не изменяет положение локального максимума для насадки без перфорации, в отличие от насадки с пористостью  $\sigma = 0,1$ , где с увеличением  $l$  локальные пики эффективности существенно сдвигаются влево, ближе к экрану. Это говорит о том, что механизмы образования максимумов на этих двух насадках основаны на разных принципах.

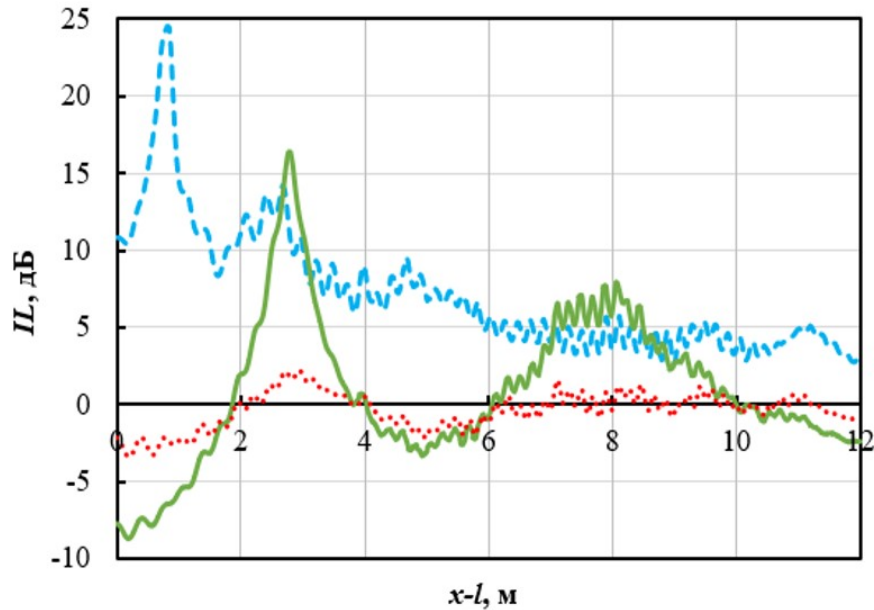


Рис. 5. Эффективность насадки без ЗПМ в зависимости от расстояния до экрана на частоте 1000 Гц и  $l = 8$  м при:  $\sigma = 0$  (— —);  $\sigma = 0,1$  (—);  $\sigma = 0,3$  (• • •)

### 3. Эффективность цилиндрической насадки с ЗПМ

Далее были проведены аналогичные расчеты для экрана с цилиндрической насадкой диаметром 0,5 м, заполненной звукопоглощающим материалом на основе базальтового волокна с плотностью  $100 \text{ кг/м}^3$ . Были исследованы три пористости поверхности насадки, равные 0,1; 0,3 и 1. При этом пористость  $\sigma = 1$  фактически соответствовала отсутствию какой-либо оболочки у такой насадки. Результаты для частоты 125 Гц представлены на рис. 6. В отличие от результатов для насадки без ЗПМ (рис. 3) насадки с ЗПМ на этой частоте дают положительный эффект для всех рассмотренных значений  $\sigma$ , а особенно для  $\sigma = 1$ , где эффективность насадки достигает 35 дБ. Стоит отметить, что такой эффект достигается на низкой частоте и в области, удаленной от экрана, где обычный экран имеет низкую акустическую эффективность.

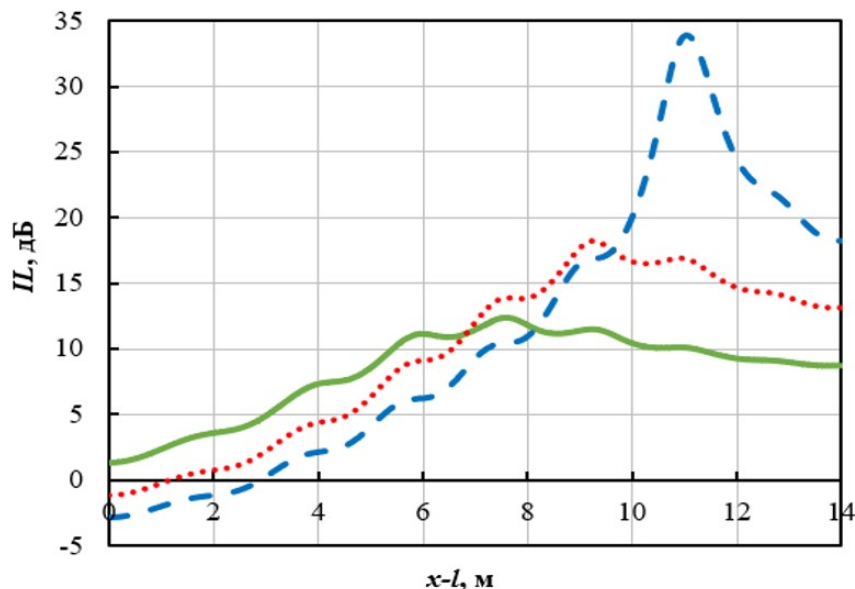


Рис. 6. Эффективность насадки с ЗПМ в зависимости от расстояния до экрана на частоте 125 Гц и  $l = 6$  м при:  $\sigma = 1$  (— —);  $\sigma = 0,1$  (—);  $\sigma = 0,3$  (— • —)



На рис. 7. представлены результаты расчета для частоты 1000 Гц. На графиках отчетливо прослеживаются три локальных максимума. Максимальное значение локального максимума достигает 25 дБ на расстоянии чуть больше 4 м, как для насадки без ЗПМ, и также соответствует  $\sigma = 0,1$ . Однако в данном случае количество локальных максимумов увеличилось до трех, и они имеют место при всех трех значениях пористости. Это является еще одним преимуществом использования цилиндрической насадки с ЗПМ.

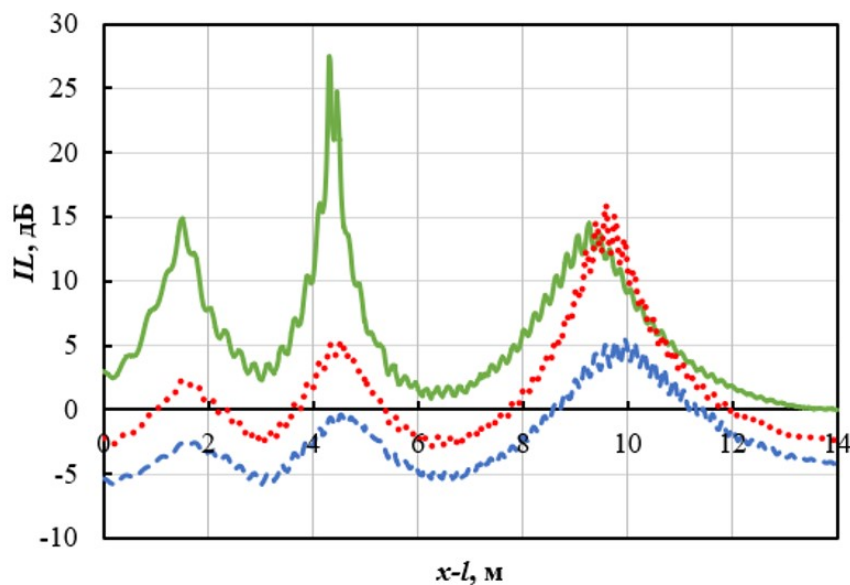


Рис. 7. Эффективность насадки с ЗПМ в зависимости от расстояния до экрана на частоте 100 Гц и  $l = 6$  м при:  $\sigma = 1$  (—);  $\sigma = 0,1$  (—);  $\sigma = 0,3$  (—)

На рис. 8 представлены картины распределения звукового давления в окрестности отверстия для цилиндрической насадки с ЗПМ. Темные узкие полосы в области за экраном обусловлены, очевидно, интерференцией звука в этой области. Их расположение определяет положение локальных максимумов эффективности на соответствующих графиках на рис. 6 и рис. 7. Вместе с тем, необходимо проведение дополнительных исследований для лучшего понимания механизмов интерференционных процессов такого рода.

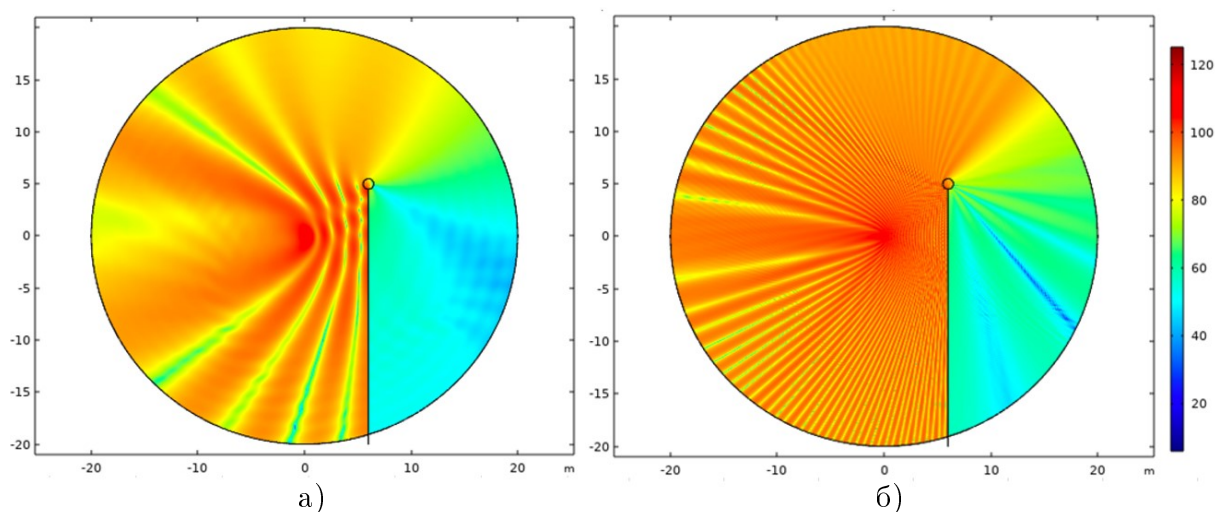


Рис. 8. Картины распределения звукового давления в расчетной области для насадки с пористостью  $\sigma = 0,1$  на частоте 125 Гц (а) и 1000 Гц (б)

## Заключение

На основе численного моделирования в программном пакете COMSOL Multiphysics выявлены особенности снижения звука акустическими экранами с цилиндрической насадкой на их верхней кромке. Определена акустическая эффективность использования насадок в зависимости от пористости поверхности насадок и наличия в ней звукопоглощающего материала. Установлено, что насадки без ЗПМ наиболее эффективны, особенно на высоких частотах, если их поверхность не имеет перфорации. Пористая поверхность насадки приводит к нулевой или даже отрицательной эффективности. Для насадок с ЗПМ в области низких частот, наоборот, насадка становится очень эффективной при значениях пористости, близких к 1. В области высоких частот наибольшая эффективность наблюдается для насадок с пористостью равной 0,1. При этом на кривых имеются три локальных максимума эффективности, обусловленные происходящими при наличии таких насадок интерференционными процессами. Для понимания механизмов возникновения такого рода интерференции требуются более детальные исследования, планируемые на следующих этапах работы.

## Список литературы

1. Wirt L.S. The control of diffracted sound by means of thnadners (shaped noise barriers) // *Acustica*. 1979. V. 42. № 2. P. 73-88.
2. May D.N. and M.M. Osman. The performance of sound absorptive, reflective, and t profile noise barriers in Toronto. *Journal of Sound and Vibration*, 1980. 71(1): p.:65 71.
3. Watts G.R., Crombie D.H., Hothersall D.C. Acoustic performance of new designs of traffic noise barriers: Full scale tests // *J. Sound Vib*. 1994. V. 177. № 3. P. 289–305.
4. Samuels S., Ancich E. Recent developments in the design and performance of road traffic noise barriers // *Acoust. Australia*. 2001. V. 29, № 2. P. 73-78.
5. Ekici I., Bougdah H. A review of research on environmental sound barriers // *Build. Acoust*. 2003. V. 10. № 4. P. 289-323.
6. Аистов В. А., Шубин И.Л. Исследование влияния формы шумозащитного экрана на его акустическую эффективность // *ACADEMIA. Архитектура и строительство*. – 2009. -№5. - С. 200-208.
7. Li, K.M. and H.Y. Wong, A review of commonly used analytical and empirical formulas for predicting sound diffracted by a thin screen. *Applied Acoustics*, 2005. 66(1): p. 45-76.
8. Maekawa, Z., Noise reduction by screens. *Applied Acoustics*, 1968. 1: p. 157 173.
9. Yamamoto, K. and K. Takagi, Expressions of Maekawa's chart for computation. *Applied Acoustics*, 1992. 37: p. 75-82.
10. Gerges S.N.Y., Calza A.J. Acoustic barriers: Analytical methods, Boundary element method and experimental verification // *Build. Acoust*. 2002. V. 9. № 3. P. 167-190.
11. Fard S.M.B., Kessissoglou N., Samuels S., Burgess M. Numerical study of noise barrier designs // *Proc. Acoust*. 2013. Victor Harbor, Australia.
12. Комкин А.И., Назаров Г.М. Особенности дифракции звука на звукопоглощающем экране // *Акустический журнал*. 2021. Т. 67. № 3. С. 303–307.
13. Мусаева Р.Н., Комкин А.И. Сравнительный анализ эффективности насадок на верхней кромке акустического экрана // *Акустика среды обитания. Материалы VIII Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов*. 25-26 мая 2023. М. МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2023. С. 202–207.

14. Мухаметов А.Б., Тупов В.Б. Влияние надстройки в виде антидифрактора на акустическую эффективность шумозащитного экрана // Акустика среды обитания. Материалы VIII Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов. 25-26 мая 2023. М. МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2023. С. 208-218.

15. Комкин А.И., Мусаева Р.Н. Особенности уменьшения уровня звука экранами Т-образного профиля // Акустический журнал. 2023. № 6. С. 756-764.

## References

1. Wirt L.S. The control of diffracted sound by means of thnadners (shaped noise barriers) // *Acustica*. 1979. V. 42. № 2. P. 73-88.

2. May, D.N. and M.M. Osman. The performance of sound absorptive, reflective, and t profile noise barriers in Toronto. *Journal of Sound and Vibration*, 1980. 71(1): p.:65-71.3. Watts G.R., Crombie D.H., Hothersall D.C. Acoustic performance of new designs of traffic noise barriers: Full scale tests // *J. Sound Vib.* 1994. V. 177. № 3. P. 289–305.

3. Watts G.R., Crombie D.H., Hothersall D.C. Acoustic performance of new designs of traffic noise barriers: Full scale tests // *J. Sound Vib.* 1994. V. 177. № 3. P. 289–305.

4. Samuels S., Ancich E. Recent developments in the design and performance of road traffic noise barriers // *Acoust. Australia*. 2001. V. 29, № 2. P. 73-78.

5. Ekici I., Bougdah H. A review of research on environmental sound barriers // *Build. Acoust.* 2003. V. 10. № 4. P. 289-323.

6. Aistov V. A., Shubin I.L. Investigation of the influence of the shape of a noise shield on its acoustic efficiency // *ACADEMIA. Architecture and construction*. – 2009. -№5. - С. 200-208.

7. Li, K.M. and H.Y. Wong, A review of commonly used analytical and empirical formulas for predicting sound diffracted by a thin screen. *Applied Acoustics*, 2005. 66(1): p. 45-76.

8. Maekawa, Z., Noise reduction by screens. *Applied Acoustics*, 1968. 1: p. 157-173.

9. Yamamoto, K. and K. Takagi, Expressions of Maekawa's chart for computation. *Applied Acoustics*, 1992. 37: p. 75-82.

10. Gerges S.N.Y., Calza A.J. Acoustic barriers: Analytical methods, Boundary element method and experimental verification // *Build. Acoust.* 2002. V. 9. № 3. P. 167-190.

11. Fard S.M.B., Kessissoglou N., Samuels S., Burgess M. Numerical study of noise barrier designs // *Proc. Acoust.* 2013. Victor Harbor, Australia.

12. Komkin A.I., Nazarov G.M. Features of Sound diffraction by a noise absorbing screen // *Acoustical Physics*. 2021. V. 67. № 3. P. 298–301.

13. Musaeva R.N., Komkin A.I. Comparative analysis of the effectiveness of caps on the upper edge of an acoustic screen // *Acoustics of the habitat. Proceedings of the VIII All-Russian Conference of Young Scientists and Specialists, May 25-26, 2023. M. Bauman Moscow State Technical University*. С. 202–207.

14. Mukhametov A.B., Tupov V.B. The effect of the superstructure in the form of an antidiffractor on the acoustic efficiency of a noise screen // *Acoustics of the habitat. Proceedings of the VIII All-Russian Conference of Young Scientists and Specialists, May 25-26, 2023. M. Bauman Moscow State Technical University*. С. 208–218.

15. Komkin A.I., Musaeva R.N. Sound level reduction by T-shaped barriers // *Acoustical Physics*. 2023. V. 69. № 6. P. 863–870.



## Общество с ограниченной ответственностью "Институт акустических конструкций"

ООО "ИАК" занимается разработкой шумозащитных мероприятий более 10 лет.

Организационная структура предприятия:

- отдел акустики;
- отдел проектирования;
- испытательная лаборатория, аккредитованная на измерения физических факторов;
- отдел строительства;
- отдел научных исследований и разработок;
- отдел внедрения;
- планово-экономический отдел.

За годы работы организацией запроектировано большое количество шумозащитных конструкций в различных регионах России (на скоростных автомагистралях, мостах, железных дорогах, эстакадах), в том числе и на таких масштабных объектах, как Кольцевая автодорога и Западный Скоростной диаметр в Санкт-Петербурге, объектах олимпийского Сочи и Республики Крым, реконструкции федеральных автодорог М-8 "Холмогоры", М-4 "Дон" и др. Организацией выполняются проектно-изыскательские работы по проектированию шумозащиты на первой в России Высокоскоростной железнодорожной магистрали "Москва-Казань". Силами испытательной лаборатории осуществляются акустические исследования, отделами акустики и проектирования разрабатываются шумозащитные мероприятия на промышленных, энергетических, культурных и оздоровительных объектах нашей страны. Производство, организованное на базе предприятия, позволяет выпускать любые шумозащитные конструкции, отвечающие всем требованиям государственных стандартов, а опытный персонал в кратчайшие сроки производит сборку и монтаж.

*"Наша компания обладает мощными научным и проектным подразделениями с современными технической и интеллектуальной базой, позволяющими 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 наш 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, защита от шума и вибрации.

## **Основные задачи**

Основными задачами журнала являются:

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

## **Научное цитирование журнала**

Журнал является общедоступным для чтения неограниченным числом пользователей.

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

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

Cover designed by Freepik

ООО "ИАК"

г. Санкт-Петербург

2024