

ISSN 2412-8627

Vol. 8 No. 4

(12+)

Noise Theory and Practice

Scientific Journal



IV
2022

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)

Члены редакционной коллегии

Шашурин Александр Евгеньевич



Доктор технических наук, декан факультета "Е" Оружие и системы вооружения, профессор, заведующий кафедрой "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

Элеонора Карлетти



Директор Института сельскохозяйственной и землеройно-транспортных машин (IMAMOTER-CNR) и руководитель исследовательской группы IMAMOTER, работающей в предметной области акустики и вибрации (г. Феррара, Италия)

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)

Тупов Владимир Борисович



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

Заплетников Игорь Николаевич



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

Серджио Луцци



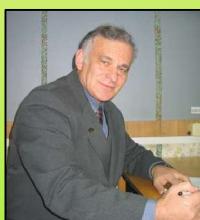
Профессор и лектор в Университете Флоренции. Руководитель Курса "Акустика и контроль транспортного шума" в UNISER в Италии г.Пистоя (г. Флоренция, Италия)

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)

Цукерников Илья Евсеевич



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

Редакционная коллегия

2

Буторина Марина Вадимовна



Кандидат технических наук,
доцент кафедры «Экология и
производственная безопасность»
Балтийского государственного
технического университета
«ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова
(г. Санкт-Петербург, РФ)

Тюрина Наталья Васильевна



Доктор технических наук,
руководитель службы
главного инженера ЗАО
"Институт "Трансэкопроект"
(г. Санкт-Петербург, РФ)

Рассошенко Юлия Сергеевна



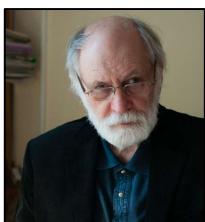
Кандидат технических наук,
доцент кафедры "Экология и
производственная безопасность"
Балтийского государственного
технического университета
"ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова
(г. Санкт-Петербург, РФ)

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 Caterpillar (г. Пеория, США)

Емельянов Владислав Николаевич



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

Элькин Юрий Иосифович



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

Editorial Board

3

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)

Members of the Editorial Board

Aleksandr Shashurin



Doctor of Engineering Science, Dean of
the E faculty 'Weapons and weapons
systems', Professor, Head of the
Department of Ecology and Industrial
Safety, Leading Researcher of the
Scientific Research Unit of the Baltic
State Technical University
'VOENMEH' named after D.F. Ustinov
(St. Petersburg, Russia)

Igor Zapletnikov



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

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)

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)

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)

Vladimir Tupov



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

Ilya Tsukernikov



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

Editorial Board

4

Marina Butorina



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

Natalya Tyurina



Doctor of Engineering Science, Head
of the Chief Engineer's office of JSC
'Institute 'Transekoproekt'
(St. Petersburg, Russia)

Iuliia Rassoshenko



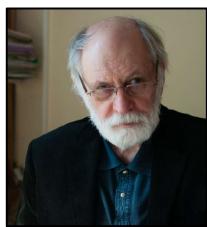
Ph.D. of Engineering Science, Senior
Researcher of the Scientific Research
Unit, Assistant Professor of the
Department of Ecology and Industrial
Safety of the Baltic State Technical
University 'VOENMEH' named after
D.F. Ustinov
(St. Petersburg, Russia)

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)

Vladislav Emelyanov



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

Yuri Elkin



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

Научный журнал

Том 8 №4

Учредитель

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

**Сетевой Научный Журнал
'Noise Theory and Practice'**

выпускается с 2015 г.

Основателем Журнала является д.т.н., профессор кафедры "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова основатель транспортной акустики в России - Иванов Николай Игоревич.

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

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

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

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

Тюрин А.П.

РУС

Разработка приложения для ведения отчетности результатов акустических измерений с учетом их стратегии
стр. 7-22

Заславский Ю.М., Заславский В.Ю.

РУС

Численное моделирование кинематических параметров движения акустических источников в атмосфере

стр. 23-39

**Кирпичников В.Ю., Смольников В.Ю.,
Кудаев А.В., Гусева Е.В., Сятковский А.И.**

РУС

Экспериментальные исследования вибродемптирующих свойств композитных материалов на основе бумажно-слоистых пластиков hpl, содержащих встроенные слои из термопластичных пленок впс-2,5
стр. 40-48

Гуреев К. А., Трясцин Д. В.

РУС

Исследования акустических свойств материалов для дополнительной звукоизоляции в многоквартирных жилых домах в условиях применения различных строительных конструкций

стр. 49-58

Глинкин А.С.

РУС

Моделирование шумообразования несущей системы рольганговых механизмов

стр. 59-68

Солдатов А.Г., Чукарин А.Н., Финоченко Т.А.

РУС

Обоснование систем снижения шума и вибраций шлифовальных кругов

стр. 69-76

Рыжов С.П., Чукарин А.Н., Финоченко Т.А.

РУС

Обоснование акустических моделей систем «зубчатые колеса-оправки» зубодолбечных и зубострогальных станков
стр. 77-85

Scientific Journal

Vol. 8 No. 4

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

Tyurin A.P.

RUS

Development of the application for reporting the results
of acoustic measurements, taking into account their strategy
pp. 7-22

Zaslavsky Yu.M., Zaslavsky V.Yu.

RUS

Numerical simulation of the kinematic parameters
of the motion of acoustic sources in the atmosphere
pp. 23-39

Kirpichnikov V. Yu., Smolnikov V.Yu.,

RUS

Kudaev A.V., Guseva E.V., Syatkovsky A.I.

Experimental studies of vibration-damping properties of composite
materials based on hpl paper-laminated plastics containing
imbedded layers of VPS-2.5 thermoplastic films
pp. 40-48

Gureev K. A., Triastcin D. V.

RUS

Studies of acoustic properties of materials for additional
sound insulation in multi-apartment residential buildings
under conditions of application of various building structures
pp. 49-58

Glinkin A.S.

RUS

Modeling of noise generation of the carrier
system of roller table mechanisms
pp. 59-68

Soldatov A.G., Chukarin A.N., Finochenko T.A.

RUS

Substantiation of systems for reducing
noise and vibrations of grinding wheels
pp. 69-76

Ryzhov S.P., Chukarin A.N., Finochenko T.A.

RUS

Substantiation of acoustic models of 'gear wheels-mandrels'
systems of gear shaping and gear cutting machines
pp. 77-85

УДК: 519.684, 534.6

OECD: 5.03.HB, 1.02.EB

Разработка приложения для ведения отчетности результатов акустических измерений с учетом их стратегии

Тюрин А.П.

Д.т.н., профессор кафедры «Техносферная безопасность»,
ФГБОУ ВО «ИжГТУ имени М.Т. Калашникова», г. Ижевск, РФ

Аннотация

В статье рассматривается задача разработки приложения для ведения отчетности результатов акустических измерений, выполненных в соответствии с ГОСТ Р ИСО 9612-2016. Приложение позволяет накапливать данные измерений, полученных на основании известных стратегий: рабочего дня, трудовой функции и рабочей операции в памяти браузера пользователя. В области инженерной акустики ведение отчетности, соответствующей установленным стандартам, играет не только «накопительную» роль, но при соответствующей организации хранения данных в базе, позволяет анализировать массивы данных по разным параметрам. Последний аспект становится актуальным при разработке методов контроля, оценки и нормирования опасных и вредных акустических факторов производства. Разработка приложения реализована в несколько этапов: 1) определение функциональности приложения; 2) определение общего шаблона проектирования; 3) реализация программного кода; 4) проверка производительности на рабочих примерах. Впервые реализована концепция «помощника» по выбору стратегии акустических измерений в виде системы тестирования. Программа позволяет формировать протоколы акустических измерений, их редактирование и анализ после фильтрации по статусу утверждения. Приложение, впервые выполненное в виде прогрессивного веб-приложения, предназначено для работы в браузере с настольных или планшетных персональных компьютеров. Использование подобных программ может быть полезно для студентов специальностей, связанных с акустическими измерениями и расчетами.

Ключевые слова: акустические измерения, стратегия, обработка, трудовая функция, рабочий день, прогрессивное веб-приложение.

Development of the application for reporting the results of acoustic measurements, taking into account their strategy

Tyurin A.P.

Doctor of technical Sciences, Professor of the Technosphere Security Department,
Kalashnikov Izhevsk State Technical University, Izhevsk, Russia

Abstract

The article deals with the task of developing an application for reporting the results of acoustic measurements performed in accordance with GOST R ISO 9612-2016. The application allows you to accumulate measurement data obtained on the basis of known strategies: working day, work function and work operation in the memory of the user's browser. In the field of engineering acoustics, reporting that meets established standards plays not only a "cumulative" role, but with the appropriate organization of data storage in the database, it allows analyzing data arrays according to various parameters. The latter aspect becomes relevant in the development of methods for monitoring, evaluating and standardizing dangerous and harmful acoustic

production factors. The development of the application is implemented in several stages: 1) determining the functionality of the application; 2) defining a common design pattern; 3) implementation of the program code; 4) performance check on working examples. For the first time, the concept of an “assistant” for choosing an acoustic measurement strategy was implemented in the form of a testing system. The program allows you to generate protocols of acoustic measurements, their editing and analysis after filtering by approval status. The application, first made as a progressive web application, is designed to run in a browser from desktop or tablet personal computers. The use of such programs can be useful for students of specialties related to acoustic measurements and calculations.

Keywords: acoustic measurements, strategy, processing, work function, working day, progressive web application.

Введение

Использование большого количества новых технологий и новых машин в производственных процессах приводит к пропорциональному росту шума и вибрации. Шум и вибрация стали неотъемлемыми объектами активных мер безопасности, так как они представляют опасность для здоровья работающих и населения. Тем не менее, разрабатываются и превентивные решения, предусмотренные в новом законодательстве и стандартах. Они способствуют высокому уровню унификации требований безопасности к машинам, а также к рабочей среде с точки зрения акустики. Для целей оценки шумового воздействия развиваются как подходы, основанные на концепции риска [1], так и подходы, основанные на классических измерениях и последующем принятии решений. В Трудовом Кодексе Российской Федерации понятие профессионального риска и его управление изложено в главе X.

Исследования акустической обстановки могут быть весьма сложными, направленными на выявление и анализ основных физических процессов, являющихся источниками шума, а затем способствующими обоснованию и разработке мероприятий [2, 3, 4]. Путем расчета уровней звуковой мощности и изучения параметров конструкции, влияющих на звуковую мощность, создаваемую оборудованием, может быть получено эмпирическое уравнение для расчета уровня акустической мощности в зависимости от физических параметров. Зачастую, в рабочей зоне шум образуется за счет множества технологических установок, как отдельных источников шума. С одной стороны, могут быть выявлены самые шумные устройства и предложены некоторые рациональные предложения по снижению уровня звукового воздействия без выполнения измерений. С другой стороны, измерения являются важным этапом стандартизированной процедуры. В последнее время, в связи с активным развитием направлений, связанных с экологией зданий, протоколирование результатов акустических измерений позволяет проверить согласованность характеристик, полученных на этапе проектирования и в реальности [5].

В руководящих стандартах, посвященных оценке воздействия шума на работников, имеются некоторые рабочие примеры, поясняющие основные принципы расчета нормируемых характеристик шума в соответствии с выбранной стратегией измерения. В частности, такими примерами служат рабочие места сварщиков, рабочие места водителей. В зарубежной литературе также можно встретить исследования, посвященные оценке шумовой обстановки на рабочих местах известных профессий, и выполнить анализ подходов, связанных как с оценкой шума, так и обоснованию необходимых мероприятий по его снижению.

Так, в работе [4] проведено исследование акустической проблемы в металлообрабатывающей промышленности г. Манаус, Бразилия. Анализ аспектов,

связанных с особенностями конструкции и физическими процессами штамповки предварил картирование всей интересующей области города. В выбранных точках измерения шума выполнялись в различное время: утром, днем и ночью. Результаты статистического анализа, выполненные с использованием статистического программного обеспечения, служили для разработки мер контроля и снижения уровня звукового давления для улучшения качества жизни рабочих в течение рабочего дня.

Влияние шума на сварщиков и источники их возникновения исследовано в [6, 7].

Оценка воздействия шума на рабочих, занятых производством стержневой арматуры, выполнена в [8]. Как отмечают авторы, исследование значимо для отработки нормативного подхода к оценке шума в производственной среде. Использованные методы расчета соответствуют изложенным в ISO 9612-2009 «Acoustics - Determination of occupational noise exposure - Engineering method», а анализ результатов соответствует международным стандартам. Методика измерения воздействия шума была реализована в соответствии со следующими этапами: анализ рабочей обстановки; выбор стратегии измерения; собственно, измерения; обработка ошибок и оценка неопределенности; вычисления; и оформление результатов. Конечная цель - разработка плана корректирующих и профилактических действий, направленных на устранение профессионального риска, связанного с воздействием шума.

Данные исследования показывают, что данные, полученные с шумоизмерительных приборов, по той или иной стандартизированной процедуре, и проблема выбора соответствующего программного обеспечения определяется целями исследования.

1. Обзор приложений, упрощающих обработку результатов по оценке шумового воздействия

Оценка шумового воздействия на работника, выполняющего трудовые обязанности, определяется через измерение шума и дальнейшего расчета основной нормируемой характеристики – эквивалентного уровня звука за 8-часовой рабочий день $L_{EX,8h}$. Полученные результаты могут быть использованы при планировании мероприятий по снижению производственного шума. С 01.09.2017 г. в России вступил в силу ГОСТ Р ИСО 9612-2016 «Акустика. Измерения шума для оценки его воздействия на человека. Метод измерений на рабочих местах». Этот документ, идентичный международному стандарту ISO 9612:2009 «Acoustics – Determination of occupational noise exposure – Engineering method», устанавливает дифференцированные методы измерений и расчётов шума применительно к особенностям производственной деятельности на рабочем месте.

Трудоемкие вычислительные алгоритмы, заложенные в ГОСТ Р ИСО 9612-2016 для получения значимых результатов, приводят к необходимости переложить процесс расчета на персональный компьютер. Дополнительно, возможность процедуры формирования протокола измерений в формате .pdf облегчает процесс их оформления и вывода на печать. Не удивительно, что развитие направления создания специализированного программного обеспечения, позволяющего автоматизировать подобные вычисления, развито не только в России [9], но и за рубежом. Их использование сокращает время на вычисления, обеспечивает точность и снижает вероятность возникновения ошибок. В ГОСТ Р ИСО 9612-2016 подробно описан метод, используемый для оценки неопределенности измерений. Как указывается в [10], при его разработке прорабатывались основные методологические трудности, возникающие при оценке неопределенности, связанной с выборкой шума. Учитывались две проблемы: 1) нелинейность критерия средней энергии, определяющего уравнение, используемое для расчета среднего уровня звука по выборке из N измеренных значений эквивалентных

уровней звукового давления, взвешенных по шкале А; 2) необходимость предоставления метода, простого в использовании и надежного, в том числе при уменьшении размера выборки. Метод, представленный окончательно, обоснован дополнительной информацией о его статистической основе. Выбранная оценка не имеет статистической погрешности и является точной, если справедливо предположение о нормальном распределении измеренных значений, что соответствует критерию средней энергии.

Несмотря на то, что в настоящее время акустическая обстановка оценивается по результатам точечных измерений на рабочем месте в соответствии с ГОСТ Р ИСО 9612-2016, тем не менее, активно развиваются способы идентификации акустической среды по аудиосигналам с носимых датчиков. Такие датчики требуют разработки специального программного обеспечения, а измерения также должны соответствовать принятым стандартам. Для постоянно меняющихся акустических процессов использование персональных дозиметров шума дает возможность выявить связь между состоянием/поведением работника и характеристикой шума на рабочем месте [11]. Производители [12] предлагают новое поколение персональных шумометров с функциями, ранее доступными только в самых современных портативных шумометрах. Во-первых, они могут работать по беспроводному каналу Bluetooth®, и, следовательно, в режиме сопряжения со смартфоном или иным мобильным устройством. Во-вторых, они выполнены в искробезопасном исполнении, что дает возможность использования в любой отрасли. В том числе, данные датчики удовлетворяют требованиям ISO 9612-2009. Программное обеспечение NoiseSafe упрощает процедуру выгрузки данных, составления профессиональных отчетов и анализа данных. Выполняемый анализ результатов измерений, как аудиоданных восьмичасовой длительности, выполняемый в кратчайшее время, соответствует законодательству. Возможность обработки аудиосигналов в режиме реального времени позволяет «исключать» источники шума, которые носят непредвиденный характер. Преимущества подобных программ следующие:

1. Легкая настройка данных с возможностью выбора необходимых параметров.
2. Возможность быстрого создания необходимых отчетов.
3. Воспроизведение записанного звука для выявления непредвиденного шума.
4. Анализ данных во времени для источника шума.

В работе [13] для оценки воздействия шума также использовались «умные» дозиметры шума (проще говоря, индивидуальные), а измерения выполнялись в соответствии с действующими требованиями в механических мастерских. Поскольку работники, имеющие при себе дозиметр, вольно или невольно неизбежно вносят помехи в измерения, то последующая обработка данных на предмет фактического воздействия шума может оказаться сложной задачей. Оценке ежедневного профессионального шума препятствуют события, связанные с источниками звука, не имеющими отношения к работе, например, «фактивное» повышение уровня шума, достигаемое за счет размещения дозиметра в непосредственной близости от рабочего инструмента, а также случайные удары и царапины микрофона о твердые поверхности. Как показано в [13], с помощью «умных» дозиметров нового поколения в значительной степени можно устранить такие искажения и тем самым получить более точную оценку фактического воздействия профессионального шума.

Более простым решением обработки результатов акустических измерений по результатам точечных оценок и автоматизирующем процесс обработки данных по ГОСТ Р ИСО 9612-2016 является небольшой калькулятор, разработанный компанией НТМ-Защита [14]. Также представлена версия данной программы, реализованная на языке формул Excel, что является более удобным для использования. Для вычисления итогового результата по результатам измерений стандартом четкий алгоритм позволяет

получить результаты измерений и их неопределенности по любой из стратегий, предусмотренных стандартом: рабочей операции, трудовой функции и рабочего дня. Однако возможность выбора стратегии измерений при тщательном исследовании калькулятора онлайн не обнаружена.

Особенность такого вида программ заключается в том, что, во-первых, при реализации в MS Excel вычисления для нескольких рабочих мест неизбежно приводят к увеличению рабочих листов программы, а при реализации в виде отдельно устанавливаемой версии на ПК требуют технического сопровождения и постоянного обновления на стороне клиента. Между тем, возможности современных браузеров приводят к тому, что набирает популярность тип приложений, известных как прогрессивные веб-приложения (Progressive Web Application или PWA). При работе в приложении из браузера используется его же память, в которой могут храниться не только простейшие данные, но и медиа-файлы. Разработчик запускает обновления только, со своей стороны. Одним из преимуществ данного вида приложений является возможность их развертывания на локальном сервере ноутбука, например, преподавателя, с обеспечением доступа к нему с мобильных устройств студентов по сети Wi-Fi. В этом случае в приложении должна быть предусмотрена мобильная версия.

Существуют и англоязычные версии подобных программ, которые соответствуют англоязычной версии ISO 9612-2009, например, программа, упоминаемая в [13]. Однако зарубежные программы скорее носят частный характер, присущий компаниям, занимающимся непосредственно акустическими расчетами или производством соответствующих устройств и приборов.

Целью данной работы является создание версии действующей программы для акустических вычислений и оценки шума на рабочих местах в цехе по ГОСТ Р ИСО 9612-2016 в виде небольшого PWA-приложения с реализацией функции помощника для выбора стратегии измерения. Реализация программы также обеспечивает наглядность в понимании первичных данных, необходимых для оценки воздействия шума на человека.

2. Практическая реализация

В целом, как было показано в предыдущем разделе, программы для оценки шумового воздействия можно разделить на две группы: 1) программы, определяющие конечный результат на основе совокупности точечных измерений, 2) программы, определяющие конечный результат на основании записанного аудио-спектра. Разработанное приложение можно отнести к первой группе.

Разработка приложения выполнялась в среде Visual Studio Code, представляемой компанией Майкрософт. Этапы реализации решения заключались в следующем:

1. Определение функциональности приложения.
2. Определение общего шаблона проектирования.
3. Реализация программного кода.
4. Апробация (тестирование).

Функциональность приложения, не претендующего на профессиональную версию, заключается в том, что оно должно выполнять вычисление эквивалентного уровня звука за 8-часовой рабочий день по одной из выбранной стратегии измерений:

- 1) трудовой функции;
- 2) рабочего дня;
- 3) рабочей операции.

Дополнительно необходимо разработать комплекс тестовых вопросов, необходимых

для реализации концепции «помощника» для выбора стратегии измерения.

Все исходные данные, заведенные для конкретного рабочего места, должны иметь возможность последующего редактирования, сохранения в памяти и вызов из нее по запросу, а также фильтрацию «протоколов» в зависимости от статуса – «подписан», «черновик», «на редактировании».

В качестве общего шаблона проектирования используется шаблон проектирования под общим названием MVVM: Модель (Model) – Представление (View) – Модель представления (ViewModel). Основная цель шаблона – разделить приложение на три соответствующих независимых слоя. Первый слой представляет собой логику работы с данными, необходимыми для работы приложения и базой данных (в нашем случае это память браузера IndexedDb). Второй слой (представление) является графическим интерфейсом (окна, кнопки, списки и проч.) и, являясь «подписчиком» на событие изменения значений свойств, предоставляемых моделью представления, взаимодействует с последней путем запросов. Модель представления является связующим звеном первого и второго слоя. С одной стороны – это абстракция представления, с другой стороны – обертка данных из модели. Более подробное описание данного шаблона с точки зрения программирования выходит за пределы данной статьи и может быть найдено в специальной литературе, но общая структурная блок-схема приложения с точки зрения его функционирования представлена на рис. 1.

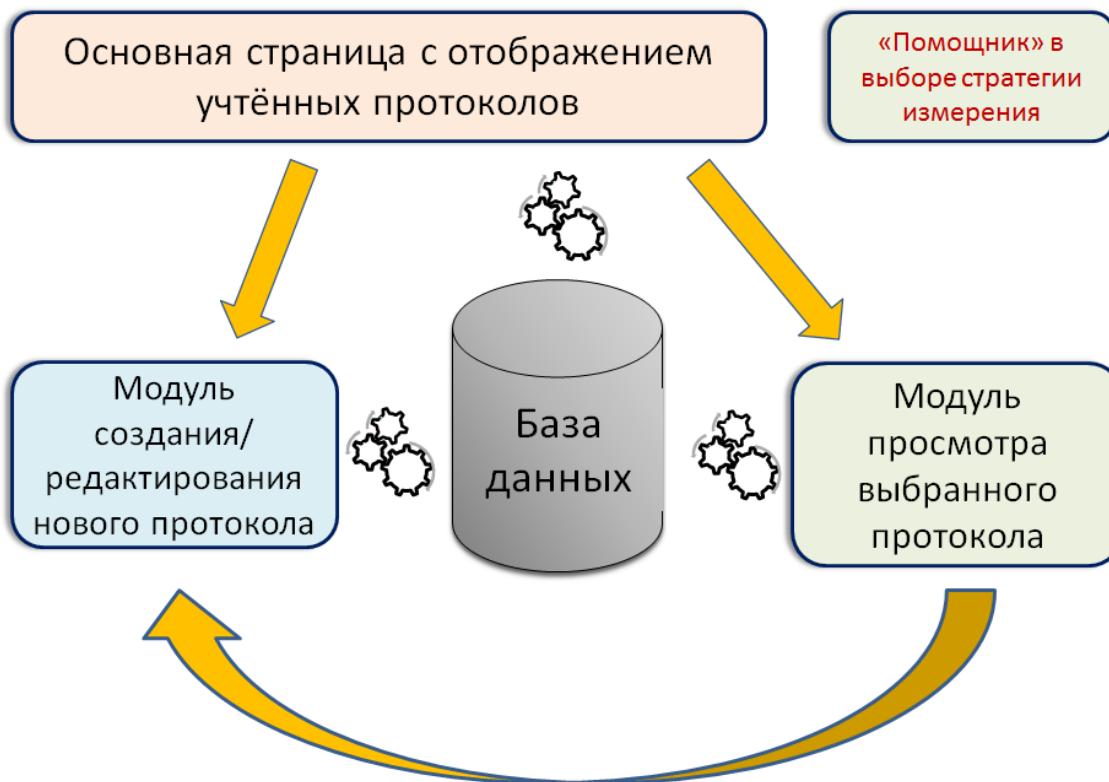


Рис. 1. Структурная блок-схема приложения

Основная страница приложения представлена на рис. 2. Набор из 15 вопросов, входящих в систему тестирования по выбору стратегии измерения, разработан на основе текстового содержания ГОСТ Р ИСО 9612-2016. Для каждой стратегии измерения предусмотрен блок из 5 вопросов, каждый из которых предполагает только один вариант ответа – «да» или «нет». В конце тестирования пользователю выдается решение о необходимости использования той или иной стратегии измерения – на основе рабочего дня, по трудовой функции или рабочей операции. Для подтверждения, ниже представлены первые семь вопросов:

применительно к «рабочей операции»:

1. Ограничено ли число операций, выполняемых работником, каждая из которых хорошо определена?
2. Можно ли действия работника разделить на отдельные, легко описываемые операции?
3. Для каждой четко выделенной операции существуют свои характерные шумовые условия?
4. Можно ли сказать, что разная операция дает свой уникальный вклад в шумовое воздействие за смену? Или, может быть, это фиксированное рабочее место с простой, единичной операцией?
5. Нестационарное рабочее место, известная структура дня, небольшое число операций?

применительно к «трудовой функции»:

6. Все работники работают в схожей шумовой обстановке (работники на поточной линии)?
7. Сложно описать характерный рабочий день для работника и нет возможности провести детальный анализ рабочей обстановки?

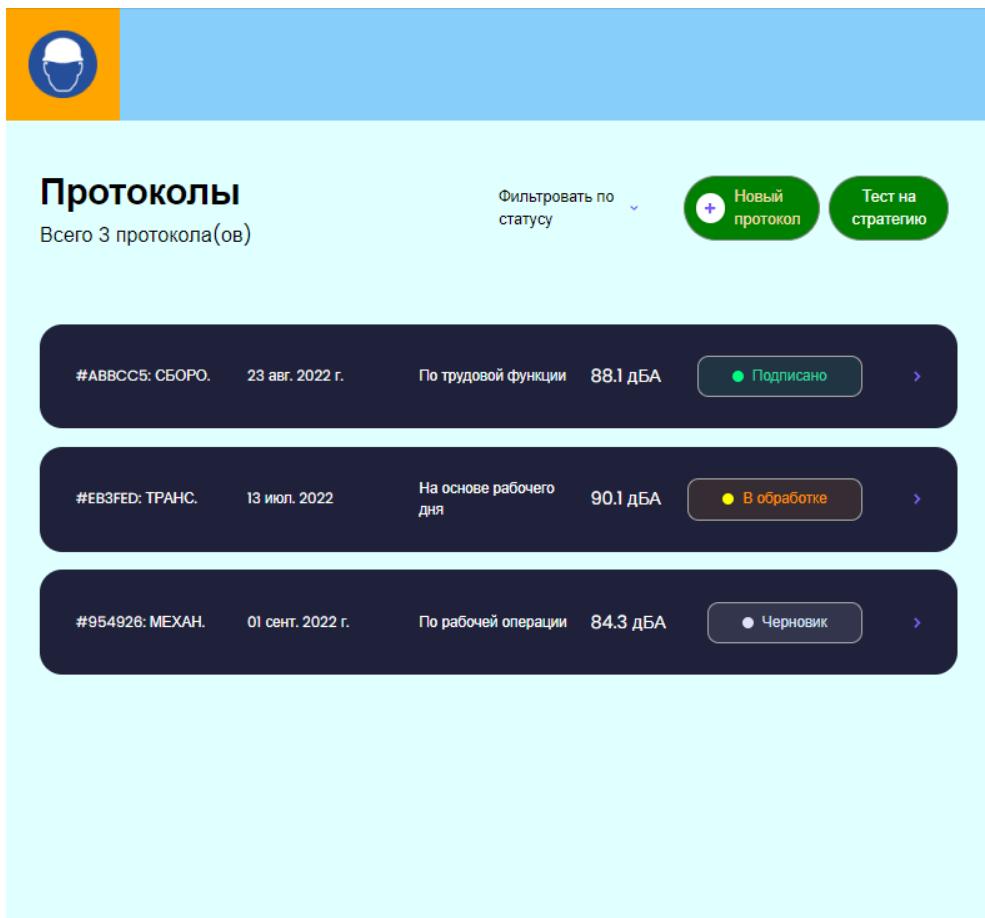


Рис. 2. Главный вид приложения: протоколы статусов – «Подписан», «В обработке», «Черновик»

3. Апробация функциональности

Несмотря на то, что проектирование программы предполагает одновременную проверку на корректность вычисления, тем не менее, для проверки эффективности всегда необходимо ориентироваться на известные примеры. В качестве примеров для заполнения и проверки корректности вычислений по формулам, данные были взяты из ГОСТ Р ИСО 9612-2016 и скорректированы в части описания деятельности для нужд исследования. Все рабочие примеры сведены в табл. 1, 2 и 3.

Таблица 1

Название таблицы Исходные данные по рабочему месту сварщика

№ п/п	Профессия	Описание деятельности	Стратегия измерения	Операция	T, мин	УЗ, дБА	Вклад операции в УЗ, дБА
1.	Сварщик	Сварка, резка, зачистка, перерывы для планирования работ	По рабочей операции	Планирование работ	90	70,0	62,7
				Сварка	300	80,8	78,8
				Резка и зачистка	90	90,1	82,8
Уровень звука на рабочий день, дБА						84,3 ± 1,95	

Таблица 2

Исходные данные по рабочему месту оператора конвейерной линии

№ п/п	Профессия	Описание деятельности	Стратегия измерения	Измерение	Интервал измерения, Т, мин	УЗ, дБА
2.	Оператор конвейерной линии	Пуск линии, контроль ее работы и устранение неполадок. Разные операции: загрузка сырья, наблюдение за производством, удаление готовой продукции, регулировка режима работы линии	По трудовой функции	1	День 1, утр. смена, 1-ый работник, 10:00 - 12:00	88,1
				2	День 1, утр. смена, 2-ый работник, 10:30 - 12:30	86,1
				3	День 2, утр. смена, 1-ый работник, 8:00 - 10:00	89,7
				4	День 2, утр. смена, 2-ый работник, 8:30 - 10:30	86,5
				5	День 2, веч. смена, 1-ый работник, 14:00 - 16:00	91,1
				6	День 2, веч. смена, 2-ый работник, 18:00 - 20:00	86,7
Уровень звука на рабочий день, дБА					88,1 ± 2,3	

Таблица 3

Исходные данные по рабочему месту водителя вилочного автопогрузчика

№ п/п	Профессия	Описание деятельности	Стратегия измерения	Водитель /день	Длительность измерения, T, мин	УЗ, дБА
2.	Водитель вилочного автопогрузчика	Транспортировка материалов – полуфабрикатов и готовой продукции на участках производства, хранения	На основе рабочего дня	1/1	8 ч 15 мин	88,0
				2/1	8 ч 10 мин	91,8
				3/1	8 ч 15 мин	87,6
				1/2	8 ч 00 мин	90,4
				2/2	8 ч 05 мин	89,0
				3/2	8 ч 10 мин	88,4
Уровень звука на рабочий день, дБА						90,1 ± 2,06

Создание новой карточки в режиме черновика осуществляется в режиме, представленной на рис. 3.

Новый протокол

СТРУКТУРНОЕ ПОДРАЗДЕЛЕНИЕ

НАИМЕНОВАНИЕ ЦЕХА
Кузнечно-прессовый

УЧАСТОК НОМЕР УЧАСТКА ФИО МАСТЕРА УЧАСТКА
Зона производства работ 1 Кузнецов А. П.

СВЕДЕНИЯ О РАБОЧЕМ МЕСТЕ И ИЗМЕРЕНИЯХ

ПРОФЕССИЯ
кузнец

КРАТКОЕ ОПИСАНИЕ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ
обработка нагретой заготовки

ОПИСАНИЕ ИСТОЧНИКОВ ШУМА
Пневматический молот С41

ФИО РАБОТНИКА, ПРЕДОСТАВИВШЕГО СВЕДЕНИЯ
Кузнецов А. П.

ДАТА ЗАПИСИ ДАТА ИЗМЕРЕНИЙ ДАТА ПОВЕРКИ ДАТА СЛЕД. ПОВЕРКИ
16 сент. 2022 г. 19 июл. 2022 г. 26 янв. 2022 г. 26 янв. 2023 г.

СТРАТЕГИЯ ИЗМЕРЕНИЙ СР-ВО ИЗМЕРЕНИЯ КЛАСС СРЕДСТВА
▼
По рабочей операции
По трудовой функции
На основе рабочего дня

Отменить Сохранить черновик Создать карточку

+ Новый протокол Тест на стратегию

Подписано >

В обработке >

Черновик >

Рис. 3. Создание новой карточки в режиме черновика

Вновь созданная карточка/протокол может просмотрена на соответствующей вкладке. Общий вид карточки со сведениями, характерными для рабочего места сварщика, и измерениями, выполненными по стратегии «рабочая операция», представлен на рис. 4.

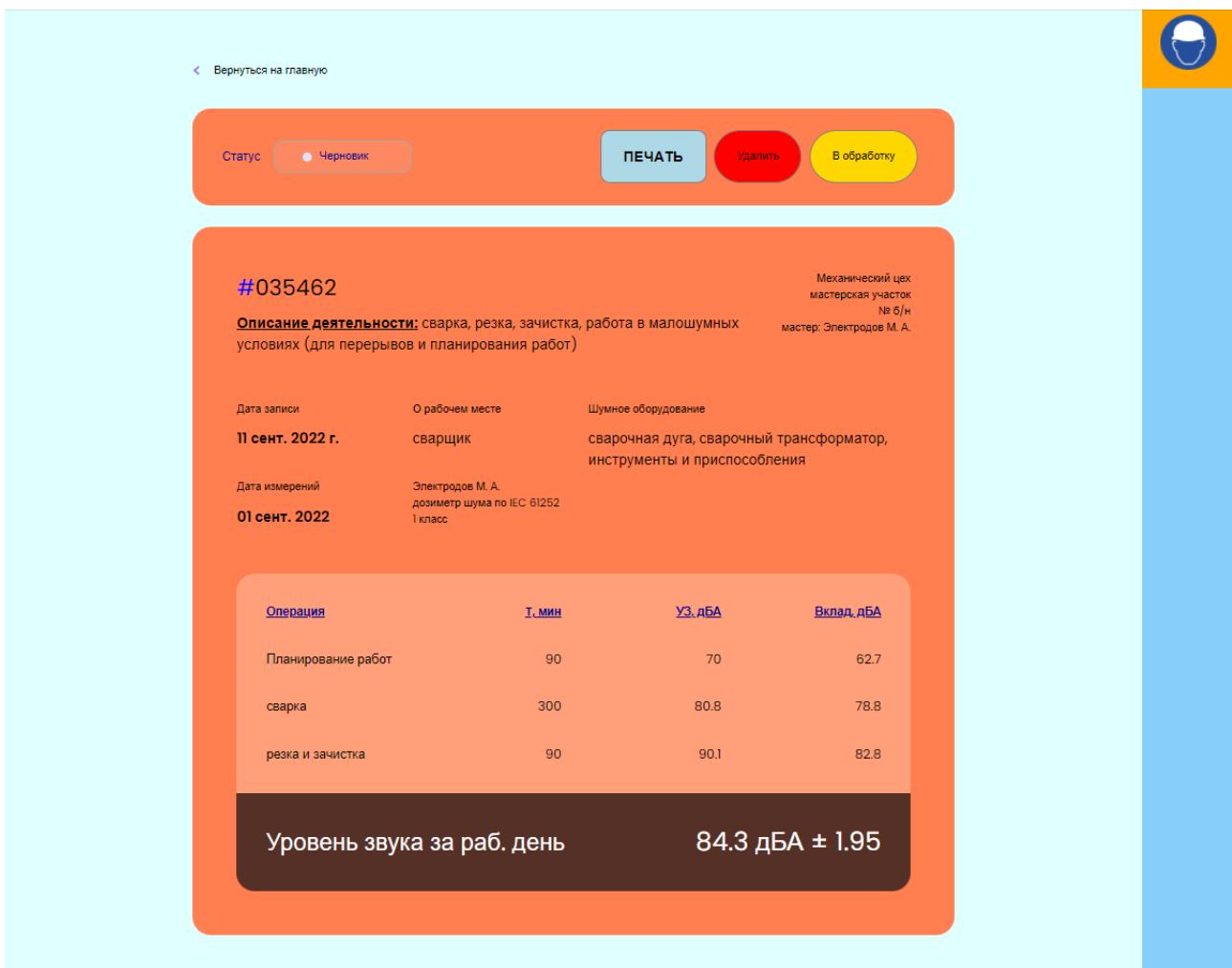


Рис. 4. Окно общего просмотра данных по протоколу с возможностью перехода в режим редактирования

Редактирование карточки до тех пор, пока она не «подписана», ведется в соответствующем режиме, в котором могут быть отредактированы все ранее введенные данные. Соответствующий статус «Подписан» может быть отменен. Режим редактирования карточки на основе «рабочего дня» представлен на рис. 5.

СВЕДЕНИЯ О РАБОЧЕМ МЕСТЕ И ИЗМЕРЕНИЯХ

ПРОФЕССИЯ
водитель

КРАТКОЕ ОПИСАНИЕ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ
Транспортировка материалов- полуфабрикатов и готовой продукции на участках производст

ОПИСАНИЕ ИСТОЧНИКОВ ШУМА
Шум автопогрузчиков, включая звуковое оповещение

ФИО РАБОТНИКА, ПРЕДОСТАВИВШЕГО СВЕДЕНИЯ
Колесов И. Ф.

ДАТА ЗАПИСИ 11 сент. 2022 г. **ДАТА ИЗМЕРЕНИЙ** 13 июл. 2022 **ДАТА ПОВЕРКИ** 01 июн. 2022 **ДАТА СЛЕД. ПОВЕРКИ** 01 июн. 2023

СТРАТЕГИЯ ИЗМЕРЕНИЙ На основе рабочего дня **СР-ВО ИЗМЕРЕНИЯ** дозиметр шума по IEC 61251 **КЛАСС СРЕДСТВА** 1 класс

КОЛ-ВО: "ВОДИТЕЛЬ" 3 **ЭФФ. РАБ. ДЕНЬ, Ч** 9.25 **ЭКВ. УРОВЕНЬ ЗВУКА, ДБА** 90.1

Список измерений работни/день	Т.измер-я, ч	Экв. УЗ, дБа
1/1	8 ч 15 мин	88
2/1	8 ч 10 мин	91.8
3/1	8 ч 15 мин	87.6
1/2	8 ч 00 мин	90.4
2/2	8 ч 05 мин	89
3/2	8 ч 10 мин	88.4

+ Добавить результат измерения

НЕОПРЕДЕЛЕННОСТЬ ИЗМЕРЕНИЯ, ДБА 2.06

Редактировать **Изменить** **Подписать**

Транспортный цех
автопогрузки участок № 26
мастер Колесов И. Ф.

Шумное оборудование
Шум автопогрузчиков, включая звуковое оповещение

T, мин	УЗ, дБА
8 ч 15 мин	88
8 ч 10 мин	91.8
8 ч 15 мин	87.6
8 ч 00 мин	90.4
8 ч 05 мин	89
8 ч 10 мин	88.4

день 90.1 дБА ± 2.06

Отменить **Обновить данные**

Рис. 5. Режим редактирования протокола на основе «рабочего дня»

Алгоритм формирования рекомендации по стратегии измерения заключается в сравнении оценок максимального количества вопросов, на которых был получен утвердительный ответ. Например, если блок вопросов по «рабочей операции» получил 5 баллов, а по другим стратегиям ниже, то рекомендуемая стратегия – «по рабочей операции». Если по итогам тестирования достигается равенство баллов, то пользователю предлагается повторить тестирование после уточнения особенностей профессиональной деятельности и шумового воздействия. Внешний вид операции с использованием помощника в выборе стратегии измерения представлен на рис. 6.

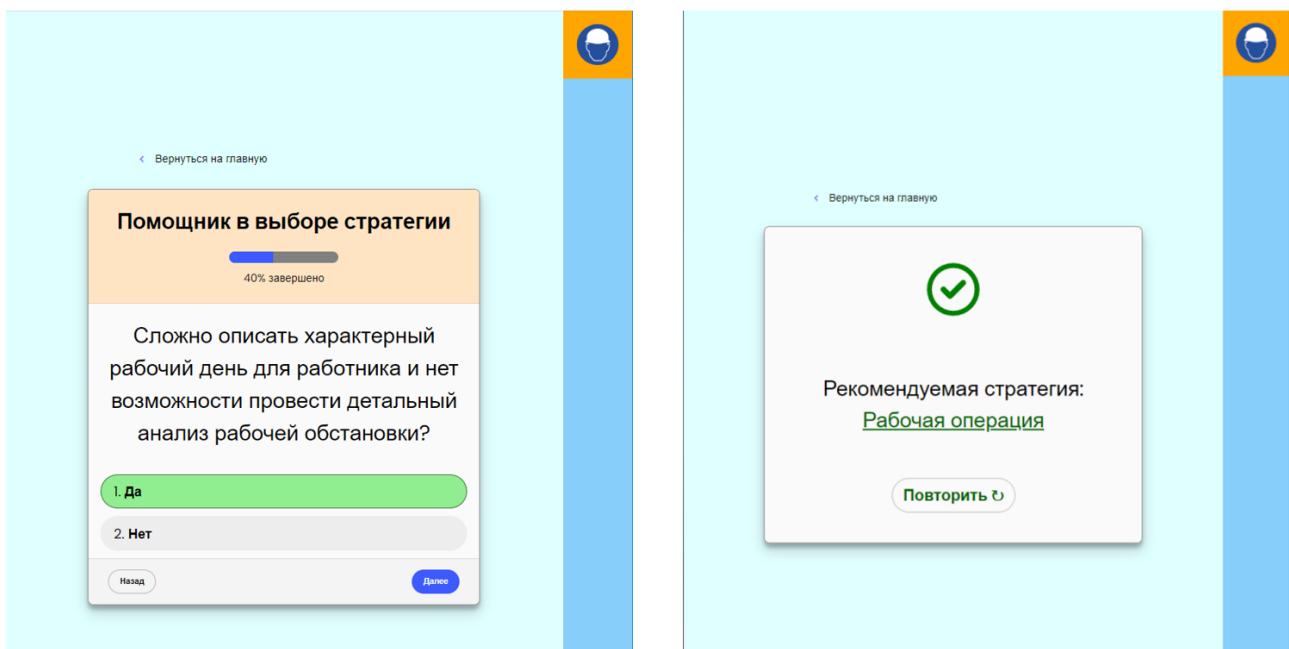


Рис. 6. Использование помощника в выборе стратегии измерения

Заключение

Оценка воздействия шума на работника, выполняющего рабочие операции, должна производиться с учетом всех параметров производственной обстановки. В рамках исследования показано, что выбор стратегии измерения шума представляет собой комплексный характер, требующий определенных знаний и опыта. Подготовленные в концепции оценочного тестирования вопросы направлены на облегчение специалистом принятия решения по выбору стратегии акустических измерений. Блок вопросов реализован во впервые разработанной программе в виде веб-приложения, позволяющей накапливать результаты измерения шума для оценки его воздействия на человека, выполненных в соответствии с ГОСТ Р ИСО 9612-2016. Составлена принципиальная схема работы приложения с использованием модульного подхода. Использование программы может быть полезно как на уровне обучения стратегиям измерения шума – по трудовой функции, рабочего дня или рабочей операции, так и, в перспективе, создаст благоприятные условия для анализа накопленных данных. Добавление модуля анализа данных во взаимосвязи с блоком тестирования обеспечит возможность максимально точного определения стратегии измерений.

Список литературы

1. Sinay, J. and Balážiková, M. (2014), Acoustic Risk Management. *Hum. Factors Man.*, 24: 298-307. <https://doi.org/10.1002/hfm.20376>
2. Noorpoor, A. and Ahmadi Orkomi, A. (2014) Acoustic Analysis of Machineries in the Cement Industry. *Open Journal of Safety Science and Technology*, 4, 98-105. doi: 10.4236/ojsst.2014.42011.
3. Aletta, F., Vander Mynsbrugge, T., Van de Velde, D., De Vriendt, P., Thomas, P., Filipan, K., ... Devos, P. (2018). Awareness of ‘sound’ in nursing homes: A large-scale soundscape survey in Flanders (Belgium). *Building Acoustics*, 25(1), 43–59. <https://doi.org/10.1177/1351010X17748113>
4. Mendonça, K. T., & Leite, J. C. (2019). Evaluation of Acoustics in the built Environment, Mapping and Estimation of noise in the Stamping Sector of a Metallurgical Industry. *International Journal of Advanced Engineering Research and Science*, 6(2), 273–284. <https://doi.org/10.22161/ijaers.6.2.34>
5. Kenneth P. Roy , "Acoustic performance measurement protocol for evaluating “green” buildings.", *The Journal of the Acoustical Society of America* 126, 2179-2179 (2009) <https://doi.org/10.1121/1.3248513>
6. Chang, S.-J., & Chen, W.-L. (2009). Noise Exposure on Welding Workers. *Epidemiology*, 20, S106. <https://doi.org/10.1097/EDE.0000362371.12271.1b>
7. Wanjari, M. B., & Wankhede, P. (2020). Occupational Hazards Associated with Welding Work That Influence Health Status of Welders. *International Journal of Current Research and Review*, 12(23), 51–55. <https://doi.org/10.31782/IJCRR.2020.122303>
8. Meddeb, W., & Tadjine, K. (2016). Assessment of Exposure to Noise of Workers to a Reinforcing Bar Rod Mill ArcelorMittal Algeria. *Archives of Acoustics*, 41(2), 339–344. <https://doi.org/10.1515/aoa-2016-0035>
9. Калькулятор для ГОСТ Р ИСО 9612-2013 [Электронный ресурс]. – Электронные текстовые дан. – Режим доступа: Сайт «ООО "СофтЛаб"», свободный : http://tnslab.ru/Raschet_shuma.html. – Загл. с экрана. – Описание основано на версии, датир.: сентябрь 12, 2022.
10. Thiery, L., & Ognedal, T. (2008). Note about the Statistical Background of the Methods Used in ISO/DIS 9612 to Estimate the Uncertainty of Occupational Noise Exposure Measurements. *Acta Acustica United with Acustica*, 94(2), 331–334. <https://doi.org/10.3813/AAA.918037>
11. A. Jati et al. (2021). Temporal Dynamics of Workplace Acoustic Scenes: Egocentric Analysis and Prediction. In *IEEE/ACM Transactions on Audio, Speech, and Language Processing*, vol. 29, pp. 756-769, 2021, doi: 10.1109/TASLP.2021.3050265.
12. NoiseSafe Software [Электронный ресурс]. – Электронные текстовые дан. – Режим доступа: Сайт компании Casella UK, свободный : <https://www.casellasolutions.com/uk/en/products/dbadge2-is-pro.html>. – Загл. с экрана. – Описание основано на версии, датир.: август 12, 2022.
13. Marek Podgórski (2016). Methods of validation of occupational noise exposure measurement with multi aspect personal sound exposure meter. *Proceedings of ACOUSTICS 2016* (9-11 November 2016, Brisbane, Australia) https://svantek-com-vm-1.azureedge.net/wp-content/uploads/2020/03/sv104_conference_paper.pdf
14. Онлайн калькулятор-9612 [Электронный ресурс]. – Электронные текстовые дан. – Режим доступа: Сайт «Приборостроительная компания НТМ-Защита», свободный : <https://ntm.ru/calculator/167>. – Загл. с экрана. – Описание основано на версии, датир.: сентябрь 08, 2022.

References

1. Sinay, J. and Balážiková, M. (2014), Acoustic Risk Management. *Hum. Factors Man.*, 24: 298-307. <https://doi.org/10.1002/hfm.20376>
2. Noorpoor, A. and Ahmadi Orkomi, A. (2014) Acoustic Analysis of Machineries in the Cement Industry. *Open Journal of Safety Science and Technology*, 4, 98-105. doi: 10.4236/ojsst.2014.42011.
3. Aletta, F., Vander Mynsbrugge, T., Van de Velde, D., De Vriendt, P., Thomas, P., Filipan, K., ... Devos, P. (2018). Awareness of ‘sound’ in nursing homes: A large-scale soundscape survey in Flanders (Belgium). *Building Acoustics*, 25(1), 43–59. <https://doi.org/10.1177/1351010X17748113>
4. Mendonça, K. T., & Leite, J. C. (2019). Evaluation of Acoustics in the built Environment, Mapping and Estimation of noise in the Stamping Sector of a Metallurgical Industry. *International Journal of Advanced Engineering Research and Science*, 6(2), 273–284. <https://doi.org/10.22161/ijaers.6.2.34>
5. Kenneth P. Roy , "Acoustic performance measurement protocol for evaluating “green” buildings.", *The Journal of the Acoustical Society of America* 126, 2179-2179 (2009) <https://doi.org/10.1121/1.3248513>
6. Chang, S.-J., & Chen, W.-L. (2009). Noise Exposure on Welding Workers. *Epidemiology*, 20, S106. <https://doi.org/10.1097/EDE.0000362371.12271.1b>
7. Wanjari, M. B., & Wankhede, P. (2020). Occupational Hazards Associated with Welding Work That Influence Health Status of Welders. *International Journal of Current Research and Review*, 12(23), 51–55. <https://doi.org/10.31782/IJCRR.2020.122303>
8. Meddeb, W., & Tadjine, K. (2016). Assessment of Exposure to Noise of Workers to a Reinforcing Bar Rod Mill ArcelorMittal Algeria. *Archives of Acoustics*, 41(2), 339–344. <https://doi.org/10.1515/aoa-2016-0035>
9. Kalculator dlya GOST ISO 9612-2013 (in Russ.). – Available at http://tnslab.ru/Raschet_shuma.html (September, 12, 2022).
10. Thiery, L., & Ognedal, T. (2008). Note about the Statistical Background of the Methods Used in ISO/DIS 9612 to Estimate the Uncertainty of Occupational Noise Exposure Measurements. *Acta Acustica United with Acustica*, 94(2), 331–334. <https://doi.org/10.3813/AAA.918037>
11. A. Jati et al. (2021). Temporal Dynamics of Workplace Acoustic Scenes: Egocentric Analysis and Prediction. In *IEEE/ACM Transactions on Audio, Speech, and Language Processing*, vol. 29, pp. 756-769, 2021, doi: 10.1109/TASLP.2021.3050265.
12. NoiseSafe Software. – Available at <https://www.casellasolutions.com/uk/en/products/dbadge2-is-pro.html> (August 12, 2022).
13. Marek Podgórski (2016). Methods of validation of occupational noise exposure measurement with multi aspect personal sound exposure meter. *Proceedings of ACOUSTICS 2016* (9-11 November 2016, Brisbane, Australia) https://svantek-com-vm-1.azureedge.net/wp-content/uploads/2020/03/sv104_conference_paper.pdf
14. Online calculator-9612 (in Russ.). – Available at <https://ntm.ru/calculator/167> (September 08, 2022).

УДК: 534.8, 681.3.01

OECD: 01.03. AA, 01.05.LE, 02.07.SR

Численное моделирование кинематических параметров движения акустических источников в атмосфере

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

¹ в.н.с., ИПФ РАН, Н. Новгород, РФ

² с.н.с., ИПФ РАН, Н. Новгород, РФ

Аннотация

Обсуждается возможность диагностики координат и скорости источника звука, низколетящего в атмосфере, путем регистрации акустического сигнала на крестообразной решетке приемников, установленной на грунт или у поверхности водоема. Представлены результаты моделирования алгоритма обработки акустического отклика, порожденного источником, движущимся вблизи земной границы в атмосфере с дозвуковой скоростью, а также «звуковым ударом» при воздействии волнового фронта, сопровождающего тело, летящее со сверхзвуковой скоростью. Используется взаимно-корреляционная обработка сигналов с выхода двухплечей решетки, результат которой демонстрируется в виде функции двух аргументов: координаты точки регистрации и длительности взаимной задержки. Зависимости иллюстрируются тоновой картиной двумерного рельефа и отражают информативные признаки, представляющие основу алгоритма удаленной диагностики кинематических параметров движения источника.

Ключевые слова: низколетящий источник звука, взаимная-корреляция акустических откликов, крестообразная решетка приемников, диагностика координат, диагностика скорости.

Numerical simulation of the kinematic parameters of the motion of acoustic sources in the atmosphere

Zaslavsky Yu.M.¹, Zaslavsky V.Yu.²

¹ Leader scientist, IAP RAS, N. Novgorod, Russia

² Senior scientist, IAP RAS, N. Novgorod, Russia

Abstract

The possibility of diagnosing the coordinates and velocity of a low-flying sound source in the atmosphere by recording an acoustic signal on a cruciform array of receivers installed near the boundary with the ground (reservoir) is discussed. The results of modeling an algorithm for processing an acoustic response generated by a source moving near the Earth's boundary in the atmosphere at subsonic speed, as well as a “sonic boom” under the influence of a wave front accompanying a body flying at supersonic speed, are presented. Cross-correlation processing of signals from the output of the two-arm array is used, the result of which is shown as a function of two arguments: the coordinates of the registration point – the duration of the mutual delay. The dependences are illustrated by a tone pattern of a two-dimensional relief and reflect informative features that are the basis of the remote diagnostics algorithm for the kinematic parameters of the source motion.

Keywords: low-flying sound source, cross-correlation of acoustic responses, cruciform receiver array, position diagnostics, velocity diagnostics.

*E-mail: zaslav@ipfran.ru (Заславский Ю.М.)

Введение

Исследования характеристик акустического излучения движущихся источников актуальны и разноплановы. В качестве области их практического приложения следует указать, например, на проблему удаленной диагностики кинематических параметров приземляющихся метеоритов, быстро движущихся вблизи земной поверхности, решение которой возможно на основе регистрации порождаемого ими звука [1, 2].

Анализ акустических откликов, создаваемых источником, движущимся в атмосфере вблизи границы с резким перепадом импеданса, выполнялся в ряде работ, в которых, в частности, рассматривалась зависимость амплитуды или уровня сигнала от расстояния до микрофона или гидрофона, установленных в окрестности границы контактирующих сред [3–9]. Рассматриваемая область охватывает масштабы в сотни (или тысячи) длин волн, тем не менее, среда подразумевается однородной, ввиду направленности анализа на решение задачи локализации источника на незначительных по удаленности (в условиях «прямой видимости») дистанциях, постановка которой не требует выхода за рамки однородной модели и учета стратификации атмосферы. Реальная изменчивость по скорости и плотности в зависимости от высоты на километровых масштабах является причиной многолучевого распространения и связанных с ним эффектов, кардинально влияющих на распространение, учет которых существенно осложнил бы проводимое исследование. Ниже при указанных ограничениях рассматривается возможность дистанционной диагностики кинематических параметров движущегося источника звука на основе регистрации акустических сигналов.

1. Дозвуковой режим

1.1. Постановка задачи и расчетные соотношения

Обратимся к анализу акустического сигнала, излучаемого движущимся источником звука (гармонический режим излучения) и регистрируемого на ровной плоской границе с атмосферой. Прием ведется на воздушную акустическую или гидроакустическую двуплечую антенну в виде крестообразной решетки, размещенную на ровной горизонтальной жесткой границе с атмосферой, либо на малой глубине под поверхностью водоема (рис. 1). В качестве источника звука предполагается монополь с объемной производительностью пульсаций Q и частотой ω_0 , движущийся по горизонтальной траектории в атмосфере с высотой над поверхностью в сотни длин волн $h \sim 10^2 - 10^3 \lambda$ при различных скоростях, в том числе, достигающих скорости звука $V/c \rightarrow 1$. Для регистрации акустического поля в воздухе (с плотностью ρ и скоростью звука c) или в воде (с плотностью $\tilde{\rho}$ и скоростью звука C) предполагается использовать крестообразную решетку приемников с апертурой L каждого плеча, превышающей длину волны λ . При анализе предполагается плотное (в идеальном случае непрерывное) заполнение апертуры датчиками, а также совпадение ориентации одного из плеч крестообразной антенной решетки с осью x , соответствующей направлению движения, при ориентации другого плеча по перпендикуляру – вдоль оси y , параллельной линии траверса. Расположение антенны представлено на Рис 1 а, б. Последнее условие оправдано применительно к рассмотрению задачи охраны периметра (упреждение вторжения) в виде прямолинейной протяженной границы (также параллельной линии траверса). Направление подхода движущегося источника предполагается перпендикулярным к границе при априори неизвестном пункте ее пересечения по y . Мгновенная система координат, связанная со средой, имеет своим началом границу раздела сред, а вертикальная ось z проходит в атмосфере через источник. Физическими и геометрическими параметрами являются безразмерные величины: $\omega_0 h/c$, число Маха V/c ,

причем далее предполагаются также нормированными на высоту трассы h координаты антенны x, y и ее апертура L , т.е. $x/h, y/h, L/h$, что позволяет выполнить пересчет к абсолютным значениям параметров, требуемых для контроля условий проведения реального эксперимента.

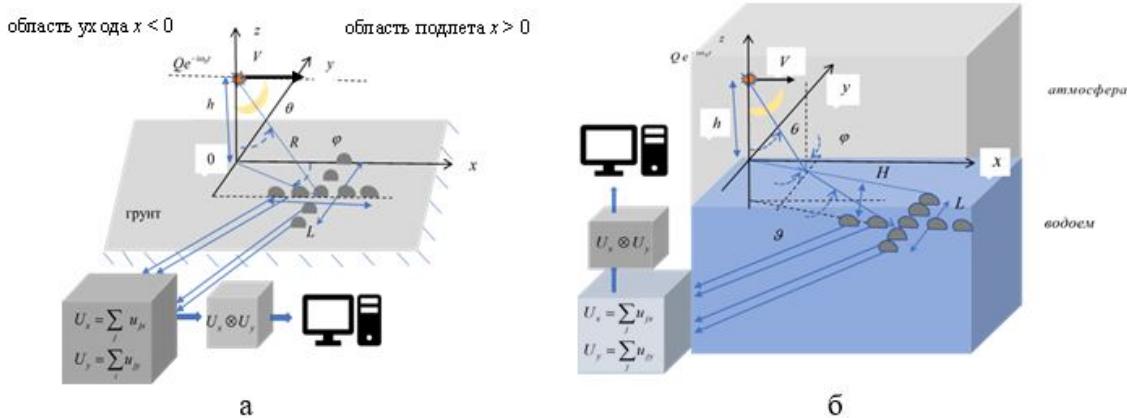


Рис. 1. Схема регистрации и обработки акустического отклика, регистрируемого приемной антенной у границы: а – с грунтом, б – водоем-атмосфера

Уравнение, описывающее распространение звука в воздухе и его возбуждение гармоническим монополем, пульсирующим на частоте ω_0 , движущимся параллельно горизонтальной границе, имеет вид:

$$\Delta u_r - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} u_r = \frac{Q e^{-i\omega_0 t}}{c} \delta(x - Vt) \delta(y) \delta(z), \quad (1)$$

где u_r – радиальная компонента упругих перемещений, Q – объемная производительность источников с размерностью $[Q] = \text{м}^3/\text{с}$, c – скорость звука в воздухе.

Колебательные смещения (радиальная компонента) в точке расположения приемной антенны, соответствующие прямой падающей акустической волне, описываются следующим выражением:

$$u_r = \frac{Q}{4\pi c R (1 - (V/c) \sin \theta \cos \varphi)} e^{\frac{-i\omega_0(t-R/c)}{1-(V/c)\sin\theta\cos\varphi}}. \quad (2)$$

Наличие жесткой границы в среде с резким по величине скачком импеданса, в непосредственной близости от которой располагаются микрофоны, приводит к удвоению амплитуды регистрируемых сигналов (в поле давлений), ввиду суммирования с отраженной волной, которая в точках на границе тождественна падающей. Предположение об идеально плотном расположении приемников в решетке подразумевает непрерывное ее заполнение и возможность выполнить интегрирование вдоль апертуры при вычислении суммарного отклика вместо суммирования по дискретным элементам, что представляет идеализацию, упоминаемую выше.

Располагая суммарным откликом с выхода каждого из двух плеч крестообразной антенны при их взаимно перпендикулярной ориентации, нетрудно получить выражение для функции корреляции (от времени задержки) между суммарными сигналами. Таким образом предполагается рассмотреть процедуру, которая может быть реализована современными устройствами обработки сигналов в режиме реального времени при локализации движущегося источника и диагностике его скорости:

$$W(t,x,y) = \int_0^{\Delta t} U_{(x)}(t',x,y) U_{(y)}^*(t' + t, x, y) dt'. \quad (3)$$

В этом выражении суммарный сигнал с плеча, попутного движению (по оси x), можно записать в виде:

$$U_{(x)}(t',x,y) = \frac{Q}{4\pi hc} \int_{-L/2h}^{L/2h} \frac{e^{\frac{-i\omega_0(t' - \frac{h}{c}\sqrt{(x+\xi)^2+y^2+1})}{1-(V/c)\frac{x+\xi}{\sqrt{(x+\xi)^2+y^2+1}}}} d\xi}{\left(1 - (V/c)\frac{x+\xi}{\sqrt{(x+\xi)^2+y^2+1}}\right) \sqrt{(x+\xi)^2+y^2+1}}, \quad (4)$$

а сигнал с плеча, перпендикулярного движению (по оси y), представить аналогичной записью:

$$U_{(y)}^*(t' + t, x, y) = \frac{Q}{4\pi hc} \int_{-L/2h}^{L/2h} \frac{e^{\frac{i\omega_0(t'+t - \frac{h}{c}\sqrt{x^2+(y+\eta)^2+1})}{1-(V/c)\frac{x}{\sqrt{x^2+(y+\eta)^2+1}}}} d\eta}{\left(1 - (V/c)\frac{x}{\sqrt{x^2+(y+\eta)^2+1}}\right) \sqrt{x^2+(y+\eta)^2+1}}. \quad (5)$$

Функция взаимной корреляции вычисляется в соответствии со следующим выражением:

$$W(\tau, x, y) = \left(\frac{Q}{4\pi hc} \right)^2 \int_{-L/2h}^{L/2h} d\xi \int_{-L/2h}^{L/2h} d\eta \frac{e^{i\Omega \left(\frac{\sqrt{1+(x+\xi)^2+y^2}}{1-\frac{V(x+\xi)}{c\sqrt{1+(x+\xi)^2+y^2}}} - i\Omega \left(\frac{\sqrt{1+(y+\eta)^2+x^2}-\tau}{1-\frac{Vx}{c\sqrt{1+(y+\eta)^2+x^2}}} \right) \right)}}{\left(1 - \frac{V(x+\xi)}{c\sqrt{1+(x+\xi)^2+y^2}}\right) \left(1 - \frac{Vx}{c\sqrt{1+(y+\eta)^2+x^2}}\right) \sqrt{1+(y+\eta)^2+x^2} \sqrt{1+(x+\xi)^2+y^2}} \cdot \int_0^{\Delta t} e^{-i\Omega\tau' \left(\frac{1}{1-\frac{V(x+\xi)}{c\sqrt{1+(x+\xi)^2+y^2}}} - \frac{1}{1-\frac{Vx}{c\sqrt{1+(y+\eta)^2+x^2}}} \right)} d\tau', \quad (6)$$

где используются нормированные на h пространственные переменные - x, y и ξ, η , а также безразмерные время задержки и частота $\tau = ct/h, \Omega = \omega_0 h/c$, а $\Delta\tau$ - окно интегрирования по времени.

Вычисление производится в предположении малой длительности временного окна $\Delta\tau \ll 1$, когда последний из интегралов, входящий в (6), может быть заменен величиной $\Delta\tau$. В этом случае выражение (6) удобно записать для каждого квадратурного канала (\sin / \cos), которые используются в приборной реализации, а функция корреляции может быть представлена амплитудным рельефом на плоскости переменных: x - пространственная переменная вдоль движения тела, τ - длительность задержки:

$$W^{\sin \cos}(\tau, x, y_k) = \left(\frac{Q}{4\pi hc} \right)^2 \Delta\tau \int_{-L/2h}^{L/2h} d\xi \int_{-L/2h}^{L/2h} d\eta \frac{\sin |\Omega| \left(\frac{\sqrt{1+(x+\xi)^2+y_k^2}}{1-\frac{V(x+\xi)}{c\sqrt{1+(x+\xi)^2+y_k^2}}} - \frac{\sqrt{1+x^2+(y_k+\eta)^2}-\tau}{1-\frac{Vx}{c\sqrt{1+x^2+(y_k+\eta)^2}}} \right)}{\left(1 - \frac{V(x+\xi)}{c\sqrt{1+(x+\xi)^2+y_k^2}}\right) \left(1 - \frac{Vx}{c\sqrt{1+x^2+(y_k+\eta)^2}}\right) \sqrt{1+x^2+(y_k+\eta)^2} \sqrt{1+(x+\xi)^2+y_k^2}}. \quad (7)$$

Аналогично изложенному представим взаимно-корреляционную функцию суммарных сигналов двуплечей решетки гидрофонов, погруженных на небольшую глубину H под водную поверхность $\varepsilon = H/h = 0.1$, что соответствует применению апробируемого алгоритма в случае регистрации в условиях морской акватории (Рис. 1 б). Взаимно-корреляционная функция гидроакустических сигналов, регистрируемых обоими плечами крестообразной антенны, используемая при вычислениях, подобных предыдущим, имеет следующий вид:

$$W^{\sin \cos}(\tau, x, y) = \left(\frac{0.862 \cdot Q}{2\pi h c m n^2} \right)^2 \Delta \tau \int_{-L/2h}^{L/2h} d\xi \int_{-L/2h}^{L/2h} d\eta$$

$$\begin{aligned} & \left(\frac{\Omega \left(\sqrt{1+(x+\xi)^2+y^2} + \varepsilon \frac{\sqrt{1+(x+\xi)^2+y^2} - (x+\xi)^2 - y^2}{\sqrt{1+(x+\xi)^2+y^2}} \right)}{\left(1 - \frac{(V/c)(x+\xi)}{\sqrt{1+(x+\xi)^2+y^2}} \right)} - \right. \\ & \left. - \frac{\Omega \left(\sqrt{1+x^2+(y+\eta)^2} + \varepsilon \frac{\sqrt{1+x^2+(y+\eta)^2} - x^2 - (y+\eta)^2}{\sqrt{1+x^2+(y+\eta)^2}} - \tau \right)}{\left(1 - \frac{(V/c)x}{\sqrt{1+x^2+(y+\eta)^2}} \right)} \right) \\ & \left(1 + \frac{\varepsilon}{\sqrt{1+(x+\xi)^2+y^2}} \right) \left(1 - \frac{(V/c)(x+\xi)}{\sqrt{1+(x+\xi)^2+y^2}} \right) \left(1 + \frac{\varepsilon}{\sqrt{1+x^2+(y+\eta)^2}} \right) \left(1 - \frac{(V/c)x}{\sqrt{1+x^2+(y+\eta)^2}} \right) \end{aligned} \quad (8)$$

Результаты вычислений демонстрируются далее в обоих случаях – при регистрации на границе атмосфера-грунт и под поверхностью раздела атмосфера-водоем.

1.2. Иллюстрация результатов расчета

1.2.1. Граница атмосфера – грунт

Представим модуль взаимно-корреляционной функции, построенной по формуле (7), в виде тоновой картины на плоскости переменных x, τ , изображая его (в плане – вид сверху) как горизонтальное сечение рельефа при нескольких удалениях линии регистрации на границе грунт-атмосфера ($-15 \leq x \leq 15$) от трассы движения источника звука $y_k, k = 1, 2, \dots$. Амплитудные значения передаются цветовой гаммой – красный цвет соответствует максимальному уровню, при этом присутствующая калибровочная цвето полоска снабжена столбцом цифровых значений уровня. Трасса и линия траверса взаимно перпендикулярны.

Тоновые картины функции корреляции (рельеф – вид в плане) изображены на плоскости аргументов x, τ : координата – время задержки на Рис. 2 а, а', а" ($y_1 = 1$), Рис. 2 б, б', б" ($y_2 = 4$) для значений скорости $V/c = 0.3, V/c = 0.6, V/c = 0.9$. Движению источника по трассе соответствуют точки на рисунках, смещающиеся (по мере движения) от $x > 0$ (область подлета) к $x < 0$ (область ухода), а последовательность рисунков с $y_k, k = 1, 2$ соответствует двум значениям y_k – удаления пункта регистрации (центра антенны) от трассы движения (вдоль линии траверса). Максимумы корреляционного отклика приходятся на координаты $x \leq 0$ (область ухода), примыкающие к нулю. Видно, что с увеличением скорости движения (переход от $V/c = 0.3$ к $V/c = 0.9$) длительность максимума взаимно-корреляционной функции сокращается, при этом с удалением от эпицентра $x \approx 0, y = 0$, т.е. с ростом y_k , длительность отклика корреляционной функции возрастает. Это позволяет делать оценку отклонения центра антенны от трассы движения по траверсу по виду рельефа.

Наиболее характерным является рельеф, соответствующий движению с околосзвуковой скоростью, что демонстрируется на Рис. 2 а", б" при $V/c = 0.9$. В этом случае максимум корреляционной функции имеет минимальную длительность по

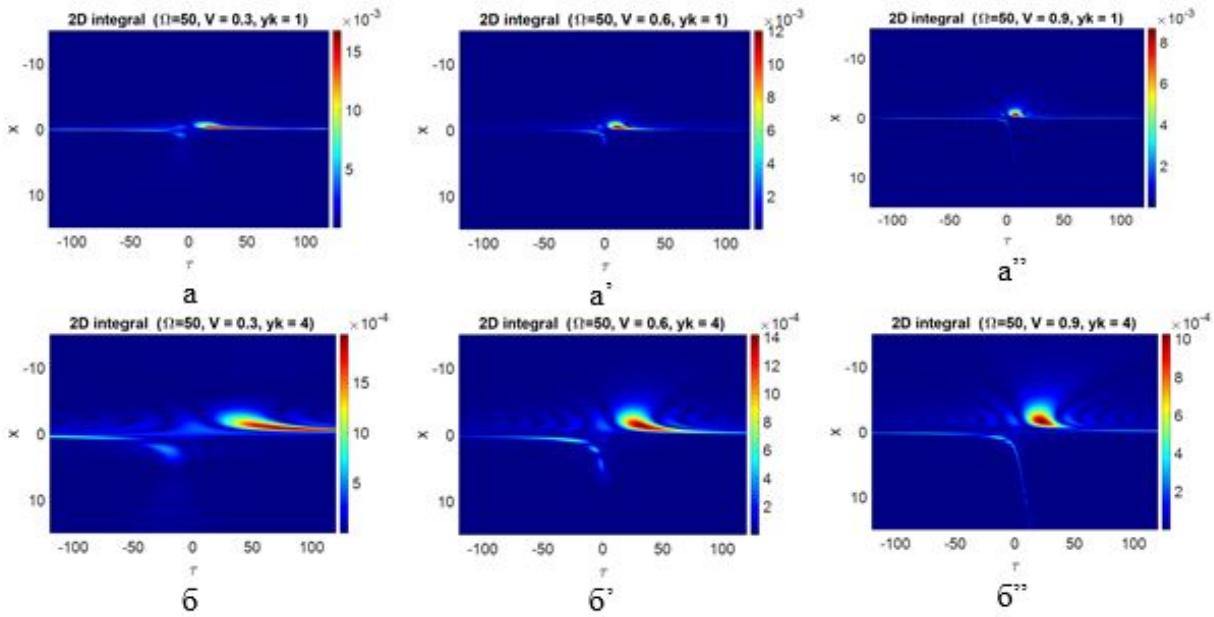


Рис. 2. Рельеф взаимно-корреляционной функции сигналов между двух плеч микрофонной антенны на плоскости аргументов: x - координата вдоль движения, τ - длительность задержки, $a-V/c = 0.3$, $a'-V/c = 0.6$, $a''-V/c = 0.9$, $y_1 = 1$, $b-V/c = 0.3$, $b'-V/c = 0.6$, $b''-V/c = 0.9$, $y_2 = 4$, $\Omega = 50$, $L/h = 0.2$

времени задержки. Указанную особенность следует рассматривать как признак движения с высокой околозвуковой скоростью $V/c = 0.9$.

Вместе с тем, использование одной только плоскости x, τ недостаточно для надежной диагностики кинематических параметров движущегося источника, в том числе удаления от траверса места, на котором располагается приемная антенна. При смене значения y_k (сдвиге от трассы), наблюдается плавное перестроение в сечении x, τ .

Подобно изложенному выше проанализируем взаимно-корреляционную функцию, полученную по формуле (7), представив ее рельеф в виде тоновой картины на плоскости переменных y, τ , вдоль по нескольким траверсным линиям (в пределах $(-10 \leq y \leq 10)$), пересекающим трассу при $x_k, k = 1, 2, \dots$ (с тем же шагом по x , как и в предыдущем – по y). Такое представление рельефа на плоскости переменных y, τ , реализуется апостериорно, в то время как в прежнем случае съем данных осуществляется непосредственно при пролете вдоль трассы движения источника (вдоль оси x).

Демонстрируемые на Рис. 3 а, б, в, Рис. 4 а, б, в рельефы имеют различный характер на участках подлета и ухода. При всех скоростях движения после прохода источником над антенной на линии траверса и на параллельных ей линиях, образуется однотипный рельеф серповидной вогнутой формы. При околозвуковых скоростях в области подлета форма рельефа меняется – вместо вогнутой она становится выпуклой (Рис. 4 б, в). Указанный характерный признак представляет интерес для классификации источников, их селекции по типу.

Следует сделать замечание о неполной корректности при моделировании взаимно-корреляционной функции сигналов, принимаемых на все более значительных дистанциях от источника, уже выходящих из ближней окрестности эпицентralьной зоны. При суммировании сигналов на апертуре каждого плеча решетки, вообще говоря, следует учитывать распределение чувствительности приемных элементов,

включая антенный весовой множитель, устраниющий боковые лепестки диаграммы направленности антенны. Поэтому представленные двумерные рельефы без учета реального фактора направленности приемной антенны следует рассматривать как некое приближение. Аналогичное замечание касается зависимости корреляционной функции от времени задержки. Поскольку в реальных условиях исходные сигналы источников могут быть существенно не гармоническими, фактическая зависимость от задержки по времени усложняется. Поэтому представленная на иллюстрациях функция корреляции в известном смысле также является идеализацией.

Следующее замечание касается оценок реальных значений таких параметров как апертура плеча приемной решетки L (одинаковой для воздушного и для гидроакустического приема) и высоты трассы движения источника. Так, имея в виду соотношения $L/h = 0.2$, $\Omega = \omega_0 h/c = 50$, при которых выполнены вычисления, и принимая $f = 100$ Гц, получаем следующие оценки $h = 27$ м, $L = 5.4$ м. При этом высота трассы соответствует маловысотным режимам движения, например, гражданского авиатранспорта, типичным при посадке.

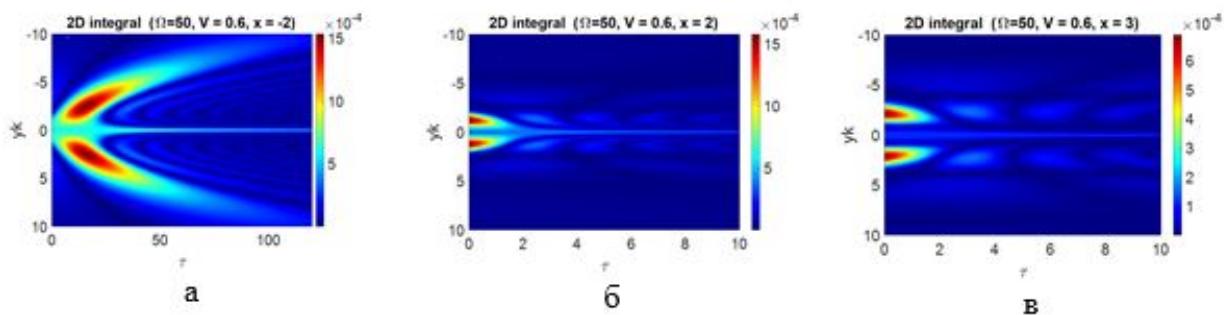


Рис. 3. Рельеф взаимно-корреляционной функции на плоскости аргументов: y – координата поперек движения, τ – длительность задержки: $V/c = 0.6$, $\Omega = 50$, $L/h = 0.2$, а – $x_{-2} = -2$, б – $x_2 = 2$, в – $x_3 = 3$

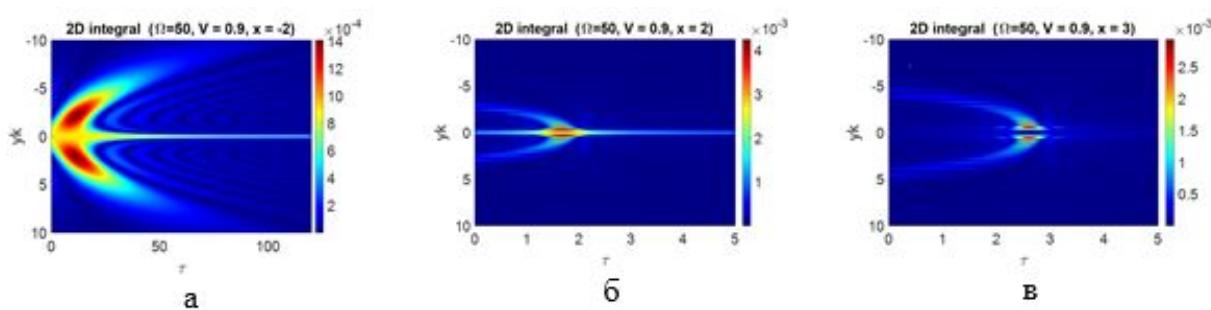


Рис. 4. То же, что на Рис. 3, при $V/c = 0.9$.

Обращаясь к гидроакустическому приему, рассмотрим Рис. 5 а, б, в (траверсная дистанция $y_1 = 1$) и Рис. 6 а, б, в (траверсная дистанция $y_4 = 4$). Демонстрируются сечения рельефа функций взаимной корреляции сигналов между разными плечами гидроакустической антенны при неглубоком ее погружении $\varepsilon = H/h = 0.1$ на плоскости x, τ при увеличивающейся скорости источника: а – $V/c = 0.3$, б – $V/c = 0.6$, в – $V/c = 0.9$. Видно, что воздушно акустические и гидроакустические отклики показывают качественную близость по форме при более низком уровне сигналов в случае гидроакустического приема.

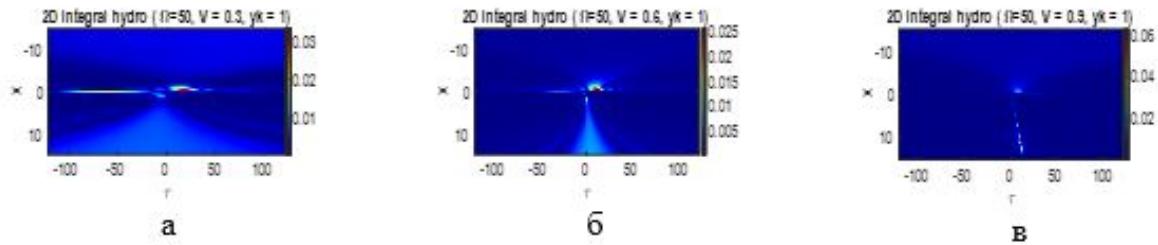


Рис. 5. Рельеф взаимно-корреляционной функции сигналов между двумя плечами гидроакустической антенны на плоскости аргументов: x координата вдоль движения, τ длительность задержки, $y_1 = 1$, $\Omega = 50$, $L/h = 0.2$, а – $V/c = 0.3$, б – $V/c = 0.6$, в – $V/c = 0.9$, $\varepsilon = H/h = 0.1$

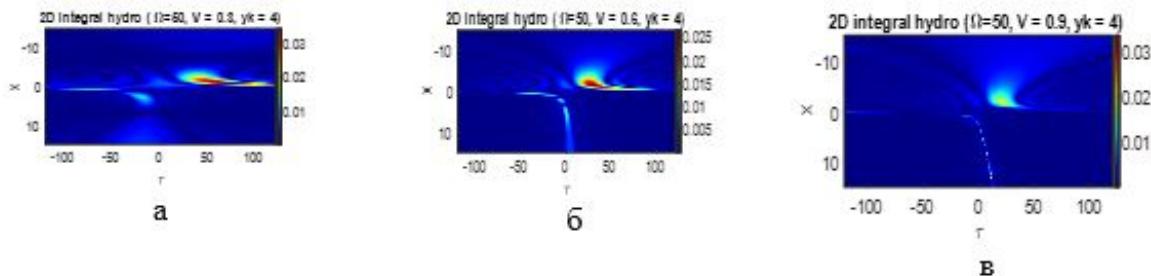


Рис. 6. То же, что на Рис. 5, при $y_4 = 4$

На Рис.7 а, б, в, Рис.8 а, б, в (тоновые картины, вид в плане) представлены рельефы взаимно-корреляционной функции сигналов между двумя плечами гидроакустической антенны на плоскости y, τ . Рельефы на Рис. 7 а, Рис.8 а соответствуют областям ухода, а на Рис.7 б, в, Рис.8 б, в – областям подлета. Форма сечений рельефов функций корреляции для гидроакустических сигналов и воздушно акустических сигналов качественно подобны друг другу. В частности, в области подлета они имеют выпуклую серповидность, а в области ухода – вогнутую. Различие проявляется в пониженном уровне отклика на значительных удалениях в области подлета в случае приема на гидроакустическую антенну, что не характерно для регистрации воздушно акустического сигнала, где уровень остается высоким. Вместе с тем практический интерес в этом случае диктуется малозаметностью погруженных приемников.

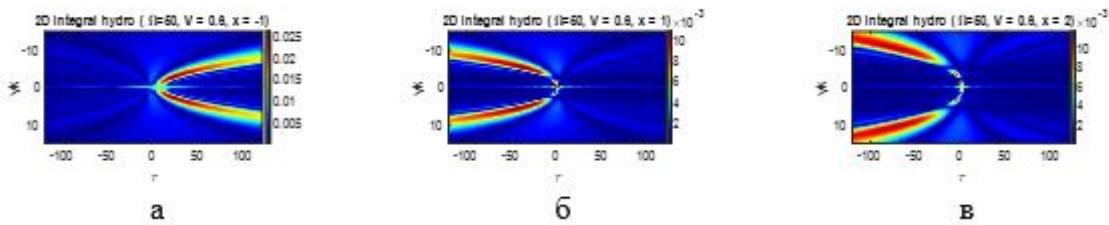


Рис. 7. Рельефы взаимно-корреляционной функции сигналов между двумя плечами гидроакустической антенны на плоскости аргументов: y координата поперек движения, τ – длительность задержки: $\Omega = 50$, $L/h = 0.2$, $V/c = 0.6$. а – $x_{-1} = -1$, б – $x_1 = 1$, в – $x_2 = 2$

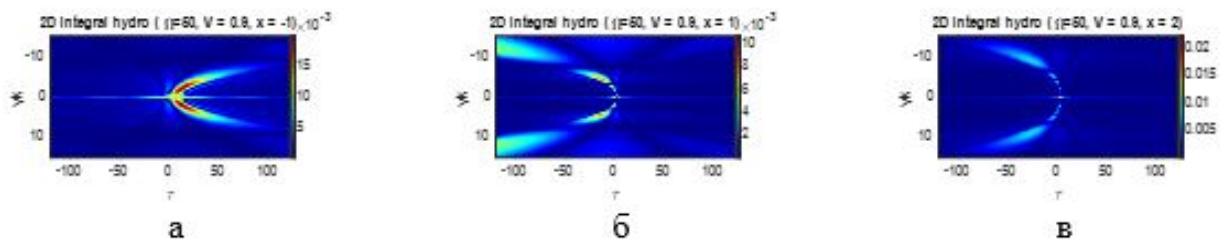


Рис. 8. То же, что на Рис. 7, при $V/c = 0.9$.

Сравнение рельефов взаимно-корреляционной функции суммарных сигналов между двумя плечами, регистрируемых на линиях вдоль и поперек направления движения источника и реализующих воздушно-акустический и гидроакустический прием, позволяет прийти к заключению:

1 Целесообразно применение пространственно-распределенных датчиков с расположением вдоль ортогональных приемных «линеек», с помощью которых возможна регистрация комплексных амплитуд акустических сигналов с последующим представлением взаимно-корреляционных функций в виде тоновых картин на плоскости переменных x, τ и y, τ (горизонтальные сечения рельефа).

2 Располагая реальными рельефами на плоскости x, τ и y, τ и сопоставляя их с характерными, представленными на рисунках, можно определить удаление эпицентра движущегося источника от линии траверса, на котором в текущий момент времени располагаются центры приемных антенн. В оперативном режиме возможно определение направления движения источника (азимутальный угол ориентации вектора скорости), текущее местоположение источника, оценка высоты траектории движения.

2. Сверхзвуковой режим

2.1. Расчетные соотношения для сигналов при сверхзвуковом режиме

В настоящем разделе представлены результаты анализа возможности удаленной диагностики кинематических параметров источника звука, движущегося вблизи земной или водной границы в приземной атмосфере со сверхзвуковой скоростью. В отличие от ранее выполненного моделирования регистрации волнового отклика, соответствующего условиям движения с дозвуковой скоростью $V < c$, представляет интерес провести поиск признаков, важных при диагностике параметров движения тела при сверхзвуковых скоростях $V > c$, когда вслед за источником тянется волновой фронт с уплотненной на нем средой, образующий фигуру кругового конуса (конус Маха) и вызывающий эффект звукового удара, действующего на предметы и организмы (способные к восприятию), заполняющие пространство, при его пересечении волновым фронтом. В значительном числе работ описаны характеристики фронта, профиль которого имеет форму N -волны [3-6]. При анализе далее используется упрощенная аппроксимация распределения волновых перемещений в области поперек фронта ударной N -волны, пересекающей границу атмосфера-грунт. Задача состоит в отыскании признаков, указывающих на параметры движения источника, причем аналогично предшествующему анализу подразумевается регистрация акустического отклика на крестообразную (двуплечую) решетку с последующей взаимно-корреляционной обработкой суммарных сигналов, регистрируемых на каждое плечо антенны (см. Рис.9). Суммирование сигналов с приемников вдоль плеча подразумевает интегрирование (как и в предшествующем анализе), ввиду непрерывного заполнения апертуры датчиками.

Исходными являются данные классических исследований [3-6], показывающие,

что возмущение, известное как звуковой удар, порождаемое быстро движущимся источником, представляет собой волновой фронт, имеющий геометрическую форму кругового конуса, сопровождающего это тело и с вершиной вблизи носовой его части – конус Маха. Линии-образующие конуса отходят от тела под углом полураскрытия к оси $\phi = \arcsin(c/V)$ в сторону окружающей атмосферы (c – скорость звука, V – скорость тела). В рассматриваемом случае источником акустического возмущения среды является само движущееся тело, а на фронте сопровождающей его ударной волны образуется поперечный профиль с перепадом давления и плотности, имеющий N -образную форму.

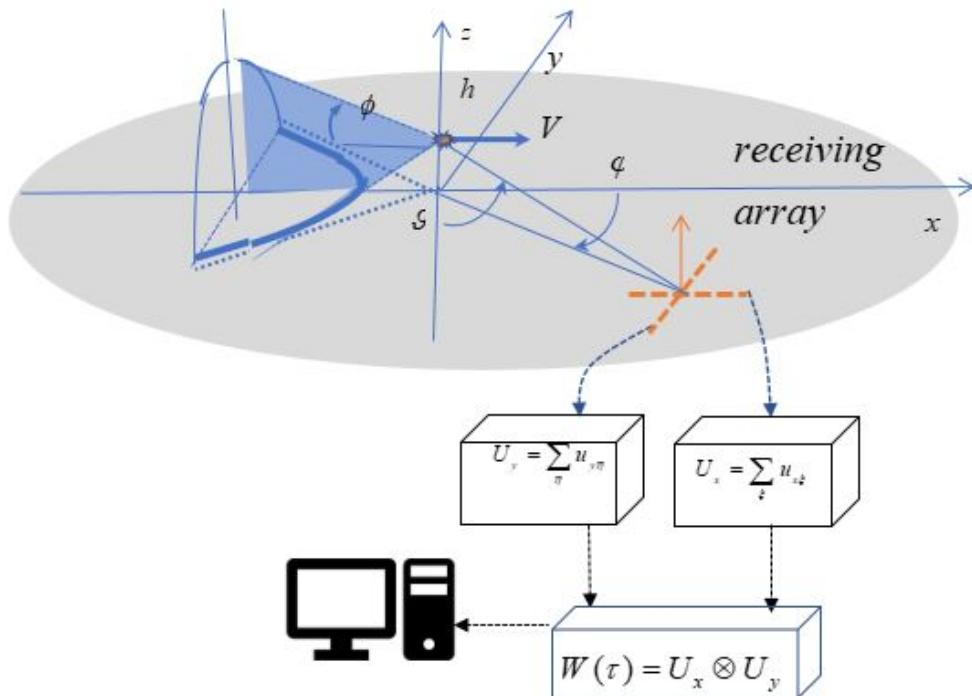


Рис. 9. Конусный волновой фронт, создаваемый быстро движущимся источником, и схема регистрации акустического сигнала двуплечей решеткой приемников у границы раздела сред

Из известных данных литературы следует, что линия пересечения волнового фронта с твердой границей, порожденного телом, движущимся по траектории, параллельной границе со скоростью $V > c$ на высоте h , может характеризоваться координатами движущегося «центра» (на плоскости x, y ($z = 0$)) [3, 4]:

$$x' = Vt + h\sqrt{\gamma^2 - 1}, \quad y' = \pm\sqrt{\frac{x'^2}{\gamma^2 - 1} - h^2}, \text{ где } \gamma = V/c \geq 1. \quad (9)$$

В качестве отправной предпосылки далее в расчетах вместо сложного профиля N -волны используется упрощенная запись, характеризующая распределение волнового отклика в окрестности движущегося центра на границе раздела сред $z = 0$. Предполагается приближенное описание радиальных волновых смещений как функции координат:

$$u = \frac{1}{\sqrt{(x - x')^2 + (y - y')^2}} e^{-\frac{(x - x')^2 + (y - y')^2}{\sigma^2}}, \quad (10)$$

где σ – поперечный размер профиля фронта волны, а амплитуда отклика нормирована. Последнее объясняется тем, что количественные значения в амплитудном

перепаде в настоящем анализе не представляют принципиального интереса. Расчет относится к простейшему случаю с размещением двуплечей решетки приемников на горизонтальной границе раздела сред ($z = 0$), причем плечо с X ориентацией совпадает с направлением движения тела, а центр антенны имеет координаты x, y .

Сигналы, регистрируемые датчиками, расположеными на плече антенны с X ориентацией, суммируются. После усреднения по апертуре $-L/2 \leq x \leq L/2$ выражение для суммарного сигнала U_x , с учетом $x' = Vt + h\sqrt{\gamma^2 - 1} + \xi$ и y' по формулам (9), может быть представлено в следующем виде:

$$U_x = \frac{\sigma^2 sh \left(L(x - Vt - h\sqrt{\gamma^2 - 1})/\sigma^2 \right)}{(x - Vt - h\sqrt{\gamma^2 - 1})} \frac{e^{-\frac{(x-Vt-h\sqrt{\gamma^2-1})^2+(y-y')^2}{\sigma^2}}}{\sqrt{(x - Vt - h\sqrt{\gamma^2 - 1})^2 + (y - y')^2}}. \quad (11)$$

Аналогичная зависимость характерна для суммарного отклика U_y с плеча, ориентированного вдоль оси Y :

$$\begin{aligned} U_y &= \int_{-L/2}^{L/2} \frac{e^{-\frac{(x-Vt-h\sqrt{\gamma^2-1})^2+(y-y'-\eta)^2}{\sigma^2}}}{\sqrt{(x - Vt - h\sqrt{\gamma^2 - 1})^2 + (y - y' - \eta)^2}} d\eta = \\ &= \frac{e^{-\frac{(x-Vt-h\sqrt{\gamma^2-1})^2+(y-y')^2}{\sigma^2}}}{\sqrt{(x - Vt - h\sqrt{\gamma^2 - 1})^2 + (y - y')^2}} \int_{-L/2}^{L/2} e^{2\frac{(y-y')}{\sigma^2}\eta} d\eta = \\ &= \frac{e^{-\frac{(x-Vt-h\sqrt{\gamma^2-1})^2+(y-y')^2}{\sigma^2}}}{\sqrt{(x - Vt - h\sqrt{\gamma^2 - 1})^2 + (y - y')^2}} \Big|_{-L/2}^{L/2} \frac{\sigma^2 e^{2\frac{(y-y')}{\sigma^2}\eta}}{2(y - y')} = \\ &= \frac{\sigma^2 sh \left(\frac{(y-y')L}{\sigma^2} \right) e^{-\frac{(x-Vt-h\sqrt{\gamma^2-1})^2+(y-y')^2}{\sigma^2}}}{(y - y') \sqrt{(x - Vt - h\sqrt{\gamma^2 - 1})^2 + (y - y')^2}} \end{aligned} \quad (12)$$

Алгоритм обработки предполагает взаимно-корреляционную свертку (по времени) суммарных сигналов, принятых на оба плеча решетки: $U_x(t)$ – с X -ориентацией в момент времени t (без задержки), и $U_y(t + t')$ – с Y -ориентацией в момент $t + t'$ (при задержке длительности $-t'$). Интегрирование по времени t выполняется в пределах малого «окна» Δt . Указанная операция выражается следующей записью для взаимно-корреляционной функции, подобно используемой в первой части работы:

$$W(t', x, y) = \int_0^{\Delta t} U_x(t, x, y) U_y^*(t + t', x, y) dt, \quad (13)$$

причем отклики U_x, U_y , описываются действительными функциями аргументов t, x, y .

В результате для функции взаимной корреляции нетрудно получить приближенное выражение:

$$\begin{aligned} W &= \Delta t \frac{\sigma^4 sh \left((x - h\sqrt{\gamma^2 - 1})L/\sigma^2 \right) sh ((y - Vt')L/\sigma^2)}{(x - h\sqrt{\gamma^2 - 1})(y - Vt')} \\ &\quad \frac{e^{-\frac{(x-h\sqrt{\gamma^2-1})^2+y^2}{\sigma^2}} - \frac{(x-Vt'-h\sqrt{\gamma^2-1})^2+(y-Vt')^2}{\sigma^2}}{\sqrt{(x - h\sqrt{\gamma^2 - 1})^2 + y^2} \sqrt{(x - Vt' - h\sqrt{\gamma^2 - 1})^2 + (y - Vt')^2}} \end{aligned} \quad (14)$$

Введем следующие обозначения:

$$\tau = ct'/L, X = x/L, Y = y/L, H = h/L, \Xi = \sigma/l, \quad (15)$$

используя которые перепишем (14) в виде:

$$W(\tau, X, Y) = \frac{\operatorname{sh} \left((X - H\sqrt{\gamma^2 - 1})/\Xi^2 \right) \operatorname{sh} ((Y - \gamma\tau)/\Xi^2)}{(X - H\sqrt{\gamma^2 - 1})(Y - \gamma\tau)} \cdot \\ \frac{\Delta t \Xi^4 e^{-\frac{(X - H\sqrt{\gamma^2 - 1})^2 + Y^2}{\Xi^2}} - \frac{(X - \gamma\tau - H\sqrt{\gamma^2 - 1})^2 + (Y - \gamma\tau)^2}{\Xi^2}}{\sqrt{(X - H\sqrt{\gamma^2 - 1})^2 + Y^2} \sqrt{(X - \gamma\tau - H\sqrt{\gamma^2 - 1})^2 + (Y - \gamma\tau)^2}} \quad (16)$$

2.2. Иллюстрация результатов расчета – сверхзвуковой режим

2.2.1. Граница атмосфера-грунт

На основе формулы (16), построены двумерные рельефы $W(\tau, X)$ (вдоль трассы) при различных фиксированных значениях Y_j , а также $W(\tau, Y)$ (вдоль линий, перпендикулярных трассе – параллельных траверсному направлению) при разных фиксированных X_k , которые демонстрируются на представленных ниже иллюстрациях функции взаимной корреляции в виде двумерных рельефов.

В частности, имеем:

$$WX(\tau, X, j) = \frac{\operatorname{sh} \left((X - H\sqrt{\gamma^2 - 1})/\Xi^2 \right) \operatorname{sh} ((Y_j - \gamma\tau)/\Xi^2)}{(X - H\sqrt{\gamma^2 - 1})(Y_j - \gamma\tau)} \cdot \\ \frac{\Delta t \Xi^4 e^{-\frac{(X - H\sqrt{\gamma^2 - 1})^2 + Y_j^2}{\Xi^2}} - \frac{(X - \gamma\tau - H\sqrt{\gamma^2 - 1})^2 + (Y_j - \gamma\tau)^2}{\Xi^2}}{\sqrt{(X - H\sqrt{\gamma^2 - 1})^2 + Y_j^2} \sqrt{(X - \gamma\tau - H\sqrt{\gamma^2 - 1})^2 + (Y_j - \gamma\tau)^2}} \quad (17)$$

На рис. 10 демонстрируются рельефы $WX(\tau, X)$, соответствующие $Y_j = 0.5, 1, 1.5, 2$ при $j = 1, 2, 3, 4$. В рельефе на плоскости τ, X , т.е. в зависимости от продольной координаты и от времени задержки присутствует максимум-экстремум. С ростом Y_j происходит сдвиг максимума в сторону возрастающих задержек τ и координаты X . Следовательно, все большие удаления траектории движущегося тела от точки регистрации на линии траверса можно отслеживать по времени задержки пика на плоскости τ, X . При увеличении скорости движения V (или $\gamma = V/c$) время задержки пика сокращается.

Рассмотрим также рельефы τ, Y в виде функции координаты Y вдоль по перпендикуляру к трассе (по линии траверса), построенные при все возрастающих фиксированных X_k , соответствующих удаляющимся позициям, проходимым телом в процессе его движения по траектории вблизи пункта регистрации.

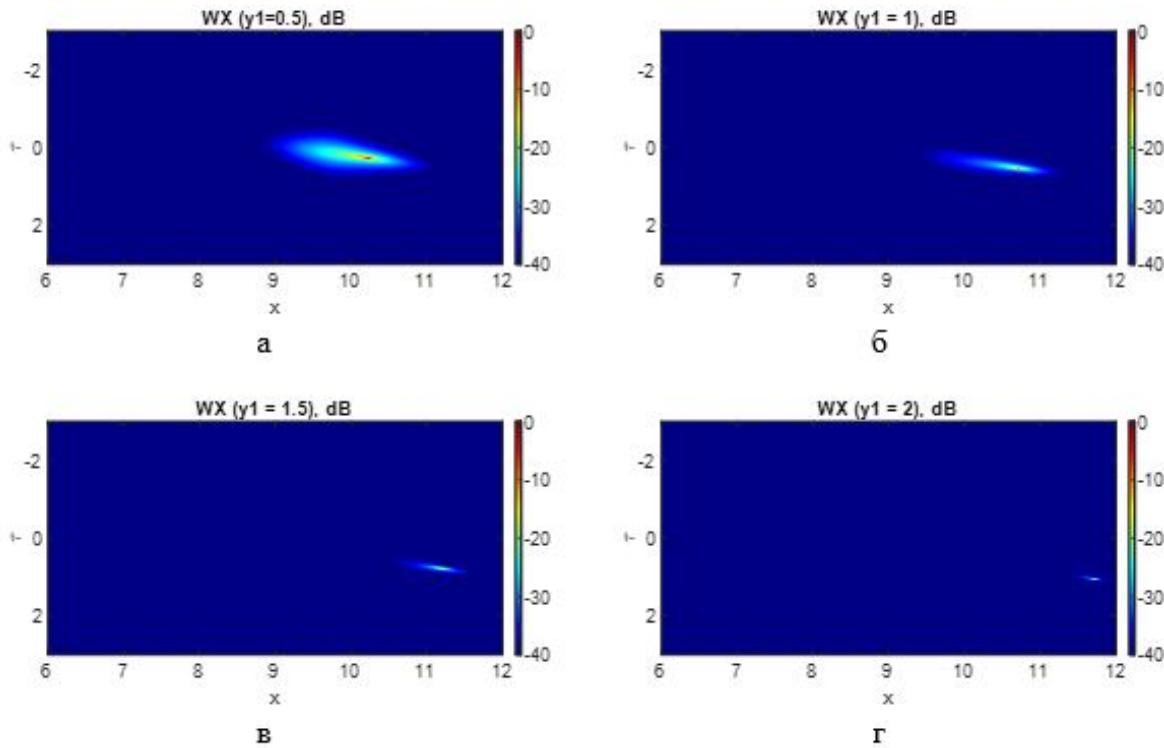


Рис. 10. Рельефы $WX(\tau, X)$ (лог.-масштаб), иллюстрирующие взаимно-корреляционный отклик на выходе двухплечей антенны при увеличении Y : $\gamma = V/c = \sqrt{3.61}$, $H = h/L = 6$, $\Xi = \sigma/L = 3$, а – $Y_1 = 0.5$, б – $Y_2 = 1$, в – $Y_3 = 1.5$, г – $Y_4 = 2$

Для описания функции $WY(\tau, Y)$ используется следующая запись:

$$WY(\tau, Y, k) = \frac{\operatorname{sh}((X_k - H\sqrt{\gamma^2 - 1})/\Xi^2) \operatorname{sh}((Y - \gamma\tau)/\Xi^2)}{(X_k - H\sqrt{\gamma^2 - 1})(Y - \gamma\tau)}. \quad (18)$$

$$\Delta t \Xi^4 e^{-\frac{(X_k - H\sqrt{\gamma^2 - 1})^2 + Y^2}{\Xi^2}} - \frac{(X_k - \gamma\tau - H\sqrt{\gamma^2 - 1})^2 + (Y - \gamma\tau)^2}{\Xi^2}$$

$$\sqrt{(X_k - H\sqrt{\gamma^2 - 1})^2 + Y^2} \sqrt{(X_k - \gamma\tau - H\sqrt{\gamma^2 - 1})^2 + (Y - \gamma\tau)^2}$$

На основе вычислений по формуле (18) построены рельефы $WY(\tau, Y)$, представленные на Рис.11. В рельефе на плоскости τ, Y , т.е. в зависимости от координаты Y и от времени задержки τ присутствует максимум-экстремум. При увеличении скорости движения γ , а также с уменьшением Ξ – поперечного размера профиля фронта N -волны наблюдается уменьшение ширины пика вдоль по обеим координатам τ, Y без смещения его центра, в отличие от того, что имело место на плоскости τ, X .

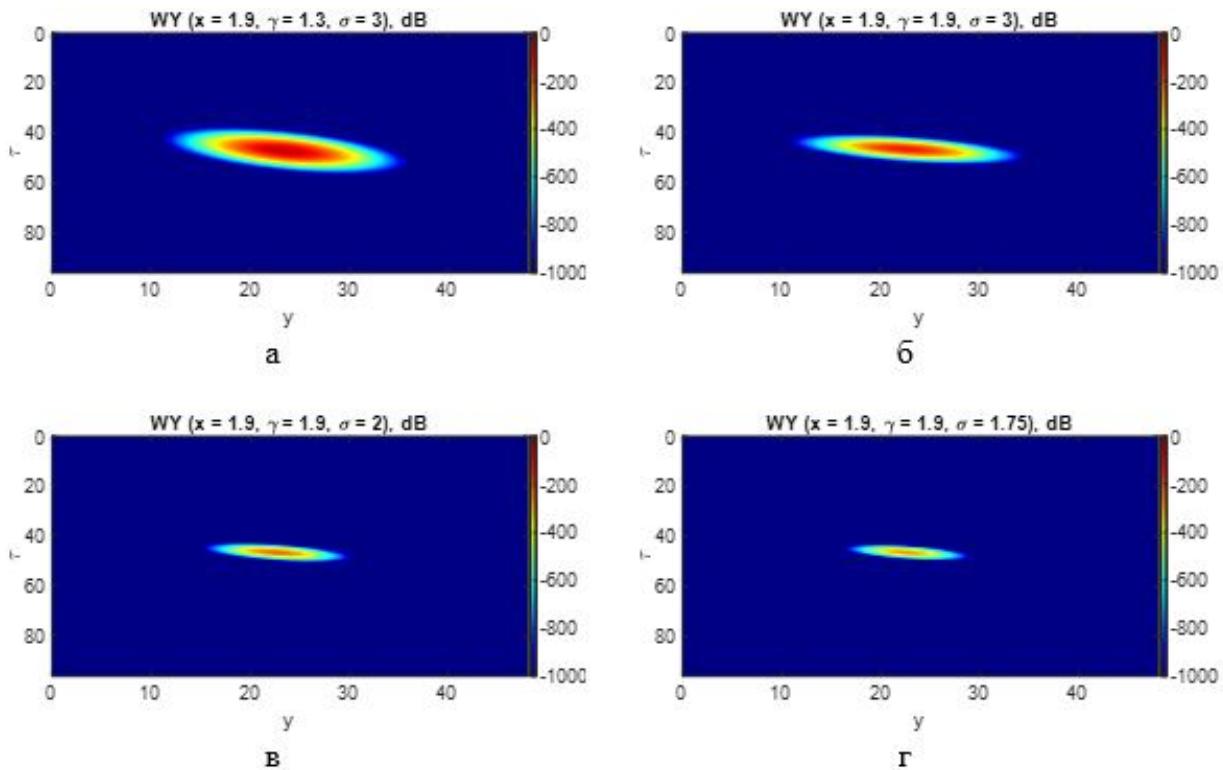


Рис. 11. Рельефы $WY(\tau, Y)$ (лог.-масштаб), взаимно-корреляционной функции при следующих значениях параметров движения: а – $X_4 = 1.9, \gamma = 1.3, \Xi = 3$, б – $X_4 = 1.9, \gamma = 1.9, \Xi = 3$, в – $X_4 = 1.9, \gamma = 1.9, \Xi = 2$, г – $X_4 = 1.9, \gamma = 1.9, \Xi = 1.75$.

Представленные рельефы $WX(\tau, X)$ и $WY(\tau, Y)$ демонстрируют зависимости от параметров γ и Ξ , характерны для сверхзвукового режима и могут способствовать возможности измерения и контроля скорости движения тела и высоты траектории над границей с повышенной точностью. Очевидно, что масштабный параметр профиля фронта ударной волны в области пересечения с границей зависит от высоты траектории над этой границей и от линейного размера тела. Кроме того, параметр высоты траектории h входит явным образом в формулу (16) для W , а также в формулу (17) для WX и в формулу (18) для WY . В этой связи отметим, что выше при переходе к безразмерным величинам по формуле (15) в качестве нормировки используется масштаб L (в отличие от используемой в предыдущем разделе нормировки на h).

Вид рельефов, демонстрируемых применительно к сверхзвуковому режиму, имеет принципиальное отличие от аналогичных для дозвукового режима движения источника звука, что позволяет оперативно классифицировать (идентифицировать) тип источника [10, 11]. Следует отметить, что совокупность демонстрируемых рельефов взаимно-корреляционных функций суммарных сигналов с выхода двуплечей приемной решетки показывает принципиальную возможность указанного подхода к оценке скорости движения и высоты траектории, к определению таких параметров как координаты пересечения движущимся телом контролируемого периметра. Совместный учет описанных особенностей в рельефах, демонстрируемых на иллюстрациях, может быть использован в алгоритмах работы устройств, предназначенных для удаленной диагностики параметров движения источника вблизи границы в атмосфере на сверхзвуковой скорости [1, 2].

Заключение

Не прибегая к непосредственной традиционной оценке скорости по разности частот, соответствующих преобладающим амплитудам в спектрах звука при приближении и удалении источника относительно точки регистрации, демонстрируется возможность удаленной диагностики кинематических параметров движения акустического источника с дозвуковой скоростью вблизи границы атмосфера-грунт, атмосфера-водоем (скорость, направление, высота траектории, удаление эпицентра от точки регистрации по траверсу). Используется алгоритм взаимно-корреляционной обработки гармонических сигналов, регистрируемых вблизи границы раздела сред на два плеча крестообразной решетки приемников, установленной на границе раздела сред, одно из плеч которой имеет ориентацию попутную движению, а другое – поперечную. Результаты демонстрируются в виде двумерных рельефов, соответствующих аргументам: пространственная координата – длительность взаимной задержки. Используется нормированное представление амплитудных зависимостей, поскольку анализируются качественные особенности, демонстрирующие принципиальную возможность диагностики.

С целью удаленной диагностики кинематических параметров тела, движущегося вблизи земной границы в атмосфере со сверхзвуковой скоростью, выполнены аналогичные модельные расчеты функции взаимной корреляции между суммарными акустическими сигналами с выхода двухплечей решетки приемников. Расчеты выполнены применительно к модели волнового возмущения в виде конуса уплотнения, сопровождающего тело, быстро движущееся в атмосфере. Взаимно-корреляционная функция в этом случае также представлена двумерными рельефами WX, WY на плоскости координата (X или Y) – время задержки τ . По особенностям формы рельефа также могут быть сформулированы признаки, характеризующие поперечный масштаб N -волны (σ), удаленность от пункта регистрации, высоту траектории тела, движущегося со сверхзвуковой скоростью. Таким образом, установлено соответствие между формой рельефа функции взаимной корреляции и перечисленными параметрами движения, что указывает на принципиальную возможность удаленной диагностики.

Список литературы

1. Добрынина А. А., Саньков В. А., Чечельницкий В. В., Черных Е. Н. Сейсмические эффекты метеорита Челябинск. В кн.: Метеорит Челябинск – год на Земле. Материалы Всероссийской научной конференции / Составитель А.Н. Антипин. Челябинск: Каменный пояс, 2014. С. 668-677.
2. Селезnev B. C., Лисейкин A. B., Еманов A. A., Белинская A. Ю. Метеороид Челябинск (взгляд сейсмолога). В кн.: Метеорит Челябинск – год на Земле. Материалы Всероссийской научной конференции / Составитель А.Н. Антипин. Челябинск: Каменный пояс, 2014. С. 678-681.
3. Блохинцев Д.И. Акустика неоднородной движущейся среды. М.: Наука, 1981. -201c.
4. Авиационная акустика. Под ред. А.Г. Мунина, В.Е. Квитки – М.: Машиностроение, 1973. -448с.
5. Маков Ю.Н. Возможно ли проникновение импульса звукового удара от современного истребителя в водную среду с его дальнейшим волновым распространением в этой среде? - NOISE Theory and Practice, 2018. №4, 1, стр.18-29.
6. Altmann Jurgen Acoustic-Seismic Detection of Ballistic-Missile Launches for Cooperative Early Warning of Nuclear Attack // Science and Global Security, 2005, Volume

13, pp. 129-168.

7. Хоха Ю.В. Акустические характеристики узкополосного излучения от движущихся источников. Акуст. журн. 1985. 31, вып.6. С. 831-834.

8. Булдырев В.С., Григорьева Н.С. Акустическое поле в водном слое с неровным дном, возбуждаемое движущимся в атмосфере источником. Акуст. журн. 1993. 39, вып.6, С. 1014-1023.

9. Рабинович В.С., Булдырев В.С., Грудская О.Н. Грудский С.М., Левендорский С.З., Обрезанова О.А., Соколов А.В., Старков А.С. Математические аспекты распространения звука в океаническом волноводе от источника, движущегося в воздухе. РГУ 1995.

10. Заславский Ю.М., Заславский В.Ю. Акустическое поле источника, движущегося по нормали и вдоль границы раздела сред с резким перепадом импеданса // Ученые записки физического факультета МГУ. 2022. №2, С. 1-10.

11. Заславский Ю.М., Заславский В.Ю. Особенности акустических и упругих полей движущихся источников. Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. 2013. № 5-1, С. 74-77.

References

1. Dobrynina A.A., San'kov V.A., Chechel'nitskiy V.V., Chernykh E.N. Seismicheskie efekty meteorita Chel'abinsk. V kn.: Meteorit Chel'abinsk – god na Zemle. Materialy Vserossiyskoy nauchnoy konferentsii / Sostavitel' A.N. Antipin Chel'abinsk Kamennyj poyas 2014. Str. 668-677.
2. Seleznev V.S., Liseikin A.V., Emanov A.A., Belinskaya A.Yu. Meteoroid Chel'abinsk (vzgl'dad seismologa). V kn.: Meteorit Chel'abinsk – god na Zemle. Materialy Vserossiyskoy nauchnoy konferentsii / Sostavitel' A.N. Antipin Chel'abinsk Kamennyj poyas 2014. Str. 678-681.
3. Blokhintsev D.I. Akustika neodnorodnoy dvizhushcheis'a sredy. M.: Nauka, 1981. - 201 Str.
4. Aviationsionnaya akustika. Pod redaktsiey A.G. Munina, V.E. Kvitki M.: Mashinostroenie, 1973. -448 Str.
5. Makov Yu.N. Vozmozhno li proniknenie impul'sa zvukovogo udara ot sovremennoego istrebit'el'a v vodnyu sredu s ego dal'neyshim volnovym rasprostraneniem v etoy srede? NOISE. Theory and Practice, 2018. №4, 1, Str.18-29.
6. Altman Jurgen Acoustic-Seismic Detection of Ballistic-Missile Launches for Cooperative Early Warning of Nuclear Attack // Science and Global Security, 2005, Volume 13, pp. 129-168.
7. Khokha Yu.V. Akusticheskie kharakteristiki uzkopolosnogo izlucheniya ot dvizhushchikh'sa istochnikov / Akusticheskiy zhurnal 1985. 31, vyp.6, Str.831-836.
8. Buldyrev V.S., Grigor'eva N.S. Akusticheskoe pole v vodnom sloe s nerovnym dnom, vozbuzaemoe dvizhushchim'sa v atmosfere istochnikom / Akusticheskiy zhurnal 1993. 39, vyp.6, Str. 1014-1023.
9. Rabinovich V.S., Buldyrev V.S., Grudskaya O.N., Grudskiy S.M., Levendorskiy S.Z., Obrezanova O.A, Sokolov A.V., Starkov A.S. Matematicheskie aspekty rasprostraneniya zvuka v okeanicheskem volnovode ot istochnika, dvizhushchegos'a v vozdukhe. RGU, 1995.
10. Zaslavskiy Yu.M., Zaslavskiy V.Yu. Akusticheskoe pole istochnika, dvizhushchegos'a po normali i vdol' granitsy razdela sred s reskim perepadom impedansu / Uchenye zapiski fizicheskogo fakul'teta MGU. 2022. №2, Str. 1-10.

11. Zaslavskiy Yu.M., Zaslavskiy V.Yu. Osobennosti akusticheskikh i uprugikh poley dvizhushchikhs'a istochnikov. Vestnik Nizhegorodskogo universiteta imeni N.I. Lobachevskogo 2013. № 5-1, Str. 74-77.

УДК: 534.16
OECD: 01.03.AA

Экспериментальные исследования вибродемпфирующих свойств композитных материалов на основе бумажно-слоистых пластиков hpl, содержащих встроенные слои из термопластичных пленок впс-2,5

Кирпичников В.Ю.¹, Смольников В.Ю.², Кудаев А.В.^{3*}, Гусева Е.В.⁴, Сятковский А.И.⁵

¹ Д.т.н., профессор, профессор кафедры «Экология и производственная безопасность»

² ФГУП «Крыловский государственный научный центр»

³ К.т.н., доцент, доцент кафедры «Экология и производственная безопасность»

⁴ ООО «СЛОПЛАСТ»

⁵ К.х.н., директор по науке ОАО «Пластполимер»

^{1,3} Балтийский Государственный Технический Университет «ВОЕНМЕХ»

им. Д.Ф. Устинова

^{1,2,3,4,5} г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Выполнены измерения акустических параметров пластин из бумажно-слоистого пластика высокого давления HPL, модифицированного путем введения в его структуру слоев вибродемпфирующей термопластичной пленки ВПС-2,5. Исследовалось влияние количества интегрированных слоев и их расположения в матрице композита на входную вибровозбудимость, звукоизлучение и потери колебательной энергии в модифицированных пластинах. Получены величины эффективности уменьшения уровней вибрации и звукоизлучения в сравнении с не модифицированной пластиной HPL. Определены наименьшие уровни входной вибровозбудимости для трехслойной пластины с одним слоем пленки ВПС-2,5. Проведен анализ вибрационных и акустических характеристик контрольной и модифицированной пластиковых пластин типа HPL. Определены значения коэффициента потерь колебательной энергии на различных резонансных частотах.

Ключевые слова: вибродемпфирование, полимеры, вибровозбудимость, многослойные композитные материалы, пленки ВПС-2,5.

Experimental studies of vibration-damping properties of composite materials based on hpl paper-laminated plastics containing imbedded layers of VPS-2.5 thermoplastic films

Kirpichnikov V. Yu.¹, Smolnikov V.Yu.², Kudaev A.V.^{3*}, Guseva E.V.⁴, Syatkovsky A.I.⁵

¹ DSc, full professor, professor of the Department ‘Ecology and Industrial Safety’

² Federal state unitary enterprise ‘State Scientific Center Krylovsky’

³ PhD in Eng., Associate Professor, Associate Professor of the Department ‘Ecology and Industrial Safety’

⁴ LLC ‘SLOPLAST’

⁵ Ph.D. in Chem, Director of Science, JSC ‘Plastpolymer’

^{1,3} Baltic State Technical University ‘VOENMEH’ named after D.F. Ustinov

^{1,2,3,4,5} St. Petersburg, Russia

Abstract

The acoustic parameters of plates made of HPL high-pressure laminate modified by introducing layers of a vibration-damping thermoplastic film VPS-2.5 into its structure were measured. The influence of the number of integrated layers and their location in the composite matrix on the input vibration excitability, sound emission, and vibrational energy losses in modified plates. Efficiency values for reducing vibration levels and sound emission are obtained in comparison with an unmodified HPL plate. The lowest levels of input vibroexcitability for a three-layer plate with one layer of VPS-2.5 film are determined. The analysis of vibrational and acoustic characteristics of the control and modified plastic plates of the HPL type was carried out. The values of the loss coefficient of vibrational energy at different resonant frequencies are determined.

Keywords: vibration damping, polymers, vibration excitability, multilayer composite materials, VPS-2.5 films.

Введение

Улучшение виброшумовых характеристик корпусных и внутрикорпусных конструкций транспортных средств является одним из основных направлений создания благоприятных условий для жизнедеятельности обслуживающего персонала и пассажиров [1].

Наиболее перспективным направлением создания вибродемпфирующих материалов является разработка новых многослойных конструкционных композитных материалов с интегрированными внутренними вибропоглощающими слоями [2–4]. Конструкционный композитный материал «Слопласт ТГ», используемый для внутренней отделки жилых, производственных зданий и сооружений, а также для внутренних интерьеров транспортных средств (ж/д вагонов, судов, автобусов) представляет собой многослойный композит, состоящий из листов крафт-бумаги, пропитанных термореактивными смолами. В процессе его горячего прессования образуется однородный монолитный материал (бумажно-слоистый пластик HPL), толщина которого составляет от 0,6 до 25 мм, в зависимости от исходного количества слоев [5].

Целью настоящей работы явилось изготовление и исследование динамических свойств модифицированных композитных материалов, полученных путем интегрирования во внутреннюю структуру «Слопласт ТГ» тонких, термопластичных, самоклеящихся пленок на основе поливинилацетата ВПС-2,5.

Выбор пленок ВПС-2,5 в качестве демпфирующего слоя обусловлен следующими причинами:

- чрезвычайно высокими диссипативными свойствами, которые реализуются в очень тонких пленках [6, 7], что необходимо для обеспечения достаточной общей жесткости слоистого композитного материала при интегрировании в него мягких полимерных слоев [8];

- высокими клеящими свойствами полимеров на основе поливинилацетата к бумажным носителям [9], что необходимо для обеспечения монолитности модифицированного композита.

Плотность пластика HPL (далее – пластик) меньше плотности стали примерно в 5 раз. Потери колебательной энергии в существенно более легких конструкциях из пластика, удовлетворяющих предъявляемым к ним требованиям прочности, определяются значениями коэффициента потерь η в диапазоне низких и средних звуковых частот порядка 0,02–0,03 Гц.

Такие величины не превышают конструкционных потерь, присущих традиционным

изготовленным из металлов, корпусным и внутрикорпусным конструкциям транспортных средств. С учетом этого, эффект уменьшения уровней вибрации и шума при использовании облегченных пластиковых конструкций вместо металлических, оказывается достаточно малым. С учетом изложенного, задача улучшения диссипативных свойств пластика типа HPL является достаточно актуальной.

1. Экспериментальная часть

Испытывалось пять малогабаритных пластин, имеющих одинаковую толщину и квадратную форму в плане со стороной 0,175 м. Модифицированные пластины пластика изготавливались заменой перед процедурой горячего прессования части листов крафт-бумаги на соответствующее число листов из самоклеящейся пленки ВПС-2,5 толщиной 0,5 мм. Замена производилась таким образом, чтобы толщина всех пластин из модифицированного пластика после прессования была одинаковой и равной 10^{-2} м. После прессования расслоения пластин модифицированного пластика не наблюдалось.

Схемы поперечного сечения пластин приведены на рис. 1. Трехслойная пластина №1 имела один внутренний слой из ВПС-2,5, расположенный в равном удалении 4,75 мм от внешних краев (рис.1а). Пятислойные пластины №2 и №3 содержали по два интегрированных слоя из ВПС-2,5, размещенных на расстоянии 2,25 и 3 мм от внешних краев соответственно (рис.1б и рис.1в). Семислойная пластина №4 содержала три интегрированных слоя пленки ВПС-2,5, причем расстояние между соседними слоями пленки, а также между слоями пленки и краями пластины составляло 2,13 мм (рис.1г). В качестве контрольной была взята стандартная пластина HPL марки «Слопласт ТГ» толщиной 10^{-2} м без внутренних демптирующих слоев (рис.1д).

Испытания пластин проводились при их вертикальном вывешивании за соседние углы с помощью нити.

Выполнялись измерения входной вибровозбудимости пластин при ударе миниатюрным вибромолотком с датчиком контроля силы. Одна точка (1) удара находилась в геометрическом центре (ГЦ) пластин, другая (2) – на одинаковом расстоянии от ГЦ и одного из углов. Под входной вибровозбудимостью нами подразумевается величина $A/F = 20\lg(AF_0/a_0F)$, дБ, где A –виброускорение, $\text{м}/\text{с}^2$, в точке приложения силы F, H; a_0 – пороговый уровень виброускорения, $10^{-6}\text{м}/\text{с}^2$; $F_0 = 1$. Измерения A/F , дБ, выполнялись в диапазоне, ограниченном сверху частотой 6400 Гц.

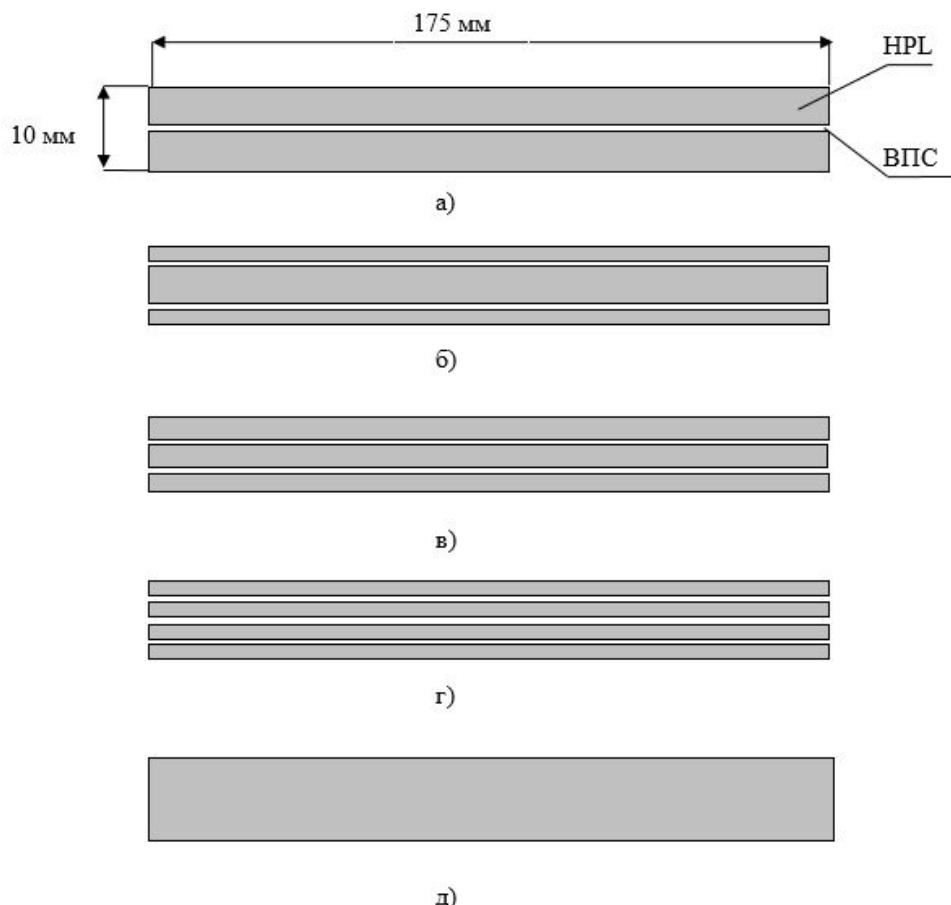


Рис. 1. Поперечные сечения испытанных пластин а) - пластина №1; б) - пластина №2; в) - пластина №3; г) - пластина №4; д) - пластина №5

2. Результаты измерений

На рис. 2 изображены узкополосные частотные ($\Delta f = 1$ Гц) спектры входной вибровозбудимости A/F , дБ, всех испытанных пластин, измеренной в их геометрическом центре. (Соотношения уровней A/F , дБ, пластин в точке 2 аналогичны приведенным). Обращаясь к рис. 2, видим, что в спектре A/F , дБ, пластины №5 присутствуют четыре резонансных максимума с частотами 1206, 2860, 5100 и 5586 Гц. Включение в состав пластика полимерной пленки привело к изменению значений частот двух низших максимумов и к уменьшению уровней всех четырех максимумов вплоть до полного исчезновения двух последних в спектрах входной вибровозбудимости пластин № 1, 3 и 4.

Значения частот обоих низших резонансных максимумов в спектрах A/F , дБ, всех модифицированных пластин оказались меньше указанных значений соответствующих частот в спектре контрольной пластины №5.

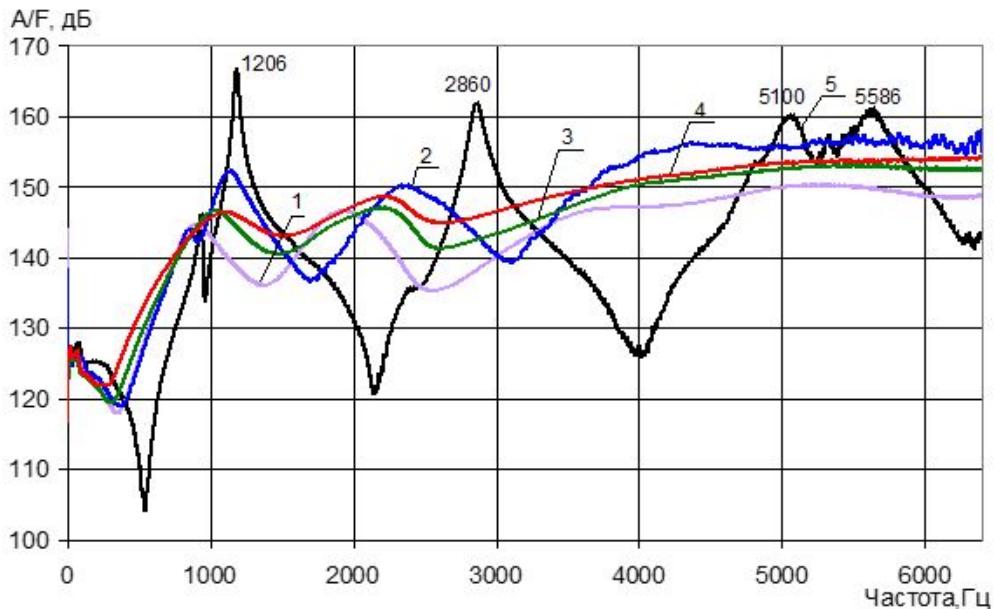


Рис. 2. Узкополосные частотные спектры входной вибровозбудимости испытанных пластин при возбуждении в ГЦ (1 - пластина №1; 2 - пластина №2; 3 - пластина №3; 4 - пластина №4; 5 - пластина №5)

Такое соотношение значений резонансных частот модифицированных пластин №1–4 и контрольной пластины №5 обусловлено, по-видимому, следующими факторами:

- меньшей толщиной наружного возбуждаемого жесткого слоя пластин №1–4 в сравнении с толщиной пластины №5; соответствующая зависимость значений резонансных частот возбуждаемого слоя от его толщины вытекает из общеизвестной пропорциональности этих значений квадратному корню отношения изгибной жесткости $D = Eh^3/12(1 - \sigma^2)$ слоя к массе единицы его площади $m = \rho h$ (h – толщина, м; E , σ и ρ – модуль Юнга, Н/м², коэффициент Пуассона и плотность, кг/м³, материала);

- массовой нагрузкой на возбуждаемый слой со стороны примыкающего к нему через полимерную пленку жесткого слоя пластика; роль данного фактора существенно зависит не только от величины отношения толщин этих слоев, но и от места нахождения нагружающего слоя; так, массовая нагрузка этого слоя в пластине №1, имеющей наименьшие значения резонансных частот, на возбуждаемый слой такой же толщины, видимо, превышает нагрузку такого же слоя, расположенного симметрично срединной плоскости пластины №2, на меньший по толщине ее возбуждаемый слой;

- числом слоев и их толщиной; так, значения низших резонансных частот трехслойной (№1) и пятислойных (№2 и №3) пластин оказались различными, а их значения у пластин №3 и №4 – практически одинаковыми и более высокими в сравнении с резонансными частотами пластины №2.

Можно предположить, что все приведенные факторы влияют и на соотношение уровней входной вибровозбудимости испытанных пластин. Степень их влияния на эти уровни, как и на значения резонансных частот, с высокой вероятностью вряд ли однозначна. С учетом сказанного мы приведем лишь основные результаты определений соотношения уровней входной вибровозбудимости испытанных пластин.

Наименьшие уровни входной вибровозбудимости A/F , дБ, практически на всех частотах диапазона измерений зарегистрированы при испытаниях трехслойной пластины №1. Эти уровни на ее низших резонансных частотах (932 и 1820 Гц) меньше резонансных

уровней входной вибровозбудимости пластины №5 на 23 и 16 дБ соответственно. Самую малую эффективность имеет пластина №2 с тонкими наружными и в два раза более толстым внутренним слоем. Включение двух слоев полимерной пленки в эту пластину привело к уменьшению уровней A/F , дБ, на двух низших резонансных частотах (1150 и 2410 Гц) в сравнении с уровнями на соответствующих резонансных частотах пластины №5 лишь на 15 и 12 дБ соответственно. В спектре вибрации только пластины №2 содержит широкополосный третий резонансный максимум с частотой примерно 4300 Гц. Наличие этого максимума привело к существенному росту уровня A/F , дБ, пластины №2 в третьоктавной полосе со среднегеометрической частотой 4000 Гц в сравнении с соответствующими уровнями входной вибровозбудимости всех других пластин (рис. 3). В указанной полосе, содержащей антирезонансную частоту колебаний однородной пластины №5, уровни ее A/F , дБ, меньше уровня пластины №2 на ~ 18 дБ.

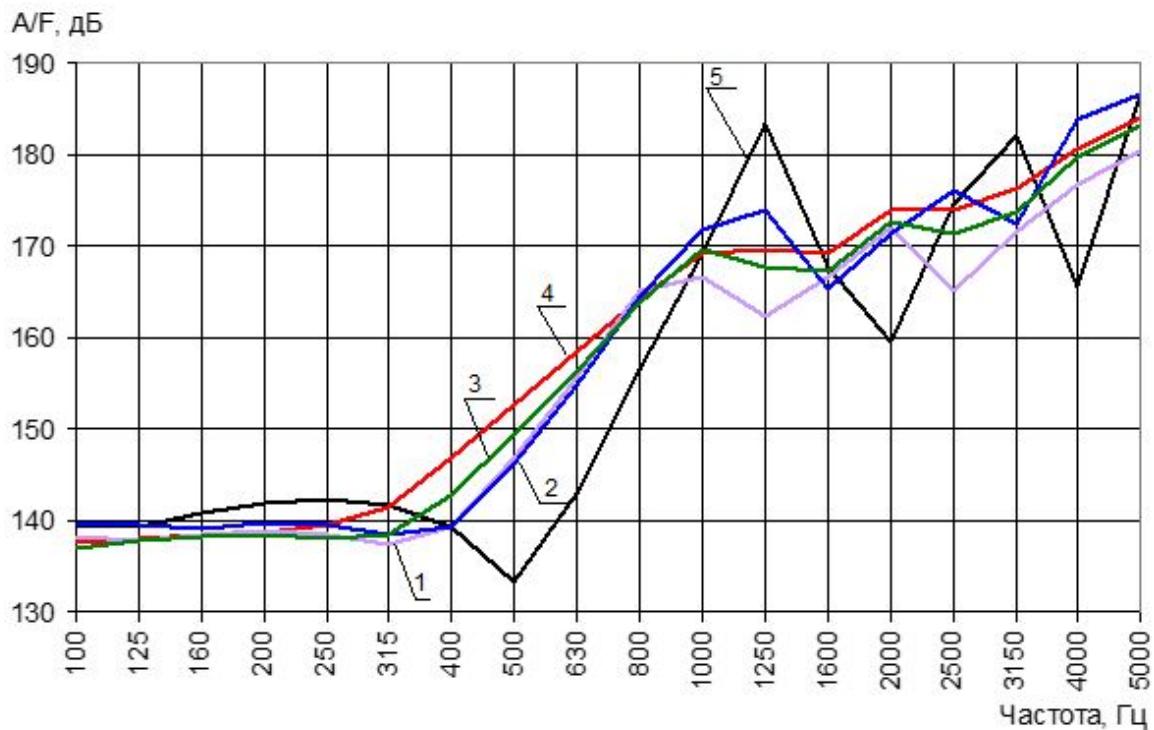


Рис. 3. Третьоктавные частотные спектры входной вибровозбудимости испытанных пластин при возбуждении в ГЦ (1 - пластина №1; 2 - пластина №2; 3 - пластина №3; 4 - пластина №4; 5 - пластина №5)

Обращаясь к рис. 2, и рис. 3, видим, что введение пленки в структуру всех вариантов модифицированных пластин не привело к уменьшению уровня A/F , дБ, на дорезонансных частотах изгибных колебаний пластины №5 и в соответствующих третьоктавных полосах 500, 630 и 800 Гц. Однако отметим, что уровни входной вибровозбудимости всех пластин в соответствующем частотном диапазоне много меньше уровней на низшей резонансной частоте их изгибных колебаний. При этом, уровни A/F , дБ, всех модифицированных пластин на обеих низших резонансных частотах меньше соответствующих уровней A/F , дБ, контрольной пластины №5. Аналогичное соотношение уровней входной вибровозбудимости было зарегистрировано в третьоктавных полосах, в которые попадают резонансные частоты.

Потери колебательной энергии в модифицированных пластинах существенно превышали потери в контрольной пластине. Значения коэффициента потерь η

вычислялись с использованием формулы $\Delta f_p/f_p$, где Δf_p - ширина максимума в спектрах входной вибровозбудимости пластин на уровне, меньшем на 3 дБ, чем его наибольшая величина на резонансной частоте f_p . На четырех резонансных частотах 1206, 2860, 5100 и 5586 Гц в спектрах A/F , дБ, пластины №5 значения η оказались равными 0,025; 0,029; 0,039 и 0,048 соответственно. Четко прослеживалась тенденция увеличения потерь в пластине №5 с ростом частоты. Значения η на первой и второй резонансных частотах в спектрах A/F , дБ, модифицированных пластин находились в пределах 0,57–0,62 и 0,27–0,32.

Повышение потерь колебательной энергии включением в ламинат полимерной пленки привело к уменьшению уровней не только входной вибровозбудимости, но и звукоизлучения пластин №1–4 в сравнении с пластиной №5.

В качестве примера на рис. 4 приведены уровни звукоизлучения пластин №3 и №5. Измерения были выполнены на расстоянии 1 м от не возбуждаемой вибромолотком поверхности пластин напротив их геометрического центра.

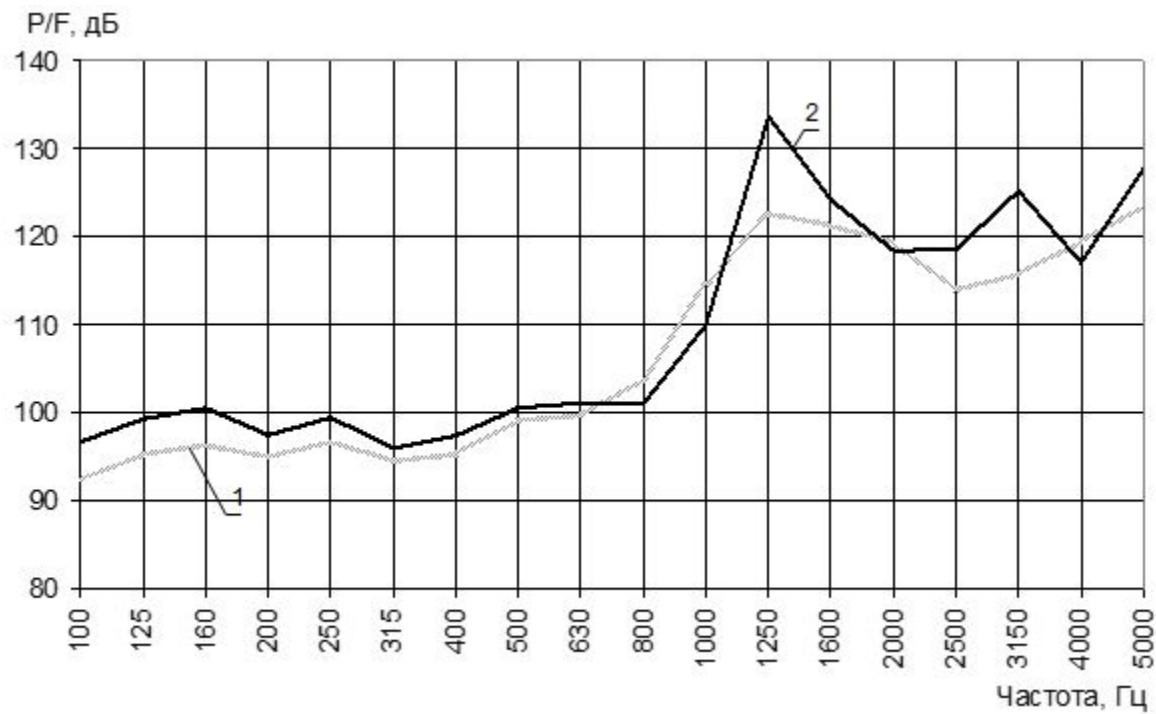


Рис. 4. Третьоктавные уровни звукоизлучения пластин №3 (кривая 1) и №5 (кривая 2) при возбуждении в ГЦ

Приведенные результаты экспериментальных исследований свидетельствуют о существенно лучших акустических характеристиках пластин из ламината типа HPL с включенными в него слоями полимерной пленки.

Заключение

Основными результатами выполненной работы являются следующие:

- получены модифицированные пластики типа HPL, содержащие 1, 2 и 3 интегрированных внутренних слоя из тонких, термопластичных, самоклеящихся пленок на основе поливинилацетата ВПС-2,5;
- получены и проанализированы результаты измерений вибрации и звукоизлучения контрольной и модифицированных пластин пластиков типа HPL;
- наименьшие уровни входной вибровозбудимости имеет трехслойная пластина с одним слоем пленки ВПС-2,5; на двух низших резонансных частотах эти уровни меньше соответствующих уровней вибровозбудимости не модифицированной пластины на 23 и 16 дБ;
- значения коэффициента потерь колебательной энергии на двух низших резонансных частотах модифицированных пластин на порядок больше, чем в контрольной.

Список литературы

1. Ed. Malcolm J. Crocker . Handbook of noise and vibration control // John Wiley & Sons, Inc. 2007, P.1584, ISBN:0471395994.
2. E.N. Kablov, V.A. Sagomonova, A.E. Sorokin, V.V. Tselikin, A.I. Gulyaev A Study of the Structure and Properties of Polymer Composite Materials with Integrated Vibration Absorbing Layer // Polymer Science, Series D. 2020. № 13 (3). p.335–340. DOI: 10.1134/S1995421220030090.
3. Платонов М.М., Шульдешов Е.М., Нестерова Т.А., Сагомонова В.А. Акустические полимерные материалы нового поколения // Труды ВИАМ. 2016. Т. 40. № 4. С. 76–84. dx.doi.org/10.18577/2307-6046-2016- 0-4-9-9.
4. Сагомонова В.А., Сытый Ю.В. Основные принципы создания вибропоглощающих материалов авиационного назначения // Труды ВИАМ. 2013. № 11. С. 3.
5. Электронный ресурс: [www.sloplast.ru /products/](http://www.sloplast.ru/products/).
6. Скуратова Т.Б., Кириллов С.Е., Сятковский А.И. Диссипативные свойства полимерных пленок и композитных материалов на основе поливинилацетата // Журнал прикладной химии. 2019. Т. 92, № 7. С. 881–887.
7. Сятковский А.И., Рюткянен Е.А., Кудаев А.В., Демпфирование в трехслойных конструкциях металл-полимер-металл с термопластичной пленкой из поливинилацетата // Noise Theory and Practice, 2022, Vol. 8, № 2, P. 24–34.
8. Ever J. Barbero Introduction to composite materials design. Second Ed. // Taylor&Fracis Group. LLC. 2011. P. 509.
9. Розенберг М.Э. Полимеры на основе винилацетата. Л.: Химия, 1983. 176 с.

References

1. Ed. Malcolm J. Crocker . Handbook of noise and vibration control // John Wiley & Sons, Inc. 2007, P.1584, ISBN:0471395994.
2. E.N. Kablov, V.A. Sagomonova, A.E. Sorokin, V.V. Tselikin, A.I. Gulyaev A Study of the Structure and Properties of Polymer Composite Materials with Integrated Vibration Absorbing Layer // Polymer Science, Series D. 2020. № 13 (3). p.335–340. DOI: 10.1134/S1995421220030090.
3. Platonov M.M., Shuldeshev E.M., Nesterova T.A., Sagomonova V.A. Acoustic polymeric materials of a new generation // Proceedings of VIAM. 2016. V. 40. No. 4. P. 76-84. dx.doi.org/10.18577/2307-6046-2016-0-4-9-9
4. Sagomonova V.A., Syty Yu.V. The basic principles of creating vibration-absorbing aviation materials // Proceedings of VIAM. 2013. No. 11. P. 3.
5. Electronic resource: [www.sloplast.ru /products/](http://www.sloplast.ru/products/).
6. Skuratova T.B., Kirillov S.E., Syatkovsky A.I. Dissipative properties of polymer films and composite materials based on polyvinyl acetate // Magazine applied chemistry. 2019. V. 92. No 7. P. 881-887.
7. Syatkovsky A.I., Ryutkyanen E.A., Kudaev A.V., Damping in three-layer metal-polymer-metal constructions with polyvinyl acetate thermoplastic film // Noise Theory and Practice, 2022, Vol. 8, № 2, P. 24–34.
8. Ever J. Barbero Introduction to composite materials design. Second Ed. // Taylor& Francis Group. LLC. 2011. P. 509.
9. Rosenberg M.E. Polymers based on vinyl acetate. L.: Chemistry, 1983. 176 p.

УДК: 699.844
OECD: 01.03 АА

Исследования акустических свойств материалов для дополнительной звукоизоляции в многоквартирных жилых домах в условиях применения различных строительных конструкций

Гуреев К. А.¹, Трясцин Д. В.^{2*}

¹ Кандидат экономических наук, доцент кафедры строительного инжиниринга и материаловедения

² Магистрант

^{1,2} Пермский национальный исследовательский политехнический университет,
г. Пермь, РФ

Аннотация

Рассмотрена значимость звукоизоляции в многоквартирном доме для обеспечения комфорта жильцов. Отмечено, что использование при возведении межквартирных перегородок и межэтажных перекрытий эффективных по звукоизоляции материалов решает проблему плохой звукоизоляции. Проведено исследование звукоизоляционных свойств наиболее известных материалов для дополнительной изоляции. Представлена сводная информация по исследованию.

Особое внимание уделяется вопросу поиска оптимальных решений по соотношению цена-эффективность, что позволит застройщикам подобрать наиболее подходящие материалы из предлагаемого перечня.

Сравнение звукоизоляционных свойств материалов проведено с применением нормативных показателей в домах с кирпичной кладкой.

Информация основывается на проведенных экспериментальных исследованиях звукоизоляции каркасных конструкций с применением современных материалов по дополнительной звукоизоляции.

Ключевые слова: лабораторные исследования, звукоизоляционная эффективность материалов, дополнительная звукоизоляция, монолитно-каркасная конструкция, кирпичная кладка, экономическая целесообразность.

Studies of acoustic properties of materials for additional sound insulation in multi-apartment residential buildings under conditions of application of various building structures

Gureev K. A.¹, Triastcin D. V.²

¹ Ph.D. of Economics Sciences, Associate Professor of the Department of Construction Engineering and Materials Science

² Undergraduate student

^{1,2} Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

Abstract

The importance of sound insulation to ensure the comfort of residents in an apartment building is considered. It is noted that the use of effective sound insulation materials in the construction of inter-apartment partitions and inter-storey floors solves this problem of poor sound insulation. A study of the sound insulation properties of the most well-known materials for additional insulation has been carried out. Summary information on the study is presented.

*E-mail: tryascin77@mail.ru (Трясцин Д.В.)

Particular attention is paid to the issue of finding optimal solutions in terms of price-efficiency ratio, which will allow developers to choose the most suitable materials from the proposed list.

A comparison of the sound insulation properties of the materials was carried out with the normative indicators and houses with brickwork.

The information is based on the conducted experimental studies of sound insulation of frame structures using modern materials for additional sound insulation.

Keywords: laboratory studies, sound insulation efficiency of materials, additional sound insulation, monolithic frame structure, brickwork, economic feasibility.

Введение

Серьезная проблема, с которой сталкиваются жильцы многоквартирных домов, — плохая звукоизоляция. Важно отметить, что акустический комфорт признан врачами важным компонентом городского комфорта и его достижение стало представлять собой актуальную задачу как для жилищного строительства, так и для генерального планирования городов.

При рассмотрении различных способов решения проблем недостаточной звукоизоляции ранее рассматривались различные варианты возведения дополнительных звукоизоляционных конструкций с применением специальных звукоизоляционных материалов [1]. Отмечается, что использование в строительстве лучших по звукоизоляционным свойствам материалов является ключевым способом решения проблемы. Также в работах [2] систематизировались все современные строительные материалы для межквартирной звукоизоляции в жилых помещениях многоквартирных домов. Материалы классифицируются и разбиваются по категориям для использования в звукоизоляции: стен (звукопоглощающие, звукоизолирующие, ультратонкие), пола (мембранные, рулонные, плитные) и потолка (звукопоглощающие, звукоизолирующие, композиты).

Проблема поиска и применения наиболее эффективных дополнительных звукоизоляционных материалов в строительстве требует дальнейших исследований по причине отсутствия достаточного количества открытых информационных данных о результатах измерений профильными предприятиями и лабораториями. Практический интерес исследований уровня звукоизоляции представляют многослойные конструкции с добавлением специальных акустических материалов, используемых теми или иными застройщиками.

Также требуется отметить значительное разнообразие представленных на рынке материалов, требующих установления их фактических звукоизоляционных свойств.

1. Целесообразность исследований уровня звукоизоляции материалов, используемых для устройства межкомнатных перегородок и межэтажных перекрытий в многоквартирном доме

Низкий уровень межквартирной звукоизоляции вынуждает строителей искать альтернативные материалы для возведения перегородок и перекрытий. В звукоизоляционных системах, производимых последние 5-6 лет, применяются, преимущественно, тонкие материалы – например, тяжелые звукоизоляционные мембранные толщиной 2-4 мм. Данными материалами, в сочетании с шумопоглощающими плитами, например, на основе минеральной ваты, полиэфирного волокна и иных материалов, обеспечивается эффективная звукоизоляция при экономии пространства. Поиски оптимальных решений по соотношению цена-эффективность являются

определяющими. При этом требуется принять во внимание наличие различных вариантов возведения звукоизоляционных конструкций, а также внимательно отнестись к понятию эффективности, которое может трактоваться двояко. С одной стороны, бюджетная эффективность, т.е. достижение достаточного эффекта при минимизации затрат, с другой стороны – достижение должного уровня звукоизоляции при минимальных потерях пространства при возведении конструкции.

«Звуковая энергия, падающая на бесконечную ограждающую поверхность, частично поглощается ею, частично отражается, а частично проходит через нее. Звукоизоляцией называется величина обратная коэффициенту звукопроводности. Значение величины характеризует процесс отражения звука и является мерой звукопроницаемости преграды» [3]. «Изоляция воздушного шума характеризует снижение уровня воздушного шума ограждающей конструкцией, измеренное в лабораторных условиях в соответствии с методом, устанавливаемым стандартом ГОСТ 27296-2012» [4]. Фактическая изоляция воздушного шума равна десяти десятичным логарифмам отношения звуковой мощности, падающей на испытуемый элемент, к полной звуковой мощности, переданной в помещение низкого уровня, в том числе и по обходным путям. Фактический приведенный уровень ударного шума, дБ измеряют в лабораториях при наличии косвенной передачи звука или в натурных условиях.

Индекс изоляции воздушного шума, дБ. - величина, служащая для оценки одним числом изоляции воздушного шума ограждающей конструкцией. Индекс приведенного уровня ударного шума, дБ - величина, служащая для оценки одним числом изоляции ударного шума. Индекс улучшения изоляции ударного шума покрытиями полов, дБ - величина, служащая для оценки одним числом улучшения изоляции ударного шума покрытиями полов. Метод измерения изоляции воздушного шума внутренними ограждающими конструкциями заключается в измерении и сравнении средних уровней звукового давления в помещениях высокого и низкого уровней с учетом поглощения звука в помещении низкого уровня.

«Необходимая звукоизоляция достигается за счет уменьшения и поглощения шума. Количественная мера звукоизоляции ограждающих конструкций выражается в децибелах. Степень необходимости звукоизоляции перекрытий зависит от характеристик, используемых в строительстве материалов и соблюдения всех технологических норм. Так, в случае сооружения перекрытий из нескольких слоев: качественных заводских бетонных плит и дополнительных акустических материалов при тщательном и аккуратном их монтаже может обеспечить необходимый надежный уровень звукоизоляции в многоквартирном доме.» [4]

Параметры звукоизоляции подлежат измерениям аккредитованной лабораторией с использованием специальных акустических приборов. Для измерения изоляции воздушного шума используется аппаратура, излучающая шум: генератор шума, голосовые треть октавные фильтры, усилители мощности, громкоговорители. Передающая измерительная система, излучающая шум при измерениях изоляции ударного шума, должна состоять из ударной машины. Коэффициент звукоизоляции от воздушного и ударного шумов считается фундаментальным параметром для лабораторных испытаний ограждающих конструкций. По нормативу в соответствии с действующими ГОСТ 27296 [5] и СП № 51.133330.2011 [6] индекс звукоизоляции воздушного шума не должен быть менее $R_w=52$ дБ, а ударного шума более $L_{nw}=60$ дБ. Коэффициент учитывает диапазон частот в третьоктавных полосах, от 100 Гц до 3150 Гц.

Общепринятым мнением является эталонность кирпичного объекта жилой недвижимости в части комфорта, в том числе, и по уровню звукоизоляции. Стена, толщина которой составляет один кирпич (расхожий термин), с учетом штукатурки,

обеспечивает звукоизоляцию на уровне 54 дБ. Толщина такой стены также известна и принимается на диапазоне 260-270 мм. Также известными величинами являются показатели при возведении стены толщиной в половину кирпича. Такая конструкция обеспечивает уровень шумоизоляции в диапазоне 47-49 дБ. При толщине стены 140-150 мм. Указанные значения выше показателей, требуемых СНиПами. Жильцы же при этом отмечают, что не во всех случаях может быть достигнут абсолютный комфорт проживания.

Однако, в современном высотном многоквартирном строительстве применение кирпичной кладки является экономически нецелесообразным, а также является ограничением высотности возводимого объекта.

Значительно уступают кирпичным перегородкам из пеноблоков, которые ещё и требуют понимание плотности. Типовым изделием является пеноблок плотностью газобетона 500 кг/м³ толщиной 200 мм. Уровень достижимой звукоизоляции при возведении стен из данного материала толщиной 300 мм составляет порядка 45 дБ.

Худшим показателем обладают сборные перегородки. Полая конструкция практически не обеспечивает звукоизоляцию (35 дБ – наиболее ожидаемая величина). Ситуацию можно изменить, при применении заполнения звукоизоляционными материалами. При использовании качественных материалов индекс изоляции воздушного шума увеличивается в несколько раз. На рынке звукоизоляционных материалов постоянно появляется информация о новых производителях и брендах. В связи с постоянно растущим темпом строительства неизбежно появляются недобропоряжочные производители, что косвенным образом подтверждает востребованность звукоизоляционных материалов, услуг по их возведению. В таких условиях больший интерес вызывают независимые сравнительные тесты по индексу звукоизоляции наиболее известных материалов, а также предлагаемых новинок.

2. Практическое испытание уровня звукоизоляции дополнительных акустических материалов

Реализуя попытку проведения практикоориентированных независимых и беспристрастных исследований, в лабораторных условиях подвергались изучению разные каркасные дополнительные звукоизоляционные материалы.

Под каркасной конструкцией дополнительной звукоизоляции понимается конструкция, состоящая из нескольких различных по типу элементов, каждый из которых обеспечивает свою часть эффективной системы звукоизоляции в целом. Так, например, в проводимом исследования в число данных элементов входили – бетонная плита 180 мм., слой дополнительного звукоглощающего материала, стяжка и паркет или ламинат (рис.1). Использовалась схема, предполагающая крепление каркаса стеновой облицовки только к полу («в распор»). В процессе исследования планировалось выяснить:

1. какие слои конструкции в наибольшей степени влияют на акустический результат;
2. какими минимальными средствами по стоимости и толщине можно существенно увеличить звукоизоляцию облицовочной части, чтобы достичь степень звукоизоляции на требуемом уровне;
3. какие новые материалы целесообразно использовать, опираясь на экономическую целесообразность, минимизируя потери площадей и жилых пространств.

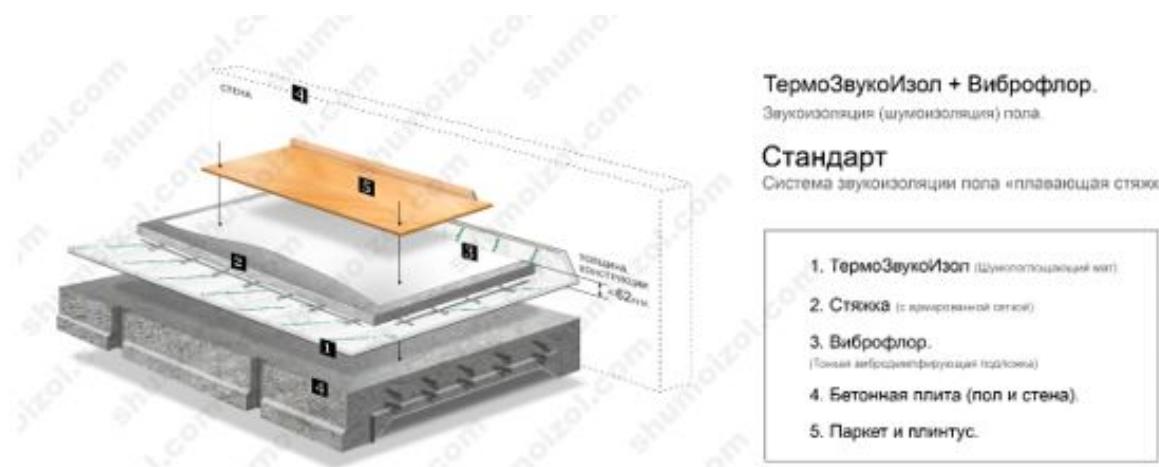


Рис. 1. Пример возводимой каркасной конструкции дополнительной звукоизоляции

В процессе испытаний аккредитованной лабораторией, в соответствии с ранее обозначенным ГОСТом и СП, были измерены параметры звукоизоляции семи перекрытий, состоящих из экспериментального набора слоев, в многоквартирном монолитно-каркасном жилом доме с целью определения лучших по звукоизоляционным свойствам материалов и поиска наиболее выгодных по соотношению цена-качество решений. Очевидно, что разные по свойству и составу шумоизоляционные материалы имеют своеобразные способы уменьшения и поглощения звука. В статье [7] рассмотрены способы осуществления звукоизоляции, которые выполняют материалы с разными свойствами (это добавление массы, демпфирование, связка, абсорбция). Самым эффективным оказался способ эффекта демпфирования (преобразование энергии в тепло) против низкочастотных шумов, таких как басовые ритмы музыки или шумы от строительной техники.

Конструкции, выбранные для исследования, отличались только устройством обшивочного слоя. Для корректности эксперимента во всех случаях использовался один и тот же тип каркаса. Также материалы для заполнения внутреннего пространства облицовок выбирались аналогичные.

В исследовании испытывались главным образом пять акустических материалов разных производителей, используемых в качестве дополнительной звукоизоляции. Эти материалы входят в число наиболее известных и популярных марок по показателю наиболее частого использования в современном строительстве (даные независимой аккредитованной лаборатории, наименование не разглашается, поскольку статья не является рекламой услуг). Для получения достоверных результатов измерения производились с обеих сторон конструкции: снизу-вверх и сверху-вниз.

Изоляция воздушного шума определялась для конструкций, разделяющих смежные помещения. Типовая схема проведения исследования такова: «в одной квартире размещался источник шума, проводились измерение уровня шума в помещении высокого уровня и за стеной — в помещении низкого уровня.» При проведении исследований оценивались характеристики помещения низкого уровня (время реверберации), потом построили кривую изоляции воздушного шума (рис.2), а по ней определялся индекс как конечная цель всех испытаний.

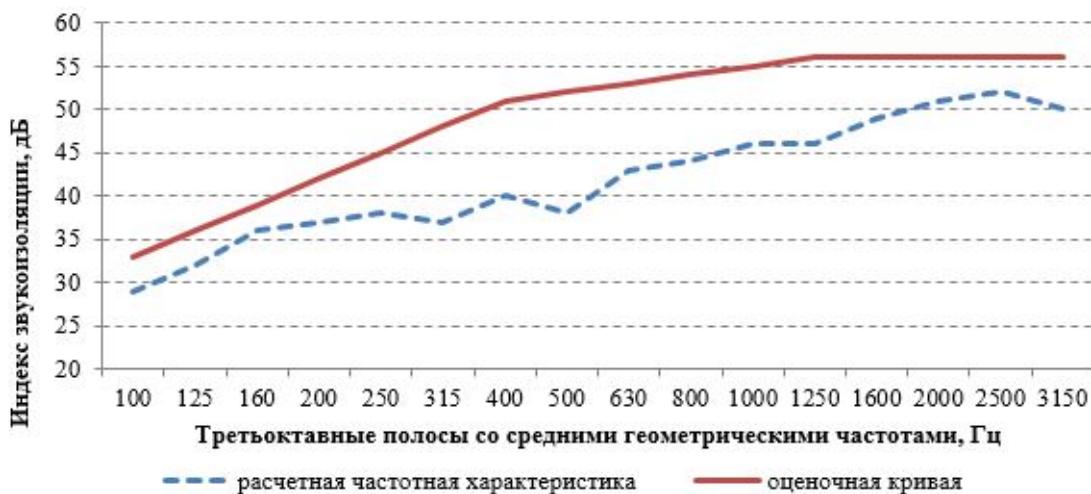


Рис. 2. Расчетные уровни звукоизоляции в сравнении с нормативом (по частотам)

Для определения воздействия ударного шума на конструкцию пола в разных местах по заданной методике устанавливалась ударная машинка (не менее чем в трёх точках на испытуемом перекрытии на расстоянии не менее 0,7 м.) Измерялся уровень шума под перекрытием в помещении снизу, и также оцениваются акустические характеристики помещения. Далее определялась изоляция ударного шума, по результатам которой вычислялся индекс изоляции как основной характеристики, которая используется для оценки соответствия.

Также проведен сравнительный анализ средней стоимости звукоизоляционных материалов за 1 квадратный метр на Интернет ресурсах (например, [8] или [9]). Для комплексной оценки введён новый параметр «Улучшение звукоизоляции», который рассчитывается как отклонение полученного измерительным путём индекса шумоизоляции от нормативного значения для каждого из видов шумов. Поскольку каждый из представленных способов шумоизоляции подлежит стоимостной оценке, то представлена информация о средней стоимости применяемой конструкции, которая рассчитывается делением стоимости 1 м² материала (руб.) на улучшение им звукоизоляции в децибелах (Таблица 1, столбец 7). Данный показатель является важной потребительской характеристикой, поскольку отражает прирост качества жизни в помещении в зависимости от стоимости улучшений. Застройщикам становится ясно, какой объём затрат требуется произвести, чтобы получить достаточный уровень комфорта для жильцов.

Таблица 1

Результаты оценки эффективности звукоизоляционных материалов

	Название звукоизоляционного материала	Тип	Индекс воздушной шумоизоляции дБ (норматив ≥ 52 дБ)	Индекс ударной шумоизоляции дБ (норматив ≤ 60 дБ)	Улучшение воздушной звукоизоляции, дБ	Улучшение ударной звукоизоляции, дБ	Средняя стоимость материала, руб. за 1 кв.м.
	1	2	3	4	5	6	7
1	Роквул акустик батс 27 мм	каменная вата	67	46	15	14	743
2	Термозвукоизол 14 мм	стекловолокнистый холст трехслойный звукоизолирующий и вибродемпфирующий материал	67	46	15	14	600
3	k fonik fiber 25 мм	вспененный каучук	65	46	13	14	1113
4	Шуманет-100, 5 мм	звукозолирующая битумно-полимерная подложка под стяжку	61	48	11	12	500
5	Изорулон 5 мм+5 мм	вспененный полиэтилен	57	56	5	4	508
6	Изорулон 8 мм	вспененный полиэтилен	54	57	2	3	304
7	Изорулон 10 мм	вспененный полиэтилен	56	61	4	-1	470

На первом и втором месте по улучшению звукоизоляции оказались материалы «Термозвукоизол» (п.2, таблица 1) при относительно малой толщине слоя в 14 мм и «Роквул акустик батс» (п.1, таблица 1) при толщине слоя 27 мм (таблица 1). Сравнительный анализ показывает, что по стоимости за 1 кв.м. эти материалы находятся на среднем уровне, однако по эффективности улучшения звукоизоляции (руб./дБ) (стоимостная оценка возведения конструкции с учётом достигнутого уровня шумоизоляции) стоимость у них самая низкая. Даже экспериментальная конструкция с двумя слоями «Изорулона» 5 мм (п.1, таблица 5) показала менее эффективный результат.

Результат применения материала с хорошей звукоизоляцией обеспечивает уровень звукоизоляции 54 дБ и более (+2 дБ от нормы). Для сравнения: стена в один кирпич со штукатуркой (280 мм толщины) обеспечивает именно такой уровень звукоизоляции. Все

испытуемые материалы показали результат выше нормативных значений в среднем на +8-9 дБ по воздушной звукоизоляции и +9-8 по ударной звукоизоляции. Однако, по своему стоимостному выражению удалось определить явных лидеров.

Большая часть испытуемых материалов максимально удовлетворяет потребность жильцов многоквартирных домов в шумоизоляции межквартирных перекрытий в соответствии с рекомендуемыми уровнями шума по нормам DIN EN ISO 11690 [10] (Таблица 2).

Таблица 2

Шкала шумов (сопоставление уровней звука с субъективными описательными характеристиками испытуемых жильцов)

Помещение с источником шума	Значение индекса звукоизоляции ограждения R_{w6} дБ	Помещение с приёмником шума
Нормальный разговор	35	Хорошо понятно
Нормальный разговор	40	Еле слышно
Громкий разговор	45	Неразборчиво
Радио, телевизор нормальной громкости	45	Хорошо, понятно
Громкий разговор	50	Слабо слышно
Радио, телевизор нормальной громкости	50	Слабо слышно
Нормальный разговор	55	Не слышно
Радио, телевизор нормальной громкости	55	Еле слышно
Громкий разговор	60	Не слышно
Радио, телевизор нормальной громкости	60	Не слышно

Расчет стоимости материалов для улучшения звукоизоляции в типовой трехкомнатной квартире площадью 60 кв.м. со средней стоимостью 5 млн рублей составит около 120 тыс. руб., это примерно 2,4 % стоимости квартиры ($200 \text{ м}^2 \cdot 600 \text{ руб.} = 120 \text{ тыс. руб.}$). Следовательно, существенно более затратной покупкой будет приобретение квартиры в кирпичном доме по сравнению с объектом в доме монолитно-каркасной конструкции.

Заключение

По результатам наших натурных испытаний в жилом многоквартирном доме были получены ответы на ранее поставленные вопросы:

1. Лучшие результаты по звукоизоляции показали материалы, состоящие из трехслойного стекловолокнистого холста (Термозвукоизол 14 мм) и каменная вата (Роквул акустик батс 27 мм), одинаковое улучшение 15 дБ и 14 дБ, по воздушной и ударной звукоизоляции соответственно;

2. Термозвукоизол 14 мм более предпочтителен по толщине и стоимости;

3. Стекловолокнистый холст трехслойный звукоизолирующий и вибродемпфирующий материал наиболее целесообразно использовать для звукоизоляции в многоквартирных домах.

У застройщиков многоквартирных домов, благодаря исследованиям уровня звукоизоляции аккредитованной лабораторией, есть возможность подобрать наиболее подходящие материалы по требуемому уровню звукоизоляции для использования в монтаже различных межэтажных перекрытий и межквартирных перегородок,

обеспечивая качество проживания покупателей уровнем не ниже эталонных кирпичных домов. Использование комплексного подхода к проведению исследований акустических звукоизоляционных свойств материалов и возводимых с их помощью конструкций независимыми лабораториями поможет подобрать более выгодные акустические материалы по соотношению эффективность-стоимость, ликвидировать имеющийся дискомфорт жильцов, проживающих в современных домах, улучшить качество строительной отрасли в целом.

Должный эффект от данной работы может быть достигнут при условии увеличения числа проводимых испытаний, применения иных методов допуска тех или иных материалов для производства строительных работ, а также с вводом в качестве требований к застройщикам проведения обязательных звукоизоляционных испытаний возведённых объектов.

Список литературы

1. К. А. Гуреев, Д. В. Трясцин Способы повышения звукоизоляции в домах построенных по монолитно-каркасной технологии (https://agacu.ru/journal/wp-content/uploads/2022/08/isvp_-2_40_2022_31-36.pdf) //Научно-технический журнал «Инженерно-строительный вестник Прикаспия», № 2, 2022.
2. Л.А. Опарина, А.А. Баделина Систематизация факторов, влияющих на выбор организационно-технических решений по звукоизоляции помещений при капитальном ремонте многоквартирных // УМНЫЕ КОМПОЗИТЫ В СТРОИТЕЛЬСТВЕ 2022. Том 3, Выпуск 1. С. 7-17
3. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом Учебник. — М.: Университетская книга, Логос, 2008. - 424 с,
4. Королева, А. Н. Современные методы звукоизоляции в многоквартирных домах / А. Н. Королева. — Текст : непосредственный // Молодой ученый. — 2020. — № 8 (298). — С. 30-32. — URL: <https://moluch.ru/archive/298/67579/>
5. ГОСТ 27296-2012 Методы измерения звукоизоляции ограждающих конструкций: МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ. ЗДАНИЯ И СООРУЖЕНИЯ, Дата введения 2014-01-01 (<https://docs.cntd.ru/document/1200103111>)
6. СП 51.13330.2011 Свод правил. Защита от шума, Дата введения 2011-05-20 (<https://docs.cntd.ru/document/1200084097>)
7. Деркач Н.В., Шаповаленко Я.И. СУЩНОСТЬ ЗВУКОИЗОЛЯЦИИ И СПОСОБЫ ЕЕ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ // Academy. № 10 (25), 2017. С. 30-31.
8. Маркетплейс, сервис для покупки товаров. – Дата основания, 2000 г. –URL: <https://market.yandex.ru/> (дата обращения 10.10.2022).
9. Строительный гипермаркет. Товары для дома. Строительный материалы. –URL: <https://perm.leroymerlin.ru/> (дата обращения 10.10.2022).
10. Электронный фонд правовых и нормативно-технических документов. Национальный стандарт Российской Федерации. Акустика. Рекомендуемые методы проектирования малошумных рабочих мест производственных помещений. Часть 1. Принципы защиты от шума –URL <https://docs.cntd.ru/document/1200062126>

References

1. K. A. Gureev, D. V. Triastcin Ways to increase sound insulation in houses built using monolithic frame technology (<https://aracy.RF/journal/> Дата введения 2011-05-20) //Scientific and Technical journal "Engineering and Construction Bulletin of the Caspian Sea", No. 2, 2022.
2. L.A. Oparina, A.A. Badelina Systematization of factors influencing the choice of organizational and technical solutions for sound insulation of premises during major repairs of apartment buildings // SMART COMPOSITES IN CONSTRUCTION 2022. Volume 3, Issue 1. pp. 7-17
3. Ivanov N.I. Engineering acoustics. Theory and practice of noise control Textbook. — M.: University book, Logos, 2008. - 424 p.,
4. Koroleva, A. N. Modern methods of sound insulation in apartment buildings / A. N. Koroleva. — Text : direct // Young scientist. — 2020. — № 8 (298). — Pp. 30-32. — URL: <https://moluch.ru/archive/298/67579>
5. GOST 27296-2012 Methods for measuring sound insulation of enclosing structures: INTERSTATE STANDARD. BUILDINGS AND STRUCTURES, Date of introduction 2014-01-01 (<https://docs.cntd.ru/document/1200103111>)
6. SP 51.13330.2011 Set of rules. Noise protection, Date of introduction 2011-05-20 (<https://docs.cntd.ru/document/1200084097>)
7. Derkach N.V., Shapovalenko Ya.I. THE ESSENCE OF SOUND INSULATION AND METHODS ITS IMPLEMENTATION // Academy. No. 10 (25), 2017. pp. 30-31.
8. Marketplace, a service for buying goods. – Date of foundation, 2000 г. –URL: <https://market.yandex.ru/> (date of application 10.10.2022).
9. Construction hypermarket. Household goods. Building materials. –URL: <https://perm.leroymerlin.ru/> (date of application 10.10.2022).
10. Electronic fund of legal and regulatory documents. National Standard of the Russian Federation.Acoustics. Recommended practice for the design of low-noise workplaces containing machinery. Part 1. Noise control strategies–URL <https://docs.cntd.ru/document/1200062126>

УДК: 534
OECD: 1.03.AA

Моделирование шумообразования несущей системы рольганговых механизмов

Глинкин А.С.

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

Аннотация

В работе была рассмотрена несущая система рольганговых механизмов. Элементы колебательной системы представляют собой стержневую конструкцию. Поэтому акустической моделью каждого стенда использован линейный излучатель. Был произведен расчет скоростей колебаний элементов конструкции, который основан на энергетическом методе.

Также была рассчитана вибрационная мощность, вводимая от подшипниковых узлов, которая определяется на основе реакции. Поскольку звездочка рольганга располагается относительно подшипниковых узлов консольно, то данный расчет основан на представленной в работе расчетной схеме.

Таким образом, полученные в ходе расчетов теоретические зависимости позволяют определить октавные уровни звукового давления, которые создаются одновременным звуковым излучением всей системы источником. Полученные зависимости также позволяют определить количественный вклад каждого источника в формирование акустических характеристик рольганга.

Ключевые слова: рольганг, вибрационная мощность, колебательная система, скорости колебаний, уровни звукового давления, акустические характеристики.

Modeling of noise generation of the carrier system of roller table mechanisms

Glinkin A.S.

*Assistant of the department of Ecology and Industrial Safety,
Baltic State Technical University ‘VOENMEH’ named after D.F. Ustinov, St. Petersburg, Russia*

Abstract

The carrier system of roller table mechanisms was considered in the article. The paper considers the carrier system of roller table mechanisms. The elements of the oscillatory system are a rod structure. Therefore, the acoustic model of each stand used a linear radiator. The calculation of the vibration velocities of the structural elements was made, which is based on energy methods.

The vibration power input from the bearing assemblies was also calculated, which is determined based on the response. Since the roller table sprocket is cantilevered relative to the bearing assemblies, this calculation is based on the calculation scheme.

Thus, the theoretical dependences obtained in the course of calculations make it possible to determine the octave levels of sound pressure. Which are created by the simultaneous sound radiation of the entire system by the source. The dependences obtained also allow one to determine the quantitative contribution of each source to the formation of the acoustic characteristics of the roller table.

Keywords: *roller table, vibration power, oscillatory system, vibration speed, sound pressure levels, acoustic characteristics.*

Введение

Шум на рабочих местах проявляет негативное воздействие на сотрудника, увеличивает его утомляемость, а при решении важных вопросов, требующих внимательности и сосредоточенности, может послужить причиной увеличения ошибок и повышения длительности исполнения задач. Продолжительное действие шума влечет появление тухоухости сотрудников, вплоть до абсолютной глухоты. [1,2]

По данным государственного доклада «О состоянии санитарно-эпидемиологического благополучия населения в Российской Федерации в 2020 году» удельная масса объектов, на которых выявлено отклонение уровней физических факторов требованиям санитарного законодательства, минувшие десять лет имеет направленность к снижению, но остается высокой. Большая часть объектов, не соответствующих санитарно-эпидемиологическим условиям, регистрируется согласно этому фактору, как шум (12,0 %). Поэтому снижение шума производственного оборудования остается актуальной задачей.

Шум и вибрация при производстве главным образом зависят от наличия движущихся частей оборудования. [3] При перемещении грузов по роликовым конвейерам создаются повышенные уровни шума и вибрации, создаваемые самими роликами, при биении о них перемещаемых грузов, подшипниками, цепными передачами, а также при столкновении грузов с соседними грузами и не движущимися частями рольгангов. Важным вкладом в создание шума является вибрация, передающаяся по несущей системе рольганговых механизмов, которая является вторичным излучателем шума. Возможности снижение шума от данных источников частично были рассмотрены в ряде работ [4-6] и др.

Колебательная система рольгангов, рассматриваемая в данной работе (рис. 1 и 2) включает следующие источники излучения звуковой энергии:

- рама рольганга, представляющая собой систему стержневых элементов;
- подшипниковые узлы валков, которые монтируются в горизонтальных элементах рамы;
- цепная передача, включающая звездочки и непосредственно саму цепь.

Следует отметить, что уровни шума цепных передач приведены в работе [7].

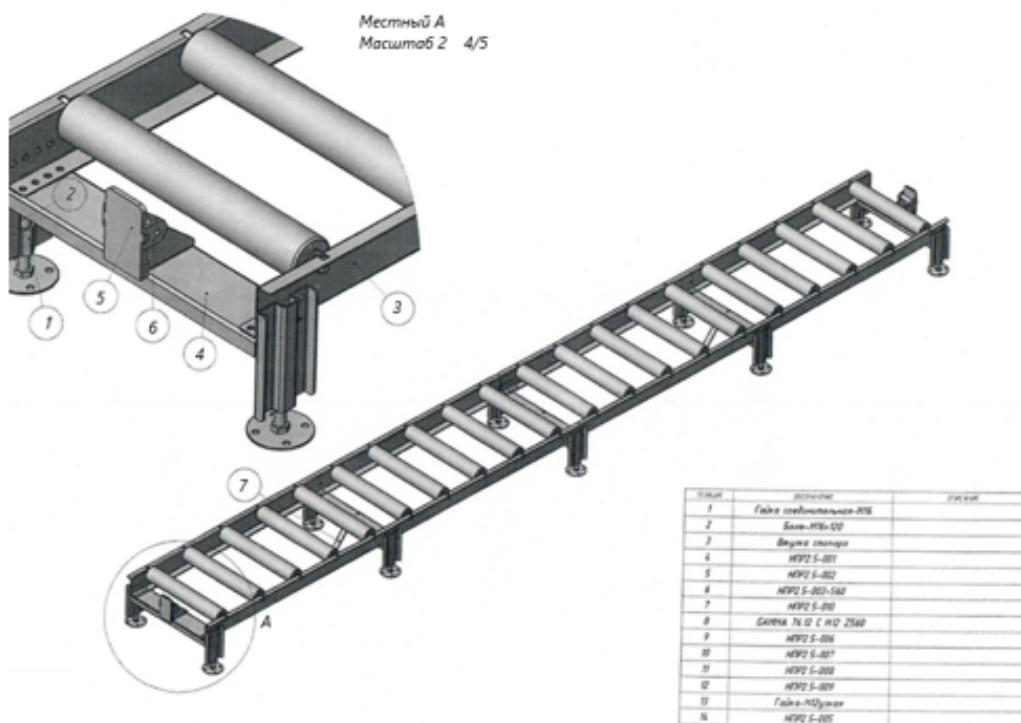


Рис. 1. Компоновка рамы рольгангов

1 – гайка соединительная; 2 – болт; 3 – балка роликовая продольная;
4 – балка поперечная; 5 – стопор рольганга; 6 – втулка стопора; 7 – стойка балки

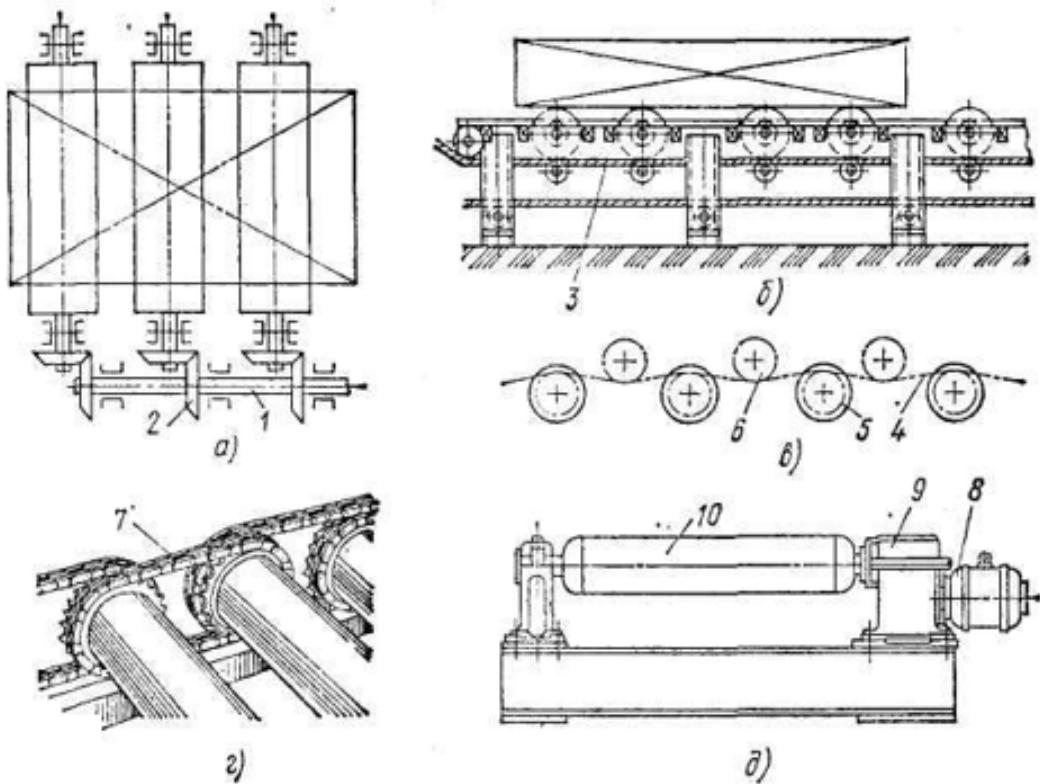


Рис. 2. Привод вращения валков цепной передачи: а – от вала с коническими зубчатыми колесами; б – от канатной тяги; в – от одной общей приводной цепи; г – от цепной передачи от ролика к ролику; д – от индивидуального двигателя. 1 – вал; 2 – зубчатые колеса; 3 – стальной проволочный канат; 4 – цепь; 5 – звездочки; 6 – натяжные промежуточные звездочки; 7 – цепная передача; 8 – электродвигатель; 9 – редуктор; 10 – ролики

1. Расчет уровней звукового давления системы

Звездочки цепных передач валков рольгангов различного технологического назначения с акустической точки зрения могут быть аппроксимированы круглыми дисками, жестко закрепленными в центре. Тогда с учетом данных работ [8,9] выражения для расчета звукового давления и условий звукового давления приведены к виду, удобному для инженерного расчета:

$$P = 2,3 \cdot 10^3 \frac{khRv_k}{r}; \quad L_p = 20 \lg \frac{khRv_k}{r} + 147, \quad (1)$$

где: h – толщина звездочки, м; R – радиус делительной окружности, м; k – коэффициент, определяющий собственные частоты колебаний, v_k – скорость колебаний на собственных частотах, м/с; r – расстояние от центра звездочки до расчетной точки, м.

Для расчета скоростей колебаний целесообразно использовать только действительную часть максимального значения, которое с учетом данных исследований [10], определяется следующей зависимостью:

$$v_k = \frac{f_{3k}^4 \eta^2 \cdot 1,4 \cdot 10^{-2}}{nz \cdot [2,8 \cdot 10^{-4}(nz^*)^2 - f_{3k}^4 + 40f_{3k}^4 \eta^2]} \cdot \frac{P}{R^2 h}, \quad (2)$$

где: $f_{3k} = 1,2 \cdot 10^3 \frac{kh}{R}$ – собственные частоты колебаний звездочки, Гц; P – амплитуда

силового взаимодействия (H), определяется следующим образом [11]:

$$P = [P]K_{\text{дин}}K_aK_cK_\theta K_p K_{\text{рег}};$$

где: $K_{\text{дин}}$ – коэффициент динамичности нагрузки (при спокойной нагрузке $K_{\text{дин}}=1$, при нагрузке с толчками $K_{\text{дин}}=1,25\dots 1,50$); K_a – коэффициент межосевого расстояния, $K_a=1$ при $a=(30\dots 50)t$; $K_a=1,25$ при $a\leq 25t$; $K_a=0,8$ при $a=(60\dots 80)t$; K_c – коэффициент метода смазывания (при непрерывном смазывании $K_c=0,8$, при капельном $K_c=1$, при переодическом $K_c=1,5$); K_θ – коэффициент наклона линии центров звездочек к горизонтали ($K_\theta=1$ при $0 \leq 60^\circ$, $K_\theta=1,25$ при $0 > 60^\circ$); K_p – коэффициент режима работы (при односменной работе $K_p=1$, при двусменной $K_p=1,25$, при трехсменной $K_p=1,5$); $K_{\text{рег}}$ – коэффициент регулирования натяжения (при регулировании отжимными опорами $K_{\text{рег}}=1$, при регулировании нажимными роликами или оттяжными звездочками $K_{\text{рег}}=1,1$, для нерегулируемой цепи $K_{\text{рег}}=1,25$); $[P]$ – допускаемое давление в шарнирах, зависящее от шага цепи и частоты вращения малой звездочки.

Учитывая кинетический режим работы рольганга силовое воздействие определяется по формуле:

$$P(t) = P \sin \frac{\pi n z^*}{60} t;$$

где: n – частота вращения звездочки, об/мин; z^* – число зубьев.

Несущая конструкция рольганга фактически идентична при расчетах виброакустических характеристик для рольгангов различного технологического назначения отличается только количеством валков.

Элементы колебательной системы представляют собой стержневую конструкцию. Поэтому в качестве акустической модели каждого стенда использован линейный излучатель, зависимость для расчетов звукового давления и уровней звукового давления согласно данным работ [8,9] приведена к следующему виду:

$$P = 15av_k \sqrt{\frac{f_k}{r}}; \quad L_p = 20lgav_k + 10lg \frac{f_k}{r} + 118; \quad (3)$$

где: a – размер поперечного сечения, м.

Поскольку элементы несущей конструкции изготавливаются из проката, то зависимость (3) примет вид:

$$L_p = 20lgav_k \frac{k}{l} + 5lg \frac{J}{F} - 10lgr + 157; \quad (4)$$

где: J и F – моменты инерции (м^4) и площадь поперечного сечения (м^2).

2. Системы уравнений для расчета вклада источников

Расчет скоростей колебаний элементов несущей конструкции основан на энергетических методах.

При выводе системы уравнений приняты следующие обозначения: 1 – передний элемент с цепной передачей; 2 – задний элемент; 3 – передний поперечный элемент; 4 – задний поперечный элемент.

Тогда система уравнений примет вид:

$$\begin{aligned} (\delta_1 S_1 + l\alpha_1)q_1 &= \alpha_2 lq_3 + \alpha_2 lq_4 + K_{\text{в}} N_1 \pi \Delta_1 \\ (\delta_2 S_2 + l\alpha_3)q_2 &= \alpha_4 lq_3 + \alpha_4 lq_4 + K_{\text{в}} N_2 \pi \Delta_2 \\ (\delta_3 S_3 + l\alpha_2)q_3 &= \alpha_1 lq_1 + \alpha_3 lq_2 \\ (\delta_4 S_4 + l\alpha_2)q_4 &= \alpha_4 lq_1 + \alpha_3 lq_2 \end{aligned} \quad (5)$$

где: q_i – энергетические потоки в элементах несущей системы, Вт; l – длина линии контакта между элементами несущей системы, м; a_i – коэффициенты вибропередачи между элементами несущей системы; δ_i – коэффициент поглощения в элементах конструкции, $\frac{1}{\text{м}}$; N_i – вводимая вибрационная мощность, передаваемая от подшипниковых узлов, Вт; Δ_1 и Δ_2 – диаметры наружных колец подшипников в первом и во втором элементах, м; S_i – площадь соответствующего элемента, м^2 ; $K_{\text{в}}$ – количество валков.

Для удобства расчетов (по методу Крамера) система представлена в матричной форме:

$$\begin{vmatrix} K_1 & 0 & \alpha_2 l & \alpha_2 l \\ 0 & K_2 & \alpha_4 l & \alpha_4 l \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & K_3 & 0 \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & 0 & K_4 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} K_{\text{в}} N_1 \pi \Delta_1 \\ K_{\text{в}} N_2 \pi \Delta_2 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix} \quad (6)$$

где: $K_1 = \delta_1 S_1 + 2\alpha_1 l$; $K_2 = \delta_2 S_2 + 2\alpha_3 l$; $K_3 = \delta_3 S_3 + 2\alpha_2 l$; $K_4 = \delta_4 S_4 + 2\alpha_2 l$.

Решение данной системы относительно энергетических потоков определяется зависимостями:

$$q_1 = \frac{\begin{vmatrix} K_{\text{в}} N_1 \pi \Delta_1 & 0 & \alpha_2 l & \alpha_2 l \\ K_{\text{в}} N_2 \pi \Delta_2 & K_2 & \alpha_4 l & \alpha_4 l \\ 0 & \alpha_3 l & K_3 & 0 \\ 0 & \alpha_3 l & 0 & K_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K_1 & 0 & \alpha_2 l & \alpha_2 l \\ 0 & K_2 & \alpha_4 l & \alpha_4 l \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & K_3 & 0 \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & 0 & K_4 \end{vmatrix}} \quad (7)$$

$$q_2 = \frac{\begin{vmatrix} K_1 & K_{\text{в}} N_1 \pi \Delta_1 & \alpha_2 l & \alpha_2 l \\ 0 & K_{\text{в}} N_2 \pi \Delta_2 & \alpha_4 l & \alpha_4 l \\ \alpha_1 l & 0 & K_3 & 0 \\ \alpha_1 l & 0 & 0 & K_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K_1 & 0 & \alpha_2 l & \alpha_2 l \\ 0 & K_2 & \alpha_4 l & \alpha_4 l \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & K_3 & 0 \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & 0 & K_4 \end{vmatrix}} \quad (8)$$

$$q_3 = \frac{\begin{vmatrix} K_1 & 0 & K_{\text{в}} N_1 \pi \Delta_1 & \alpha_2 l \\ 0 & K_2 & K_{\text{в}} N_2 \pi \Delta_2 & \alpha_4 l \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & 0 & 0 \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & 0 & K_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K_1 & 0 & \alpha_2 l & \alpha_2 l \\ 0 & K_2 & \alpha_4 l & \alpha_4 l \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & K_3 & 0 \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & 0 & K_4 \end{vmatrix}} \quad (9)$$

$$q_3 = \frac{\begin{vmatrix} K_1 & 0 & \alpha_2 l & K_{\text{в}} N_1 \pi \Delta_1 \\ 0 & K_2 & \alpha_4 l & K_{\text{в}} N_2 \pi \Delta_2 \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & K_3 & 0 \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & 0 & 0 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K_1 & 0 & \alpha_2 l & \alpha_2 l \\ 0 & K_2 & \alpha_4 l & \alpha_4 l \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & K_3 & 0 \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & 0 & K_4 \end{vmatrix}} \quad (10)$$

Выражения для потоков энергии, вибропоглощения определяются зависимостями [8]:

$$q_i = 2C_{ii}m_{0i}v_k^2; \quad C_{ii}^2 = 2\pi f_k \sqrt{\frac{EJ}{\rho F}}; \quad \delta = \frac{\pi\eta f_k}{2C_{ii}} \quad (11)$$

где: C_{ii} – скорость распространения изгибной волны, м/с; m_0 – распределенная масса элемента, кг/м; η – коэффициент потерь колебательной энергии.

Для элементов, различия толщины которых не превышает 20-25 %, величина α принята равной 0,32.

Тогда скорости колебаний соответствующих элементов определяются по формуле:

$$v_k = \sqrt{\frac{q_i}{2C_{ii}m_{0i}}} \quad (12)$$

Учитывая, что элементы несущей системы изготавливаются из стального проката, то зависимости (11) примут вид:

$$q_i = 4 \cdot 10^{12} \left(\frac{k}{l_i}\right)^2 J v_k^2; \quad C_{ii}^2 = 2,5 \cdot 10^8 \left(\frac{k}{l_i}\right)^2 \frac{J}{F}; \quad \delta_i = 1,6 \eta \left(\frac{k}{l_i}\right),$$

где: l_i – длина соответствующего элемента, м.

Вводимая от подшипниковых узлов вибрационная мощность определяется на основе реакции. Поскольку (рис.2) звездочка располагается относительно подшипниковых узлов консольно, то расчет основан на расчетной схеме (рис.3).

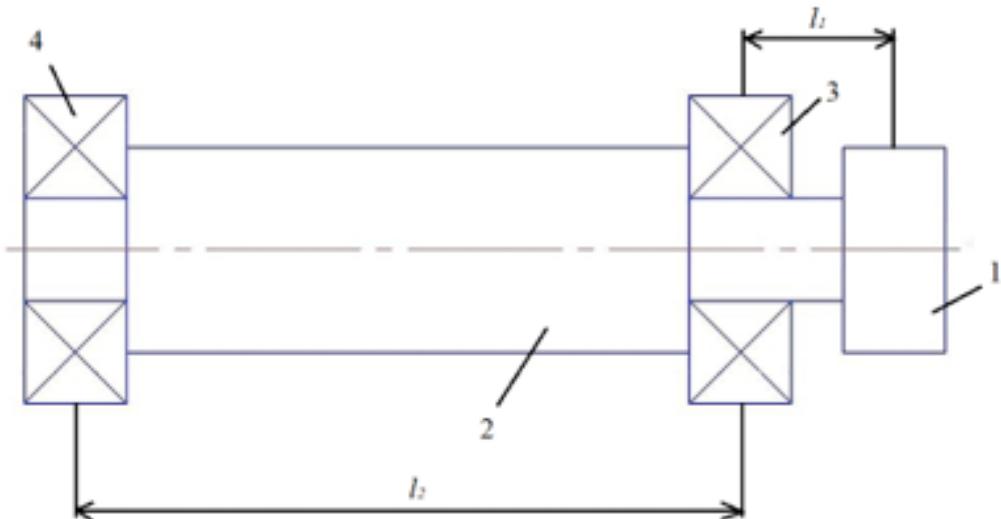


Рис. 3. Расчетная схема вводимой вибрационной мощности:
1 – звездочка, 2 – валок, 3 и 4 – подшипниковые узлы

Вводимая вибрационная мощность определяется как:

$$N = R(t) \frac{dR(t)}{dt},$$

где: $R(t)$ – реакция в подшипнике, H .

Согласно компоновке (рис.3):

$$R_3(t) = \frac{P(t)(\lambda + 1)}{\lambda}, \quad R_4(t) = \frac{P(t)}{\lambda},$$

где: $\lambda = \frac{l_2}{l_1}$.

В этом случае:

$$N_1 = \frac{P^2 n z^* (\lambda + 1)^2 \cdot \sin \frac{\pi n z^*}{30} t \cdot 0,025}{i_3 \lambda^2};$$

$$N_2 = \frac{0,025 P^2 n z^* \sin \frac{\pi n z^*}{30} t}{i_4 \lambda^2},$$

где: i_3 и i_4 – жесткости соответствующих подшипниковых узлов, Н/м.

Элементы цепи, располагаемые между двумя звездочками, представляют собой системы с распределенной массой и с акустической точки зрения могут быть аппроксимированы линейными источниками. С учетом физико-механических характеристик стали и условий закрепления собственные частоты колебаний и уровни звукового давления приведены к следующему виду:

$$f_k = 8 \cdot 10^3 \left(\frac{k}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{J}{F}}, \quad L_p = 20 \lg \frac{8 \cdot 10^4 \frac{k}{l} \sqrt[4]{F J} v_k}{\sqrt{r}},$$

где: l – длина участка цепи, м; k – коэффициент, определяющий собственные частоты колебаний; r – расстояние источника до расчетной точки, м; J – момент инерции цепи, м⁴; F – площадь поперечного сечения цепи, м²; v_k – скорости колебаний, м/с.

Поскольку силовое воздействие на участке цепи, приложено от звездочек, то согласно данным работы [9] уравнение колебаний примет вид:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + 3 \cdot 10^7 \frac{J}{F} \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 y = \frac{2,6 P \cdot 10^{-4}}{F} \sin(5 \cdot 10^{-2})$$

Решение уравнения в виде максимальных величин скоростей колебаний получено в следующем виде:

$$v_k = \frac{1,3 \cdot 10^{-6} n z}{F} \sum_{k=1}^{k^*} \left[3 \cdot 10^7 \frac{J}{F} \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 - 25 \cdot 10^{-4} (n z)^2 \right]^{-1}$$

где: k^* – количество собственных колебаний в диапазоне нормируемых частот.

Заключение

Таким образом, полученные теоретические зависимости позволяют определить октавные уровни звукового давления, создаваемые одновременным звуковым излучением всей системы источником, а также определить количественный вклад каждого источника в формирование акустических характеристик рольганга. Эти данные фактически и определяют технические решения по доведению уровней звукового давления до предельно-допустимых величин.

Список литературы

1. Защита от шума и вибрации; Учебное пособие / Н.И. Иванов, А.Е. Шашурин; издание второе, дополненное и переработанное – Печатный цех. 2019. – 284 с., ISBN 978-5-6042448-3-8

2. Шашурин, А. Е. Проблемы современной инженерной акустики / А. Е. Шашурин, С. С. Борцова, В. К. Васильева // Защита от повышенного шума и вибрации : Сборник трудов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Санкт-Петербург, 23–25 марта 2021 года / Под редакцией Н.И. Иванова. – Санкт-Петербург: Институт акустических конструкций, 2021. – С. 11-15.
3. Безопасность технологических процессов и производств : Учебник / С. С. Борцова, Л. Ф. Дроздова, Н. И. Иванов [и др.]. – Москва : Логос, 2016. – 608 с. – ISBN 978-5-98704-844-3.
4. Brown, S.C. Conveyor noise specification and control // Proceedings of ACOUSTICS 2004 P. 269-276
5. Klimenda F., Kampo J., Hejma P. Vibration Measurement of Conveyor Rollers // Procedia Engineering Vol. 136. 2016. P. 198-203
6. Design and Experimental Analyse of Low Noise Double-Pitch Silent Chain for Conveyor Liu X., Wang W., Sun W., Wu T., etc. // Procedia Engineering Vol. 29. 2012. P. 2146-2150
7. Курапов П.А. Трение и работоспособность сопряжений в условиях использования микрогетерогенных смазочных композиций: диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук: 05.02.04 / П.А. Курапов. – М., 2011. – 252 с.
8. Никифоров А.С. «Акустическое проектирование судовых конструкций» Справочник.– Л.: Судостроение, 1990-2001.
9. Чукарин А.Н. «Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки». – Ростов-на-Дону: издательский центр ДГТУ, 2005.-152с.
10. Кирпичников, В. Ю. Вибровозбудимость конструкций и пути ее уменьшения / В. Ю. Кирпичников ; В. Ю. Кирпичников ; М-во образования и науки Российской Федерации, Балтийский гос. технический ун-т "Военмех", Каф. экологии и безопасности жизнедеятельности. – Санкт-Петербург : БГТУ, 2011. – ISBN 978-5-85546-651-5.
11. Устюгов И.И. «Детали машин: Учеб. Пособие для учащихся техникумов». – 2-е изд., перераб. И доп. – М.: Высш. Школа, 1981. – 399с., ил.
12. Чукарин, А. Н. Исследования эффективных коэффициентов потерь энергии колебаний в стержневых конструкциях / А. Н. Чукарин, А. П. Сычев, С. Ф. Подуст // Вестник машиностроения. – 2015. – № 7. – С. 35-37.

References

1. Protection against noise and vibration; Textbook / N.I. Ivanov, A.E. Shashurin; second edition, supplemented and revised - Print shop. 2019. - 284 p., ISBN 978-5-6042448-3-8
2. Shashurin, A. E. Problems of modern engineering acoustics / A. E. Shashurin, S. S. Bortsova, V. K. Vasilevya // Protection from increased noise and vibration: Proceedings of the All-Russian scientific and practical conference with international participation, St. Petersburg, March 23–25, 2021 / Edited by N.I. Ivanova. - St. Petersburg: Institute of Acoustic Structures, 2021. - P. 11-15.
3. Safety of technological processes and production: Textbook / S. S. Bortsova, L. F. Drozdova, N. I. Ivanov [and others]. - Moscow: Logos, 2016. - 608 p. – ISBN 978-5-98704-844-3.
4. Brown, S.C. Conveyor noise specification and control // Proceedings of ACOUSTICS 2004 P. 269-276
5. Klimenda F., Kampo J., Hejma P. Vibration Measurement of Conveyor Rollers // Procedia Engineering Vol. 136. 2016. P. 198-203

6. Design and Experimental Analyse of Low Noise Double-Pitch Silent Chain for Conveyor Liu X., Wang W., Sun W., Wu T., etc. // Procedia Engineering Vol. 29. 2012. P. 2146-2150

7. Kurapov P.A. Friction and performance of interfaces in the conditions of using microheterogeneous lubricating compositions: dissertations for the degree of Doctor of Technical Sciences: 05.02.04 / P.A. Kurapov. - M., 2011. - 252 p.

8. Nikiforov A.S. "Acoustic design of ship structures" Handbook. - L.: Shipbuilding, 1990-2001.

9. Chukarin A.N. "Theory and Methods of Acoustic Calculations and Design of Technological Machines for Machining". - Rostov-on-Don: DSTU publishing center, 2005.-152p.

10. Kirpichnikov, V. Yu. Vibroexcitability of structures and ways to reduce it / V. Yu. Kirpichnikov; V. Yu. Kirpichnikov; Ministry of Education and Science of the Russian Federation, Baltic State. technical un-t "Voenmeh", Dept. ecology and life safety. - St. Petersburg: BSTU, 2011. - ISBN 978-5-85546-651-5

11. Ustyugov I.I. "Details of machines: Proc. Handbook for students of technical schools. - 2nd ed., revised. And extra. - M.: Higher. School, 1981. - 399s., ill.

12. Chukarin, A. N., Sychev, A. P., and Podust, S. F., Research of effective vibration energy loss coefficients in bar structures, Vestn. - 2015. - No. 7. - P. 35-37

УДК: 534.21: 621.92

OECD: 1.03 AA

Обоснование систем снижения шума и вибраций шлифовальных кругов

Солдатов А.Г.¹, Чукарин А.Н.², Финоченко Т.А.^{3*}

¹ Аспирант

² Д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Основы проектирования машин»

³ К.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Безопасность жизнедеятельности»

^{1,2,3} Ростовский государственный университет путей сообщения, Ростов-на-Дону, РФ

Аннотация

Процесс шлифования является динамической технологической операцией обработки деталей, фактически и определяющей точность макро и микрогеометрию поверхности изделия. Известно, что воздействие повышенных уровней шума не только негативно влияют на состояние здоровья станочников, но и производительность труда и повышает брак выпускаемой продукции. Поэтому проблема снижения акустического дискомфорта наиболее актуальная для станочников шлифовальной группы. Особо следует выделить варианты обработки тонкими шлифовальными кругами, имеющими сравнительно низкую изгибную жесткость, что характерно для профильно-шлифовальных станков и зубошлифовальных станков, по методу копирования, а также шлифовального инструмента машин для ручной обработки. В статье приведены результаты экспериментальных и теоретических исследований виброакустических характеристик шлифовальных кругов, на основе которых и разработаны способы снижения шума и вибрации тонких шлифовальных кругов.

Ключевые слова: шлифовальный круг, шум, вибрация, коэффициент колебательной энергии, звукоизоляция, вибропоглощение.

Substantiation of systems for reducing noise and vibrations of grinding wheels

Soldatov A.G.¹, Chukarin A.N.², Finochenko T.A.^{3}*

¹ *Postgraduate Student*

² *DSc, full Professor, Head of the Department of ‘Fundamentals of Machine Design’*

³ *PhD, Associate Professor, Head of the Department of ‘Life Safety’*

^{1,2,3} *Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russia*

Abstract

The grinding process is a dynamic technological operation for processing parts, which actually determines the accuracy of the macro and microgeometry of the surface of the product. It is known that exposure to elevated noise levels not only negatively affects the health of machine operators, but also labor productivity and increases the rejection of products. Therefore, the problem of reducing acoustic discomfort is the most relevant for machine operators of the grinding group. Of particular note are the options for processing with thin grinding wheels that have a relatively low bending stiffness, which is typical for profile grinders and gear grinders, according to the copying method, as well as grinding tools for manual processing machines. The article presents the results of experimental and theoretical studies of the vibroacoustic characteristics of

*E-mail: fta09@bk.ru (Финоченко Т.А.)

grinding wheels, on the basis of which methods have been developed to reduce noise and vibration of thin grinding wheels.

Keywords: grinding wheel, noise, vibration, vibration energy coefficient, sound insulation, vibration absorption.

Введение

В качестве модели источника шума применительно к шлифовальным кругам принимается круглая пластина, закрепленная в центре. Звуковое давление и уровни звукового давления данной модели согласно данным исследования [1-4] приведены к виду:

$$P = \frac{2dV_k k}{r} \sqrt{\frac{E}{\rho h}}; \quad L_p = 20 \lg \frac{dV_k k}{10^{-5}} \left(\frac{E}{\rho h} \right)^{0,5},$$

где d – диаметр круга, м; V_k – скорость колебаний шлифовального круга на собственных частотах, м/с; k – коэффициент, определяющий собственные частоты колебаний; r – расстояние от расчетной точки до шлифовального круга, м; E – модуль упругости, Па; ρ – плотность, кг/м³; h – толщина шлифовального круга, м.

1. Расчет скорости колебаний шлифовального круга

Расчет скорости колебаний V_k основан на расчётной схеме, приведенной на рис.1

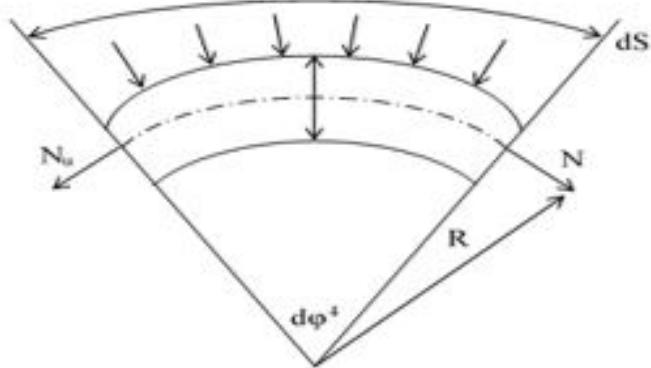


Рис. 1. Расчетная схема колебаний шлифовального круга

Давление (P) действующее на шлифовальный круг определяется следующим выражением:

$$P = \frac{(F_p \sin 0,017nt + \varphi)}{\pi \cdot R_H} \quad (1)$$

$$m_0 = \frac{\rho h(R_H^2 - R_b^2)}{2R_H} \quad R = \frac{R_H + R_b}{2},$$

где R_H и R_b – наружный и внутренний диаметр шлифовального круга, м; h - толщина шлифовального круга, м.

Продольное усилие (N) возникающее в источнике – шлифовальном круге, определяется по формуле:

$$N = EF \frac{U}{R}, \quad (2)$$

где $F = \pi(R_H^2 - R_b^2)$

Так как шлифовальный круг вращается с частотой $w = VR$, то на него действует радиальная сила:

$$\begin{aligned} F_{\text{рад}} &= m_0(VR)^2 u \\ \ddot{u} + \left[\frac{EF}{m_0 R^2} - (VR)^2 \right] u &= \frac{F_p}{2R_H} \sin(0,17nt + \varphi) \end{aligned} \quad (3)$$

Действительная часть скорости колебаний определяется выражением:

$$R_e\{V\} = \frac{F_p 0,17n}{2R_H^2} \cdot \frac{\left[\frac{EF}{m_0 R^2} - (VR)^2 \right] \cos(0,17nt + \varphi)}{\left[\frac{EF}{m_0 R^2} - (VR)^2 \right]^2 + \left(\frac{EF}{m_0 R^2} \right)^2} \quad (4)$$

2. Коэффициент потерь колебательной энергии для шлифовального круга

На основе полученных теоретических зависимостей расчетным путем определяются октавные уровни звукового давления, при сравнении которых с предельно-допустимыми нормами и определяет необходимую акустическую эффективность системы (ΔL) как:

$$\Delta L = L_i - L_c,$$

где L_i – теоретически рассчитанные уровни звукового давления, дБ;
 L_c – предельно-допустимые уровни звукового давления, дБ.

Полученные зависимости, позволяют сделать вывод, что инженерный расчет уровней звукового давления возможен при известных значениях частотно-зависимого коэффициента потерь колебательной энергии η . Эти данные в настоящее время задаются только по экспериментальным данным. Поэтому для шлифовального круга толщиной h мм проведены экспериментальные исследования согласно методике, изложенной в работах [5-7]. Результаты выполненных измерений, шлифовального круга толщиной 6 мм, коэффициентов потерь колебательной энергии, подвергнуты математической обработке и представлены в графическом виде на рис.2.

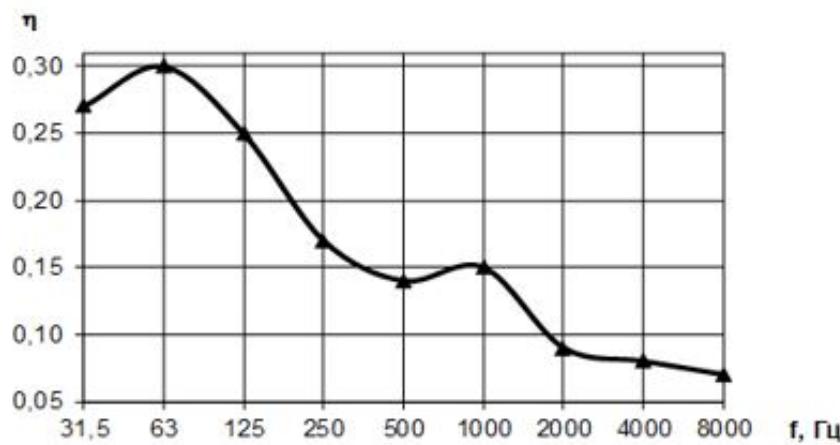


Рис. 2. Коэффициент потерь колебательной энергии шлифовального круга толщиной 6 мм на шпинделе

Регрессионный анализ, выполнен нелинейными функциями, его результаты представлены в табл. 1, а графики аппроксимации нелинейными функциями на рис. 3.

Таблица 1

Результаты регрессионного анализа нелинейными функциями

Название кривой	Уравнение	СКО
Экспоненциальная	$\eta = 0,2e^{-1,65 \cdot 10^{-4}f}$	$5,58 \cdot 10^{-2}$
Степенная	$\eta = 0,838f^{-0,278}$	$2,71 \cdot 10^{-2}$
Гиперболическая 1 типа	$\eta = 0,123 + \frac{6,458}{f}$	$5,21 \cdot 10^{-2}$
Гиперболическая 2 типа	$\eta = \frac{1}{5,22+0,0014f}$	$5,65 \cdot 10^{-2}$
Гиперболическая 3 типа	$\eta = \frac{f}{-252,7+9,41f}$	$1,72 \cdot 10^{-1}$
Логарифмическая	$\eta = 0,438 - 0,043 \cdot \ln f$	$2,53 \cdot 10^{-2}$
S-образная	$\eta = e^{-2,17 + \frac{37,878}{f}}$	$6,73 \cdot 10^{-2}$
Обратнологарифмическая	$\eta = \frac{1}{-5,08+2,04 \cdot \ln f}$	$8,63 \cdot 10^{-2}$

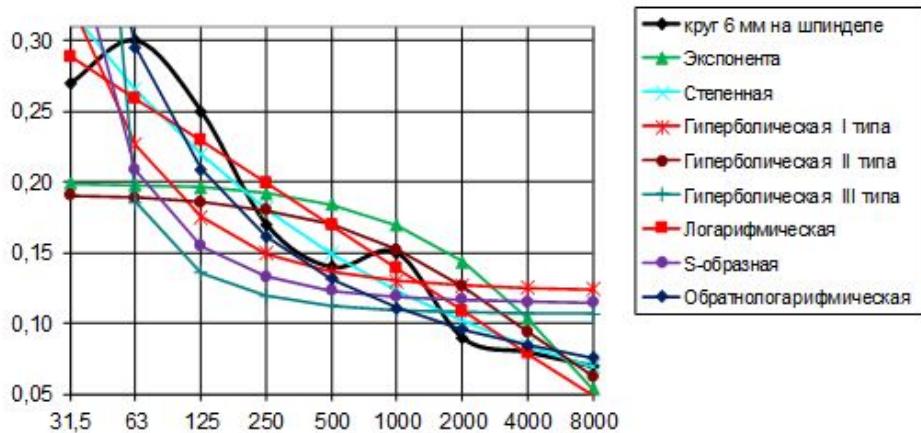


Рис. 3. Графики аппроксимации нелинейными функциями для шлифовального круга толщиной 6 мм на шпинделе

Регрессионный анализ выполненный полиномиальными функциями приведен в табл. 2, а графики зависимости аппроксимации полиномами представлен на рис. 4.

Таблица 2

Результаты регрессионного анализа полиноминальными функциями

Степень	Уравнение	СКО
1	$\eta = 0,498 - 0,0998(lgf)$	$2,70 \cdot 10^{-2}$
2	$\eta = 0,537 - 0,18(lgf) + 0,0148(lgf)^2$	$2,76 \cdot 10^{-2}$
3	$\eta = 0,019 + 0,462(lgf) - 0,235(lgf)^2 + 0,0308(lgf)^3$	$2,67 \cdot 10^{-2}$
4	$\eta = -2,35 + 4,4(lgf) - 2,587(lgf)^2 + 0,632(lgf)^3 - 0,0556(lgf)^4$	$2,42 \cdot 10^{-2}$
5	$\eta = -13,815 + 28,203(lgf) - 21,75(lgf)^2 + 8,118(lgf)^3 - 1,478(lgf)^4 + 0,1053(lgf)^5$	$1,78 \cdot 10^{-2}$
6	$\eta = -18,034 + 38,684(lgf) - 32,34(lgf)^2 + 13,692(lgf)^3 - 3,091(lgf)^4 + 0,349(lgf)^5 - 0,015(lgf)^6$	$2,17 \cdot 10^{-2}$
7	$\eta = 254,66 - 748,02(lgf) + 921,58(lgf)^2 - 616,86(lgf)^3 + 242,46(lgf)^4 - 56,026(lgf)^5 + 7,056(lgf)^6 - 0,374(lgf)^7$	$1,145 \cdot 10^{-2}$

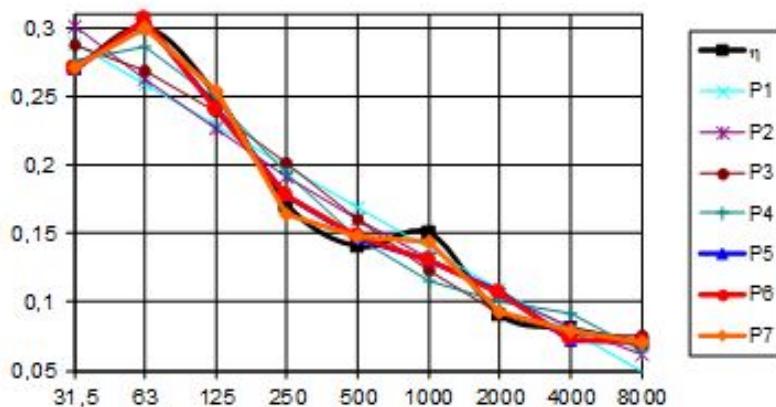


Рис. 4. Графики аппроксимации полиномами для шлифовального круга толщиной 6 мм

Наименьшее среднеквадратичное отклонение из всех функций является полиномиальной функцией седьмой степени, то регрессионная зависимость, изображенная на графике, имеет следующий вид [7-8]:

$$\eta = 254,66 - 748,02(lgf) + 921,58(lgf)^2 - 616,86(lgf)^3 + 242,46(lgf)^4 - 56,026(lgf)^5 + 7,056(lgf)^6 - 0,374(lgf)^7$$

3. Система снижения шума от шлифовального круга

Полученное уравнение регрессии и позволяет выполнить расчет уровней звукового давления шлифовального круга. Процесс шлифования реализуется при малых значениях глубины резания. Поэтому предлагаемая система снижения шума (рис.5) представляет собой устанавливаемые с двух сторон шлифовального круга шайбы, диаметр которых на 8-10 мм меньше диаметра шлифовального круга [9-11].

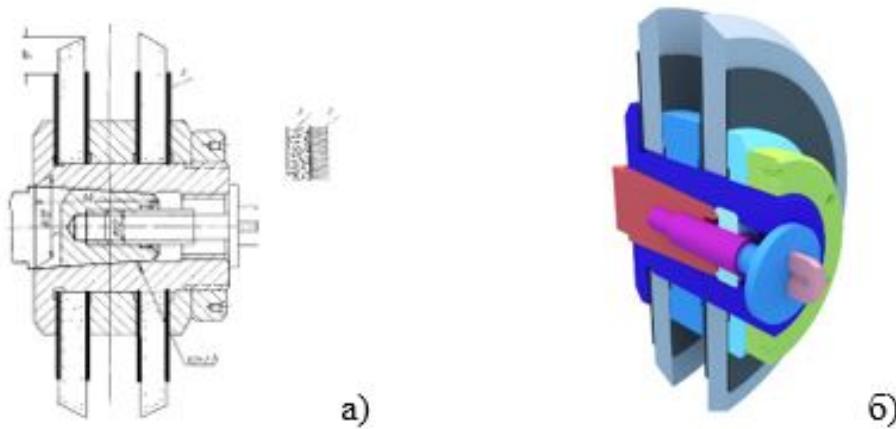


Рис. 5. Узел крепления шлифовального круга:

- а) 1 – двухслойные пластины; 2 – резина губчатая толщиной $2 \div 3$ мм;
3 – стеклопластик толщиной 2 мм; б) 3D модель

Сами шайбы представляют собой двухслойную систему, состоящую из намагниченной резины марки 1002, имеющей величину $\eta = 0,6$ и толщиной 6 мм [6,7]. Для предотвращения воздействия стружкой с наружной стороны вибропоглощающий слой закрывается стальными шайбами толщиной $0,5 \div 0,8$ мм.

Для круга $h \times d = 6 \times 250$ мм и $h \times d = 13 \times 250$ мм диаметр шайбы составляет 230 мм, причем по мере износа шлифовального круга до критических размеров шайбы соответственно меняются (с учетом того, что диаметр шайбы меньше диаметра круга на 20 мм).

Для круга $h \times d = 6 \times 250$ мм снижение шума за счет уменьшения площади звукового излучения составляет 12 дБ. Снижение уровней звукового давления от эффекта вибропоглощения определяется по формуле:

$$L = \lg \frac{4 \cdot 10^9 \cdot 2,16 \cdot 10^{-7} \cdot 0,05 + 2 \cdot 10^7 \cdot 2,16 \cdot 10^{-7} \cdot 0,6}{(2 \cdot 10^9 \cdot 2,16 \cdot 10^{-7} + 2 \cdot 10^7 \cdot 2,16 \cdot 10^{-7})^{0,05}} = 7 \text{ дБ}$$

Таким образом, учитывая сложение величин снижение уровней звукового давления круга $h \times d = 6 \times 250$ мм составляет 13 дБ.

Для круга $h \times d = 13 \times 250$ мм снижение уровней звукового давления от снижения площади звукоизлучающей поверхности составляет 13 дБ, а за счет эффекта вибропоглощения – 6 дБ.

Заключение

Следует отметить, что эффект снижения шума получаемый за счет частичной звукоизоляции значительно больше, чем от вибропоглощения, однако снижение уровней вибрации шлифовальных кругов обеспечивается именно вибропоглощающими элементами, а это приводит к существенному улучшению качества обрабатываемых поверхностей, которые достигается при финишной обработке шлифованием.

Список литературы

1. Иванов Н.И., Никифоров А.С. Основы виброакустики. СПб.: Политехника. – 2000. – 482 с.
2. Чукарин А.Н. Теория и метода акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки. Ростов н/Д, Издательский центр ДГТУ. – 2004. – 152 с.
3. Balanova M.V., Finochenko T.A., Pereverzev I.G. Physical factors affecting the reliability of rail crane operators. Dependability. 2019; 19 (1). P. 36-39. <https://doi.org/10.21683/1729-2646-2019-19-1-36-39>
4. Chukarin A.N., Beskopylny A.N., Isaev A.G. Studies of vibroacoustic characteristics in the operator's work area during abrasive treatment of welds // Work safety in industry. 2019. 11. – Р. 7-12. DOI: 10.24000/0409-2961-2019-11-7-12
5. Общемашиностроительные нормативы режимов резани. Справочник: в 2-х т. / А.Д. Локтев, И.Ф. Гущин, В.А. Батуев и др.// М.: Машиностроение, 19991. – 640 с.
6. Borisova A.V., Finochenko T.A., Finochenko V.A. The Use of the Expert Method in Solving the Issues of Choosing the Instrumentation of the Procedure for Controlling Production Factors. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science; IOP Publishing ([Bristol, UK], England) – 2021. Vol. 666, № 2. DOI:10.1088/1755-1315/ 666/2/ 022022.
7. Theoretical study of the vibration excitation and noise generation processes of the grinding wheels of thread and spline grinding machines / Курченко П.С., Шашурина А.Е., Разаков Ж.П., Чукарин А.Е. // AKUSTIKA. 2021 Vol. 39. С.175-178. DOI 10.36336/akustika202139173.
8. Звукопоглощающие материалы и конструкции. Справочник. М.: Связь, 1970. – 124 с.
9. Характеристики шумового дискомфорта в рабочей зоне прутковых токарных станков / Т.А. Финоченко, И.А. Яицков, А.Н. Чукарин, С.А. Раздорский // Российский научно-технический журнал «Мониторинг. Наука и Технология». – 2018.– № 3 – С. 10-13
10. Снижение шума металлорежущих станков / Т.А. Финоченко, Н.М. Яицкова, И.Г. Переверзев // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2020. – № 2 (51). – С. 112-117.
11. Теоретическое обоснование способов снижения шума и вибраций крупногабаритных шлифовальных кругов / Т. А. Финоченко, А. Н. Чукарин, А. Г. Солдатов, Т. К. Суворова // NOISE Noise Theory and Practice. 2022. Том 8 №2. С.35-44

References

1. Ivanov N.I., Nikiforov A.S. Fundamentals of vibroacoustics. St. Petersburg: Polytechnic. - 2000. - 482 p.
2. Chukarin A.N. Theory and method of acoustic calculations and design of technological machines for machining. Rostov n/a, DSTU Publishing Center. - 2004. - 152 p.
3. Balanova M.V., Finochenko T.A., Pereverzev I.G. Physical factors affecting the reliability of rail crane operators. Dependability. 2019; 19 (1). P 36-39. <https://doi.org/10.21683/1729-2646-2019-19-1-36-39>
4. Chukarin A.N., Beskopylny A.N., Isaev A.G. Studies of vibroacoustic characteristics in the operator's work area during abrasive treatment of welds // Work safety in industry. 2019. 11. - R. 7-12. DOI: 10.24000/0409-2961-2019-11-7-12
5. Borisova A.V., Finochenko T.A., Finochenko V.A. The Use of the Expert Method in Solving the Issues of Choosing the Instrumentation of the Procedure for Controlling Production

Factors. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science; IOP Publishing ([Bristol, UK], England) - 2021. Vol. 666, No. 2. DOI:10.1088/1755-1315/666/2/022022.

6. Kurchenko P.S., Shashurin A.E., Razakov Zh.P., Chukarin A.E. Theoretical study of the vibration excitation and noise generation processes of the grinding wheels of thread and spline grinding machines. // AKUSTIKA. 2021 Vol. 39. P.175-178. DOI 10.36336/akustika202139l73.

7. General engineering standards for cutting modes. Directory: in 2 vol. / A.D. Loktev, I.F. Gushchin, V.A. Batuev and others // M.: Mashinostroenie, 19991. – 640 p.

8. Sound-absorbing materials and structures. Directory. M.: Communication, 1970. - 124 p.

9. Characteristics of noise discomfort in the working area of bar lathes / T.A. Finochenko, I.A. Yaitskov, A.N. Chukarin, S.A. Razdorsky // Russian scientific and technical journal "Monitoring. Science and Technology" 2018. № 3. P. 10-13

10. Noise reduction of machine tools / T.A. Finochenko, N.M. Yaitskova, I.G. Pereverzev // Proceedings of the Rostov State University of Communications. 2020. No. 2 (51). P. 112–117

11. Finochenko T. A., Chukarin A. N., Soldatov A. G., Suvorova T. K. Theoretical substantiation of methods for reducing noise and vibrations of large-sized grinding wheels // NOISE Noise Theory and Practice. 2022.Vol. 8 №2. P. 35-44

УДК: 534.21: 621.92 + 06

OECD: 1.03 AA

Обоснование акустических моделей систем «зубчатые колеса-оправки» зубодолбежных и зубострогальных станков

Рыжов С.П.¹, Чукарин А.Н.², Финоченко Т.А.^{3*}

¹ Аспирант

² Д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Основы проектирования машин»

³ К.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Безопасность жизнедеятельности»

^{1,2,3} Ростовский государственный университет путей сообщения, Ростов-на-Дону, РФ

Аннотация

Одной из технических характеристик станочного оборудования, в значительной степени, определяющей не только безопасные условия труда станочников, но и конкурентоспособность самого оборудования, являются уровни звукового давления, генерируемые на рабочих местах. Следует отметить, что в этом направлении выполнен ряд работ теоретической и практической направленности по снижению уровней шума группы универсальных токарных, фрезерных, шлифовальных станков. Однако, виброакустические характеристики зубодолбежных и зубострогальных станков практически не изучены. Станки данной группы предназначены для изготовления зубчатых колес и реализуют технологический процесс обработки лезвийным инструментом. Уровни шумового дискомфорта, возникающего на рабочих местах обслуживающего персонала, станков этой группы достигают значений 96 дБА. Акустические модели, рассмотренные в статье, позволяют теоретически рассчитывать спектральные уровни звукового давления вышеуказанных источников шумового дискомфорта на этапе проектирования и установки оборудования, а также выявлять частотные интервалы и величины превышений над санитарными нормами.

Ключевые слова: технологические характеристики, шум, вибрация, зубострогальный станок, зубодолбечный станок, собственные частоты колебаний зубчатых колес, акустические модели.

Substantiation of acoustic models of 'gear wheels-mandrels' systems of gear shaping and gear cutting machines

Ryzhov S.P¹, Chukarin A.N.², Finochenko T.A.^{3*}

¹ Postgraduate student

² DSc, full Professor, Head of the Department of 'Fundamentals of Machine Design'

³ PhD, Associate Professor, Head of the Department of 'Life Safety'

^{1,2,3} Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russia

Abstract

One of the technical characteristics of machine tools, which largely determines not only the safe working conditions of machine operators, but also the competitiveness of the equipment itself, is the sound pressure levels generated at workplaces. It should be noted that in this direction, a number of theoretical and practical works have been carried out to reduce the noise levels of a group of universal turning, milling, and grinding machines. However, the vibroacoustic characteristics of gear shaping and gear cutting machines are practically not studied. The machines of this group are designed for the manufacture of gears and implement

*E-mail: E-mail: fta09@bk.ru (Финоченко Т.А.)

the technological process of processing with a blade tool. The levels of noise discomfort that occurs at the workplaces of service personnel, machines of this group reach values of 96 dBA. The acoustic models discussed in the article make it possible to theoretically calculate the spectral levels of sound pressure of the above sources of noise discomfort at the stage of designing and installing equipment, as well as to identify frequency intervals and values of excesses over sanitary standards.

Keywords: technological characteristics, noise, vibration, gear planing machine, gear shaping machine, natural vibration frequencies of gears, acoustic models.

Введение

На зубодолбечных и зубострогальных станках нарезаются зубчатые колеса, очень существенно отличающихся между собой диаметрами и длиной обрабатываемого зуба. Анализ компоновок станков позволяет предположить, что в общей колебательной системе наиболее интенсивное излучение звуковой энергии создается двумя подсистемами режущим инструментом и обрабатываемой заготовкой, как открытых источников шума и имеющих максимальные величины изгибной жесткости [1-3]. У зубодолбечных станков открытыми источниками звуковой энергии, находящимися в непосредственной близости от станочника, являются долбяк и заготовка, а у зубострогальных – люлька и обрабатываемое колесо. Идентичность компоновок вышеуказанных колебательных систем позволяет использовать единый подход к теоретическому моделированию процессов вибраакустической динамики. Действительно, при геометрических параметрах планшайбы и долбяка основано использование модели круговой пластины (аналогично обрабатываемым зубчатым колесам). Следует отметить, что ввиду особенности процесса обработки деталей на таком оборудовании не позволяет использовать разработанные для универсальных фрезерных станков теоретические модели шумообразования и методы расчета спектров шума.

1. Технологические характеристики станков

Зубообрабатывающие станки, предназначенные для обработки различных видов зубьев, имеют различные технологические характеристики в зависимости от диаметров обрабатываемых колес, длины и конфигурации зубьев, формообразующих движений (см. табл.1,2,3). Обработка зубчатых колес ведется по методу обката или копирования, причем обрабатывающий инструмент и заготовка образуют пару [4-7].

Таблица 1

Технологические характеристики зубострогальных станков для обработки и нарезания прямозубых колес

Параметр	5С263	527В	5С27П	5С280П
Максимальный диаметр	320	500	500	800
Максимальный модуль	8	12	12	12
Максимальная длина образующей начального конуса, при наклоне зuba 30%	150	265	220	400
Диаметр зуборезной головки	60;80;100 125;160; 200;250	160;200; 250;315; 400	160;200; 250;315; 400	160;200; 250;315; 400;500
Частота вращения зуборезной головки	20-155	20-155	20-155	20-155
Мощность электродвигателя	3	4	4	7,5

Таблица 2

Технологические характеристики зубострогальных станков для конических колес с круговыми зубьями

Параметр	5236П	5Т23В	5С268	5С277П	5С286П
Максимальный диаметр	125	125	320	500	800
Максимальный модуль	1,5	1,5	8	12	16
Максимальная ширина венца	20	16	16	80	125
Число двойных ходов в мин.	160-800	210-820	210-820	210-820	34-167
Частота вращения дисковых фрез			10,5-20	20-80	
Мощность электродвигателя	1,1	1,1	10	5,5	7,5

Таблица 3

Технологические характеристики зубодолбежных станков

Параметр	5111	5122	5122Б	5122В	5140	5М150	5М161
Максимальный диаметр заготовки	80	200	200	200	500	800	1250
Максимальная ширина зубчатого венца	20	50	30	50	100	160	160
Максимальная модулья	1	5	4,5	4,5	8	12	12
Диаметр долбяка	40	100	100	100	100	200	200
Число двойных ходов в мин.	250-1600	200-850	280-1200	200-850	65-450	33-188	33-212
Круговая подача мм/двойной ход	0,016-0,4	0,003-0,286	0,051-0,55	0,14-0,75	0,14-0,75	0,2-1,5	0,2-1,5
Мощность электродвигателя	1,1	2,1;3	3,7	2,1;3	4;4,5	4,8;5,7	4,8;5,7;7,5

Несмотря на различие технологических процессов зубодолбления, зубострогания, а также методов обката и копирования, теоретическое исследование процессов возбуждения вибраций и излучения, звуковой энергии может быть выполнено единым методологическим подходом [8,9].

2. Акустические модели, формирующиеся при данном виде зуообработки

Обрабатываемые зубчатые колеса устанавливаются на оправках, имеющих цилиндрическую форму. При любом способе центрирования обрабатываемые зубчатые колеса представляют собой круглые пластины, жестко закрепленные в центре. Используя данные теоретических исследований для зубчатых колес зависимость для расчета собственных частот колебаний приведены к виду

$$f_k = \frac{kh}{D} \sqrt{\frac{E}{3\rho(1-\mu^2)}}$$

где k – коэффициент, определяющий собственные частоты колебаний; h – длина зуба, м; D - диаметр окружности выступов, мм; E – модуль упругости, Па; ρ – плотность материала колеса, кг/м³; μ - коэффициент Пуассона.

На машиностроительных предприятиях в подавляющем большинстве случаев обрабатываются стальные и чугунные колеса. Тогда подставляя величины механических параметров получены следующие зависимости для собственных частот колебаний

Сталь	$f_k = 3 \cdot 10^3 \frac{kh}{D}$
Чугун	$f_k = 2,4 \cdot 10^3 \frac{kh}{D}$

В зависимости от соотношения радиуса и длины волны в воздухе на собственных частотах колебаний. Тогда с учетом данных работ получены следующие зависимости для звукового давления (P) и звуковой мощности (N):

точечный источник (сталь)

$$P = 6 \cdot 10^3 \frac{DkhV_k}{r} \quad N = 6 \cdot 10^5 D^4 (hkV_k)^2$$

круглая пластина (сталь)

$$P = 3 \cdot 10^3 \frac{DkhV_k}{r} \quad N = 1,4 \cdot 10^5 D^4 (hkV_k)^2$$

точечный источник (чугун)

$$P = 4,5 \cdot 10^3 \frac{DkhV_k}{z} \quad N = 4,6 \cdot 10^5 D^4 (hkV_k)^2$$

круглая пластина (чугун)

$$P = 2,3 \cdot 10^3 \frac{DkhV_k}{z} \quad N = 1,1 \cdot 10^5 D^4 (hkV_k)^2$$

где V_k - скорость колебаний на собственных частотах, м/с; r - расстояние от источника акустического дискомфорта до рабочего места, м.

Результаты расчетов собственных частот колебаний зубчатых колес, представлены в табл. 4 и 5

Таблица 4

Собственные частоты колебаний чугунных колес

Геометрические параметры зубчатого колеса, $D \times h$, (мм)	Собственные частоты колебаний										
	f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	f_6	f_7	f_8	f_9	f_{10}	f_{11}
20 x 50	6000	12000									
50 x 50	2400	4800	7200	9600	12000						
80 x 100	3000	6000	7200	9000	12000						
125 x 100	1900	3300	5700	7600	9500	11400					
200 x 200	2400	4800	7200	9600							
200 x 160	1900	3800	5700	7600	9500	11400					
320 x 220	1650	3300	4950	6600	9500	3250	9900	11500			
320 x 180	1350	2700	4050	5400	6750	8100	9450	10800	12150		
500 x 300	1440	2880	4320	5760	7200	8640	10080	11520			
500 x 350	1680	3360	50400	6720	8400	10080	11760				
800 x 350	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	11000
1250 x 560	1100	2200	3300	4400	5500	6600	7700	8800	9900	11000	
3200 x 1350	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	11000

Таблица 5

Собственные частоты колебаний чугунных колес

Геометрические параметры зубчатого колеса, D x h, (мм)	Собственные частоты колебаний							
	f ₁	f ₂	f ₃	f ₄	f ₅	f ₆	f ₇	f ₈
20 x 50	7500							
50 x 50	5000	10000						
80 x 100	3750	7500	11250					
125 x 100	2400	4800	7200	9600	12000			
200 x 200	3000	6000	9000					
200 x 160	2400	4800	7200	9600				
320 x 220	2000	4000	6000	8000	10000			
320 x 180	1688	3376	5064	6752	8440	10128		
500 x 300	1800	3600	5400	7200	9000	10800		
500 x 350	2100	4200	6300	8400	10500			
800 x 350	1300	2600	3900	4200	6500	7800	9100	10400
1250 x 560	1344	2688	4032	6720	8064	9408		
3200 x 1350	1266	2532	3798	5064	6330	7596	8862	10128

Результаты расчетов показали, что зубчатые колеса имеют существенные различия в количестве собственных частот колебаний в нормируемом диапазоне частот. Причем практически у всех зубчатых колес собственные частоты попадают в средне и высокочастотный диапазон 100-11200 Гц.

Оправки, на которых центрируются обрабатываемые зубчатые колеса, различаются по способам закрепления на станках. В частности, при обработке на зубодолбежных и зубострогальных станках по методу обката оправки представляют собой консольно-закрепленные стержни. При обработке на зубошлифовальных и зубофрезерных станках, работающих по методу обкатки, оправки представляют собой круглы стальные стержни на двух опорах, которые, в свою очередь, следует рассматривать как шарниро-опертые и жесткозакрепленные [2,10].

В качестве акустической модели любых оправок принят цилиндр ограниченной дины. Звуковое давление и звуковая мощность для трех вариантов закрепления приведены к следующему виду:

для шарниро-опертой оправки

$$P = \frac{2,5 \cdot 10^2 D^3 V_k}{r} \left(\frac{k}{l} \right)^2 \quad N = \frac{3 \cdot 10^5 D^4 V_k^2 k^6}{l^5}$$

для консольно-закрепленной оправки

$$P = \frac{2,5 \cdot 10^2 D^3 V_k}{r} \left(\frac{2k - 1}{l} \right)^2 \quad N = \frac{3 \cdot 10^5 D^4 V_k^2 (2k - 1)^6}{l^5}$$

для жестко-закрепленной оправки

$$P = \frac{2,5 \cdot 10^2 D^3 V_k}{r} \left(\frac{2k + 3}{l} \right)^2 \quad N = \frac{3 \cdot 10^5 D^4 V_k^2 (2k + 3)^6}{l^5}$$

Уровни звукового давления и звуковой мощности, создаваемые технологической подсистемой «зубчатое колесо - оправка», на рабочих местах станочников, определяются следующим образом:

$$L_{p(N)} = 10 \lg(10^{0,1L_1} + 10^{0,1L_2})$$

где L_1 и L_2 – уровни звукового давления зубчатого колеса и оправки, дБ.

Заключение

В приведенных выше зависимостях параметры технологических процессов, реализуемых на зубодолбечных и зубострогальных станках, будут учтены в зависимостях скоростей колебаний на собственных частотах. Эти данные позволяют теоретически рассчитывать спектральные уровни звукового давления зубодолбечных и зубострогальных станков на этапе их проектирования [11-13]. Фактически такие расчеты дают возможность определить акустическую эффективность проектируемых систем шумозащиты.

Список литературы

1. Чукарин А.Н. Теория и метода акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки. Ростов н/Д, Издательский центр ДГТУ. – 2004. – 152 с.
2. Литвинов А.Е. Исследование режимов резания на ленточнопильных станках / А.Е. Литвинов, В.Г. Корниенко, Н.И. Сухоносов // Станки Инструмент (СТИН). 2010. №10, С. 5-8.
3. Chukarin A.N., Beskopylny A.N., Isaev A.G. Studies of vibroacoustic characteristics in the operator's work area during abrasive treatment of welds // Work safety in industry. 2019. 11. – P. 7-12. DOI: 10.24000/0409-2961-2019-11-7-12
4. Balanova M.V., Finochenko T.A., Pereverzhev I.G. Physical factors affecting the reliability of rail crane operators. Dependability. 2019; 19 (1). P. 36-39. <https://doi.org/10.21683/1729-2646-2019-19-1-36-39>
5. Иванов Н.И., Никифоров А.С. Основы вибраакустики. СПб.: Политехника. – 2000. – 482 с.
6. Общемашиностроительные нормативы режимов резани. Справочник: в 2-х т. / А.Д. Локтев, И.Ф. Гущин, В.А. Батуев и др.// М.: Машиностроение, 19991. – 640 с.
7. Theoretical study of the vibration excitation and noise generation processes of the grinding wheels of thread and spline grinding machines / Курченко П.С., Шашурина А.Е., Разаков Ж.П., Чукарин А.Е. // AKUSTIKA. 2021 Vol. 39. С.175-178. DOI 10.36336/akustika202139173.
8. Характеристики шумового дискомфорта в рабочей зоне прутковых токарных станков / Т.А. Финоченко, И.А. Яицков, А.Н. Чукарин, С.А. Раздорский // Российский научно-технический журнал «Мониторинг. Наука и Технология». – 2018.– № 3 – С. 10-13
9. Методика проведения экспериментальных исследований шума прутковых токарных автоматов / Т.А. Финоченко, А.Н. Чукарин // Инновационные технологии в машиностроении и металлургии: матер. IV Междунар. науч.-практ. конф. / Мин-во промышленности и энергетики. Ростов-на-Дону: Изд. центр ДГТУ, 2012. С. 263–268.
10. Мотренко, Д.В. Моделирование вибраакустической динамики режущего инструмента цепнодолбечных деревообрабатывающих станков / Д.В. Мотренко, И.А. Яицков // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – Ростов н/Д: 2019, №2 (74). С. 37-42.

11. Разаков Ж.П. Теоретическое исследование процессов возбуждения вибраций и шумообразования шлифовальных кругов резьбо- и шлицешлифовальных станков / Разаков Ж.П., Шашурин А.Е., Курченко П.С., Иванов Н.И. // AKUSTIKA, Vol. 38, 2021, ISSN 1801-9064
12. Снижение шума металлорежущих станков / Т.А. Финоченко, Н.М. Яицкова, И.Г. Переверзев // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2020. – № 2 (51). – С. 112–117.
13. Солдатов А.Г., Суворова Т.К., Финоченко Т.А., Чукарин А.Н., Теоретическое обоснование методов снижения шума и вибраций крупногабаритных шлифовальных кругов // ШУМ. Теория и практика шума. 2022. –Том. 8 – №2. – Р. 35-44

References

1. Chukarin A.N. Theory and method of acoustic calculations and design of technological machines for machining. Rostov n/a, DSTU Publishing Center. - 2004. - 152 p.
2. Litvinov A.E. Study of cutting modes on band saw machines / A.E. Litvinov, V.G. Kornienko, N.I. Sukhonosov // Machine Tool (STIN). 2010. No. 10, pp. 5-8.
3. Chukarin A.N., Beskopylny A.N., Isaev A.G. Studies of vibroacoustic characteristics in the operator's work area during abrasive treatment of welds // Work safety in industry. 2019. 11. - R. 7-12. DOI: 10.24000/0409-2961-2019-11-7-12
4. Balanova M.V., Finochenko T.A., Pereverzhev I.G. Physical factors affecting the reliability of rail crane operators. Dependability. 2019; 19 (1). P 36-39. <https://doi.org/10.21683/1729-2646-2019-19-1-36-39>
5. Ivanov N.I.: Fundamentals of vibroacoustics / N.I. Ivanov, A.S. Nikiforov // St. Petersburg: Polytechnic, 482 p., 2020
6. General engineering standards for cutting modes. Directory: in 2 volumes / A.D. Loktev, I.F. Gushchin, V.A. Batuev and others // M.: Mashinostroenie, 19991. - 640 p.
7. Theoretical study of the vibration excitation and noise generation processes of the grinding wheels of thread and spline grinding machines / Курченко П.С., Шашурин А.Е., Разаков Ж.П., Чукарин А.Е. // AKUSTIKA. 2021 Vol. 39. C.175-178. DOI 10.36336/akustika202139173.
8. Characteristics of noise discomfort in the working area of bar lathes / T.A. Finochenko, I.A. Yaitskov, A.N. Chukarin, S.A. Razdorsky // Russian scientific and technical journal "Monitoring. Science and Technology" 2018. № 3. P. 10-13
9. Methods for conducting experimental studies of the noise of bar lathe machines / T.A. Finochenko, A.N. Chukarin // Innovative technologies in mechanical engineering and metallurgy: mater. IV Intern. scientific-practical. conf. / Ministry of Industry and Energy. Rostov-on-Don: Ed. center of DSTU, 2012, pp. 263–268.
10. Motrenko, D.V. Modeling of vibroacoustic dynamics of the cutting tool of chain grooving woodworking machines / D.V. Motrenko, I.A. Yaitskov // Bulletin of the Rostov State University of Communications. - Rostov n / a: 2019, No. 2 (74). pp. 37-42.
11. Razakov Zh.P. Theoretical study of the processes of excitation of vibrations and noise generation of grinding wheels of thread and spline grinders / Razakov Zh.P., Shashurin A.E., Kurchenko P.S., Ivanov N.I. // AKUSTIKA, Vol. 38, 2021, ISSN 1801-9064
12. Noise reduction of machine tools / T.A. Finochenko, N.M. Yaitskova, I.G. Pereverzhev // Proceedings of the Rostov State University of Communications. - 2020. - No. 2 (51). – S. 112–117.

13. Finochenko T. A., Chukarin A. N., Soldatov A. G., Suvorova T. K. Theoretical substantiation of methods for reducing noise and vibrations of large-sized grinding wheels // NOISE Noise Theory and Practice. 2022.Vol. 8 №2. P. 35-44

Сетевой Научный Журнал "Noise Theory and Practice"

ООО "ИАК"

при БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова



Главная цель

Главная цель сетевого научного Журнала "Noise Theory and Practice" – способствовать развитию виброакустики (наука о шуме и вибрации).

Основные задачи

Основными задачами Журнала являются:

- отражение последних достижений в теории и практике борьбы с шумом и вибрацией;
- 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, и 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 научометрических базах Российского Индекса Научного Цитирования (РИНЦ), Google Scholar. Журнал включен в научные электронные библиотеки "КиберЛенинка", Соционет, CiteFactor, ROAD.

С 21 ноября 2019 г. 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 доктора наук (п. 42).

ООО "ИАК"
г. Санкт-Петербург
2022