

ISSN 2412-8627

Vol. 5 No. 2

12+

# Noise

## Theory and Practice

Scientific Journal



II  
2019

Acoustic Design Institute

# Редакционная коллегия

## Главный редактор

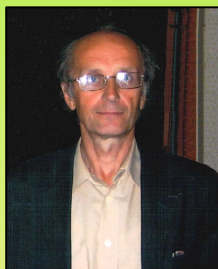
Иванов Николай Игоревич



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

## Заместитель главного редактора

Курцев Геннадий Михайлович



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

## Члены редакционной коллегии

Дроздова Людмила Филипповна



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

Заплетников Игорь Николаевич



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

Элеонора Карлетти



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

Серджио Луцци



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

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)

Тупов Владимир Борисович



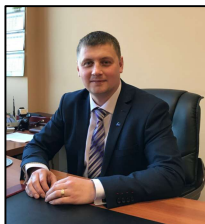
Доктор технических наук, профессор кафедры "Тепловые электрические станции" Национального исследовательского университета "Московский энергетический институт" (г. Москва, РФ)

Цукерников Илья Евсеевич



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

## Шашурин Александр Евгеньевич



Доктор технических наук, декан факультета "Е" Оружие и системы вооружения, доцент кафедры "Экология и БЖД" 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



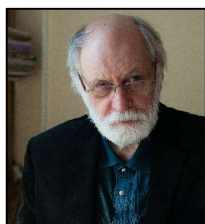
Кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры "Экология и безопасность жизнедеятельности" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

## 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)

## Editor-in-chief

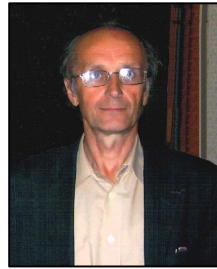
Nickolay Ivanov



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

## Deputy Editor-in-Chief

Gennadiy Kurzev



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

## Members of the Editorial Board

Lyudmila Drozdova



Ph.D. of Engineering Science, Professor of Environment and Safety chair 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)

## Aleksandr Shashurin



Doctor of Engineering Science, Dean of the E faculty 'Weapons and weapons systems', Assistant Professor of Environment and Safety chair, Leading Researcher of the Scientific Research Unit 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



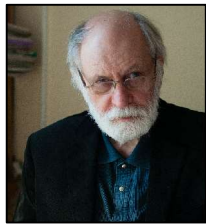
Ph.D. of Engineering Science, Senior Researcher of the Scientific Research Unit, Senior Lecturer of Environment and Safety chair of the Baltic State Technical University VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St. Petersburg, Russia)

## 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)

Научный журнал

Том 5 №2

Учредитель

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

## Сетевой Научный Журнал 'Noise Theory and Practice'

выпускается с 2015 г.

Основателем Журнала является  
д.т.н., профессор, зав. кафедрой  
"Экология и безопасность  
жизнедеятельности"

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,  
ул. Промышленная, д.19, лит. Р,  
оф. 444

+7 (812) 500-08-26

www.noisetp.com

e-mail: noise.science@gmail.com

### Ответственный секретарь

Рассошенко Ю.С.

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

### Свидетельство

ЭЛ № ФС 77-74057

## Содержание

### Заславский Ю.М., Заславский В.Ю.

РУС

К анализу шума городского рельсового транспорта  
стр. 7-13

### Мурзинов В.Л., Попов С.В., Татарина Ю.В.

РУС

Моделирование формы звукоотражающей  
поверхности для получения звукового потока  
с заданными характеристиками  
стр. 14-19

### Цветков А.И., Ефремов А.В.

РУС

Обзор материалов исследования  
аэроакустических параметров в дозвуковых  
аэродинамических трубах  
стр. 20-38

### Казаков Л. И.

РУС

Ячеечные модели суспензий цилиндрических  
частиц при разных граничных условиях  
стр. 39-48

***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, Head of 'Environmental  
studies and health and safety'  
department 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***

19 building 'R' Promyshlennaya str.,  
office 444

+7 (812) 500-08-26

www.noisetp.com

e-mail: noise.science@gmail.com

***Executive Secretary***

Rassoshenko Iuliia

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

***The certificate of registration***

ЭЛ № ФС 77-74057

## Contents

<b>Zaslavsky Yu.M., Zaslavsky V.Yu.</b> On the analysis of urban rail transport noise стр. 7-13	RUS
<b>Murzinov V.L., Popov S.V., Tatarinova Yu.V.</b> Modeling the shape of the sound-reflecting surface to obtain a given sound field стр. 14-19	RUS
<b>Tsvetkov A.I. Efremov A.V.</b> Review of the research data for the study of aeroacoustic parameters in subsonic wind tunnels стр. 20-38	RUS
<b>Kazakov L.I.</b> Cellular models of cylindrical particle suspensions under different boundary conditions стр. 39-48	RUS

УДК 550.341+550.834  
OECD 01.03.AA

## К анализу шума городского рельсового транспорта

Заславский Ю.М.<sup>1</sup>, Заславский В.Ю.<sup>1,2</sup>

<sup>1</sup>В.н.с., ИПФ РАН, Н.Новгород, ул. Ульянова, 46

<sup>1,2</sup>с.н.с., ННГУ им. Н.И. Лобачевского, Н.Новгород, пр. Гагарина, 23

### Аннотация

Выполнены натурные эксперименты по регистрации воздушно-акустического шума движущегося городского рельсового транспорта линейной решеткой микрофонов со сканируемой характеристикой направленности. При анализе характеристик шума использованы специально разработанные алгоритмы и программы многоканальной обработки сигнала. По данным эксперимента установлено наличие угловой направленности акустического шума рельсового транспорта, характерной для определенной полосы в его частотном спектре. Построенные для этих частот полярные диаграммы воздушно-акустического шума демонстрируют резко обозначенные азимутальные направления с наибольшей интенсивностью излучения, по которым определяется текущее направление на источник. Присутствующие в диаграмме побочные лепестки обусловлены влиянием реверберации шума от близлежащих строений.

**Ключевые слова:** воздушно-акустический шум, рельсовый транспорт, диаграмма направленности антенны.

### *On the analysis of urban rail transport noise*

Zaslavsky Yu.M.<sup>1</sup>, Zaslavsky V.Yu.<sup>1,2</sup>

<sup>1</sup>Leader scientific researcher, Institute of applied physics, Russian academy of science, Nizhny Novgorod, Russia

<sup>1,2</sup>Senior scientific researcher, Institute of applied physics, Russian academy of science, Nizhny Novgorod, Russia

### **Abstract**

*Full-scale experiments on the registration of air-acoustic noise of moving urban rail transport by a linear array of microphones with a scanned directional characteristic were performed. Specially developed algorithms and programs of multichannel signal processing are used in the analysis. According to the experiment it was found that in a wide spectrum of acoustic noise of rail transport it is possible to allocate a frequency band in which its radiation has a directivity. The polar diagrams of air-acoustic noise constructed for these frequencies demonstrate sharply marked azimuthal directions with the highest radiation intensity, by which the current direction to the source is determined. The side lobes present in the diagram are due to the effect of noise reverberation from nearby buildings.*

**Key words:** *air-acoustic noise, rail urban transport, radiation pattern.*

### **Введение**

В общей проблеме мониторинга шума, создаваемого при движении городского транспорта, можно выделить как составную часть шум рельсового транспорта [1–3]. При анализе шумовой обстановки, обусловленной транспортными источниками,



предполагается комплекс измерений акустического шума, в том числе, определение направлений, с которых шум средств городского транспорта проникает в зоны с высокой плотностью населения. В этой связи, в настоящей работе обсуждаются особенности в пространственно-угловых характеристиках, наблюдаемых при регистрации шума указанного вида транспорта. Направленность шумоизлучения определяется совместным влиянием конструктивных особенностей источника и спецификой распространения, т.е. характером городской застройки и атмосферными условиями в мегаполисе.

Для получения достоверных и надежных экспериментальных данных о транспортном шуме, создаваемом вагоном, движущимся внутри плотной городской застройки, используется специальный измерительный комплекс – антенная решетка микрофонов со сканируемой характеристикой направленности. Эксперименты дублируются несколькими измерительными сеансами с сохранением вида источника шума, представляющего собой типовой образец подвижного состава, участвующего в регистрации. Как часто принято при проведении натурных экспериментов, их реализация выполняется в апостериорном режиме на основе многоканальной регистрации сигналов микрофонами антенны с занесением в блоки памяти и с последующей обработкой.

Отличительной особенностью является использование специально выбранной частотной полосы анализа, о чем сказано далее. Поскольку целью исследования являются особенности угловых характеристик шума движущегося вагона, основное внимание представляют такие параметры как относительные вариации уровня шума, связанные с направленностью излучения. Кроме того, вопросы методики измерения направленности и их реализация при наличии реверберации (отражений) в условиях плотной городской застройки предполагают постоянное к себе внимание, ввиду сложности в обеспечении корректности их проведения.

## 1. Условия эксперимента

В натурных экспериментах используется линейная решетка всенаправленных микрофонов, установленная в воздухе вблизи поверхности грунта и ориентированная параллельно трассе движения. Приемная антенная решетка состоит из 32 идентичных всенаправленных микрофонов, расположенных эквидистантно в линию с шагом 0,1 м. Регистрация воздушно-акустического шума проводится в соответствии со схемой на рисунке 1, когда движущийся вагон является единственным источником акустического шума, присутствующим на трассе. Расстояние от трассы, по которой происходит

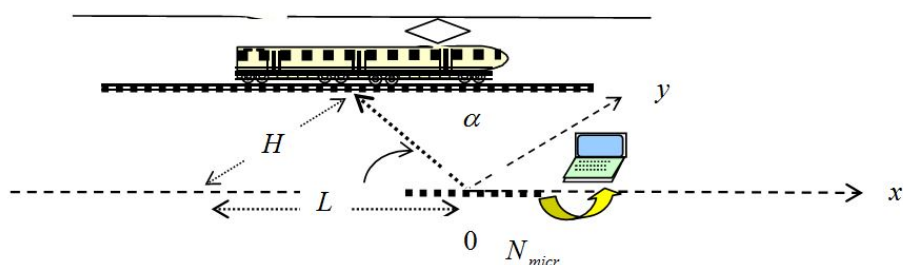


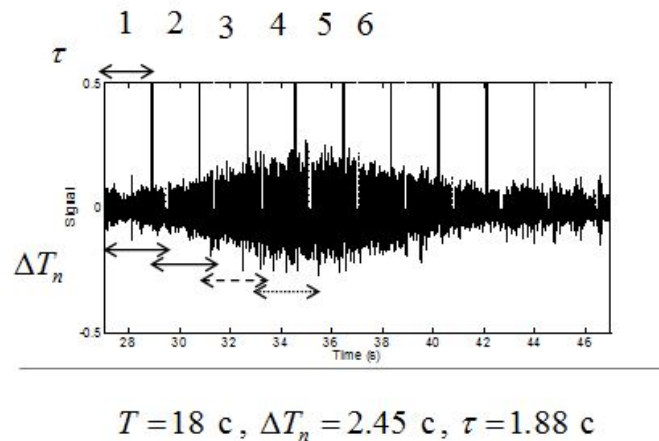
Рис. 1. Источник-приемная антенна-регистратор

движение, до базовой линии (ось  $x$ ) с приемной антенной, расположенной вдоль нее, остается постоянным  $H = 30 - 40$  м. После старта с некоторой точки, расположенной слева от траверза ( $L \approx 90 - 100$  м), и набора постоянной средней скорости ( $V \approx 7 - 10$  м/с) за промежуток времени 3 – 4 с, вагон движется по прямолинейной трассе, вначале

приближаясь к антенне, расположенной на траверзе, а затем удаляясь от нее. На рисунке 1 не представлены ограничивающие с двух сторон трассу движения здания, обуславливающие обратное отражение шума к источнику.

## 2. Результаты регистрации и первичной обработки

На рисунке 2 а представлена реализация шума, вызванного движением вагона, зарегистрированная в эксперименте одним из микрофонов в течение ( $T \approx 18$  с). На рисунке 2 б представлен спектр шума, полученный после обработки всей реализации с указанной выше длительностью. На траверзе достигается максимум интегрального



а

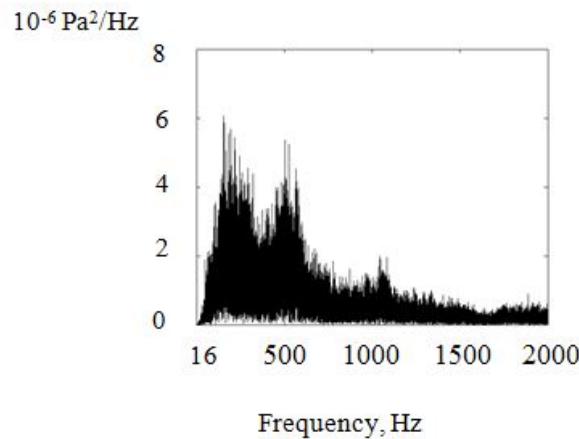


Рис. 2. (а) уровень сигнала на выходе микрофона как функция времени (в безразмерных единицах), (б) спектральная плотность, соответствующая максимальному уровню шума в точке траверза

уровня шума  $\sim 69$  дБ, акустический фон составляет  $\sim 55 - 60$  дБ (0 дБ соответствует  $2 \cdot 10^{-5}$  Па). Создаваемый исследуемым источником воздушно-акустический шум характеризуется частотной полосой умеренной ширины, в связи с чем, в качестве приемников в антенне используются электретные микрофоны (Panasonic VM-61), рабочая полоса частот которых перекрывает диапазон звуковых частот 16...16000 Гц,

коэффициент преобразования микрофонов с учетом действия предусилителей равен  $K = 100$  мВ/Па. Эффективная полоса частот сигнала простирается до 2000 Гц (и несколько выше), причем, как видно из рисунка 2 б, спектральная плотность, достигая максимума на низкочастотном краю в районе 200 Гц, плавно спадает до уровня фона с ростом частоты. Кроме того, в спектре имеется локальный подъем в полосе 500 – 570 Гц. Присутствие в указанном (выделенном) частотном интервале такой особенности как направленность шумового излучения (что далее демонстрируется на иллюстрациях), позволяет предположить наличие частичной когерентности определенных компонент акустического шума, которые имеют в области локализации источника шума значительную амплитуду и сохраняют постоянным пространственное распределение фазы по фронту. Это обстоятельство вызывает интерес более подробного анализа угловых характеристик излучения шума, соответствующего локальному подъему в спектре.

На этапе первичной обработки выполнено разбиение всей реализации с полным временем наблюдения  $T \approx 18$  с на  $n = 10$  промежутков (временных окон  $\Delta T_n$ ). На каждом промежутке осуществляется обработка с целью построения характеристик направленности для шума в выше указанной частотной полосе, причем в алгоритме используются сигналы, регистрируемые всеми 32 микрофонами антенны. Далее представлены результаты, соответствующие четырем промежуткам – временным окнам с номерами  $n = 3, 4, 5, 6$ .

### 3. Результаты анализа характеристик направленности шума

Путем последовательного перебора временных промежутков (указанных номеров  $n$ ) получен набор характеристик направленности шумового излучения, смена которых соответствует постепенной перестройке направления радиуса, соединяющего антенну микрофонов с источником шума, за счет его движения. Переход от одного окна к следующему  $n \rightarrow n + 1$  осуществляется сдвигом на  $\tau$ , обеспечивающим перекрытие с предыдущим окном, при этом окно анализа  $\Delta T_n = 2,45$  с несколько превышает шаг смещения  $\tau = 1,88$  с. Отметим, что в каждом временном промежутке проведена обработка реализаций принимаемых акустических сигналов в соответствии с разработанным алгоритмом, позволяющим сканировать диаграмму приемной антенны.

Указанный алгоритм основан на прибавке к фазе каждой спектральной компоненты Фурье-разложения сигнала, принятого любым элементом антенны, волнового набега, определяемого межэлементным расстоянием в решетке с учетом некоторого значения азимутального угла, равномерно перестраиваемого при сканировании максимума центрального лепестка характеристики направленности антенны [4,5]. В итоге выполнено построение угловых характеристик направленности транспортного шума – полярных (веерных) диаграмм, показывающих изменение уровня суммарного отклика  $\langle (\sum_i p_i)^2 \rangle$  на выходе антенны,  $i = 1...32$  ( $p_i$  - акустическое давление на  $i$ -м микрофоне),  $\langle \rangle$  - усреднение по промежутку времени  $\Delta T_n$ .

На рисунке 3 а, б, в, г представлены полярные диаграммы, описывающие направленность акустического шума, зарегистрированного в процессе прохождения вагоном 3, 4, 5, 6 временных отрезков (см. рисунок 2 а) и соответствующих им участков пути, наиболее близко расположенных к антенне, т.е. к точке пересечения линии траверза. Угловая характеристика образует диаграмму, которая состоит из совокупности остронаправленных пиков, распределенных по азимуту веером на углах  $50^\circ \leq \alpha \leq 120^\circ$ . Начальное угловое положение источника относительно линии, вдоль которой расположена апертура антенны, приходится на 3-й участок (первая реализация из представленных четырех реализаций полярной диаграммы на рисунке 3 а) и соответствует значению угла

азимута  $\alpha \approx 50^\circ$ , а конечное (рисунок 3 г) –  $\alpha \approx 120^\circ$ . Фактические направления на источник шума обозначены узким лепестком, представленным на рисунке 3 д, е, ж, з, соответствующих рисунку 3 а, б, в, г. Они получены по фиксации моментов прохода «вешек», расставленных вдоль пути следования транспорта с постоянным шагом по углу  $\alpha$ .

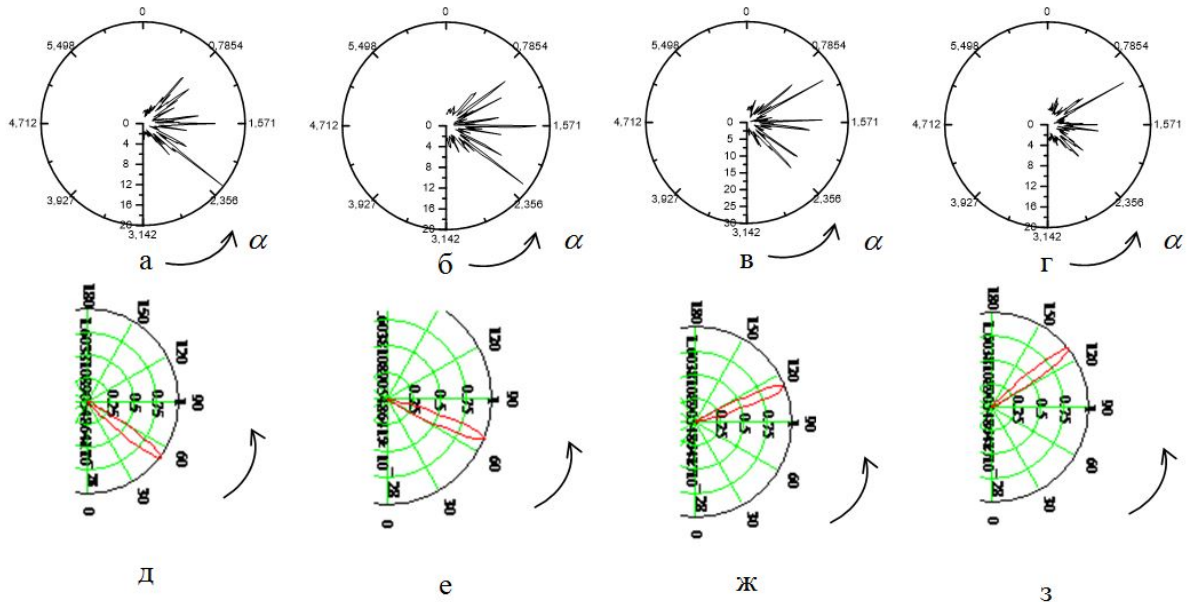


Рис. 3. а, б, в, г: Полярная (веерная) диаграмма шума как функция угла азимута на 3, 4, 5, 6 участках трассы. Полоса частот 500-570 Гц; д, е, ж, з: Узкий лепесток – фактическое направление на источник шума.

Характер перестроения азимутальной направленности стреловидных пиков, имеющих максимальную величину, при смене источником текущего положения позволяет сделать заключение о возможности угловой локализации источника на трассе, достигаемой при регистрации сигнала, принимаемого на 32-х элементную антенну. Вместе с тем, присутствие побочных пиков, имеющих несколько меньший уровень, чем максимальный, снижает возможность однозначного определения углового положения и количественной его оценки. Одной из причин возникновения побочных максимумов в полярной диаграмме является многократное волновое отражение (рассеяние) при распространении акустического транспортного шума в условиях городской застройки.

Для оценки величины угла, показывающего фактическое направление на источник на основе данных сканирования – с привязкой к характерным максимальным стреловидным пикам на веерных диаграммах, можно использовать формулу:

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum_{m=1}^M A_m \alpha_m}{\sum_{m=1}^M A_m}, \quad (1)$$

где  $1 \leq m \leq M$ ,  $M \sim 5..7$  ориентировочное количество пиков значимой величины в полярной диаграмме,  $A_m$  - относительный вес каждого из учитываемых пиков,  $\alpha_m$  - угол, соответствующий  $m$ -пику в диаграмме.

Относительный вес  $A_m$  в пределах  $0..1$  берется непосредственно из отношения величины учитываемого пика в рассматриваемом  $n$ -интервале  $\Delta T_n$  к максимальному пиковому значению в веерной диаграмме.

Оценка углового положения, выполненная по формуле (1) для каждого из участков 3, 4, 5, 6 трассы с использованием данных ( $A_m$  и  $\alpha_m$ ), считываемых с диаграмм на рисунке 3 а, б, в, г, удовлетворительно соответствует угловому положению лепесткового репера (на рисунке 3 д, е, ж, з), указывающего на фактическое текущее положение источника шума в процессе движения.

Демонстрируемые выше диаграммы представляют пример возможности приближенной локализации источника шума по угловым координатам. В этой связи нетрудно оценить ее «угловую» точность (а также линейную при известной удаленности трассы от пункта приема на траверзе), на основе предположения, что квазигармоническое излучение регистрируется 32-х элементной линейной антенной на частоте  $\sim 535$  Гц – средней в выбранной полосе (шаг дискретизации в антенне  $d = 0,1$  м и  $d/\lambda \cong 0,157353$ ). Угловое разрешение определяется шириной главного лепестка антенны, что позволяет записать:

$$\Delta\theta = \frac{\lambda}{N_{micr}d} = \frac{340}{535 \cdot 32 \cdot 0,1} = 0,1986 \text{ рад } (11,38^\circ) \quad (2)$$

Данная оценка точности пространственной локализации источника по углу азимута учитывает только интерференционную волновую природу при формировании характеристики антенны. Эффекты волновой реверберации при распространении шума по внутригородской территории дадут аддитивный вклад – дополнительное уширение интервала «неопределенности».

В заключение отметим, что аналогичные исследования выполнены в отношении акустического шума движущегося автомобильного транспорта, при этом соответствующие результаты представлены в [6-8].

### **Заключение**

По данным натурного эксперимента с использованием 32-х элементной приемной акустической антенны микрофонов построены полярные (веерные) диаграммы, показывающие характер углового распределения интенсивности акустического давления в шумовом поле, порождаемом городским рельсовым транспортом. Направленность шума, характеризуемая полярной диаграммой в виде совокупности остронаправленных пиков, распределенных по азимуту веером, свойственна излучению в некоторой частотной полосе спектра  $\sim 500...570$  Гц. Для интерпретации полученных экспериментальных результатов, указывающих на присутствие нескольких острых максимумов в полярных диаграммах, авторами выдвинуто предположение о значительном влиянии рассеяния шума стенами зданий внутригородской застройки. Остронаправленность пиков, характерная для указанной частотной полосы, свидетельствует, по-видимому, о частичной когерентности, присутствующей в излучении, создаваемом рельсовым видом транспорта. В остальной широкой полосе частот спектральные компоненты шумового излучения, порождаемого транспортным источником, характеризуются слабо выраженной направленностью.

### **Список литературы**

1. Proceedings of European Conference on Noise. (EuroNoise 2015) Netherland. Maasterichts. 2015.
2. Wersäll Carl, Bodare Anders and Massarsch K. Rainer Localization of Vibration Sources along Railway Tracks. Geo Risk & Vibration Scandinavia AB, Solna Torg 13, SE-17145 Solna, Sweden 2012.

3. Pakhomov Alex and Goldburt Tim Field testing of new unattended small size seismic module for various target detection. Proc. of SPIE Vol. 6394, 63940D, (2006). 0277-786X/06/\$15. doi: 10.1117/12.714301.

4. Microphone phased arrays (Acoustic antennas) by V. Quaranta; presenter: A. Concilio The Italian Aerospace Research Centre, CIRA, 2010 ([www.cav.psu.edu/.../cav2010\\_cira\\_concilio.pdf](http://www.cav.psu.edu/.../cav2010_cira_concilio.pdf))

5. Ермолаев, Т.В., Флакман, М.А. Курс антенные решетки. ННГУ, Н.Новгород, 2007.

6. Заславский Ю.М., Заславский В.Ю., Соков А.М. Пассивный способ обнаружения транспортного средства по его собственному акустическому шуму. ПАТЕНТ на изобретение № 2626284. Приоритет изобретения 20 июня 2016. Дата государственной регистрации в Государственном реестре изобретений РФ 25 июля 2017.

7. Заславский Ю.М., Заславский В.Ю., Соков А.М. Акустическое и сейсмическое поле движущихся источников шума и вибрации (регистрация решеткой микрофонов и сейсмической косой) // Ученые записки физического факультета Московского университета. № 5, 1751405-1-4 (2017).

8. Заславский Ю.М., Заславский В.Ю., Соков А.М. Акустический шум движущегося легкового автомобиля // Вестник научно-технического развития. 2017. № 1 (113). С. 29-37.

УДК 534.873  
OECD 01.03.AA

## Моделирование формы звукоотражающей поверхности для получения заданного звукового потока

Мурзинов В.Л.<sup>1</sup>, Попов С.В.<sup>2</sup>, Татарина Ю.В.<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Д.т.н., профессор кафедры «Техносферная и пожарная безопасность»,

<sup>2</sup>Аспирант кафедры «Техносферная и пожарная безопасность»,

<sup>3</sup>Студент кафедры «Техносферная и пожарная безопасность»,

<sup>1,2,3</sup>Воронежский государственный технический университет,

г. Воронеж, ул. 20-летия Октября, 84

### Аннотация

В статье рассматривается задача построения звукоотражающей поверхности. По заранее спланированному характеру звукового поля для конкретной области моделируют формы отражающих поверхностей, изготавливают их и устанавливают в заданном порядке. Для точечного источника звука рассчитывается форма отражающей поверхности, находящаяся на заданном расстоянии от источника, и обеспечивающая формирование параллельного звукового потока в заданном направлении.

**Ключевые слова:** звуковое поле, лучевая оптика, отражающая поверхность, моделирование.

### *Modeling the shape of the sound-reflecting surface to obtain a given sound field*

*Murzinov V.L.<sup>1</sup>, Popov S.V.<sup>2</sup>, Tatarinova Yu.V.<sup>3</sup>*

<sup>1</sup>*Doctor of technical Sciences, Professor of Technosphere and fire safety Department,*

<sup>2</sup>*Post-graduate student, Department of technosphere and fire safety,*

<sup>3</sup>*Student, Department of technosphere and fire safety,*

<sup>1,2,3</sup>*Voronezh state technical University, Voronezh, Russia, St. 20-letia Oktyabrya, 84*

### Abstract

*The article deals with the problem of constructing a sound-reflecting surface. According to the pre-planned nature of the sound field for a particular area, the forms of reflecting surfaces are modeled, made and installed in a given order. For a point source of sound, the shape of the reflecting surface is calculated, located at a given distance from the source, and provides the formation of a parallel sound flow in a given direction.*

**Key words:** *sound field, ray optics, reflecting surface, modeling.*

### Введение

Многие прикладные акустические исследования посвящены анализу звукового поля. Накапливается информация о распределении звукового давления в различных помещениях, полостях, объемах. Определение звукового поля – эта прямая задача, то есть, учитывая реальную конфигурацию отражающих поверхностей и наличие источников звука, с помощью приборов исследуют звуковое поле и получают его характеристику. Для получения заданной конфигурации звукового поля, обычно, используют метод проб и ошибок, изменяя формы отражающих поверхностей и их расположение. Однако можно рассмотреть обратную задачу, используя методы лучевой оптики. По заранее

спланированному характеру звукового поля для конкретной области моделируют формы отражающих поверхностей, изготавливают их и устанавливают в заданном порядке.

Характер звукового поля внутри объемов различных устройств принципиально отличается от характера поля в открытом пространстве. Значительно изменяется картина распределения звукового давления в открытом пространстве. Давление звука в точках объема может меняться таким образом, что возможны процессы концентрирования звуковой энергии в определенных точках объема. На этот процесс влияют форма и материал отражающих поверхностей, их взаимное расположение, как поверхностей, так и самого источника звука. В некоторых устройствах специально изготавливают отражающие поверхности заданного профиля, обеспечивающего концентрацию звуковой энергии в определенной точке объема. Например, в устройстве для корректировки направления на трудно наблюдаемые или не наблюдаемые источники звука используется принцип фокусировки звукового потока на датчик, измеряющий звуковое давление [1]. В других устройствах поверхности стенок изготавливают не линейной формы, обеспечивают уплотнение параллельного звукового потока в определенной точке, в которой установлен микрофон [2]. Во многих публикациях рассматриваются вопросы взаимодействия звуковых потоков и отражающих поверхностей, например, в анализе шумозащитных экранов и звукоподавляющих панелей [3, 4, 5, 6]. Современная вентиляция требует решения вопроса о снижении шума, как аэродинамического, так и структурного [7, 8, 9]. Однако в публикациях не ставится вопрос о построении отражающей поверхности заданного профиля с целью получения звукового потока заданной характеристики. Можно рассмотреть следующую задачу. Построить звукоотражающую поверхность, формирующую параллельный звуковой поток от точечного источника. Дано взаимное расположение точечного источника и крайней точки звукоотражающей поверхности.

## 1. Постановка задачи

Даны пространственные координаты источника звука и звукоотражающей поверхности. Рассматривается плоская задача. Источник звука точечный. Отражающая поверхность изготовлена из акустически жесткого материала.

На рисунке 1 показана схема с изображением взаимного расположения источника звука  $Q$  и крайних точек  $M$  и  $T$  звукоотражающей поверхности. Требуется построить плоскую кривую, обладающую тем свойством, что в каждой ее точке проходящий из источника луч отражается от местной касательной к кривой в заданном направлении. Задачей является определение с помощью аналитических методов формы звукоотражающей поверхности. При этом исходными данными являются координаты крайних точек проектируемой звукоотражающей поверхности, а начало координат помещают в источник звука. Оригинальность задачи заключена в предложении удобного для практической работы метода, не требующего дифференциальной постановки задачи.

## 2. Вывод основных соотношений

Рассмотрим произвольный луч  $QN$  в заданном секторе, ограниченном точками  $M$  и  $T$ . Точка  $N$  является точкой пересечения луча  $QN$  и поверхности  $MT$ . Касательная в точке  $N$  должна быть перпендикулярна к линии  $KN$ , которая делит угол  $\alpha_1$ , обеспечивая для лучей условие «угол падения равен углу отражения». В точке  $N$  нормаль будет описываться дифференциальным уравнением первого порядка [10]:

$$(f(x) - y_1) = -\frac{1}{f'(x)}(x - x_1),$$



или

$$f'(x)(f(x) - y_1) = -(x - x_1),$$

решением которого будет:

$$f(x) = y_1 \pm \sqrt{y_1^2 - x^2 + 2x_1x - 2C_1} \quad (1)$$

где  $C_1$  – константа, определяемая из граничных условий. В уравнение (1) формы отражающей поверхности входит радикал, и это осложнит дальнейшие вычисления. Поэтому для получения инженерного метода расчета формы отражающей поверхности примем параболическую форму в виде полинома второго порядка:

$$f(x) = Ax^2 + Bx + C, \quad (2)$$

где  $A, B, C$  – константы требующие определения.

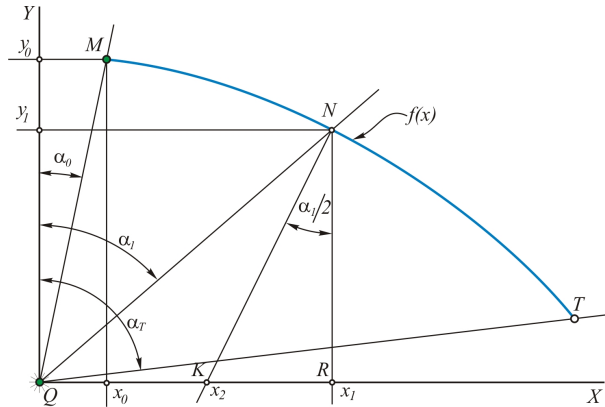


Рис. 1. Схема взаимного расположения источника звука и отражающей поверхности. Q – источник звука; M, N, T – базовые точки;  $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_T$  – базовые углы лучей

Уравнение луча QN будет:

$$y = \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_1\right) x \text{ или } y = \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha_1)} x. \quad (3)$$

Координаты точки N можно определить из совместного решения уравнений (2) и (3), тогда получим систему (4):

$$\begin{cases} y = \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha_1)} x \\ y = Ax^2 + Bx + C \end{cases} \quad (4)$$

Подставим значение  $x$  из первого уравнения системы (3) и получим значение ординаты точки N и затем значение абсциссы:

$$y_1 = \frac{1 - B \operatorname{tg}(\alpha_1) \pm \sqrt{1 - 2B \operatorname{tg}(\alpha_1) + [B \operatorname{tg}(\alpha_1)]^2 - 4AC[\operatorname{tg}(\alpha_1)]^2}}{2A[\operatorname{tg}(\alpha_1)]^2}, \quad (5)$$

$$x_1 = y_1 \operatorname{tg}(\alpha_1). \quad (6)$$

Касательная в точке  $N$  должна быть перпендикулярна к линии  $KN$ , которая делит угол  $\alpha_1$ , обеспечивая для лучей условие «угол падения равен углу отражения». В точке  $N$  нормаль будет описываться уравнением [10]:

$$(y - y_1) = -\frac{1}{f'(x)}(x - x_1),$$

где « $-\frac{1}{f'(x)}$ » – угловой коэффициент нормали и учитывая (2) запишем:

$$(y - y_1) = -\frac{1}{2Ax_1 + B}(x - x_1). \quad (7)$$

С другой стороны нормаль определена двумя точками  $N$  и  $K$ . Уравнение нормали по двум точкам имеет вид [11]:

$$\frac{y - y_1}{y_1 - y_2} = \frac{x - x_1}{x_1 - x_2}, \quad (8)$$

где  $x_2 = x_1 - y_1 \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)$ .

Исходя из расчетной схемы, соотношение (8) примет вид:

$$y = \frac{1}{\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)}x + y_1 - \frac{x_1}{\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)}. \quad (9)$$

Приравняем угловые коэффициенты из соотношений (9) и (7):

$$\frac{1}{\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)} = -\frac{1}{2Ax_1 + B}$$

и тогда получим соотношение, связывающее неизвестные константы в уравнении (2) и параметры системы «источник – отражающая поверхность»:

$$2Ax_1 + B + \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 0$$

или с учетом (5) будет:

$$2Ay_1 \operatorname{tg}(\alpha_1) + B + \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 0. \quad (10)$$

Учитывая в соотношении (10)  $y_1$  из соотношения (5) получим формулу, связывающую неизвестные константы  $A$ ,  $B$ ,  $C$  и параметры формы отражающей поверхности при условии, что отражающая поверхность формирует параллельный звуковой поток в заданном направлении:

$$\frac{1 - B \operatorname{tg}(\alpha_1) \pm \sqrt{1 - 2B \operatorname{tg}(\alpha_1) + [B \operatorname{tg}(\alpha_1)]^2 - 4AC[\operatorname{tg}(\alpha_1)]^2}}{\operatorname{tg}(\alpha_1)} + B + \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 0. \quad (11)$$

Для определения констант  $A$ ,  $B$ ,  $C$  необходимо составить систему из трех уравнений. Для этого нужно выбрать три точки на кривой  $f(x)$ .

Таблица 1

Исходные данные для построения звукоотражающей поверхности. Размеры величин даны в относительных единицах

Точки	Фиксируемый угол, $\alpha_i$	$\frac{\alpha_i}{2}$	$\text{tg}(\alpha_i)$	$\text{tg}(\frac{\alpha_i}{2})$	$y_i$
М	$\alpha_0 = 0,349$	0,1745	$6,091 \cdot 10^{-3}$	$3,045 \cdot 10^{-3}$	$y_0 = 77$
N	$\alpha_1 = 0,698$	0,349	0,012	$6,091 \cdot 10^{-3}$	$y_1$
T	$\alpha_2 = 1,222$	0,611	0,021	0,011	$y_2$

### 3. Пример построения звукоотражающей поверхности

Рассмотрим конкретную ситуацию. В таблице 1 представлены исходные данные для построения формы профиля звукоотражающей поверхности.

Составим систему уравнений в следующем виде: для первого уравнения используем формулу (10), для второго и третьего – формулу (11), и тогда получим:

$$\begin{cases} 2Ay_0 \text{tg}(\alpha_0) + B + \text{tg}\left(\frac{\alpha_0}{2}\right) = 0 \\ \frac{1 - B \text{tg}(\alpha_1) \pm \sqrt{1 - 2B \text{tg}(\alpha_1) + [B \text{tg}(\alpha_1)]^2 - 4AC[\text{tg}(\alpha_1)]^2}}{\text{tg}(\alpha_1)} + B + \text{tg}\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 0 \\ \frac{1 - B \text{tg}(\alpha_2) \pm \sqrt{1 - 2B \text{tg}(\alpha_2) + [B \text{tg}(\alpha_2)]^2 - 4AC[\text{tg}(\alpha_2)]^2}}{\text{tg}(\alpha_2)} + B + \text{tg}\left(\frac{\alpha_2}{2}\right) = 0 \end{cases} \quad (12)$$

Решение системы (12) дает следующий результат:

$$A = -3,181 \cdot 10^{-3}; B = 1,997 \cdot 10^{-3}; C = 79,029.$$

Форма звукоотражающей поверхности определится формулой:

$$f(x) = -3,181 \cdot 10^{-3}x^2 + 1,997 \cdot 10^{-3}x + 79,029. \quad (13)$$

На рисунке 2 показана форма звукоотражающей поверхности, построенной по уравнению (13). На графике представлены базовые точки, по которым строилась поверхность.

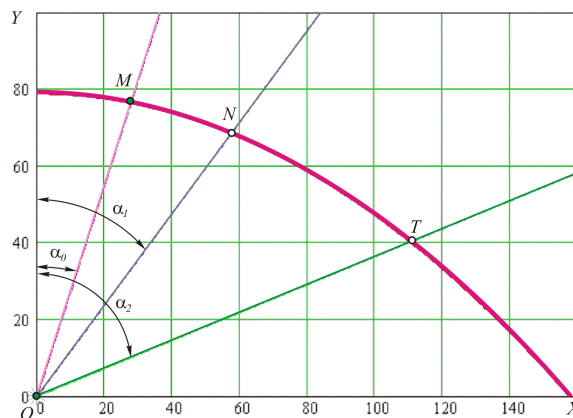


Рис. 2. Функция формы профиля звукоотражающей поверхности. Q – источник звука; M, N, T – базовые точки;  $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2$ , – базовые углы лучей

## Заключение

Система уравнений (13) позволяет построить профиль звукоотражающей поверхности, обеспечивающий формирование параллельного звукового потока от точечного источника звука. При этом используется одна базовая точка на отражающей поверхности, фиксированная относительно источника звука, и два базовых луча, проходящих через отражающую поверхность.

## Список литературы

1. Патент 2643690 РФ. Способ корректировки направления оси отражательного приемника звуковых волн на визуально трудно наблюдаемые или ненаблюдаемые источники звука / Качалов А.Ю., Крутяков Ю.А., Неустроев В.П., Янков В.И. – Оpubл. 05.02.2018. – Бюл. № 4.
2. Патентная заявка 20090316927 США. Метод и устройство звукоусиления для музыкальных инструментов / Чарльз К. – Оpubл. 24.12.2009.
3. Иванов Н.И., Шашурин А.Е., Бойко Ю.С. Влияние материала на акустическую эффективность шумозащитных экранов // NOISE Theory and Practice. – 2016. – Т. 2, № 4. – С. 24 – 28.
4. Мурзинов В.Л., Мурзинов П.В. Звукоподавляющие панели для защиты от шума на путях его распространения // Безопасность труда в промышленности. – 2018, № 02. – С. 5–11. DOI: 10.24000/0409-2961-2018-2-5-11.
5. Нагараджа Джейд, Венкатешам Б. Воссоздание источника звука на гибкой пластине, поддерживаемой полостью, с использованием метода эквивалентного источника // NOISE Theory and Practice. – 2017. – Т. 4, № 1. – С. 5 – 17.
6. Murzinov V.L. Mathematical modeling of sound insulation for sound suppressing lightweight structured panels (SSLWSP) / V.L. Murzinov, P.V. Murzinov, Yu.V. Murzinov, V.I. Buyanov, V.A. Popov // International Journal of Engineering & Technology International. – 2018, N 7 (2.13) – Pp. 109-113. DOI: 10.14419/ijet.v7i2.13.11621.
7. Патент 170696 РФ. Звукоподавляющий вентиляционный канал / Мурзинов В.Л., Мурзинов П.В., Мурзинов Ю.В. – Оpubл. 03.05.2017. – Бюл. № 13.
8. Маков Ю.Н. Возможно ли проникновение импульса звукового удара от современного истребителя в водную среду и с его дальнейшим волновым распространением в этой среде? // NOISE Theory and Practice. – 2017. – Т. 4, № 1. – С. 18 – 29.
9. Дроздова Л.Ф., Кудаев А.В., Куклин Д.А. Влияние шума компрессорных станций на окружающую среду // NOISE Theory and Practice. – 2017. – Т. 3, № 2. – С. 38 – 43.
10. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисления. – М: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1978. – 456 с.
11. Гусак А.А., Гусак Г.М. Линии и поверхности. – Минск: Высшэйшая школа, 1985. – 220 с.

УДК 534-13  
OECD 01.03.АА

## Обзор материалов исследования аэроакустических параметров в дозвуковых аэродинамических трубах

Цветков А.И.<sup>1</sup>, Ефремов А.В.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Кандидат технических наук, доцент кафедры «Плазмогазодинамика и теплотехника»,

<sup>2</sup>Аспирант кафедры «Плазмогазодинамика и теплотехника»,

<sup>1,2</sup>Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф.

Устинова, г. Санкт-Петербург, ул. 1-я Красноармейская, д. 1

### Аннотация

В работе представлен обзор экспериментальных исследований параметров пульсаций воздушного потока в дозвуковых аэродинамических трубах замкнутого типа, в моделях этих труб и в аэродинамических трубах малых размеров. Анализу подвергались результаты исследований пульсаций давления и скорости инфразвуковой и низкой частоты. При этом рассматривалось также влияние элементов конструкций внутреннего канала аэродинамических труб на акустические параметры потока. Анализ существующих конструкций и схем промышленных дозвуковых аэродинамических труб, мер по снижению инфразвуковых и низкочастотных пульсаций потока позволяет успешно модернизировать и создавать отвечающую перспективным требованиям научно-экспериментальную базу проектируемых и модернизируемых аэродинамических труб и обеспечить проведение исследований в интересах создания высокоэффективной и конкурентоспособной продукции.

**Ключевые слова:** аэроакустика, аэродинамическая труба, пульсации, спектральные характеристики, эксперименты.

### *Review of the research data for the study of aeroacoustic parameters in subsonic wind tunnels*

*Tsvetkov A.I.<sup>1</sup>, Efremov A.V.<sup>2</sup>*

<sup>1</sup>*Ph.D. in Engineering Science, Senior Lecturer of the 'Plasma and Gas Dynamics and Heat Engineering' Department,*

<sup>2</sup>*Postgraduate student of the 'Plasma and Gas Dynamics and Heat Engineering' Department,*

<sup>1,2</sup>*Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F.Ustinov, 1 1<sup>st</sup> Krasnoarmeyskaya street, Saint-Petersburg*

### Abstract

The paper presents a review of experimental studies of the air flow pulsation parameters in the subsonic wind tunnels of closed type, in the models of these tunnels and small-sized wind tunnels. The findings of the research on pressure and velocity infrasonic and low-frequency pulsations were analyzed. In addition to the above, the influence of structural elements of the wind tunnel inner channel on the acoustic parameters of the flow was also considered. Analysis of the existing industrial subsonic wind tunnel designs and schemes, measures to reduce infrasonic and low-frequency pulsations of the flow allows to successfully upgrade and create a promising scientific and experimental base of designed and upgraded wind tunnels and facilitate research in response to the need for creating highly efficient and competitive products.

**Key words:** aeroacoustics, wind tunnel, pulsations, spectral characteristics, experiments.

## Введение

Возрастающие требования к испытаниям привели к строительству больших дозвуковых аэродинамических труб с превосходным качеством потока, таких как труба DNW в Европе. Но эксплуатационные расходы таких больших аэродинамических труб настолько высоки, что главная часть испытательных работ должна проводиться в меньших и более старых комплексах аэродинамических труб.

При этом часто сталкиваются с проблемой, что качество потока в меньших по размеру и более старых трубах не отвечает современным требованиям к проведению испытаний в аэродинамических трубах. Следовательно, для испытаний с оптимальным качеством потока требуется улучшить качество потока таких аэродинамических труб.

Особенности течения в трубах с открытой рабочей частью заключаются в наличии в потоке значительных инфразвуковых (в промышленных трубах) и низкочастотных пульсаций давления и скорости, что приводит к не поддающимся анализу и расчёту погрешностям измерения параметров потока и делает, при больших размерах труб, невозможным эксплуатацию аэродинамических труб из-за вибраций элементов конструкций труб и здания, иногда вплоть до их разрушения. Качество потока в аэродинамических трубах при наличии таких пульсаций ставит под сомнение целесообразность проведения в них аэродинамических экспериментов. Требуются разработка методов и способов демпфирования инфразвуковых и низкочастотных пульсаций давления и, в дальнейшем, разработка и совершенствование конструктивных узлов аэродинамического тракта трубы как меры по снижению интенсивности турбулентности потока в открытой рабочей части.

### 1. Пульсации в аэродинамических трубах с открытой рабочей частью и пассивные методы их демпфирования

Работы по исследованию пульсаций потока в аэродинамических трубах с открытой рабочей частью и способам их демпфирования велись в ЦАГИ в предвоенные и военные годы. Основные результаты исследования кратко изложены в Трудах ЦАГИ за №593 за 1946 г. [1]. Данная публикация по происшествию времени стала библиографической редкостью и сохранилась к настоящему времени в ЦАГИ в единственном экземпляре.

Выбранные решения по способам (**пассивным способом**) демпфирования пульсаций и устройствам для реализации способов позволили значительно уменьшить пульсации в диапазоне скоростей потока до 40 м/с, но не помогли демпфировать и уничтожить пульсации при более высоких скоростях потока в открытой рабочей части аэродинамических труб.

Работы и исследования пульсаций потока продолжались и в последующие годы, что отмечено публикациями [2, 3, 4]. В исследованиях наметился и **активный способ (акустический способ)** подавления пульсаций давления.

Обратимся к работе [1]. В ней механизм пульсаций давления в аэродинамической трубе рассматривается как автоколебательный процесс, основным элементом которого является периодическое вихреобразование на границе струи в открытой рабочей части и удары вихрей о кромку диффузора. Акустические колебания в закрытой части трубы регулируют периодическое вихреобразование, тем самым колебания поддерживаются незатухающими.

Из этой картины намечены и пути устранения автоколебаний:

1. Ослабление возмущений, создаваемых ударами вихрей в закрытых участках трубы; здесь необходимо размещать у входа в диффузор устройства (дефлектор или коллектор) или выполнить сквозные отверстия в стенке диффузора;

2. Создание препятствий периодическому образованию кольцевых вихрей на границе свободной струи; здесь необходимо устанавливать специальные устройства у кромки сопла;

3. Внесение большого затухания в среду, совершающую колебания; здесь необходимы устройства в закрытых участках трубы.

Мероприятия, относящиеся к первой группе, были изучены в первую очередь. Оказалось, что этих мер недостаточно для полного устранения пульсаций. Мероприятия по второму пути приводят к нежелательному вмешательству в пограничный слой струи. Третий путь приводит к неудовлетворительным результатам, поскольку необходимо коренным образом менять конструкцию аэродинамической трубы.

В таблице 1 приведены параметры аэродинамических труб ЦАГИ, на которых решалась задача демпфирования пульсаций давления [1]. В 3, 4 и 5 столбцах указаны диаметр сопла, длина открытой рабочей части и достигнутая безопасная скорость потока в открытой рабочей части. В столбцах 6 и 7 отмечены устройства (дефлектор или коллектор) на входе в диффузор аэродинамической трубы. В столбцах 8 и 9 отмечается наличие демпфирующих отверстий в диффузоре и демпфирующих пластин у кромки сопла.

На рисунках 1-4 показаны схемы аэродинамических труб, на которых проводились экспериментальные опыты.

Здесь важно отметить, что схемы аэродинамических труб к настоящему времени могли быть модернизированными, особенно трубы малых размеров.

Таблица 1  
 Параметры аэродинамических труб ЦАГИ

N п/п	Труба	$D_c$ , мм	$L^{рч}$	$\nu$	Раструб		Демпф. устройства		Лит-ра
					Деф.	Колл.	Отв.	Плас.	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	T-4	600	800	40		•	•	•	[1] <sup>1</sup>
2	T-5	2250	3150	55	•		•	•	[5]
3	T-23	500	650	50	•				[1]
4	T-102	2330	4000	55		•			[1]
5	T-103	2350	4740	80	•				[1]

Экспериментальные опыты в аэродинамических трубах проводились с измерением пульсаций давления при установке специально разработанных грубых микрофонов на стенке сопла (1 микрофон) и на середине слоя смешения струи (1 микрофон) в открытой рабочей части аэродинамической трубы [1].

В [1] приведены основные выводы, сделанные авторами (Баулин К.К., Астабатьян С.Г., Крашенинников Ф.Н.), и они сводятся к следующему:

1. Пластинки, установленные в потоке на выходе из сопла (4 шт., высотой 120 мм и шириной 60 мм) уничтожают пульсации в трубе T-5, но недопустимо искажают однородность поля в рабочей части.

2. Демпфирующие отверстия в диффузоре ослабляют пульсации и делают вполне возможной эксплуатацию трубы T-5; величина и расположение отверстий следующие:

- для T-4 (модель T-5) – два ряда отверстий на расстоянии  $0,68D_c$  и  $0,91D_c$  с площадью  $0,16S$  ( $S$  – площадь выходного сечения сопла);
- для T-5 два ряда отверстий на расстоянии  $0,56D_c$  и  $0,79D_c$  с площадью  $0,17S$

выходного сечения сопла, причём первый ряд в два раза больше по площади и числу отверстий второго.

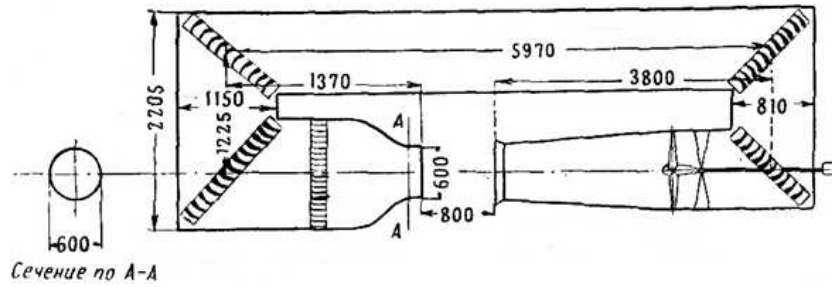


Рис. 1. Схема аэродинамической трубы Т-4 [1]

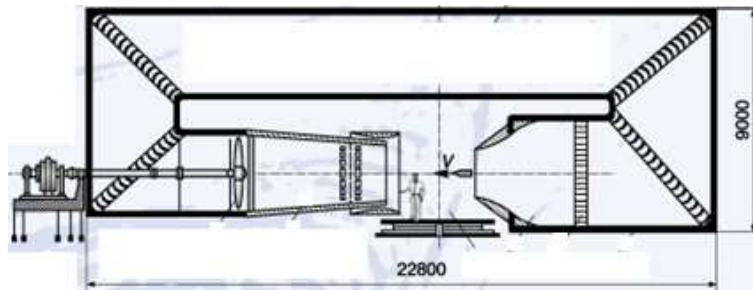


Рис. 2. Схема аэродинамической трубы Т-5 [5]

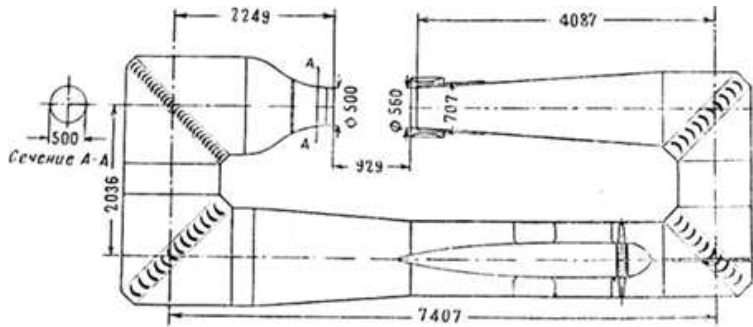


Рис. 3. Схема аэродинамической трубы Т-23 [1]

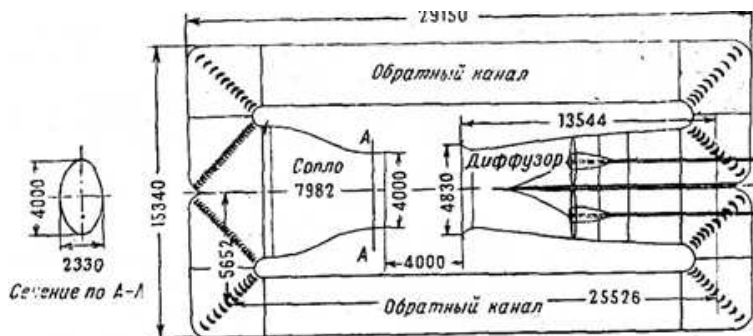


Рис. 4. Схема аэродинамической трубы Т-102 [1]



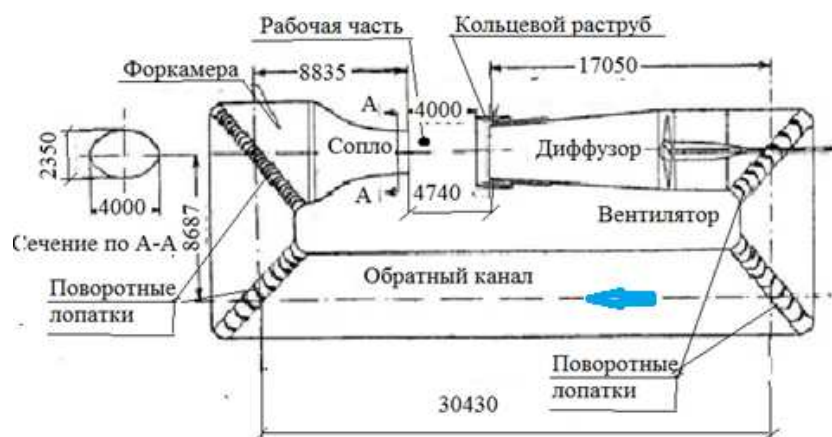


Рис. 5. Схема аэродинамической трубы Т-103 [1]

### 1.1. Устройства на входе в диффузор

В [1] изучалось действие дефлектора на пульсации потока в аэродинамической трубе. Устройство дефлекторов считается полезным для демпфирования пульсаций, но недостаточным. Вместе с тем, остаётся неопределённость в схеме аэродинамической трубы расположение дефлектора по отношению к входному сечению диффузора, т.е. смещением дефлектора навстречу потоку. В дальнейшем, при анализе потока в аэродинамических трубах с рабочей камерой, более подробно рассмотрено влияние дефлектора и коллектора на пульсации давления в канале аэродинамической трубы.

### 1.2. Отверстия в диффузоре

Отверстия в диффузоре применяются почти во всех аэродинамических трубах с открытой рабочей частью. В диффузоре, на некотором расстоянии от его входного сечения и до сечения с вентилятором устраивают несколько рядов отверстий. С точки зрения анализа колебаний местоположение отверстий в диффузоре выбрано до известной степени случайно. О демпфирующем действии отверстий в [1] сделаны следующие заключения:

1. Отверстия уничтожают отдельные режимы автоколебаний, расширяют области между режимами, ослабляют интенсивность колебаний, но не уничтожают автоколебания во всём интервале скоростей.

2. Оптимальное значение параметров отверстий для каждой трубы определяется опытным путём, и эти данные приведены в таблице 2.

Таблица 2

Оптимальные значения параметров демпфирующих отверстий

№п/п	Труба	Площадь отверстий	Расстояние до отверстий
1	Т-4	0,16 S	0,68 $D_c$ - 0,91 $D_c$
2	Т-5	0,17 S	0,56 $D_c$ - 0,79 $D_c$
3	Т-23	0,52 S	0,58 $D_c$ - 1,04 $D_c$
4	Т-102	0,36 S - 0,47 S	0,58 $D_c$ - 0,77 $D_c$
5	Т-103	0,44 S	0,57 $D_c$ - 0,78 $D_c$

### **1.3. Устройства, уничтожающие регулярное вихреобразование на свободной струе**

В работе [1] отмечается, что данные устройства являются наиболее надёжными в плане демпфирования пульсаций в аэродинамической трубе.

**Подвижная кромка из материала или резины у края сопла.** Мягкие, подвижные кромки у края сопла нарушают пограничный слой и демпфируют периодические пульсации давления. Непрочность такого материала при больших скоростях потока делает невозможным их практическое применение.

**Пластинки, входящие в поток у среза сопла.** Опыты с пластинками позволили сделать следующие выводы:

1. Пластинки уничтожают периодические режимы во всём диапазоне скоростей и уменьшают амплитуду колебаний в 3-4 раза в свободной струе и закрытых участках трубы; особенно эффективно действие таких пластинок при больших скоростях потока.

2. Пластинки эффективны для больших размеров аэродинамических труб.

**Пластинки с обтекателями** (обтекатели пристроены к пластинкам изнутри сопла). Опыты с пластинками позволили сделать следующие выводы:

1. Пластинки с обтекателями можно рекомендовать в качестве демпфирующего устройства для большой скорости потока.

2. Пластинки следует применять при наличии отверстий в диффузоре.

**Пластинки, установленные вдоль потока.** Опыты позволили сделать следующие выводы:

1. Пластинки, установленные вдоль потока под углом  $\alpha = 20^\circ$  в сочетании с отверстиями в диффузоре дают уничтожение периодических колебаний.

2. Значение имеет угол наклона пластинок к потоку: оптимальный угол находится в диапазоне от  $15^\circ$  до  $20^\circ$ .

3. Длина пластинок: 1,5 - 2,5% от длины рабочей части; ширина пластинок  $\sim 0,5$  длины пластинок.

**Конический раструб у среза сопла.** Конический раструб сильно возмущает поток.

### **1.4. Достигнутые результаты по демпфированию пульсаций**

На рисунке 6 приведены для трубы Т-103 промежуточные результаты (выполнены отверстия в диффузоре) по измерению амплитуд пульсаций давления в зависимости от скорости потока в открытой рабочей части с помощью микрофонов, установленных в сопле и в середине слоя смешения в открытой рабочей части.

На рисунках 7 и 8 приведены результаты (наилучшие) по измерению амплитуд пульсаций давления в зависимости от скорости потока в открытой рабочей части в середине слоя смешения. Амплитуда пульсаций давления по оси ординат дана в см водяного столба.

Амплитуды пульсаций давления в струе значительно превышают амплитуды пульсаций давления в сопле.

## **2. Пульсации потока в аэродинамических трубах с рабочей или безэховой камерой**

Дозвуковые аэродинамические трубы за рубежом, в основном, выполнены с коллектором на входе в диффузор. При такой конструкции проще разместить открытую рабочую часть в рабочей или безэховой камере, что позволяет увеличить скорость потока и проводить измерения акустических параметров обтекания аэродинамических моделей.

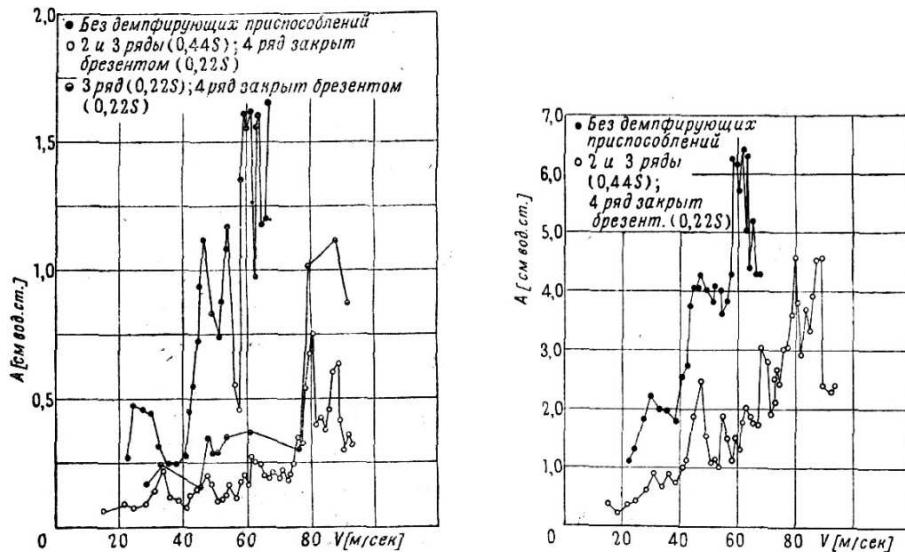


Рис. 6. Амплитуды пульсаций давления в сопле (слева) и свободной струе (справа), труба Т-103 [1]

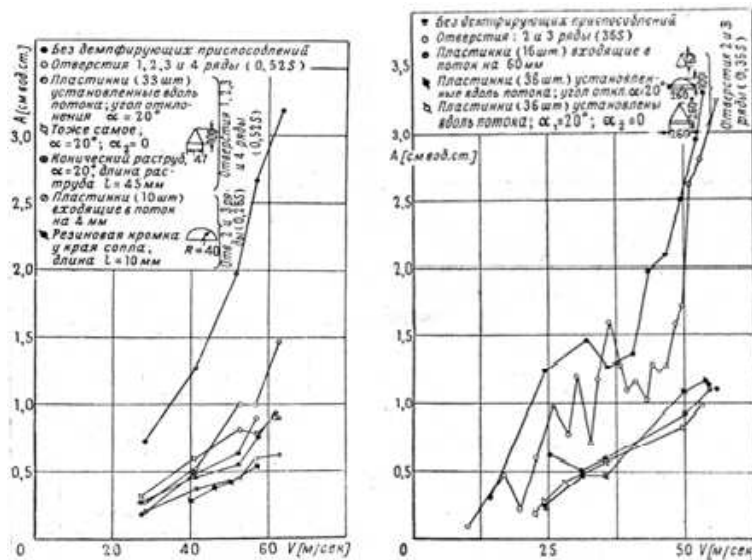


Рис. 7. Амплитуды пульсаций давления в свободной струе (Т-23 – слева; Т-102 – справа) [1]

Анализ существующих схем дозвуковых аэродинамических труб с открытой рабочей частью показывает, что практически во всех трубах существуют **демпфирующие отверстия**, выполненные в диффузорах, или **зазоры (Slot)** в сечении сопряжения коллектора с первым диффузором, в сечении сопряжения первого и второго диффузоров, а также и в других сечениях аэродинамического тракта до расположения вентилятора. Организация таким образом рабочей части приводит к появлению резонансных явлений, типа явлений в резонаторе Гельмгольца, что затрудняет и искажает результаты акустических измерений.

На рисунке 9 приведена схема аэродинамической трубы NASA, Langley, 4-bu 7-Meter Tunnel. Исследования [6] показали существование периодических пульсаций потока на дискретных частотах в рабочей камере трубы. Для этой трубы на 1/24-масштабной её модели были проведены эксперименты по влиянию геометрии коллектора на уровень турбулентности потока в рабочей части [3]. Для каждого из шести вариантов

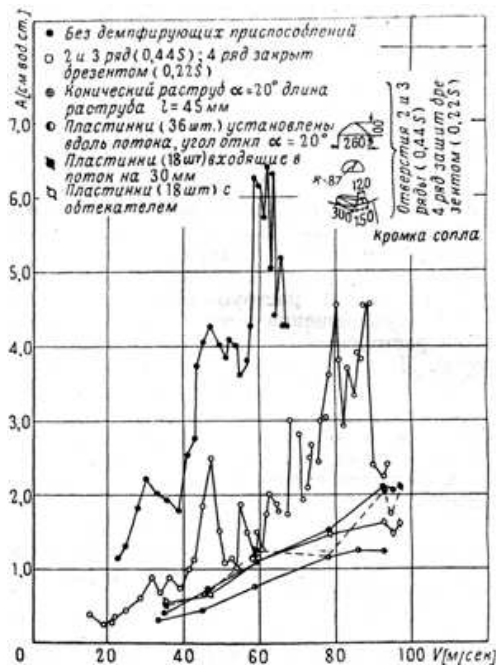


Рис. 8. Амплитуды пульсаций давления в свободной струе (Т-103) [1]

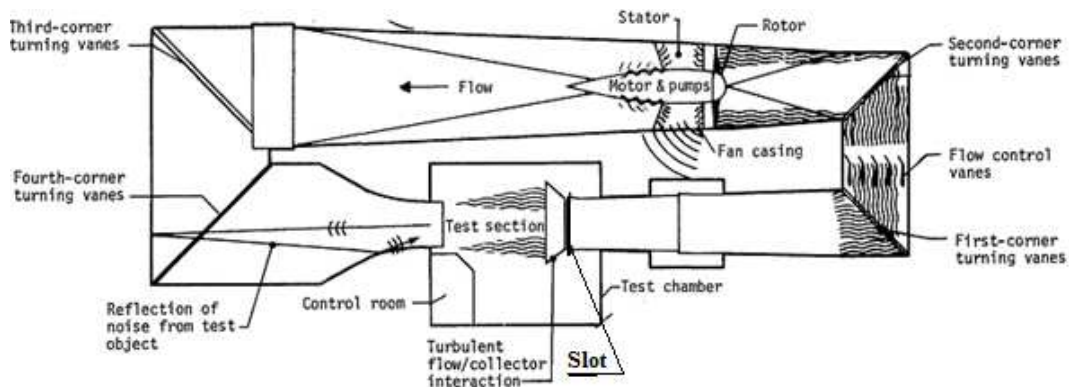


Рис. 9. Схема аэродинамической трубы с безэховой камерой [6] в вариантах с открытой и закрытой рабочими частями; NASA, Langley, 4-bu 7-Meter Tunnel

геометрии коллектора фиксировался уровень турбулентности в открытой рабочей части трубы. В результате экспериментов выбрана конфигурация коллектора и размер **зазора** между коллектором и первым диффузором, обеспечивающие наиболее низкий уровень интенсивности турбулентности. В дальнейшем, рекомендации по конфигурации диффузора и размеру зазора были реализованы в натурной конструкции трубы. **Зазор** (Slot) показан на рисунке 9.

На рисунке 10 приведены схемы (вид сбоку и вид в плане) модельной установки. Пульсации скорости измерялись термоанемометром с одноточечным зондом.

На последующих рисунках 11-13 показаны схемы исследуемых коллекторов. Размеры моделей коллекторов на рисунках 11-16 даны в дюймах. На рисунках 14 и 15 приведены результаты по измерению интенсивности турбулентности в открытой рабочей части при двух наиболее приемлемых конфигурациях коллекторов. Скорость потока варьировалась в диапазоне до 56,5 м/с для конфигурации №2 и до 40 м/с для конфигурации №4.

На рисунке 16 показана схема открытой рабочей части аэродинамической трубы с

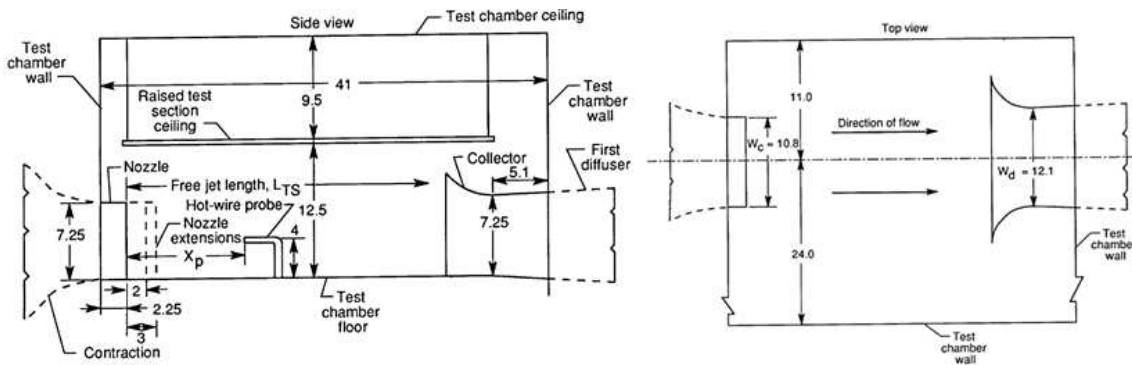


Рис. 10. Схема модельной аэродинамической трубы [3]; размеры даны в дюймах

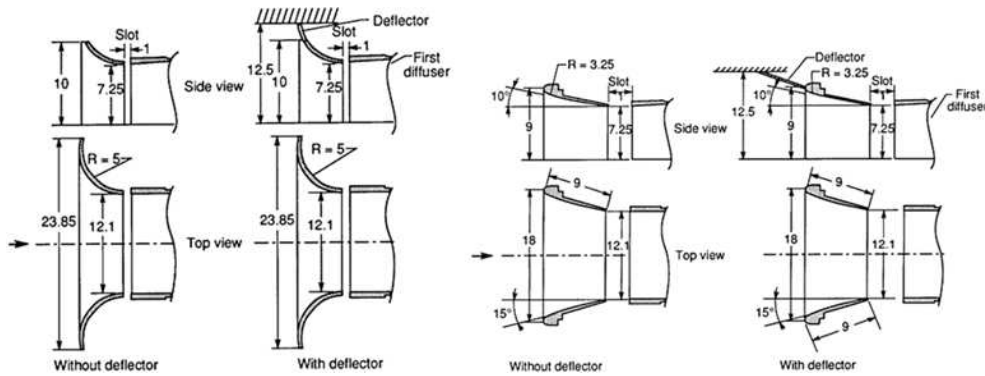


Рис. 11. Конфигурации коллекторов №1(слева) и №2 (справа) [3]

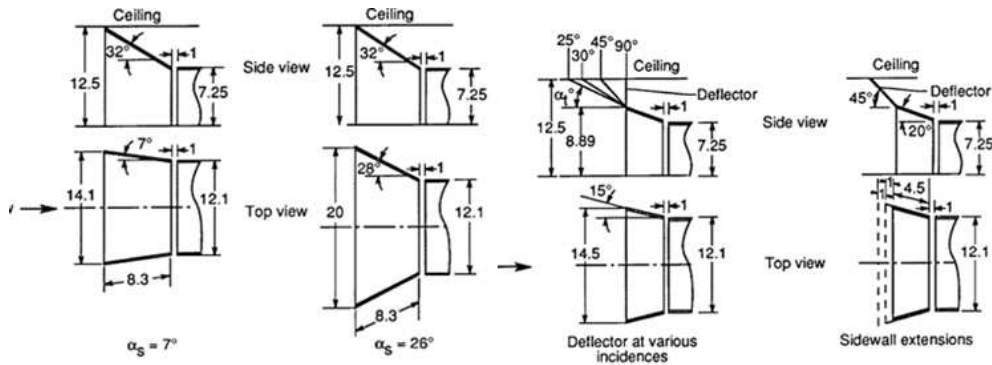


Рис. 12. Конфигурация коллектора №3 (слева) и №4 (справа) [3]

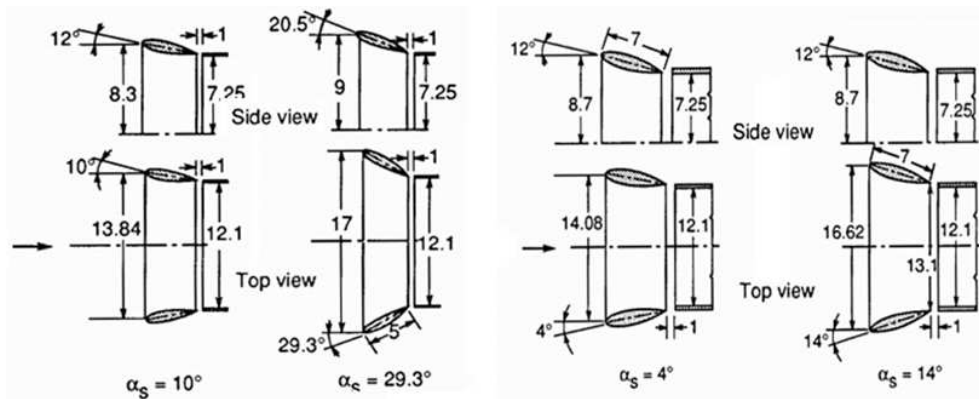


Рис. 13. Конфигурация коллектора №5 (слева) и №6 (справа) [3]

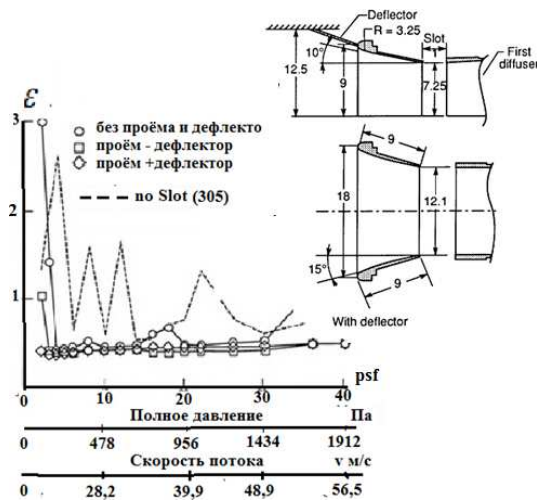


Рис. 14. Интенсивность турбулентности в открытой рабочей части (конфигурация коллектора №2) [3]

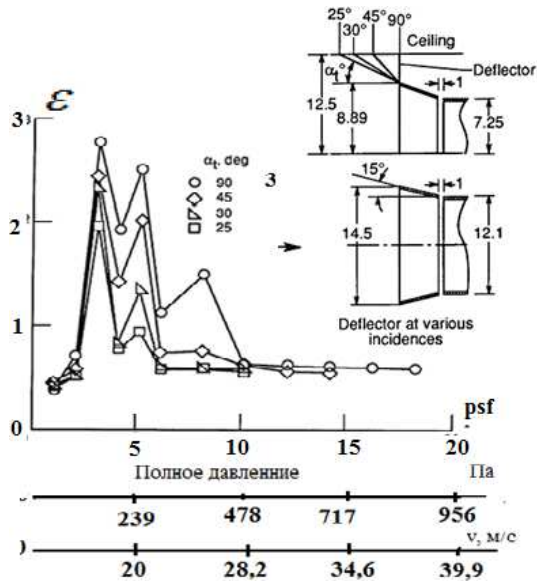


Рис. 15. Интенсивность турбулентности в открытой рабочей части (конфигурация коллектора №4) [3]

безэховой камерой, NASA, Langley, 4-bu 7-Meter Tunnel. Коллектор и зазор выполнены по рекомендациям модельного эксперимента, тем не менее видны и некоторые отличия. Зазор выполнен большим, чем зазор в модельном эксперименте (зазор в последнем варьировался в диапазоне от 1 до 3 дюймов), и в зазоре размещены тонкие пластины.

На рисунке 17 приведена схема открытой рабочей части аэродинамической трубы DNW с безэховой камерой. Безэховая камера оборудована звукопоглощающими клиньями и звукопоглощающим покрытием. Размеры камеры: 47,1×28,2×18,7 м. Это одна из самых больших безэховых камер в мире. Размеры коллектора: 9,5×9,5 м. Комбинации сопел: 8×6 м и 6×6 м. Длина открытой рабочей части: 19 м. Длина коллектора: ~ 14 м. Между коллектором и началом диффузора выполнен зазор размером 0,25 м. Варианты исполнения коллекторов проверялись в экспериментах на модельной аэродинамической трубе.

Рассматривая схемы аэродинамических труб, следует понимать, что любая из труб оригинальна в конструкции, и требуется индивидуальный подход к демпфированию

пульсаций давления в открытой рабочей части. Модельный эксперимент помогает отчасти найти подход к задаче демпфирования пульсаций потока, модельный эксперимент полезен для анализа процессов в промышленных аэродинамических трубах с открытой рабочей частью.

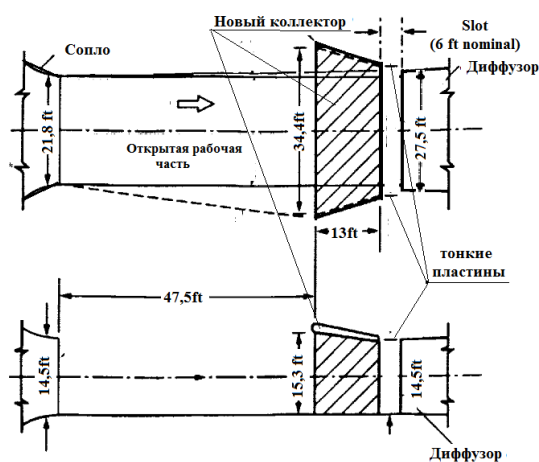


Рис. 16. Новый коллектор в аэродинамической трубе, NASA, Langley, 4-bu 7-Meter Tunnel [4]

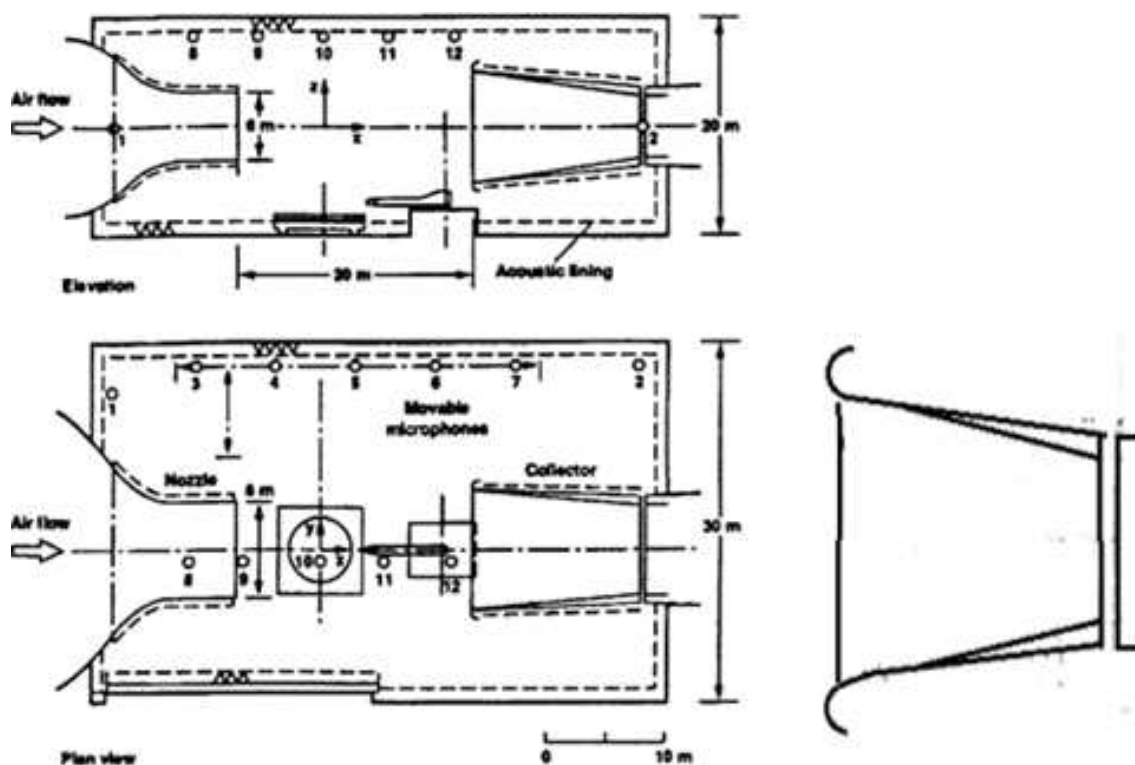


Рис. 17. Схема открытой рабочей части аэродинамической трубы DNW с беззубой камерой, справа – вход в коллектор [4]

### 3. Активные методы демпфирования пульсаций в аэродинамических трубах

В работах ЦАГИ [5,7,8,9] предлагается активный метод демпфирования низкочастотных пульсаций в дозвуковых аэродинамических трубах с открытой

**рабочей частью** - метод акустического подавления пульсаций. При использовании этого метода регулярные низкочастотные пульсации на начальном участке струи ослабляются при воздействии на струю высокочастотных акустических колебаний.

Акустический метод подавления пульсаций заключается в том, что поток в аэродинамической трубе облучается генератором звука с частотой дискретного тона, соответствующей числам Струхала  $Sh$  в диапазоне от 0,2 до 0,5.

$$Sh = \frac{f_k \cdot v}{D_c} \quad (1)$$

где  $f_k$  – частота дискретного тона, Гц;  $D_c$  – диаметр сопла, м;  $v$  – скорость потока на оси открытой рабочей части, м/с.

Акустический метод был опробован на модельных аэродинамических трубах с диаметрами сопел  $D_c=0,15$  и  $0,44$  м и послужил хорошим дополнением к пассивным методам демпфирования пульсаций. В некоторых случаях акустическим методом удалось полностью подавить пульсации давления в аэродинамической трубе. Применение акустического метода подавления пульсаций с диаметрами сопел  $D_c=1-2$  м связано с большими трудностями. С ростом диаметральных размеров и размеров трубы падает частота дискретного тона вплоть до инфразвуковой, а потребная мощность генератора звука существенно возрастает.

Требования по уменьшению уровней шума в аэродинамических трубах с **открытой рабочей частью привели к размещению этой части в безэховой камере или в рабочей камере.** Возросшие требования также привели к необходимости акустической обработки безэховой камеры и элементов аэродинамического тракта трубы, к исполнению некоторых элементов конструкции трубы с улучшенными в отношении акустики параметрами.

В последние годы наметился ещё один метод – **активный метод** (ARC – активный резонансный контроль) подавления резонансных пульсаций в камере и потоке. Метод ARC получил широкое освещение в публикациях, в частности, в работах [10-15]. Акустический метод, метод ARC, новые технологии по измерению параметров потока в аэродинамических трубах, запросы промышленности на аэродинамические исследования высоко скоростного транспорта способствовали появлению большого количества новых модельных и промышленных аэродинамических труб, и модернизации старых труб.

Существование низкочастотных пульсаций в потоке может быть связано с различными механизмами их возбуждения: механизм вынужденного возбуждения колебаний, механизм автоколебательный, и резонансные механизмы, природа которых определяется существованием резонаторов в аэродинамическом канале трубы и возбуждением в потоке пульсаций по первым двум механизмам.

Механизм вынужденного возбуждения низкочастотных пульсаций может быть связан с вращением вентилятора трубы. При этом возникают периодические пульсации давления, которые распространяются по всему контуру трубы. Частота вращения вентилятора описывается уравнением (2):

$$f_v = \frac{N \cdot n}{60} [\text{Гц}], \quad (2)$$

где  $N$  – число лопастей вентилятора;  $n$  – обороты вентилятора в минуту, 1/мин.

Другой специфичный механизм (механизм автоколебаний) возбуждения низкочастотных пульсаций в аэродинамической трубе с открытой рабочей частью – это образование вихрей Кармана на выходе из сопла. Частота этого процесса для



осесимметричных сопел в [13] определяется из следующего соотношения (3):

$$f_k = \frac{0,48v}{D_c} [\Gamma \text{ц}], \quad (3)$$

где  $D_c$  – диаметр сопла, м;  $v$  – скорость потока на оси открытой рабочей части, м/с, число Струхала  $Sh = 0,48$  (число определено в исследованиях на трубе DNW).

В предположении упрощенных моделей акустических резонансов, в аэродинамической трубе можно рассматривать несколько типов резонанса: резонанс аэродинамического тракта как резонанс в открытой с двух сторон трубе, резонанс в объёме рабочей камеры и резонанс типа резонанса Гельмгольца в объёме трубы от форкамеры до коллектора или диффузора.

Весь контур трубы или отдельные элементы контура могут действовать как органная труба. Резонансная частота такого органа  $f_{орг}$  может быть вычислена по уравнению (4) [16]:

$$f_{орг} = \frac{a}{\frac{2L_{орг}}{m} \left[ 1 - \frac{(d_n - d_k)^2}{\pi^2 m^2 d_n d_k} \right]} [\Gamma \text{ц}], \quad (4)$$

где  $L_{орг}$  – длина органной трубы, м;  $m$  – мода (число), целое  $m \geq 1$ ;  $d_n$  – параметр для конечного условия в начале трубы, м;  $d_k$  – параметр для конечного условия в конце трубы, м.

Резонансная частота акустического тракта может быть оценена по следующей формуле (5):

$$f_{p1} = \frac{m \cdot a}{2L} [\Gamma \text{ц}], \quad (5)$$

где  $m = 1, 2, 3, 4$ ;  $a$  – скорость звука, м/с;  $L$  – длина аэродинамического тракта, м.

Для оценки собственных частот рабочей камеры  $f_{p2}$  можно воспользоваться следующим соотношением: (6):

$$f_{p2} = \frac{a}{2\sqrt{\left(\frac{l_x}{n_1}\right)^2 + \left(\frac{l_y}{n_2}\right)^2 + \left(\frac{l_z}{n_3}\right)^2}} [\Gamma \text{ц}], \quad (6)$$

где  $a$  – скорость звука в воздухе,  $a = 340$  м/с;  $l_x, l_y, l_z$  – геометрические размеры рабочей камеры, м;  $n_1, n_2, n_3$  – моды естественной частоты, целые величины  $\geq 1$ .

Сопло (сопло + форкамера) и открытую рабочую часть можно рассматривать как генератор Гельмгольца. Для такого генератора резонансная частота оценивается по следующему соотношению (7) [13, 14]:

$$f_{\Gamma} = \frac{a \cdot D_{гид}}{4\pi} \sqrt{\frac{\pi}{V \left( L_c + \pi \frac{D_{гид}}{4} \right)}} [\Gamma \text{ц}], \quad (7)$$

где  $a$  – скорость звука в воздухе,  $a = 340$  м/с;  $D_{гид}$  – гидравлический диаметр, м;  $L_c$  – длина сопла, м;  $V$  – объём рабочей части, м<sup>3</sup>.

Схема ARC – системы показана на рисунке 18. В состав системы входят микрофон, установленный в рабочей камере, динамик, размещённый в канале аэродинамической трубы и комплект аппаратуры для спектрального анализа пульсаций давления и управления генератором звука (динамиком).

За более подробными комментариями и разъяснениями по методу ARC можно обратиться к работе [15]. В работе рассмотрены испытания метода ARC на масштабной модели IVK 1:4 аэродинамической труба в Штутгарте (IVK-MWT), см. рисунок 19.

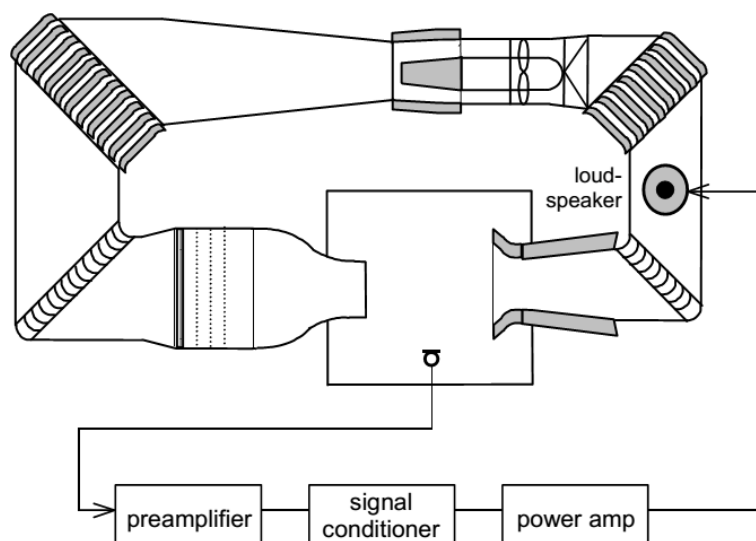


Рис. 18. Схема ARC- системы [15]

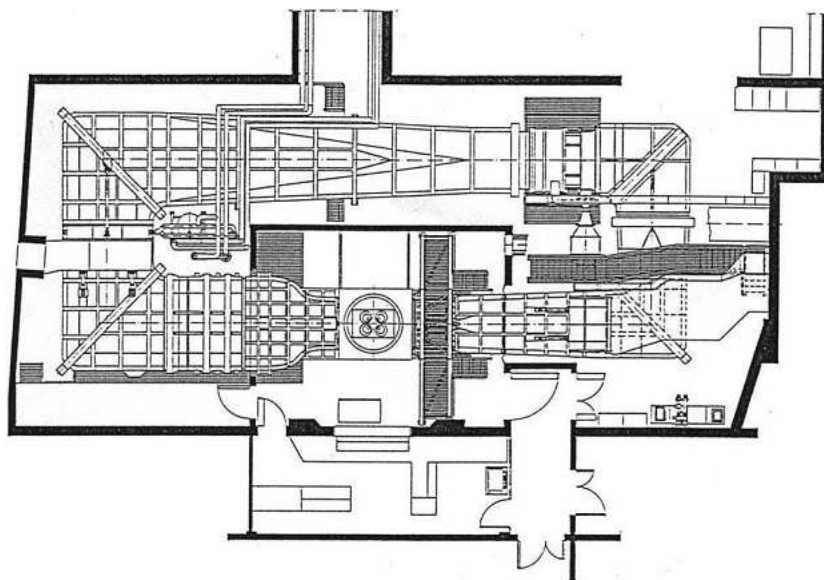


Рис. 19. Схема аэродинамической трубы IVK-MWT [15]

Аэродинамическая труба IVK-MWT:

- сопло 1,565 м шириной и 1,055 м высотой, гидравлический диаметр 1,26 м;
- длина рабочей части 2,585 м;
- длина обратного канала (от плоскости входа коллектора через вентилятор к выходному сечению сопла)  $L = 47,4$  м;
- длина обратного канала (от плоскости входа коллектора через вентилятор к выходному сечению сопла)  $L = 47,4$  м;
- размеры рабочей камеры:  $l_x - 8,75$  м;  $l_y - 6,85$  м;  $l_z - 4,37$  м;
- скорость потока 280 км/ч (77,8 м/с).

Для испытаний метода ARC аэродинамическая труба IVK-MWT была подготовлена с максимально возможным уровнем пульсаций давления: убраны пластины на срезе сопла и закрыты демпфирующие отверстия между коллектором и диффузором.

На первом этапе измерялись амплитуды пульсаций в камере без установленной в ней модели при скорости потока от 120 до 280 км/ч с шагом 10 км/ч (от 33,3 м/с до 77,8 м/с с шагом 2,78 м/с). Микрофон располагался вне потока в углу камеры.

На рисунке 20 показана 3-d картина частотных спектров в яркостном представлении в зависимости от скорости потока. Уровни звукового давления дискретных тонов закодированы в серые и темные цвета. Тёмный цвет указывает на высокий уровень звукового давления, об этом свидетельствуют четыре тёмные полосы 18 Гц, 22 Гц, 39 Гц и 42 Гц. Протяжённость этих полос значительна по ординате скоростей.

На этом же рисунке 20 нанесены линии  $Sh = 0,3$ ,  $Sh = 0,4$  и  $Sh = 0,5$ , а также параллельно оси абсцисс показаны частоты мод, которые рассчитывались по формуле (6).

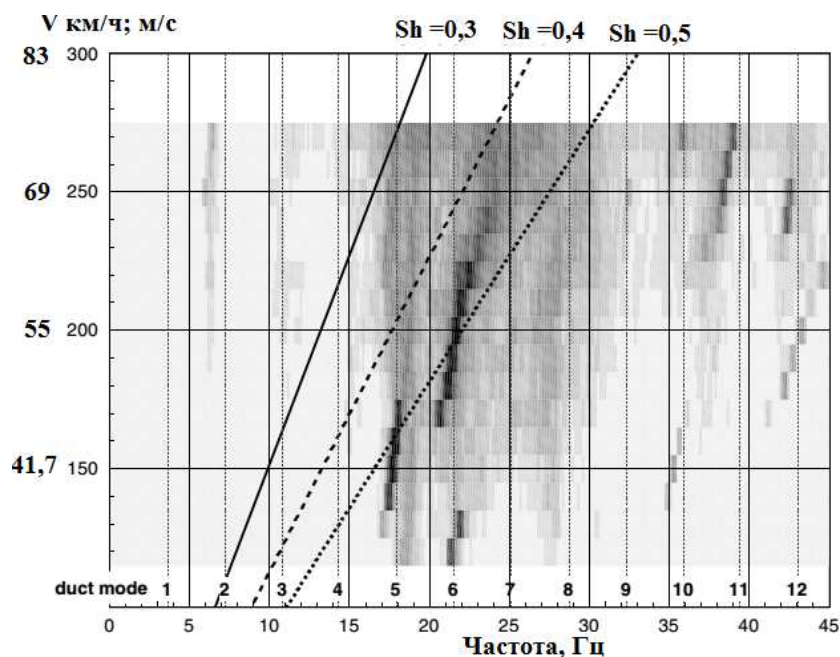


Рис. 20. 3-d картина частотных спектров в яркостном представлении [15]

Из картины частотных спектров рисунка 20 можно сделать вывод, что резонансные частоты не связаны с образованием вихрей Кармана на выходе из сопла.

На рисунке 21 показаны спектральные характеристики пульсаций давления, соответственно рисунку 20. Полоса пропускания  $f = 0,156$  Гц.

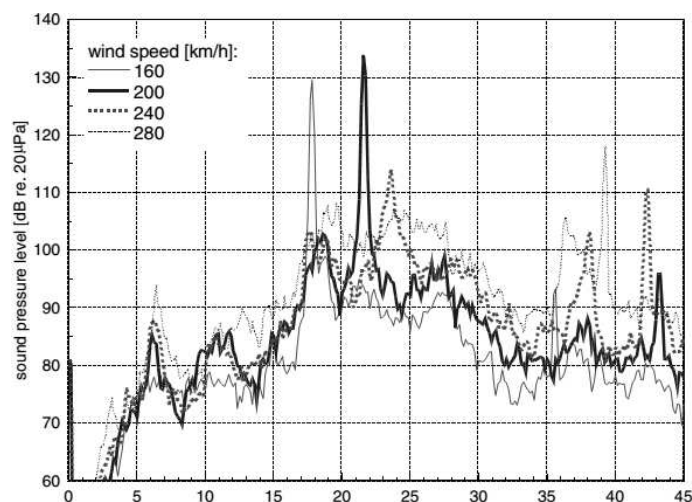


Рис. 21. Спектральные характеристики пульсаций давления [15]

В зависимости от скорости потока в рабочей камере наблюдаются дискретные

тона значительной амплитуды. Метод ARC направлен на снижение амплитуд данных дискретных тонов.

В условиях отсутствия потока в аэродинамической трубе метод ARC нагрузкой аэродинамического тракта широкополосным шумом позволяет определить резонансные частоты рабочей камеры и сравнить получаемые значения частот с расчётом частот по соотношению (6). Пример оценки резонансных частот показан на рисунке 22.

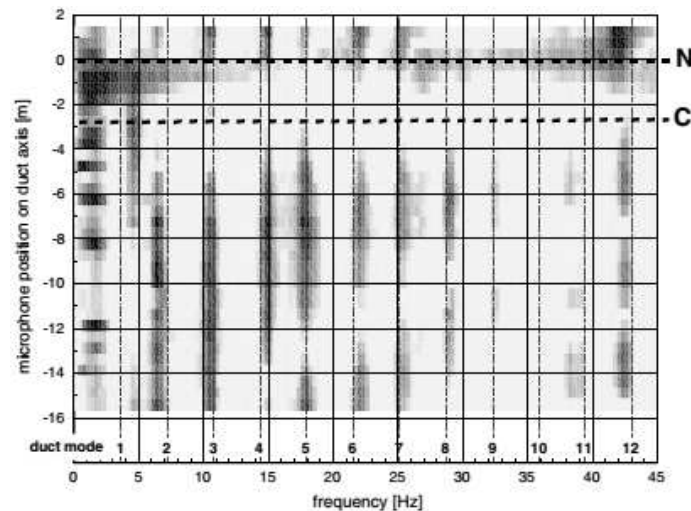


Рис. 22. Уровни звукового давления вдоль оси трубы без подачи. Горизонтальные линии: положение сопла (N) и коллектора (C) [15]

Метод ARC требует индивидуального подхода для оригинальных в своём исполнении аэродинамических труб. В частности, для испытаний метода ARC в аэродинамической трубе IVK-MWT были установлены вертикально тонкие щитки за выходным сечением сопла по обе его стороны. Щитки были соединены с помощью приводов с мембранами динамиков. Таким образом, обеспечено почти плоское смещение щитков в вертикальной плоскости под воздействием мембраны динамиков. Тем самым обеспечено воздействие на образование вихревых структур на срезе сопла.

Результаты по измерению уровней звукового давления в рабочей камере при различном возбуждении щитков показаны на рисунке 23 для скорости потока 200 км/ч.

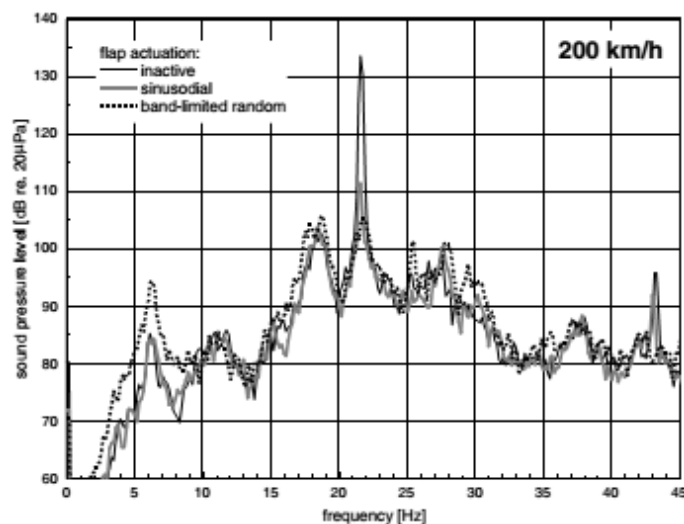


Рис. 23. Уровни звукового давления с различным возбуждением щитков [15]

«Inactive»: щитки установлены, но сигнал на приводы не подается; «синусоид»: шум с частотой 21,5 Гц, амплитуда щитка 12 мм; «band-limited random» полосный случайный шум, центральная частота 21,5 Гц, полоса пропускания 10 Гц.

Таким образом, показана эффективность активного метода ARC в подавлении низкочастотных пульсаций давления в аэродинамических трубах с открытой рабочей частью в рабочей камере.

### Заключение

Выполненный обзор работ по демпфированию пульсаций давления в дозвуковых аэродинамических трубах с открытой рабочей частью позволяет определить механизм пульсаций давления в аэродинамической трубе. В работах механизм пульсаций рассматривается как автоколебательный процесс, основным элементом которого является периодическое вихреобразование на границе струи в открытой рабочей части и удары вихрей о кромку диффузора. Акустические колебания в закрытой части трубы регулируют периодическое вихреобразование, тем самым колебания поддерживаются незатухающими.

Из этой картины, как следует из работ, были намечены пути устранения автоколебаний:

1. Ослабление возмущений, создаваемых ударами вихрей в закрытых участках трубы; здесь необходимо размещать у входа в диффузор устройства (дефлектор или коллектор) и выполнить сквозные отверстия в стенке диффузора.

2. Создание препятствий периодическому образованию кольцевых вихрей на границе свободной струи; здесь необходимо устанавливать специальные устройства у кромки сопла.

3. Внесение большого затухания в среду, совершающую колебания; здесь необходимы устройства в закрытых участках трубы.

К сожалению, намеченные и реализованные пути устранения пульсаций способствуют устранению пульсаций в диапазоне скоростей потока до 40 м/с и снижают амплитуды пульсаций давления при превышении скорости потока в 40 м/с. Кроме того, анализ экспериментальных результатов не позволяет определить положение дефлектора по отношению к входному сечению диффузора.

Нам представляется, что механизм пульсаций давления в аэродинамической трубе может также определяться развитием автоколебательного процесса в полости диффузора от его входного сечения до сечения с лопастями вентилятора. Полость диффузора можно рассматривать как полость четверть – волнового генератора Гартмана. В связи с предположением о существовании данного механизма в развитии инфразвуковых пульсаций давления в аэродинамической трубе требуется расширить объём исследований и сформулировать новую задачу.

1. Исследование газодинамики и акустики генераторов Гартмановского типа в режимах взаимодействия с полостью генератора как дозвуковых, так и сверхзвуковых струй.

Выполнение исследований по п. 1 позволит перейти к решению следующей задачи:

2. Исследование инфразвуковых пульсаций давления в аэродинамических трубах; разработка пассивных методов демпфирования этих пульсаций.

Демпфирование пульсаций давления инфразвукового диапазона не является конечной задачей настоящего исследования. Конечной задачей является снижение турбулентности потока в открытой рабочей части до значений, соответствующих превосходному качеству потока в аэродинамических трубах, таких как DNW в Европе.

Достижимые уровни турбулентности потока в дозвуковых аэродинамических трубах иллюстрируются рисунком 24.

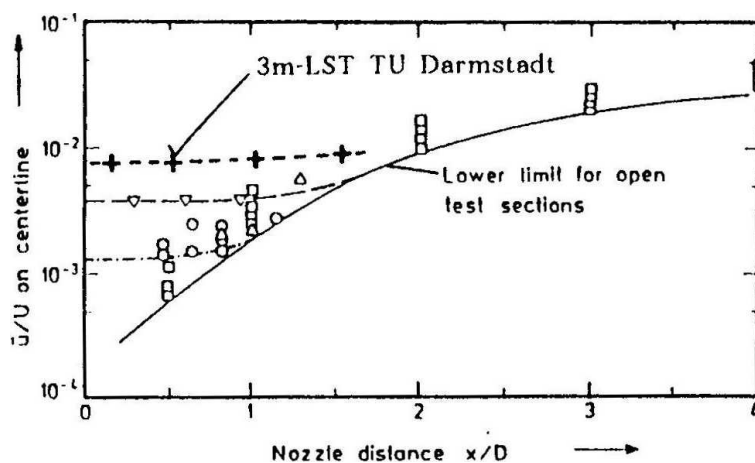


Рис. 24. Средний уровень турбулентности потока на оси некоторых аэродинамических труб с открытой рабочей частью [4]

Представляется, что пределом уровня турбулентности являются значения уровня, получаемые в эталонной дозвуковой струе, с правильно выполненными конструктивными элементами аэродинамического тракта.

При положительном решении поставленной 2-ой задачи возможно решение 3-ей задачи:

1. Исследование режимных параметров качества потока в открытой рабочей части, оценка влияния определяющих конструктивных параметров на режимные параметры.

В результате обзора исследовательских работ определены требования к экспериментальному и вспомогательному оборудованию.

Измерительный комплекс должен обеспечивать:

2. Многоточечное измерение датчиками пульсаций давления акустического диапазона в открытой рабочей части, в различных сечениях аэродинамического тракта, на поверхностях аэродинамических моделей; последующий спектральный анализ сигналов датчиков, тарировку датчиков давления.

3. Многоточечное измерение малых дифференциальных стационарных давлений в открытой рабочей части и на поверхностях аэродинамических моделей интеллектуальными преобразователями; тарировку интеллектуальных преобразователей давления.

4. Термоанемометрические измерения турбулентных пульсаций скорости потока в открытой рабочей части, а также за аэродинамическими моделями.

### Список литературы

1. Баулин К.К., Астабатьян С.Г., Крашенинников Ф.Н. Исследование аэродинамических труб с открытой рабочей частью // Труды ЦАГИ. – 1932. Вып. 140.
2. С.П. Стрелков, Г.А. Бендриков, Н.А. Смирнов. Пульсации в аэродинамических трубах и способы демпфирования их.- Тр. ЦАГИ. – 1946. - № 593. - 56с.
3. Абрамович Г.Н. Турбулентные свободные струи жидкостей и газов. М. – Л., Гостехтеоретиздат, 1948. - 288с.

4. G.S. Manuel, John K. Molloy. Effect of Collector Configuration on Test Section Turbulence Levels in an Open-Jet Wind Tunnel. NASA Technical Memorandum. 4333, 1992. - 20p.
5. P.T. Soderman, L.E. Olsen. The Design of Test-Section Inserts for Higher Speed Aeroacoustic Testing in the Ames 80-by 120 Foot Wind Tunnel. NASA Technical Memorandum 103915, 1992. - 11p.
6. Л.А. Белополюская, В.К. Брейтвет, А.В. Зосимов, Е.Б. Тимофеев. К акустическому подавлению автоколебаний в аэродинамической трубе с открытой рабочей частью. Учёные записки ЦАГИ, т. XVI. -1985. - № 4. - с. 65-72.
7. James C.Yu. A. Louis Abrahamson. Acoustic Treatment of the NASA Langley 4-by 7-meter Tunnel: A Feasibility Study. NASA Technical Paper 2563, 1986. - 36p.
8. В.А. Вишняков, А.Г. Прозоров. Исследование самовозбуждения колебаний в потоке в аэродинамической трубе и возможности его предотвращения. Учёные записки ЦАГИ, т. XXIII. - 1992. - № 4. - с. 17-69.
9. В.А. Вишняков, А.Г. Прозоров. Возбуждение пульсаций скорости и шума в аэродинамической трубе. МЖГ № 4, 1992. - с. 165-172.
10. Гиневский – Режим доступа. – URL: [http://www.tsagi.ru/experimental\\_base/](http://www.tsagi.ru/experimental_base/)
11. R. Blumrich, J. Wiedemann. Design of Automotive Aeroacoustic Wind Tunnels. FKFS, PfaffenWaldring 12, 70569 Stuttgart GERMANY
12. M. Rennie, M-S Kim, J-H Lee, J-D Lee. Suppression of Open-Jet Pressure Fluctuation in the Hyundai Aeroacoustic Wind Tunnel, 2004. - 16p.
13. F. Evert, H. Miehling. Active Control of the Audi aero-acoustic wind tunnel (AAWT). CFA/DAGA04, 22-25/03/2004. - 2p.
14. G. Wickern, W. von Heesen, S. Wallmann. Wind Tunnel Pulsations and their Active Suppression. 2000-01-0869
15. P. Waudby-Smith, R. Ramakrishna Wind Tunnel Resonances and Helmholtz Resonators. Canadian Acoustic/Acoustique canadienne. Vol. No. 1 (2007). - p. 3-11.
16. W. von Heesen, M. Hopfer. Suppression of Wind Tunnel Buffeting by Active Flow Control, 2004-01-0805.11p.
17. Batchelor G.K. Sound in Wind Tunnels. ACA-18. - 1945.

УДК 534.138  
OECD 01.03.AA

## Ячеечные модели суспензий цилиндрических частиц при разных граничных условиях

Казаков Л.И.

К.ф.-м.н., ведущий научный сотрудник, Тихоокеанский океанологический институт им. В.И. Ильичёва ДВО РАН, г. Владивосток

### Аннотация

Приведены акустические характеристики ячейчных моделей суспензий цилиндрических частиц для четырех граничных условий на поверхности ячейки и произвольных объемных концентраций частиц. Теория применена к расчету волокнистых звукоизолирующих и звукопоглощающих материалов. Показаны примеры расчета звукопоглощающей способности слоев стекловаты.

**Ключевые слова:** ячейчные модели суспензий, цилиндрические частицы, граничные условия, вязкие потери, волокнистые звукопоглотители, низкочастотное приближение.

### *Cellular models of cylindrical particle suspensions under different boundary conditions*

*Kazakov L.I.*

*K. F.-M. N., leading researcher, Pacific Oceanological Institute named after V. I. Il'ichev FEB RAS, Vladivostok 9*

### **Abstract**

*Given the acoustic characteristics of the cell models of suspensions of cylindrical particles for the four boundary conditions on the surface of the cell and an arbitrary volume concentration of particles. The theory is applied to the calculation of fibrous sound-insulating and sound-absorbing materials. Examples of calculation of sound-absorbing ability of glass wool layers are shown.*

**Key words:** *cellular models of suspensions, cylindrical particles, boundary conditions, viscous losses, fibrous sound absorbers, the low-frequency approximation.*

### **Введение**

Основные сведения о медленных (“ползущих”) течениях вязкой жидкости в ячейчных моделях суспензий изложены в книге [1]. Ячеечные модели эмульсий сферических и цилиндрических включений с четырьмя вариантами граничных условий на поверхности ячеек для гармонических колебаний и вязких потерь исследованы в работах [2] и [3] (для сферических капель), где, однако, получены лишь низко- и высокочастотные приближения. Ниже приведены полные выражения акустических характеристик суспензий с цилиндрическими частицами, пригодные для любых частот и концентраций.



## 1. Акустические характеристики

В рассматриваемом случае при плотнейшей упаковке одинаковых ячеек каждая из них ограничена шестигранной поверхностью, которую в расчетах приближенно заменяют цилиндрической с радиусом  $R_1$ . Цилиндрическая частица, расположенная по центру ячейки, имеет радиус  $R$ . Значение  $R_1$  выбирают из условия  $\varepsilon = \xi^2$ , где  $\varepsilon$  – объемная концентрация частиц в суспензии,  $\xi = R/R_1$ . Полагаем, что звуковая волна частотой  $\omega$  распространяется в суспензии перпендикулярно цилиндрическим частицам, а длина её намного превышает размер ячейки. Это дает основание считать ячеечную суспензию “микронеоднородной” средой с эффективными плотностью  $\tilde{\rho}$  (кг/м<sup>3</sup>), сжимаемостью  $\tilde{k}$  (Па<sup>-1</sup>), скоростью звука  $\tilde{c}$  (м/с), волновым числом  $\tilde{\kappa}$  (м<sup>-1</sup>) [4, с.56,57]. Ввиду неизбежных вязких и тепловых потерь при механических колебаниях, все эффективные параметры дисперсной среды предстают комплексными<sup>1</sup> и частотнозависимыми, причем оба эти свойства взаимно обусловлены [2, с. 65], [5].

Будем учитывать только вязкие потери, пренебрегая тепловыми, следствием чего явится вещественность эффективной сжимаемости среды [4, с. 57]:

$$\tilde{k} = k'\xi^2 + k(1 - \xi^2)$$

где  $k'$ (Па<sup>-1</sup>) – сжимаемость частицы<sup>2</sup>,  $k$  (Па<sup>-1</sup>) – сжимаемость жидкости. Эффективная же плотность дисперсной среды – величина комплексная и выражается формулой [2], [6]:

$$\tilde{\rho} = \tilde{\rho}_1 + i\tilde{\rho}_2 = \rho \left( 1 + \zeta \xi^2 \frac{U}{V} \right), \quad (1)$$

откуда

$$\tilde{\rho}_1 = \rho \left( 1 + \zeta \xi^2 \operatorname{Re} \frac{U}{V} \right), \quad \tilde{\rho}_2 = \rho \zeta \xi^2 \operatorname{Im} \frac{U}{V}, \quad (2)$$

где  $\rho$  (кг/м<sup>3</sup>) – плотность жидкости,  $\zeta = \frac{\rho'}{\rho} - 1$ ,  $\rho'$  кг/м<sup>3</sup> – плотность частицы,  $U$  (м/с) – комплексная амплитуда колебательной скорости частицы,  $V$  (м/с) – задаваемая амплитуда скорости полюсов ячейки. Отличие отношения этих скоростей от единицы вызвано разностью плотностей компонентов суспензии, вязкостью жидкости  $\eta$  (Па·с) и величиной  $\xi$ .

Комплексную скорость звука  $\tilde{c}$  (м/с) в суспензии и волновое число плоской звуковой волны  $\tilde{\kappa}$  (м<sup>-1</sup>) определим, как обычно [4, с. 28]:

$$\tilde{c} = \frac{1}{\sqrt{\tilde{k}\tilde{\rho}}}, \quad \tilde{\kappa} = \frac{\omega}{\tilde{c}} = \omega \sqrt{\tilde{k}\tilde{\rho}}.$$

Для компонент волнового числа найдем [7, с. 19]:

$$\tilde{\kappa} = \tilde{\kappa}_1 + i\tilde{\kappa}_2 = \frac{\omega}{\tilde{c}_\Phi} + i\tilde{\kappa}_2 = \frac{\omega \sqrt{\tilde{k}}}{\sqrt{2}} \left( \sqrt{\sqrt{\tilde{\rho}_1^2 + \tilde{\rho}_2^2} + \tilde{\rho}_1} + i \sqrt{\sqrt{\tilde{\rho}_1^2 + \tilde{\rho}_2^2} - \tilde{\rho}_1} \right)$$

где

$$\tilde{c}_\Phi = \left[ \frac{\tilde{k}}{2} \left( \sqrt{\tilde{\rho}_1^2 + \tilde{\rho}_2^2} + \tilde{\rho}_1 \right) \right]^{-1/2}, \quad \text{м/с} -$$

<sup>1</sup>Временную зависимость величин определим множителем  $e^{-i\omega t}$  где  $i$  – мнимая единица,  $t$  (с) – время.

<sup>2</sup>Все параметры частицы отмечены штрихами.

фазовая скорость звука в суспензии;

$$\tilde{\kappa}_2 = \omega \sqrt{\frac{\tilde{k}}{2} \left( \sqrt{\tilde{\rho}_1^2 + \tilde{\rho}_2^2} - \tilde{\rho}_1 \right)}, \text{ м}^{-1} -$$

амплитудный коэффициент поглощения звука в множителе  $e^{-\tilde{\kappa}_2 x}$  определяющем убывание амплитуды колебаний с расстоянием  $x$  (м).

Мнимая часть  $\tilde{\rho}_2$  (кг/м<sup>3</sup>) комплексной плотности обусловлена вязкими потерями в ячеечной среде и их определяет. В жидкостной суспензии эти потери на длине звуковой волны обычно малы. Это означает, что  $\tilde{\rho}_2 \ll \tilde{\rho}_1$  т.е. велика добротность среды

$$Q = \frac{\tilde{\rho}_1}{\tilde{\rho}_2} = \frac{1 + \zeta \xi^2 \text{Re} \frac{U}{V}}{\zeta \xi^2 \text{Im} \frac{U}{V}}. \quad (3)$$

Тогда имеет место приближение:

$$\tilde{\kappa} = \tilde{\kappa}_1 + i\tilde{\kappa}_2 = \frac{\omega}{\tilde{c}_\Phi} + i\tilde{\kappa}_2, \text{ м}^{-1},$$

где

$$\tilde{c}_\Phi \approx \frac{1}{\sqrt{\tilde{k}\tilde{\rho}_1}}, \text{ м/с}, \quad \tilde{\kappa}_2 \approx \frac{\omega}{2\tilde{c}_\Phi Q}, \text{ м}^{-1}.$$

Таким образом, чтобы вычислить эффективные комплексные параметры дисперсной среды – плотность  $\tilde{\rho}(\omega)$ , фазовую скорость звука  $\tilde{c}_\Phi(\omega)$ , волновое число  $\tilde{\kappa}(\omega)$  – необходимо знать отношение скоростей  $U/V$ .

Один из недостатков ячеечной модели дисперсной среды: неизвестно, как задать граничное условие для тангенциальной скорости  $V_\Theta$  жидкости на поверхности ячейки. Ниже рассмотрены четыре известных варианта граничных условий (пронумерованы):

1.  $n = 0$ : жесткая, бесконечно тонкая и легкая оболочка ячейки [1, с. 152, 518];
2.  $n = 1$ : условие Квашнина  $\partial V_\Theta / \partial r = 0$  при  $r = R_1$ , т.е. минимум тангенциальной скорости по радиальной координате [8, с.154];
3.  $n = 2$ : условие Хаппеля  $\sigma_{\Theta r}(R_1, \Theta) = 0$ , т.е. обращение в нуль касательных напряжений на границе ячейки [1, с. 447];
4.  $n = 3$ : условие Кувабары  $\text{rot} V(R_1, \Theta) = 0$ , т.е. отсутствие завихренности течения на границе ячейки [1, с. 450], [9].

Можно показать [6], что при медленных течениях в ячеечной модели эмульсии с цилиндрическими включениями для удовлетворения принципу минимума вязких потерь [10 с. 49] необходимо и достаточно, чтобы ячейки были окружены жесткими оболочками. В остальном перечисленные граничные условия, установленные эвристическим путем, имеют лишь интуитивные "правдоподобные" обоснования и "рассудить" их сможет только опыт.

Отношение скоростей в (1), (2) для разных граничных условий представим в виде:

$$\frac{U}{V} = \frac{1}{1 - p_n(z)}, \quad n = 0, 1, 2, 3, \quad (4)$$

где

$$z = \frac{i^{1/2} \alpha}{\sqrt{2} \xi}$$

$$\alpha = \sqrt{\frac{\omega \rho}{2\eta}} 2R = \frac{2R}{\delta_{\text{вязк}}},$$

$\delta_{\text{вязк}} (м)$  – глубина проникновения вязкой волны в жидкость,

$$\begin{aligned} p_0 &= \zeta \left[ \frac{F(z)}{G(z)} - \vartheta(\xi) \right], \quad p_1 = \zeta \left[ \frac{F(z) + A(z)}{G(z) + B(z)} - \vartheta(\xi) \right], \\ p_2 &= \zeta \left[ \frac{F(z) + \frac{A(z)}{2}}{G(z) + \frac{B(z)}{2}} - \vartheta(\xi) \right], \quad p_3 = \zeta \left[ \frac{A(z)}{B(z)} - \vartheta(\xi) \right], \\ \vartheta(\xi) &= \frac{1 - \xi^2}{2}, \end{aligned} \quad (5)$$

$$F(z) = [N_2(z) - \xi^2 N_2(\xi z)] \left[ \frac{J_1(z)}{z} - \frac{J_1(\xi z)}{\xi z} \right] - [J_2(z) - \xi^2 J_2(\xi z)] \left[ \frac{N_1(z)}{z} - \frac{N_1(\xi z)}{\xi z} \right],$$

$$G(z) = J_2(z)N_2(\xi z) - J_2(\xi z)N_2(z), \quad (6)$$

$$A(z) = \frac{1}{\xi} [N_1(z)J_1(\xi z) - J_1(z)N_1(\xi z)],$$

$$B(z) = z [N_1(z)J_2(\xi z) - J_1(z)N_2(\xi z)],$$

$J_m(z), N_m(z)$  – функции  $m$ -го порядка Бесселя и Неймана.

Используя известные представления бесселевых функций рядами [11], получим при

$$D = |z^2| = \frac{\alpha^2}{2\xi^2} = \frac{1}{2} \left( \frac{2R_1}{\delta_{\text{вязк}}} \right)^2 \ll 1, \quad (7)$$

когда вязкая волна заполняет всю ячейку и поэтому важны условия на её границах, низкочастотные приближения

$$p_n = i \frac{\zeta \alpha^2}{8} \cdot \frac{\varphi'_n(\xi)}{\Psi'_n(\xi)}, \quad (8)$$

где

$$\varphi'_0(\xi) = (1 - \xi^4) \ln \frac{1}{\xi} - (1 - \xi^2)^2, \quad \Psi'_0(\xi) = 1 - \xi^4, \quad *)$$

$$\varphi'_1(\xi) = \left( 1 + \frac{\xi^4}{3} \right) \ln \frac{1}{\xi} - \frac{2}{3}(1 - \xi^2), \quad \Psi'_1(\xi) = 1 + \frac{\xi^4}{3},$$

$$\varphi'_2(\xi) = (1 + \xi^4) \ln \frac{1}{\xi} - \frac{1}{2}(1 - \xi^4), \quad \Psi'_2(\xi) = 1 + \xi^4, \quad *)$$

$$\varphi'_3(\xi) = \ln \frac{1}{\xi} - \frac{1}{4}(1 - \xi^2)(3 - \xi^2), \quad \Psi'_3(\xi) = 1; \quad *)$$

здесь отмечены известные из литературы соотношения [1].

Если  $\zeta \sim 1$ , что имеет место для жидкостных суспензий, то в низкочастотном приближении  $|p_n| \ll 1$ , вследствие чего

$$\frac{U}{V} \approx 1 + p_n = 1 + i \frac{(\rho' - \rho)\omega R^2}{4\eta} \cdot \frac{\varphi'_n(\xi)}{\Psi'_n(\xi)},$$

$$\tilde{\rho}_1(\omega) \approx \tilde{\rho}(0) = \rho(1 - \varepsilon) + \rho'\varepsilon, \quad \text{кг/м}^3, \quad (9)$$

$$\tilde{c}_\Phi(\omega) \approx \tilde{c}_\Phi(0) = \frac{1}{\sqrt{(k(1-\varepsilon) + k'\varepsilon)(\rho(1-\varepsilon) + \rho'\varepsilon)}}, \text{ м/с,}$$

$$\tilde{\kappa}_2(\omega) = \frac{\varepsilon(\rho' - \rho)^2 \omega^2 R^2}{8\eta\tilde{\rho}(0)\tilde{c}_\Phi(0)} \cdot \frac{\varphi'_n(\xi)}{\Psi'_n(\xi)}, \text{ М}^{-1}.$$

Условие  $|p_n| \ll 1$  обеспечивает почти полное увлечение ( $U \approx V$ ) относительно легкой частицы силами вязкости в жидкости.

Высокочастотные приближения получим, применив асимптотические разложения бесселевых функций в (6) при

$$|z| = \frac{\sqrt{2}R_1}{\delta_{\text{вязк}}} \gg 1 \quad (10)$$

и рекуррентные соотношения для них [7, с. 163], [11, с. 415,449]:

$$p_0(y) = \frac{\zeta}{2} \left[ \frac{H_0^{(1)}(y)}{H_2^{(1)}(y)} + \xi^2 + i \frac{2\xi^3}{y} \right], \quad p_n(y) = \frac{\zeta}{2} \left[ \frac{H_0^{(1)}(y)}{H_2^{(1)}(y)} + \xi^2 \right], \quad n = 1, 2, 3, \quad (11)$$

где  $y = \xi z = (1+i)\alpha/2$ ,  $H_V^{(1)}(y)$  – функции Ханкеля [11, с.434].

При  $\xi \ll 1$  из (4) и (11) следует отношение скоростей для одиночной цилиндрической частицы:

$$\frac{U}{V} = \frac{1}{1 - \frac{\zeta H_0^{(1)}(y)}{2 H_2^{(1)}(y)}}.$$

Это аналог известной (для сферических частиц) формулы Кёнига (W. Köpfig, 1891 г.) [6].

Если выполнено условие (10), то можно считать, что частицы суспензии не взаимодействуют друг с другом, располагаются в пространстве произвольно, что снимает вопрос о граничных условиях, как видно из выражений (11). Величина  $2R_1$  (м) имеет тогда смысл среднего расстояния между частицами. Это дает возможность расчета акустических характеристик полидисперсных суспензий любых концентраций, совместных с условием (10).

При  $|y| = \frac{\sqrt{2}R}{\delta_{\text{вязк}}} \gg 1$ , когда затухающая вязкая волна сосредоточена в тонком слое у поверхности частицы ("скин-эффект") и не доходит до границ ячейки, имеем:

$$\frac{H_0^{(1)}(y)}{H_2^{(1)}(y)} \approx -1 + i \frac{2}{y}.$$

Тогда

$$p_n \approx -\frac{\zeta}{2}(1 - \xi^2) + \frac{(1+i)\zeta a_n(\xi)}{\alpha}, \quad a_0 = 1 + \xi^3, \quad a_1 = a_2 = a_3 = 1,$$

$$\frac{U}{V} \approx \frac{1}{1 + \frac{\zeta}{2}(1 - \xi^2)} \left\{ 1 + \frac{\zeta a_n(\xi)}{\alpha [1 + \frac{\zeta}{2}(1 - \xi^2)]} + i \frac{\zeta a_n(\xi)}{\alpha [1 + \frac{\zeta}{2}(1 - \xi^2)]} \right\}, \quad (12)$$

$$\tilde{\rho}_1(\omega) \approx \tilde{\rho}(\infty) = \rho \frac{1 + \frac{\zeta}{2}(1 + \xi^2)}{1 + \frac{\zeta}{2}(1 - \xi^2)}, \text{ кг/м}^3, \quad \tilde{\rho}_2(\omega) \approx \frac{\rho \zeta^2 \xi^2 a_n(\xi)}{\alpha(\omega) [1 + \frac{\zeta}{2}(1 - \xi^2)]}, \text{ кг/м}^3,$$

$$\tilde{\kappa}_2(\omega) \approx \frac{\zeta^2 \xi^2 \sqrt{\rho \eta \omega} a_n(\xi)}{2\sqrt{2} [1 + \frac{\zeta}{2}(1 - \xi^2)]^2 \tilde{\rho}(\infty) \tilde{c}_\Phi(\infty) R}, \text{ м}^{-1}, \quad \tilde{c}_\Phi(\infty) = \frac{1}{\sqrt{\tilde{k} \tilde{\rho}(\infty)}}, \text{ м/с}.$$

Видим, что при  $\xi^3 \ll 1$  формулы (12) для всех граничных условий одинаковы, как и должно быть. В этом случае увлечение частицы силами вязкости неполное.

Акустические характеристики (3), (9), (12) жидкостных суспензий цилиндрических частиц весьма сходны с таковыми для суспензий сферических частиц при одних и тех же диаметрах частиц и их объемных концентрациях [6].

## 2. Волокнистые звукопоглотители

Наиболее интересное применение изложенной теории – это расчет акустических свойств множества пористоволокнистых материалов (войлок, стекловата, металлические волокна и т.п.), широко используемых в целях звукоизоляции и звукопоглощения [12], [13]. В таких "суспензиях" жидкость замещена воздухом, и поэтому параметр  $\zeta \gg 1$ . Полученные при выполнении условия (7) простые формулы (8) низкочастотного приближения успешно аппроксимируют сложные "точные" формулы (5), (6) в широком диапазоне звуковых частот. Об этом можно судить, вычислив модуль отношения точных и приближенных значений  $p_n$ :

$$S_n = \left| \frac{p_n(5)}{p_n(8)} \right| \leq 1. \quad (13)$$

В наиболее интересных случаях показатель  $S_n$  весьма близок к единице, что сильно упрощает теорию и повышает скорость вычислений. При этом условие (7) обычно не обязательно выполняется, т.е. оно является только достаточным для справедливости низкочастотного приближения, но не необходимым. В примерах будут указаны характерные значения  $S_n$  и  $D$ .

Условие  $|p_n| \ll 1$  почти полного увлечения частицы силами вязкости, необходимое для справедливости выражений (9), выполняется лишь на достаточно низких частотах.

Ниже представлены расчетные акустические характеристики слоев стекловаты с параметрами:  $\rho = 1,205 \text{ кг/м}^3$ ,  $c = 343,1 \text{ м/с}$ ,  $k = 7,05 \cdot 10^{-6} \text{ Па}^{-1}$ ,  $\eta = 1,81 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$  (воздух при  $20^\circ \text{ С}$ ,  $1 \text{ атм}$ );  $\rho' = 2,45 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ ,  $c' = 4 \cdot 10^3 \text{ м/с}$ ,  $k' = 2,55 \cdot 10^{-11} \text{ Па}^{-1} \ll k$  (стекловата). Отсюда:  $\zeta = \rho'/\rho - 1 = 2032 \gg 1$ ,  $\tilde{k} \approx k(1 - \xi^2)$ . На рисунках соответствие кривых граничным условиям такое: — — — —  $n = 0$ ; ●●● —  $n = 1$ ; — — — —  $n = 2$ ; - · - · -  $n = 3$ . Низкочастотное приближение для  $n = 0$  отмечено тонкой сплошной кривой. Такая кривая отчетливо видна лишь на рисунке 2, специально рассчитанном для её проявления до частоты  $100 \text{ кГц}$ . В других случаях приближенные кривые практически сливаются с точными.

На рисунке 1 приведены расчетные кривые затухания  $A_n(\varepsilon) = 8,686 \tilde{\kappa}_n(\varepsilon)$  (дБ/м) звука частотой  $f = 1 \text{ кГц}$  в стекловате с частицами диаметром  $2R = 20 \text{ мкм}$  в зависимости от объемной концентрации частиц  $\varepsilon = \xi^2$ . Для  $\varepsilon = 0,035 S_0 = 0,9991$ ,  $D = 1,195$ ; для  $\varepsilon = 0,1$ ,  $S_0 = 0,99991$ ,  $D = 0,418$ . Как видно, затухание весьма велико, что говорит о высокой звукоизолирующей способности такого материала.

Рисунок 2 представляет для разных граничных условий частотный ход затухания  $A_n(f)$  (дБ/см) звука в стекловате с  $\varepsilon = 0,01$  (пористость 99%) и  $2R = 6 \text{ мкм}$ . На частоте  $1 \text{ кГц}$   $S_0 = 0,9992$ ,  $D = 0,376$ ; при  $f = 10 \text{ кГц}$   $S_0 = 0,9925$ ,  $D = 3,76$ .

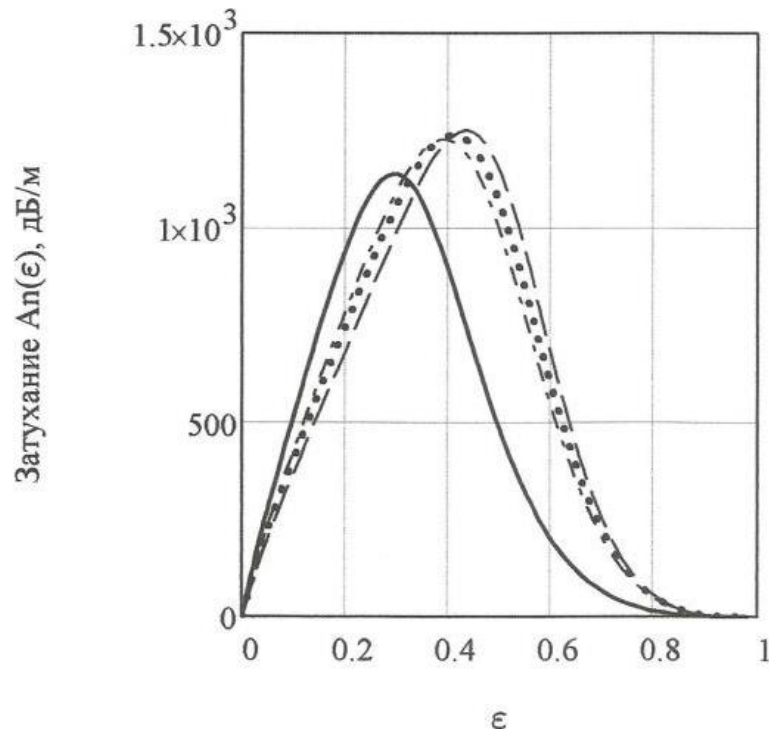


Рис. 1. Зависимость от  $\varepsilon$  затухания звука частотой  $f = 1$  кГц в стекловате с частицами диаметром 20 мкм

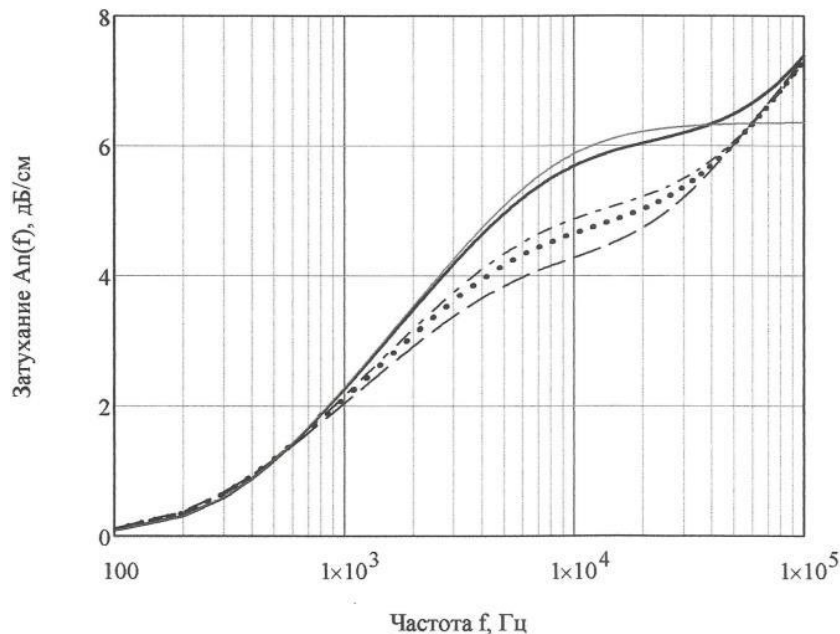


Рис. 2. Частотные зависимости затухания звука в стекловате ( $\varepsilon = 0,01, 2R = 6$  мкм) при разных граничных условиях

На рисунках 3-5 показаны частотные зависимости коэффициентов  $W_n(f)$  звукопоглощения (доля поглощенной звуковой энергии) для слоев стекловаты, нанесенных на жесткую, массивную стенку.

На рисунке 3 средние значения:  $W_0$  (100 Гц – 10 кГц) = 0,877;  $W_0$  (250 Гц – 2 кГц) = 0,717;  $W_{0 \text{ эфф}} = 0,753$  (среднее значение по частотам 250, 500, 1000 и 2000 Гц – по [12]). Значения  $S_0$  и  $D$  – те же, что и на рисунке 2. Приближенная кривая для  $n = 0$  неразличима.

На рисунке 4:  $W_0(100 \text{ Гц}) = 0,996$ ;  $W_0(100 \text{ Гц} - 10 \text{ кГц}) = 0,595$ ;  $W_0(250 \text{ Гц} - 2 \text{ кГц}) = 0,431$ ;  $W_{0 \text{ эфф}} = 0,393$ ; для  $f = 10 \text{ кГц}$   $S_0 = 0,9993$ ,  $D = 1,075$ . Низкочастотное приближение (8) для  $n = 0$  сливается с точным. Тонкой сплошной кривой показано низкочастотное приближение, предполагающее для (8)  $|p_0| \ll 1$ , когда можно считать  $U/V \approx 1 + p_0 \approx 1$ .

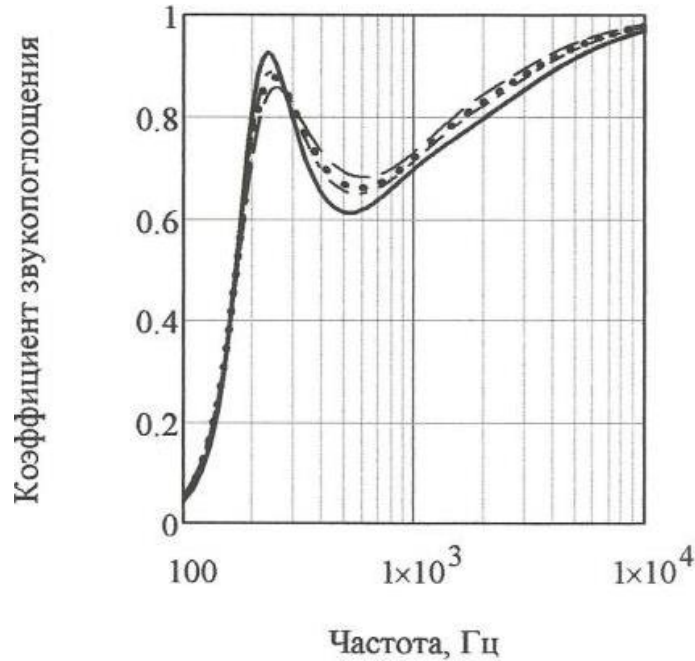


Рис. 3. Частотный ход  $W_n(f)$  для слоя стекловаты ( $h = 90 \text{ мм}$ ,  $\varepsilon = 0,01$ ,  $2R = 6 \text{ мкм}$ )

Пики на рисунках 3, 4 соответствуют четвертьволновым резонансам в слоях. Собственные частоты этих резонансов:  $f_m = \frac{(1 + 2m)c}{4h\sqrt{\zeta\xi^2(1 - \xi^2)}}$ .

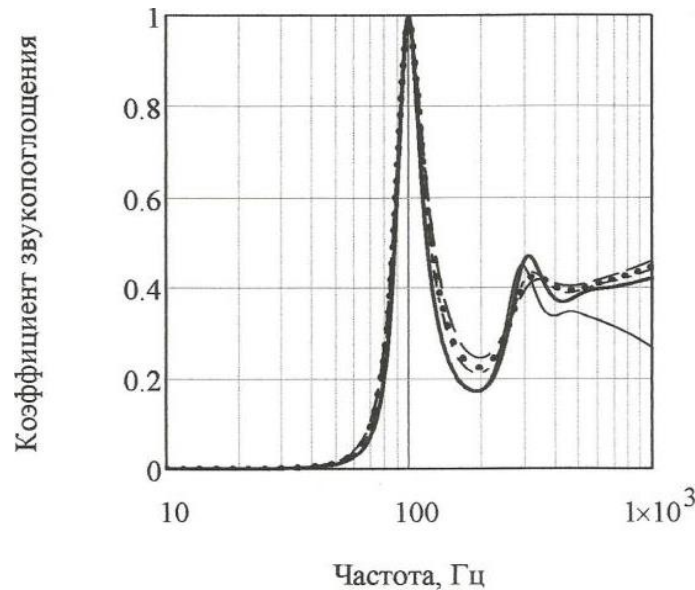


Рис. 4. То же для слоя стекловаты с параметрами  $h = 105 \text{ мм}$ ;  $\varepsilon = 0,035$ ;  $2R = 6 \text{ мкм}$ .

Здесь средние значения такие:  $W_0(100 \text{ Гц} - 10 \text{ кГц}) = 0,948$ ;  $W_0(250 \text{ Гц} - 2 \text{ кГц}) = 0,873$ ;  $W_{0 \text{ эфф}} = 0,82$ ;  $S_0(1 \text{ кГц}) = 0,9997$ ,  $D(1 \text{ кГц}) = 0,768$ ;  $S_0(10 \text{ кГц}) = 0,973$ ,  $D(10 \text{ кГц}) = 7,68$ .

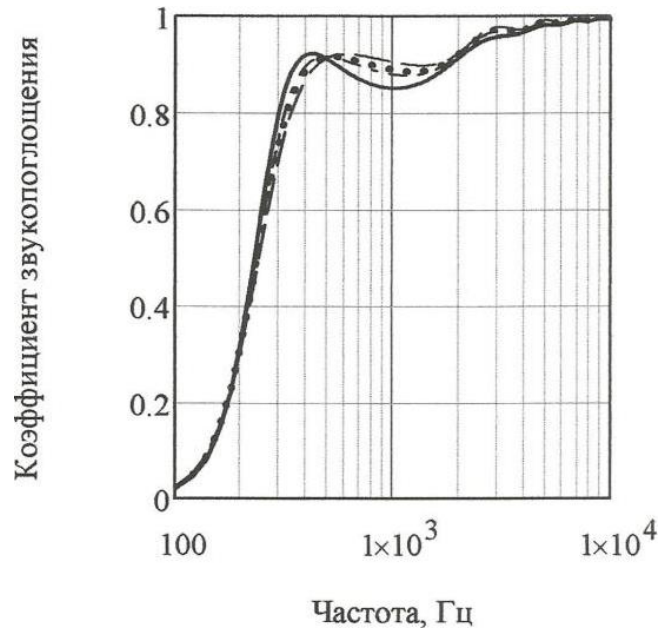


Рис. 5. Частотная зависимость поглощения звука слоем стекловаты толщиной  $h = 90$  мм при  $\varepsilon = 0,005$  (пористость 99,5%),  $2R = 6$  мкм

Рисунок 6 дает представление о типичном частотном ходе показателей  $S_n(f)$  (13). При больших диаметрах частиц (20-50 мкм) значения  $S_n$  резко падают. Фактически  $S_n$  зависят от двух переменных  $S_n = S_n(\alpha(\omega, R), \xi)$  и не зависят от  $\zeta$ .

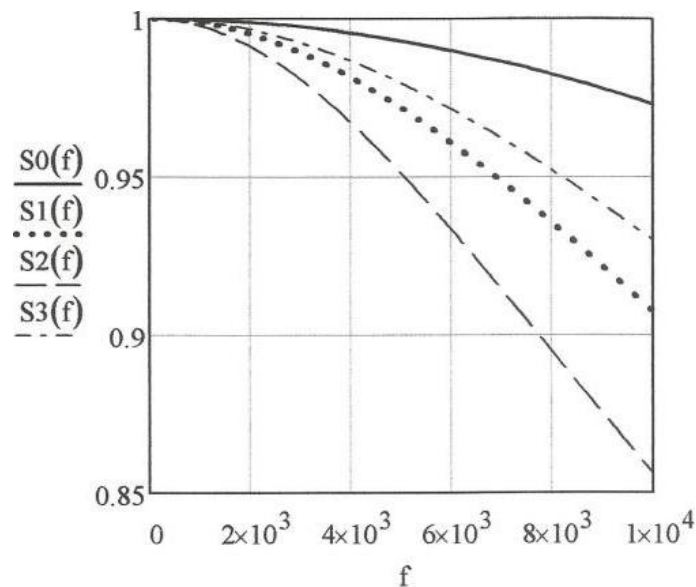


Рис. 6. Частотные зависимости показателей  $S_n(f)$  для данных рисунка 5

### Заклучение

Ячеечные модели суспензий цилиндрических частиц приближены в силу своей пространственной упорядоченности и одинаковости частиц, чего в реальных волокнистых средах не бывает. Однако, результаты (5), (6), полученные в рамках принятых ячейчных моделей, являются точными. Они справедливы для суспензий с любыми объемными концентрациями включений и на любых частотах, удовлетворяющих условию малости размеров ячейки по сравнению с длиной звуковой волны.



Найденные формулы пригодны для модельных расчетов акустических свойств любых пористоволокнистых материалов. Расчеты показали, что для хорошего поглощения звука слоем стекловаты, особенно на низких частотах, требуются достаточно тонкие стекловолокна и очень малая их объемная концентрация (высокая пористость). При этом для наиболее интересных низких и средних звуковых частот низкочастотные приближения (8) успешно заменяют сложные «точные» формулы (5), (6), что намного упрощает расчеты звукопоглотителей.

Если вязкая волна к границам ячейки затухает, то прекращается взаимодействие частиц, отпадает необходимость их упорядоченного размещения в ячейчную структуру, снимается вопрос о граничных условиях. Такую суспензию можно рассматривать как совокупность свободных, одиночных частиц в жидкости. Это открывает возможность расчета в диапазоне частот акустических характеристик полидисперсных суспензий с произвольными объемными концентрациями частиц разных диаметров. Требуется только соблюдение условия невзаимодействия частиц – малости глубины проникновения вязкой волны в жидкость в сравнении со средним расстоянием между частицами.

### Список литературы

1. Хапфель Дж., Бреннер Г. Гидродинамика при малых числах Рейнольдса / Пер. с англ. под ред. Буевича Ю.А. М.: Мир, 1976. 630 с.
2. Казаков Л.И. Динамика капель в электрокапиллярных акустических преобразователях. Дисс. ... к.ф.-м.н. Владивосток, 1985. 114 с.
3. Казаков Л.И. Гармонические колебания вязких капель в вязкой жидкости в условиях стесненного обтекания. Владивосток, 1984. 18 с. – Деп. в ВИНТИ 12.09.84 № 6202 – 84 Деп.
4. Исакович М.А. Общая акустика. Учебное пособие. М.: Наука, 1973. 495 с.
5. Гинзбург В.Л. Об общей связи между поглощением и дисперсией звуковых волн // Акуст. журн. 1955. Т. 1. № 1. С. 31–39.
6. Казаков Л.И. О распространении звука в дисперсных средах // Акуст. журн. 2018. Т. 64. № 3. С. 330–341.
7. Двайт Г.Б. Таблицы интегралов и другие математические формулы. Пер. с англ. М.: Наука, 1964. 228 с.
8. Квашнин А.Г. Об одной ячейчной модели суспензии сферических частиц // Изв. АН СССР, МЖГ. 1979. № 4. С. 154–157.
9. Kuwabara S. The forces experienced by randomly distributed parallel circular cylinders or spheres on a viscous flow at small Reynolds numbers // J. Phys. Soc. Japan. 1959. V. 14. № 4. P. 527-533.
10. Моисеев Н.Н. Математика ставит эксперимент. М.: Наука, 1979. 224 с.
11. Арфкен Г. Математические методы в физике. Пер. с англ. М.: Атомиздат, 1970. 712 с.
12. Шашкеев К.А., Шульдешов Е.М., Попков О.В., Краев И.Д., Юрков Г.Ю. Пористые звукопоглощающие материалы (обзор) // Труды ВИАМ. 2016. № 6 (42). С. 46–56.
13. Фарафонов Д.П., Мигунов В.П., Деговец М.Л., Алешина Р.Ш. Пористоволокнистый металлический материал для звукопоглощающих конструкций авиационных ГТД // Труды ВИАМ. 2016. № 4 (40). С. 3–12.



## Общество с ограниченной ответственностью "Институт акустических конструкций"

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

Организационная структура предприятия:

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

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

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

**Александр Шашурин**  
Зам. генерального директора

# 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 в режиме on-line и представлен в открытом доступе с возможностью сохранения в формате pdf.

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

ООО"ИАК"  
г. Санкт-Петербург  
2019