

ISSN 2412-8627

Vol. 11 No. 2

Noise

Theory and Practice

Scientific Journal



II
2025

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, ректор Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

Заплетников Игорь Николаевич



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

Буторина Марина Вадимовна



Доктор технических наук, профессор кафедры «Экология и производственная безопасность» 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



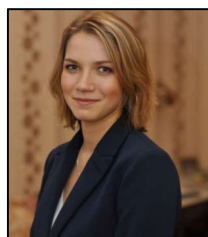
Доктор технических наук, профессор кафедры "Тепловые электрические станции" Национального исследовательского университета "Московский энергетический институт" (г. Москва, РФ)

Цукерников Илья Евсеевич



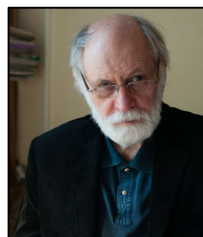
Доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник Научно-исследовательского института строительной физики, профессор Московского государственного университета печати имени Ивана Федорова (г. Москва, РФ)

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 «Инженерно-экологические инновации и комплексная безопасность» Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ) (г. Москва, РФ)

Вельбель Александр Мотьявич



Начальник акустического стенда научно-исследовательской лаборатории ООО "Арктос" (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, Rector 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, Russia)

Marina Butorina



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)

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, Russia)

Vladimir Tupov



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

Ilya Tsukernikov



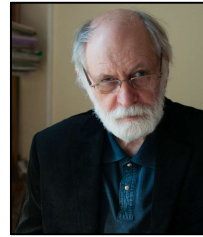
Doctor of Engineering Science, Professor, Chief Researcher at the Research Institute of Construction Physics, Professor of the Moscow State University of Printing Arts named after Ivan Fyodorov (Moscow, Russia)

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 Engineering and Environmental Innovations and Integrated Safety, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), (Moscow, Russia)

Alexander Velbel



Head of the Acoustic stand of the Research laboratory of ArktoS LLC (St. Petersburg, Russia)

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 11 №2

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

Колыхалин В.М.

РУС

Акустический мониторинг объема твердых остатков
нефтепродуктов в железнодорожных цистернах с
применением двухмикрофонной техники измерения
стр. 9-25

Вареникова А.Ю., Чернов Н.Н., Тарасов С.П.

РУС

Особенности прохождения акустических волн через
биологические среды с учетом нелинейности
стр. 26-39

Борцова С.С., Фиев К.П., Курченко П.С.

РУС

Исследование акустической эффективности насыпи
для снижения транспортного шума
стр. 40-49

**Нефортуннов Г.А., Храмов А.В., Левина Е.А.,
Левин С.В.**

РУС

К вопросу о влиянии состояния слуха и центрального
слухового анализатора на скорость реакции человека
стр. 50-57

Пятунин К.Р., Добровольский И.С., Давыдов А.А. РУС

Разработка конструкции входного устройства для проведения
стендовых акустических испытаний двигателей для
гражданских самолетов

стр. 58-68

Научный журнал
Том 11 №2

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
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

Чернышов П.С., Кузнецов П.Н.

РУС

Экспериментальное исследование шума
винто-кольцевого двигателя

стр. 69-81

Заславский Ю.М., Заславский В.Ю.

РУС

Моделирование низкочастотного гидроакустического
поля в морских акваториях

стр. 82-91

**Кирпичников В.Ю., Смольников В.Ю.,
Гришин А.А., Олейников А.Ю.**

РУС

Экспериментальные исследования эффективности
армированного вибропоглощающего покрытия и
полосовых вибропоглотителей

стр. 92-101

**Кирпичников В.Ю., Смольников В.Ю.,
Олейников А.Ю.**

РУС

О влиянии длины полосового вибропоглотителя
на его эффективность

стр. 102-109

**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.noisetsp.com

e-mail: secretary@noisetsp.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

Kolykhalin V.M.

RUS

Acoustic monitoring of the volume of solid residues
of petroleum products in railroad cars using dual-microphone
measurement technique

pp. 9-25

Varenikova A.Yu., Chernov N.N., Tarasov S.P.

RUS

Features of acoustic waves passing through biological media,
taking into account non-linearity

pp. 26-39

Bortsova S.S., Fiev K.P., Kurchenko P.S.

RUS

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

pp. 40-49

**Nefortunov G.A., Khramov A.V., Levina E.A.,
Levin S.V.**

On the question of the influence of the condition of hearing and
the central audious analyzer on the speed of human response

pp. 50-57

Pyatunin K.R., Dobrovolskii I.S., Davydov A.A.

RUS

Development of air intake design for civil aircraft engine
acoustic test

pp. 58-68

Scientific Journal
Vol. 11 No. 2

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

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

Chernyshov P.S., Kuznetsov P.N. RUS

Experimental study of an impeller propulsion system noise
pp. 69-81

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

Simulations of a low-frequency sonar field in marine areas
pp. 82-91

**Kirpichnikov V.Yu., Smolnikov V.Yu.,
Grishin A.A., Oleinikov A.Yu.** RUS

Experimental studies of the effectiveness of reinforced
vibration-absorbing coating and strip vibration absorbers
pp. 92-101

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

The influence of the length of a strip vibration absorber
on its efficiency
pp. 102-109

УДК: 681.128.8(088.8)

OECD: 2.03

Акустический мониторинг объема твердых остатков нефтепродуктов в железнодорожных цистернах с применением двухмикрофонной техники измерения

Колыхалин В.М.

Ведущий специалист научно-конструкторского управления Санкт-Петербургского филиала АО «Атомэнергoproject» - «Санкт-Петербургский проектный институт», г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Статья посвящена экспериментальным исследованиям акустического поля в воздушном объеме цилиндрической оболочки с различным объемом твердых остатков мазута и дизельного топлива. Целью экспериментальных исследований акустического поля, возбуждаемого в воздушном объеме резервуара с помощью удара, является оценка объема твердого остатка нефтепродукта в торцевых частях железнодорожных цистерн с применением двухмикрофонной техники измерения. Моделируются собственные частоты колебаний воздуха в резервуаре, рассматривая его стенки абсолютно жесткими, а поверхность остатка импедансной. Компьютерное моделирование акустического поля, корреляционное взаимодействие первых отражений (от импедансной поверхности твердого остатка и абсолютно жестких стенок цистерны) позволяет визуально оценить как поглощающие свойства остатка, так и рациональное позиционирование пары идентичных микрофонов в резервуаре. Приводятся результаты физического моделирования, которые, как предполагается, могут быть использованы в натурных условиях для регистрации остатков нефтепродуктов в передвижных резервуарах на теплоэлектроцентралях (ТЭЦ), терминалах и других объектах отраслей энергетики. Исследованная бесконтактная система акустического мониторинга может найти применение для регистрации объема жидких, сыпучих и смешанных агрегатных композиций, не исключая и ядерные отходы.

Ключевые слова: твердый остаток, мазут, дизельное топливо, железнодорожная цистерна, уровень звукового давления, микрофон.

Acoustic monitoring of the volume of solid residues of petroleum products in railroad cars using dual-microphone measurement technique

Kolykhalin V.M.

Heading Specialist, Scientific and Design Department, St. Petersburg Branch of JSC Atomenergoproekt - St. Petersburg Design Institute, St. Petersburg, Russia

Abstract

The article is devoted to experimental studies of the acoustic field in the air volume of a cylindrical tank shell with different volume of solid residue of fuel oil and diesel fuel in wintertime. The purpose of experimental studies of the acoustic field excited in the air volume of the tank by means of impact is to estimate the volume of solid residue of petroleum product in the end parts of railroad cars using a two-microphone measurement technique. The natural frequencies of vibration of the air in the tank are modeled by considering its walls as

absolutely rigid and the residue surface as impedance. Computer modeling of the acoustic field, correlation interaction of the first reflections (from the impedance surface of the solid residue and absolutely rigid walls of the tank) allows visual estimation of both the absorption properties of the residue and rational positioning of a pair of identical microphones in the tank. The results of physical modeling, as it is supposed, can be used in full-scale conditions for registration of oil product residues in mobile tanks at thermal power plants (TPP), terminals and other objects of energy industries. The investigated non-contact acoustic monitoring system can find application for registration of the volume, not excluding nuclear waste.

Keywords: solid residue, fuel oil, diesel fuel, railroad cars, sound pressure level, microphone.

Введение

В жестко регламентированных условиях транспортировки нефтепродуктов (н/п) от нефтеперерабатывающего завода (НПЗ) к потребителю временной фактор является ключевым, определяющим возможные финансовые потери в процессе перевалки высоковязких мазутов и дизельного топлива на нефтяных терминалах Российской Федерации, особенно в зимний период. Практическое отсутствие в нефтяной индустрии методов и средств дистанционного контроля массы остатка нефтепродуктов вызывает необходимость решения наиболее сложной задачи при выгрузке н/п из цистерн - оценке объема твердого остатка, как показано на рисунке 1. Обычный визуальный контроль в этом случае приводит к значительным затратам времени, не обеспечивает необходимой точности и, как результат, приводит к существенным потерям н/п при грузовых операциях. Сложность практической реализации диагностики остатка высоковязкого мазута обусловлена тем, что на точность измерений значительно влияют технологические особенности: повышение температуры н/п от 0°C до $+80^{\circ}\text{C}$; внешнее изменение температуры открытых воздушных объемов от -10°C до $+40^{\circ}\text{C}$, сопровождающееся испарением легких фракций нефтепродуктов и воды (пар); соответствующие изменения плотности нефтепродукта при повышенных и пониженных температурах. Отсутствие теплоизоляции приводит в зимнее время к застыванию мазута на стенках цистерны в виде достаточно твердого осадка сложной формы, что вызывает необходимость применения специального технологического процесса для его размыва.



Рис. 1. Твердый остаток н/п в ж/д цистернах в зимний период: а) дизельного топлива, б) высоковязкого мазута марки М100 (вид сверху через смотровой люк ц/с)

Дизельное топливо (д/т) выгружается из ж/д цистерн самотеком – низкая температура вспышки (в закрытом тигле примерно 65 °С) не допускает применения технологии циркуляционного размыва остатка, как в случае с высоковязким мазутом. Разогрев твердого остатка д/т в цистернах осуществляется обогревом оболочки ц/с острым паром в специализированных тепловых тоннелях. Форма поверхности остатка дизельного топлива (смесь парафинов с присадками) вдоль днища ж/д цистерны представлена на рисунке 1а. Вид сверху через смотровой люк на твердый остаток мазута, «подплывшего» к клапану нижнего сливного отверстия, расположенного в центре цистерны, показан на рисунке 1б.

1. Компьютерное моделирование акустического поля в ж/д цистернах с твердым остатком дизельного топлива

Эффективность применения акустического способа для контроля состояния слива н/п из железнодорожных цистерн и регистрации объема остатка была обоснована в предыдущих работах автора [1, 2]. Дистанционный метод оценки объема твердых остатков н/п в передвижных резервуарах основывается на физическом моделировании волнового поля «свободного» воздушного объема и сравнительных измерений в нем спектров уровней звукового давления вынужденных колебаний аксиальных и радиально-связанных мод в оптимальном низкочастотном интервале Δf . Горизонтальное положение цистерны и, соответственно, уровня остатка н/п практически исключает влияние на результат диагностики низкочастотных аксиальных мод. Однако, более высокочастотные радиальные моды с достаточной точностью (по добротности) реагируют как на величину свободного воздушного объема, так и, относительно, на объем твердого остатка [3-5]. Наличие импульсного источника акустических колебаний в воздушном объеме ц/с, создающего сплошной спектр собственных мод, позволяет применить достаточно точный для практики объективный контроль остатка. Объем остатка определяется по вынужденным колебаниям радиальных мод в частотной зоне перехода от дискретных аксиальных к более сплошным радиальным модам.

Известно, что в полусферических торцах ц/с остается наибольшая часть твердого остатка. С целью получения характеристик акустического поля в ж/д цистернах с остатком нефтепродуктов было выполнено компьютерное моделирование с применением метода конечных элементов в программе «Comsol». На рисунке 2 отчетливо проявляется суперпозиция радиальных и аксиальных мод.

Компьютерное моделирование взаимодействия первых отражений от импедансной поверхности остатка н/п, как показано на рисунке 1, и абсолютно жестких стенок ц/с позволяет визуально оценить как поглощающие свойства материала (на рисунках 2а, 2б показаны скошенные нижние торцы резервуара), так и наиболее эффективное позиционирование микрофонов при измерениях.

На практике удары по оболочке цистерны с дизельным топливом не допустимы по причине взрывоопасности паров легких фракций н/п, в отличие от высоковязких мазутов. Для такого случая источник звукового сигнала моделируется как Гауссов импульс длительностью 0,1 с, возбуждаемый громкоговорителем, расположенным внутри ц/с, в верхней центральной части резервуара, как показано на рисунке 3.

С целью исследования влияния акустических помех, фокусируемых полусферическими торцами оболочки (радиус полусфер ц/с $R_{1,2} = 1$ м), на точность мониторинга объемов остатка была построена горизонтальная плоскость сечения вдоль наибольшей оси конечно-элементной модели, как показано на рисунке 3а, для полуволнового резонанса аксиальной моды. Импульсный источник звука расположен по центру модели в верхней ее части и направлен перпендикулярно к днищу, микрофон

установлен в центре ц/с. Здесь в явном виде проявляется влияние помех, фокусируемых полусферическими торцами оболочки: существенное – в пустой левой части резервуара на расстоянии 1...1,5 м от торца и малозаметное – в правой части цистерны, заполненной остатком. На рисунке 3б представлен график снижения амплитуды звукового давления в зависимости от времени, демонстрирующий импульсную характеристику резервуара после включения одиночного звукового импульса, при расположении микрофона в центре ц/с. По оси абсцисс отложено время наблюдения (с), по оси ординат отложено среднеквадратичное значение звукового давления (Па).

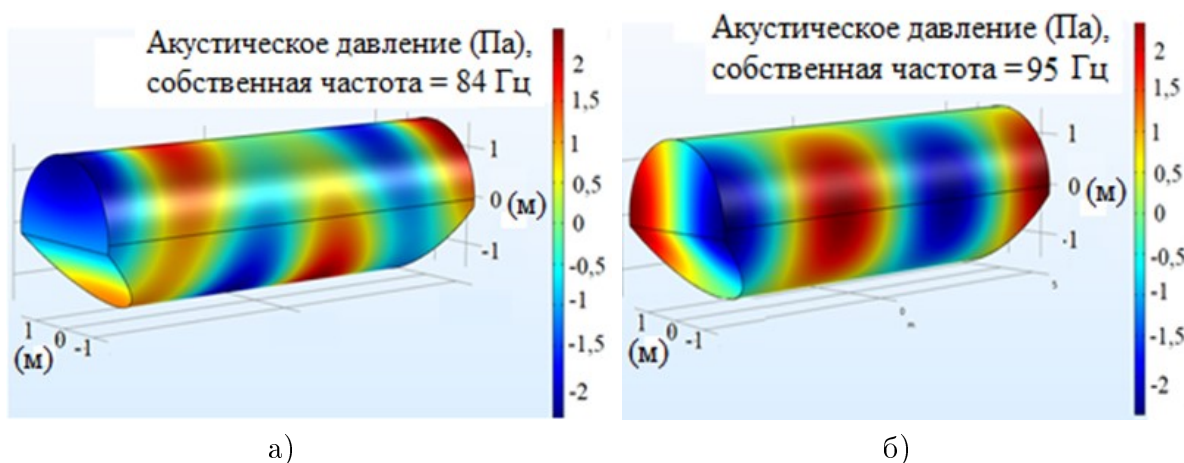


Рис. 2. Конечно-элементная модель ж/д цистерны: а) визуализация распределения аксиальных и радиальных (по вертикали) мод, б) визуализация распределения аксиальных и радиальных (по горизонтали) мод

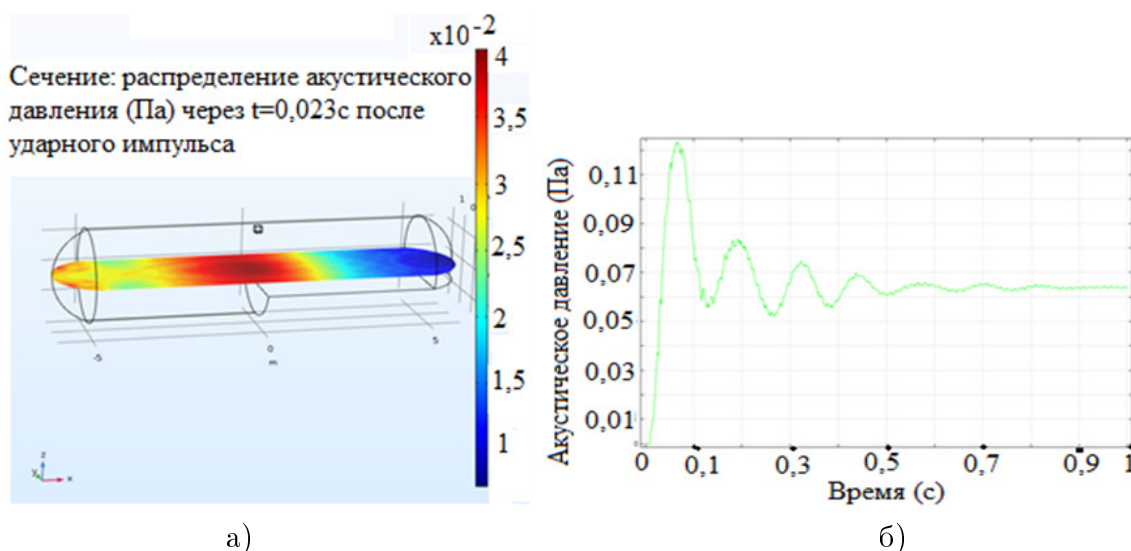


Рис. 3. Компьютерное моделирование: а) конечно-элементная модель оболочки с остатком в правой половине, б) график снижения амплитуды звукового давления в зависимости от времени

В результате вышерассмотренного моделирования характеристик акустического поля резервуара было определено оптимальное позиционирование микрофона для регистрации объемов твердых остатков (примерно 3 м от центра) и применено для дальнейшего исследования: оценка объема твердого остатка V_i с использованием метода нормирования уровней звукового давления при разных объемах остатка в торцевых частях ц/с к уровню звукового давления относительно «пустой» части цистерны. Два

идентичных микрофона располагались: $МК_2$ – в центре ц/с, $МК_1$ – на расстоянии 3 м от центра ц/с над остатком. Здесь импульсный источник звука расположен по центру цистерны в верхней ее части и направлен перпендикулярно к днищу, как показано на рисунке 4а. График затухания звуковых колебаний в зависимости от времени представлен на рисунке 4б. По оси абсцисс отложено время измерения, по оси ординат отложено среднеквадратичное значение звукового давления (Па).

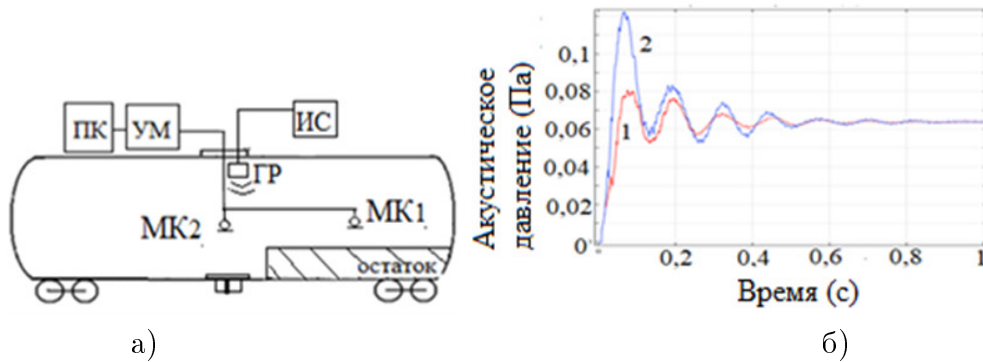


Рис. 4. Компьютерное моделирование: а) схема измерительной установки: $МК_1$ и $МК_2$ – микрофоны, ГР – громкоговоритель, ИС – ударный источник сигнала, УМ – двухканальный усилитель микрофонов, ПК – компьютер; б) импульсная характеристика резервуара с применением двухмикрофонной техники измерения: 1 – канал с $МК_1$, 2 – канал с $МК_2$

Уровень остатка в модели был задан $h = 0,5$ м по оси z (примерно 10% от объема ц/с). График с наибольшей амплитудой соответствует свободной от остатка части ц/с (график 2 - на рисунке 4б), график с меньшей амплитудой соответствует объему с остатком (график 1 - на рисунке 4б).

С целью оценки объема остатка и визуализации вклада импедансной поверхности остатка в акустическое поле резервуара уровень остатка было установлено два различных объема остатка в соответствии с высотой по оси z от днища: $h = 0,5$ м (примерно 7% от объема ц/с) и $h = 1$ м (примерно 15% от объема ц/с), как показано на рисунке 5.

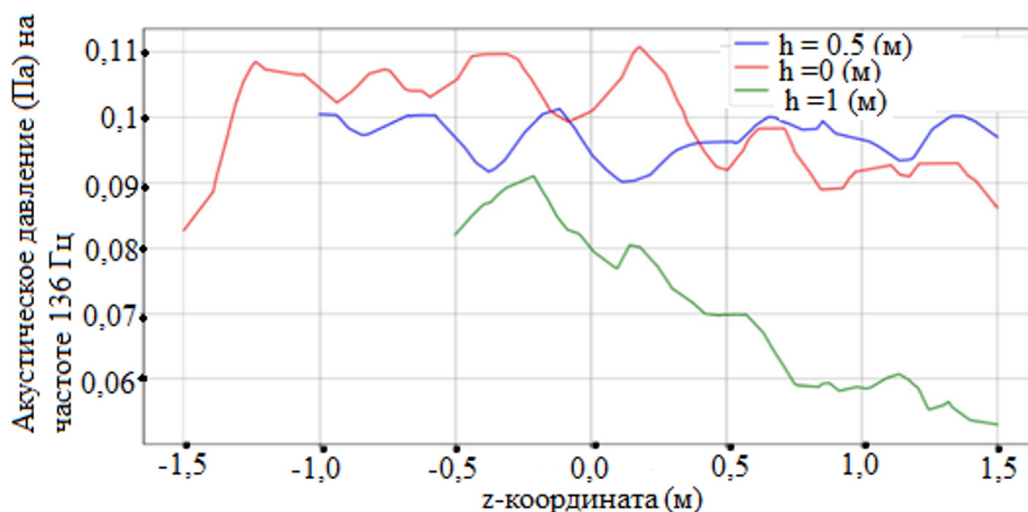


Рис. 5. Графики зависимости среднеквадратичного звукового давления от объема остатка, моделируемому по высоте h от днища цистерны по оси z (м) для трех различных объемов

На рисунке 5 представлен графики зависимости среднеквадратичного звукового давления (Па) от объема остатка, моделируемому по высоте на оси z (м): микрофон МК₂ установлен в центре ц/с (график красного цвета), микрофон МК₁ установлен в части резервуара, заполненного остатком – на 0,5 м по оси z (график синего цвета) и на 1 м по оси z (график зеленого цвета). График, соответствующий наибольшему объему остатку, в явном виде демонстрирует звукопоглощающие свойства продукта.

Таким образом, компьютерное моделирование позволяет достаточно эффективно прогнозировать объем твердого остатка н/п с применением метода нормирования, соответствующих амплитудный значений звукового давления относительно эталонного, соответствующего пустой половине ц/с.

2. Физическое моделирование акустического поля в ж/д цистернах с твердым остатком мазута

Рассмотренные выше результаты компьютерного моделирования и работы других авторов [6-9] были учтены при физическом моделировании акустического поля в ж/д цистернах с твердым остатком мазута. Модель ж/д цистерны была выполнена в масштабе М1:10 (длина - 1,1 м, диаметр 0,3 м), включающая: пару идентичных микрофонов – МК₁, установленный на телескопическом штативе вдоль наибольшей оси на расстоянии $L = 0,35$ м от центра и МК₂, установленный в центре ц/с; двухканальный микрофонный усилитель «Dual Microphone Supply Type 5935» (B&K); импульсный источник звука (удар по внешней оболочке ц/с). С целью минимизации влияния аксиальных, а также горизонтальных радиальный мод, отраженных от боковых стенок ц/с, на точность мониторинга вертикальных радиальных мод микрофоны были экранированы конусами, как показано на рисунке 6а, что обеспечило достоверность измерений (рисунок 6б).

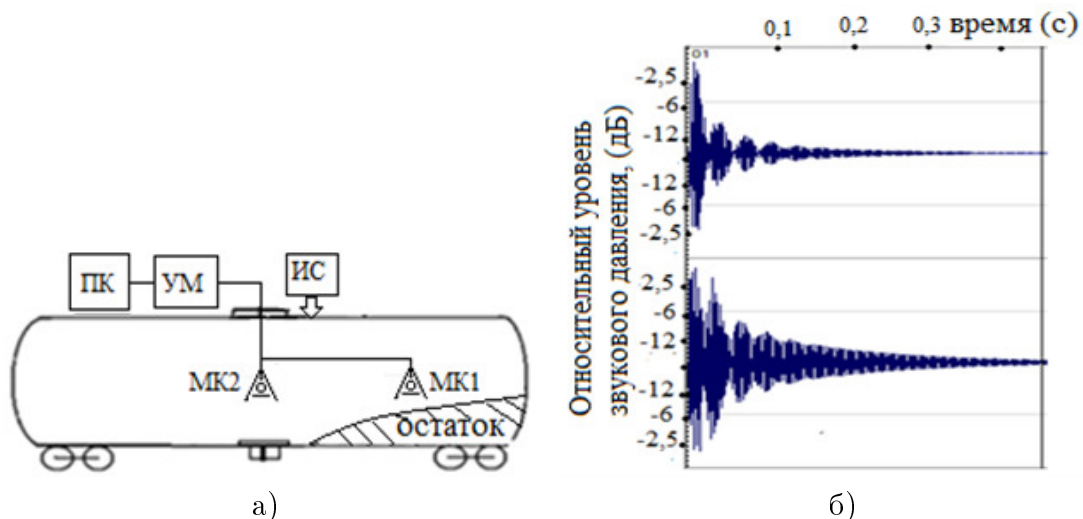


Рис. 6. Физическое моделирование: а) ИС – импульсный источник звука, МК₁ и МК₂ – микрофоны, УМ – двухканальный усилитель мощности микрофонов, ПК – компьютер; б) ауди-спектры импульсной характеристики резервуара

Для оценки твердого остатка мазута в физической модели, как и в компьютерном моделировании, применялся метод нормирования уровней звукового давления при разных объемах остатка н/п в торцевых частях ц/с относительно уровня звукового давления в «пустой» части цистерны посредством пары идентичных микрофонов с двухканальным микрофонным усилителем (с выходом на ПК), как показано на рисунке 6а).

На рисунке 6б представлены аудиограммы импульсной характеристики

резервуара, с применением ударного внешнего источника сигнала: правый канал (верхний на рисунке 6б) соответствует звуковому давлению, измеренному микрофоном МК₁, левый канал (нижний на рисунке 6б) соответствует звуковому давлению, измеренному микрофоном МК₂. Существенное отличие ауди-спектров левого и правого каналов демонстрирует эффективность применения метода нормирования амплитудных значений уровней звуковых давлений.

На рисунках 7 и 8 показаны спектры звукового давления для двух разных объемов остатка н/п (примерно 7% и 15% от объема резервуара соответственно) в торцевых частях ц/с, как и в примерах компьютерной модели, представленной на рисунке 5. Спектры, соответствующие звуковому давлению, измеренному с объемом остатка 7%, представленные на рисунке 7, и звуковому давлению, измеренному с объемом остатка 15%, представленные на рисунке 8, значительно отличаются друг от друга в диапазоне 1–2 кГц (на частоте второй радиальной моды).

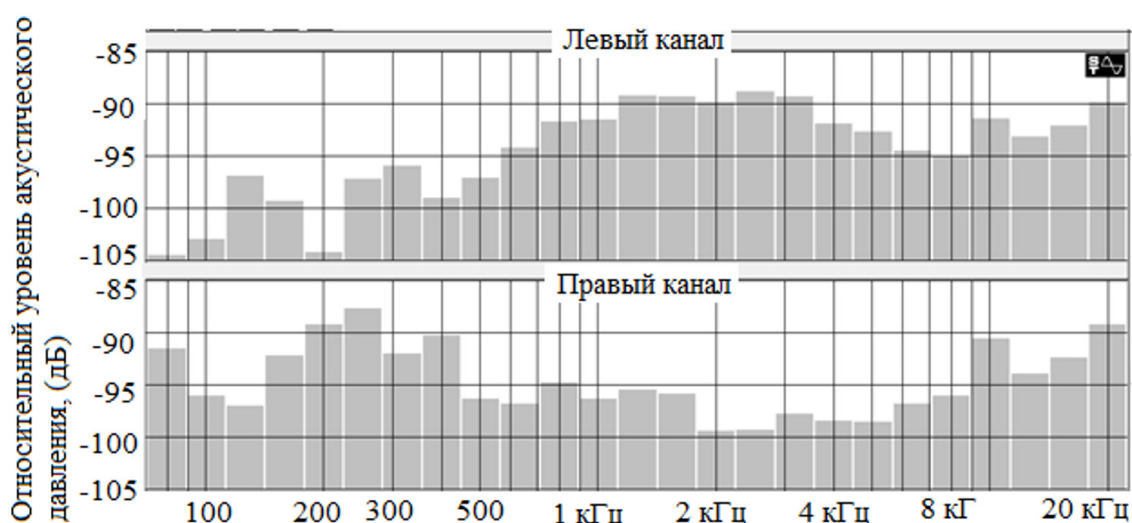


Рис. 7. Спектры, соответствующие объему остатка н/п 7% от общего объема модели

По оси абсцисс отложена частота (Гц), по оси ординат – относительный уровень звукового давления ΔN (дБ).

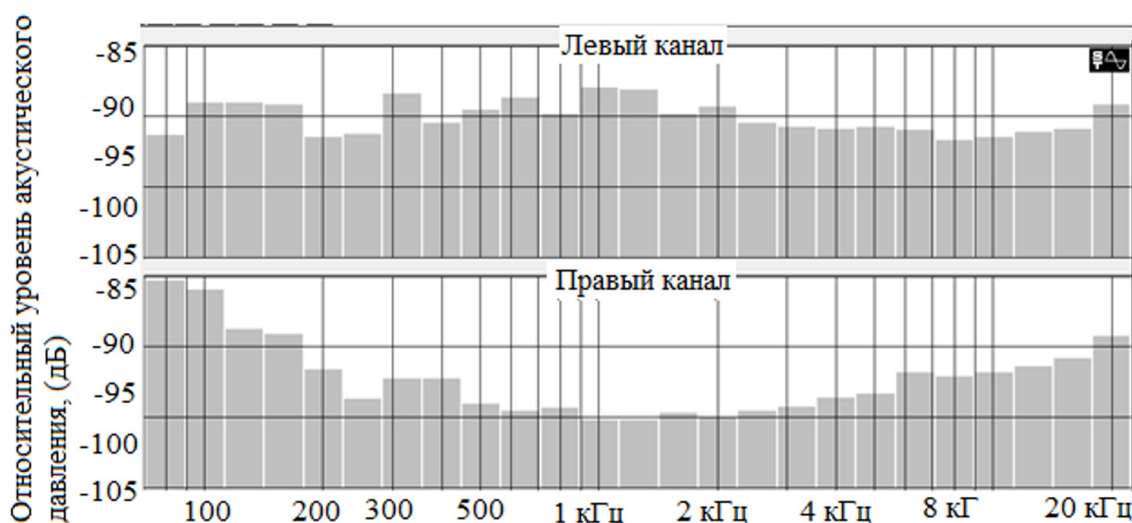


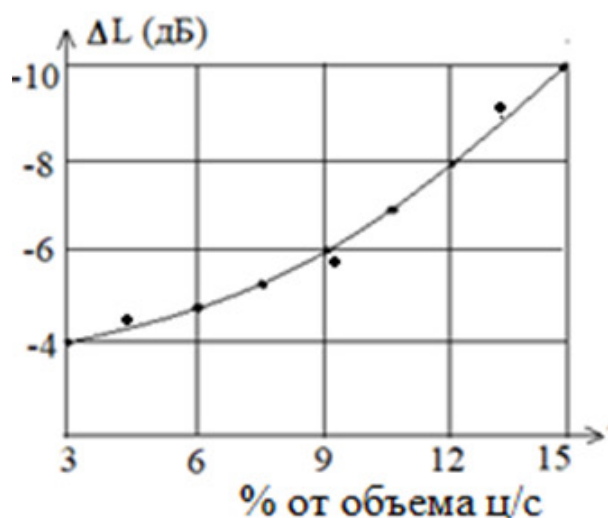
Рис. 8. Спектры, соответствующие объему остатка н/п 15% от общего объема модели

Как видно из рисунков 7 и 8, существенное снижение уровней звукового давления, особенно в диапазоне возбуждения первых радиальных мод (800...1500 Гц) происходит, в основном, из-за увеличения звукопоглощающей поверхности мазута при большем объеме остатка.

В вышеприведенных модельных измерениях, за счет применения экранирования конусами измерительных микрофонов МК₁ и МК₂, был реализован эффективный мониторинг зависимости изменения объема остатка мазута от амплитудных значений уровней второй радиальной моды (правый канал). Таким образом, наблюдается снижение экстремальных значений уровней звукового давления вторых радиальных мод при изменении объема остатка с 10% (правый канал на рисунке 7) до 15% (правый канал рисунке 8).

По результатам модельных измерений для 8 различных объемов остатков мазута на рисунке 9а представлен график зависимости относительного уровня звукового давления (дБ) от объема остатков в резервуаре (в % от объема модели). Для накопления в торцах модели твердого остатка мазут охлаждался и его объем измерялся так же, как и в натурных условия, показанных на рисунке 9б, с применением лазерного термометра.

Таким образом, в вышеприведенных исследованиях показана возможность аппаратурной реализации и эффективность акустического мониторинга объема твердого остатка вещества по методу нормирования амплитуд второй аксиальной моды спектров звукового давления, позволяющая дистанционно оценить его объем в резервуаре. На практике дистанционный мониторинг твердого остатка мазута в ж/д цистернах по данному методу может быть реализован с применением переносной измерительной установки с применением типовой регистрирующей аппаратуры и персональных компьютеров. Тогда для построения натурального графика зависимости относительного уровня звукового давления от объема остатков в резервуаре достаточно эффективен существующий подход визуальной оценки твердого остатка мазута с применением дистанционного лазерного термометра, как показано на рисунке 9б: на котле ц/с проведены линии границ твердого остатка (по разности температур воздушной фазы и твердого остатка), объем которого уменьшался после каждого цикла циркуляционного размыва.



а)



б)

Рис. 9. а) График зависимости относительного уровня звукового давления от объема остатков в резервуаре; б) существующий подход визуальной оценки твердого остатка н/п

Системный подход к выгрузке твердого остатка н/п включает не только вышерассмотренный способ оценки объема остатка, но и другие решения к сокращению временных потерь в целом.

Технология выгрузки твердого остатка, реализованная на ПНТ с применением устройства верхнего размыва УВР, разработанная в [1], предполагает оценку остатка (акустическим способом) и дальнейший циркуляционный размыв нагретым мазутом. При наиболее сложных погодных условиях в зимнее время такой процесс длится более 10 часов (при нормативном времени полной выгрузки н/п 8 часов). Тогда возникает проблема минимизации времени выполнения составляющих подпроцессов, в том числе и времени заполнения ц/с через УВР оптимальным объемом (массой) нагретого мазута, существенно влияющее на продолжительность выгрузки остатка.

Уравнение, используемое для описания теплоотдачи нагретого мазута твердому остатку, основано на законе сохранения энергии (первом законе термодинамики). Поглощение (или потеря) тепла нефтепродуктом увеличивает (или уменьшает) внутреннюю энергию U - сумму кинетической и потенциальной энергии. Изменение внутренней энергии твердого остатка ΔU при воздействии теплового потока нагретого мазута можно представить как:

$$\Delta U = m \int_{T_1}^{T_2} c(T) dT, \quad (1)$$

где $c(T)$ – удельная теплоемкость мазута; m – масса мазута, т; T_1, T_2 – температура твердого остатка и нагретого мазута соответственно.

Для случаев, когда удельная теплоемкость (T) приблизительно постоянна в рабочем диапазоне температур (0...100 °C), уравнение (1) сводится к следующему:

$$\Delta U = mc(T_2 - T_1) = mc\Delta T. \quad (2)$$

В соответствии с законом сохранения энергии $\Delta U_{\text{мазута}} = -\Delta U_{\text{остатка}}$ уравнение (2) можно записать:

$$m_{\text{мазута}} c_{\text{мазута}} \Delta T_{\text{мазута}} = -m_{\text{остатка}} c_{\text{остатка}} \Delta T_{\text{остатка}}, \quad (3)$$

где $\Delta T = T_{\text{конечная}} - T_{\text{начальная}}$.

Согласно закону Фурье, теплообмен будет продолжаться до тех пор, пока: $T_{\text{конечная мазута}} = T_{\text{конечная остатка}} = T_{\text{равновесия}}$. Тогда уравнение (3) можно представить в следующем виде:

$$m_{\text{маз}} c_{\text{маз}} (T_{\text{равнов}} - T_{\text{нач маз}}) = m_{\text{ост}} c_{\text{ост}} (T_{\text{нач ост}} - T_{\text{равнов}}). \quad (4)$$

Таким образом, оптимальный объем (масса) нагретого мазута для размыва твердого остатка находится из уравнения:

$$m_{\text{маз}} = \frac{m_{\text{ост}} c_{\text{ост}} (T_{\text{ост}} - T_{\text{равнов}})}{c_{\text{маз}} (T_{\text{равнов}} - T_{\text{маз}})}. \quad (5)$$

В допущении, что котел ж/д цистерны полностью изолирован, температура теплового равновесия для объемов остатка и мазута может быть задана, например, как $T_{\text{рав}} = 50^\circ\text{C}$. Тогда масса (объем) мазута $m_{\text{маз}}$, нагретого, например до $T_{\text{маз}} = 70^\circ\text{C}$, при фиксированной температуре твердого остатка в зимнее время $T_{\text{ост}} = 0^\circ\text{C}$, может быть получена из (5). Для расчета удельная теплоемкость мазута использовалась формула

Н.М. Михайлова $c_{\text{маз}} = 2018 + 3,2(t - 100)$. Результаты расчетов и данные для построения графиков зависимости массы мазута от массы остатка, обеспечивающих оптимальный теплообмен, как показано на рисунке 10, представлены в таблице 1 для различных $T_{\text{маз}}$.

На рисунке 10 по оси абсцисс отложены значения массы твердого остатка мазута, измеренные, например, вышерассмотренным акустическим способом, по оси ординат отложены значения оптимальной массы нагретого мазута, достаточной для эффективного размыва остатка. Эффект оптимизации заключается в сокращении времени наполнения ц/с расчетным объемом мазута, а не по часто применяемому на практике методу «до полной цистерны».

Таблица 1

Исходные данные для построения графиков зависимости массы мазута от массы остатка

№	$m_{\text{мазута}}, \text{Т}$	$c_{\text{мазута}}, \text{кДж/кг}\cdot^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{маз}}, ^{\circ}\text{C}$	$m_{\text{остатка}}, \text{Т}$	$c_{\text{остатка}}, \text{кДж/кг}\cdot^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{ост}}, ^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{равнов}}, ^{\circ}\text{C}$
1	21	2	70	10	1,7	0	50
2	17	2	70	8	1,7	0	50
3	8,5	2	70	4	1,7	0	50
4	8,5	2	100	10	1,7	0	50
5	6,8	2	100	8	1,7	0	50
6	3,4	2	100	4	1,7	0	50

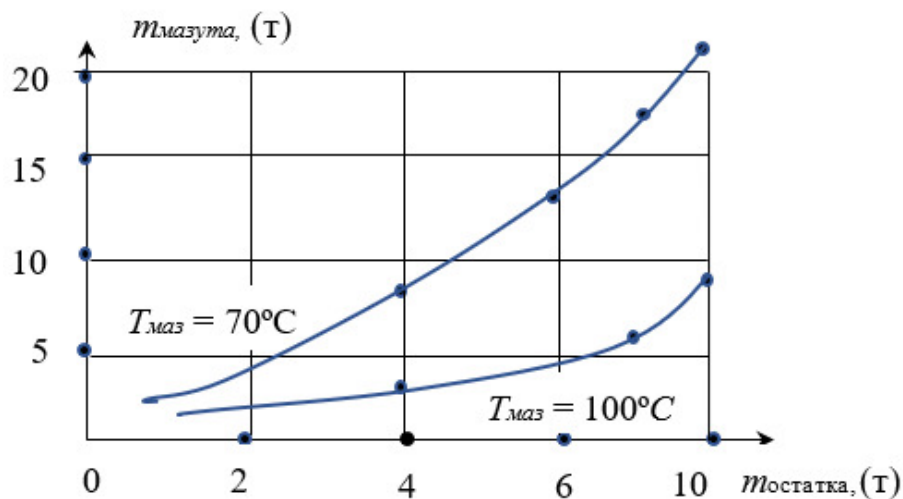


Рис. 10. Графики зависимости массы нагретого мазута от массы остатка, обеспечивающей оптимальный теплообмен

3. Прогноз экономических рисков на основе применения акустического мониторинга объема твердых остатков нефтепродуктов в ж/д цистернах

В предыдущей работе [4] было рассмотрено применение на нефтяных терминалах надежно-ориентированного технического обслуживания (RCM-2), обеспечивающее управление отказами компонентов в части внедрения акустического мониторинга объема твердых остатков н/п в стационарных резервуарах. Для оптимизации производственных

затрат (уменьшения продолжительности работы котельных установок, теплообменников, насосных агрегатов и др.), снижения риска невыполнения контрактных обязательств по своевременной доставке груза к потребителю достаточно эффективно применима методология риск-ориентированного технического обслуживания (RCM-3), широко внедренная во всех зарубежных отраслях энергетики, в том числе и на нефтяных терминалах. Выполнения проактивных RCM-мероприятий по управлению техническим состоянием оборудования, позволяющих снизить критичность риска до приемлемого уровня, содержится в концепции методологии [10-13]. Ниже представлен метод снижения риска потери функции системы выгрузки н/п из ж/д цистерн, основанного на применении акустического мониторинга уровней звукового давления внутри ж/д цистерны, частично заполненной твердым остатком высоковязкого мазута.

Процесс транспортировки н/п от нефтеперерабатывающем заводе (НПЗ) до потребителя состоит из нескольких подпроцессов:

- погрузка н/п в ж/д цистерны на НПЗ;
- ж/д перевозка н/п и транспортная логистика по доставке цистерн к месту выгрузки;
- выгрузка н/п из ж/д цистерн в резервуары хранения (РВС) на специализированных эстакадах нефтяных терминалов;
- хранение н/п в РВС и погрузка н/п на морские/речные танкеры.

Каждый подпроцесс содержит перечень систем, обеспечивающих выполнение его целевых ориентиров. Важной промежуточной задачей, решаемой при выполнении RCM-анализа системы выгрузки н/п из ж/д цистерн, является разделение всей совокупности компонентов данной системы на критические и некритические. Для этого определяются:

- функции системы;
- функциональные отказы системы;
- виды отказов компонентов системы;
- вероятные последствия отказов компонентов;
- вероятные причины отказов компонентов;
- критичность видов отказов компонентов;
- RCM-мероприятия по управлению видами отказов.

К *функциям системы* выгрузки н/п из ж/д цистерн относятся: выгрузка н/п в фиксированном временном интервале; сохранения качества и количества н/п.

К *функциональным отказам* системы выгрузки относятся: остановка транспортировки н/п, потеря количества высоковязкого мазута при выгрузке из ж/д цистерн, потеря качества н/п при смешении с другими видами н/п в бункеровочной системе нефтяного терминала.

Ниже рассматривается доминирующий функциональный отказ системы выгрузки н/п - потеря количества высоковязкого мазута при выгрузке из ж/д цистерн.

Система выгрузки состоит из следующих компонентов: котельная, теплообменники, насосные агрегаты, трубопроводная система, высоковязкий мазут, контрольно-измерительное оборудование и электроснабжение.

К *видам отказа* компонента высоковязкий мазут относятся: потеря количества н/п в виде твердого остатка, розлив мазута на эстакаде выгрузки.

Вероятными *последствиями* такого вида отказа могут быть: неукomплектованная грузом танкерная партия и, как следствие, потребность закупки н/п такого же качества для компенсации невыгруженного твердого остатка в ж/д цистернах.

К *первопричинам* вида отказа - потеря количества высоковязкого мазута при выгрузке из ж/д цистерны - относятся: высокая температура застывания мазута,

визуальный контроль объема твердого остатка в цистерне, задержка цистерн по железнодорожному маршруту из НПЗ на терминал в зимнее время. Реализация перечисленных факторов приводит к формированию твердого остатка мазута в цистернах. К коренной причине такого вида отказа относятся: отсутствие технологии дистанционного контроля твердого остатка в цистерне.

Классификация по критичности отказа компонента выполняется по времени продолжительности выгрузки н/п, тяжести последствий вида отказа и формализуется в диаграмме критичности отказа компонента, представленной на рисунке 11. На одной оси диаграммы критичности отказа откладывается степень критичности простоя ц/с при размыве твердого остатка, на другой оси диаграммы откладывается уровень влияния на строго регламентированное время погрузки н/п на танкер. Здесь экспертно выполняется классификация риска отказа: прямоугольнику красного цвета соответствует высокий риск, прямоугольнику синего цвета соответствует значительный риск, прямоугольнику желтого цвета соответствует умеренный риск, прямоугольнику зеленого цвета соответствует низкий риск. Так для маловязких мазутов (например, мазут технологический с температурой застывания $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$) твердый остаток образуется крайне редко – вид отказа не критичный, тогда как для высоковязких мазутов (температура застывания $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$) твердый остаток формируется постоянно и в больших объемах в зимнее время – вид отказа критичный.



Рис. 11. Диаграмма классификации риска задержки груза на танкер по причине длительной выгрузки твердого остатка из ц/с

Ранжирование по критичности необходимо, прежде всего, для оптимизации задач акустического мониторинга: прогнозирования времени выгрузки продукта из ц/с и возможных потерь количества н/п, для каких видов н/п требуется акустический мониторинг твердых остатков.

На основе выше рассмотренного применения основных положений методологии RCM-3 для построения матрицы риска разрабатывается классификатор риска, содержащий структурированную статистику простоя в зимний сезон: времени выгрузки, количества ц/с с остатками, марки н/п, нефтеперерабатывающие заводы и др. Такой классификатор риска на основе данных акустического мониторинга позволит прогнозировать снижение критичности логистические операции, минимизируя финансовые потери.

Так, например, для формирования танкерной партии, например, 30 тыс. т высоковязкого мазута марки М-100, поставляемого из трех нефтеперерабатывающих заводов (НПЗ) в зимнее время, необходимо выгрузить 520 ц/с в резервуары хранения,

предельно минимизируя объем твердых остатков. Для расчета вероятности состояния D_1 (н/п выгружен из ц/с без остатка в течение нормированного времени), при наличии комплекса признаков K с различными реализациями признаков k_j , целесообразно применить формулу Байеса [14].

Если имеется состояние D_i и признак k_j , встречающийся при этом состоянии, то вероятность совместного появления событий (наличие состояния D_i и признака k_j) можно определить следующим образом:

$$P(D_i \wedge k_j) = P(D_i) P(k_j/D_i) = P(k_j) P(D_i/k_j). \quad (6)$$

Из этого равенства вытекает формула Байеса – вероятность состояния D_i при наличии признака k_j :

$$P(D_i/k_j) = P(D_i) \frac{P(k_j/D_i)}{P(k_j)}, \quad (7)$$

где $P(D_i/k_j)$ – вероятность состояния D_i при наличии признака k_j (апостериорная вероятность состояния); $P(D_i)$ – вероятность состояния D_i , определяемая по статистическим данным (априорная вероятность). Так, если предварительно обследовано N ц/с и у N_i ц/с имелось состояние D_i , то вероятность $P(D_i)$ постановки состояния D_i определяется $P(D_i) = N_i/N$; $P(k_j/D_i)$ – вероятность появления признака k_j у ц/с с состоянием D_i ; $P(k_j)$ – вероятность появления признака k_j во всех ц/с независимо от состояния (диагноза).

Если из общего числа N цистерн признак k_j был обнаружен у N_j объектов, тогда $P(k_j) = N_j/N$.

Обобщённая формула Байеса относится к случаю, когда обследование проводится по комплексу признаков K , включающему признаки $k_1, k_2, \dots, k_v$. Каждый из признаков k_j имеет s_j разрядов ($k_{j1}, k_{j2}, \dots, k_{js}$). В результате обследования становится известной реализация признака $k_j = k_{js}$ и всего комплекса признаков K . Вероятность появления комплекса признаков K имеет вид:

$$P(K) = \sum_{s=1}^n P(D_s) P(K/D_s). \quad (8)$$

Обобщённую формулу Байеса с учетом (6) и (7) можно представить в следующем виде:

$$P(D_i/K) = \frac{P(D_i) P(K/D_i)}{\sum_{s=1}^n P(D_s) P(K/D_s)}. \quad (9)$$

С целью прогнозирования времени выгрузки н/п из ц/с и возможных потерь количества н/п с применением данных акустического мониторинга рассматривается комплекс признаков K , включающий признаки: k_1 – время транспортировки ж/д цистерн от НПЗ до ПНТ, k_2 – температура застывания мазута марки М-100, k_3 – средняя температура воздуха окружающей среды в течение транспортировки от НПЗ до ПНТ.

В таблице 1 приведены значения, полученные из опыта эксплуатации на ПНТ лично автором, для случая выборки данных о выгрузке 72 ц/с из общей танкерной партии 520 ц/с мазута М-100: общее число выгруженных цистерн $N = 72$, число ц/с без остатка $N_1 = 54$, число ц/с с твердым остатком $N_2 = 18$.

Ниже рассматриваются два состояния: D_1 – отсутствие остатка н/п, D_2 – наличие остатка н/п, включающие признаки k_1, k_2 , и k_3 с соответствующими разрядами.

Признак k_1 имеет следующие разряды:

k_{11} – количество ж/д цистерн, время транспортировки которых менее 7 суток: для состояния D_1 – 60 % от общего числа выгруженных ц/с в выборке ($N = 72$), для состояния D_2 – 10 % от общего числа выгруженных ц/с в выборке ($N = 72$);

k_{12} – количество ж/д цистерн, время остатка по транспортировке которых от 8 до 15 суток: для состояния D_1 – 20 % , для состояния D_2 – 10 % ;

k_{13} – количество ж/д цистерн, время транспортировки которых более 16 суток: для состояния D_1 – 20 % , для состояния D_2 – 80 % .

Признак k_2 имеет разряды:

k_{21} – количество ж/д цистерн, в которых температура застывания мазута менее 22°C (Омский НПЗ): для состояния D_1 – 70 % , для состояния D_2 – 8 % ;

k_{22} – количество ж/д цистерн, в которых температура застывания мазута $T = 22^\circ\text{C} - 27^\circ\text{C}$ (Сызранский НПЗ): для состояния D_1 – 15 % , для состояния D_2 – 7 % ;

k_{23} – количество ж/д цистерн, в которых температура застывания мазута выше 27°C (Орский НПЗ): для состояния D_1 – 15 % , для состояния D_2 – 85% .

Признак k_3 имеет следующие разряды:

k_{31} – средняя температура воздуха окружающей среды в течение транспортировки от НПЗ до ПНТ выше $T = -10^\circ\text{C}$: для состояния D_1 – 90 % , для состояния D_2 – 20 % ;

k_{32} – средняя температура воздуха окружающей среды в течение транспортировки от НПЗ до ПНТ ниже $T = -10^\circ\text{C}$: для состояния D_1 – 10 % , для состояния D_2 – 80 % .

В диагностической матрице, представленной в виде таблицы 2, приведены исходные данные для расчета вероятности образования твердого остатка по окончании нормированного времени выгрузки мазута из ц/с на эстакаде ПНТ.

Таблица 2

Диагностическая матрица данных для расчета вероятности образования твердого остатка

Состояние D_i	Время/продолжительность транспортировки, сутки			Температура застывания, °C			Температура воздуха, °C		$P(D_i)$
	k_{11}	k_{12}	k_{13}	k_{21}	k_{22}	k_{23}	k_{31}	k_{32}	
	7	8...15	16	22°C	23...27°C	27 °C	выше -10° C	ниже -10° C	
	$P(k_{11}/D_i)$	$P(k_{12}/D_i)$	$P(k_{13}/D_i)$	$P(k_{21}/D_i)$	$P(k_{22}/D_i)$	$P(k_{23}/D_i)$	$P(k_{31}/D_i)$	$P(k_{32}/D_i)$	
D_1	0,6	0,2	0,2	0,7	0,15	0,15	0,9	0,1	0,75
D_2	0,1	0,1	0,8	0,08	0,07	0,85	0,2	0,8	0,25

Диагностическая матрица данных для расчета вероятности образования твердого остатка

Пример 1: ниже приводится расчет по формуле (9) вероятности состояния D_1 (отсутствие остатка н/п) при выявлении комплекса признаков K с реализациями k_{11} , k_{22} и k_{32} :

$$\begin{aligned}
 P\left(\frac{D_1}{K}\right) &= \frac{P(D_1) P\left(\frac{K}{D_1}\right)}{P(D_1) P\left(\frac{K}{D_1}\right) + P(D_2) P\left(\frac{K}{D_2}\right)} = \\
 &= \frac{P(D_1) P(k_{11}/D_1) P(k_{22}/D_1) P(k_{32}/D_1)}{P(D_1) P(k_{11}/D_1) P(k_{22}/D_1) P(k_{32}/D_1) + P(D_2) P(k_{11}/D_2) P(k_{22}/D_2) P(k_{32}/D_2)} = \\
 &= \frac{0,75 \cdot 0,6 \cdot 0,15 \cdot 0,1}{0,75 \cdot 0,6 \cdot 0,15 \cdot 0,1 + 0,25 \cdot 0,1 \cdot 0,07 \cdot 0,8} \approx 0,8
 \end{aligned}$$

Таким образом, вероятность отсутствия остатка н/п при транспортировке менее 7 суток в зимнее время, диапазоне температуры застывания мазута $T = 22^{\circ}\text{C} - 27^{\circ}\text{C}$ и средней температуре воздуха окружающей среды в течение транспортировки от НПЗ до ПНТ ниже $T = -10^{\circ}\text{C}$ составляет: $P(D_1/K) = 0,83$ (83 %).

Учитывая, что состояния наличие или отсутствие остатка н/п образуют полную группу событий, вероятность состояния D_2 (наличия остатка н/п) рассчитывается следующим образом: $P(D_2/K) = 1 - P(D_1/K) = 1 - 0,83 = 0,17$ (17 %).

Пример 2: расчет вероятности состояния D_1 (отсутствие остатка н/п) при выявлении комплекса признаков K с реализациями k_{13} , k_{23} и k_{32} : транспортировка н/п более

16 суток, диапазон температуры застывания мазута более 28°C и средняя температура воздуха окружающей среды в течение транспортировки от НПЗ до ПНТ ниже -10°C составляет: $P(D_1/K) = 0,37$ (37 %). Тогда вероятность состояния D_2 (наличия остатка н/п) рассчитывается следующим образом: $P(D_2/K) = 1 - P(D_1/K) = 1 - 0,37 = 0,63$ (63 %).

При реализации вышерассмотренного акустического мониторинга на объектах энергетики может быть добавлен признак k_4 (относительный уровень звукового давления (дБ) в ц/с по данным акустического мониторинга), содержащий следующие разряды:

k_{31} - количество ж/д цистерн, у которых при оценке остатка двухмикрофонной техникой измерений относительного уровня звукового давления менее 5 дБ;

k_{32} - количество ж/д цистерн, у которых при оценке остатка относительный уровень звукового давления находится в диапазоне 5...10 дБ.

k_{33} - количество ж/д цистерн, у которых при оценке остатка относительный уровень звукового давления более 10 дБ.

Заключение

В настоящее время в северных районах Российской Федерации основным топливом для теплоэлектроцентралей (ТЭЦ), как правило, является мазут. Так на мурманских ТЭЦ более 80% тепла производится на привозном мазуте, ежегодное потребление которого доходит до 1 млн тонн. Поэтому проблема контроля остатков высоковязких нефтепродуктов в передвижных резервуарах имеет государственное значение. Например, при выгрузке 20 ж/д цистерн в зимний период твердый остаток в недоступных для визуального контроля торцах может достигать 20 тонн. Применение современной методологии риск-ориентированного технического обслуживания RCM-3, с возможным внедрением способа акустического мониторинга технологических характеристик оборудования, рассмотренное на примере системы выгрузки н/п из ц/с на нефтяных терминалах, позволит оценить риск отказа критических компонентов, своевременно прогнозировать возможные финансовые затраты при транспортировке н/п, когда оставшийся объем твердого остатка в ж/д цистернах идентифицируются как потеря груза. Аппаратурная реализация системы акустического мониторинга объема остатков различных веществ и их композиций на основе волновой модели звукового поля в накопительных резервуарах с ударным источником звуковых колебаний может быть применима также и в других отраслях промышленности: авиационной, судостроительной, атомной и других.

Список литературы

1. RU патент N 2348015 C1, от 27.02.2009 г. Способ определения объема остатка

твердого нефтепродукта в железнодорожном вагоне-цистерне / В.М. Колыхалин, В.В. Давыдов, В.В. Залипаев; патентообладатель В.М. Колыхалин // М., Федерал. служба по интеллект. собст., патент. и товар. знакам. - Бюл. № 6. - С. 10.

2. Геча В.Я., Либерман М.Ю., Шматков А.В. Исследование метрологической эффективности акустической интенсивиметрии при определении характеристик комплексных акустических полей, формирующихся в производственных помещениях при испытаниях электродвигателей // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. - 2018. - Т. 162, N 1. - С. 23-49.

3. Свет В.Д., Цысарь С.А. Особенности акустического профилирования донных отложений в больших нефтяных резервуарах // Акустический журнал. - 2018. - Т. 64, N 1. - С. 112-118.

4. Колыхалин В.М. Моделирование дистанционного мониторинга твердых остатков нефтепродуктов в резервуарах // NOISE Theory and Practice. - 2023. - Т. 9, N 4. - С. 7-24.

5. Зайцева Б. Д., Бородин И. А., Теплых А. А., Семёнова А. П. Определение скорости и затухания акустической волны в жидкостях с различным акустическим импедансом с помощью акустического интерферометра // Акустический журнал. - 2023. - Т. 69, N 4. - С. 438-445.

6. Вировлянский А.Л., Казарова А.Ю. Распределение интенсивности звукового поля в глубоком море в фазовом пространстве глубина-угол-время // Акустический журнал. - 2023. - Т. 69, N 5. - С. 515-527.

7. Сидоров Д.Д., Петников В.Г., Луньков А.А. Широкополосное звуковое поле в мелководном волноводе с неоднородным дном // Акустический журнал. - 2023. - Т. 69, N 5. - С. 608-612.

8. Голубев А.Ю., Потокин Г.А. Особенности применения интенсивиметрии для определения мощности акустического излучения панели в поле аэродинамических пульсаций давления // Измерительная техника. - 2018. - N 12. - С. 51-55.

9. Мурзинов В.Л., Мурзинов П.В., Мурзинов Ю.В., Кочерженко Д.В. Акустический метод диагностирования механических систем // Noise Theory and Practice. - 2024. - Т. 10, N 1. - С. 29-37.

10. IEC 60300-3-11:2009 Надежность в технике. Техническое обслуживание, ориентированное на надежность. - 2009. - URL: https://www.normservis.cz/download/view/iec/info_iec60300-3-11%7Bed2.0%7Db.pdf (дата обращения 20.03.2025).

11. EUR-23232 EN Модель управления сроком службы предприятия, включающая оптимизированную программу MS&I - вопросы безопасности и экономики. - 2007.

12. IAEA-TECDOC-1590 Применение технического обслуживания, ориентированного на надежность, для оптимизации эксплуатации и технического обслуживания атомных электростанций // МАГАТЭ, Вена. - 2007. - URL: https://www-pub.iaea.org/MTCD/Publications/PDF/te_1590_web.pdf (дата обращения 20.03.2025).

13. INPO. AP-913 Описание процесса обеспечения надежности оборудования. Описание процесса.

14. Губарев П.В., Шапшал А.С., Черкесов Е.Ю. Применение метода Байеса для диагностики технического состояния узлов локомотивов // Известия ТулГУ. Технические науки. - 2020. - N 9. - С. 384-387.

References

1. RU patent N 2348015 C1, from 27.02.2009. Method for determining the volume of solid oil product residue in tank railroad cars / V.M. Kolykhalin, V.V. Davydov, V.V.

Zalipaev; patentee V.M. Kolykhalin // M., Federal Service for Intellectual Property, Paten. and Trademarks. - Bulletin. - N 6. - P. 10.

2. Gecha V.Ya.; Liberman M.Yu.; Shmatkov A.V. Investigation of the metrological efficiency of the acoustic intensimetry at determination of the characteristics of the complex acoustic fields formed in the production premises at the electric motors testing (in Russian) // Voprosy elektromekhaniki. Proceedings of VNIIEM. - 2018. - Vol. 162, N 1. - P. 23-49.

3. Svet V.D., Tsysar S.A. Features of acoustic profiling of bottom sediments in large oil reservoirs // Acoustic Journal. - 2018. - Vol. 64, N 1. - P. 112-118.

4. Kolykhalin V.M. Modeling of remote monitoring of solid residues of oil products in tanks // NOISE Theory and Practice. - 2023. - Vol. 9, N 4. - P. 7-24.

5. Zaitseva B. D., Borodina I. A., Teplykha A. A., Semyonova, A. P. Determination of the velocity and attenuation of the acoustic wave in liquids with different acoustic impedance using an acoustic interferometer // Acoustic Journal. - 2023. - Vol. 69, N 4. - P. 438-445.

6. Virovlyansky A.L., Kazarova A.Yu. Sound field intensity distribution in the deep sea in the depth-angle-time phase space // Acoustic Journal. - 2023. - Vol. 69, N 5. - P. 515-527.

7. Sidorov D.D.; Petnikov V.G.; Lunkov A.A. Broadband sound field in a shallow-water waveguide with an inhomogeneous bottom (in Russian) // Acoustic Journal. - 2023. - Vol. 69, N 5. - P. 608-612.

8. Golubev A.Yu.; Potokin G.A. Peculiarities of intensimetry application for determination of the panel acoustic radiation power in the field of aerodynamic pressure pulsations // Measuring technique. - 2018. - N 12. - P. 51-55.

9. Murzinov V.L.; Murzinov P.V.; Murzinov Yu.V.; Kocherzhenko, D.V. Acoustic method of diagnostics of the mechanical systems // Noise Theory and Practice. - 2024. - Vol. 10, N 1. - P. 29-37.

10. IEC 60300-3-11:2009 Reliability in technology. Reliability-oriented maintenance. - 2009. - URL: https://www.normservis.cz/download/view/iec/info_iec60300-3-11%7Bed2.0%7Db.pdf (date of reference 20.03.2025).

11. EUR-23232 EN Enterprise life management model incorporating an optimized M&I program - safety and economic issues. - 2007.

12. IAEA-TECDOC-1590 Application of reliability-oriented maintenance to optimize the operation and maintenance of nuclear power plants // IAEA, Vienna. - 2007. - URL: https://www-pub.iaea.org/MTCD/Publications/PDF/te_1590_web.pdf (date of reference 20.03.2025).

13. INPO. AP-913 Description of the equipment reliability process. Process Description.

14. Gubarev P.V.; Shapshal A.S.; Cherkesov E.Yu. Application of the Bayes method for diagnostics of the technical condition of the locomotive units // Izvestia TulSU. Technical sciences. - 2020. - N 9. - P. 384-387.

УДК: 534.7
OECD: 01.03.AA

Особенности прохождения акустических волн через биологические среды с учетом нелинейности

Вареникова А.Ю.^{1*}, Чернов Н.Н.^{2,3}, Тарасов С.П.³

¹Ассистент, ^{2,3}Д.т.н., профессор,

^{1,2,3}Кафедра Электрогидроакустической и медицинской техники Институт нанотехнологий, электроники и приборостроения Южный федеральный университет, г. Таганрог, РФ

Аннотация

Прохождение акустических волн через биологические среды определяется упругостью и нелинейными свойствами слоистой системы. Описание характеристик распространения волны на основе линейного представления не всегда достаточно полно описывает процесс прохождения волн в слоистой структуре исследуемых биообъектов. Использование же нелинейных характеристик позволяет не только проследить процессы распространения акустических волн, но и построить системы визуализации внутренних структур биологических объектов. В работе представлены основные модели определения акустического нелинейного параметра второго порядка в биологических средах по характеристикам распространения акустических волн. Рассмотрены случаи визуализации среды, неоднородной по нелинейному параметру и однородной по линейным характеристикам, а также среды неоднородной как по нелинейному параметру, так и по линейной характеристике – фазовой скорости звука. Предложена параметрическая модель определения акустического нелинейного параметра среды с учетом нелинейностей второго и третьего порядка. Приведены результаты моделирования изменения уровня второй гармоники акустического сигнала в зависимости от частоты для разных сред. Предложена модель трансмиссионной акустической визуализации нелинейного параметра на основе теоремы Радона.

Ключевые слова: акустический нелинейный параметр, акустическая визуализация, вторая гармоника, уравнение Вестервельта, уравнение Ирншоу, уравнение Бюргерса.

Features of acoustic waves passing through biological media, taking into account non-linearity

Varenikova A.Yu.^{1*}, Chernov N.N.^{2,3}, Tarasov S.P.³

¹Assistant, ^{2,3}DSc, Professor,

^{1,2,3}Department of Electrohydroacoustic and Medical Technology Institute of Nanotechnology, Electronics and Instrumentation Southern Federal University, Taganrog, Russia

Abstract

The passage of acoustic waves through biological media is determined by the elasticity and nonlinear properties of the layered system. The description of wave propagation characteristics based on a linear representation does not always fully describe the process of wave propagation in the layered structure of the studied biological objects. The use of nonlinear characteristics makes it possible not only to trace the propagation of acoustic waves, but also to build visualization systems for the internal structures of biological objects. The paper presents the main models for determining the acoustic nonlinear parameter of the second

order in biological media based on the propagation characteristics of acoustic waves. The cases of visualization of a medium inhomogeneous in a nonlinear parameter and homogeneous in linear characteristics, as well as a medium inhomogeneous in both a nonlinear parameter and a linear characteristic, the phase velocity of sound, are considered. A parametric model for determining the acoustic nonlinear parameter of the medium is proposed, taking into account second- and third-order nonlinearities. The results of modeling changes in the level of the second harmonic of an acoustic signal depending on the frequency for different media are presented. A model of transmission acoustic visualization of a nonlinear parameter based on Radon's theorem is proposed.

Keywords: acoustic nonlinear parameter, acoustic tomography, second harmonic, Westervelt equation, Earnshaw equation, Burgers equation.

Введение

Широкое применение акустических волн для решения задач неразрушающего контроля, медицинской диагностики, исследования многофазных сред породило обширный круг задач в сравнительно новой научной области - акустической визуализации [1,2]. Существующие модели и подходы к получению изображений различных объектов, в том числе и биологических, предполагают не только регистрацию полей прошедших акустических волн для измерения таких линейных характеристик, как локальные величины скорости, коэффициент поглощения, звука, плотность среды, но и позволяют использовать высокие диагностические возможности нелинейных эффектов для изучения внутренних структур исследуемых объектов [3].

Полноценный учёт такой характеристики биологических тканей, как поглощение энергии акустических волн, обусловленного внутренним трением и теплопроводностью среды, когда часть акустической энергии преобразуется в тепло, требует построения соответствующей модели акустической визуализации внутренних структур биологических объектов [4].

В работе [5] решается задача получения изображения внутренних структур на основе измерения как акустического нелинейного параметра, так и скорости звука для случая, когда неоднородные по этим параметрам области пересекаются друг с другом. Данная модель требует учёта конечной апертуры взаимодействующих рассеянных акустических волн. Развитием данных исследований стала работа [6], в которой исследуется возможность применения акустических нелинейных параметров второго и третьего порядков. В работе [7] рассмотрены основные ограничения использования нелинейного параметра третьего порядка. Показано, что уровень полезного сигнала, содержащего информацию о данной характеристике, очень мал и практически полностью подавляется вкладом квадратичного нелинейного параметра.

В работе [8] описан прототип томографической системы, предназначенной для получения послойного изображения объектов на основе использования акустического параметра третьего порядка.

1. Параметрические модели томографии акустического нелинейного параметра

Одним из развиваемых подходов к построению схем акустической визуализации является использование в качестве структурной характеристики акустического

нелинейного параметра

$$\varepsilon = 1 + \frac{\rho_0 \times \frac{dc_0^2}{dP_0}}{2}, \quad (1)$$

где ε – нелинейный параметр, ρ_0 – плотность, c_0 – фазовая скорость звука, P_0 – акустическое давление.

В работе [5] показана модель восстановления акустического нелинейного параметра, в которой проводились измерения по нелинейным характеристикам акустических сигналов, распространяющихся по заданной траектории лучей, выражающихся как интеграл $\varepsilon(x, y)$.

Заданные интегралы рассчитывались при измерениях амплитуды волны разностной частоты или по амплитуде второй гармоники акустического сигнала. Значения фазовой скорости и плотности при этом считались постоянными во всем объекте измерений. Кроме того, данная модель ограничена рамками лучевого приближения, из-за чего появляются ограничения в разрешающей способности данного метода.

Развитием данной модели является работа авторов В.А. Бурова, И.Е. Гуриновича, О.В. Руденко, Е.Я. Тагунова, в которой рассматривается модель восстановления акустического нелинейного параметра с учётом наличия неоднородных значений скорости звука c и плотности ρ , а также самой величины ε [6].

В данной математической модели рассматривается решение задачи, в которой восстанавливаются неоднородности фазовой скорости звука $c(r)$ и нелинейного параметра $\varepsilon(r)$, когда области данных неоднородностей полностью или частично перекрываются.

Исходной системой уравнений для этой модели является система уравнений Эйлера, из которой было получено волновое уравнение относительно основной переменной – давления $p' = p - p_0$:

$$\Delta p' - \frac{1}{c_0^2} \times \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} = -Q, \quad (2)$$

где t – время распространения колебаний, Q – функция вторичных источников:

$$\frac{\varepsilon}{\rho_0 c_0^4} \times \frac{\partial^2 p'^2}{\partial t^2} + \frac{1}{\rho_0 c_0^4} \times \left(\frac{\partial p}{\partial t} \right)^2 + \frac{1}{2} \rho_0 \Delta v^2 + \rho_0 v \Delta v, \quad (3)$$

здесь v – колебательная скорость.

На основе уравнения (2) рассматривается процесс генерации волн комбинационных частот при взаимодействии волновых пучков. При разработке математической модели уравнение (2) сводится к уравнению Вестервельта:

$$\Delta p' - \frac{1}{c_0^2} \times \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} = -\frac{\varepsilon}{\rho_0 c_0^4} \times \frac{\partial^2 p'^2}{\partial t^2}. \quad (4)$$

Уравнение (4) с учётом условий задачи восстановления $c(r)$ и $\varepsilon(r)$ решается методом последовательных приближений:

$$\Delta p' - \frac{1}{c_0^2} \times \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} = -F(p'), \quad (5)$$

здесь $F(p)$ – функция вторичных источников:

$$F(p') = \frac{\varepsilon}{\rho_0 c_0^4} \times \frac{\partial^2 p'^2}{\partial t^2} + \left(\frac{\chi}{c_0^2} \right) \left(\frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} \right), \quad (6)$$

$$c = c(r), \quad \chi = \chi(r) = c_0^2 \left[\frac{1}{c_0^2} - \frac{1}{c^2(r)} \right]. \quad (7)$$

Первое слагаемое для F описывает генерацию волн комбинационных частот и вторых гармоник, второе – рассеяние каждой частоты на неоднородностях скорости звука c . Далее решение задачи рассматривается с точки зрения суперпозиции акустических волн на комбинационных частотах $\omega_{1,2}$, разностной частоте Ω и ν .

С учётом этих граничных условий из уравнения (5) получают ряд выражений для амплитуды каждой из частотных составляющих:

$$\begin{aligned} \Delta p_1 + \frac{\omega_1^2}{c_0^2} p_1 &= \frac{\omega_1^2}{c_0^2} \chi p_1, \\ \Delta p_2 + \frac{\omega_2^2}{c_0^2} p_2 &= \frac{\omega_2^2}{c_0^2} \chi p_2, \\ \Delta p_- + \frac{\Omega^2}{c_0^2} p_- &= \frac{\varepsilon \Omega^2}{\rho_0 c^4} p_1 p_2^* + \frac{\Omega^2}{c_0^2} \chi p_-, \\ \Delta p_+ + \frac{\nu^2}{c_0^2} p_+ &= \frac{\varepsilon \nu^2}{\rho_0 c^4} p_1 p_2 + \frac{\nu^2}{c_0^2} \chi p_+. \end{aligned} \quad (8)$$

Интегральная запись первого и второго уравнений системы (8)

$$p_1(y) = p_1^0(y) + \int_R g_1(y, r) \frac{\omega_1^2}{c_0^2} \chi(r) p_1(r) dr, \quad (9)$$

$$p_2(y) = p_2^0(y) + \int_R g_2(y, r) \frac{\omega_2^2}{c_0^2} \chi(r) p_2(r) dr, \quad (10)$$

где $g_j = \left(-\frac{1}{4\pi}\right) \exp(ik_j |y - r|) / |y - r|$, $j=1,2$ – функции Грина в однородной безграничной среде, $k_{1,2}$ – модули волновых чисел, $p_1^0(y)$ и $p_2^0(y)$ – первичные облучающие поля; $p_1(y)$ и $p_2(y)$ – акустические поля, y – точка наблюдения, R – область рассеяния, в которой располагается неоднородность фазовой скорости c .

С учётом того, что полное акустическое поле известно только в области измерений и неизвестно в области рассеяния, выражения (9) и (10) приобретают следующий вид:

$$p_1(y) = p_1^0(y) + \int_R g_1(y, r) \frac{\omega_1^2}{c_0^2} \chi(r) p_1(r) dr, \quad (11)$$

$$p_1(r) = p_1(y) + \int_R g_1(r, r') \frac{\omega_1^2}{c_0^2} \chi(r') p_1(r') dr',$$

где $y \notin R$, $r, r' \in R$.

Для определения рассеянного поля в модель вводятся операторы $\hat{g}_{1(y, r')}$, который описывает источники колебаний, и $\hat{g}_{1(r, r')}$, отвечающий за вторичные источники, образующиеся в области R . Тогда (11) записывают как:

$$p_1(y) - p_1^0(y) = \frac{\omega_1^2}{c_0^2} \hat{g}_{1(y, r')} \chi(r) p_1(r), \quad (12)$$

$$p_1(r) - p_1^0(r) = \frac{\omega_1^2}{c_0^2} \hat{g}_{1(r, r')} \chi(r') p_1(r').$$

Систему уравнений (12) можно представить в виде:

$$p_1 = p_1^0 + \frac{\omega_1^2}{c_0^2} \hat{g}_{1(y,r)} [E - \frac{\omega_1^2}{c_0^2} \chi \hat{g}_{1(r,r')}]^{-1} \chi p_1^0, \quad (13)$$

$$p_2 = p_2^0 + \frac{\omega_2^2}{c_0^2} \hat{g}_{2(y,r)} [E - \frac{\omega_2^2}{c_0^2} \chi \hat{g}_{2(r,r')}]^{-1} \chi p_2^0,$$

где E – единичный оператор на области интегрирования R :

$$E\psi(r') = \int_R \delta(r - r') \psi(r') dr' = \psi(r). \quad (14)$$

Система выражений (13) показывает связь между измеряемым рассеянным полем и зондирующими сигналами через функцию Грина для неоднородной среды:

$$\hat{G}_1 = \hat{g}_{1(y,r)} \left[E - \frac{\omega_1^2}{c_0^2} \chi \hat{g}_{1(r,r')} \right]^{-1} \chi, \quad (15)$$

$$\hat{G}_2 = \hat{g}_{2(y,r)} \left[E - \frac{\omega_2^2}{c_0^2} \chi \hat{g}_{2(r,r')} \right]^{-1} \chi.$$

Для оценки рассеянного поля $\chi(r)$ и нелинейного параметра ε используется система уравнений (15), а комбинационные частоты, рассеянные на неоднородностях скорости звука, описываются двумя последними уравнениями системы (8). Отсюда общее выражение для амплитуды звукового давления разностной частоты будет:

$$p_-^0 = \frac{\Omega^2}{\rho_0} \hat{g}_{-(y,r)} [\beta p_1 p_2^*], \quad (16)$$

где $\beta = \varepsilon(r)/c^4(r)$.

Полное рассеянное поле разностной частоты тогда будет иметь следующий вид:

$$p_- = p_-^0 + \frac{\Omega^2}{c_0^2} \hat{g}_{-(y,r)} \left[E - \frac{\Omega^2}{c_0^2} \chi g_{-(r,r')} \right]^{-1} \chi p_-^0 \quad (17)$$

Задача нелинейного рассеяния волн в среде с рефракционными неоднородностями в данной модели является обратимой за счёт того, что выражения для суммарной и разностной частот полностью идентичны. Кроме того, процесс генерации волн разностной и суммарной частот также описывается идентичными соотношениями [7].

При граничном условии $c(r) = c_0$ амплитуды волн, рассеянных на разностной и суммарной частотах, описываются как

$$p_-(y) = \frac{\Omega^2}{\rho_0 c_0^4} p_{02}^* g_-(y) \tilde{\varepsilon}(K_-), \quad (18)$$

$$p_+(y) = \frac{\Omega^2}{\rho_0 c_0^4} p_{01} p_{02}^* g_+(y) \tilde{\varepsilon}(K_+),$$

здесь K_- – волновой вектор разностной частоты, K_+ – волновой вектор суммарной частоты.

На основе системы уравнений (18) в данной модели происходит восстановление акустического нелинейного параметра в виде $\tilde{\varepsilon}(K)$.

Однако при практической реализации возникает проблема избыточности данных. В случае фиксированных комбинационных частот ω_1 , ω_2 и произвольной ориентации волновых векторов k_1 , k_2 при каждом измерении $\tilde{\varepsilon}(K)$ во всех направлениях облучения объекта исследования приводит к избыточности получаемой информации.

Устранить обозначенную проблему в данной модели позволяет согласованный выбор множества направлений облучения зондирующим излучением. Тем не менее в данной модели необходимо учитывать апертуру и геометрию распространения каждой из взаимодействующих волн.

Развитием параметрической модели восстановления акустического нелинейного параметра явилась схема восстановления данных характеристик с помощью малого числа преобразователей [7]. Основой данной модели является волновое уравнение, полученное относительно давления:

$$\Delta p' - \frac{1}{c^2(r)} \times \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} = -Q + F_0, \quad (19)$$

где F_0 – источники первичных волн, Q – вторичные источники, представленные в виде:

$$Q = \frac{\varepsilon(r) - 1}{\rho_0 c^4(r)} \frac{\partial^2 p^2}{\partial t^2} + \frac{1}{\rho_0 c^4(r)} \left(\frac{\partial p}{\partial t} \right)^2 + \frac{1}{2} \rho_0 \Delta v^2 + \rho_0 v \Delta v. \quad (20)$$

Выражения (19) и (20) описывают среду, неоднородную по фазовой скорости, что выражено в зависимости $c(r)$.

Регистрируемое рассеянное акустическое поле описывается уравнением Вестервельта:

$$\Delta p' - \frac{1}{c^2(r)} \times \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} = -\frac{\varepsilon(r)}{\rho_0 c^4(r)} \frac{\partial^2 p^2}{\partial t^2} + F_0. \quad (21)$$

Использование данного уравнения обусловлено необходимостью учёта только вторичных источников излучения. Первый множитель в правой части описывает нелинейную генерацию вторичных волн, которые возникают вне области параметрического взаимодействия: волны суммарной и разностной частот ω_1 и ω_2 , волны вторых гармоник $2\omega_1$ и $2\omega_2$.

В случае фиксированных монохроматических составляющих $p_j(r, t)$ акустическое поле представляется в виде системы уравнений для комплексных амплитуд $p_j(r)$:

$$\Delta p_{1,2} + \frac{\omega_{1,2}^2}{c^2(r)} p_{1,2} = F_{01,02}, \quad (22)$$

$$\Delta p_{\pm} + \frac{\omega_{\pm}^2}{c^2(r)} p_{\pm} = \frac{\varepsilon(r) \omega_{\pm}^2}{\rho_0 c^4(r)} p_1 p_2^{(*)},$$

где p_1, p_2 – волны с частотами ω_1 и ω_2 , $F_{01,02}$ – источники первичных волн на соответствующей частоте, $(*)$ – знак сопряжения p_2 .

Решение системы уравнений (22) представлено в виде выражения сигналов комбинационных частот:

$$p_{\pm}(y) = \int_R G_{\pm}(y, r) \frac{\varepsilon(r) \omega_{\pm}^2}{\rho_0 c^4(r)} p_1(r) p_2^{(*)}(r) dr, \quad (23)$$

здесь $G_{\pm}(y, r)$ – монохроматические функции Грина для разностной и суммарной частот, распространяющихся в однородной безграничной среде, y – радиус-вектор, определяющий точку наблюдения, R – область рассеяния, где взаимодействуют акустические пучки.

Для расчета акустического поля в дальней зоне функция Грина для монохроматического излучения преобразовывается к виду:

$$G_{\pm}(y, r) \approx G_{\pm}(y, 0) \exp(ik_{\pm}r), \quad (24)$$

здесь $k_{\pm}$ – волновой вектор рассеянной волны на суммарной или разностной частоте.

В случае среды, неоднородной только по нелинейному параметру и однородной по линейным характеристикам, выражение (23) преобразовывается к виду:

$$p_{\pm}(y) \approx \frac{\omega_{\pm}^2}{\rho_0 c_0^4} p_{01} p_{02}^{(*)} G_{\pm}(y, 0) \tilde{\varepsilon}(K_{\pm}), \quad (25)$$

где $K_{\pm}$ – пространственные векторы комбинационных частот.

Данное соотношение является основой для восстановления спектральных характеристик нелинейного рассеивателя $\tilde{\varepsilon}(K_{\pm})$.

При наличии в среде неоднородностей скоростей звука, которые учитываются в виде добавки $\chi(r) = \left[\frac{1}{c_0^2} - \frac{1}{c^2(r)} \right]$, уравнение (21) сводится к виду:

$$\Delta p' - \frac{1}{c^2(r)} \times \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} = - \left[\frac{\varepsilon(r)}{\rho_0 c^4(r)} \frac{\partial^2 p^2}{\partial t^2} + \chi(r) \frac{\partial^2 p^2}{\partial t^2} \right] + F_0. \quad (26)$$

В данном виде, кроме неоднородности акустического нелинейного параметра, в модели учитывается рассеяние комбинационных частот на неоднородностях скорости звука χ , что приводит к усложнению расчетов.

В работе [8] рассмотрены проблемы использования нелинейных коллинеарных процессов третьего порядка для восстановления нелинейных акустических параметров второго и третьего порядков.

В данной модели в выражении (20) уже учитываются акустические нелинейные параметры второго ε_2 и третьего ε_3 порядков:

$$\begin{aligned} Q = & \left[\frac{\varepsilon(r) - 1}{\rho_0 c^4(r)} \frac{\partial^2 p^2}{\partial t^2} + \frac{1}{\rho_0 c^4(r)} \left(\frac{\partial p}{\partial t} \right)^2 + \rho_0 \nabla [(v \nabla) v] + \rho_0 v \nabla (\nabla v) \right] + \\ & + \frac{\{2(\varepsilon_2(r) - 1)^2 - \varepsilon_3(r)\}}{\rho_0^2 c^6(r)} \frac{\partial^2 (p^3)}{\partial t^2} + \frac{+2(\varepsilon_2(r) - 1)}{\rho_0^2 c^6(r)} \left(\frac{\partial p}{\partial t} \right) \left(\frac{\partial (p^2)}{\partial t} + 2(\nabla v) \nabla (\rho' v) - \right. \\ & \left. - \nabla [v \{ \nabla (\rho' v) \}] - \nabla [\rho' (\nabla v) v] \right]. \end{aligned} \quad (27)$$

В данном случае волновое уравнение уже решается относительно колебательной скорости:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = -\frac{\nabla p}{\rho_0} + \frac{\nabla (p^2)}{2\rho_0^2 c^2(r)} - (v \nabla) v - \frac{\varepsilon_2}{3\rho_0^3 c^4(r)} \nabla (p^3). \quad (28)$$

Используя метод малого параметра, когда вклад каждого из нелинейного параметров является отдельным слагаемым, оценивается вклад нелинейных эффектов второго и третьего порядка малости. Таким же образом представляются нелинейные вторичные источники второго и третьего порядков в правой части волнового уравнения, каждый из которых в свою очередь также является суммой источников, которые их формируют [8-10].

В таком приближении основной задачей акустической визуализации становится не только восстановление распределения акустического нелинейного порядка требуемого параметра, но и разделение вкладов нелинейных порядков второго ε_2 и третьего ε_3 порядков. Также проблематичным является наличие нелинейного параметра третьего порядка мешающего комбинационного сигнала от двойного взаимодействия комбинационных частот второго порядка [11,12].

2. Генерация гармонических составляющих акустической волны в биологических средах

Отдельной задачей, возникающей при разработке систем визуализации внутренних структур, является исследование генерации гармонических составляющих акустических волн, по уровню которых можно рассчитать величину нелинейного параметра [13].

Идеальную среду, являющуюся нелинейной, принято описывать на основе уравнения Ирншоу:

$$\frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\varepsilon}{c_0^2} v \frac{\partial v}{\partial \tau} - \frac{\zeta}{c_0^3} v^2 \frac{\partial v}{\partial \tau}, \quad (29)$$

где $\tau = t - \frac{x}{c}$ – сопровождающая координата, ε – нелинейный параметр второго порядка ζ – нелинейный параметр третьего порядка, v – колебательная скорость.

Отсюда выражение для оценки амплитуды второй гармоники будет:

$$v_{2\omega} = \frac{\varepsilon \omega v_0^2 x}{2c_0^2} \sin(2\omega\tau), \quad (30)$$

ω – циклическая частота колебаний ультразвуковой волны, x – расстояние распространения второй гармоники.

Решение (30) получено для амплитуды колебательной скорости второй гармоники акустического сигнала, которую довольно сложно измерить. Поэтому вместо этой модели в данном случае используют выражение для амплитуды давления второй гармоники:

$$p^{(2)} = \left(\frac{\varepsilon}{2\rho_0^2 c_0^4} \right) \omega p_0^2 x \sin(\omega\tau). \quad (31)$$

На основе выражения (31) проведена оценка частоты основного сигнала на уровень второй гармоники, что показано на рисунке 1.

Результаты, представленные на рисунке 1, показывают степень влияния различных параметров акустического излучения на процесс роста второй гармоники в различных биологических средах. Проведенный анализ результатов позволяет сделать вывод, что при увеличении частоты на 67% давление второй гармоники на расстоянии 10 см увеличивается на 70%, а при изменении давления первой гармоники на 16%, это давление увеличивается на 42%.

Однако данная модель не учитывает наличие диссипативных процессов, характерных для распространения ультразвуковых колебаний в биологических тканях.

Учесть наличие этих процессов позволяет уравнение Бюргера

$$\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\varepsilon}{c_0^2} v \frac{\partial v}{\partial \tau} = \frac{b}{2c_0^3 \rho_0} \frac{\partial^2 v}{\partial \tau^2}, \quad (32)$$

b – диссипативный коэффициент, ε – нелинейный параметр, τ – сопровождающая координата.

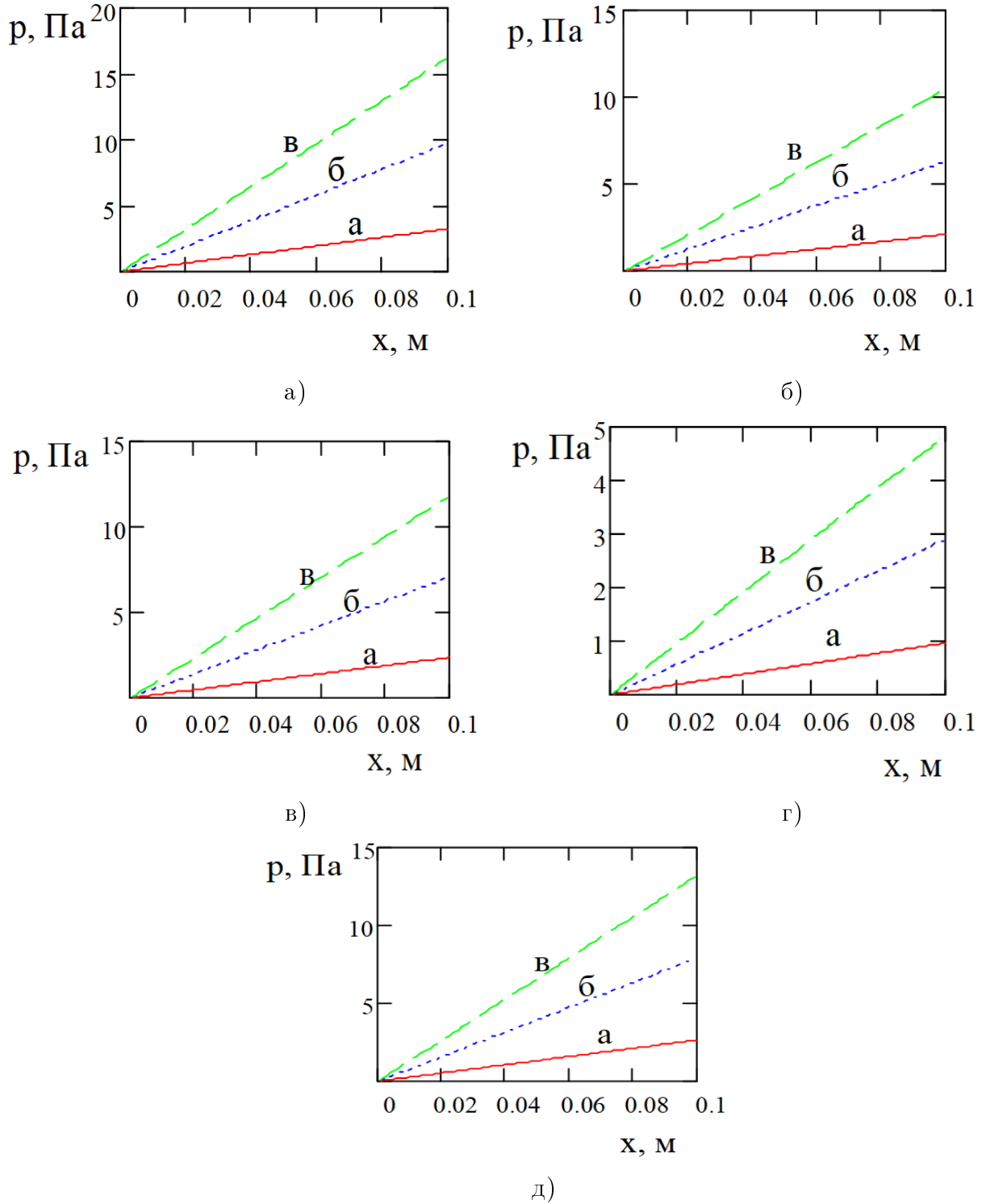


Рис. 1. Изменение амплитуды давления с расстоянием для различных значений частоты (а – 1 МГц, б – 3 МГц, в – 5 МГц) первой гармоники для: а) жировой ткани, б) крови, в) гомогенизированной печени, г) мышечной ткани, д) миомы

Далее из данного уравнения получают выражение для второй гармоники акустического сигнала:

$$v^{(2)} = \frac{\varepsilon v_0 Re}{2} (e^{-2\alpha x} - e^{-4\alpha x}) \sin 2\omega\tau, \quad (33)$$

Re – число Рейнольдса.

Уравнение (33) применимо только для случаев малости нелинейных процессов, что для целей восстановления нелинейного параметра может быть недостаточным.

Кроме того, особенностью данного уравнения является то, что вид решения для уравнения Бюргерса будет зависеть от рассматриваемого участка профиля акустической волны [14].

Для измерения акустического нелинейного параметра вводят величину N :

$$N = \frac{A_n}{A_1}, \quad (34)$$

где A_n – амплитуда n -гармоники акустической волны, A_1 – амплитуда основной частоты. С помощью средств спектрального анализа проводится измерение показателя N для дальнейшего получения акустического нелинейного параметра на некотором расстоянии от точки входа зондирующего излучения в среду.

В рамках данной модели не до конца рассматривается получение послойного изображения исследуемого объекта, что необходимо для решения задач томографии [15].

На основе анализа рассмотренных моделей предлагается модель восстановления акустического нелинейного параметра, учитывающая принципы томографических систем.

Для среды, постоянной по давлению p , акустический нелинейный параметр запишем в виде:

$$\varepsilon(x) = 1 + \frac{B}{2A}. \quad (35)$$

Для расчёта акустического поля воспользуемся уравнением Бюргерса в виде:

$$\frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\varepsilon(x)}{c^3(x)\rho_0} p \frac{\partial p}{\partial \tau} = \frac{b}{2c^3(x)\rho_0} \frac{\partial^2 p}{\partial \tau^2}. \quad (36)$$

Решение данного уравнения для случая, когда нелинейные эффекты играют преобладающую роль, имеет вид:

$$p = p_0 \sin \left\{ \omega \left[t - x \left(\frac{1}{c} - \frac{\varepsilon p}{c^3 \rho_0} \right) \right] \right\}. \quad (37)$$

В данном решении учитываются зависимость от расстояния не только нелинейного параметра, но и скорости звука для повышения разрешающей способности.

Перепишем выражение (37) в интегральной форме для того, чтобы рассчитать изменения акустического нелинейного параметра вдоль пути следования акустического луча:

$$p(x) = \int_r g(x, r) p_0(x) \left\{ \omega \left[t - x \left(\frac{1}{c(r)} - \frac{\varepsilon(r)p}{c^3(r)\rho_0} \right) \right] \right\} dr, \quad (38)$$

где $g(x, r) = \frac{e^{-jk|x-r|}}{|x-r|}$ – функция Грина, k – волновое число.

Для того, чтобы восстановить распределение акустического параметра в сечении объекта, то есть получить томограмму, введем подвижную систему координат с осями $O\xi$ и $O\zeta$.

Взаимосвязь между подвижной и неподвижными системами координат:

$$\zeta = x \cos \theta + y \sin \theta, \quad \xi = -x \sin \theta + y \cos \theta, \quad (39)$$

$$x = \zeta \cos \theta - \xi \sin \theta, \quad y = \zeta \sin \theta + \xi \cos \theta.$$

Тогда выражение для проекции амплитуды регистрируемого акустического давления $p(\xi, \zeta)$ будет:

$$p(\xi, \theta) = \int_{-\infty}^{\infty} g(x, r) \left\{ \omega \left[t - r \left(\frac{1}{c(r)} - \frac{\varepsilon(r)p}{c^3(r)\rho_0} \right) \right] \right\} d\zeta \quad (40)$$

Чтобы связать измеренные проекции с нелинейным параметром воспользуемся положениями теоремы о центральном сечении. Для этого примем что:

$$p'(\omega, \theta) = (2\pi)^{-1/2} \int_{-\infty}^{\infty} p(\xi, \theta) \exp(-i\xi\omega) d\xi = \\ (2\pi)^{-1/2} \int_0^{\infty} r dr \int_0^{2\pi} p(r, \varphi) \exp(-ir\rho \cos(\theta - \varphi)) d\varphi \quad (41)$$

Здесь уже зависимость нелинейного параметра ε и скорости звука c будет представлена уже в полярных координатах и образ Фурье для проекции $p'(\rho, \theta)$ будет уже в координатах, необходимых для построения послойного изображения.

Для проведения экспериментальных измерений акустического нелинейного параметра была разработана структурная схема установки, представленная на рисунке 2.



Рис. 2. Структурная схема экспериментальной установки

Работа данной подсистемы построена на следующем алгоритме действий. Сигнал с генератора поступает на формирователь импульсов, сформированный импульс поступает на излучатель, генерирующий сигнал частотой 2 МГц. Сформированный акустический сигнал попадает на исследуемый объект, являющийся моделью биологической среды. После взаимодействия зондирующего излучения с биологическим объектом полученный сигнал поступает на приемник, а далее на усилитель, выполненный по двухтактной схеме, фильтруется и поступает в персональный компьютер (ПК) [16].

Данная установка позволит решить следующие задачи экспериментального исследования, необходимые для проверки теоретических результатов:

- исследование процессов возникновения и распространения второй гармоники акустического сигнала;
- проведение анализа амплитудных распределений давления второй гармоники сигнала;
- получение значений акустического нелинейного параметра в исследуемом объекте.

Заключение

Рассмотренные модели восстановления акустического нелинейного параметра позволяют построить изображение внутренних структур различных объектов исследований, в том числе и биологических. Тем не менее обозначенные недостатки показанных моделей оставляют актуальным вопрос совершенствования способов восстановления распределения акустического нелинейного параметра.

В предложенной модели учтены не только особенности процессов взаимодействия биологической среды с ультразвуковыми волнами, но и предложен способ для построения послойного изображения исследуемых объектов.

Список литературы

1. Gan, W.S. Applications of Nonlinear Acoustical Imaging and Conclusions // Nonlinear Acoustical Imaging. – Singapore : Springer, 2021. DOI: 10.1007/978-981-16-7015-2_11.
2. Panfilova, A. A review on B/A measurement methods with a clinical perspective / A. Panfilova, J. G. Ruud, W. van Sloun, H. Wijkstra, O. A. Sapozhnikov, M. Mischi // J Acoust Soc. Am. – 2021. – Vol. 149, No. 4. – P. 2200-2237. DOI: 10.1121/10.0003627.
3. Tiwari, R. K. Comparative study of acoustic non-linearity parameter in binary mixtures of N, N-dimethylacetamide with Polyethylene Glycols at different temperatures / R. K. Tiwari, V. Verma, A. Awasthi, S. K. Trivedi, P. K. Pandey, A. Awasthi // Journal of Molecular Liquids. – 2021. – Vol. 343. – P. 117707. DOI: 10.1016/j.molliq.2021.117707.
4. Герасимов, А. И. Потери акустической энергии при прохождении звуковой волны через пористо-волоконный материал / А. И. Герасимов, М. Д. Васильев, А. М. Светлоруссова // Noise Theory and Practice. – 2019. – Т. 5, № 4(18). – С. 46-52.
5. Буров, В. А. Акустическая томография нелинейного параметра с помощью малого числа преобразователей / В. А. Буров, С. Н. Евтухов, А. М. Ткачева, О. Д. Румянцева // Акустический журнал. – 2006. – Т. 52, № 6. – С. 760-776.
6. Буров, В. А. Численное и физическое моделирование процесса томографии на основе акустических нелинейных эффектов третьего порядка / В. А. Буров, А. А. Шмелев // Акустический журнал. – 2009. – Т. 55, № 4-5. – С. 466-480.
7. Буров, В. А. Проблемы использования нелинейных коллинеарных процессов в акустической томографии третьего порядка / В. А. Буров, Р. В. Крюков, О. Д. Румянцева, А. А. Шмелев // Акустический журнал. – 2012. – Т. 58, № 1. – С. 57-79.
8. Буров, В. А. Прототип томографической системы, использующей акустические нелинейные эффекты третьего порядка / В. А. Буров, А. А. Шмелев, Д. И. Зотов // Акустический журнал. – 2013. – Т. 59, № 1. – С. 31-51.
9. Zotov, D. I. Calculating Fields Scattered by an Inhomogeneous Area with a Large Wave Size / D. I. Zotov, O. D. Rumyantseva, A. S. Cherniaev // Bulletin of the Russian Academy of Sciences: Physics. – 2024. – Vol. 88, No. 1. – P. 113-118. DOI: 10.1134/S106287382370507X.
10. Бельников, Р. Н. Подход к расчету параметра нелинейности ультразвуковых волн в жидкости, основанный на масштабной теории термодинамических флуктуаций давления / Р. Н. Бельников, Е. Б. Постников // Известия высших учебных заведений. Прикладная нелинейная динамика. – 2023. – Т. 31, № 1. – С. 45-62.
11. Kaltenbacher, B. On the identification of the nonlinearity parameter in the Westervelt equation from boundary measurements / B. Kaltenbacher, W. Rundell // Inverse Problems and Imaging. – 2021. – Vol. 15, No. 5. – P. 865-891.

12. Ali, R. Impact of starting model on waveform inversion in ultrasound tomography / R. Ali, T. Mitcham, N. Duric // *Medical Imaging 2023: Ultrasonic Imaging and Tomography*, SPIE, 2023. – Vol. 12470. – P. 124700J. DOI: 10.1117/12.2653575.
13. Chien, L. D. Determination of nonlinearity parameter B/A of liquids by comparison with solutions of the three-dimensional Westervelt equation / L. D. Chien, J. M. Cormack, E. C. Everbach, M. F. Hamilton // *Proc. Mtgs. Acoust.* – 2021. – Vol. 150, No. 4. DOI: <https://doi.org/10.1121/2.0001563>.
14. Chernov, N. N. Research of appearance and propagation of higher harmonics of acoustic signals in the nonlinear media / N. N. Chernov, M. V. Laguta, A. Y. Varenikova // *Journal of Pharmaceutical Sciences and Research*. – 2017. – Vol. 9, No. 11. – P. 2241-2246.
15. Демин, И. Ю. Современные акустические методы исследований в биологии и медицине. Учебно-методические материалы по программе повышения квалификации «Хранение и обработка информации в биологических системах» / И. Ю. Демин, Н. В. Прончатов-Рубцов. – Нижний Новгород : Изд-во ННГУ, 2007. – 121 с.
16. Вареникова, А. Ю. Установка для исследования распространения ультразвуковой волны в биотканях с учетом нелинейности среды / А. Ю. Вареникова, Н. Н. Чернов // *Фундаментальные исследования с применением компьютерных технологий в науке, производстве, социальных и экономических процессах : материалы 18-ой Национальной молодежной научно-практической конференции, Новочеркасск, 17–18 января 2019 года / Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова*. – Новочеркасск: Общество с ограниченной ответственностью «Лик», 2019. – С. 263-268.

References

1. Gan, W.S. Applications of Nonlinear Acoustical Imaging and Conclusions // *Nonlinear Acoustical Imaging*. – Singapore : Springer, 2021. DOI: 10.1007/978-981-16-7015-2_11.
2. Panfilova, A. A review on B/A measurement methods with a clinical perspective / A. Panfilova, J. G. Ruud, W. van Sloun, H. Wijkstra, O. A. Sapozhnikov, M. Mischi // *J Acoust Soc. Am.* – 2021. – Vol. 149, No. 4. – P. 2200-2237. DOI: 10.1121/10.0003627.
3. Tiwari, R. K. Comparative study of acoustic non-linearity parameter in binary mixtures of N, N-dimethylacetamide with Polyethylene Glycols at different temperatures / R. K. Tiwari, V. Verma, A. Awasthi, S. K. Trivedi, P. K. Pandey, A. Awasthi // *Journal of Molecular Liquids*. – 2021. – Vol. 343. – P. 117707. DOI: 10.1016/j.molliq.2021.117707.
4. Gerasimov, A. I. Losses of acoustic energy during the passage of a sound wave through a porous fibrous material / A. I. Gerasimov, M. D. Vasiliev, A.M. Svetlorussova // *Noise Theory and Practice*. – 2019. – Vol. 5, No. 4(18). – P. 46-52.
5. Burov, V. A. Acoustic tomography of a nonlinear parameter using a small number of transducers / V. A. Burov, S. N. Yevtukhov, A.M. Tkacheva, O. D. Rumyantseva // *Acoustic Journal*, – 2006, – Vol. 52, No. 6, – P. 760-776.
6. Burov, V. A. Numerical and physical modeling of the tomography process based on acoustic nonlinear effects of the third order / V. A. Burov, A. A. Shmelev // *Acoustic Journal*, – 2009, – Vol. 55, No. 4-5, – P. 466-480.
7. Burov, V. A. Problems of using nonlinear collinear processes in third-order acoustic tomography / V. A. Burov, R. V. Kryukov, O. D. Rumyantseva, A. A. Shmelev // *Acoustic Journal*. – 2012. – Vol. 58, No. 1. – P. 57-79.
8. Burov, V. A. Prototype of a tomographic system using acoustic nonlinear effects of

the third order / V. A. Burov, A. A. Shmelev, D. I. Zotov // *Acoustic Journal*, –2013, – Vol. 59, No. 1, – P. 31-51.

9. Zotov, D. I. Calculating Fields Scattered by an Inhomogeneous Area with a Large Wave Size / D. I. Zotov, O. D. Rumyantseva, A. S. Cherniaev // *Bulletin of the Russian Academy of Sciences: Physics*. – 2024. – Vol. 88, No. 1. – P. 113-118. DOI: 10.1134/S106287382370507X.

10. Belenkov, R.N. An approach to calculating the parameter of nonlinearity of ultrasonic waves in a liquid based on a large-scale theory of thermodynamic pressure fluctuations / R.N. Belenkov, E. B. Postnikov // *News of higher educational institutions. Applied nonlinear dynamics*. - 2023. – Vol. 31, No. 1. – P. 45-62.

11. Kaltenbacher, B. On the identification of the nonlinearity parameter in the Westervelt equation from boundary measurements / B. Kaltenbacher, W. Rundell // *Inverse Problems and Imaging*. – 2021. – Vol. 15, No. 5. – P. 865-891.

12. Ali, R. Impact of starting model on waveform inversion in ultrasound tomography / R. Ali, T. Mitcham, N. Duric // *Medical Imaging 2023: Ultrasonic Imaging and Tomography*, SPIE, 2023. – Vol. 12470. – P. 124700J. DOI: 10.1117/12.2653575.

13. Chien, L. D. Determination of nonlinearity parameter B/A of liquids by comparison with solutions of the three-dimensional Westervelt equation / L. D. Chien, J. M. Cormack, E. C. Everbach, M. F. Hamilton // *Proc. Mtgs. Acoust.* – 2021. – Vol. 150, No. 4. DOI: <https://doi.org/10.1121/2.0001563>.

14. Chernov, N. N. Research of appearance and propagation of higher harmonics of acoustic signals in the nonlinear media / N. N. Chernov, M. V. Laguta, A. Y. Varenikova // *Journal of Pharmaceutical Sciences and Research*. – 2017. – Vol. 9, No. 11. – P. 2241-2246.

15. Demin, I. Y. Modern acoustic research methods in biology and medicine. Educational and methodological materials on the advanced training program ‘Information storage and processing in biological systems’ / I. Y. Demin, N. V. Pronchatov-Rubtsov. – Nizhny Novgorod : NNSU Publishing House, 2007. – 121 p.

16. Varenikova, A. Y. An installation for studying the propagation of an ultrasonic wave in biological tissues, taking into account the nonlinearity of the medium / A. Y. Varenikova, N. N. Chernov // *Fundamental research using computer technology in science, production, social and economic processes : proceedings of the 18th National. He’s young. scientific. - practical conference, Novocherkassk, January 17-18, 2019* / South Russian State Polytechnic University (NPI) named after M.I. Platov. – Novocherkassk: ‘Lik’ Limited Liability Company, 2019. – P. 263-268.

УДК: 331.451
OECD: 01.03.AA

Исследование акустической эффективности насыпи для снижения транспортного шума

Борцова С.С.^{*1}, Фиев К.П.², Курченко П.С.³

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

³К.т.н., старший преподаватель,

^{1,2,3}Балтийский Государственный Технический Университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Земляные валы и насыпи - экологичные и экономически эффективные шумозащитные мероприятия. Но в отличие от экранов, оценка акустической эффективности которых изучена достаточно полно и корректна, методики расчёта акустической эффективности насыпей и валов не точны, носят противоречивый характер и не позволяют однозначно сравнить их с другими экранирующими сооружениями. Отличия в результатах расчетов, выполненных по действующим нормативным документам, и данных экспериментальных исследований составляют до 10 дБА. На основании анализа ряда методик оптико-дифракционной теории и их сравнения с экспериментальными данными, авторами предложены модифицированные формулы акустической эффективности насыпи с точностью оценки 1-3 дБ в рассматриваемом диапазоне частот. Были уточнены схемы расчёта и учтены звукопоглощающие свойства сооружения.

Ключевые слова: шумозащитная насыпь, шумозащитный вал, акустическая эффективность, звукопоглощение, схемы расчёта

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

*Bortsova S.S.^{*1}, Fiev K.P.², Kurchenko P.S.³*

¹PhD, Senior Lecturer, ²Senior Lecturer, ³PhD, Senior Lecturer,

^{1,2,3}Baltic State Technical University 'VOENMEH', St. Petersburg, Russia

Abstract

Earthen berms and embankments are ecological and cost-effective noise protection measures. But unlike screens, the evaluation of the acoustic efficiency of which has been studied quite fully and correctly, the methods for calculating the acoustic efficiency of embankments and berms are not accurate, contradictory and do not allow them to be unambiguously compared with other barrier structures. The differences in the results of calculations counted according to current regulatory documents and experimental studies are up to 10 dBA. Based on the analysis of optical diffraction theory techniques and their comparison with experimental data, the author proposes modified formulas for the acoustic efficiency of the embankment with an accuracy of 1-3 dB in the frequency range under consideration. The calculation schemes were refined and the sound-absorbing properties of the structure were taken into account.

Keywords: noise-proof embankment, noise berm, acoustic efficiency, sound absorption, calculation schemes

**E-mail: bortsova_ss@voenmeh.ru (Борцова С. С.)*

Введение

По масштабам применения шумозащитные насыпи (земляные валы) - вторая по распространению конструкция барьерного типа после акустических экранов. Для их возведения применимы остатки грунта от проложения дороги, вторичные материалы [1], известны случаи устройства в теле насыпи гаражей, авторемонтных и коммуникационных объектов, размещение на сооружении солнечных батарей [2]. Насыпи и валы долговечны, что позволяет сократить затраты на эксплуатацию и реконструкцию, имеют эстетичный естественный вид, вписываются в ландшафт. Эти факторы увеличивают экономическую эффективность сооружения.

Отмеченный и доказанный эффект двойной дифракции позволяет грунтовым валам полноценно конкурировать с экранами для защиты малоэтажной застройки [3-5]. Однако, по действующим нормативным документам дифракция на двух кромках учитывается только в ГОСТ 31295.2-2005 [6] для расчёта толстых экранов и в СП276.1325800.2016 [7], ОДМ 218.2.013-2011 [8] для грунтовых валов с шириной верхней площадки 4-10 метров. Модель распространения звука предусматривает его прохождение над верхней площадкой насыпи, а в ГОСТе [6] к расчёту эффективности дополнительно применена поправка, значение которой увеличивается с ростом частоты и ширины верхней площадки сооружения (при ширине много больше длины волны поправка принимается равной 3).

При ширине площадки менее 4 м документы [7, 8] полагают насыпь сооружением с одной дифракцией на вершине по центру (при ширине менее 2 м) или на кромке, дальней от источника шума (при ширине 2-4 м). Эффективность насыпей с площадкой более 10 м рассчитывается как эффективность экрана под дальней кромкой, увеличенная на определяемый по номограмме в зависимости от расположения сооружения параметр (со значениями 3-9) и логарифм ширины верхней площадки, из которой вычитается поправка на склон (её значения 4-6). В ГОСТе 33325-2015 [9] приводится аналогичная схема, но поправка на склон прибавляется. Только за счёт указанной поправки разница в расчётах эффективности насыпи по нормативным документам может достичь 10-12 дБА.

Расположение дифракционной кромки и их количество определяют эффект снижения шума экранирующим сооружением. По оптико-дифракционной теории, на которой основаны действующие нормативные документы [6-9], акустическая эффективность насыпи возрастает с увеличением пути распространения звука в присутствии сооружения. Очевидно, форма задаёт координаты дифракционных кромок, но не всегда представляется возможным уменьшить уклон сооружения или увеличить ширину верхней площадки в рамках технологий возведения. Главным параметром, влияющим на эффективность насыпи, является высота сооружения.

Поэтому ввиду отсутствия в литературе надежных экспериментальных данных о связи высоты насыпи с ее акустической эффективностью, а также выявленных противоречий были выполнены измерения и получены экспериментальные зависимости акустической эффективности насыпи от высоты. Их сопоставление с результатами расчётов по нормативным документам позволит уточнить акустическую эффективность насыпи для защиты от транспортного шума.

Также стоит отметить влияние длины (или боковой дифракции) насыпи на её эффективность. При проектировании стремятся к возведению экранирующих сооружений длинной, в 4-4,5 раза превышающей расстояние до крайних точек защищаемых строений или используют боковые отгоны. При отсутствии такой возможности эффективность защиты снижается, учёт чего возможен поправкой на длину [7, 8]. Это утверждение не подвергается сомнению и проверке.

Также влияние на эффективность оказывают звукопоглощающие(отражающие) свойства поверхностей сооружения, отличия которых от свойств экрана не указаны в нормативных документах [7-9].

1. Экспериментальная эффективность земляных валов

Для оценки акустической эффективности возводимых в регионе насыпей (уклон 1,5:1, ширина верхней площадка 3-5 м, поверхность – грунт, покрытый травой) выполнены экспериментальные исследования. Принято считать уклоном отношение проекции обращённого к источнику шума склона сооружения к его высоте.

Методика измерений основывалась на ГОСТ 33328 [10], ГОСТ Р 51943 [11], СП 51.13330 [12], ГОСТ 23337 [13] и ГОСТ 20444 [14].

Измерения шумовых характеристик транспортных потоков проводились с помощью шумомеров-виброметров, анализаторов спектра первого класса точности типа «ЭКОФИЗИКА-110А» и «ОКТАВА-110А», имеющих действующие свидетельства о поверке согласно ГОСТ 20444 [14].

При проведении измерений температура и относительная влажность воздуха соответствовали требованиям, указанным в паспортных данных на аппаратуру, атмосферные осадки и туман отсутствовали, скорость ветра не превышала 5 м/с. При скорости ветра свыше 1 м/с на микрофон надевалась ветрозащита [13]. Время проведения измерений выбиралось в периоды максимальной интенсивности движения транспортных потоков как в дневное, так и в ночное время [14]. С целью измерения акустической эффективности насыпи, расположение крайней точки принимается на расстоянии 25 м от её подошвы; при оценке снижения шума у конкретных объектов – на расстоянии 2 м от фасада защищаемого здания; при сравнительной оценке разных по конструктивному исполнению сооружений точки должны располагаться на одинаковом расстоянии от дороги. Приборы в измерительных точках должны располагаться на высоте 1,5 м от поверхности земли (на штативах). Ось микрофона была ориентирована в сторону источника шума перпендикулярно к направлению дороги. Между микрофоном и транспортным потоком отсутствовали препятствия, искажающие звуковое поле. Схемы измерения уровней звукового давления (УЗД) и уровней звука (УЗ) с насыпью приведены на рисунке 1а, также должны проводиться измерения без сооружения в основных точках на подобных местностях. Измерения в точке 1 выполняются с целью оценки характеристик источника шума (автотранспортного потока), её расстояние от автомобильной дороги составляет 7,5 м от оси ближней полосы движения.

Время измерения эквивалентных уровней звука осуществлялось с учетом п. 7.17 ГОСТ 23337 [13] и п. 7.1.5 ГОСТ 20444 [14] в зависимости от интенсивности движения, указанные условия соблюдались в течение не менее 30 минут.

Расширенная неопределённость измерений определялась согласно п. 9 ГОСТ 20444 [14]. Для исключения погрешности измерения соблюдались требования [14]. Если расстояние от точки измерения до ближайшей вертикальной или наклонной поверхности (например, стена здания, забор, экран, насыпь и т.п.) не превышало 2,5 м, то результаты измерений шумовой характеристики транспортного потока уменьшались на 3 дБ (дБА) для исключения влияния отражения звука от отражающей поверхности. Если разность между измеренным уровнем шума от транспортного потока и уровнем фонового шума не превышала 10 дБ (дБА), вносилась коррекция в результаты измерения согласно п.8.2 ГОСТ 20444. Для контроля достоверности эксперимента, в ряде случаев проводились измерения в контрольных точках, находящихся между основными измерительными точками.

Акустическая эффективность оценивалась непрямым методом как разность УЗД/УЗ между усредненными значениями в основных измерительных точках без насыпи и с её наличием:

$$\Delta L^H = (\bar{L}_{6/H}^1 - \bar{L}_{6/H}^3) - (\bar{L}_{c/H}^1 - \bar{L}_{c/H}^3), \quad (1)$$

где ΔL^H – акустическая эффективность насыпи, дБ/дБА;

$\bar{L}_{6/H}^1, \bar{L}_{6/H}^3$ – усреднённые значения УЗД/УЗ, дБ/дБА, в точках 1 и 3 на ровном участке;

$\bar{L}_{c/H}^1, \bar{L}_{c/H}^3$ – усредненные значения УЗД/УЗ, дБ/дБА, в точках 1 и 3 с насыпью.

В случае отсутствия возможности оценки шумовой характеристики транспортного потока (проведения измерений УЗД/УЗ в точке 1) допускается расчёт акустической эффективности насыпи как .

Полученные значения экспериментальной акустической эффективности насыпей разной высоты приведены на рисунке 1б. Она нелинейно возрастает в частотном диапазоне (2-5 дБ на октаву), а также с увеличением высоты сооружения.

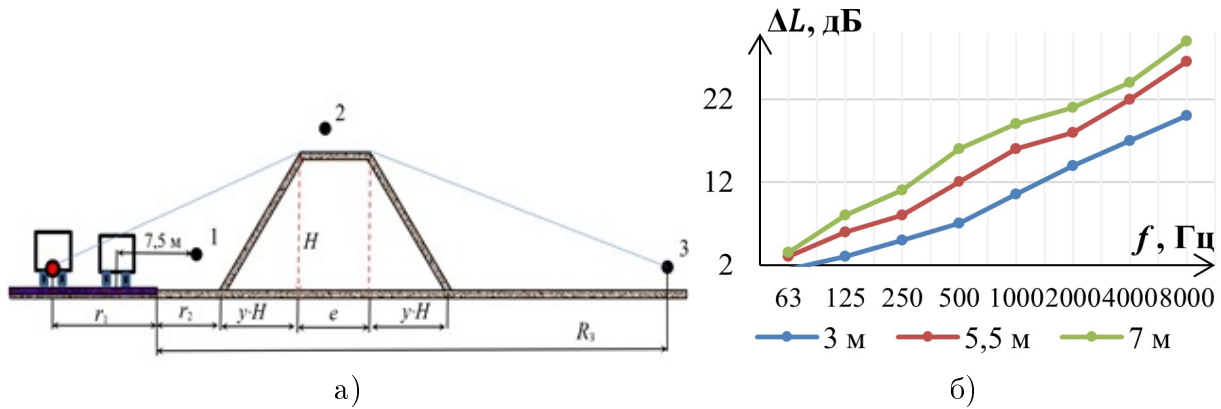


Рис. 1. Акустическая эффективность насыпи: а) схема измерения: 1, 3 – основные измерительные точки, 2 – контрольная точка; б) экспериментальные зависимости от высоты насыпи (3 м; 5,5 м; 7 м)

H, y, e – высота, уклон и ширина верхней площадки насыпи, м; R_3 – расстояние от края проезжей части до защищаемой застройки, м; r_1 – расстояние от центра источника шума до края проезжей части, определяется в зависимости от категории дороги, м; r_2 – расстояние от края проезжей части до насыпи, определяется технологией возведения сооружения, м.

Сравнение значений экспериментальной акустической эффективности с рассчитанными по действующим методикам для насыпи высотой 5,5 м представлено в таблице 1.

Оцениваемые насыпи имеют ширину площадки менее 10 м, при расчётах по СП [7] и ОДМ [8], а также по ГОСТ [6] учитывалась дифракция на двух кромках с прохождением звука пути шириной верхней площадки. Для защиты объекта высотой ниже сооружения (1,5 м):

$$\delta = \sqrt{(r_1 + r_2 + y \cdot H)^2 + (H - h_{\text{нш}})^2} + e + \sqrt{(R_3 - r_2 - yH - e)^2 + (H - h_{\text{пт}})^2} - \sqrt{(r_1 + R_3)^2 + (h_{\text{пт}} - h_{\text{нш}})^2}, \quad (2)$$

где δ – разница хода звукового луча при наличии насыпи, м; H, y, e – высота, уклон и ширина верхней площадки насыпи, м; $h_{\text{иш}}, h_{\text{рт}}$ – высота источника шума и расчётной точки, м.

Таблица 1

Расхождения в расчётах акустической эффективности насыпи с данными эксперимента

Методика расчёта	Разница расчётных и экспериментальной эффективностей насыпи								
	дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
ГОСТ [6]	4,9	3,8	4,6	4,4	4,7	6,5	5,7	4,3	4,7
ГОСТ [9]	15,0	13,7	13,8	12,4	11,1	12,0	10,9	9,4	11,1
СП [7]/ ОДМ[8]	6,0	5,3	6,0	5,0	4,0	5,0	4,0	2,5	-1,4/ 1,8
СП [6]*	3,4	2,1	2,2	0,8	-0,5	0,4	-0,7	-2,2	-5,3

* - расчёт по формуле для насыпей с шириной верхней площадки более 10 м

Поправка на дифракцию [6] на двух кромках рассчитывалась по формуле:

$$K_{\text{диф}} = \frac{1 + (5\lambda/e)^2}{1/3 + (5\lambda/e)^2}, \quad (3)$$

где λ – длина звуковой волны, м.

Эффективность в дБА по ГОСТам [6, 9] принимается равной эффективности для октавной полосы 1000 Гц, по СП и ОДМ [7, 8] по значению для длины волны 0,84 м.

Анализ таблицы 1 показывает, что расчёты по нормативным документам превышают экспериментальные значения эффективности. Учёт дифракции поправкой ГОСТа [6] даёт правильную зависимость. Значение поправки увеличивается с увеличением частоты (снижением длины звуковой волны), поэтому рассчитанная по ГОСТ [9] и СП [7] эффективность существенно уступает экспериментальной в низкочастотном диапазоне. Расчёт по формуле, представленной в ГОСТе [9] даёт значения на 9-15 дБ выше измеренных. При этом, если использовать аналогичную формулу СП [7] для насыпей с площадкой более 10 м, из-за вычитания поправки на склон, составляющей для рассматриваемой насыпи 5,8, получаются достаточно сходимые в среднечастотном диапазоне значения эффективностей. Однако, на низких частотах значения расчётной эффективности превышают экспериментальную на 2-4 дБ, в высокочастотной области, наоборот, ниже в среднем на 2 дБ. Интегральное значение эффективности меньше экспериментальной на 5 дБА из-за принятой длины звуковой волны. Аналогичные выводы были получены и при сравнении расчётных и экспериментальных эффективностей насыпей других высот (расхождения пропорциональны высоте).

2. Модифицированные формулы расчёта акустической эффективности шумозащитной насыпи

Расположение дифракционных кромок, отличающееся в нормативных документах, оказывает незначительное влияние на акустическую эффективность насыпи. Более существенное влияние на её значение имеет использование поправки на склон,

которая согласно методике СП [7] нелогично уменьшит эффективность сооружения сразу на 5-6 дБ/дБА при увеличении ширины его верхней площадки с 9 м до 10 м и на 10-12 дБ/дБА при сравнении с расчётами по ГОСТу [9]. Поэтому стоит избегать методик, использующих поправку на склон, и при рассмотрении земляных насыпей традиционных уклонов 1:1-2:1 уже при ширине верхней площадки от двух метров учитывать две дифракционные кромки и поправку на дифракцию.

Также целесообразно проанализировать звукопоглощающие свойства поверхности экранирующих конструкций. Эффективность насыпи рассчитывается по подобию экрана, а его звукопоглощающие свойства, как отмечено в нормативных документах (к сожалению, без частотной зависимости), дают отличия в пределах 3 дБ/дБА. С учётом результатов таблицы 1 логичнее принять поправку 3 дБ/дБА для поглощающих экранов, тогда для грунтовых сооружений данную поправку можно представить как:

$$K_m = 3 + 10lg(1 - \alpha_{\text{пок}}), \text{ дБ} \quad (4)$$

где K_m - введенная поправка на материал сооружения, дБ/дБА; $\alpha_{\text{пок}}$ - частотнозависимый коэффициент звукопоглощения покрытия экранирующего сооружения: 0,1-0,4 для земляных сооружений, покрытых травой; 0-0,8 для транспортных экранов [15]. Для октавной полосы 1000 Гц поправка на материал насыпи составляет 1,5 дБА, поглощающего экрана - 0 дБА, отражающего экрана - 3 дБА.

Ограничением формулы (4) является значение $\alpha_{\text{пок}}$ равное 1. Как показывают экспериментальные [5, 15] и литературные [4] данные, его величина во всем рассматриваемом частотном диапазоне не превышает единицы.

Стоит отметить, что необходимы уточнения (в том числе, на основании полученных экспериментально данных) значений поправок на материал и дифракцию на двух кромках, формул (3) и (4).

Модифицированную формулу ГОСТа [6] для расчёта акустической эффективности насыпи (ΔL^n) можно представить как:

$$\Delta L^n = 10lg(3 + 20 \cdot K_{\text{диф}} \cdot \delta/\lambda) - K_m - K_d, \text{ дБ} \quad (5)$$

где δ - разница хода звукового луча при наличии насыпи, рассчитывается по формуле (2), м; λ - длина звуковой волны, м; $K_{\text{диф}}$, K_m , K_d - поправки на дифракцию, материал и длину насыпи, дБ/дБА.

Расчёты акустической эффективности по формуле (5) и данные, полученные экспериментально, представлены в таблице 2. Поправка $K_{\text{диф}}$ рассчитывалась только в зависимости от длины волны, ширина верхней площадки учитывалась при дивергенции звука, поправка K_m - по формуле (4), поправка K_d принималась равной 0 дБ/дБА, т.к. исследовались протяжённые насыпи. В качестве эффективности в дБА приняты значения эффективности для октавной полосы со среднегеометрической частотой 1000 Гц, характерной для шума транспортного потока, в отношении которого была произведена оценка.

Сравнение расчётов акустической эффективности насыпи по модифицированной формуле (5) показывает приемлемую сходимость с экспериментом в пределах трёх децибел во всём рассматриваемом диапазоне частот и до 0,5-1,5 в дБА. Результаты сравнения для трёх и семиметровых насыпей, дБ, а также зависимость акустической эффективности насыпи от высоты с принятыми поправками, дБА, представлены на рисунке 2.

На рисунке 2 также отражена зависимость акустической эффективности насыпи, рассчитанная по ОДМ [8], дополненная поправкой:

$$\Delta L^n = 18,2 + 7,8lg(\delta + 0,02) - K_m, \text{ дБА} \quad (6)$$

Таблица 2

Акустическая эффективность насыпи: расчётная и экспериментальная

Методика определения	Акустическая эффективность насыпи								
	дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
$\alpha_{\text{покp}}[15]$	0,11	0,15	0,20	0,25	0,29	0,30	0,30	0,30	0,30
$K_{\text{м}}$	2,5	2,3	2,0	1,8	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
$K_{\text{д}}$	0,9	1,0	1,1	1,2	1,5	1,8	1,9	2,0	1,5
Насыпь 3 м									
Эксперимент	1,5	3,0	5,0	7,0	10,5	14,0	17,0	20,0	11,0
Формула (5)	3,1	4,1	5,6	7,9	11,2	14,5	17,8	20,8	11,2
Насыпь 5,5 м									
Эксперимент	3,0	6,0	8,0	12,0	16,0	18,0	22,0	26,5	16,0
Формула (5)	5,2	7,4	10,1	13,5	17,5	21,1	24,5	27,6	17,5
Насыпь 7 м									
Эксперимент	3,5	8,0	11,0	16,0	19,0	21,0	24,0	29,0	19,0
Формула (5)	6,5	9,2	12,2	15,7	19,8	23,5	26,9	30,0	19,8

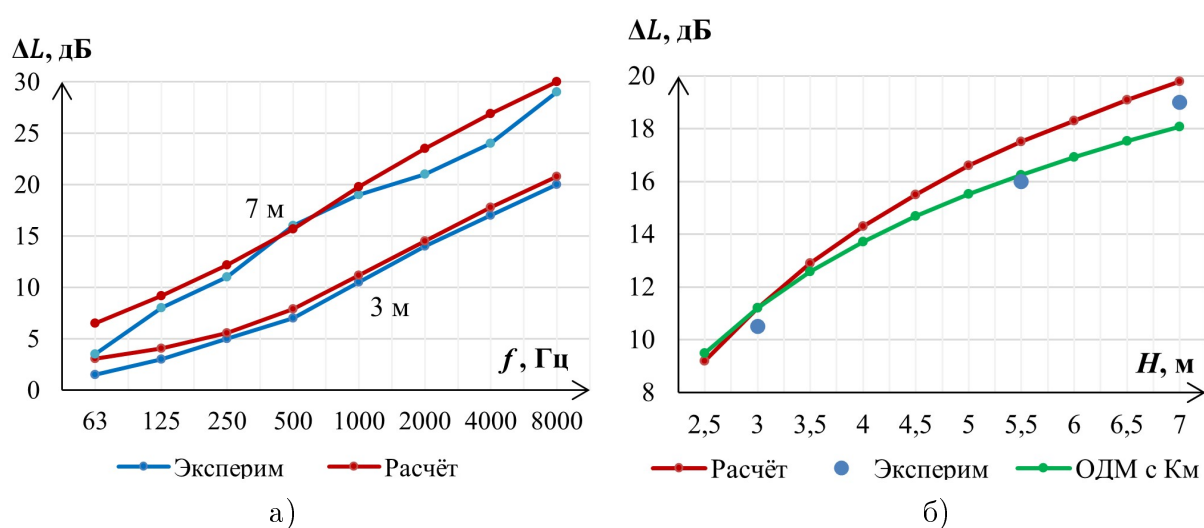


Рис. 2. Акустическая эффективность насыпи: а) сравнение расчётной и экспериментальной; б) зависимость от высоты

Модифицированная формула акустической эффективности насыпи (4) применима для сооружений с отличными от исследуемых конструктивными параметрами. Изменение уклона и ширины верхней площадки при расчётах дают верную зависимость [5]. Однако необходимы более широкие экспериментальные подтверждения. Звукопоглощающие (отражающие) свойства конструкций при использовании методики определяются только коэффициентом звукопоглощения. Их литературные значения подтверждают теорию, необходимо и экспериментальное подтверждение для насыпей из разных видов грунтов, камня, вторичных материалов и др.

Помимо достаточно точной оценки, приведённая методика расчёта акустической эффективности упрощает сравнение экранирующих конструкций и сооружений, позволяя

рассчитывать их эффективность по одной формуле (5), принимая соответствующие значения поправок.

Заключение

Для акустической защиты удалённых от дороги жилых территорий довольно эффективными являются шумозащитные насыпи и валы. Они естественным образом вписываются в окружающий ландшафт, имеют большой срок службы и экономичны в содержании. Размещение в теле насыпи технических объектов или солнечных батарей на её поверхностях способно окупить не только затраты на эксплуатацию сооружений, но и покрыть потребности дорог.

Однако неточная и противоречивая оценка акустической эффективности этих сооружений препятствует их широкому распространению. Расхождения в расчётах являются следствием отличий в расположении дифракционной кромки насыпи (траектории распространения звука), их количестве, использовании поправок на склон с противоположными знаками. Т.к. главным параметром, влияющим на эффективность насыпи, является высота сооружения, были проведены экспериментальные исследования и получены зависимости акустической эффективности насыпи от её высоты. Также было проанализировано влияние на акустическую эффективность звукопоглощения поверхностей сооружений и введена поправка на звукопоглощающие свойства материала.

Анализ экспериментальных значений в сравнении с рассчитанными по действующим нормативным документам позволил модифицировать формулу расчёта ГОСТ 31295.2-2005 для более точной оценки снижения шума. Она учитывает дифракцию на двух кромках насыпи, прохождение звука над её верхней площадкой, явления звукопоглощения. Сходимость расчётов и эксперимента составила 3 дБ по всему рассматриваемому диапазону частот и 1,5 дБА. Поправки на материал и двойную дифракцию требуют дальнейших экспериментальных уточнений.

Список литературы

1. Элькин Ю. И., Виноградов Р. А. Возможные применение резиновой крошки в качестве звукопоглощающего материала для шумозащитных сооружений // Научный вестник автомобильного транспорта. - 2023. - N 4. - С. 47-51.
2. Шубин И. Л., Тихомиров Л. А. Шумозащитные экраны с интегрированными солнечными батареями // Вестник МГСУ. - 2011. - N 3-1. - С. 103-106.
3. Буторина М. В., Иванов Н. И., Шашурин А.Е. Основы виброакустики. Теория и практика борьбы с шумом и вибрацией : учебник Т. 1. - СПб. : Изд-во БГТУ «Военмех» им. Д. Ф. Устинова, 2024. - 391 с. : - ил., табл.; ISBN 978-5-00221-070-1.
4. Борцова С.С., Буторина М.В., Иванов Н.И. Расчет акустической эффективности насыпи // Noise Theory and Practice. - № 9(4). - 2023. - С. 51-58.
5. Борцова С.С. Методика выбора и оптимизации шумозащитного комплекса при проектировании автомобильных и железных дорог: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Борцова Светлана Сергеевна, 2024. - 222 с.
6. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996). Межгосударственный стандарт. Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета. – М.: Стандартинформ, 2006. - 19 с.
7. СП 276.1325800.2016. Свод правил. Здания и территории. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков. - М.: Минстрой России, 2016. - 146 с.

8. ОДМ 218.2.013-2011. Отраслевой дорожный методический документ. Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам. - М.: - Информавтодор, 2011. - 123 с.
9. ГОСТ 33325-2015 Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом (с Поправкой, с Изменением N1). - М.: Стандартиформ, 2019. - 43 с.
10. ГОСТ 33328-2015 Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Методы контроля. - М.: Стандартиформ, 2019. - 12 с.
11. ГОСТ Р 51943-2003 Экраны акустические для защиты от шума транспорта. Методы экспериментальной оценки эффективности. - М.: ИПК Издательство стандартов, 2019. - 12 с.
12. СП 51.13330.2011. Свод правил. Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003. - М.: Минрегион России, 2011. - 41 с.
13. ГОСТ 23337-2014. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий. - М.: Стандартиформ, 2015. - 20 с.
14. ГОСТ 20444-2014. Шум. Транспортные потоки. Методы определения шумовой характеристики : издание официальное. - М.: Стандартиформ, 2015. - 18 с.
15. Шашурин А. Е. Научное обоснование и применение новых технических и технологических решений для снижения акустического загрязнения основными типами шумозащитных экранов : специальность 01.04.06 «Акустика» : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Шашурин Александр Евгеньевич, 2018. - 420 с.

References

1. Elkin Yu. I., Vinogradov R. A. Possible applications of rubber chips as a noise-absorbing material for noise-proof structures // Scientific Bulletin of automobile Transport. - 2023. - N 4. - pp. 47-51.
2. Shubin I. L., Tikhomirov L. A. Noise protection screens with integrated solar panels // Bulletin of MGSU. - 2011. - N 3-1. - pp. 103-106.
3. Butorina M. V., Ivanov N. I., Shashurin A.E. Fundamentals of vibroacoustics. Theory and practice of combating noise and vibration : textbook Vol. 1. - St. Petersburg: Publishing house of BSTU 'Voenmeh' named after D. F. Ustinov, 2024. - 391 p.: - ill., tab.; ISBN 978-5-00221-070-1.
4. Bortsova S.S., Butorina M.V., Ivanov N.I. Calculation of the acoustic efficiency of the embankment // Noise Theory and Practice. - № 9(4). - 2023. - pp. 51-58.
5. Bortsova S.S. Methods of selection and optimization of noise protection systems in the design of roads and railways: dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences / Bortsova Svetlana Sergeevna, 2024. - 222 p.
6. GOST 31295.2-2005 (ISO 9613-2:1996). Interstate standard. Noise. Attenuation of sound during propagation on the ground. Part 2. General calculation method. M.: Standartinform, 2006. - 19 p.
7. SP 276.1325800.2016. A set of rules. Buildings and territories. Rules for designing protection against noise from traffic flows. M.: Ministry of Construction of Russia, 2016. - 146 p.
8. ODM 218.2.013-2011. Industry road guidance document. Methodological recommendations for the protection of territories adjacent to highways from traffic noise. M.: Informavtodor, 2011. - 123 p.

-
9. GOST 33325-2015 Noise. Methods for calculating the levels of external noise emitted by railway transport (as amended, with Change N1). M. : Standartinform, 2019. - 43 p.
 10. GOST 33328-2015 Acoustic screens for railway transport. Methods of control. – M.: Standartinform, 2019. - 12 p.
 11. GOST R 51943-2003 Acoustic screens for protection from traffic noise. Methods of experimental efficiency assessment. M.: IPK Publishing House of Standards, 2019. - 12 p.
 12. SP 51.13330.2011. A set of rules. Noise protection. Updated edition of SNiP 23-03-2003. M. : Ministry of Regional Development of Russia, 2011. - 41 p.
 13. GOST 23337-2014. Methods of measuring noise in residential areas and in residential and public buildings. M.: Standartinform, 2015. - 20 p.
 14. GOST 20444-2014. Noise. Traffic flows. Methods for determining noise characteristics : official publication. M.: Standartinform, 2015. - 18 p.
 15. Shashurin A. E. Scientific substantiation and application of new technical and technological solutions to reduce acoustic pollution by the main types of noise screens : specialty 04/01/06 ‘Acoustics’ : dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences / Shashurin Alexander Evgenievich, 2018. - 420 p.

УДК: 534.771: 616.28-009: 612.858.5: 613.644: 303.447.3

OECD: 01.03.AA; 03.02.TD

К вопросу о влиянии состояния слуха и центрального слухового анализатора на скорость реакции человека

Нефортуннов Г.А.*¹, Храмов А.В.², Левина Е.А.³, Левин С.В.⁴

¹Аспирант, ²Д.м.н, профессор, ³К.м.н., старший научный сотрудник,

⁴К.м.н., заведующий научно-исследовательской лабораторией электрофизиологии и искусственного интеллекта,

^{1,2}Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова,

^{3,4}Санкт-Петербургский научно-исследовательский институт уха, горла, носа и речи,
^{1,2,3,4}г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Одной из причин производственного травматизма является снижение скорости реакции работника на внешние сигналы. Целью данной работы явилась оценка взаимосвязи показателей тональной пороговой аудиометрии, речевой аудиометрии и скорость слухо-моторной реакции у 28 практически здоровых лиц молодого возраста. Оценивалось время реакции лиц на простые звуковые стимулы. Установлена достоверная связь между скоростью реакции человека и показателями речевой аудиометрии. Не выявлена зависимость скорости реакции практически здоровых лиц на звуковой раздражитель от данных тональной скрининговой аудиометрии. Метод измерения скорости реакции на тональные стимулы позволяет оценить работу центральных отделов слухового анализатора и может использоваться как скрининговый тест в программное обеспечение профотбора в любой профессии, связанной с повышенным вниманием.

Ключевые слова: аудиометрия, разборчивость речи, скорость реакции, скрининг, шум

On the question of the influence of the condition of hearing and the central audious analyzer on the speed of human response

Nefortunov G.A.*¹, Khramov A.V.², Levina E.A.³, Levin S.V.⁴

¹Postgraduate, ²D.Sc., Professor, ³Ph.D., Senior Researcher,

⁴Ph.D., Head of the Scientific Research Laboratory of Electrophysiology and Artificial Intelligence,

^{1,2}Baltic State Technical University 'VOENMEH',

^{3,4}Saint Petersburg Research Institute of Ear, Throat, Nose and Speech,

^{1,2,3,4}St. Petersburg, Russia

Abstract

One of the reasons for occupational injuries is a decrease in the speed of an employee's reaction to external signals. The purpose of this work was to assess the relationship between the indicators of pure tone threshold audiometry, speech audiometry and the speed of the auditory-motor reaction in 28 practically healthy young people. The reaction time of individuals to simple sound stimuli was estimated. A reliable connection has been established between the speed of a person's reaction and speech audiometry indicators. The dependence of the reaction rate of practically healthy individuals to a sound stimulus on the data of tonal screening audiometry

*E-mail: habceгда1997@mail.ru (Нефортуннов Г.А.)

has not been revealed. The method of measuring the speed of reaction to tonal stimuli makes it possible to evaluate the work of the central parts of the auditory analyzer and can be used as a screening test in professional selection software in any profession associated with increased attention.

Keywords: *audiometry, speech intelligibility, reaction speed, screening, noise*

Введение

Взаимосвязь состояния периферической и центральной слуховой функции человека и скорости реакции на акустический стимул представляет большой как научный, так и практический интерес. К человеческим причинам производственного травматизма относится, в частности, снижение скорости реакции работника на внешние сигналы [1, 2]. Человек может своевременно не распознать сигнал-предупреждение об опасной ситуации и с запозданием предпринять соответствующие действия. Скорость реакции напрямую зависит от вида раздражителя: самая высокая скорость реакции на слуховые стимулы, чуть более долгая - на световые раздражители, а самыми поздними являются реакции на температуру, вкус и запах. Это связано со значимостью стимула для человека и длинны нервных волокон до центральных (корковых) отделов нервной системы. Наиболее важна скорость реакции для специалистов, принимающих быстрые и критически важные решения (пилоты и диспетчеры в авиации, спасатели, операторы технологических процессов, военные и др.) [3-5]. Скорость реакции человека на звуковые сигналы определяется работой нервной системы, прежде всего - состоянием центрального анализатора. Слуховой анализатор включает в себя центральные и периферические отделы. К периферическим отделам относят наружное, среднее, внутреннее ухо. К центральным отделам относят слуховой нерв, подкорковые центры и корковые отделы слуховой системы, расположенные в височной коре головного мозга. Поражение любой из этих структур может отрицательно сказаться на работе специалиста, например, оператора из-за снижения скорости реакции последнего на звуковой сигнал. Поэтому при проф. отборе на работу по ряду специальностей осуществляется проверка слуха [6, 7].

Самый распространенный метод проверки слуха – проверка шепотной и разговорной речи. Врач находится в 6 метрах от пациента, шепотом произносит слова, а пациент повторяет услышанное. Однако для отбора на работу, связанную с высоким уровнем ответственности используют инструментальный метод - тональную пороговую аудиометрию. Тональная пороговая аудиометрия - самое распространённое и основное исследование слуха, включает в себя определение порогов слуха по воздушному и костному звукопроводению с помощью аудиометра. В результате обследования строится аудиограмма – кривая, отражающая отклонение порогов слуха от нормальных на разных звуковых частотах. Но данное исследование отражает состояние только периферического слухового анализатора и не оценивает центральные его структуры (центры разборчивости речи). Такую информацию позволяет получить методика речевой аудиометрии [8, 9]. Это исследование до сих пор в основном проводилось у пилотов и диспетчеров гражданской авиации. Однако сейчас в зоне СВО большое число людей страдают от последствий акустической травмы (поражение слухового анализатора, вызванное воздействием чрезмерно сильного звука или шума) [9, 10]. При этом в ряде случаев превалирует поражение именно центральных отделов слуховой системы, корковых отделов, центров разборчивости речи, что не может выявить традиционная тональная аудиометрия. Это обосновывает необходимость изучить зависимость слухо-моторной реакции человека от состояния центрального слухового анализатора. На первом этапе исследования такие закономерности следует изучить у практически здоровых лиц, так как при акустической

травме могут наблюдаться множественные нарушения различной локализации и могут быть задействованы полипатогенетические процессы.

1. Описание метода исследования

Целью данной работы является оценка взаимосвязи показателей тональной пороговой аудиометрии, речевой аудиометрии и скорость слухо-моторной реакции у практически здоровых лиц.

Исследования были проведены у 28 лиц молодого возраста (20-30 лет), работа которых не была связана с вредными и опасными условиями труда. В исследуемую группу не включались люди с острыми и хроническими заболеваниями ЛОР-органов, центральной нервной системы и их последствиями.

Оценка речевой аудиометрии проводилась в свободном звуковом поле с использованием сбалансированных словесных таблиц, состоящих из односложного речевого материала в тишине и в шуме. Исследования проводились в кабинете с эквивалентным УЗ не превышающим 26 дБА, тесты в свободном звуковом поле выполнялись с применением одной звуковой колонки, расположенной на расстоянии 1 м от уровня головы испытуемого, по методу описанному в источнике [11].

В качестве речевого материала при выполнении речевой аудиометрии в тишине использовались сбалансированные таблицы многосложных слов Гринберга-Зиндера, записанные и воспроизводимые через ПК. Уровень звука речевого сигнала, предъявляемого исследуемой группе, соответствовал 65 дБА.

При проведении речевой аудиометрии в шуме предъявлялись треки в случайном порядке. Исследование проводилось с фиксированным соотношением сигнал/шум, при котором УЗД шума и речевых сигналов были постоянны и соответствовали 65 дБ в диапазоне 125-8000 Гц.

Исследование тональной скрининговой аудиометрии выполнялась по методу, описанному в разделе 9 ГОСТа Р ИСО 8253-1-2012 [12]. Испытуемому предъявлялись тестовые тоны на заранее определенном (скрининговом) УЗД соответствующем 40 дБ на каждой среднегеометрической частоте октавных полос в диапазоне 125-8000 Гц. Проверялось, слышит ли испытуемый предъявленный тон. Соответственно, результат такого испытания показывает, будет ли пороговый уровень прослушивания испытуемого выше, ниже или равен скрининговому уровню. Данный уровень выбран по двум причинам. Во-первых, УЗД 41 дБ соответствует второй степени тугоухости. Во-вторых, УЗД 40 дБ отчетливо можно разобрать в обычном помещении, не проводя исследование в специально оборудованной звукоизоляционной камере.

Для проведения исследования скорости реакции было разработано собственное программное обеспечение (ПО) для андроид-смартфонов. Испытуемому предъявлялся тестовый тон на заранее определенном УЗД равном 40 дБ и на частоте 1000 Гц. Проверялась скорость простой сенсомоторной реакции испытуемого на предъявленный тон в мс. Было дано 5 тестовых попыток, после чего фиксировалось 20 контрольных значений. Итоговым выбрано среднее значение за 20 попыток.

Нами был использован оригинальный диагностический комплекс для проведения речевой и скрининговой аудиометрии: нетбук (HP Mini 110-3100); смартфон (Samsung Galaxy S20 FE); головные телефоны (OPPO Enco W51/W31 TWS); звуковая колонка Aurora S20 (Defender, Китай) с максимальной выходной мощностью 20 Вт и функцией регулировки громкости, мощности басовых составляющих. Интенсивность сигнала для речевой аудиометрии постоянна, УЗ составляет 65 дБА. УЗД для тональной скрининговой аудиометрии составляют 40 дБ на каждой среднегеометрической частоте октавных полос

в диапазоне 125-8000 Гц. Калибровка интенсивности проводилась относительно тона частотой 1 кГц, записанного на тот же диск, что и тестовые таблицы при помощи шумомера «Экофизика 110А».

Математическая обработка полученных данных (корреляционный анализ, метод Пирсона) была выполнена с использованием пакета прикладных программ Microsoft Excel.

2. Результаты исследования

Результаты исследования показали, что у 4 из 28 обследованных практически здоровых лиц было отмечено снижение слуха на низких частотах (125 Гц). При этом в 4 случаях страдало левое ухо, а в двух – процесс был двухсторонним. При этом все обследованные заболевания органа слуха отрицают. Это может свидетельствовать о перенесенных ранее стерто протекающих воспалительных процессах в среднем ухе или начальных явлениях нейросенсорной тугоухости (латентное течение заболевания). В остальных случаях результаты скрининговой аудиометрии были в пределах нормы. Мы не выявили существенной корреляционной зависимости между данными скрининговой аудиометрии и показателями скорости реакции человека (коэффициент корреляции 0,29, $P > 0,05$).

Результаты работы по исследованию разборчивости речи у обследованных приведены в таблице 1.

№	Речь тишина, правое ухо %	Речь тишина, левое ухо, %	Речь шум, правое ухо, %	Речь шум, левое ухо, %	Скорость реакции (мс)
1	100	100	70	75	347,3
2	100	100	100	80	288,5
3	100	100	95	90	254,15
4	100	100	75	85	279,25
5	95	95	100	95	246,4
6	100	100	90	100	202,8
7	100	95	90	85	271,55
8	95	100	70	75	327,9
9	100	100	85	75	317,85
10	100	100	95	90	253,5
11	100	100	80	80	308,25
12	95	95	75	80	314,6
13	95	95	85	100	206,5
14	100	100	75	70	349,2
15	100	100	85	100	206,3
16	100	100	90	100	184,9
17	100	100	75	75	319,15
18	100	100	85	90	257,3
19	100	100	80	80	289,5
20	95	100	75	80	308,9
21	100	100	85	80	288,9
22	100	100	75	65	359,25
23	100	95	85	85	274
24	95	95	85	85	274
25	100	100	95	85	267,3

26	100	100	90	95	252,1
27	100	100	100	95	220,4
28	95	100	75	85	277,45

Как видно на приведенной таблице 1, показатели разборчивости речи у практически здоровых лиц варьируют в пределах 70-100%, что в основном соответствует данным научной литературы. При этом отмечается однонаправленность вариации показателей на правом и левом ухе (коэффициент корреляции 0,605, $P < 0,05$). При отсутствии значительных патологических изменений органа звуковосприятия такой результат является ожидаемым, так как в этом случае разборчивость речи определяется состоянием центрального анализатора.

Относительно низкие показатели разборчивости речи (70-80%) обнаруживались у 3 из 4 (75%) лиц с вероятно кондуктивными изменениями среднего уха и у 9 из 24 обследуемых (37,5%) без таких изменений ($P > 0,05$). Углубленное изучение этого вопроса не входило в число задач данного исследования.

Частота относительно низких значений скорости реакции человека с учетом показателей разборчивости речи представлена в таблице 1.

Таблица 2

Частота значений скорости реакции человека с учетом показателей разборчивости речи

	Ск. реакции > 280 мс	Ск. реакции < 280 мс	Всего
Разборчивость речи 70-80%	10	2	12
Разборчивость речи > 80%	2	14	16
Всего	12	16	28

Как видно на представленной таблице, на фоне относительно низких показателей разборчивости речи (70-80%) достоверно чаще обнаруживались более высокие значения скорости реакции человека ($P < 0,05$). Была также выявлена значимая корреляционная зависимость между скоростью реакции и разборчивостью речи ($X^2 = 14,05$).

3. Обсуждение

Таким образом, установлена достоверная связь между скоростью реакции человека в пределах физиологических значений и вариацией показателей речевой аудиометрии у практически здоровых лиц. Причинно-следственные связи в данной закономерности до конца не выяснены, однако можно предположить, что и скорость реакции на звуковой раздражитель, и процесс распознавания речи регулируются активностью определенного центра вегетативной регуляции. То есть изменения обеих физиологических функций вторичны по отношению к механизмам более высокого порядка. Это имеет большое практическое значение. Если такая гипотеза справедлива, то при резких изменениях физиологического статуса оператора возможны существенные снижения как скорости реакции человека, так и функции распознавания речи. Данная проблема требует дальнейшего изучения. Этот механизм, по-видимому, не затрагивает процесс звуковосприятия и угнетение последнего ухудшает разборчивость речи.

Заключение

Установлена достоверная связь между скоростью реакции человека в пределах физиологических значений и вариацией показателей речевой аудиометрии у практически здоровых лиц.

Не выявлена зависимость скорости реакции практически здоровых лиц на звуковой раздражитель от данных тональной скрининговой аудиометрии.

Таким образом метод измерения скорости реакции на тональные стимулы при нормальном периферическом слухе косвенно позволяют оценить работу центральных отделов слухового анализатора, что подтверждается изменениями на речевой аудиометрии.

Этот метод обладает главным преимуществом- быстротой проведения и достаточной точностью методики. Может использоваться как скрининговый метод перед проведением углубленного аудиологического исследования. Имеется возможность его интегрирования в программное обеспечение для профотбора в любой профессии, связанной с повышенным вниманием. Данный тест позволит вовремя выявить утомление слухового анализатора на начальной стадии и предупредить развитие опасной ситуации на производстве.

Список литературы

1. Королева А.М. Влияние человеческого фактора на травматизм / А.М. Королева, В.С. Вершинина, А.А. Стефанов, Р.В. Корунов // Проблемы безопасности российского общества. – 2018. – № 3. – С. 47-50.
2. Тюрин А.П., Парахин Д.В. Оценка риска потери слуха как повышение порогов слышимости / А.П. Тюрин, Д.В. Парахин // Noise Theory and Practice. - № 2(2). - 2016. - С. 42-48.
3. Омелаева А.А. Психологические причины производственного травматизма спасателей / А.А. Омелаева, Н.А. Тохташ // Пожарная и техносферная безопасность: проблемы и пути совершенствования. – 2021. – № 2. – С. 264-272.
4. Мышов А.Н. Влияние человеческого фактора на аварийность и травматизм: раскрывая связи и превентивные меры // Вестник науки. – 2023. – Т. 4, № 8 (65). – С. 361-363.
5. Приказ Минтранса России от 10.12.2021 № 437 «Об утверждении Федеральных авиационных правил «Порядок проведения обязательного медицинского освидетельствования центральной врачебно-летной экспертной комиссией и врачебно-летными экспертными комиссиями членов летного экипажа гражданского воздушного судна, за исключением сверхлегкого пилотируемого гражданского воздушного судна с массой конструкции 115 килограммов и менее, беспилотного гражданского воздушного судна с максимальной взлетной массой 30 килограммов и менее, диспетчеров управления воздушным движением и лиц, поступающих в образовательные организации, которые осуществляют обучение специалистов согласно перечню специалистов авиационного персонала гражданской авиации, и претендующих на получение свидетельств, позволяющих выполнять функции членов летного экипажа гражданского воздушного судна, диспетчеров управления воздушным движением». – URL: https://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_404676/ (дата обращения: 29.03.2024).
6. Кузнецов М.С. Современные подходы и перспективные направления в лечении острой сенсоневральной тугоухости акутравматического генеза / М.С. Кузнецов, М.В.

Морозова, В.В. Дворянчиков, Л.А. Глазников, В.Л. Пастушенков, В.Р. Гофман // Вестник оториноларингологии. – 2020. – № 85(5). С. 88–92.

7. Синявский В.В. Клинико-диагностические особенности сочетания минно-взрывной черепно-мозговой травмы и бароакустической травмы слухового анализатора // Проблемы экологической и медицинской генетики и клинической иммунологии. – 2020. – № 4 (160). – С. 117-126.

8. Саввин Ю.Н. Структура санитарных потерь и особенности оказания медицинской помощи населению, пострадавшему при ведении боевых действий в зоне локального вооруженного конфликта // Медицина катастроф. – 2019. – № 3. – С. 21–26.

9. Смирнов И.А. Структура санитарных потерь населения от обычного оружия в войнах и вооруженных конфликтах // Военно-медицинский журнал. – 2005. – Т. 326, № 6. – С. 16-18.

10. Баркинхоева А.Б. Минно-взрывная травма, как мировая проблема / А.Б. Баркинхоева, А.С. Карпов, О.А. Соболева [и др.] // Высшая школа: научные исследования: материалы Межвузовского международного конгресса. – Москва. – 2021. – Т. 2.– С. 140-145.

11. Бобошко М.Ю. Речевая аудиометрия в клинической практике / М.Ю. Бобошко, Е.И. Риехакайнен. – СПб.: Издательство Диалог. – 2019. – 80 с.

12. ГОСТ Р ИСО 8253-1-2012 Акустика. Методы аудиометрических испытаний. Часть 1. Тональная пороговая аудиометрия по воздушной и костной проводимости. – 2005. – С. 4-15.

References

1. Koroleva A.M. Vliyanie chelovecheskogo faktora na travmatizm / A.M. Koroleva, V.S. Vershinina, A.A. Stefanov, R.V. Korunov // Problemy bezopasnosti rossijskogo obshchestva. – 2018. – № 3. – P. 47-50.

2. Tyurin A.P., Parahin D.V. Ocenka riska poteri sluha kak povyshenie porogov slyshimosti / A.P. Tyurin, D.V. Parahin // Noise Theory and Practice. - № 2(2). - 2016. - P. 42-48.

3. Omelaeva A.A. Psihologicheskie prichiny proizvodstvennogo travmatizma spasatelej / A.A. Omelaeva, N.A. Tohtash // Pozharnaya i tekhnosfernaya bezopasnost': problemy i puti sovershenstvovaniya. – 2021. – № 2. – P. 264-272.

4. Myshov A.N. Vliyanie chelovecheskogo faktora na avarijnost' i travmatizm: raskryvaya svyazi i preventivnye mery // Vestnik nauki. – 2023. – Vol. 4, № 8 (65). – P. 361-363.

5. Prikaz Mintransa Rossii ot 10.12.2021 N 437 «Ob utverzhdenii Federal'nyh aviacionnyh pravil «Poryadok provedeniya obyazatel'nogo medicinskogo osvidetel'stvovaniya central'noj vrachebno-letnoj ekspertnoj komissiej i vrachebno-letnymi ekspertnymi komissiyami chlenov letnogo ekipazha grazhdanskogo vozdušnogo sudna, za isklyucheniem sverhlegkogo pilotiruемого grazhdanskogo vozdušnogo sudna s massoj konstrukcii 115 kilogrammov i menee, bespilotnogo grazhdanskogo vozdušnogo sudna s maksimal'noj vzletnoj massoj 30 kilogrammov i menee, dispetcherov upravleniya vozdušnym dvizheniem i lic, postupayushchih v obrazovatel'nye organizacii, kotorye osushchestvlyayut obuchenie specialistov soglasno perechnyu specialistov aviacionnogo personala grazhdanskoj aviacii, i pretenduyushchih na poluchenie svidetel'stv, pozvolyayushchih vypolnyat' funkcii chlenov letnogo ekipazha grazhdanskogo vozdušnogo sudna, dispetcherov upravleniya vozdušnym dvizheniem».

– URL: https://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_404676/ (date of the application: 29.03.2024).

6. Kuznecov M.S. Sovremennye podhody i perspektivnye napravleniya v lechenii ostroj sensonevral'noj tugouhosti akutravmaticheskogo geneza / M.S. Kuznecov, M.V. Morozova, V.V. Dvoryanchikov, L. A. Glaznikov, V. L. Pastushenkov, V.R. Gofman // Vestnik otorinolaringologii. – 2020. – № 85(5). P. 88–92.

7. Sinyavskij V.V. Kliniko-diagnosticheskie osobennosti sochetaniya minno-vzryvnoj cherepno-mozgovoj travmy i baroakusticheskoy travmy sluhovogo analizatora // Problemy ekologicheskoy i medicinskoj genetiki i klinicheskoy immunologii. – 2020. – № 4 (160). – P. 117-126.

8. Savvin U.N. Struktura sanitarnyh poter' i osobennosti okazaniya medicinskoj pomoshchi naseleniyu, postradavshemu pri vedenii boevykh dejstvij v zone lokal'nogo vooruzhennogo konflikta // Medicina katastrof. – 2019. – № 3. – P. 21–26.

9. Smirnov I.A. Struktura sanitarnyh poter' naseleniya ot obychnogo oruzhiya v voynah i vooruzhennykh konfliktah // Voenno-medicinskij zhurnal. – 2005. – Vol. 326, № 6. – P. 16-18.

10. Barkinhoeva A.B. Minno-vzryvnaya travma, kak mirovaya problema / A.B. Barkinhoeva, A.S. Karpov, O.A. Soboleva [et al.] // Vysshaya shkola: nauchnye issledovaniya: materialy Mezhvuzovskogo mezhdunarodnogo kongressa. – Moscow. – 2021. – Vol. 2.– P. 140-145.

11. Boboshko M.U. Rechevaya audiometriya v klinicheskoy praktike / M.U. Boboshko, E.I. Riekhakajnen. – SPb.: Izdatel'stvo Dialog. – 2019. – 80 pp.

12. ISO 8253-1:2010 Acoustics - Audiometric test methods - Part 1: Pure-tone air and bone conduction audiometry. –2005. – P. 4-15.

УДК: 621.45.018.2

OECD: 02.03.AI

Разработка конструкции входного устройства для проведения стендовых акустических испытаний двигателей для гражданских самолетов

Пятунин К.Р.^{1*}, Добровольский И.С.², Давыдов А.А.³

¹Начальник конструкторского отдела систем инженерного анализа,

²Начальник бригады аэродинамики акустики и динамической прочности,

³Конструктор-стажер

^{1,2,3}ПАО «ОДК-Сатурн», г. Рыбинск, РФ

Аннотация

Обеспечение соответствия требованиям национальных и международных экологических стандартов является важной задачей при создании гражданских самолетов. Испытания по определению уровня шума на местности в рамках сертификации или одобрения главного изменения к сертификату типа воздушного судна являются важным этапом программы летных испытаний, и, фактически, ставит вопросы снижения шума на один уровень с вопросами по обеспечению безопасности полетов. Задача снижения шума остро стоит не только перед разработчиком самолета, но также и перед разработчиками двигателей. Технические решения по снижению шума двигателя закладываются в конструкцию на самых ранних этапах и, во многом, определяют облик двигателя. Оценка эффективности данных решений должна быть выполнена как можно раньше и максимально корректно. В данной статье представлены результаты анализа течения воздуха в воздухозаборнике авиационного двигателя в условиях полета и стендовых испытаний. Показаны различия в структуре потока, которые могут оказать влияние на распространение акустических волн в канале вентилятора. Предложена конструкция стендового воздухозаборника, позволяющая исключить влияние входных условий на результаты стендовых испытаний.

Ключевые слова: акустические испытания, самолет, двигатель, испытательный стенд, входное устройство.

Development of air intake design for civil aircraft engine acoustic test

Pyatunin K.R.^{1}, Dobrovolskii I.S.², Davydov A.A.³*

¹Head of CAE department,

²Head of aerodynamic, acoustic and dynamic strength team,

³Trainee Designer

^{1,2,3}PJSC «UEC-Saturn», Rybinsk, Russia

Abstract

Confirmation of compliance with the requirements of national and international environmental standards is an important task in the civil aircraft development. The process of determining the noise level on the ground as part of certification or approval of a major change to an aircraft certificate is an important stage of the flight test program, and, in fact, puts noise reduction issues on the same level as flight safety issues. The task of noise reduction is acute not only for the aircraft developer, but also for the developers of engines.

*E-mail: pyatunin_kr@uec-saturn.ru (Пятунин К.Р.)

Technical solutions for reducing engine noise, realized in the engine design at the earliest stages and, in many ways, determine the engine architecture. Evaluation of the effectiveness of these measures should be carried out as early and as correctly as possible. This article presents the results of an analysis of the air flow in the intake of an aircraft engine in the flight and test bench conditions. The differences in the flow structure that can affect the propagation of acoustic waves are shown. The design of a bench intake is proposed to avoid the influence of ground test conditions on the test results.

Keywords: *acoustic test, aircraft, engine, test bench, intake.*

Введение

Несмотря на то, что требования стандарта ИКАО к допустимому уровню шума на местности предъявляются к конструкции воздушного суда в целом и не применяются к его отдельным компонентам, исследования генерации и распространения шума и вклада отдельных элементов планера и силовой установки в общий уровень шума проводятся на регулярной основе. Так одним из видов инженерных, либо сертификационных испытаний двигателей для гражданских самолетов является испытание по определению уровня шума на открытом стенде. На основе результатов данных испытаний может быть выполнена как расчетная оценка уровня шума самолета в контрольных точках на взлетно-посадочной траектории, так и оценка эффективности мероприятий, внедренных в конструкцию двигателя с целью снижения его шума.

Учитывая различия в условиях проведения летных и наземных испытаний, необходимо обеспечить максимальное подобие не только основных термогазодинамических процессов в двигателе, но и процессов генерации и распространения шума.

В авиационных двигателях со средней или высокой степенью двухконтурности значительный вклад в общий уровень шума вносит ступень вентилятора. Именно на снижение шума вентилятора направлены основные усилия при акустическом проектировании двигателей. Механизмы генерации шума в ступени вентилятора, его распространения во входном и выходном каналах, а также его излучение в дальнее поле из воздухозаборника и выходного устройства изучены достаточно хорошо, что позволяет сформировать детальные требования к проведению стендовых измерений шума. Данные требования, например, описаны в ОСТ 1 00036-84 «Двигатели газотурбинные и силовые установки. Акустические характеристики и методы их измерения» [1]. Требования данного ОСТ определяют применение типового лемнискатного воздухозаборника для измерений шума, что позволяет сформировать акустическое свидетельство на двигатель без его привязки к конкретному самолету.

Обратим внимание, что при использовании двигателя на разных самолетах величина потребной тяги, число оборотов вентилятора и другие газодинамические параметры будут отличаться, что приводит к необходимости при стендовых испытаниях подбора режимов работы двигателя с учетом требуемых характеристик самолета на взлетно-посадочной траектории. Данный вопрос в статье не рассматривается, т.к. он связан с решением другой задачи по обеспечению соответствия результатов стендовых испытаний условиям полета, а именно задачи обеспечения газодинамического подобия.

Учитывая возможность применения двигателя на разных типах самолетов, что подразумевает различия в конструктивном исполнении мотогондолы, а, следовательно, и отличия конфигурации воздухозаборника от типового стендового входного устройства, целесообразно определить влияние данных отличий на условия распространения шума во входном канале вентилятора и разработать способы повышения достоверности

результатов испытаний.

Методики проведения стендовых испытаний, позволяющие использовать их результаты, в процедурах ИКАО по нормированию шума самолетов на местности указаны в техническом руководстве 9501 Приложения 16. Том 1 стандарта ICAO [2]. Данное руководство требует обеспечения подобия условий распространений шума ударных волн и высокой степени однородности потока в канале вентилятора, чего возможно добиться только посредством специальной конструкции воздухозаборника.

1. Особенности генерации шума в ступени вентилятора и его излучения через воздухозаборник двигателя

Вентиляторы современных авиационных двигателей имеют достаточно сложную пространственную конфигурацию лопаток рабочего колеса и спрямляющего аппарата, что обуславливает достаточно сложную структуру акустического поля, генерируемого различными аэродинамическими явлениями в ступени (рисунок 1). Вращение лопаток рабочего колеса, генерация турбулентных структур в радиальном зазоре над лопатками, в закрученных следах за лопатками, а также на стенках канала вентилятора и взаимодействие этих структур с лопатками статора (ротор-статор взаимодействие) являются основными источниками тонального и широкополосного шума. Наличие вращающихся скачков уплотнения на высоких режимах работы двигателя значительно увеличивает интенсивность тонального шума, излучаемого в переднюю полусферу [3, 4]. При этом из-за нелинейного характера распространения ударных волн вдоль канала воздухозаборника их амплитуда сильно снижается [5], и поэтому для повышения точности в статических испытаниях двигателя необходимо воспроизводить длину самолетного воздухозаборника.

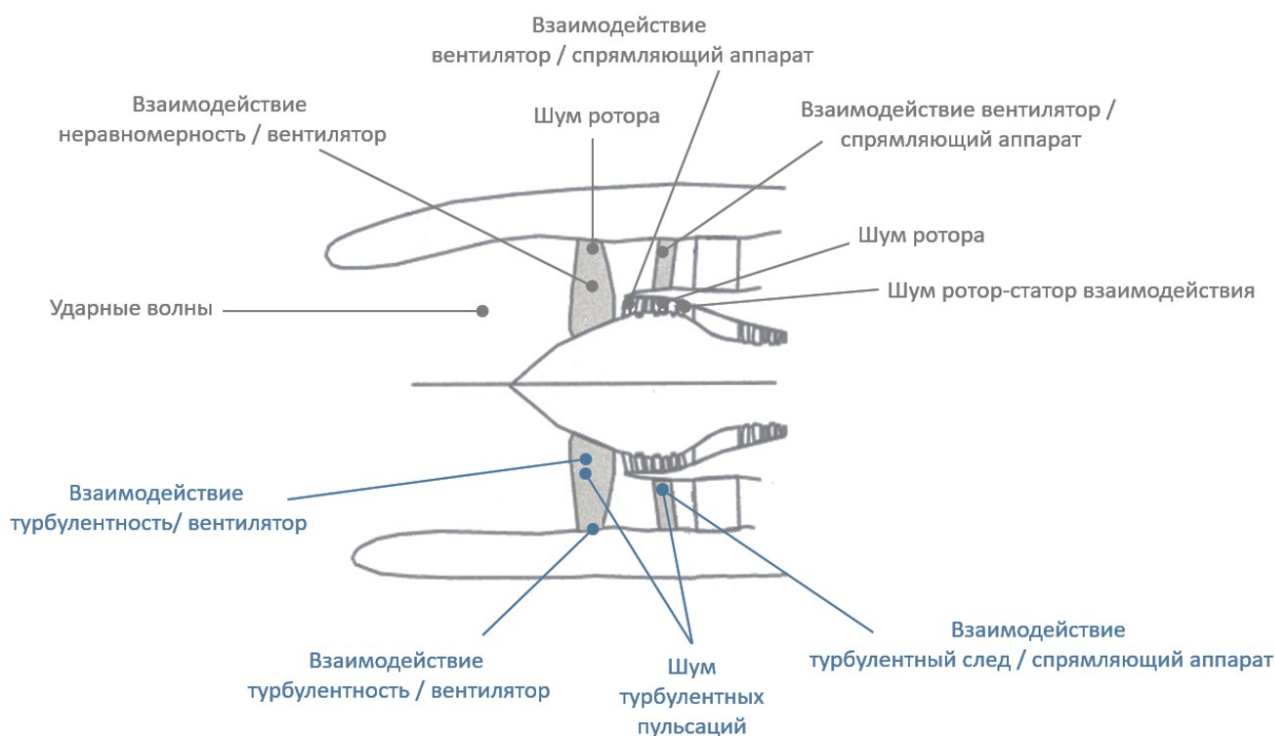


Рис. 1. Основные источники шума в вентиляторе

Для анализа акустических пульсаций в каналах вентилятора широко применяется теория о распространении звуковых волн в кольцевых или цилиндрических каналах турбомашин. Звуковые волны в таких каналах распространяются в виде суперпозиции

простейших форм колебаний (звуковых мод), которые характеризуются азимутальным числом (количеством узловых диаметров) и радиальным числом (количеством узловых окружностей). Примеры таких акустических мод показаны на рисунке 2.

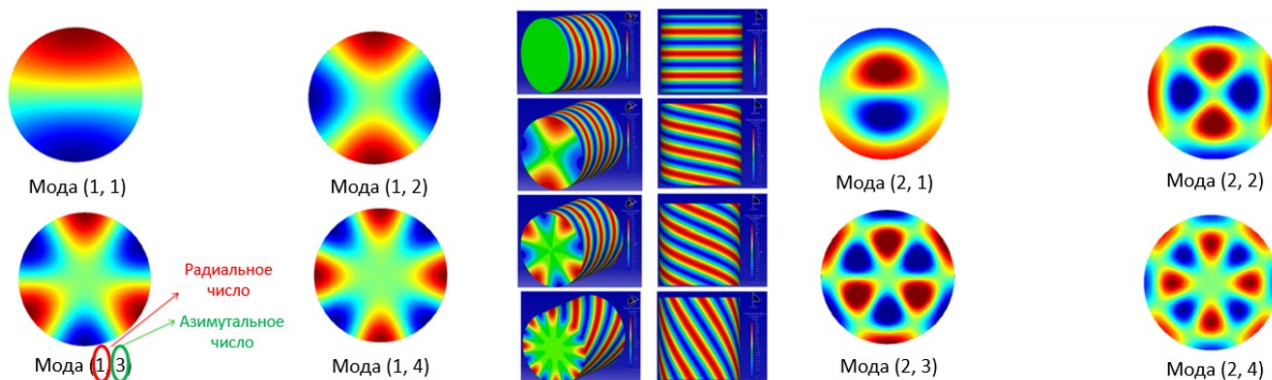


Рис. 2. Примеры форм акустических мод в канале вентилятора

Для адекватного воспроизведения перечисленных выше сложных явлений во время стендовых испытаний требуется учесть максимальное количество факторов, которые реализуются в полете самолета, а именно: эффекты рефракции звука в неоднородном поле скоростей в воздухозаборнике, включая эффект отражения звука от открытого конца воздухозаборника обратно в канал [6-9], нарастание пограничного слоя на стенках воздухозаборника и его влияние на распространение звуковых мод по тракту воздухозаборника [10], влияние длины и геометрического поджатия канала воздухозаборника [5, 9] и др.

2. Особенности течения воздуха в штатном входном устройстве авиационного двигателя гражданского назначения

Экспериментальное определение уровня шума на местности, создаваемого воздушным судном, выполняются в рамках инженерных или сертификационных испытаний с двигателем, максимально приближенным к типовой конструкции, а также штатной мотогондолой (рисунок 3).



Рис. 3. Общий вид мотогондолы авиационного двигателя

Воздухозаборники для данных двигателей спроектированы с учетом обеспечения требуемых аэродинамических характеристик, таких как низкий уровень потерь

полного давления, низкий уровень неравномерности потока перед вентилятором на всех эксплуатационных режимах.

Поле чисел Маха на режимах взлета, набора высоты и посадки, полученное с помощью компьютерного моделирования методом RANS, а также линии тока представлены на рисунке 4.

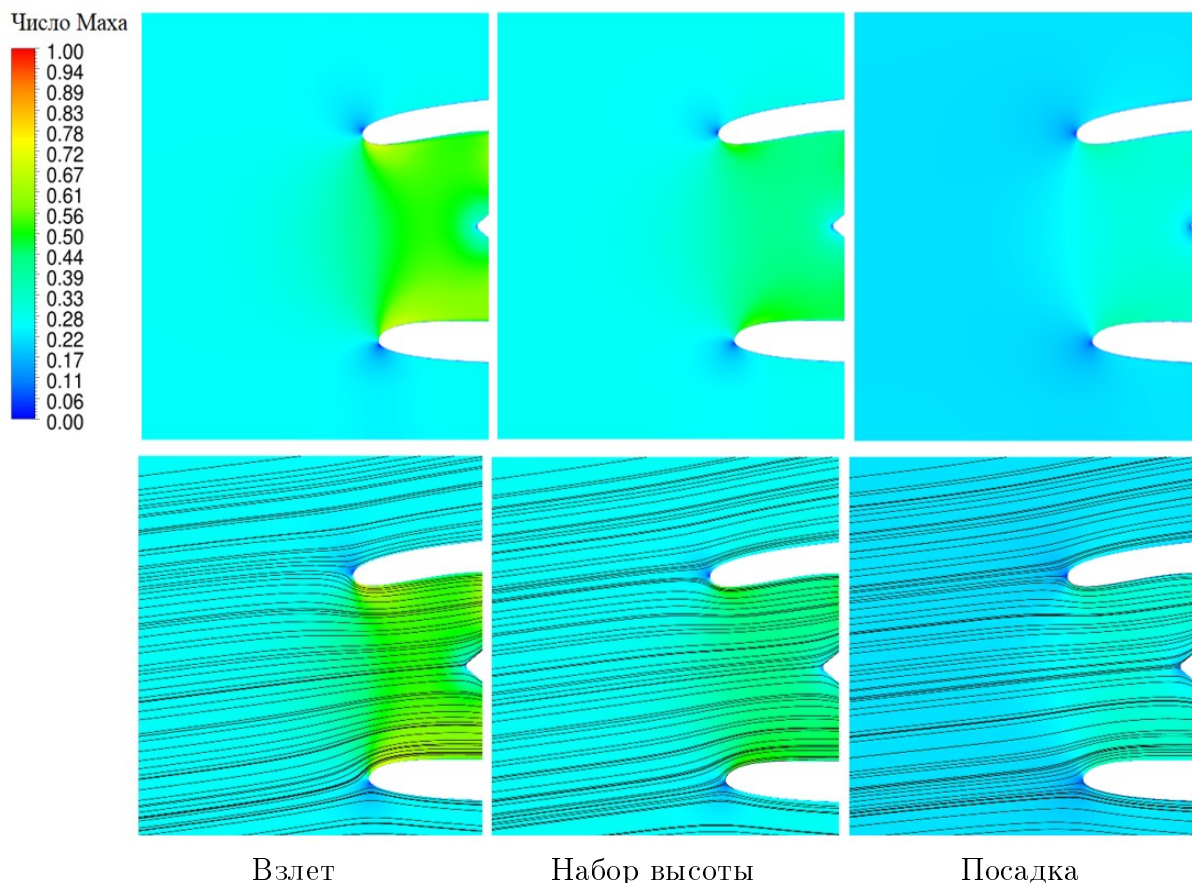


Рис. 4. Поле чисел Маха в продольном сечении канала воздухозаборника в условиях полета

Как видно, наибольшую неравномерность имеет поле чисел Маха, реализуемое на взлетном режиме, что обусловлено обтеканием губы воздухозаборника. Кроме того, видно различие в толщине пограничного слоя на стенках канала, что оказывает влияние на распространение акустических волн от вентилятора и процесс взаимодействия турбулентных пульсаций в пограничном слое с лопатками. В работах разных авторов, связанных с исследованием генерации шума в ступени вентилятора, в том числе в работе [11] отмечалось, что на взлетном режиме возможно возникновение ударных волн перед входными кромками лопаток вентилятора. В данном случае ударные волны могут быть доминирующим источником шума, поэтому при проведении стендовых испытаний изменение условий распространения ударных волн и вызываемых ими акустических возмущений может привести к некорректным результатам измерений.

Рассмотрим течение в штатном входном устройстве двигателя при его работе в условиях испытаний на открытом стенде. Поле чисел Маха для данных условий представлено на рисунке 5.

По результатам моделирования видно, что в условиях стенда при отсутствии набегающего потока точка натекания потока на губу воздухозаборника отсутствует, а всасывание воздуха происходит со всех направлений, что и оказывает влияние на

параметры обтекания криволинейной поверхности губы.

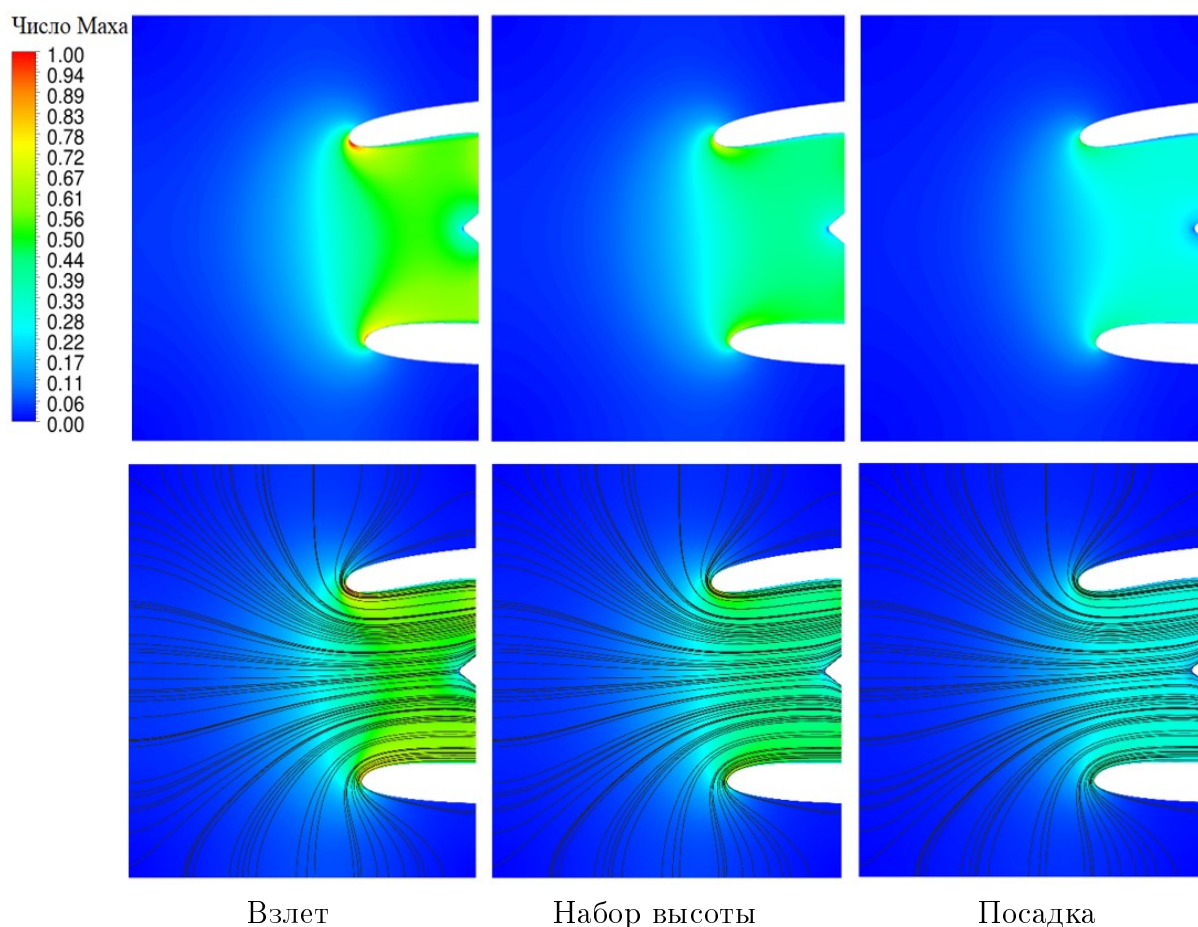


Рис. 5. Поле чисел Маха в продольном сечении канала воздухозаборника в условиях стендовых испытаний

Наиболее близкое к полетным условиям поле течения имеет место на режиме посадки. На режимах взлета и набора высоты при отсутствии набегающего потока течение в воздухозаборнике имеет существенное отличие от полетных условий как по величине чисел Маха, так и по толщине пограничного слоя. Особенно следует отметить наличие областей со сверхзвуковой скоростью вблизи губы воздухозаборника. Очевидно, что акустические возмущения, распространяющиеся от вентилятора вдоль стенок канала против потока, не смогут преодолеть данные высокоскоростные области, что приведет к их отражению и последующему затуханию. Это означает, что часть акустических мод, которые излучаются из воздухозаборника в условиях летных испытаний, в условиях стенда распространяться не будут, что приведет к некорректным результатам испытаний.

Учитывая наличие в канале воздухозаборника звукопоглощающих конструкций, применение штатного воздухозаборника для стендовых испытаний может привести к неверной оценке их эффективности и внедрению необоснованных конструктивных мероприятий по их доводке.

3. Разработка специального входного устройства

Отечественные и международные нормативные документы содержат различные требования в части конфигурации входного устройства для стендовых испытаний. Так, например, в ОСТ 1 00036-84 [1] указана необходимость использования типового воздухозаборника длиной не более, чем два диаметра входного сечения двигателя

и имеющего плавно закругленные входные кромки. Техническое руководство 9501 Приложения 16. Том 1 стандарта ICAO [2] требует при стендовых испытаниях воспроизведения полетных условий, а также всех элементов шумоглушения, если таковые имеются на двигателе.

Учитывая различия в полетных и стендовых условиях, необходимо подобрать такую форму воздухозаборного канала, которая обеспечивала бы подобие летным испытаниям с точки поля скорости, параметров потока вблизи стенок канала, интегральный уровень потерь, а также размещение всех элементов системы шумоглушения и системы управления двигателем. В данной работе выбрано техническое решение, которое позволило сохранить оригинальную форму и конструкцию входного канала воздухозаборника при модификации формы его губы. Это дало возможность использования элементов штатного воздухозаборника для проведения стендовых испытаний при изготовлении входной насадки специальной формы. Реализованные изменения показаны на рисунке 6.

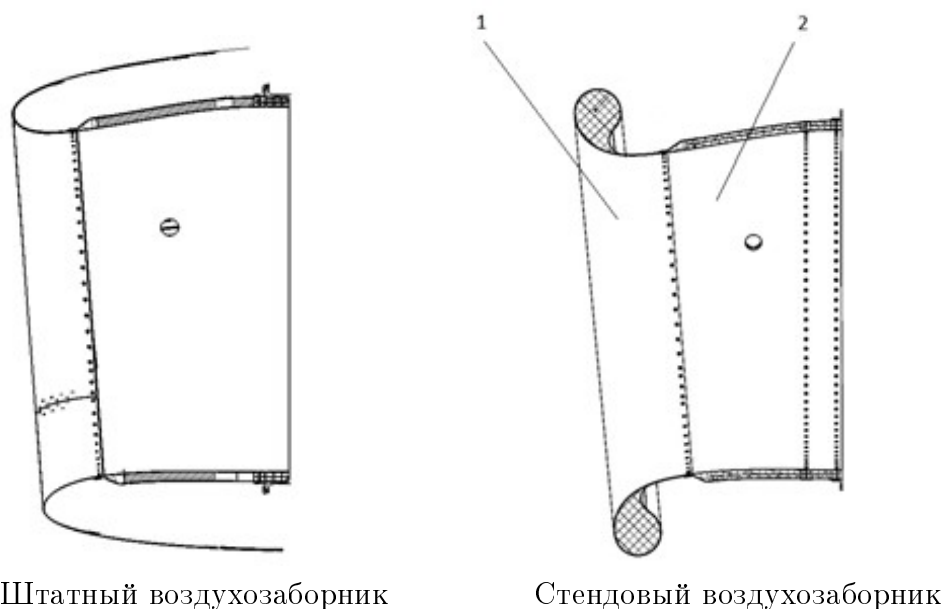


Рис. 6. Модификация конструкции воздухозаборника: 1 – лемниската, 2 – корпус штатного воздухозаборника

Конструкция представляет собой неосесимметричную лемнискатную входную часть (позиция 1), которая устанавливается на фланец корпуса штатного воздухозаборника (позиция 2).

Использование в составе предлагаемого входного устройства штатного корпуса воздухозаборника обеспечивает идентичность условий распространения волн от вентилятора, а также обеспечивает возможность проведения испытаний с установкой штатных звукопоглощающих конструкций (ЗПК) в воздухозаборнике, что в свою очередь исключает необходимость изготовления отдельного комплекта ЗПК для проведения испытаний в случае использования стендового (симметричного) воздухозаборника, определенного по ОСТ 1 00036-84.

4. Исследование течения воздуха в специальном входном устройстве

Рассмотрим результаты компьютерного моделирования течения воздуха в специальном входном устройстве. На рисунке 7 показано поле чисел Маха на взлетном

режиме для условий полета и условий стендовых испытаний. Для сравнения показано поле чисел Маха в штатном воздухозаборнике на режиме взлета в полетных условиях.

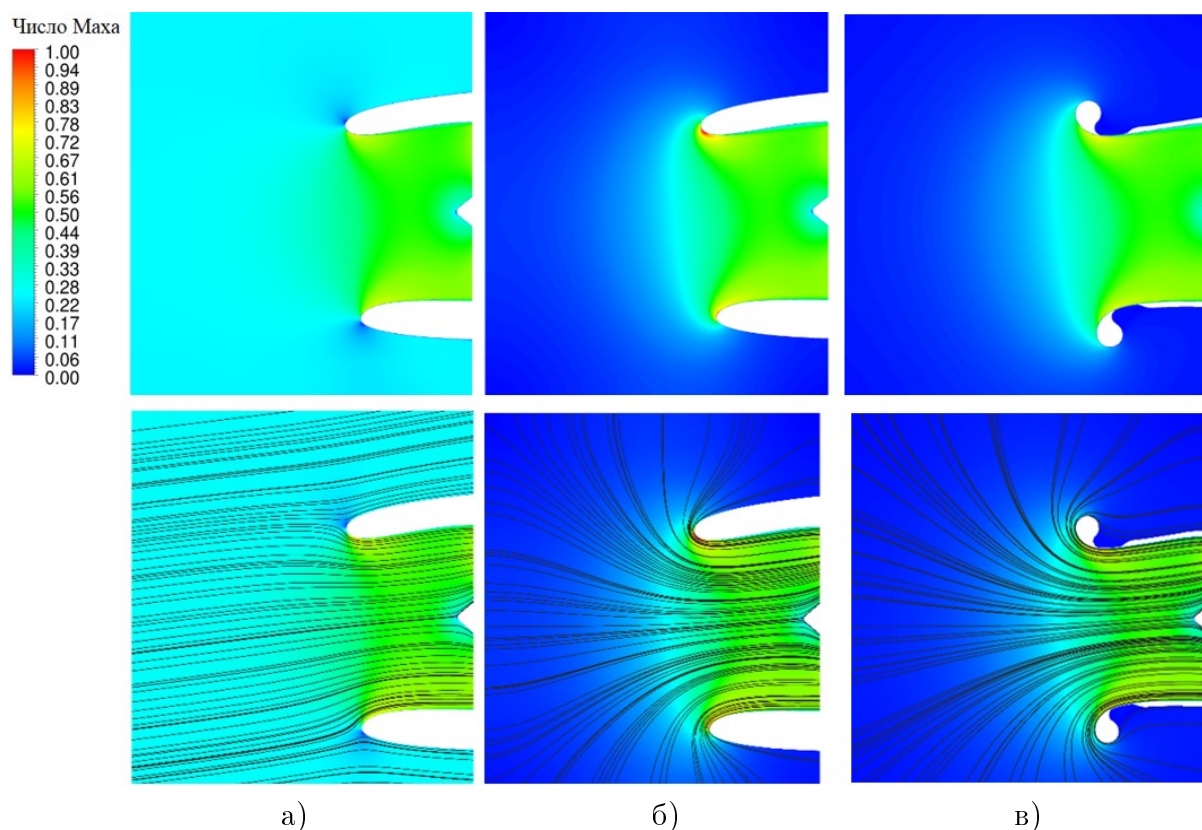


Рис. 7. Поле числе Маха в специальном входном устройстве в сравнении со штатным воздухозаборником (взлетный ежим): а) штатный воздухозаборник в условиях летных испытаний; б) штатный воздухозаборник в условиях стендовых испытаний; в) специальный воздухозаборник в условиях стендовых испытаний

Результаты моделирования показывают, что зоны со сверхзвуковыми скоростями на входной губе, которые имели место при стендовых испытаниях с применением штатного входного устройства в модифицированном входном устройстве отсутствуют. При этом наблюдается идентичное распределение скоростей в канале как на входном участке, так и по всей длине канала. Более подробно сравнение поля скорости в воздухозаборниках двух типов показано на рисунке 8.

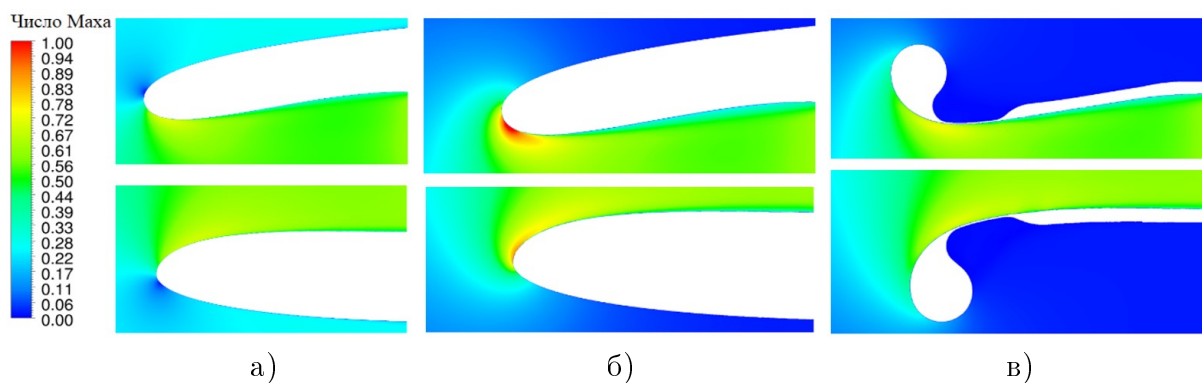


Рис. 8. Поле числе Маха вблизи стенки входного устройства: а) штатный воздухозаборник в условиях летных испытаний; б) штатный воздухозаборник в условиях стендовых испытаний; в) специальный воздухозаборник в условиях стендовых испытаний

Как видно из рисунков, разработанная конструкция скошенного лемнискатного воздухозаборника позволила обеспечить высокую степень однородности потока в воздухозаборнике при сохранении длины и внутренней формы канала самолетного воздухозаборника, а также обеспечить подобие по распределению скорости потока вблизи стенки канала, что отвечает требованиям технического руководства 9501 ИКАО в части методики проведения статических испытаний двигателей.

Заключение

Результаты, представленные в данной работе, подтверждают различия в структуре потока, которые реализуются в полетных и стендовых условиях, что может оказывать влияние на распространение акустических волн во входном канале вентилятора.

В целях минимизации данного влияния и обеспечения условий течения воздуха воздухозаборнике приближенных к условиям летных испытаний предложена конфигурация стендового воздухозаборника, которая позволяет сохранить максимальную унификацию со штатной конструкцией входного устройства, что дает возможность использовать при испытаниях элементы серийной системы шумоглушения и системы управления двигателем, установленные на корпусе воздухозаборника.

Предложенное решение удовлетворяет как требованиям ОСТ 1 00036-84 [1], так и требованиям Приложения 16. Тома 1 стандарта ICAO (doc 9501) [2] в части условий проведения стендовых акустических испытаний.

Результаты данной работы имеют практическую значимость для производителей гражданских авиационных двухконтурных двигателей, выполняющих работы по экспериментальной оценке уровня шума, генерируемого узлами авиационных двигателей, на открытом стенде, а также для разработчиков гражданских самолетов, использующих результаты стендовых испытаний двигателей для расчетной оценки уровня шума в контрольных точках.

Полученные результаты не позволяют определить количественное влияние на процесс распространения акустических мод в канале вентилятора и их излучение из воздухозаборника, однако дополняют работы других авторов в части практической реализации конструкции стендового воздухозаборника, снижающей данное влияние.

Одним из направлений дальнейших исследований в рамках данного направления является расчетная и экспериментальная проверка работоспособности и эффективности предложенной конструкции, применительно к какому-либо типу авиационного двигателя в рамках стендовых испытаний.

Список литературы

1. ОСТ 1 00036-84 Двигатели газотурбинные и силовые установки. Акустические характеристики и методы их измерения.
2. Doc 9501 AN/929 Environmental Technical Manual on the Use of Procedures in the Noise Certification of Aircraft.
3. Шур М.Л., Стрелец М.Х., Травин А.К. Применение зонного RANS-LES подхода к расчету шума вентилятора двухконтурных турбореактивных авиадвигателей// 10-я российская конференция Вычислительный эксперимент в аэроакустике и аэродинамике. Сборник трудов. - 2024. - С. 55-59.
4. Envia E., Wilson A.G., Huff D.L. Fan Noise: A Challenge to CAA//Int. J. CFD, v. 18. - 2004. - P. 471-480.

5. Юдин М.А., Копьев В.Ф., Чернышев С.А., Фараносов Г.А., Демьянов М.А., Бычков О.П. Об эволюции системы ударных волн, создаваемых лопатками вентилятора двигателя // Акустический журнал. - 2024, - Т. 70, № 3. - С. 47-57.
6. Tam C.K.W., Parrish S.A., Envia E., Chien E.W. Physics of Acoustic Radiation from Jet Engine Inlets. AIAA Paper 2012-2242.
7. Копьев В.Ф., Остриков Н.Н., Яковец М.А., Ипатов М.С., Кругляева А.Е., Сидоров С.Ю. Излучение звука из открытого конца канала, моделирующего воздухозаборник авиадвигателя в статических условиях и в потоке // Акустический журнал. - 2019, - Т. 65, № 1. - С. 59-73.
8. Остриков Н.Н., Яковец М.А., Ипатов М.С., Панкратов И.В. Валидация метода определения модального состава тонального звукового поля в цилиндрическом канале на основе синхронных измерений в канале и дальнем поле при отсутствии потока // Акустический журнал. - 2023. - Т. 69, № 2. - С. 216-229.
9. Башкатов В.В., Остриков Н.Н., Яковец М.А. Исследование влияния неоднородности скорости потока вблизи среза канала воздухозаборника на коэффициенты отражения звуковых мод // Акустика среды обитания (АСО-2022): VII Всероссийская конференция молодых ученых и специалистов (Москва, 26-27 мая 2022 г.): материалы конференции. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2022. - С. 21-34.
10. Остриков Н.Н. Асимптотический метод учета влияния пограничного слоя высокоскоростного потока на характеристики распространения звуковых мод в цилиндрическом канале с жесткими стенками // Доклады Российской академии наук. Физика, технические науки. - 2022. - Т. 506, № 1. - С. 104-112.
11. Пятунин К.Р., Архарова Н.В., Ремизов А.Е. Влияние подхода к моделированию турбулентности на точность прогнозирования уровня шума вентилятора турбореактивного двухконтурного двигателя // Акустический журнал. - 2020. - Т. 66, №6. - С. 1-9.

References

1. OST 1 00036-84 Dvigately Gazoturbinnye I Silovye Ustanovki. Akusticheskie Harakteristiki I Metody Ih Izmereniya.
2. Doc 9501 AN/929 Environmental Technical Manual on the Use of Procedures in the Noise Certification of Aircraft.
3. Shur M.L., Strelets M.H., Travin A.K. Using of zonal RANS-LES method to modeling of bypass aircraft engine fan noise // proceedings of 10 Russian Conference Numerical Experiment in Aeroacoustics and aerodynamics - 2024. - С. 55-59.
4. Envia E., Wilson A.G., Huff D.L. Fan Noise: A Challenge to CAA//Int. J. CFD, v. 18. - 2004. - P. 471-480.
5. Yudin M.A., Kopiev V.F., Chernyshev S.A., Faranosov G.A., Demyanov M.A., Bychkov O.P. On the evolution of a system of shock waves created by engine fan blades // Acoustical Physics. - 2024. - Vol. 70, № 3. - P. 444-452.
6. Tam C.K.W., Parrish S.A., Envia E., Chien E.W. Physics of Acoustic Radiation from Jet Engine Inlets. AIAA Paper 2012-2242.
7. Kopiev V.F., Ostrikov N.N., Yakovets M.A., Ipatov M.S., Kruglyaeva A.E., Sidorov S.Y. Radiation of sound from the open end of a duct simulating an air inlet under static conditions and in a flow // Acoustical Physics. - 2019. - Vol. 65, N 1. - P. 76-89.
8. Ostrikov N.N., Yakovets M.A., Ipatov I.S., Pankratov I.V. Validation of a Method for Determining the Modal Composition of a Tonal Sound Field in a Cylindrical Duct Based on Synchronous Measurements in the Duct and the Far Field in Absence of Flow // Acoustical Physics. - 2023. - Vol. 69, No. 2. - P. 228-240.

9. Bashkatov V.V., Ostrikov N.N., Yakovets M.A. Investigation of the effect of inhomogeneity of the flow velocity near the open end of the air intake duct on the reflection coefficients of sound modes // Acoustics of the habitat (ASO-2022): VII All-Russian Conference of Young Scientists and Specialists (Moscow, May 26-27, 2022): conference proceedings. M.: Publishing House of Bauman Moscow State Technical University, 2022. - P. 21-34.

10. Ostrikov N.N. An Asymptotic Method for Taking into Account the Influence of the Boundary Layer of a High-Speed Flow on the Propagation Characteristics of Sound Modes in a Cylindrical Duct with Rigid Walls // Doklady Physics. - 2022. - Vol. 506, No 1. - P. 104-112.

11. Pyatunin K.R., Arkharova N.V., Remizov A.E. How the Approach to Simulating Turbulence Influences the Accuracy of Predicting the Noise Level of a Bypass Turbojet Engine Fan // Acoustical Physics. - 2020. - Vol. 66, N 6. - P. 1-9.

УДК: 534.83
OECD: 1.03

Экспериментальное исследование шума винто-кольцевого двигателя

Чернышов П.С.^{1*}, Кузнецов П.Н.²

¹Младший научный сотрудник научно-исследовательской лаборатории «Газотурбинные и энергетические комплексы», Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ,

²Старший научный сотрудник научно-исследовательской лаборатории «Динамика полёта и управление беспилотных авиационных систем», Севастопольский государственный университет, г. Севастополь, РФ

Аннотация

В статье представлено экспериментальное исследование акустических характеристик спроектированного винто-кольцевого двигателя. Оцениваются значения уровня звукового давления в различных точках пространства вне области конвективного потока. Для оценки акустической эффективности проводятся замеры как спроектированного винто-кольцевого двигателя, так и его конструкции без использования внешнего воздушного кольца, то есть исключительно воздушного винта. Значения уровня звукового давления измеряются с изменением его скорости вращения и угла установки лопастей, что даёт возможность оценить изменение акустического поля при динамическом управлении режимом работы. Исследование показало, что использование воздушного кольца вместе с воздушным винтом позволяет существенно изменить аэроакустическое поле и повысить акустическую эффективность двигателя в целом. Наблюдается заметное снижение шума при работе пропеллера и оценивается снижение значения уровня звукового давления. Экспериментальные результаты подтверждают эффекты, полученные ранее в численных расчетах винто-кольцевого двигателя, а также гипотезы, принятые на этапе проектирования.

Ключевые слова: аэроакустика, эксперимент, винто-кольцевой двигатель, беспилотные летательные аппараты, шум воздушного винта

Experimental study of an impeller propulsion system noise

Chernyshov P.S.^{1*}, Kuznetsov P.N.²

¹Junior Researcher, Research Laboratory 'Gas Turbine and Power Complexes', Baltic State Technical University 'VOENMEH', St. Petersburg, Russia,

²Senior Researcher, Research Laboratory 'Flight Dynamics and Control of Unmanned Aerial Systems', Sevastopol State University, Sevastopol, Russia

Abstract

The paper presents an experimental study of the aeroacoustics of the developed impeller propulsion device. The values of the sound pressure level at different points in space outside the convective flow are considered. To evaluate the acoustic efficiency, measurements are made of both the designed impeller and its design without the use of an external air ring, i.e. only the propeller. The sound pressure level values are measured with changing its rotation speed and blade angle, which makes it possible to evaluate the acoustic field

*E-mail: ChernPvl@yandex.ru (Чернышов П.С.)

change under dynamic control of the operation mode. A noticeable reduction in noise during impeller operation is observed and a reduction in the sound pressure level is estimated. The experimental results confirm the effects obtained in early numerical calculations, as well as the hypotheses adopted at the design stage.

Keywords: *aeroacoustics, experiment, impeller, unmanned aerial vehicles, impeller noise*

Введение

На сегодняшний день огромное распространение получают беспилотные летательные аппараты (далее БЛА) мультикоптерного типа. Они широко применяются для аэрофотосъемки, например для мониторинга земель сельскохозяйственного назначения, водных и лесных массивов, маркшейдерских работ на горных предприятиях, различных промышленных объектах, в поисковых и археологических работах. Также перспективным направлением использования БЛА является перевозка грузов различной массы и назначения, в том числе в условиях городской среды. В связи с этим важной проблемой является экологический аспект их использования, в частности, наиболее острой проблемой является повышенное шумообразование БЛА, которое на сегодняшний день не удовлетворяет строгим нормам по шуму для БЛА с массой полезной нагрузки от 20 кг, то есть для наиболее востребованных размеров для грузоперевозок. Проектирование же транспортных БЛА по типу аэротакси подразумевает ещё более высокое излучение шума, что существенно ограничивает их разработку на сегодняшний день.

Современные транспортные и грузовые БЛА в полной мере сталкиваются с данными проблемами, отчего по большей части их применение вблизи и внутри городской среды невозможно и требует значительных вложений в специальную инфраструктуру. Улучшение акустических свойств силовых установок открыло бы путь к широкому применению БЛА в условиях городской среды, что позволило бы существенно улучшить логистическую эффективность городов и населенных пунктов.

Под улучшением акустических свойств или повышением акустической эффективности подразумевается изменение показателя, который характеризует способность разработанной конструкции снижать уровень шума, излучаемый ВКД. В рамках данного объекта исследования таким показателем рассматриваются акустические характеристики в окружающем движитель пространстве.

1. Конструкция винто-кольцевого движителя

Основная роль в снижении шумогенерации беспилотных летательных аппаратов состоит в аэроакустическом совершенствовании их силовой установки, поскольку именно они являются наиболее интенсивным источником акустического излучения.

В качестве силовой установки БЛА обычно рассматриваются воздушные винты. Их использование позволяет реализовать схему мультикоптера, отличающуюся простотой конструкции, возможностью реализации режима вертикального взлёта и посадки и относительно простой системой управления.

Более предпочтительным вариантом является использование воздушного винта в совокупности с воздушным кольцом, имеющим аэродинамический профиль в своем сечении. Предложенная конструкция представлена на рисунке 1, где D_v – диаметр воздушного винта, D_k – внутренний диаметр воздушного кольца, L – продольная длина воздушного кольца, а h – ширина торцевого зазора между концом лопасти и внутренней стенкой воздушного кольца. В экспериментальных исследованиях использовался винто-

кольцевой движитель с диаметром воздушного винта $D_v = 0,78$ м, $h = 3,9$ мм, длина $L = 0,469$ м, $D_k = 0,7878$ м.

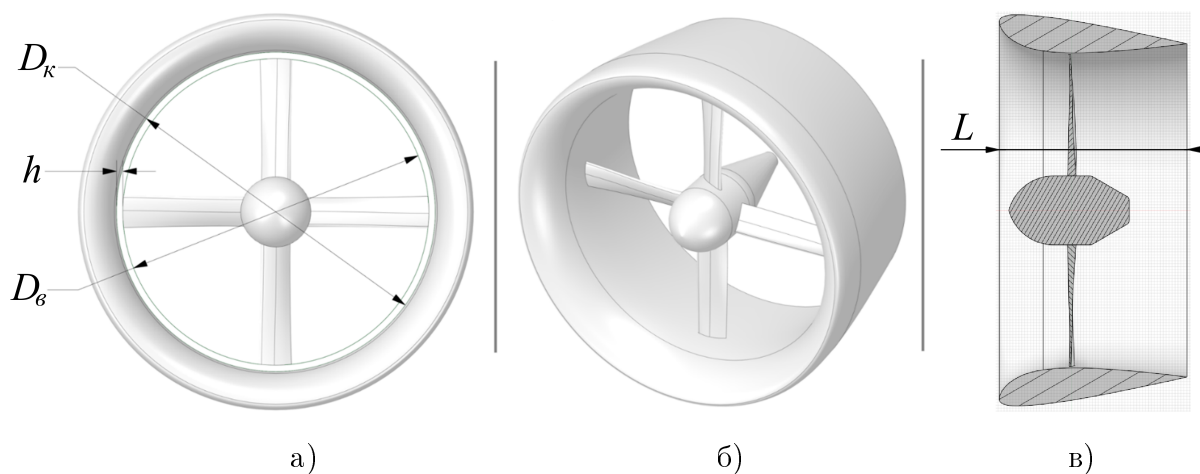


Рис. 1. Конструкция винто-кольцевого движителя (а – вид в плане; б – изометрический вид, в – осевое сечение)

Воздушное кольцо позволяет увеличить скорость потока в плоскости вращения винта и, следовательно, расход воздуха через ометаемую воздушным винтом площадь. Воздушный винт расположен в наиболее узком сечении канала воздушного кольца и за счёт своего вращения позволяет создать циркуляцию скорости вокруг профиля кольца. Это приводит к увеличению тяги движителя и заметному снижению момента сопротивления вращению на лопастях воздушного винта, что увеличивает профильный коэффициент полезного действия (далее КПД) лопастей.

Конструкция воздушного кольца крайне эффективно работает с высоконагруженным воздушным винтом К184В, который характеризуется высоким значением тяги, приводной мощности, а также низкими габаритами. Совокупность винта и кольца образует единую конструкцию, которая называется винто-кольцевой движитель (далее ВКД).

В плане аэродинамических свойств конструктивные особенности данного движителя приводят к увеличению тяги всего движителя на некоторых режимах полёта в 1,5-2 раза при сопоставимой приводной мощности. Несмотря на это, данная конструкция пока не распространена на БЛА в силу необходимости обеспечения эффективного для них режима полёта и подбора нужного профиля и кривки лопастей воздушного винта. Воздушное кольцо также может быть полезно для снижения генерации шума, поскольку оно не только экранирует шум, снижая его интенсивность в некоторых направлениях, но и также позволяет гасить турбулентные вихри, образующиеся на концах лопастей и являющиеся также источниками широкополосного шума.

Данная конструкция движителей уже рассматривалась в работах [1-4], где оценивалась их эффективность и применимость на грузовом БЛА при различных режимах полёта. Также особую исследовательскую глубину получили методы математического моделирования вращения ВКД [5-11] и влияние различных геометрических параметров ВКД, включая схему воздушного винта в составе движителя, на его аэродинамические свойства.

Численно оценивалось и аэроакустическое поле при работе ВКД [12-15]. Для рассматриваемой конструкции ВКД в работе [13] численным расчетом с применением акустической аналогии Фокса Вильямса-Хоукинга [16, 17] были определены

аэроакустическое поле при работе ВКД и направленность шума.

В классических работах, шум вращения воздушного винта разделяют на поверхностный шум, возникающий в результате воздействия на среду стационарных относительно лопастей аэродинамических сил, и на объёмный шум, возникающий вследствие периодического вытеснения среды объёмом лопастей при их вращении [18-19]. Также выделяют ударно-волновой шум, возникающий при взаимодействии ударно-волновых структур, шум вибрации поверхности лопасти, вихревой шум, вызванный срывом вихрей с обтекаемых поверхностей, и другие составляющие. С точки зрения газодинамики источником шума является совокупность когерентных турбулентных вихрей, которые генерируют акустические колебания либо на твердых поверхностях, например на лопастях, либо в аэродинамическом следе возмущенного потока.

В силу того, что результатом численного расчета являются пространственные поля газодинамических параметров, полностью описывающих физический процесс работы воздушного винта и индуцируемого им потока во всех точках рассматриваемого пространства, в задачах газодинамики обычно такая классификация шума не имеет четкого разделения. Однако такое разделение приводится для описания отдельных составляющих состава шума и преобладающих механизмов шумообразования на твердых поверхностях и в локальных областях физического пространства.

На данном этапе проводятся экспериментальные исследования изготовленной модели ВКД на газодинамическом стенде, где оцениваются исходящие от ВКД параметры излучения шума, а сами результаты численного моделирования используются для верификации математической модели и численной методики моделирования в целом. Верификация численной методики позволит скорректировать или подтвердить численную методику, что позволит более качественно проводить проектирование движителя методом моделирования газодинамики.

2. Постановка экспериментального исследования

Экспериментальное исследование генерируемого винтами БЛА уровня звука (далее УЗ) с помощью шумомера, было проведено в соответствии с разработанным методологическим планом, состоящим из трёх основных этапов:

1. Комплексная подготовка экспериментального стенда. Интеграция системы одновременного измерения УЗ в двух пространственных точках. БЛА был размещен в вертикальной плоскости на специально сконструированном измерительном стенде. Система управления БЛА была модифицирована для обеспечения возможности ручного регулирования частоты вращения винтомоторной группы и шага винта. Для агрегации и визуализации полученных данных было разработано специализированное программное обеспечение. Завершающим элементом подготовительного этапа стало позиционирование измерительных приборов в заранее определенных контрольных точках.

2. Проведение серии измерений УЗ от частоты вращения при различных углах установки винтов изменяемого шага (далее ВИШ). Винт изменяемого шага представляет из себя воздушный винт с устройством для изменения угла поворота лопастей. Уровень звука измерялся с частотной коррекцией А в соответствии с ГОСТ 12.1.026-80 «Шум: Определение шумовых характеристик источников шума в свободном звуковом поле над звукоотражающей плоскостью».

3. Проведение аналогичных измерений УЗ в зависимости от частоты вращения, но с использованием винто-кольцевого движителя.

На рисунке 2 схематически представлена экспериментальная система, включающая винто-кольцевой движитель и систему микрофонов для проведения акустических

измерений.

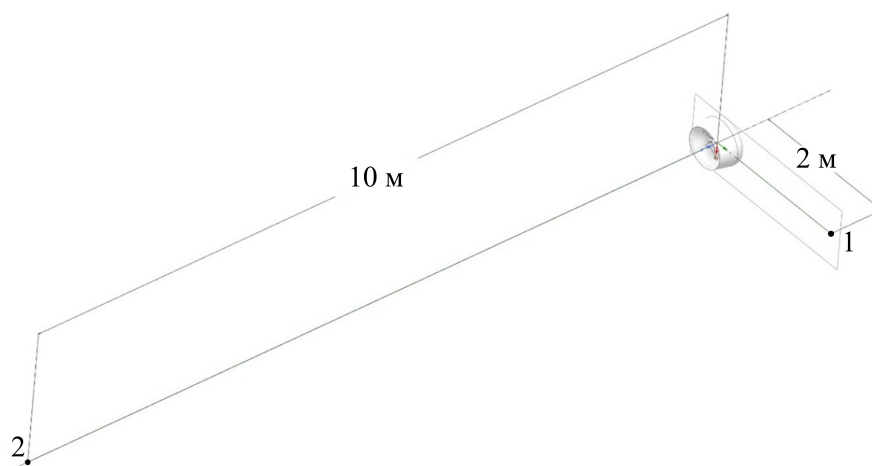


Рис. 2. Конфигурация экспериментальной установки (микрофоны расположены в точках 1 и 2)

В силу осевой симметрии движителя замеры УЗ проводились лишь в двух принципиальных точках, а именно в точке, находящейся на оси вращения воздушного винта ВКД на удалении 10 м (вдоль оси вращения по направлению потока) и в точке, находящейся в плоскости вращения на расстоянии 2 м от оси вращения (перпендикулярно потоку).

Экспериментальный стенд был расположен на открытом пространстве, вдали от отражающих поверхностей. Основной целью было обеспечение удалённости отражающих поверхностей от локальной области существования основных источников шума, то есть вблизи ВКД и вдали от индуцируемого им турбулентного потока. Экспериментальный стенд предполагает работу ВКД на высоте ~ 2 м. Поправки, связанные с переотражением, в результаты расчета не вносились.

Существенным аспектом экспериментальной конфигурации является тот факт, что оба микрофона были намеренно размещены вне ядра воздушного потока, генерируемого винто-кольцевым движителем. Данное решение позволяет минимизировать влияние турбулентных возмущений на результаты акустических измерений и обеспечивает регистрацию преимущественно акустического давления, а не давления конвективного потока струи.

Такая схема расположения измерительного оборудования обеспечивает комплексный анализ пространственного распределения звукового давления, создаваемого винто-кольцевым движителем, что является ключевым фактором для понимания акустических характеристик исследуемой системы в различных режимах её функционирования.

В рамках данного этапа исследования была реализована специализированная измерительная система для регистрации уровня звукового давления. Она представляет из себя совокупность приборов, необходимых для измерения (конденсаторные микрофоны, преобразователи сигналов, понижающий DC/DC преобразователь), микроконтроллера и программного обеспечения, которое посылает ему сигналы и принимает их.

Измерения уровня звука проводились шумомером на базе прецизионного конденсаторного микрофона AWA 14425 с интегрированным анализатором спектра и А-коррекцией в соответствии с ГОСТ 17187-2010. Для минимизации погрешности перед каждым сеансом измерений выполнялась калибровка акустическим калибратором AWA 6221 (класс 1, погрешность $\pm 0,3$ дБ). Условия окружающей среды контролировались:

температура $20 \pm 2^\circ\text{C}$, влажность $50 \pm 5\%$, фоновый шум < 30 дБ. Пространственное расположение микрофонов было выбрано с учетом необходимости получения данных о распространении звукового давления в различных направлениях относительно источника. Для устранения влияния фонового шума применялась частотная фильтрация. Разность УЗ вычислялась как среднее арифметическое для 10 серий измерений в каждом режиме.

Для сохранения и визуализации уровня звукового давления, измеряемого микрофонами, использовалась программа на языке Python. Данная программа представляет собой приложение с графическим интерфейсом пользователя для мониторинга уровня шума в реальном времени.

Программа обрабатывает полученные данные с микрофонов, преобразуя их в числовой формат и сопоставляя с текущей меткой времени. Полученные данные имеют формат "NOISE_DATA, значение1, значение2", где значения соответствуют уровням шума, зарегистрированным двумя микрофонами. Затем происходит визуализация данных в виде двух графиков, отображающих уровни шума с каждого микрофона в режиме реального времени. Графики автоматически масштабируются для отображения всего массива полученных данных.

Так как в качестве исследуемого объекта использовался ВКД с организацией управления за счёт изменения угла установки лопастей, а не изменением скорости вращения ротора, на контроллере также была организована возможность подачи управляющего сигнала изменения этого угла. Система управления за счёт изменения угла установки (применение ВИШ) имеет ряд преимуществ, главным из которых является пониженная инерционность в выполнении управляющего сигнала. Это крайне важно для задач, связанных с крупногабаритными БЛА, которые подвержены сваливанию и потере устойчивости.

3. Результаты экспериментальных исследований

Для анализа акустических характеристик ВКД была проведена серия экспериментов, направленных на измерение уровня звукового давления в зависимости от частоты вращения при различных углах установки лопастей воздушного ВИШ.

Методология эксперимента предусматривала систематическое варьирование двух ключевых параметров: угла установки лопастей и частоты вращения винта. Диапазон изменения угла установки лопастей был выбран от 0 до 40 градусов с шагом 10 градусов, что позволило исследовать пять различных конфигураций: 0° , 10° , 20° , 30° и 40° . Такой выбор диапазона обеспечил возможность оценки влияния угла атаки лопастей на акустические характеристики в широком спектре рабочих режимов.

Частота вращения винта варьировалась в диапазоне от 0 до 1800 об/мин. Этот диапазон охватывает режимы малых и средних оборотов, что позволяет получить представление об акустическом поведении винто-кольцевого движителя в диапазоне его режимов работы.

Важно заметить, что исследования проводились как на полной конструкции ВКД, так и на ВКД без использования кольцевого обтекателя в конструкции. Конструкция ВКД без использования кольцевого воздушного обтекателя, фактически, эквивалентна обычному воздушному винту, поэтому экспериментально есть возможность сравнивать две разные схемы движителя между собой.

В ходе каждого эксперимента производилась тщательная регистрация УЗ при фиксированном угле установки лопастей и последовательном изменении частоты вращения винта. Такой подход позволил получить детальные зависимости УЗ от частоты вращения для каждого исследуемого угла установки лопастей.

На рисунках 3-4 представлены графики с результатами измерения УЗ при вращении воздушного винта без использования кольцевого обтекателя, то есть обычного воздушного винта.

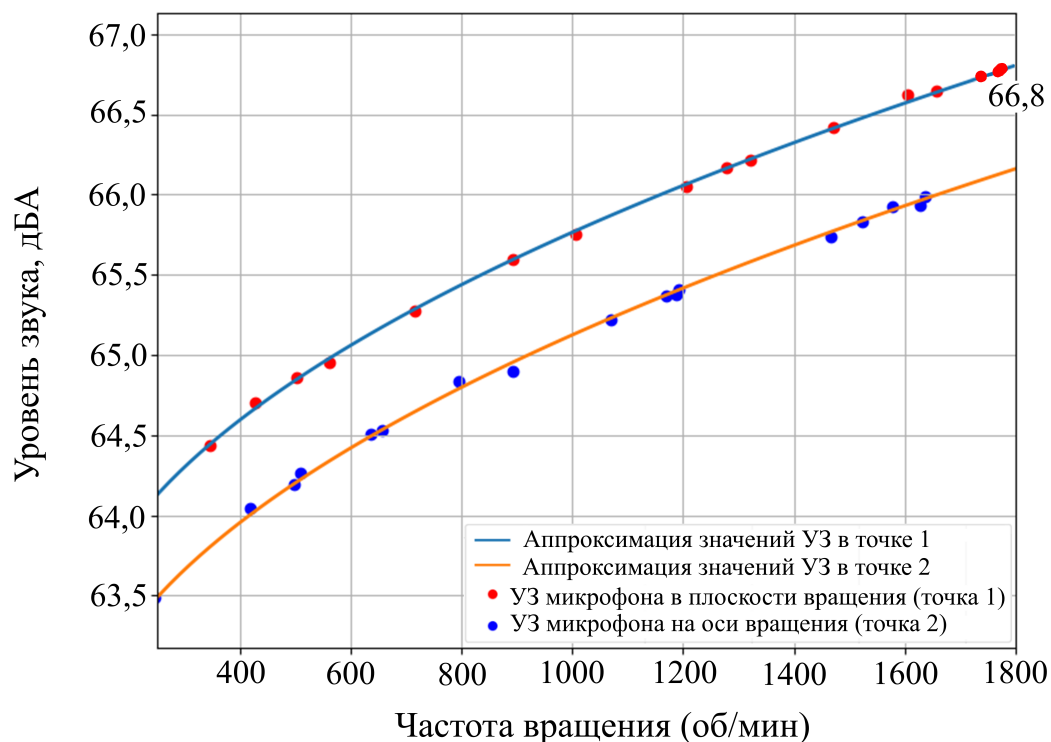


Рис. 3. Графики зависимости УЗ воздушного винта при установке лопастей на угол 10 градусов

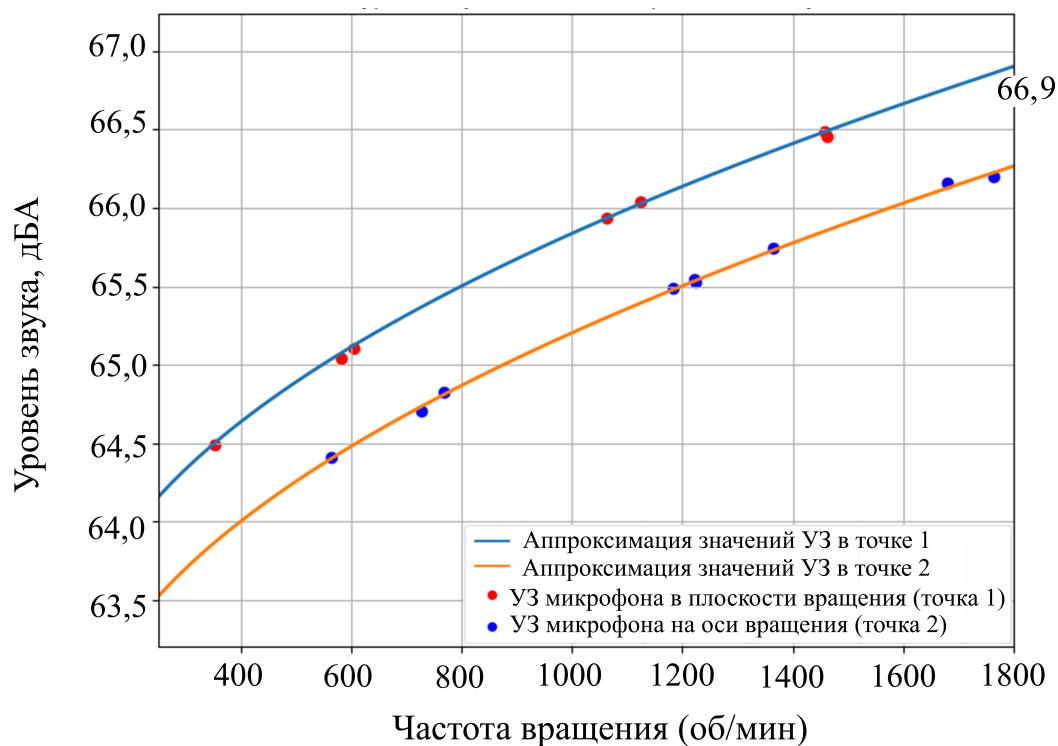


Рис. 4. Графики зависимости УЗ при установке лопастей воздушного винта на угол 30 градусов

Анализ полученных экспериментальных данных выявил интересную закономерность в акустическом поведении воздушного винта без воздушного кольца. В диапазоне частот вращения от 300 до 1800 оборотов в минуту наблюдается относительно стабильная разница в УЗ, измеренных двумя микрофонами при фиксированном угле установки лопастей. Эта особенность указывает на определенную стабильность акустической картины в широком диапазоне частот вращения воздушного винта. Более того, зависимости УЗ при изменении угла установки лопастей практически не меняются, на угле установки 10, 20 и 30 график УЗ от частоты вращения воздушного винта визуальным образом совпадают как по значениям, так и по характеру изменения (рисунки 3-4).

Для более детального изучения влияния угла установки лопастей на акустические характеристики была построена зависимость разницы УЗ от угла установки лопастей. Процесс обработки данных для построения этой зависимости включал несколько ключевых этапов.

Для более детального изучения влияния угла установки лопастей на акустические характеристики была построена зависимость разницы УЗ от угла установки лопастей. Процесс обработки данных для построения этой зависимости включал несколько ключевых этапов.

Прежде всего, был ограничен диапазон анализируемых данных, соответствующий частоте вращения винта от 300 до 500 оборотов в минуту, так как на нём наблюдается наибольшее изменение функции УЗ от скорости вращения. Далее была проведена фильтрация данных для уменьшения влияния случайных флуктуаций и повышения достоверности результатов. Для фильтрации был применен метод скользящего среднего. Этот метод эффективно сглаживает кратковременные колебания в данных, сохраняя при этом общий тренд зависимости. Выбор метода скользящего среднего обусловлен его простотой реализации и эффективностью для обработки временных рядов акустических измерений.

Использование среднего арифметического значения позволяет получить обобщенную характеристику акустического поведения для каждого угла установки, нивелируя влияние отдельных выбросов или нехарактерных значений. На рисунке 5 представлена зависимость разницы УЗ от угла установки лопастей.

Дальнейшие замеры шума происходили уже на движителе с кольцевым воздушным обтекателем, то есть на ВКД. На рисунке 6 представлен график зависимости уровня звука от частоты вращения винто-кольцевого движителя.

Анализ полученных зависимостей выявил интересную особенность: значения УЗ, регистрируемые первым микрофоном (расположенным в точке 1), устойчиво ниже показаний второго микрофона, как и в случае с вращением обычного воздушного винта. При частоте вращения 1000 об/мин разница составляет около 1,6 дБ, а при достижении 1800 об/мин увеличивается до 2,2 дБ. Этот результат примечателен тем, что он прямо противоположен картине, наблюдавшейся на предыдущем этапе эксперимента при использовании винтов без кольцевого обтекателя. Данный эффект может быть объяснен тем, что кольцевой обтекатель не только перенаправляет воздушный поток, смещая области повышенных турбулентных пульсаций, но и существенно влияет на характер распространения акустических волн, причем это влияние усиливается с ростом частоты вращения винта. Таким образом, акустическое поле искажается применением кольцевого обтекателя, отчего возникает ярко выраженная область, где направленность шума минимальна. Это полезно для проектирования БЛА, использующего ВКД в качестве движителей.

Иллюстрацией к этому выводу являются зависимости на рисунке 7.

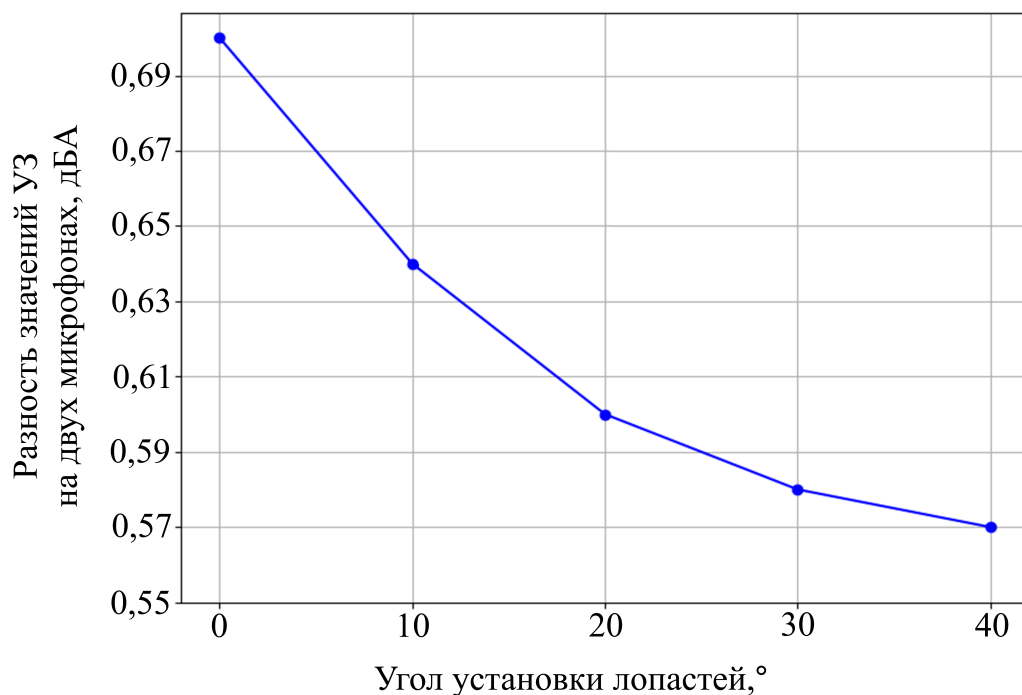


Рис. 5. Графики зависимости разницы УЗ между точками измерения от угла установки лопастей

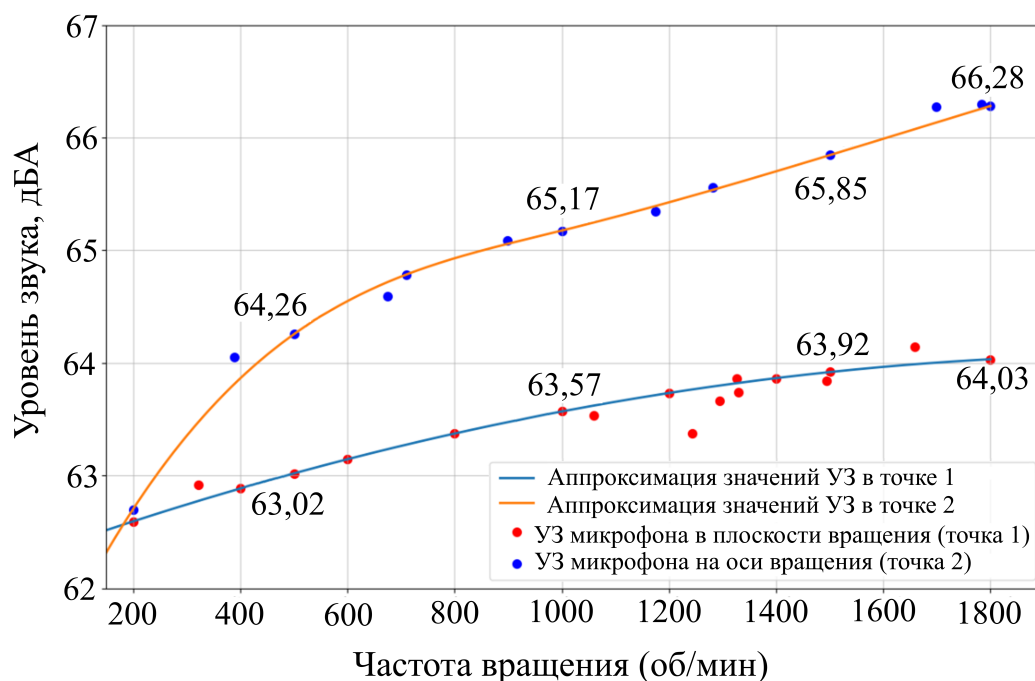


Рис. 6. Графики зависимости УЗ винто-кольцевого движителя при установке лопастей на угол 10-20 градусов

При работе ВКД наблюдается существенное увеличение разницы УЗ между замерах на микрофонах 1 и 2. С повышением частоты вращения ВКД значение данной разницы УЗ между микрофонами заметно растет. Так, при частоте вращения 500 об/мин разность УЗ между 1-м и 2-м микрофоном составила 1,2 дБ, а при частоте вращения 1800 об/мин – увеличилась почти вдвое до 2,2 дБ.

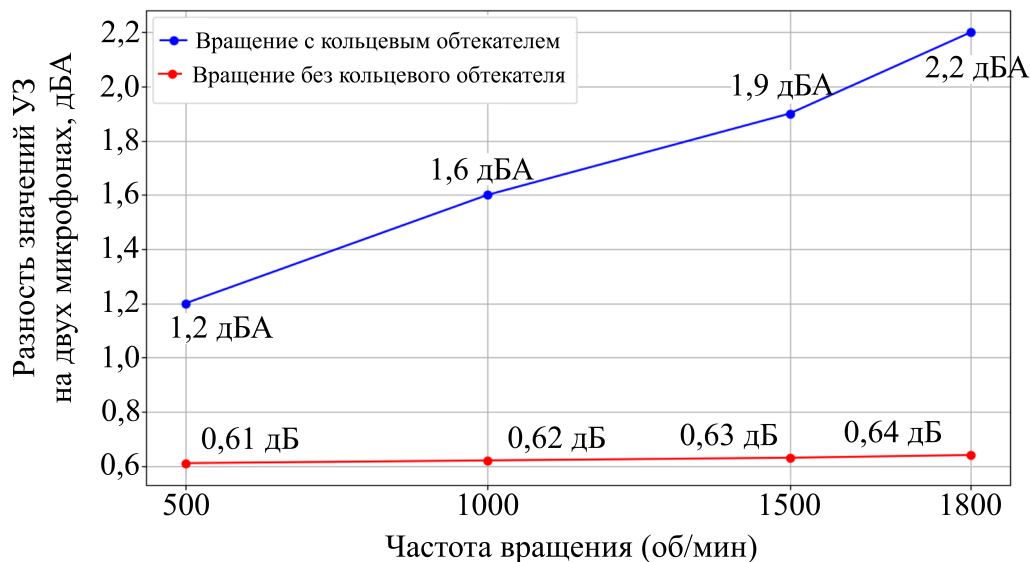


Рис. 7. Графики зависимости разницы УЗ между 1-м и 2-м микрофоном для воздушного винта и ВКД в зависимости от частоты их вращения

Заключение

По результатам исследования сделаны следующие выводы. Винто-кольцевой движитель эффективно изменяет направленность распространения звуковых волн, создаваемых вращающимся винтом. Эффективность применения воздушного кольца при росте нагрузки на лопасть возрастает не только в плане улучшения газодинамических характеристик, но и в плане подавления шума. Для сравнения, без использования винто-кольцевого движителя разница УЗ при 500 оборотах составила лишь 0,61 дБ, а при увеличении частоты вращения до 1800 об/мин она практически не изменилась, достигнув значения 0,64 дБ. При работе ВКД значения разницы УЗ в двух пространственных точках гораздо больше, и оно заметно увеличивается при увеличении скорости вращения ротора ВКД.

Применение кольца несколько снижает общий уровень шума. На рассмотренных в рамках эксперимента скоростях вращения с максимальным значением 1800 об/мин, общий уровень шума при использовании воздушного винта составляет 65 дБ, что соответствует шуму, генерируемому громким разговором. Применение для этого винта воздушного кольца (применение винто-кольцевого движителя) позволяет снизить общий уровень шума на осевом микрофоне на 3,5 дБ.

В реальном рабочем режиме скорость вращения ротора достигает 4000 об/мин, что, соответственно, является более интенсивным источником шума. Судя по характеру изменения разницы УЗ, при повышении нагрузки на лопасть за счёт увеличения скорости вращения, эффективность воздушного кольца на рабочем режиме будет только увеличиваться. В дополнение к базовому снижению УЗ в пространстве в целом (3,5-4 дБ на экспериментальном режиме, ~6% от общего уровня шума воздушного винта), ВКД, как видно из результатов, также экранирует часть пространства от повышенного шума. На рабочем режиме разница в уровне звука в разных точках может достигать 4 дБА. Таким образом, совокупное снижение шума в области, где наблюдается наименьшее излучение шума, может достигать от 8 до 10 дБА. Исходя из численного эксперимента, рассмотренного в работе [13], в области смешения при этом может наблюдаться повышенная генерация шума за счёт повышенной турбулентности в области схода вихрей.

Полученные экспериментальные результаты подтверждают, что конструкция ВКД обеспечивает снижение УЗ, что соответствует критериям акустической безопасности по ICAO Annex 16 (для БЛА) и FAA AC 36-1H (для винтовых систем). Таким образом, применение конструкции ВКД в качестве альтернативы обычным воздушным винтам является достаточно эффективным методом снижения шума БЛА.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в ходе реализации проекта «Фундаментальные основы аэродинамики, динамики полета и управления транспортных беспилотных авиационных систем нового поколения с распределенной силовой установкой», № FEFM-2024-0012.

This work was financially supported by the Ministry of Science and Higher Education of Russian Federation during the implementation of the project «Fundamentals of aerodynamics, flight dynamics and control of transport unmanned aerial systems of a new generation with a distributed propulsion system», № FEFM-2024-0012.

Список литературы

1. Остроухов С.П. Аэродинамика воздушных винтов и винтокольцевых движителей // М.: Физматлит. - 2014. - С. 328.
2. Шайдаков В.И. Влияние близости земли на аэродинамические характеристики летательного аппарата с несущей системой «винт в кольце» // Электронный журнал «Труды МАИ» - 2011. - N. 49. - С. 1–14.
3. Chen Jie et al. Numerical Investigations of Ducted Fan Aerodynamic Performance with Tip-Jet // Aerospace Science and Technology. - 2018. - Vol. 78. - P. 510-521.
4. Канатников А.Н., Акопян К.Р. Управление плоским движением квадрокоптера // Математика и математическое моделирование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. - 2015 - N 2. - С. 23–36.
5. Денисенко П.В., Чернышов П.С., Волков К.Н., Вокин Л.О. Численное моделирование обтекания винтокольцевого движителя квадрокоптера и определение его тяговых характеристик на различных режимах полета // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. - 2021. - N 2. - С. 49-56.
6. Булат М.П., Вокин Л.О., Волобуев И.А. Исследование винтокольцевых движителей. Сравнение винтокольцевых движителей с обычными однорядными и Х-образными двухрядными винтами // Изв. вузов. Авиационная техника. - 2023. - N 2. - С. 44–48.
7. Рыбаков Д.В., Дудников С.Ю., Булат П.В., Чернышов П.С., Вокин Л.О. Исследование численных подходов к моделированию крупномасштабных турбулентных вихревых течений на режиме вертикального взлета и посадки летательного аппарата // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. - 2021. - Т. 21. - N 3 - С. 410-417.
8. Рыбаков Д.В., Чернышов П.С., Вокин Л.О., Продан Н.В. Численное моделирование вертикальной посадки беспилотного летательного аппарата с винтокольцевыми движителями вихреразрешающими методами // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. - 2020 - N 4 - С. 197-200.
9. Гарипова Л.И., Батраков А.С., Кусюмов А.Н., Михайлов С.А., Баракос Д. Определение аэродинамических характеристик модели несущего винта на режиме осевого обтекания // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. - 2014. - N 3. - С. 7–13.

10. Диизи Ф., Баракос Дж., Кусюмов А. Н., Кусюмов С. А., Михайлов С. А. DES-моделирование обтекания несущего винта вертолета // Известия вузов. Авиационная техника. - 2018. - N 1. - С. 40–46.
11. Шайдаков В.И. Влияние близости земли на аэродинамические характеристики летательного аппарата с несущей системой «винт в кольце» // Электронный журнал «Труды МАИ». - 2011. - N. 49. - С. 1–14.
12. Денисенко П.В., Булат П.В., Чернышов П.С., Волков К.Н. Аэроакустические характеристики винтокольцевого движителя квадрокоптера на режиме вертикального взлета и посадки // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. - 2021. - N 4. - С. 66–73.
13. Bulat P., Chernyshov P., Kurnukhin A., Volkov K. Aeroacoustics of the impeller in hovering mode // Akustika. - 2021. - Vol. 39. - P. 18–23.
14. Rumsey C.L., Biedron R., Farassat F., Spence P. Ducted-fan engine acoustic predictions using a Navier-Stokes code // Journal of Sound and Vibration. - 1998. - Vol. 213, N 4. - P. 643–664.
15. Reboul G., Polacsek C., Lewy S., Heib S. Aeroacoustic computation of ducted-fan broadband noise using LES data // Journal of Acoustic Society of America. - 2008. - Vol. 123, N 5 - P. 3539–3539.
16. Hawkings D.L., Williams J.E., Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion. Philosophical transactions of the Royal Society of London. Series A: Mathematical and physical sciences, 1969. - 264 p.
17. Weckmueller C., Guerin S., Wellner J., Michel U. Ffowcs Williams & Hawkings Formulation for the Convective Wave Equation and Permeable Data Surface. 16th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (31st AIAA Aeroacoustics Conference), 2010.
18. Гутин Л. Я. О звуке вращения воздушного винта // ЖТФ. - 1942. - Т. 12, N 2–3.
19. Юдин Е.Я., Борисов Л. А., Горенштейн И. В. Борьба с шумом на производстве: Справочник // М. : Машиностроение, 1985. - 399 с.

References

1. Ostroukhov S.P. Aerodynamics of air propellers and propeller-ring propulsors // М.: Fizmatlit. - 2014. - P. 328.
2. Shaidakov, V.I. Influence of the ground proximity on the aerodynamic characteristics of an aircraft with the carrier system ‘propeller in a ring’ // Electronic Journal ‘Proceedings of MAI’ - 2011. - Учтены не все зам. 49. - P. 1–14.
3. Chen Jie et al. Numerical Investigations of Ducted Fan Aerodynamic Performance with Tip-Jet // Aerospace Science and Technology. – 2018. - Vol. 78. – P. 510–521.
4. Kanatnikov A.N.; Akopyan K.R. Control of flat motion of a quadcopter (in Russian) // Mathematics and Mathematical Modeling. Bauman Moscow State Technical University. - 2015 - N 2. - P. 23–36.
5. Denisenko P.V.; Chernyshov P.S.; Volkov K.N.; Vokin L.O. Numerical simulation of the flow around the ducted fan of a quadcopter and determination of its thrust characteristics in various flight modes // Russian Aeronautics. - 2021. – Vol.64, N 2. - P. 224–232.
6. Bulat M.P., Vokin L.O., Volobuev I.A. Research of ducted propellers. Comparison of ducted propellers with conventional single-row and x-shaped double-row propellers // Izv. of higher educational institutions. Aviation Engineering. - 2023. - N 2. – P. 44–48.
7. Rybakov, D.V.; Dudnikov, S.Yu.; Bulat, P.V.; Chernyshov, P.S.; Vokin, L.O. Investigation of numerical approaches to modeling of large-scale turbulent eddy currents in

the vertical takeoff and landing mode of an aircraft // Scientific and Technical Bulletin of Information Technologies, Mechanics and Optics. - 2021. - Vol. 21, N 3 – P. 410-417.

8. Rybakov D.V., Chernyshov P.S., Vokin L.O., Prodan N.V. Numerical simulation of the vertical landing of unmanned aerial vehicle with ducted fan propulsors by eddy-resolving methods // Russian Aeronautics. - 2020. - Vol. 63, N 4. - P. 776-780.

9. Garipova L.I., Batrakov A.S., Kussyumov A.N., Mikhailov S.A., Barakos G.N. Estimates of hover aerodynamics performance of rotor model // Russian Aeronautics. - 2014. - Vol. 57, N 3. - P. 223-231.

10. Diisi F., Barakos J., Kussyumov A. N., Kussyumov S. A., Mikhailov S. A. DES-modeling of a helicopter main rotor streamline // Izvestiya Vuzov. Aviation Engineering. - 2018. - N 1. - P. 40-46.

11. Shaidakov, V.I. Influence of the ground proximity on the aerodynamic characteristics of the aircraft with the carrier system 'propeller in the ring' // Electronic Journal 'Proceedings of MAI'. - 2011. - N. 49. - P. 1-14.

12. Denisenko P.V., Bulat P.V., Chernyshov P.S., Volkov K.N. Aeroacoustic characteristics of a quadcopter impeller in vertical take-off and landing mode // Russian Aeronautics. - 2021. - Vol. 64, N 4. - P. 661-669.

13. Bulat P., Chernyshov P., Kurnukhin A., Volkov K. Aeroacoustics of the impeller in hovering mode // Akustika. - 2021. - Vol. 39. - P. 18-23.

14. Rumsey C.L., Biedron R., Farassat F., Spence P. Ducted-fan engine acoustic predictions using a Navier-Stokes code // Journal of Sound and Vibration. - 1998. - Vol. 213, N 4. - P. 643-664.

15. Reboul G., Polacsek C., Lewy S., Heib S. Aeroacoustic computation of ducted-fan broadband noise using LES data // Journal of Acoustic Society of America. - 2008. - Vol. 123, N 5 - P. 3539-3539.

16. Hawkings D.L., Williams J.E., Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion. Philosophical transactions of the Royal Society of London. Series A: Mathematical and physical sciences, 1969. - 264 p.

17. Weckmueller C., Guerin S., Wellner J., Michel U. Ffowcs Williams & Hawkings Formulation for the Convective Wave Equation and Permeable Data Surface. 16th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (31st AIAA Aeroacoustics Conference), 2010.

18. Gutin L. Ya. About the sound of the air propeller rotation // ZhTF. - 1942. - Vol. 12, N 2-3.

19. Yudin E.Y., Borisov L.A., Gorenstein I. V. Noise control in production: Reference book // M. : Mashinostroenie, 1985. - 399 p.

УДК: 550.341+550.834
OECD: 01.03.AA

Моделирование низкочастотного гидроакустического поля в морских акваториях

Заславский Ю.М.¹, Заславский В.Ю.^{2*}

¹Д.ф.-м.н., в.н.с., ²К.ф.-м.н., с.н.с.,

^{1,2}Федеральное государственное бюджетное научное учреждение «Федеральный исследовательский центр Институт прикладной физики им. А.В. Гапонова-Грехова Российской академии наук», г. Нижний Новгород, РФ

Аннотация

В работе анализируются низкочастотные (20–100) Гц гидроакустические волны, распространяющиеся в глубоководных и в мелководных акваториях мирового океана. Выполняется двумерное (2D) численное моделирование структуры гидроакустического поля, излучаемого гармонически осциллирующим (пульсирующим) монополем, погруженным на глубину точки минимума скорости звука. Исследуются рефракционные волновые эффекты, обусловленные плавной стратификацией океана по глубине ~ 3 км. Моделируются особенности, связанные с волноводной дисперсией, присущей модовой структуре низкочастотных волн, в прибрежных районах так называемого «мелкого моря», имеющего глубину порядка 200 м. Показано, что на дистанциях от источника первых десятков километров в структуре гидроакустических волн остается несколько мод первых номеров. Представлены амплитудные распределения, на которых демонстрируются возможности оптимизации приемной антенны и повышения эффективности регистрации сигнала. Рассматриваются возмущения структуры поля при внесении локальной неоднородности в виде сферы в водную среду на расстоянии от источника 400 м. Исследуется характер ближнего и дальнего поля рассеяния, его вклад в суммарный отклик.

Ключевые слова: низкочастотные гидроакустические волны, моделирование распространения волн в морских акваториях, глубокий океан, «мелкое море», метод конечных элементов.

Simulations of a low-frequency sonar field in marine areas

Zaslavsky Yu.M.¹, Zaslavsky V.Yu.^{2*}

¹DSc, Leading Researcher, ²PhD, Senior researcher,

^{1,2}Federal Research Center A.V. Gaponov-Grekhov Institute of Applied Physics of the Russian Academy of Sciences, Nizhny Novgorod, Russia

Abstract

The paper analyzes low-frequency (20–100) Hz sonar waves propagating in deep and shallow waters of the world ocean. A two-dimensional (2D) numerical simulation of the structure of the sonar field emitted by a harmonically oscillating (pulsating) monopole immersed to the depth of the minimum sound velocity point is performed. Refractive wave effects caused by smooth ocean stratification at a depth of ~ 3 km are investigated. The features associated with the waveguide dispersion inherent in the mode structure of low-frequency waves in the coastal areas of the so-called ‘shallow sea’ with a depth of about 200 m are modeled. It is shown that at distances from the source of the first tens of kilometers, several modes of the first numbers remain in the

*E-mail: zas-vladislav@yandex.ru (Заславский В.Ю.)

structure of sonar waves. The amplitude distributions are presented, which demonstrate the possibilities of optimizing the receiving antenna and increasing the efficiency of signal recording. Perturbations of the field structure are considered when introducing a local inhomogeneity in the form of a sphere into an aqueous medium at a distance of 400 m from the source. The nature of the near and far scattering fields and its contribution to the total response are investigated.

Keywords: low-frequency hydroacoustic waves, modeling of wave propagation in marine waters, deep ocean, 'shallow sea', finite element method.

Введение

Анализ характеристик низкочастотных гидроакустических волн, распространяющихся в акваториях мирового океана, представляет значительный интерес для научных исследований и мониторинга морской и окружающей среды. Важными являются исследования особенностей акустического распространения, связанные с волноводной структурой мод в области «мелкого моря», а также обусловленные стратификацией, порождающей эффекты рефракции, возникающей при распространении по глубоководным океанским акваториям. Сравнение и анализ волновых характеристик, проявляемых в перечисленных сопоставляемых гидроакустических условиях, актуальны и имеют высокую практическую значимость. Важно также продемонстрировать возможность применения низкочастотного гидроакустического поля (учитывая имеющиеся особенности) к проблеме пеленга и локации уединенных неоднородностей естественного и искусственного происхождения, характерных для различных акваторий.

Очевидно, что реализация натурного эксперимента по зондированию океана в планетарном масштабе и на всю глубину (до 3 км) сопряжено с большими техническими сложностями и высокой затратностью. Поэтому наряду с многочисленными экспериментальными исследованиями значительное внимание уделяется аналитическому и численному методам анализа, моделированию излучения и распространения гидроакустических сигналов, возникающих как в природных, естественных условиях, так и создаваемых искусственно и используемых при решении прикладных проблем. При исследовании далее предполагается отсутствие и пренебрежение влиянием диссипации и потерь на рассеяние при распространении акустических волн в водной среде. Кроме того, в качестве источника излучения рассматривается пульсирующий монополь, что предположительно не вносит принципиально недопустимое упрощение при рассмотрении гидроакустического излучения современными корабельными двигателями.

В настоящей работе выполняется численное моделирование (используется широко распространенный метод конечных элементов) гидроакустического поля, излучаемого на частотах $f = 20$ Гц, 50 Гц, 100 Гц источником-монополем, погруженным в водную среду на значительную глубину. Вышеуказанные частоты попадают в полосу первых лопастных гармоник, доминирующих в спектре сигналов, излучаемых, как правило, гребным винтом судна. Проанализированы особенности волновой структуры поля в глубоком океане и в «мелком море».

На рисунке 1 а), б) схематически представлены профили изменения с глубиной скорости звука $c(z)$, которые необходимо учитывать в условиях распространения гидроакустических волн в воде по глубокому океану и по «мелкому морю». Особенности, характерные при волновом распространении в воде в обоих указанных вариантах, анализируются далее. Наиболее полный обзор имеющихся в литературе данных по результатам исследований акустики океана и «мелкого моря» (включая шельфовую зону) изложены в [1-3]. Заметим, что при моделировании имеется в виду случай

«мягких» донных пород, в которых скорость волн сдвига ниже скорости звука в воде. Амплитудное распределение по глубине донно-сейсмических колебаний ниже донной границы демонстрируется в конце работы, ввиду возможного выявления особенностей, способствующих обнаружению существенных признаков присутствия неоднородности в зоне ближней гидролокации [4-6].

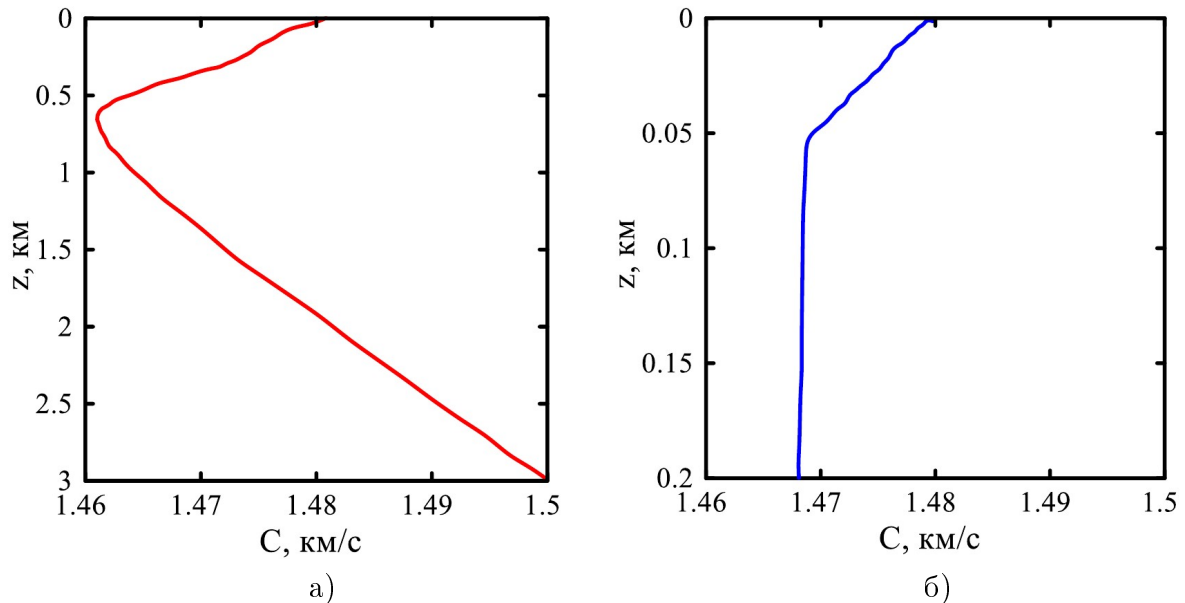
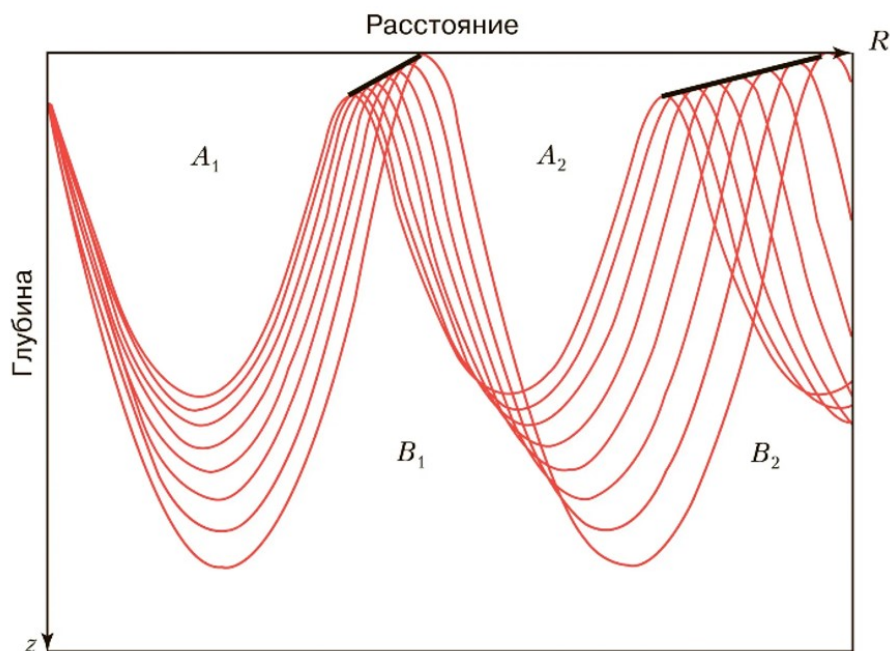


Рис. 1. Профиль скорости звука в: а) глубоком океане; б) «мелком море»

1. Моделирование гидроакустического поля в глубоком океане методом конечных элементов

Обращаясь первоначально к ареалам глубокого океана, отметим, что исходная стандартная модель океанской среды – это толща воды глубиной $\sim$. В настоящем разделе ограничиваемся двумя пределами дальности: максимальной дистанцией – до 60 км и уменьшенной (более подробное рассмотрение) – до 30 км. Как видно на представленном графике на рисунке 1 а), в профиле скорости имеется минимум на глубине 700 м (pinс'-point). В районе минимума скорость спадает до 1465 м/с, на свободной водной поверхности ее значение – 1470 м/с, а вблизи дна – 1480 м/с. Как показано далее, присутствие даже незначительной вариации в профиле скорости звука оказывает существенное влияние на характер пространственного распределения амплитуды излучаемых волн.

Общие закономерности, характеризующие рефракционные эффекты, связанные с влиянием плавной стратификации по скорости звука с глубиной при распространении гидроакустических волн на масштабах океанских дальностей, описываются в рамках уравнения эйконала [1]. Решение уравнения эйконала позволяет получить расчетные формулы для амплитудно-фазовых соотношений в акустическом волновом поле в плавно слоистой среде. Известно, что следствием стратификации океана является акустическая рефракция. Возникает разворот волнового вектора к направлению в обратную сторону – к свободной поверхности. Волновые фронты плавно меняют ориентацию с возвращением на свободную водную поверхность, что демонстрируется на традиционно представляемой лучевой диаграмме (представлено на рисунке 2).



$A_1, A_2, \dots, B_1, B_2, \dots$ – зоны тени.

Рис. 2. Схематическое изображение лучевой диаграммы распространения звука в глубоком океане

Для описания амплитудного распределения при распространении гидроакустических волн в работе применяется широко распространённый метод конечных элементов. На основе его применения получен типичный вид амплитудного распределения, показанный на иллюстрациях: на рисунке 3 а), соответствующем частоте акустического поля $f = 20$ Гц, а на рисунке 3 б) – на частоте $f = 40$ Гц. В обоих случаях рассматривается глубина океана ~ 3 км и масштаб дальности до 60 км. На иллюстрациях – рисунки 4 а), б) дублируют выше представленные панорамы в более подробном виде – в пределах дальности до 30 км. Демонстрируется результат численного моделирования волновой структуры (r, z) – сечения гидроакустического поля монополя, гармонически пульсирующего на глубине 700 м, располагающегося в точке минимума $c(z)$. Видно, что смена мелкой периодичности дугообразного характера, явно проявляемая при перестройке частоты с 20 Гц на 40 Гц (по вертикали), обусловлена стратификацией океана по скорости распространения звука. Это явление известно для волновых структур, причем в литературе оно (или ему подобное) обозначено как эффект Тальбота. Масштаб горизонтальной периодичности, соответствующий указанной выше модели стратификации, может быть грубо оценен по формуле $L = \frac{c}{\Delta c} \cdot H$, где Δc – вариация скорости звука в рефракционном волноводе, H – поперечный размер участка распространения с изменчивостью скорости в океане. Оценка дает 30...40 км. Таким образом, при наличии стратификации возникает квазипериодическая модуляция по дальности (горизонтали) с периодом в несколько десятков километров – появляются зоны конвергенции. На указанных дальностях при использовании лучевых диаграмм на некоторых участках поверхности возникают характерные особенности – каустики, на которых имеют место резкие скачки амплитуды акустического поля. На демонстрируемых панорамах также присутствуют и хорошо обозначены амплитудные вариации, создающие рельеф пространственного волнового распределения и которые отражают эффекты рефракции, но без присутствия каустик со свойственной для них амплитудной неопределенностью в области скачка.

Следует еще отметить, что за счет рефракции, обусловленной стратификацией, на глубине минимума скорости звука (700-750 м) имеет место подъем уровня волновых амплитуд на обеих демонстрируемых частотах, что наблюдается на рисунках 3 и 4. Указанная особенность свидетельствует о возможном присутствии «подводного звукового канала» (ПЗК) на обозначенной глубине. В литературе обсуждается такое явление как ПЗК именно в области минимума скорости звука, образуемого температурным градиентом и расслоением в водной океанской среде [1-2].

На дублирующих рисунках 4 а), б) в волновом поле вблизи вертикальной оси нетрудно видеть незначительно расходящиеся лучевые траектории. Их характер – вначале прямолинейный, затем сменяется дугообразным. В случае отсутствия стратификации – при постоянстве акустических параметров в толще воды, возникал бы хаотический «перехлест» лучей с усреднением уровня амплитуды по дальности и глубине. Однако панорама амплитудного распределения учитывает рефракцию, при этом в вертикальном пространственном сечении изображен сложный рисунок волновой структуры. Детальная картина волновых фронтов при их конвергенции и приближении к границе позволяет оценить количественные изменения в характере пространственной структуры (с учетом перестройки по частоте) – в амплитудных соотношениях акустического поля. Из представленной панорамы ясно, где и на каких глубинах целесообразно устанавливать вертикальную приемную антенну, какова должна быть плотность заполнения ее апертуры и оптимальная длина антенны. Так, минимальный масштаб пространственной изменчивости «лучевых траекторий» вблизи свободной поверхности воды на панораме (с учетом выбранной длины волны) оценивается по порядку в ~ 1 км, что указывает на прогнозируемый параметр – длину гирлянды.

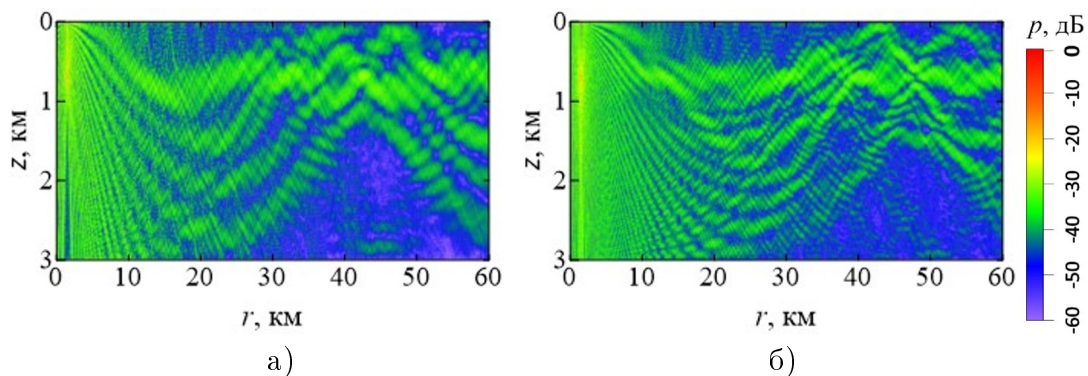


Рис. 3. Структура акустического поля в сечении: а) 20 Гц, б) 40 Гц при распространении в глубоком океане с учетом стратификации – дальность до 60 км

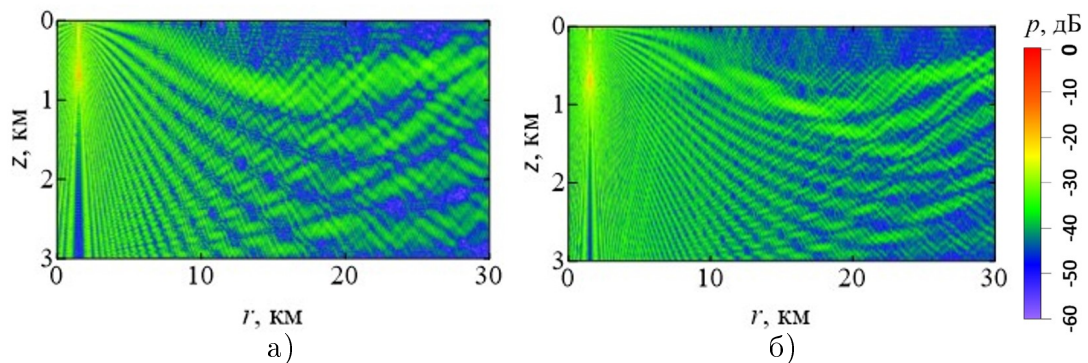


Рис. 4. Структура акустического поля в сечении: а) 20 Гц, б) 40 Гц при распространении в глубоком океане с учетом стратификации – дальность до 30 км

Таким образом на основе визуализации амплитудного распределения, изображаемого на панораме, показано влияние эффекта рефракции в глубоком океане, учет которого принципиален при активном и пассивном зондировании морской среды, при реализации локации и пеленга цели, т.е. при определении местоположения объекта, погруженного и движущегося на морской глубине.

2. Моделирование гидроакустического поля в «мелком море» методом конечных элементов

Исходя из представления о сравнительно мелководном пространстве, которое занимает обширную акваторию, идущую, например, от Мурманска вплоть до Шпицбергена, его акустическое волновое поле целесообразно представить совокупностью мод. Дисперсионные эффекты, сопровождающие распространение акустических волн, как следует из результатов моделирования, являются преобладающими над эффектом рефракции, связанным с влиянием стратификации по скорости звука вблизи морской поверхности, которая возможно сказывается скорее при незначительных удалениях от источника [1-3]. Присутствие точки излома (pinc'-point на глубине ~ 50 м) в графике зависимости скорости звука, представленного на рисунке 1 б) («летне-сезонный» вариант профиля реализующийся в летнее время года), обозначает лишь границу, вдоль которой могут формироваться и распространяться внутренние гравитационные волны, влияние которых в настоящей работе не обсуждается. В простейшем выражении (без учета диссипации и потерь на рассеяние) волноводная дисперсия описывается элементарной формулой для частотной зависимости фазовой скорости волноводных мод в плоском волноводе (с верхней свободной границей):

$$V_n = \frac{\omega}{\sqrt{\frac{\omega^2}{c^2} - \frac{\pi^2}{H^2} \left(n - \frac{1}{2}\right)^2}}, \quad (1)$$

где H – полная глубина бассейна, ω – частота волны, c – скорость звука в воде, $n = 1, 2, \dots$ – индекс моды.

Нетрудно записать аналогичные формулы для амплитуды колебательной скорости первых волноводных мод, соответствующих простейшему виду дисперсии и возбуждаемых монополем, гармонически осциллирующим (p_0 – амплитуда пульсации) вблизи свободной водной поверхности среды однородной по плотности « ρ » и скорости распространения звука « c »:

$$v_n \cong \frac{p_0}{\pi \rho c} \sqrt{\frac{H}{r \left(n - \frac{1}{2}\right)}} \frac{\sin \left((z - H) \sqrt{\frac{\omega^2}{c^2} - \frac{\pi^2}{H^2} \left(n - \frac{1}{2}\right)^2} \right)}{\cos \left(H \sqrt{\frac{\omega^2}{c^2} - \frac{\pi^2}{H^2} \left(n - \frac{1}{2}\right)^2} \right)} \times \\ \times \cos \left(\omega t - r \sqrt{\frac{\omega^2}{c^2} - \frac{\pi^2}{H^2} \left(n - \frac{1}{2}\right)^2} + \frac{\pi}{4} \right), \quad n = 1, 2, \dots, r \gg \lambda, \quad (2)$$

где λ – длина волны, r – радиальная координата в цилиндрической системе координат (ось абсцисс на рисунках 2-7), t – текущее время.

Переход к рассмотрению акустических волн в моделируемой структуре среды также выполнялся с применением метода конечных элементов. Подобно изложенному выше, далее представлены результаты 2D моделирования низкочастотного гидроакустического поля, соответствующего условиям «мелкого моря», т.е. условиям относительно малых глубин – порядка 200 м.

На рисунке 5 в сечении (r, z) представлена пространственная структура гидроакустического поля (источник монополю на частотах $f = 20$ Гц, б) $f = 50$ Гц, в) $f = 100$ Гц на дистанции до 6 км при наличии стратификации по глубине в жидкости). Демонстрируется характерное нарастание количества «лучей», уходящих от источника под все более пологими углами, которое имеет место с ростом частоты излучения. Более высокие номера лучей (подразумеваются пределы их первого десятка) соответствуют более высоким номерам максимумов в характеристике диаграммы направленности источника. Аналогичное преобразование со все более высокими номерами мод наблюдаются в волновой структуре, в которую преобразуется гидроакустическое излучение, уходящее в водную толщу бассейна, имеющего 200 м глубину. Количество мод, излучаемых источником, также возрастает.

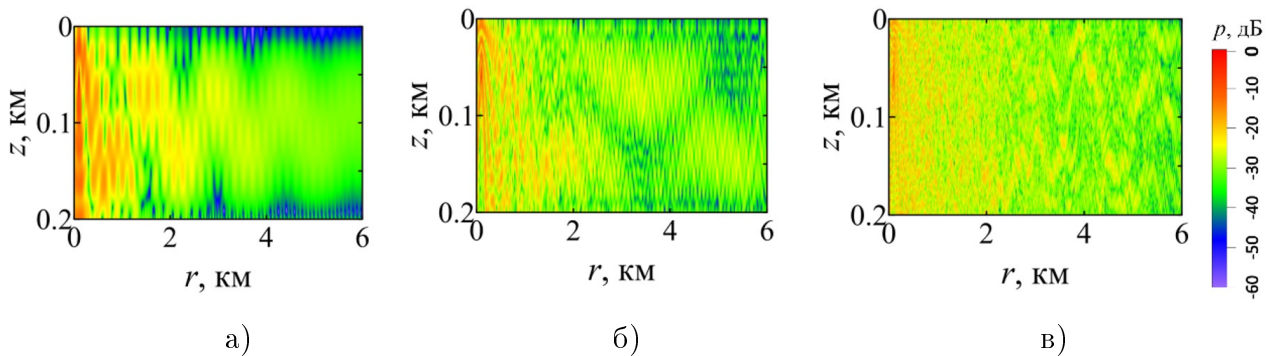


Рис. 5. Амплитудное распределение гидроакустического поля на частотах: а) $f = 20$ Гц, б) $f = 50$ Гц, в) $f = 100$ Гц, дальность до 6 км

На рисунках 6 а), б), в) даны иллюстрации структуры гидроакустического поля на дистанции до 30 км применительно к перечисленным частотам 20, 50 и 100 Гц. Видно, что в «мелком море» учет стратификации не вносит существенного влияния на дальнейшее распространение низкочастотных гидроакустических волн, как это имело место в глубоком океане, и в отличие от прежнего случая рефракционные эффекты не доминируют. Отметим, что модовая структура поля преобразуется вследствие влияния волноводной дисперсии, поскольку другие факторы, такие как потери на диссипацию и рассеяние не учитываются. Влияние волноводной дисперсии сводится к тому, что она «растаскивает» сигнал по длительности и по модам.

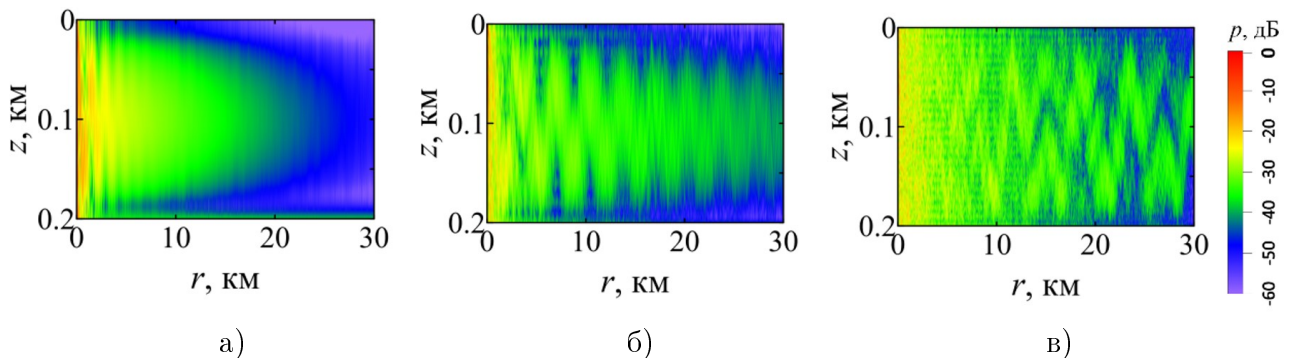


Рис. 6. Амплитудное распределение гидроакустического поля на частотах: а) $f = 20$ Гц, б) $f = 50$ Гц, в) $f = 100$ Гц, дальность до 30 км

На рисунках 7 а), б), в) представлена ближняя зона локации в (r, z) плоскости – (до 1 километра), причем сохраняется возможность визуализации возмущения,

привносимого в волновую структуру поля локальной неоднородностью-рассеивателем. На рисунке 7 а) иллюстрируется эталонная структура поля в невозмущенном случае. На рисунке 7 б) показана структура поля при наличии сплошной металлической сферы, на рисунке 7 в) демонстрируется структура поля при наличии полой тонкостенной сферы. Рассматривается гармонический режим излучения источника зондирования – монополя, пульсирующего на частоте $f = 100$ Гц в присутствии неоднородности в виде сферы диаметром 40 м, располагаемой на средней глубине водоема (100 м). В одном случае – сплошная дюралевая сфера, в другом случае – это пустотелая тонкостенная дюралевая сфера того же диаметра. Представлены иллюстрации, демонстрирующие структуру гидроакустического поля до и после внесения неоднородности. Нетрудно видеть степень влияния присутствия неоднородности – рассеивающей сферы обоих видов на перестройку структуры поля, поскольку наблюдаются визуальные отличия в гидроакустическом поле (в возмущенной конфигурации на рисунках 7 б), в) от эталонной (представленной на рисунке 7 а)). Возникают заметные искажения, привносимые как в области, ближайшей к источнику, так и на некотором удалении от рассеивающей сферы.

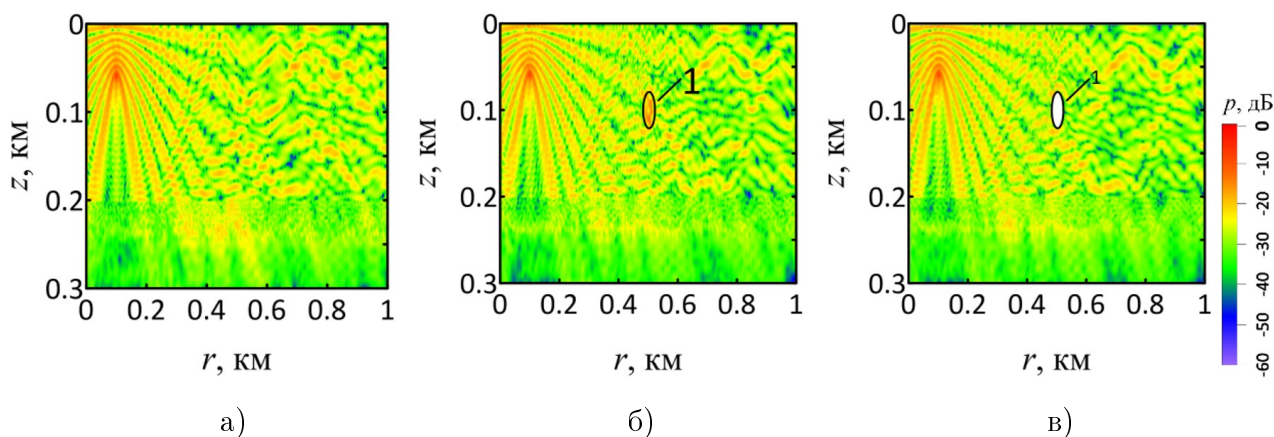


Рис. 7. Вертикальный разрез акустического поля монополя в (r, z) - плоскости: а) в невозмущенном неоднородностью водном пространстве, б) при наличии твердой рассеивающей сферы в 400 м от пульсирующего монополя, в) при наличии полой тонкостенной рассеивающей сферы в 400 м от пульсирующего монополя ($f = 100$ Гц, полная дистанция 1 км, 1 – область неоднородности)

Интересно также отметить, что донно-сейсмические волны (поперечные волны в «мягком» грунте) на рисунках 7 а), б), в) – глубины 200–300 м, имеют заметный уровень в случае, когда неоднородность отсутствует и гидроакустическая структура является невозмущенной, эталонной. Однако при наличии полой тонкостенной сферической неоднородности их уровень может быть снижен в зоне, ближайшей к неоднородности. Следовательно, наглядно показано, что донно-сейсмическое поле заметно «гасится» по уровню при внесении неоднородности типа тонкостенной полой сферы в зондируемую область акватории и при ее приближении к первичному источнику излучения. Демонстрируется «экранирующее» влияние «полой» неоднородности на излучение донно-сейсмических волн.

Последнее свидетельствует о принципиальной возможности снижения дальности слышимости (малозумности) объектов (по донно-сейсмическому каналу) и о востребованности более активного использования донной сейсмоки наряду с приоритетными гидроакустическими сигналами в задачах гидролокации.

Перечисленные особенности гидроакустического поля при гармоническом волновом режиме рассматриваются как важный первый этап для дальнейшей

практической реализации основной цели – для решения задачи определения местоположения неоднородности, которая выполняется при гидролокации с применением сигналов в импульсном режиме.

Заключение

В работе анализируются низкочастотные гидроакустические волны (20–100 Гц), распространяющиеся в глубоководных и в мелководных акваториях мирового океана. Выполняется численное моделирование структуры гидроакустического поля, излучаемого гармонически пульсирующим монополем, погруженным на глубину точки минимума скорости звука при распространении акустических волн. Для акватории глубокого океана исследуются эффекты рефракции волн, обусловленные стратификацией океана по скорости распространения звука с глубиной вплоть до 3 км. Выявлены зоны конвергенции, где имеет место концентрация волнового поля и схождение волновых лучей к свободной водной поверхности. Обосновывается подход при выборе оптимальной длины приемной антенны. Указана глубина, где возможно образование «подводного звукового канала».

В случае акватории, соответствующей так называемому «мелкому морю» с глубиной порядка 200 м, показано влияние эффектов волноводной дисперсии, обусловленное модовой структурой. Показано, что на низких частотах на удалениях от источника порядка первых десятков километров в излучении присутствует несколько первых мод. При распространении на значительных удалениях от источника доминируют эффекты волноводной дисперсии, а при распространении на незначительных дистанциях также могут присутствовать и проявляться эффекты рефракции. По результатам моделирования демонстрируется возможность оптимальной по длине, удаленности и месту постановки приемной антенны вдоль по трассе.

На основе 2D моделирования анализируется качественный вид и особенности структуры гидроакустического и донно-сейсмического поля с учетом влияния неоднородности (в виде жесткой металлической сферы или тонкостенной полый сферы) в 400 м от первичного источника. Наглядно демонстрируются эффекты рассеяния на ближних дистанциях от неоднородности – рассеивающей сферы, важные в решении проблемы гидролокации в «мелком море».

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

Список литературы

1. Бреховских Л.М., Лысанов Ю.П. Теоретические основы акустики океана. М.: Наука, 2007. -370 с.
2. Малыхин А.Ю. Вариации акустических сигналов в мелком море в присутствии горизонтально стратифицированных неоднородностей. Диссертация кандидата физико-математических наук: 01.04.06, Воронеж, 2015.- 91 с.
3. Katsnelson B., Petnikov V., Lynch J. Fundamentals of shallow water acoustics. Springer: 2012. -540 p.
4. Долгих Г.И., Будрин С.С., Долгих С.Г., Овчаренко В.В., Чупин В.А., Швец В.А., Яковенко С.В. Особенности распространения гидроакустических волн на клиновидном шельфе. / Г.И. Долгих, С.С. Будрин, С.Г. Долгих, В.В. Овчаренко, В.А. Чупин, В.А. Швец, С.В. Яковенко. // Сборник научных статей по избранным материалам

XI Всероссийского симпозиума «Физика геосфер» (Дальневосточный океанологический институт им. В.И. Ильичева ДВО РАН, Владивосток). -2020. -№ 2. -С. 50-73.

5. Стуленков А.В., Артельный В.В., Коротин П.И., Суворов А.С., Горбунцов И.Е., Норкин М.С., Зайцева С.Г. Физическое моделирование гидроакустического поля гребного винта. / А.В. Стуленков, В.В. Артельный, П.И. Коротин, А.С. Суворов, И.Е. Горбунцов, М.С. Норкин, С.Г. Зайцева // Акустический журнал. -2024. -Т. 70. -№ 5. -С. 747-756.

6. Артельный В.В., Иваненков А.С., Родионов А.А., Стуленков А.В. Выделение сигналов широкополосных источников звука в мелком море при наличии отражений от дна и поверхности с использованием вертикальной решетки гидрофонов. / В.В. Артельный, А.С. Иваненков, А.А. Родионов, А.В. Стуленков // В сборнике: Прикладные технологии гидроакустики и гидрофизики. Труды 17 Всероссийской конференции, Санкт-Петербург, 2024. -С. 266-268.

References

1. Brekhovskikh L.M., Lysanov Yu.P. Theoretical foundations of ocean acoustics. Moscow: Nauka, 2007. -370 p.

2. Malykhin A.Yu. Variations of acoustic signals in shallow water in the presence of horizontally stratified inhomogeneities. Dissertation of candidate of physical and mathematical sciences: 01.04.06, Voronezh, 2015.- 91 p.

3. Katsnelson B., Petnikov V., Lynch J. Fundamentals of shallow water acoustics. Springer: 2012. -540 p.

4. Dolgikh G.I., Budrin S.S., Dolgikh S.G., Ovcharenko V.V., Chupin V.A., Shvets V.A., Yakovenko S.V. Features of hydroacoustic wave propagation on a wedge-shaped shelf. / G.I. Dolgikh, S.S. Budrin, S.G. Dolgikh, V.V. Ovcharenko, V.A. Chupin, V.A. Shvets, S.V. Yakovenko. // Collection of scientific articles on selected materials of the XI All-Russian Symposium "Physics of Geospheres" (V.I. Ilychev Far Eastern Oceanological Institute, Far Eastern Branch of the Russian Academy of Sciences, Vladivostok). - 2020. - No. 2. - P. 50-73.

5. Stulenkov A.V., Artelnyy V.V., Korotin P.I., Suvorov A.S., Gorbuntsov I.E., Norkin M.S., Zaitseva S.G. Physical modeling of the hydroacoustic field of a propeller. / A.V. Stulenkov, V.V. Artelnyy, P.I. Korotin, A.S. Suvorov, I.E. Gorbuntsov, M.S. Norkin, S.G. Zaitseva // Acoustic Journal. -2024. -Vol. 70. -No. 5. -P. 747-756.

6. Artelnyy V.V., Ivanenkov A.S., Rodionov A.A., Stulenkov A.V. Isolation of signals of broadband sound sources in shallow water in the presence of reflections from the bottom and surface using a vertical hydrophone array. / V.V. Artelnyy, A.S. Ivanenkov, A.A. Rodionov, A.V. Stulenkov // In the collection: Applied technologies of hydroacoustics and hydrophysics. Proceedings of the 17th All-Russian Conference, St. Petersburg, 2024. -P. 266-268.

УДК: 628.517.4. 699.842

OECD: 2.03 PU

Экспериментальные исследования эффективности армированного вибропоглощающего покрытия и полосовых вибропоглотителей

Кирпичников В.Ю.¹, Смольников В.Ю.², Гришин А.А.³, Олейников А.Ю.^{4*}

¹Д.т.н., профессор, ²Инженер 1-ой категории,

³Ведущий инженер, ⁴К.т.н., доцент,

^{1,4}Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»

им. Д.Ф. Устинова,

^{2,3}ФГУП «Крыловский государственный научный центр»,

^{1,2,3,4}г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Выполнены экспериментальные исследования вибродемпфирования пластины с типичными размерами участка инженерных конструкций, расположенного между соседними подкрепляющими элементами. Целью исследований является определение величины эффективности армированного вибропоглощающего покрытия и различных вариантов резонансных полосовых вибропоглотителей с такой же и существенно меньшей, чем у армированных вибропоглощающих покрытий (АВП), площадью поверхности. Измерены частотные спектры вибрации возбуждаемой сосредоточенной силой пластины при отсутствии и наличии средств вибродемпфирования. Получены экспериментальные величины эффективности уменьшения уровней вибрации пластины испытанными средствами. Установлена меньшая на низких частотах, чем у АВП, эффективность групп малоразмерных одинаковых вибропоглотителей с такой же общей площадью, как у АВП. Получено, что одиночный полосовой вибропоглотитель малой площади, настроенный на конкретную резонансную частоту виброгашения пластины может иметь примерно такую же, как АВП, эффективность.

Ключевые слова: пластина, вибрация, средства вибродемпфирования, эффективность, армированное покрытие, полосовой вибропоглотитель

Experimental studies of the effectiveness of reinforced vibration-absorbing coating and strip vibration absorbers

Kirpichnikov V.Yu.¹, Smolnikov V.Yu.², Grishin A.A.³, Oleinikov A.Yu.^{4*}

¹DSc, Professor, ²1st category engineer,

³Lead engineer, ⁴PhD, Associate Professor,

^{1,4}Baltic State Technical University 'VOENMEH',

^{2,3}Federal State Unitary Enterprise 'Krylovsky State Scientific Center',

^{1,2,3,4}St. Petersburg, Russia

Abstract

Experimental studies of vibration damping of a plate with typical dimensions of a section of engineering structures located between adjacent reinforcing elements have been performed. The aim of the study is to determine the efficiency of a reinforced vibration-absorbing coating and various versions of resonant strip vibration absorbers with the same and significantly smaller than that of an reinforced vibration-absorbing

*E-mail: alexey.ole@gmail.com (Олейников А.Ю.)

coatings RVAC surface area. Frequency spectra of vibration excited by a concentrated force of a plate have been measured in the absence and presence of vibration damping means. Experimental values of the efficiency of reducing plate vibration levels by the tested means have been obtained. A lower efficiency at low frequencies than that of an RVAC has been established for groups of small-sized identical vibration absorbers with the same total area as that of an RVAC. It has been found that a single strip vibration absorber of a small area tuned to a specific resonant frequency of plate vibration damping can have approximately the same efficiency as an RVAC.

Keywords: plate, vibration, vibration damping means, efficiency, reinforced coating, strip vibration absorber

Введение

Разработка средств уменьшения уровней низкочастотной вибрации и обусловленного ею шумоизлучения различных инженерных конструкций, при невозможности улучшить акустические характеристики источника и в связи с малой эффективностью существующих средств защиты, имеет важнейшее практическое значение.

Одним из направлений соответствующих работ является повышение эффективности армированных вибропоглощающих покрытий (АВП), содержащих в качестве диссипативного слоя материал с большими потерями колебательной энергии при динамической деформации. Наилучшим вибропоглощением среди существующих материалов обладает поливинилацетат [1, 6].

Согласно многочисленным экспериментальным исследованиям АВП на основе полимерной пленки из поливинилацетата имеют большую, в сравнении с другими покрытиями, эффективность даже при существенно меньших, чем у них, толщине и массе [2]. Особенностью таких АВП является эффективная работоспособность в широком диапазоне частот колебаний инженерных конструкций, включая их низшие резонансные частоты.

Вместе с тем известно, что при наличии в спектре вибрации и шумоизлучения конструкции низкочастотного узкополосного максимума эффективными, при меньших размерах и массе, являются настроенные на ее частоту резонансные пластинчатые или полосовые вибропоглотители (РПВ), точечно закрепленные на демпфируемой конструкции с зазором от ее поверхности [3]. Жесткая пластинка (полоска) таких РПВ с одной или двух сторон облицовывается АВП на основе поливинилацетата и более тонкого, чем пластинка, армирующего слоя из жесткого материала. Настройка на нужную частоту достигается путем выбора размеров пластинки.

Помимо подобных РПВ несколько меньшей эффективностью виброгашения низкочастотных дискретных составляющих обладают частотно настроенные РПВ другого (условно второго) типа в виде пластинки из жесткого материала, закрепленной непосредственно (без зазора) на поверхности демпфируемой конструкции с помощью самоклеющейся полимерной пленки из поливинилацетата [4]. По сути, такого рода РПВ являются армированными вибропоглощающими покрытиями малой площади в сравнении с площадью демпфируемой конструкции.

Известно, что для достижения практически максимальной эффективности АВП их площадь должна составлять не менее 60–80% площади конструкций, на которые их устанавливают [5]. Нанесение АВП единым листом на указанную площадь пластины оказывается иногда невозможным, и его наносят частями. Определение сравнительной

эффективности указанных способов нанесения на пластину высокоэффективных АВП до настоящего времени не выполнялись.

Могут ли иметь такую же или большую, чем покрытия, эффективность группа РПВ второго типа, ненастроенных на конкретную резонансную частоту демпфируемой пластины и имеющих ту же, что покрытие площадь или резонансный полосовой вибропоглотитель настроенный на низкочастотную ДС и являющийся частью АВП с существенно меньшей, чем у покрытия площадью?

Также несомненный интерес имеет определение влияния различного состава резонансных частот одинаковых в группе вибропоглотителей на сравнительную эффективность групп с их разным количеством, имеющих одну и ту же суммарную площадь с покрытием.

Возможность расчетной оценки эффективности соответствующих средств вибропоглощения, из-за сложности учета их взаимодействия с демпфируемой пластиной и друг с другом при групповом размещении, в настоящее время отсутствует.

Получение ответов на соответствующие вопросы являлось основными задачами работы, результаты которой далее приводятся.

Работа выполнялась в два этапа. Первый этап был посвящен исследованиям эффективности нанесенного на 64% площади демпфируемой пластины АВП, с последующим его разрезанием, без демонтажа с пластины, на 4, 8 и 32 одинаковых по размерам части, каждая из которых являлась описанным РПВ второго типа. На втором этапе были выполнены исследования эффективности такой же разновидности одного и нескольких РПВ при их частотной настройке на одну из низших резонансных частот изгибных колебаний демпфируемой конструкции.

1. Демпфируемая конструкция, средства уменьшения уровней вибрации и шумоизлучения

Экспериментальные исследования были выполнены с использованием стальной пластины толщиной 10^{-3} м с размерами в плане $0,5 \times 0,5$ м. Пластина по кромкам крепилась к стальным уголкам прямоугольного каркаса и по сути являлась крышкой малогабаритного шумозаглушающего кожуха высотой 0,3 м со стальными пластинами боковых стенок и дна толщиной $2 \cdot 10^{-3}$ м.

Возбуждение крышки (далее пластина) осуществлялось миниатюрным вибромолотком, содержащим датчик измерения величины возбуждаемой силы.

Измерялись уровни входной и переходной вибровозбудимостей пластины при отсутствии и наличии на ней средств вибропоглощения

$$A/F = 20 \lg(AF_0/\alpha F), \text{ дБ}, \quad (1)$$

где A – уровень виброускорения, м/с^2 ; F – возбуждающая сила, Н; α – пороговый уровень виброускорения, 10^{-6} м/с^2 ; $F_0 = 1$ Н.

Измерения выполнялись в трех точках, находящихся в геометрическом центре (ГЦ) пластины, а также на одинаковом расстоянии от ГЦ до одной из кромок и до одного из углов пластины.

Влияние на измеряемые уровни A/F вибрационных процессов и шумоизлучения боковых стенок и дна кожуха было исключено нанесением на их пластины высокоэффективного на низших резонансных частотах АВП, состоящего из стального листа толщиной 10^{-3} м и полимерной пленки марки ВПС-2,5 из поливинилацетата толщиной $0,5 \cdot 10^{-3}$ м. Наружная поверхность АВП на всех, кроме демпфируемой, пластинах была облицована эффективным на средних и высоких звуковых частотах

звукопоглощающим материалом толщиной $3 \cdot 10^{-2}$ м.

Была исследована эффективность следующих средств вибропоглощения:

- армированное вибропоглощающее покрытие с размерами в плане $0,4 \times 0,4$ м, содержащее полимерную пленку марки ВПС-2,5 толщиной $0,5 \cdot 10^{-3}$ м и армирующий стальной лист толщиной $\sim 0,5 \cdot 10^{-3}$ м;

- варианты групп РПВ, образованных последовательным разрезанием (без демонтажа) установленного на пластину вышеуказанного АВП со следующими размерами одинаковых в каждой группе частотно ненастроенных вибропоглотителей в плане и их количеством: $0,4 \times 0,098$ м, 4 вибропоглотителя РПВ1; $0,199 \times 0,098$ м, 8 вибропоглотителей РПВ2; $0,099 \times 0,048$ м, 32 вибропоглотителя РПВ3;

- вибропоглотитель РПВ4, частотно настроенный на низшую резонансную частоту изгибных колебаний пластины;

- вибропоглотитель РПВ5, частотно настроенный на резонансную частоту пластины с наибольшими уровнями ее изгибных колебаний и шумоизлучения.

Все описанные средства вибропоглощения размещались на наружной поверхности пластины, что упрощает их практическое применение при решении задачи улучшения акустических свойств шумозаглушающего кожуха.

Измерения выполнялись в низкочастотном диапазоне 0–400 Гц.

2. Эффективность покрытия и групп частотно ненастроенных вибропоглотителей

Пренебрегая взаимодействием вибропоглотителей в группах друг с другом, можно считать, что основным фактором, влияющим на их эффективность, как и на эффективность покрытия, является соотношение значений их резонансных частот f_p с резонансными частотами демпфируемой пластины $f_{пл}$.

Резонансные частоты пластины определялись с использованием узкополосных спектров ее входных и переходных вибровозбудимостей. В качестве примера на рисунке 1. приведен типовой спектр A/F , дБ, пластины, измеренный в ГЦ – точке ее возбуждения.

В диапазоне до 400 Гц по результатам измерений вибрации в трех точках было обнаружено 17 резонансных частот. Значения трех низших составили 55, 76 и 84 Гц. Наибольшие по частоте и сравнительно мало отличающиеся по точкам измерения уровни входных и переходных вибровозбудимостей были зарегистрированы на частоте 149 Гц. Частота изгибных колебаний пластины с формой, изображенной на рисунке 2, с высокой вероятностью совпала или оказалась близкой к низшей резонансной частоте колебаний воздушного объема кожуха.

Общее число и значения наиболее выраженных резонансных частот колебаний аналогов необлицованных полимерной пленкой армирующего листа и полос вибропоглотителей РПВ1–РПВ3 определялись при их возбуждении вибромолотком в ГЦ и измерении спектров воздушного шума (преимущественно псевдозвуковых давлений) микрофоном у ГЦ на расстоянии $\sim 2 \cdot 10^{-3}$ м от стороны поверхности, обратной возбуждаемой.

Общее количество резонансных частот листа покрытия в диапазоне до 400 Гц составило 28. Низшая резонансная частота колебаний более тонкого, чем пластина, листа, несмотря на его меньшие размеры в плане, оказалась в сравнении с низшей резонансной частотой пластины (55 Гц) существенно более низкой (17,5 Гц). Наименьшее (до 2%) различие ближайших значений f_p и $f_{пл}$ было обнаружено лишь на частотах $f_{пл} \geq 149$ Гц.

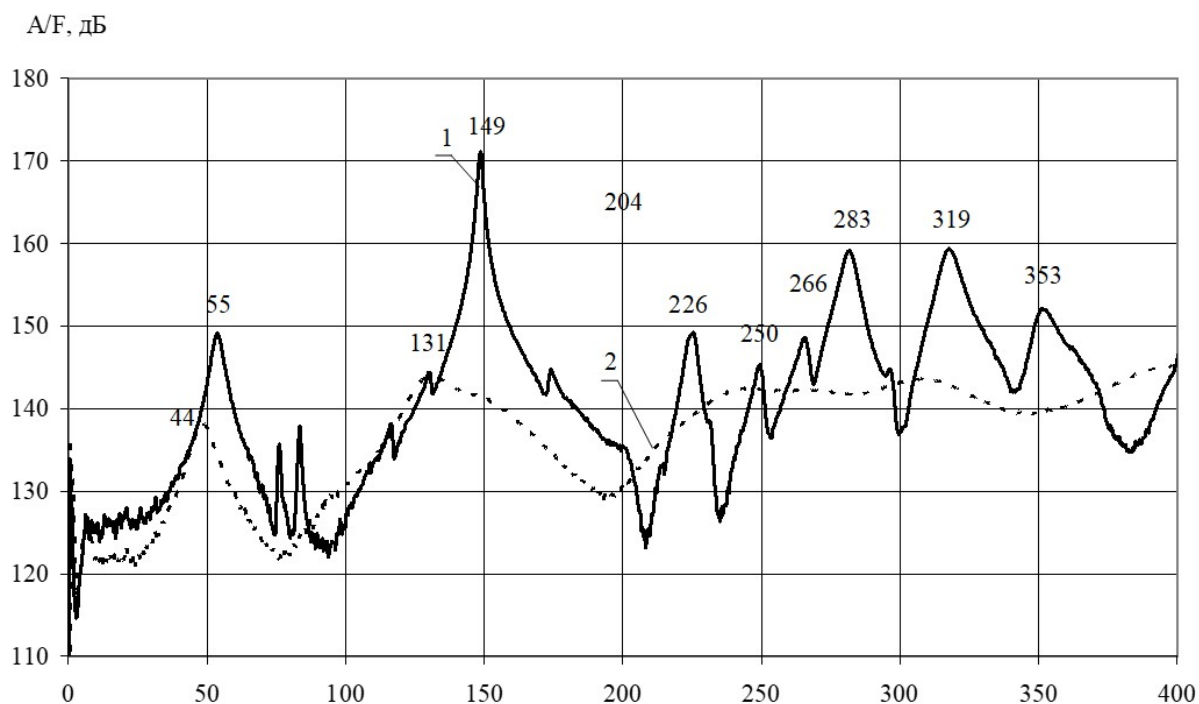


Рис. 1. Узкополосные спектры входной вибровозбудимости в ГЦ пластины при
отсутствии (1) и наличии (2) покрытия

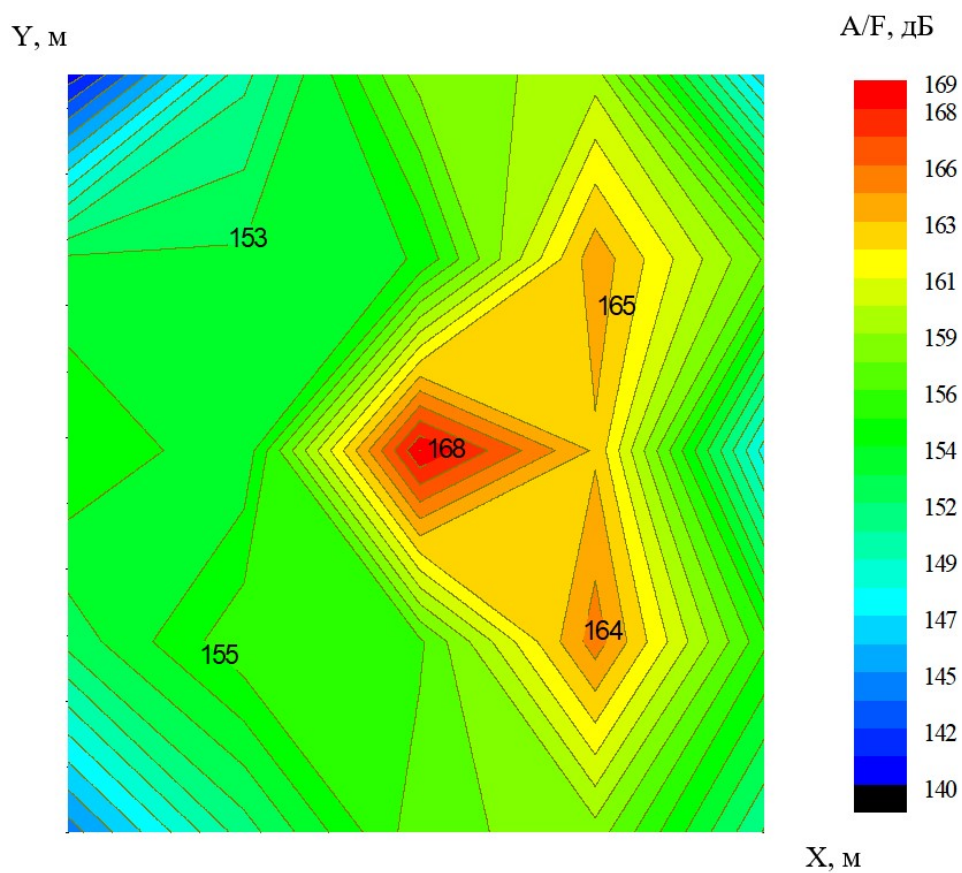


Рис. 2. Форма колебаний пластины на частоте 149 Гц

Низшие экспериментальные значения резонансных частот f_p полос вибропоглотителей РПВ1, РПВ2 и РПВ3 оказались равными 56, 82 и 313 Гц, а общее число резонансов в диапазоне до 400 Гц – девять, шесть и один соответственно. Значения низших резонансных частот полос двух первых РПВ практически совпали с первой и третьей резонансными частотами колебаний пластины. В спектрах вибрации пластины и вибропоглотителя РПВ3 были выявлены резонансные максимумы с близкими частотами 316 и 319 Гц. Значения других резонансных частот полос вибропоглотителей, как и большинства резонансных частот листа покрытия, отличались от ближайших резонансных частот пластины $f_{пл}$ на величину не менее, чем $0,03 f_{пл}$.

С учетом приведенной информации можно предположить, что эффективность групп вибропоглотителей РПВ1, РПВ2 и РПВ3 может быть больше эффективности покрытия на резонансных частотах пластины 55, 84 и 319 Гц соответственно. Типичные узкополосные ($\Delta f = 1$ Гц) спектры входной вибровозбудимости пластины при отсутствии и наличии покрытия, а также при наличии покрытия и трех групп вибропоглотителей приведены на рисунке 1 и рисунке 3 соответственно. Измерения выполнены в геометрическом центре пластины.

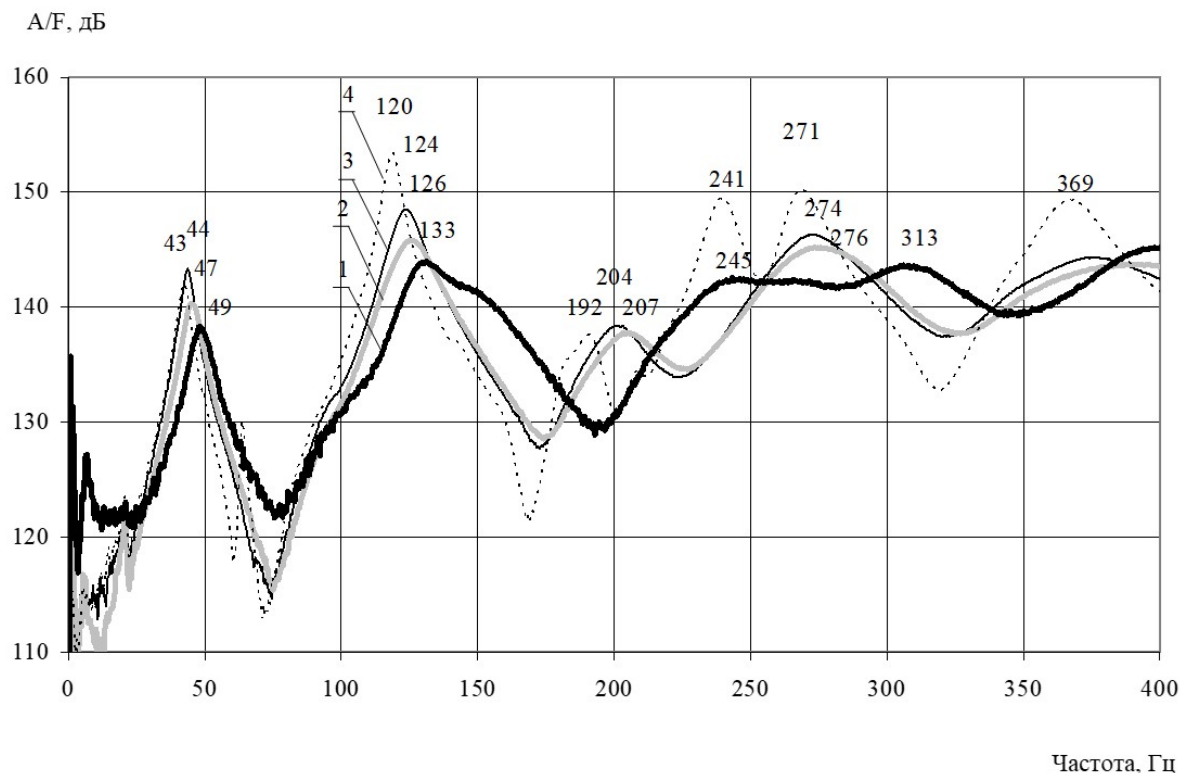


Рис. 3. Узкополосные спектры входной вибровозбудимости в Гц пластины со средствами вибродемпфирования: 1 – полное АВП, 2 – группа АВП1, 3 – группа АВП2, 4 – группа РПВ3

Анализ измеренных узкополосных спектров входной и переходной вибровозбудимости пластины показал следующее:

- среднее по точкам измерения уменьшение уровней A/F покрытием на низшей резонансной частоте (55 Гц) колебаний пластины составило ~ 10 дБ; соответствующая эффективность на указанной частоте трех групп вибропоглотителей оказалась практически одинаковой и меньшей, чем эффективность покрытия, на 2–5 дБ;
- средняя по точкам измерения эффективность покрытия на резонансных частотах пластины 84 и 319 Гц составила 22 и 17 дБ соответственно и оказалась

меньше эффективности каждой группы РПВ на частоте 84 Гц на ~ 3 дБ и группы вибропоглощителей РПВ3 на частоте 319 Гц на ~ 10 дБ; на резонансных частотах пластины, соседних с резонансной частотой 319 Гц, эффективность вибропоглощителей РПВ3 оказалась на ~ 6 дБ меньше эффективности покрытия;

– на частоте 149 Гц с наибольшим уровнем резонансного максимума A/F колебаний пластины среднее значение эффективности покрытия (~ 26 дБ) превысило среднюю эффективность групп вибропоглощителей РПВ1, РПВ2 и РПВ3 на $\sim 2, 4$ и 9 дБ соответственно.

Средние, по измерительным точкам и наиболее выраженным ($A/F > 140$ дБ) резонансным максимумам вибрации пластины, величины эффективности покрытия $\Theta_{\text{п}}$, дБ, групп вибропоглощителей $\Theta_{\text{вп}}$, дБ, РПВ1, РПВ2 и РПВ3 составили примерно 18, 17, 16 и 13 дБ соответственно.

Расчетное значение $\Theta_{\text{п}}$, дБ, по приведенной ниже формуле (5), составило 20 дБ:

$$\Theta_{\text{п}} = 20 \lg(\mu/4,5) + 20 \lg(\eta/\eta_0) + 23, \text{ дБ} \quad (2)$$

где μ – относительная масса покрытия, %, $\mu = 36\%$; η – среднее по резонансным частотам A/F колебаний пластины значение коэффициента потерь, $\eta = 0,034$ ($\eta_0 = 0,003$).

Приведенная формула с введением поправки -3 дБ к расчетному значению может быть использована и для оценки эффективности $\Theta_{\text{вп}}$ групп вибропоглощителей.

Примерно такие же соотношения значений вибродемпфирующей эффективности покрытия и групп частотно ненастроенных на резонансные частоты демпфируемой пластины вибропоглощителей были получены при возбуждении пластины воздушным шумом, создаваемым установленным в кожухе громкоговорителем. При зарегистрированной средней (16 дБ) по резонансным частотам пластины эффективности покрытия аналогичная эффективность групп из 4, 8 и 32 вибропоглощителей оказалась равной 16, 13 и 10 дБ соответственно.

3. Эффективность покрытия и частотно настроенных на резонансные частоты пластины вибропоглощителей

Испытывались два типа вибропоглощителей: с низшей резонансной частотой колебаний, равной низшей резонансной частоте 55 Гц колебаний пластины (РПВ4) и частоте 149 Гц с наибольшим уровнем резонансного максимума в спектрах ее входной вибровозбудимости (РПВ5).

Выбор длины l вибропоглощителей с толщинами стальной полосы и пленки ВПС-2,5, равными $0,5$ мм, осуществлялся с использованием формулы для низшей резонансной частоты изгибных колебаний полос (стержней) со свободными кромками

$$f_1 = \frac{3,57}{l^2} \sqrt{\frac{B}{m}}, \quad (3)$$

где B – изгибная жесткость $\text{Н} \cdot \text{м}^2$, $Eh^3b/12(1 - \sigma^2)$; E – модуль Юнга, $\text{Н}/\text{м}^2$; σ – коэффициент Пуассона; l – длина вибропоглощителей, м; m – масса единицы длины $\rho h b$ полосы, $\text{кг}/\text{м}$, ρ – плотность стали, $\text{кг}/\text{м}^3$; h и b – толщина и ширина полосы, м.

Размеры в плане двух вариантов вибропоглощителя РПВ4 и вибропоглощителя РПВ5 составляли $0,22 \times 0,045$ м, $0,22 \times 0,092$ м и $0,13 \times 0,035$ м соответственно.

Эффективность обоих типов вибропоглощителей определялась при их размещении в зоне ГЦ пластины, совпадающего с пучностью форм ее колебаний на частотах обоих гасимых резонансных максимумов вибрации.

На рисунке 4 приведены узкополосные спектры входной вибровозбудимости в ГЦ пластины в диапазоне от 25 до 75 Гц при отсутствии средств вибродемпфирования (кривая 1), а также при ее полной облицовке описанным покрытием (кривая 2), и при отдельной установке первого (кривая 3) и второго (кривая 4) вариантов РПВ4. Обращаясь к рисунку 4, видим, что установка указанных вариантов вибропоглотителя РПВ4 на пластину привела к уменьшению уровня ее гасимого резонансного максимума на частоте 55 Гц на 7 и 16 дБ соответственно. Укажем, что площадь и масса первого и второго варианта вибропоглотителя РПВ4 составляли примерно 4 и 2% площади и массы пластины и были существенно меньше соответствующих параметров АВП.

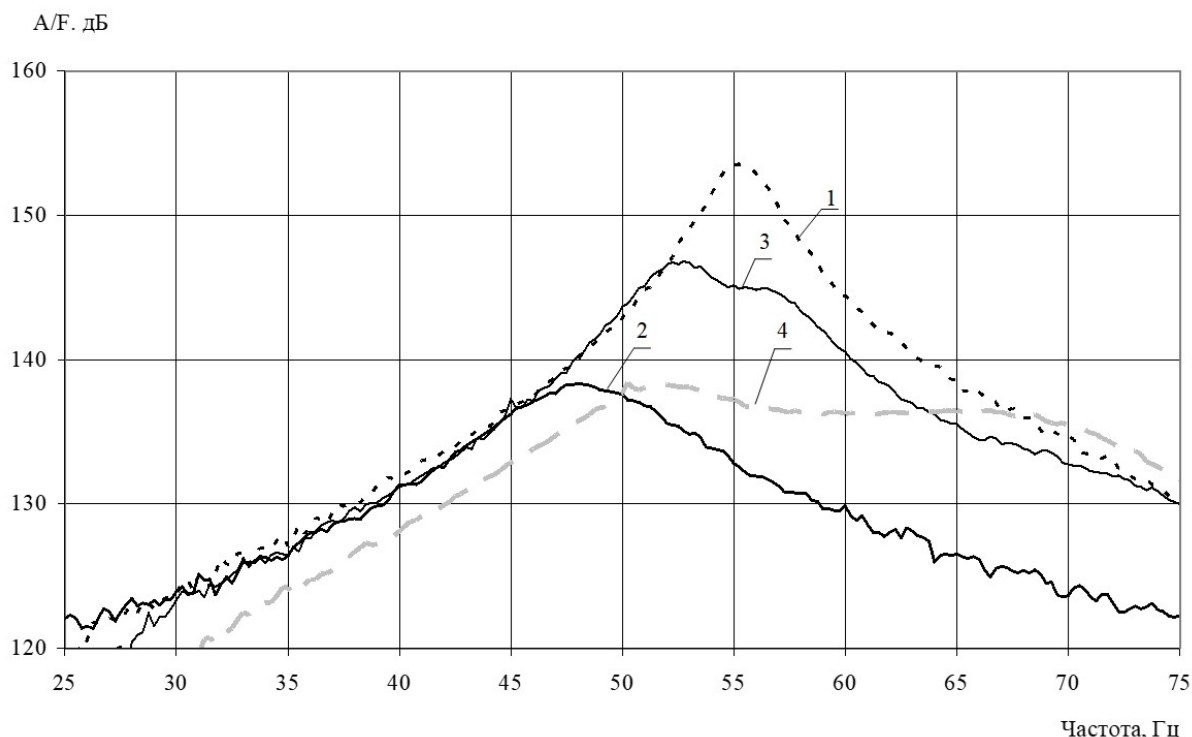


Рис. 4. Узкополосные спектры входной вибровозбудимости пластины в ГЦ при отсутствии средств вибродемпфирования (1), при полной облицовке пластины покрытием (2) и при установке первого (3) и второго вариантов РПВ4 (4)

Отметим, что установка обоих вариантов вибропоглотителя РПВ4, настроенных на частоту 55 Гц, приводила к уменьшению уровней A/F и на других, более высоких, резонансных частотах. Совместная установка двух вариантов РПВ4 с общей относительной массой 6% привела, например, к снижению наиболее выраженного резонансного максимума на частоте 149 Гц на 12 дБ.

Эффективность уменьшения уровней резонансного максимума на частоте 149 Гц определялась также при установке одного и нескольких вибропоглотителей РПВ5. На рисунке 5 приведены узкополосные спектры входной вибровозбудимости в ГЦ пластины при отсутствии средств вибродемпфирования (кривая 1), при полной облицовке пластины покрытием (кривая 2) и при следующих вариантах установки на нее вибропоглотителя РПВ5: одного в ГЦ (кривая 3), одного в ГЦ и по одному в зоне двух других пучностей (кривая 4), а также двух в зоне ГЦ и по одному в зоне двух других пучностей (кривая 5).

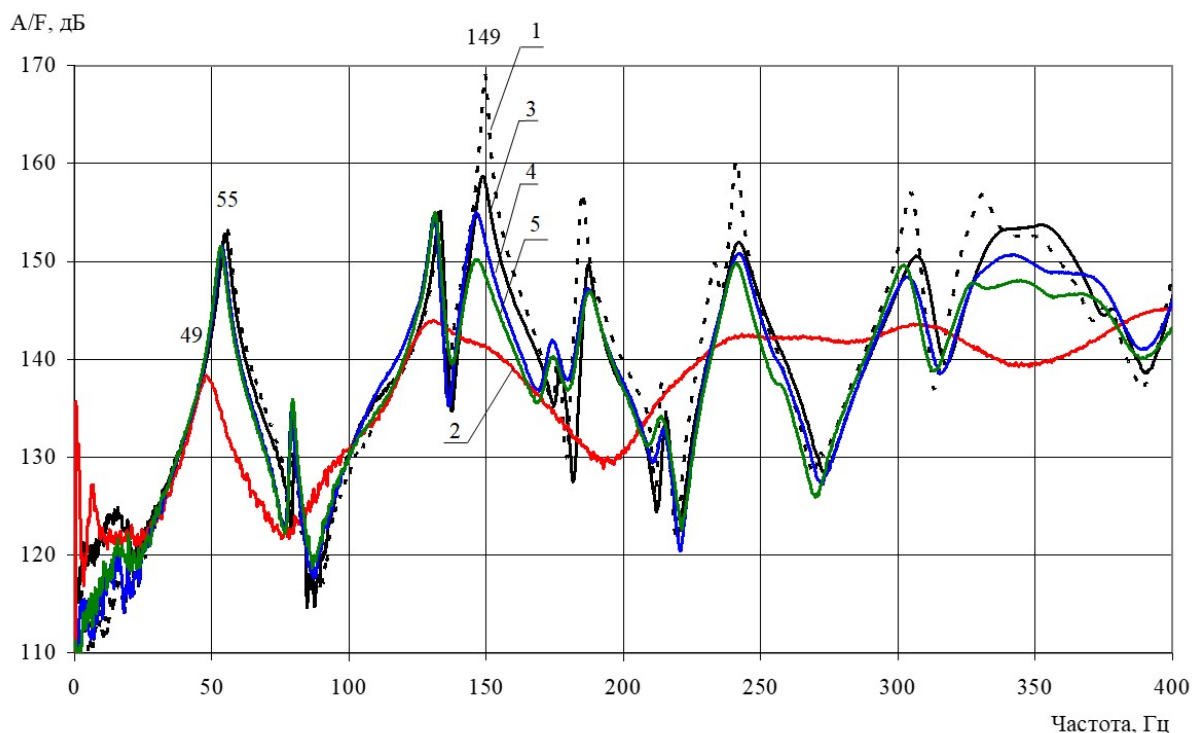


Рис. 5. Узкополосные спектры входной вибровозбудимости в ГЦ пластины при отсутствии средств вибродемпфирования (1), при установке АВП (2) и вариантов вибропоглотителя РПВ5: 3 – одного в зоне ГЦ; 4 – одного в зоне ГЦ и по одному в зоне двух других пучностей; 5 – двух в зоне ГЦ и по одному в зоне двух других пучностей

Обращаясь к рисунку 5, видим, что установка вибропоглотителя РПВ5 с указанными количеством и местом их расположения привела к снижению уровней резонансного максимума на частоте 149 Гц на 11, 15 и 19 дБ соответственно. При этом было зарегистрировано уменьшение в среднем на ~ 10 дБ уровней вибрации и на более высоких резонансных частотах. Отметим, что масса одиночного РПВ5 равнялась примерно одному проценту массы демпфируемой пластины и была меньше массы испытанного АВП примерно в 56 раз.

Заключение

К основным результатам работы отнесем следующие:

- установлено, что группы одинаковых по размерам и ненастроенных на конкретные резонансные частоты колебаний демпфируемой пластины вибропоглотителей с такой же как у АВП общей площадью имеют меньшую, чем АВП, эффективность; в низкочастотном диапазоне эффективность групп вибропоглотителей снижается при уменьшении их размеров (увеличение числа в группе); можно предположить, что нанесение покрытия на демпфируемую конструкцию частями приведет к большему ухудшению их эффективности на низких частотах при меньших размерах одинаковых частей;

- настроенные на конкретную резонансную частоту колебаний демпфируемой пластины вибропоглотители обеспечивают существенное (до 19 дБ) снижение уровней ее вибрации при значительно меньших размерах и массе, чем у покрытия с примерно такой же эффективностью; установка подобных вибропоглотителей приводит к снижению уровней максимумов вибрации также на трех–пяти более высоких резонансных частотах.

Список литературы

1. Алексеев С.А., Сятковский А.И. Вибродемпфирующие свойства полимерных пленок // Судостроение. - 2015. - N 16. - С. 43–46.
2. Кирпичников В.Ю., Савенко В.В., Смольников В.Ю. Малогабаритные средства вибродемпфирования толстолистовой пластинчатой конструкции // Труды Крыловского государственного научного центра. - 2024. – Т. 4, N 410. - С. 186–192.
3. Кирпичников В.Ю. Вибрация и шумоизлучение обтекаемых корпусных конструкций при резонансных и автоколебательных процессах. СПб., 2022. – 261 с.
4. Кирпичников В.Ю., Смольников В.Ю. Высокоэффективные малогабаритные резонансные полосовые вибропоглотители // Информационно-аналитический журнал «Радиоэлектронные технологии». - 2024. – N 1. - С. 55-64.
5. Смольников В.Ю., Кудачев А.В. Влияние места расположения вибропоглощающего покрытия на его эффективность // Защита от повышенного шума и вибрации : сборник докладов, Санкт-Петербург, 21–23 марта 2017 года. – СПб.: Балтийский государственный технический университет «Военмех», 2017. - С. 475-479.
6. Канев Н.Г. Собственные частоты колебаний пластины на упругом основании винклеровского типа // Научный Журнал «Noise Theory and Practice». - 2020. – Т. 6, N 2. - С. 28-35.

References

1. Alekseev S.A., Syatkovsky A.I. Vibration damping properties of polymer films // Shipbuilding. - 2015. - N 16. - P. 43–46.
2. Kirpichnikov V.Yu., Savenko V.V., Smolnikov V.Yu. Small-sized means of vibration damping of a thick-sheet plate structure // Proceedings of the Krylov State Research Center. - 2024. – Vol. 4, N 410. - P. 186–192.
3. Kirpichnikov V.Yu. Vibration and noise emission of streamlined hull structures during resonant and self-oscillating processes. St. Petersburg, 2022. - 261 p.
4. Kirpichnikov V.Yu., Smolnikov V.Yu. Highly efficient small-sized resonant band vibration absorbers // Information and analytical journal 'Radioelectronic technologies'. - 2024. – N 1. - P. 55-64.
5. Smolnikov V.Yu., Kudaev A.V. Influence of the location of the vibration-absorbing coating on its effectiveness // Protection from increased noise and vibration : collection of reports, St. Petersburg, March 21-23, 2017. St. Petersburg: Baltic State Technical University 'Voenmeh', 2017, - P. 475-479.
6. Kanev N.G. Natural frequencies of oscillations of a plate on an elastic foundation of the Winkler type // Scientific Journal 'Noise Theory and Practice'. - 2020. – Vol. 6, N 2. - P. 28-35.

УДК: 628.517.4. 699.842
OECD: 2.03 PU

О влиянии длины полосового вибропоглотителя на его эффективность

Кирпичников В.Ю.¹, Смольников В.Ю.², Олейников А.Ю.^{3*}

¹Д.т.н., профессор,

²Инженер 1-ой категории, ФГУП «Крыловский государственный научный центр»,

³К.т.н., доцент,

^{1,3}Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»

им. Д.Ф. Устинова,

^{1,2,3}г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Выполнены экспериментальные исследования вибровозбудимости двух демпфированных пластин из стали. Демпфирование обеих пластин осуществлялось установкой на одну из их поверхностей вариантов вибропоглотителя в виде стальной полосы, облицованной полимерной пленкой из поливинилацетата. Целью настоящей работы являлось экспериментальное исследование влияния длины резонансного полосового вибропоглотителя на его эффективность при размещении на пластинах с размерами и диссипативными характеристиками, типичными для участков (ячеек) различного рода инженерных конструкций, находящихся между их соседними подкрепляющими элементами. Измерялись уровни входной вибровозбудимости пластин в их геометрическом центре. Были получены значения эффективности уменьшения вибрации пластин группами резонансных полосовых вибропоглотителей (РПВ), имеющих одинаковую ширину и различную длину в составе каждой группы, а также массу от 0,8 до ~10% массы пластины. Установлено явление уменьшения эффективности при увеличении длины вибропоглотителя в сравнении с его оценочным продольным размером l , при котором выполняется условие настройки на частоту гасимого резонансного максимума.

Ключевые слова: пластина, вибрация, полосовой вибропоглотитель, эффективность, резонансные полосовые вибропоглотители, вибродемпфирование

The influence of the length of a strip vibration absorber on its efficiency

Kirpichnikov V.Yu.¹, Smolnikov V.Yu.², Oleinikov A.Yu.^{3*}

¹DSc, Professor,

²1st category engineer, Federal State Unitary Enterprise 'Krylovsky State Scientific Center',

³PhD, Associate Professor,

^{1,3}Baltic State Technical University 'VOENMEH',

^{1,2,3}St. Petersburg, Russia

Abstract

Experimental studies of vibration excitability of two damped steel plates were performed. Damping of both plates was performed by installing on one of their surfaces a vibration absorber variant in the form of a steel strip covered with a polymer film made of polyvinyl acetate. The objective of this work was to experimentally study the influence of length of a resonant strip vibration absorber on its efficiency when placed on plates with

*E-mail: alexey.ole@gmail.com (Олейников А.Ю.)

dimensions and dissipative characteristics typical for sections (cells) of various types of engineering structures located between their adjacent reinforcing elements. The levels of input vibration excitability of the plates were measured in their geometric center. The values of the efficiency of reducing plate vibration by resonance strip vibration absorbers RSVA groups of the same width and different lengths in each group, as well as a mass from 0.8 to ~10% of the plate mass were obtained. The phenomenon of efficiency decrease with increasing length of the vibration absorber in comparison with its estimated longitudinal size l , at which the condition of tuning to the frequency of the damped resonant maximum is fulfilled, is established.

Keywords: plate, vibration, band-pass vibration absorber, efficiency, resonant band-pass vibration absorbers, vibration damping

Введение

Создание и практическое применение малогабаритных и высокоэффективных средств вибродемпфирования является одним из приоритетных направлений снижения уровней вибрации и шумоизлучения пластинчатых и оболочечных конструкций транспортных средств и оборудования различного функционального назначения.

Одним из таких средств являются резонирующие (далее – резонансные) полосовые вибропоглотители (далее – РПВ), содержащие диссипативный слой полимерной пленки из поливинилацетата, имеющего наибольшие потери колебательной энергии среди существующих вибропоглощающих материалов [1, 2, 3, 4, 5]. Самоклеющаяся полимерная пленка разновидности таких РПВ наносится одной стороной на металлическую полосу, а другой приклеивается к демпфирующей конструкции.

Для достижения наибольшей эффективности подобного вибропоглотителя низшую резонансную частоту f_1 его колебаний настраивают на частоту f_p гасимого резонансного максимума изгибных колебаний демпфируемой конструкции.

При выполнении условия, что длина РПВ l превышает его ширину b более чем в 2,5 раза, оценочное значение частоты f_1 определяют, обычно пренебрегая влиянием полимерной пленки, с использованием формулы для низшей резонансной частоты колебаний полосы со свободными кромками:

$$f_1 = 3,57 \sqrt{\frac{B}{ml^4}}, \quad (1)$$

где B – изгибная жесткость $Eh^3b/12$, Н·м²; m – масса единицы длины ρhb , кг/м, полосы вибропоглотителя, l – длина полосы, м (E – модуль Юнга, Н/м²; h – толщина полосы, м; b – ширина полосы, м; ρ – плотность ее материала, кг/м³).

В качестве примера влияния, подобно настроенного по частоте вибропоглотителя описанного типа на вибрации, на рисунке 1 приведены спектры входной вибровозбудимости пластины при отсутствии (кривая 1) и наличии (кривая 2) на ней РПВ. Размеры пластины и РПВ $0,52 \times 0,38 \times 3 \cdot 10^{-3}$ м и $0,22 \times 0,08 \times 1,5 \cdot 10^{-3}$ м соответственно. Полимерная пленка марки ВПС-2,5 имела толщину 0,5 мм. Размещение РПВ привело к снижению уровня низшего резонансного максимума изгибных колебаний пластины с частотой 155 Гц примерно на 30 дБ. Уровень смещенного вибропоглотителем на частоту 143 Гц резонансного максимума оказался меньше уровня гасимого максимума на 19 дБ. Соответствующую разницу уровней резонансных максимумов в спектрах вибрации пластины при отсутствии и наличии РПВ здесь и далее будем называть его эффективностью.

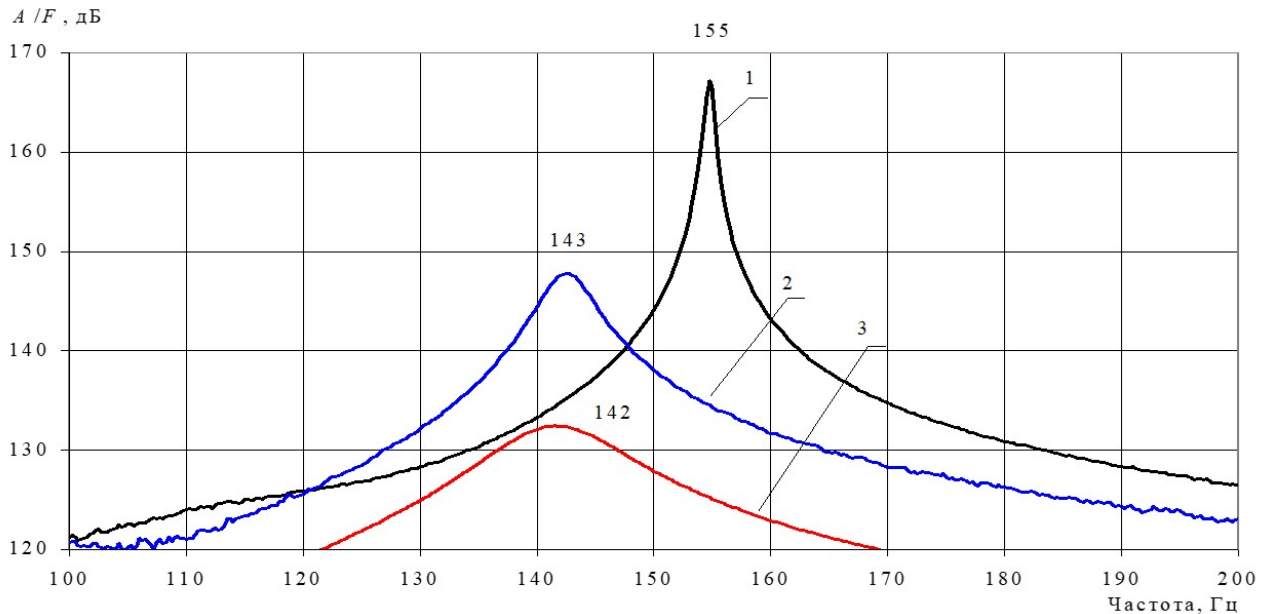


Рис. 1. Узкополосные спектры входной вибровозбудимости пластины при отсутствии (1) и установке (2) РПВ, а также при ее облицовке армированным вибропоглощающим покрытием (3)

При достаточно высокой (19 дБ) приведенной эффективности уменьшения уровней резонансного максимума вибрации вибропоглотителем они оказались на 16 дБ больше соответствующих уровней при полной облицовке поверхности пластины армированным вибропоглощающим покрытием, имеющим при таких же толщинах стального листа и полимерной пленки примерно в 10 раз большую, чем РПВ, массу. Возникает вопрос о влиянии длины и неизбежного при этом изменения оценочной частотной настройки РПВ на его эффективность.

Исследование влияния на эффективность РПВ описанного типа его длины и ухудшения его частотной настройки, осуществляемой, как правило, оценкой f_1 по приведенной формуле, до настоящего времени не выполнялась.

Целью настоящей работы являлось экспериментальное исследование влияния указанных факторов на эффективность резонансного полосового вибропоглотителя при его размещении на пластинах с размерами и диссипативными характеристиками, типичными для участков (ячеек) различного рода инженерных конструкций, находящихся между их соседними подкрепляющими элементами. Основное внимание уделено уменьшению вибропоглотителем уровней низшего резонансного максимума в спектре вибрации пластин, на частоте которого в большинстве случаев возникают наибольшие уровни их шумоизлучения.

1. Экспериментальные средства

Работа выполнялась с использованием двух демпфируемых пластин из стали с размерами в плане 0,5×0,5 м и 0,52×0,38 м. Первая являлась крышкой малогабаритного кожуха высотой 0,3 м и имела толщину 10^{-3} м. Вторая, толщиной $3 \cdot 10^{-3}$ м, крепилась по кромкам к монтажной рамке из швеллеров.

Демпфирование обеих пластин осуществлялось установкой на одну из их поверхностей вариантов вибропоглотителя в виде стальной полосы, облицованной полимерной пленкой из поливинилацетата. Геометрический центр (ГЦ) всех вариантов

РПВ располагался над ГЦ демпфируемой пластины, а наибольший размер вибропоглотителей был параллелен ее длинным краям.

На внешней поверхности крышки кожуха последовательно размещались РПВ с полосами толщиной $0,5 \cdot 10^{-3}$ м с максимальной длиной 0,26 и 0,5 м. Ширина полос соответственно равнялась 0,04 и 0,09 м.

Средством вибродемпфирования пластины на монтажной рамке, имеющим наибольшую длину 0,5 м, являлась облицованная полимерной пленкой стальная полоса, с шириной 0,08 м и толщиной 1,5 мм.

Во всех случаях была использована пленка марки ВПС-2,5 толщиной $0,5 \cdot 10^{-3}$ м, имеющая максимальный коэффициент вибропоглощения $\eta = 1-3$ в диапазоне температур примерно от 10 до 30°С. Исследование эффективности описанных средств производилось при комнатной температуре.

Кроме вибропоглотителей в виде облицованных пленкой полос с указанной наибольшей длиной были испытаны аналогично расположенные на пластине вибропоглотители меньшей длины, создаваемые последовательным симметричным обрезанием участков у коротких краев испытанных вибропоглотителей, имеющих боольшую длину.

На основе вибропоглотителей с наибольшей длиной 0,26 м; 0,5 м ($b = 0,09$ м и $h = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м) и 0,5 м ($b = 0,08$ м и $h = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м) были изготовлены и испытаны 8, 13 и 9 менее габаритных РПВ соответственно. В каждой из соответствующих групп РПВ имелся полосовой вибропоглотитель с длиной, при которой оценочное значение низшей частоты колебаний его полосы равнялось измеренному значению низшей частоты f_{11} изгибных колебаний демпфируемой пластины.

Измерения вибрации при отсутствии и наличии вибропоглотителей выполнялись при сосредоточенном возбуждении пластин миниатюрным вибромолотком. Для удара по пластине кожуха и размещения на ней вибродатчика в зоне ГЦ РПВ имелось квадратное отверстие со стороной $\sim 1,5$ см. Место удара и размещения вибродатчика на пластине, установленной на монтажной рамке, находилось на свободной от РПВ стороне.

Измерялись уровни входной вибровозбудимости пластин в их геометрическом центре. Под входной вибровозбудимостью подразумевается величина

$$A/F = 20 \lg(AF_0/\alpha F), \text{ дБ}, \quad (2)$$

где A – уровень виброускорения в точке возбуждения, Гц, силой F , Н; α – пороговый уровень виброускорения, 10^{-6} м/с²; $F_0 = 1$ Н.

Согласно расчету, по ранее приведенной формуле длина обоих частотно настроенных на низшую резонансную частоту демпфируемых пластин РПВ с толщиной соответственно 0,5 и 1,5 мм является практически одинаковой и равняется примерно 0,22 м.

2. Результаты измерений

Обратимся к рисунку 2, на котором приведены зависимости от длины РПВ уровней низшего резонансного максимума пластины – крышки кожуха ($f_{11} \approx 50$ Гц). Кривые 1 и 2 соответствуют группам РПВ с размерами от $10 \cdot 10^{-2}$ до $26 \cdot 10^{-2}$ м и от $10 \cdot 10^{-2}$ до $50 \cdot 10^{-2}$ м соответственно.

Последовательное уменьшение длин РПВ шириной 0,04 м от $l = 0,26$ м (кривая 1) привело к увеличению эффективности при большинстве его размеров, исключая длины 0,18 и 0,1 м. При первой длине (0,18 м) уровень гасимого резонансного максимума A/F пластины оказался таким же (150 дБ), как при нахождении на пластине РПВ с наибольшей

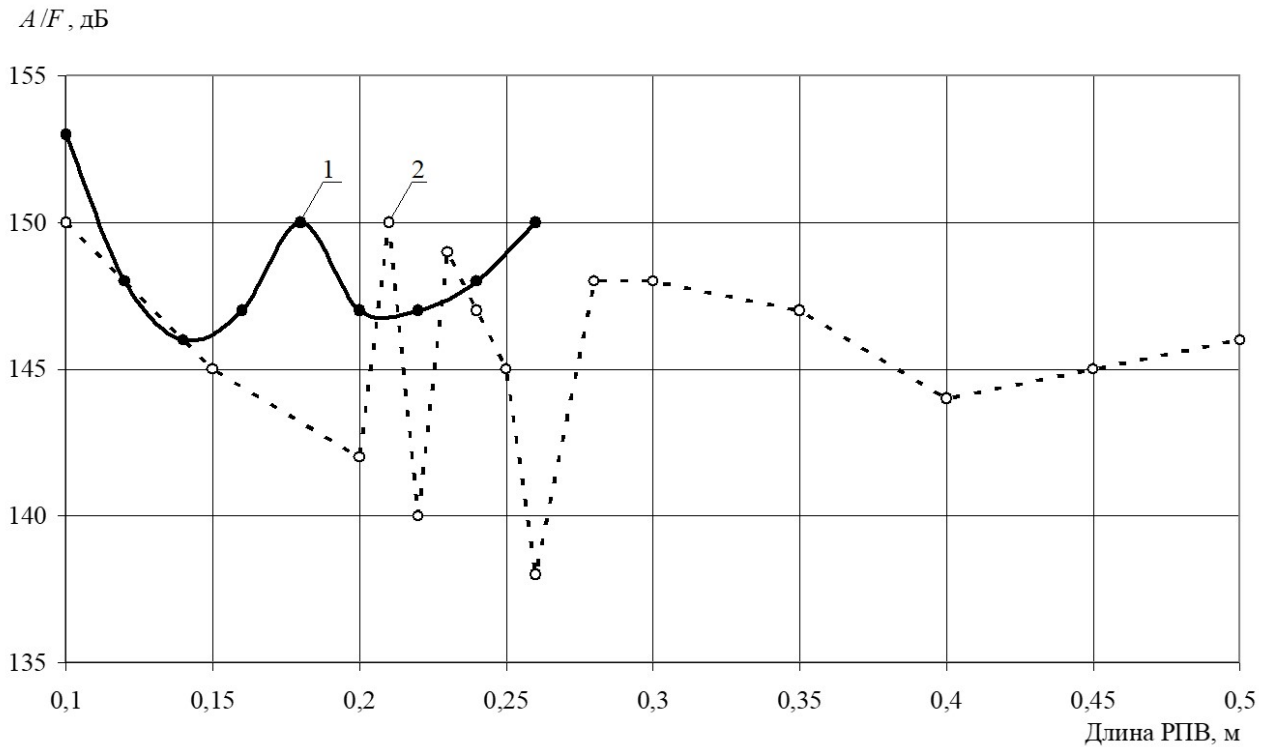


Рис. 2. Уровни входной вибровозбудимости пластины с вибропоглотителями шириной 0,04 м (1) и 0,09 м (2) различной длины

исходной длиной (0,26 м), а при второй (0,1 м) – на 3 дБ больше этого уровня и примерно таким же, как при отсутствии на пластине вибропоглотителя.

Вычисления показали, что в диапазонах длин РПВ от 0,26 до 0,18 м и от 0,18 до 0,1 м находятся значения l вибропоглотителей с оценочными величинами резонансной частоты изгибных колебаний полоски и сдвиговых колебаний полимерной пленки соответственно. Так, при ориентировочных значениях модуля упругости $10^6 \text{ Па} \leq E \leq 2 \cdot 10^6 \text{ Па}$ и плотности $\rho = 1600 \text{ кг/м}^3$ поливинилацетата скорость распространения в нем волн сдвига $c \approx \sqrt{E/3\rho}$ находится в диапазоне значений от 14,4 до 20,5 м/с, а половина длины сдвиговой волны в пленке – от 0,13 до 0,18 м.

Сравнительно низкая (3–7 дБ) эффективность описанной (условно первой) группы РПВ обусловлена их малой массой, составляющей не более 3% массы демпфируемой пластины – крышки кожуха.

Отметим, что длина РПВ первой группы превышала их ширину не менее чем в 2,5 раза. В связи с этим, их армирующий элемент являлся полосой, что позволяло считать оценочное значение длины (0,22 м) РПВ, настроенного на частоту гасимого резонансного максимума демпфируемой пластины, достаточно достоверным.

Ширина РПВ второй группы, использованных для демпфирования пластины – крышки кожуха равнялась 9 см и отношение $l/b \geq 2,5$ выполнялось в пределах значений длины l от 0,5 до ~0,22 м.

Вибропоглотитель наибольшей длины ($l_{max} = 0,5 \text{ м}$) с относительной массой $\mu = 5,6\%$ несмотря на то, что его низшая резонансная частота была меньше частоты гасимого резонансного максимума пластины более чем в 5 раз, уменьшил уровень резонансного максимума на 7 дБ.

Эффективность РПВ длиной 0,45 и 0,4 м оказалась практически такой же, как у вибропоглотителя с наибольшей длиной, а дальнейшее уменьшение длины до 0,28 м

и массы РПВ привело к снижению его эффективности до ~ 5 дБ. (Оценочное значение резонансной частоты f_1 РПВ с указанной длиной составляет ~ 34 Гц).

Дальнейшее уменьшение длины l до 0,15 м и соответствующий рост частоты вибропоглотителя до ~ 110 Гц привели к достаточно сложной зависимости его эффективности от указанных параметров. В указанном диапазоне их изменения были обнаружены три размера l с достаточно высокой эффективностью РПВ от 11 до 15 дБ. Ее среднее значение (13 дБ) было зарегистрировано при длине РПВ $l = 0,22$ м, соответствующей продольному размеру вибропоглотителя с частотой f_1 , равной частоте f_p гасимого резонансного максимума колебаний пластины.

Два крайних значения эффективности с высокой вероятностью соответствовали размерам вибропоглотителей с резонансным явлением в армирующем элементе, колеблющемся совместно с полимерной пленкой. При минимальной длине вибропоглотителя $l = 0,1$ м его эффективность оказалась равной примерно 3 дБ.

Приведенные ранее результаты получены при ударах вибромолотком по той поверхности пластины, на которой размещались вибропоглотители.

Экспериментальные исследования эффективности РПВ при ударах по свободной от них поверхности выполнялись, как указывалось, с использованием пластины с размерами в плане $0,52 \times 0,38$ м, имеющей толщину $3 \cdot 10^{-3}$ м. Низшая резонансная частота изгибных колебаний пластины равнялась 149 Гц.

Измерения входной вибровозбудимости A/F пластины при нахождении на ней каждого из десяти испытанных вибропоглотителей проводились в четырех точках. Одна из них находилась в геометрическом центре, а другие – на одинаковом расстоянии от ГЦ до короткой и длинной кромок, а также до одного из углов пластины. Отличие величин эффективности, полученных в разных точках, от их среднего значения не превысило 2 дБ.

На рисунке 3 приведена типовая зависимость эффективности уменьшения вибрации пластины от длины вибропоглотителей, полученная по результатам измерения A/F в ее геометрическом центре.

Обращаясь к рисунку 3, видим, что в значительном диапазоне длин РПВ от 0,22 до 0,45 м и оценочных резонансных частот колебаний полос РПВ от ~ 150 до ~ 38 Гц их эффективность является практически одинаковой и составляет ~ 18 дБ. Нахождение размера $l = 0,22$ м, при котором $f_1 \approx f_p$ на нижней границе диапазона указанных значений Эф обусловлено, видимо, иным, чем при испытаниях РПВ второй группы, влиянием на вибрационные процессы волновых явлений в полимерной пленке. При большей (0,5 м) и меньших чем $l = 0,22$ м длинах РПВ наблюдается рост и снижение эффективности до максимального и наименьшего значений примерно 22 и 13 дБ.

Помимо измерений входной вибровозбудимости пластины при отсутствии и наличии на ней РПВ третьей группы были выполнены измерения возникающих при вибрации уровней звукового давления. Микрофон находился на расстоянии 1 м от пластины на нормали к ее не возбуждаемой вибромолотком поверхности, проведенной из геометрического центра. При всех РПВ эффективность уменьшения ими уровней звукового давления отличалась от эффективности уменьшения уровней входной вибровозбудимости не более, чем на обычную погрешность акустических измерений порядка 1–2 дБ.

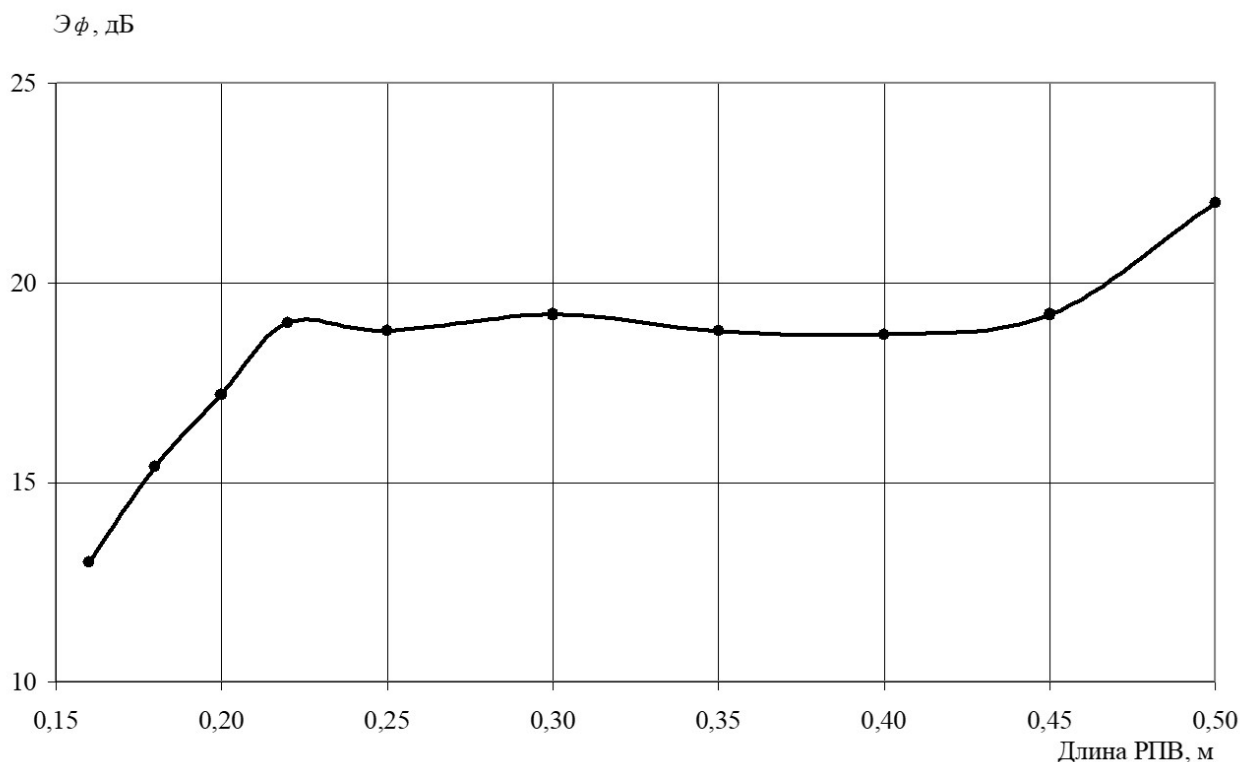


Рис. 3. Эффективность уменьшения входной вибровозбудимости пластины вибропоглотителями разной длины

Заключение

К основным результатам работы отнесем следующие:

- приведены значения эффективности уменьшения вибрации пластин группами РПВ, имеющих одинаковую ширину и различную длину в составе каждой группы, а также массу от 0,8 до ~10% массы пластины;
- установлено, что увеличение длины вибропоглотителя в сравнении с его оценочным продольным размером l , при котором выполняется условие настройки на частоту гасимого резонансного максимума, может привести как к уменьшению его эффективности (рисунок 2) из-за ухудшения его частотной настройки, так и к ее росту при не менее чем примерно двухкратном увеличении его длины и массы (рисунок 3);
- показано, что уменьшение длины испытанных вибропоглотителей более чем в 1,5–2,0 раза в сравнении с длиной l приводит к резкому уменьшению их эффективности;
- получена несколько большая эффективность имеющих примерно одинаковые размеры вибропоглотителей при их нахождении на невозбуждаемой виброповерхности;
- показано малое отличие эффективности РПВ по уменьшению ими уровней как вибрации, так и шумоизлучения пластины.

Список литературы

1. Кирпичников В.Ю. Вред и польза резонансных явлений в элементах судовых конструкций. - СПб., 2019. - 174с.

2. Алексеев С.А., Сятковский А.И. Вибродемпфирующие свойства полимерных пленок // Судостроение. - 2015. - N 16. - С. 43–46.
3. Sheikhi M.R., Sofuoğlu M.A., Li J. Vibration Damping Applications with Cork Composites. Cork-Based Materials in Engineering. Green Energy and Technology // Springer. - 2024. - N 4. - P. 31-46. DOI: 10.1007/978-3-031-51564-4_4
4. Zheng X., Wei C., Ming S. [et al.] New benchmark free vibration solutions of passive constrained layer damping beams by the symplectic method // Archive of Applied Mechanics. - 2024. - Vol. 94, N 3.- P. 3753–3764. DOI: 10.1007/s00419-024-02693-4
5. Канев Н.Г. Собственные частоты колебаний пластины на упругом основании винклеровского типа // Научный Журнал «Noise Theory and Practice». - 2020. – Т. 6, N 2. - С. 28-35.

References

1. Kirpichnikov V.Yu. Harm and benefit of resonance phenomena in elements of ship structures. - St. Petersburg, 2019. - 174 p.
2. Alekseev S.A., Syatkovsky A.I. Vibration damping properties of polymer films // Shipbuilding. - 2015. - N 16. - P. 43–46.
3. Sheikhi M.R., Sofuoğlu M.A., Li J. Vibration Damping Applications with Cork Composites. Cork-Based Materials in Engineering. Green Energy and Technology // Springer. - 2024. - N 4. - P. 31-46. DOI: 10.1007/978-3-031-51564-4_4
4. Zheng X., Wei C., Ming S. [et al.] New benchmark free vibration solutions of passive constrained layer damping beams by the symplectic method // Archive of Applied Mechanics. - 2024. - Vol. 94, N 3.- P. 3753–3764. DOI: 10.1007/s00419-024-02693-4
5. Kanev N.G. Natural frequencies of oscillations of a plate on an elastic foundation of the Winkler type // Scientific Journal 'Noise Theory and Practice'. - 2020. – Vol. 6, N 2. - P. 28-35.

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
2025