

ИССЛЕДОВАНИЕ ШИРОКОПОЛОСНОГО ГЛУШИТЕЛЯ – ВОЛНОВОДНОГО ИЗОЛЯТОРА, СОСТАВЛЕННОГО ИЗ ДВУХ НАБОРОВ РЕЗОНАТОРОВ ГЕЛЬМГОЛЬЦА

Р. Ш. Касимов, М. А. Миронов

Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана, Москва
E-mail: rustam.kasimov.1995@gmail.com

Цель работы - исследование реактивного широкополосного глушителя на основе набора резонаторов Гельмгольца. Описана теория волноводной изоляции на основе набора резонаторов Гельмгольца, настроенных на разные резонансные частоты. Цель использования разных резонансных частот состоит в расширении рабочей полосы изолятора. Представлена конструкция изолятора. Рассчитана его теоретическая эффективность.

Ключевые слова: теория волноводной изоляции, резонатор Гельмгольца, широкополосный глушитель шума, резонансная частота резонатора, диапазон запираания

ВВЕДЕНИЕ

Как известно, наилучшими глушителями шума в транспортных средствах на низких частотах считаются резонаторы Гельмгольца [1]. Однако данные резонаторы эффективны лишь около своей резонансной частоты, что в свою очередь позволяет говорить о расширении полосы запираания частот выше резонансной при использовании цепочки одинаковых резонаторов Гельмгольца [2-4]. Объяснение такого явления состоит в том, что на частотах выше резонансной частоты эффективный импеданс стенки трубы является импедансом массового типа [4]. Именно поэтому происходит «запираение» волны на определенном спектре частот [5].

Если импеданс Z – массового типа, то при

$$\frac{ka |Z|}{2\rho c} < 1, \quad (1)$$

где k – волновое число, ρ – плотность среды, c – скорость звука в ней, a — радиус стенки трубы, m , эффективная сжимаемость отрицательна, волновод заперт и волна превращается в экспоненциально-затухающее колебание [3].

В работе [4] экспериментально исследован волноводный изолятор, состоящий из одинаковых резонаторов Гельмгольца. В настоящей работе рассматривается волновой изолятор, состоящий из двух наборов резонаторов Гельмгольца. Предполагается, что наличие нескольких цепочек резонаторов, настроенных на различные частоты, существенно увеличивает рабочую полосу изолятора.

1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

Рассмотрим модель исследуемого изолятора. Она состоит из двух цепочек резонаторов Гельмгольца (1), имеющих различные параметры и расположенных вдоль трубы (2), по которой распространяется звуковая волна. Обе цепочки имеют по четыре одинаковых по своим параметрам резонатора. Каждый из них соединен с трубой с помощью отверстий (3). Размеры модели приведены на рис. 1.

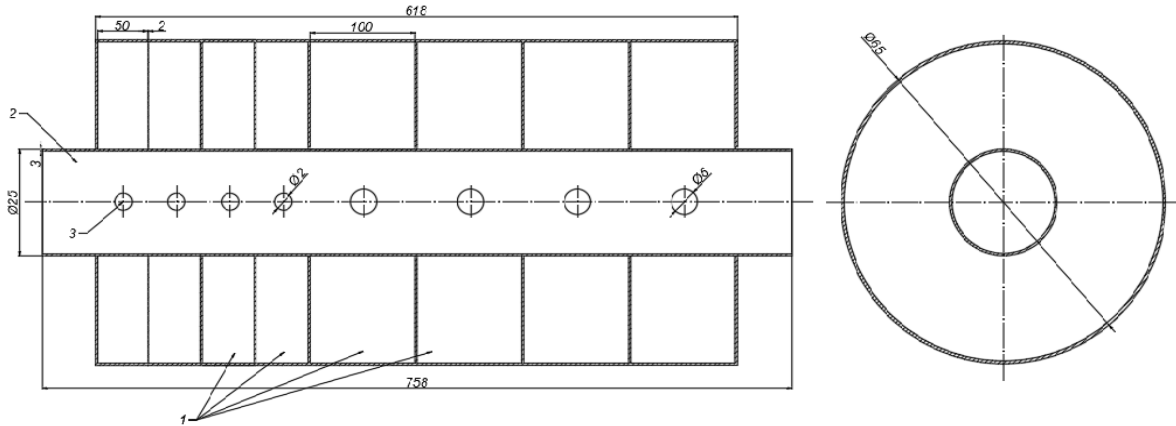


Рис. 1. Модель волноводного изолятора, настроенного на разные резонансные частоты

Для теоретического расчета используются параметры данного волноводного изолятора..

Резонансная частота для одного резонатора Гельмгольца, согласно [1], рассчитывается по формуле:

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S_i}{L \cdot V_i}}, \quad (2)$$

где S_i – площадь сечений горла резонатора, причем $S_2 = 1.131 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ и $S_1 = 1.256 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$; L – эффективная длина горла резонатора, численно равная 1мм; V_i – объем резонатора за вычетом объема трубы (при длине $h_2 = 10 \text{ мм}$ и $h_1 = 5 \text{ мм}$); $V_2 = 3.035 \cdot 10^{-4} \text{ мм}$ и $V_1 = 1,517 \cdot 10^{-4} \text{ мм}$.

Подставив данные значения в расчетную формулу (2) получим значения $f_{01} = 155.72 \text{ Гц}$ и $f_{02} = 330.34 \text{ Гц}$.

Согласно [2], продольное волновое число ξ в такой трубе определяется формулой:

$$|\xi/k_0|^2 = -\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 \frac{N^2 - (\omega/\omega_0)^2}{(\omega/\omega_0)^2 - 1}, \quad (3)$$

где $k_0 = \omega_0/c_0$, ω_0 – собственная частота резонаторов;

Частотный диапазон запирания определяется, как:

$$N^2 = \frac{\Omega}{\pi a^2} + 1, \quad (4)$$

где $\Omega = \pi(b^2 - a^2)$ – объем камеры резонатора, приходящийся на единицу длины трубы, a – радиус трубы, b – радиус внешней поверхности резонатора).

Диапазон частот запирания в этом случае будет выглядеть:

$$\omega_0 < \omega < N\omega_0, \quad (5)$$

Представим, что у нас имеется две отдельные цепочки, состоящие из четырех резонаторов Гельмгольца с резонансными частотами, рассчитанными по формуле (2).

Величина N , определяющая ширину полосы запираия равна 3,4.

Диапазон запираия для цепочки резонаторов с резонансной частотой f_1 : $155.72 < f < 532.74$ Гц, а f_2 : $330.34 < f < 1130$ Гц. Суммарный диапазон запираия частот для исследуемой модели широкополосного глушителя, состоящего из двух цепочек резонаторов Гельмгольца с резонансными частотами f_1 и f_2 лежит в интервалах от минимального значения 155.72 Гц до максимального 1130 Гц.

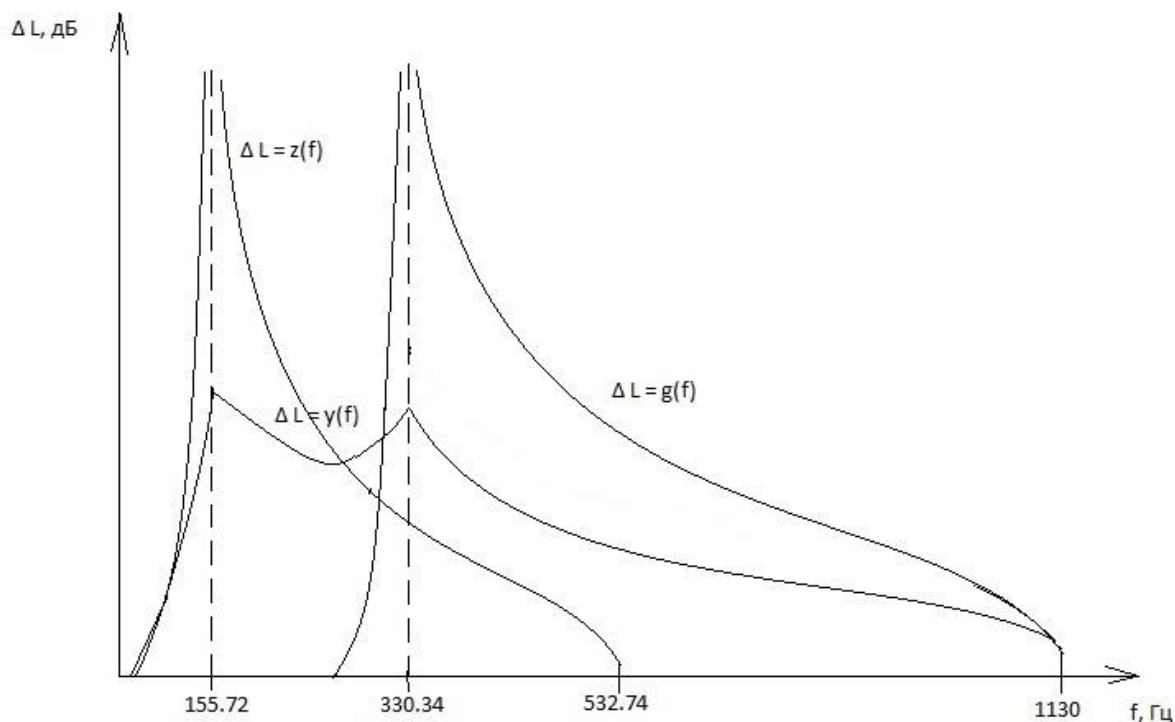


Рис 2. Зависимость эффективности глушителя от частоты

На рис. 2 приведена предполагаемая зависимость эффективности глушителя от частоты [6]. Эффективность глушителя в диапазоне запираия на резонансной частоте f_1 представлена графиком $z(f)$, $f_2 - g(f)$, в суммарном диапазоне – $y(f)$.

Таким образом, диапазон запираия $155.72 < f < 1130$ Гц расширился в 2.6 раз по отношению к изолятору, составленному из цепочки одинаковых резонаторов с резонансной частотой f_1 , и в f_2 раза по отношению к изолятору с резонансной частотой f_2 .

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Согласно полученным результатам можно утверждать, что глушитель как изолятор, состоящий из нескольких цепочек резонаторов Гельмгольца, настроенных на разные резонансные частоты, может иметь более широкую рабочую полосу глушения, чем глушитель, состоящий из цепочки одинаковых резонаторов Гельмгольца. Однако не стоит забывать об ограниченности имеющегося места при проектировании глушителя, в связи с чем нецелесообразно установление большого количества резонаторов на различных частотах.

В дальнейшем предполагается провести экспериментальное исследование предложенного волноводного изолятора и спроектировать эффективную модель глушителя мотоцикла (по размерам соответствующую имеющимся или меньше), составленного из оптимального количества резонаторов Гельмгольца на различных частотах.

Главным достоинством волноводных конструкций является их малое сопротивление по сравнению с сопротивлением существующих глушителей [4].

ЛИТЕРАТУРА

1. Комкин А.И., Миронов М.А. Характеристики поглощения резонатора Гельмгольца // Акуст. журн., 2014. №6. С. 1-5.
2. Лапин А.Д. Звукоизоляция в волноводах // Акустический журнал. 1975. Т. 21, №3. С. 337-350.
3. Исакович М.А. Теория волноводной изоляции волн в длинных линиях // Всесоюзная конференция «Распространение и дифракция волн», Ереван. 1973. Т. 60. № 2. С. 145–151.
4. Залуцкая Р.Р., Миронов М.А. Экспериментальное исследование волноводного изолятора // Акустика среды обитания: сборник трудов Первой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (АСО-2016). Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2016. С. 75-79.
5. Исакович М.А. Общая акустика. Наука. Москва. 1973, 496 с.
6. Николаева В.А., Быков А.И, Смирнов С.Г. Исследование эффективности реактивных глушителей шума // Акустика среды обитания: сборник трудов Первой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (АСО-2016). Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2016. С. 127-134.

ОЦЕКА АКУСТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕАКТИВНЫХ ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА АВТОМОБИЛЕЙ. ОБЗОР

В.А. Кулькина, В.В. Тупов

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва

E-mail: vytupov@mail.ru

В настоящее время продолжается тенденция повышения требований, предъявляемых к уровням шума автомобилей. Рост удельных мощностных показателей двигателей в свою очередь увеличивает шум автотранспортных средств. Поэтому исследования, направленные на усовершенствование методов расчетного проектирования автомобильных глушителей, являются весьма актуальными. Важными показателями акустических качеств глушителей являются их интегральные характеристики: вносимые потери звуковой энергии - IL и потери ее передачи глушителем - TL . Для расчета этих характеристик требуется определение коэффициентов матрицы передачи глушителя. Отмечается, что наиболее предпочтительной характеристикой для оценки акустической эффективности автомобильных глушителей шума являются обобщенные вносимые потери OIL .

Ключевые слова: вносимые потери, потери передачи, матрица, обобщенные вносимые потери.

ВВЕДЕНИЕ

Шум транспортных потоков является основным источником внешнего шума в городских условиях. При этом преобладающий вклад в акустическое неблагополучие городов вносит автомобильный транспорт. Резкий рост количества автомобилей, наблюдающийся в последнее время, наряду с увеличением их мощности и быстроходности приводит к существенному увеличению автотранспортного шума. К примеру, по данным ГИБДД, начиная с девяностых годов, количество автомобилей в Москве ежегодно увеличивается на 8-10%. Показатели уровня шума в городах довольно часто превышают санитарные нормы, что негативно отражается на качестве жизни населения. Всемирная организация здравоохранения опубликовала данные о том, что автомобильный шум отрицательно влияет на состояние сердечно-сосудистой и нервной систем человека, может стать причиной ряда заболеваний, таких, например, как бессонница, нервное истощение, психические расстройства [1].

Начиная с 1970 международными Правилами ЕЭК ООН и национальными стандартами устанавливаются предельно допустимые уровни внешнего шума различных категорий автотранспортных средств. В России до 1999 года действовала поправка 01 к Правилам ЕЭК ООН №51, то есть для легковых автомобилей при разгоне на второй и третьей передачах от 50 км/час на измерительном участке длиной 20 м предусмотрен максимальный уровень шума на расстоянии 7,5 м от оси автомобиля равный 77 дБА. С 1999 года вступила поправка 02 - уровень шума должен составлять 74 дБА. [2] Таким образом, можно наблюдать ужесточение стандартов в данной области. Во внешнем шуме легкового автомобиля одним из наиболее мощных источников акустического излучения является его выпускная система. При неудачно созданном глушителе шум системы выпуска двигателя на 10 - 15 дБ превышает уровень шума остальных источников. Правильно выбранный по акустическим параметрам глушитель позволяет существенно снизить затраты на снижение шума автомобиля в целом. Таким образом, одной из актуальных проблем современного автомобилестроения является создание эффективной конструкции глушителей выпуска отработавших газов. При разработке конструкций автомобильных глушителей наиболее часто используют расчетный метод проектирования. В данной работе была поставлена цель - исследовать расчетный метод проектирования автомобильных реактивных глушителей шума выпуска.

1. ОБЗОР РАБОТ ПО ДАННОЙ ТЕМАТИКЕ

Расчету глушителей шума посвящено большое количество работ [3-9]. Первые подходы начали появляться еще в начале двадцатого века, когда глушители нашли широкое практическое применение. Они основывались на методе электроакустических аналогий, историческое развитие которого было в значительной мере обусловлено работами инженеров-электриков Г. Стюарта и М. Клуге. При этом аналогом акустического давления рассматривается электрическое напряжение, а аналогом акустической колебательной скорости – электрический ток. Это дает возможность использовать при расчете глушителей теорию электрических цепей [3].

В настоящее время наиболее распространен метод передаточных матриц, при котором конфигурация глушителя набирается из типовых шумозаглушающих элементов, затем определяется его матрица передачи. В отечественной литературе данное направление получило развитие трудами Б.К. Шапиро и нашло отражение в многочисленных работах других ученых [5-9].

2. ОСНОВНЫЕ АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА

Глушители реактивного типа характеризуются чередующимися полосами заглушения и пропускания звука, поэтому применяются для снижения шума с резко выраженными дискретными составляющими частотного спектра. Реактивные глушители подразделяются на камерные и резонансные. Выбор типа глушителя зависит от спектра шума источника, требуемого снижения шума, конструкции заглушаемой установки, допустимого аэродинамического сопротивления.

Математический расчет глушителей шума, как правило, происходит в рамках линейной теории акустики. Глушитель можно представить как преобразователь звуковых колебаний в виде системы с одним входом и выходом. Звуковая волна, поступающая в глушитель, частично проходит внутрь глушителя и частично отражается, образуя встречную волну. При этом процессе, происходит как звукопоглощение, так и излучение звуковой энергии в окружающее пространство.

Акустическая эффективность глушителя определяется его эффектом установки, иначе вносимыми потерями IL , определяемыми формулой:

$$IL = L_1 - L_2 \approx L_{W_1} - L_{W_2} = 10 \lg \left(\frac{W_1}{W_2} \right), \text{ дБ} \quad (1)$$

где L_1, L_{W_1}, W_1 и где L_2, L_{W_2}, W_2 - уровни звукового давления в контрольной точке, уровни звуковой мощности шума, излучаемого концевым отверстием выпускной системы и его звуковая мощность до и после установки глушителя шума в выпускную систему двигателя соответственно.

Эффект установки глушителя описывается следующей формулой:

$$IL = 20 \lg \left[\sqrt{\frac{\operatorname{Re}(Z_{r1})}{\operatorname{Re}(Z_{r2})}} \left| \frac{AZ_{r2} + B + Z_S (CZ_{r2} + D)}{Z_{r1} + Z_S} \right| \right], \quad (2)$$

где Z_{r1} - импеданс излучения звуковой энергии концевым отверстием системы выпуска (впуска) без глушителя; Z_{r2} - импеданс излучения звуковой энергии концевым отверстием глушителя шума; Z_S – акустический импеданс источника шума; Re – обозначает действительную часть комплексного импеданса; A, B, C, D – комплексные коэффициенты матрицы передачи глушителя.

При математическом описании вносимых потерь и потерь передачи глушителя применяется представление его в виде четырехполюсника, который характеризуется матрицей передачи с коэффициентами A, B, C, D . Параметрами акустических колебаний

являются звуковое давление - p и объемная колебательная скорость среды - V . Данные параметры связаны на входе (p_1, V_1) и выходе (p_2, V_2) матрицей передачи глушителя:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ V_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ V_2 \end{bmatrix}. \quad (3)$$

Элементы этой матрицы зависят от конструкции глушителя. Глушитель конструктивно состоит обычно из нескольких (n) шумоглушающих элементов, расположенных последовательно и описываемых каждый своей матрицей передачи. Тогда матрица передачи глушителя:

$$\begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \dots \begin{bmatrix} A_n & B_n \\ C_n & D_n \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Другой характеристикой акустической эффективности глушителей являются потери передачи TL , которые удобны для сравнительной оценки акустической эффективности разных глушителей, поскольку они не зависят от их граничных условий на входе и выходе системы выпуска:

$$TL = 10 \lg(W_1^+ / W_2^+), \quad (5)$$

где: Z_1 и Z_2 - характеристические импедансы соответственно входного и выходного патрубков глушителя. Без учета потерь звуковой энергии в патрубках глушителя:

$$TL = 20 \lg \left| 0,5 \left(\sqrt{\frac{Z_2}{Z_1}} A + \frac{B}{\sqrt{Z_1 Z_2}} + \sqrt{Z_1 Z_2} C + \sqrt{\frac{Z_1}{Z_2}} D \right) \right|, \quad (6)$$

$$Z_1 = \rho_1 c_1 / S_1, \quad (7)$$

$$Z_2 = \rho_2 c_2 / S_2, \quad (7)$$

здесь ρ_1, c_1, S_1 и ρ_2, c_2, S_2 – плотность среды, скорость звука, площадь проходного сечения соответственно входного и выходного патрубков глушителя.

Вносимые потери являются основным показателем эффективности при проектировании глушителей, а потери передачи используются при лабораторных исследованиях и сравнении между собой различных конструкций глушителей.

Заметим, что при использовании вносимых потерь по их виду трудно определить, какой из рассматриваемых вариантов построения системы выпуска обладает наилучшей эффективностью. Сами по себе вносимые потери не могут быть использованы для определения общей эффективности во всем частотном диапазоне. По этим причинам целесообразно с этой целью использование интегральных показателей эффективности.

Использование интегрального критерия для оценки эффективности установки глушителя в систему выпуска автомобиля впервые было предложено в [9]. В качестве показателя акустической эффективности глушителя введены в рассмотрение так называемые обобщенные вносимые потери OIL .

Этот интегральный показатель определяется следующим образом. Пусть спектральные характеристики представляются дискретными значениями октавных или более узких полосах частот, так что в рассматриваемый частотный диапазон попадает N таких значений. Кроме того, положим, что спектральные характеристики выражены через десятичные логарифмы в дБ, так что i -тому дискретному значению будет соответствовать скорректированный уровень звукового давления L_{A0i} . Тогда формула для обобщенных вносимых потерь принимает вид:

$$OIL = L_{A0} - 10 \lg \sum_{i=1}^N 10^{0.1(L_{A0i} - IL_i)}, \quad (9)$$

где L_{A0} – уровень звука у среза выпускной трубы для системы без глушителя,

$$L_{A0} = 10 \lg \sum_{i=1}^N 10^{0.1L_{A0i}}. \quad (10)$$

Когда спектр не заглушенного шума равномерно распределен по частоте, т.е. когда во всех полосах частот $L_{A0i} = \text{const}$, формула (9) приводится к виду совпадающему с тем, что имеет место для введенных выше обобщенных потерь передачи:

$$OIL = -10 \lg \sum_{i=1}^N 10^{-0.1IL_i}. \quad (11)$$

Из формулы (9) в частности следует, что когда вносимые потери равны нулю, то и обобщенные потери равны нулю. И наоборот, когда вносимые потери $IL_i = L_{A0i}$, т.е. когда шум в выпускной системе с глушителем полностью подавляется, то тогда обобщенные вносимые потери равны уровню звука на выходе системы выпуска без глушителя.

Таким образом, использование обобщенных вносимых потерь позволяет получить однозначную оценку эффективности глушителя в выпускной системе автомобиля. Установка глушителя тем эффективнее, чем ближе приближается значение обобщенных вносимых потерь к уровню звука системы выпуска без глушителя.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе рассмотрен расчетный метод проектирования автомобильных реактивных глушителей выпуска. Приведены основные характеристиками акустических качеств глушителей: вносимые потери – IL и потери передачи TL , даны аналитические зависимости для их вычисления с использованием матриц передачи глушителей. Отмечается, что предпочтительным является использование для оценки акустической эффективности автомобильных глушителей шума такого показателя, как обобщенные вносимые потери OIL .

ЛИТЕРАТУРА

1. Hurlley C. Night noise guidelines for europe // World Health Organization http://www.euro.who.int/dataassets/pdf_file/0017/43316/E92845.pdf, 2009. P. 82–84.
2. Белоцерковский С. В., Тольский В. Е., Автомобильные глушители: современные требования, тенденции развития, методы расчета и испытаний. Электронный журнал «Техническая акустика» <http://ejta.org/ru>, 1 (2001) - 4.1–4.8.
3. Комкин А.И., Аграфонова А.А. Исследование излучения шума выпуска автомобиля методом конечных элементов // Безопасность в техносфере. 2010. №5. С. 17- 22.
4. Сапожков М. А., Шоров В. И. Акустика: Справочник. М.: Радио и связь, 1989. 336 с.
5. Munjal M.L. Acoustics of ducts and Mufflers. New York: Wiley- Interscience, 1987. 328 р.
6. Шапиро Б.К. Основы расчета глушителей выхлопа. М.: Оборонгиз, 1943. 64 с.
7. Старобинский Р.Н. Глушители шума // Техническая акустика транспортных машин: Справочник. СПб.: Политехника, 1992. С. 200–265.
8. Тупов В.В., Бангоян Э.Г. Исследование акустических характеристик глушителей шума выпуска автотранспортных двигателей внутреннего сгорания// Безопасность в техносфере. 2013. Вып. 43. С. 30-35.
9. Комкин А.И., Аграфонова А.А., Юдин С.И. Оценка акустической эффективности автомобильных глушителей шума // Безопасность в техносфере. 2012. № 3. С. 61–65.

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ОБРАЗЦОВ РЕЗОНАНСНЫХ ЗПК НА ИХ АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИ ЧИСЛЕННОМ МОДЕЛИРОВАНИИ

О.Ю. Кустов, И.В. Храмцов, Е.С. Федотов

*Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь
E-mail: KustovOU@yandex.ru*

На основе технологии 3D-печати созданы образцы звукопоглощающих конструкций в виде резонаторов Гельмгольца круглой формы с одинаковыми геометрическими характеристиками из ABS-пластика и нейлона, а также созданы контрольные образцы из металла на станке с числовым программным управлением. Проведено определение отклонений геометрических параметров изготовленных образцов от проектных значений. Проведено экспериментальное определение акустических характеристик образцов на интерферометре с нормальным падением волн для высоких уровней акустических давлений. Выполнено численное моделирование акустических процессов в интерферометре для геометрии данного образца. Выполнено сравнение полученных акустических характеристик

Ключевые слова: звукопоглощающие конструкции, интерферометр, импеданс, резонатор Гельмгольца

ВВЕДЕНИЕ

Создание эффективных звукопоглощающих конструкций (ЗПК) авиационных двигателей является актуальной задачей, что связано с постоянно ужесточающимися международными нормами по шуму самолетов на местности. Для достижения успешных результатов проектирования нужно хорошо представлять структуру затухания звука внутри ячеек ЗПК, которая при высоких уровнях звукового давления связана с турбулентными течениями внутри и вблизи ячейки с конкретной геометрией. Поскольку проведение натурального эксперимента для этих целей пока трудноосуществимо, то единственным путем решения данной задачи является численное моделирование.

Ранее в работах [1, 2] авторами представлено моделирование акустических процессов в однослойном образце ЗПК, установленном в интерферометре с нормальным падением волн. Отмечено наличие небольшого расхождения с экспериментом, которое увеличивается, начиная с частоты 2000 Гц. Стоит упомянуть, что в указанных работах не выявлено различия в кривых импеданса и коэффициента звукопоглощения, полученных на основе численного моделирования, проведенного в осесимметричной и трехмерной постановке, поскольку рассматриваемые образцы ЗПК имеют осесимметричную геометрию и равномерный по сечению трубы звуковой сигнал. В статье [3] проведено численное моделирование двух- и трехслойного образцов ЗПК в осесимметричной постановке. Помимо небольшого количественного расхождения с экспериментом кривых импеданса и коэффициента звукопоглощения также отмечено некоторое расхождение в резонансных частотах, что должно быть связано с неполным соответствием закладываемых в численное моделирование проектных значений геометрических параметров образцов ЗПК и их соблюдением при изготовлении образцов для натурального эксперимента. Таким образом, данная работа является следующим шагом в поиске способов улучшения сходимости результатов численного моделирования с экспериментом и посвящена исследованию влияния геометрических параметров образцов резонансных ЗПК на точность получения их акустических характеристик при численном моделировании.

1. ИССЛЕДОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ОБРАЗЦОВ РЕЗОНАНСНЫХ ЗПК

Ранее в работах [1-3] для проведения натуральных экспериментов на интерферометре использовались образцы, напечатанные на 3D-принтере из ABS-пластика. Основные особенности данной технологии создания образцов ЗПК изложены в работе [4]. Точность изготовления образцов подобным способом намного выше, чем промышленная технология изготовления ЗПК из композиционных материалов и позволяет создавать резонаторы со сложной геометрической формой, однако и у этой технологии имеются недостатки, к основным из которых можно отнести то, что материал дает некоторую усадку, готовые образцы имеют грубую шероховатость и скругления кромок в зависимости от толщины нити.

Для более детального исследования отклонения геометрии натуральных образцов от проектных значений была создана серия образцов из разных материалов. Внешний вид образцов представлен на рис. 1, серии отмечены цифрами в круглых скобках. Первая серия образцов печаталась из ABS-пластика соплом с диаметром 0.4 мм, вторая серия печаталась из ABS-пластика соплом диаметром 0.3 мм и третья серия печаталась из нейлона соплом диаметром 0.3 мм. Также на станке с числовым программным управлением были изготовлены контрольные образцы из металла, имеющие минимально допустимые отклонения размеров и минимальную шероховатость.



Рис. 3. Образцы резонансных ЗПК

Проектировочные значения геометрических параметров резонаторов представлены в таблице 1. Геометрия изготовленных образцов была проверена штангенциркулем 16EWR с цифровым отсчетным устройством марки "Mahr" и цифровым индикатором MarCator 1086R. Точность определения размеров составляла 0.01 мм. Полученные значения геометрических параметров резонаторов представлены в таблице 2.

Таблица 1. Проектировочные значения геометрических параметров резонаторов

Образец	Высота внутренней полости, мм	Высота горла, мм	Диаметр горла, мм	Диаметр внутренней полости, мм
1	10	2	8	28
2	10	2	5	28
3	10	2	3	28

Таблица 2. Значения геометрических параметров изготовленных образцов ЗПК

Образец	Материал	Высота внутренней полости, мм	Высота горла, мм	Диаметр горла, мм	Диаметр внутренней полости, мм	Шероховатость (Ra)
1(1)	ABS1	10.01	1.95	7.99	27.83	18.19
2(1)	ABS1	9.76	2.02	5.15	27.92	
3(1)	ABS1	9.85	2.10	2.99	27.86	
1(2)	ABS2	9.94	2.01	7.98	27.66	6.1
2(2)	ABS2	9.93	2.01	5.00	27.68	
3(2)	ABS2	9.94	2.05	3.03	27.66	
1(3)	Нейлон	9.90	2.09	7.99	27.58	7.32
2(3)	Нейлон	9.89	1.97	4.95	27.58	
3(3)	Нейлон	9.90	1.96	2.98	27.56	
1(met)	Металл	10.00	1.98	7.98	27.98	0.23
2(met)	Металл	9.99	1.99	4.98	27.98	
3(met)	Металл	10.00	1.96	2.98	28.00	

Как видно из таблиц 1 и 2 все напечатанные на 3D-принтере образцы ЗПК имеют отклонения во всех геометрических параметрах от проектных значений. Ожидаемо сопло диаметром 0.4 мм дало максимальные значения отклонений и шероховатости. Максимальные отклонения достигают 0.44 мм, что однозначно должно сказываться на точности определения резонансной частоты. Минимальные отклонения получены для контрольного образца из металла.

2. ОСОБЕННОСТИ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Численное моделирование акустических процессов базировалось на прямом решении уравнений Навье-Стокса (DNS) с учетом сжимаемости в программном пакете ANSYS Fluent. Использовалась геометрия канала натурального интерферометра и образцов ЗПК. Внутренняя геометрия интерферометра представляет собой цилиндрическую трубу, на одном конце которой расположен резонатор Гельмгольца, а на другом – источника звука. Геометрия образца ЗПК соответствует проектным геометрическим параметрам, представленным в таблице 1. Течения внутри интерферометра можно считать акустически стабильными и осесимметричными, в связи с этим для снижения времени расчета использовалась осесимметричная модель. Подробнее методика моделирования представлена в работах [1-3].

Схема расчётной области представлена на рис. 2. На границе 2 использовалось граничное условие осевой симметрии типа Axis. Для всех остальных границ, использовалось граничное условие типа Wall (жесткая стенка с прилипанием). При расчетах стенки трубы принимались нетеплопроводными. Точки А и В находятся на стенке канала на расстоянии 38 и 58 мм соответственно от поверхности образца и соответствуют положению микрофонов в интерферометре. В ходе расчетов в данных точках для каждого временного шага сохранялось значение давления. В дальнейшем записанное в точках давление обрабатывалось по методу передаточной функции на основе двух микрофонов [5], в результате чего определялись акустические характеристики образцов ЗПК.

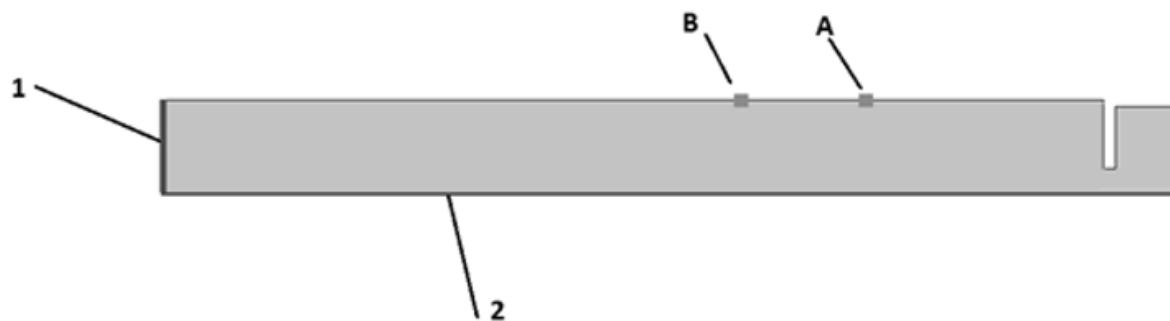


Рис. 2. Граничные условия

На границе 1 моделируется излучение звука, которое в зависимости от времени представляет собой случайный сигнал с равномерным спектром в диапазоне частот от 500 до 3600 Гц и суммарным уровнем звукового давления (SPL) 130 дБ. В результате численного расчета для каждого образца на поверхности получен свой SPL: для образцов с диаметром отверстия 3 мм – 125 дБ, с диаметром 5 мм – 130 дБ, 8 мм – 131 дБ.

3. СРАВНЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ И ЭКСПЕРИМЕНТА

Натурные эксперименты проводились на интерферометре, конструкция и состав которого подробно представлены в работах [6, 7]. Результаты сравнения акустических характеристик образцов ЗПК, полученные в натурных экспериментах и численном моделировании, представлены в таблице 3 и на рис. 3-5.

Таблица 3. Резонансные частоты образцов

Образец	Материал	Резонансная частота, Гц		Расхождение значений резонансной частоты, Гц	Уровень звукового давления, дБ
		Расчет	Эксперимент		
1(1)	ABS1	1904	1958	54	131
2(1)	ABS1	1328	1365	37	130
3(1)	ABS1	864	880	16	125
1(2)	ABS2	1904	1969	65	131
2(2)	ABS2	1328	1378	50	130
3(2)	ABS2	864	912	48	125
1(3)	Нейлон	1904	1986	82	131
2(3)	Нейлон	1328	1369	41	130
3(3)	Нейлон	864	905	41	125
1(met)	Металл	1904	1936	32	131
2(met)	Металл	1328	1298	30	130
3(met)	Металл	864	876	12	125

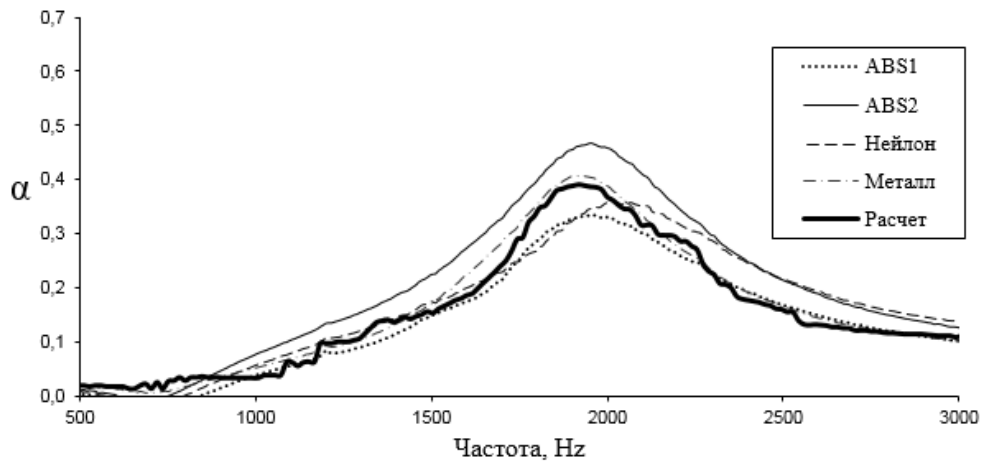


Рис. 3. Коэффициент звукопоглощения для образца с диаметром отверстия 8 мм

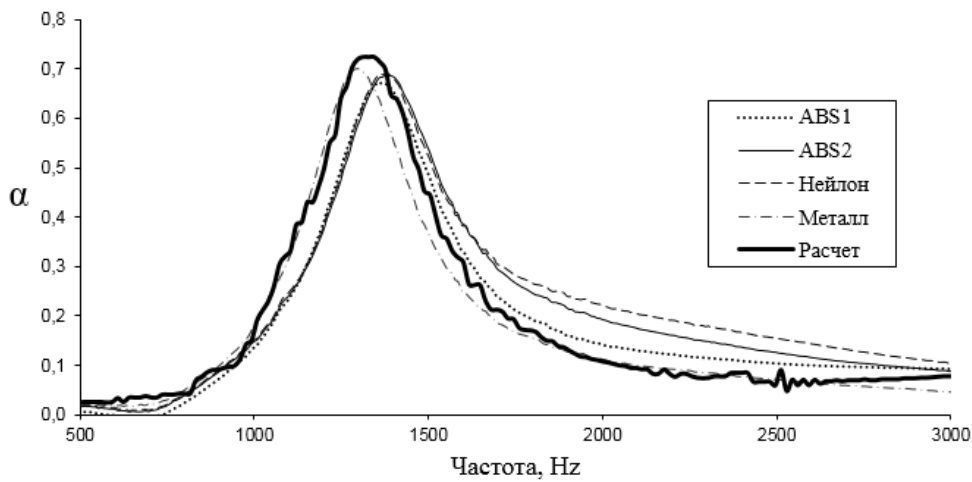


Рис. 4. Коэффициент звукопоглощения для образца с диаметром отверстия 5 мм

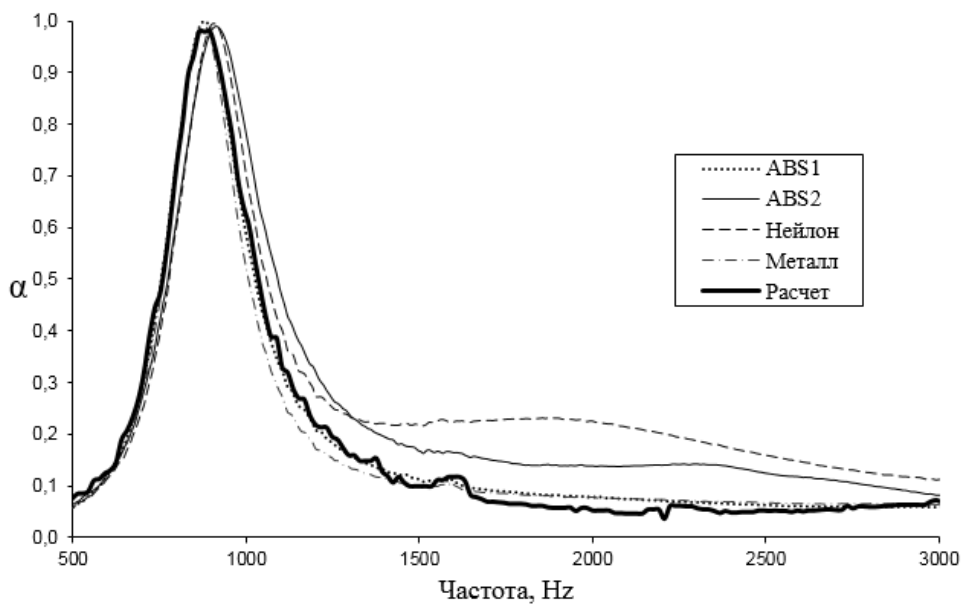


Рис. 5. Коэффициент звукопоглощения для образца с диаметром отверстия 3 мм

Из представленных значений резонансных частот и графиков коэффициента звукопоглощения α можно видеть, что наименьшее расхождение между результатами численного моделирования и эксперимента наблюдается для образцов ЗПК с наименьшими

отклонениями от проектных геометрических параметров. В целом же стоит отметить хорошее согласование значений резонансной частоты, что важно для подтверждения работоспособности применяемой методики численного моделирования в прогнозировании акустических характеристик ЗПК, используемых для облицовки каналов авиационного двигателя, поскольку они в первую очередь настраиваются на гашение тональных составляющих вентилятора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате сравнения однослойных образцов резонаторов Гельмгольца, созданных по различным технологиям из разных материалов, можно сделать вывод, что погрешности в сотые доли миллиметра в геометрических параметрах образцов могут оказывать заметное влияние на получаемые акустические характеристики. При верификации результатов численного моделирования с экспериментальными данными важно проводить ее на образцах, изготовленных с минимально возможными погрешностями в размерах. Также, по результатам исследования можно сделать вывод, что в целом методика определения акустических характеристик на основе численного моделирования в ANSYS Fluent работоспособна и может быть использована для расчета образцов с более сложной геометрией.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ, договор № 17-41-590107\17.

ЛИТЕРАТУРА

1. Fedotov E.S., Khramtsov I.V., Kustov O.Y. Numerical simulation of the processes in the normal incidence tube for high acoustic pressure levels // AIP Conference Proceedings. – 2016. Vol. 1770. DOI: <http://dx.doi.org/10.1063/1.4964062>.
2. Храмов И.В., Кустов О.Ю., Федотов Е.С., Синер А.А. Численное моделирование механизмов гашения звука в ячейке звукопоглощающей конструкции // Акустический журнал. 2018. Т. 64. (принята к публикации).
3. Храмов И.В., Кустов О.Ю., Федотов Е.С., Пальчиковский В.В., Синер А.А. Численное моделирование акустических процессов в интерферометре с образцами многослойных звукопоглощающих конструкций // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. 2017. № 51. С. 5-15.
4. Аношкин А.Н., Пальчиковский В.В., Писарев П.В., Кустов О.Ю., Лапин И.Н. Особенности изготовления эталонных образцов звукопоглощающих конструкций с применением аддитивных технологий // Тезисы докладов пятой открытой всероссийской (XVII научно-технической) конференции по аэроакустике, Звенигород, 25-29 сентября 2017. М: ЦАГИ. 2017. С. 74.
5. Chung J.Y., Blaser D.A. Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. I. Theory // Journal of Acoustical Society of America. 1980. Vol. 68. No. 3.
6. Кустов О.Ю., Пальчиковский В.В. Интерферометр для высоких уровней акустического давления // Аэрокосмическая техника, высокие технологии и инновации. 2015. Т. 1. С. 157-160.
7. Федотов Е.С., Кустов О.Ю., Храмов И.В., Пальчиковский В.В. Сравнительный анализ акустических интерферометров на основе расчетно-экспериментальных исследований образцов звукопоглощающих конструкций // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. 2017. № 48. С. 89-103.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ДЛИН ШУМОЗАЩИТНЫХ КОНСТРУКЦИЙ НА ТЕРРИТОРИИ, ПРИЛЕГАЮЩЕЙ К АВТОМОБИЛЬНЫМ ДОРОГАМ

В.В. Кутнов

*ООО «Институт акустических конструкций», Санкт-Петербург
E-mail: Koutnovsky94@yandex.ru*

Среди раздражающих физических факторов, согласно данным Роспотребнадзора, больше всего жалоб поступает именно на шум – в среднем 60%. Основной вклад в акустическое загрязнение в городах вносит автомобильный транспорт. Шумозащитные экраны – установленные вдоль автомобильных дорог на территории РФ чаще всего не дают необходимого снижения уровня шума на защищаемой территории. Основными причинами сложившейся ситуации служат неудовлетворительное качество сборки конструкций, а также недобросовестное проектирование. В данной работе приводится анализ существующего положения на примере нескольких шумозащитных экранов с расчетными значениями согласно ОДМ 218.2.013-2011 «Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам» и сделаны соответствующие выводы. Актуальность работы заключается в необходимости акцентирования внимания на сложившуюся ситуацию

Ключевые слова: шумозащитные экраны, шум, акустика, длина шумозащитного экрана, сравнительный анализ, защита от шума:

ВВЕДЕНИЕ

Шум является одним из основных типов загрязнения в условиях городской среды. Среди раздражающих физических факторов больше всего жалоб поступает именно на шум, - в среднем 60%. Согласно данным Роспотребнадзора на первых-вторых этажах жилых зданий шум от автомагистралей часто оказывается среди причин превышения нормативных значений. В условиях шумового загрязнения в городской среде шумозащитные экраны стали важным инструментом в борьбе с автомобильным шумом. Шумозащитные экраны обеспечивают нормативные значения шума на территории жилой застройки, которую они защищают посредством отражения основной части энергии.

Для того, чтобы создать эффективную акустическую конструкцию необходимо учитывать индивидуальные особенности местности, тип дороги, ее интенсивность, характер движения автотранспорта, тип автотранспорта. Однако, не всегда установленная конструкция обеспечивает необходимое снижение. Причиной этому могут служить такие факторы, как некачественная сборка (щели, открытые проемы, отсутствие фундамента), ненадлежащий уровень проектирования (недостаточная длина или высота конструкции, неудачное расположение шумозащитного экрана).

Длина шумозащитного экрана должна обеспечивать снижение эквивалентных уровней звука до нормативных значений, она напрямую зависит от расстояния оси ближайшей полосы движения до застройки и от прогнозируемого снижения эквивалентного уровня звука. Минимальная длина акустической конструкции за пределами жилой застройки должна составлять не менее 100-150 м. и составлять не менее 4-х расстояний от проезжей части до расчетной точки на селитебной территории. Это обусловлено необходимостью создания зоны акустической тени, устранению прямых звуковых лучей, попадающих непосредственно на жилую территорию.

В данной работе рассмотрены длины уже существующих сооружений, установленных вдоль федеральной автомобильных магистралей в различных субъектах Российской Федерации.

1. ПРИМЕР 1. ЭКРАН У СЕЛО СТАРЫЕ САННЫ

В качестве первого примера рассмотрим шумозащитный экран, установленный вдоль автомобильной дороги М-5 «Урал» на участке км 1381 – км 1382. Протяженность конструкции составляет 146 метров, высота – 2 метра. На рис. 1 представлена схема расположения шумозащитной конструкции.

Данная акустическая конструкция защищает село Старые Санны в Республике Башкортостан. Жители села жалуются в Роспотребнадзор на превышения нормативных значений уровня звука. На территории села были проведены натурные измерения уровней звука. Схема расположения точек указана на рис. 1.

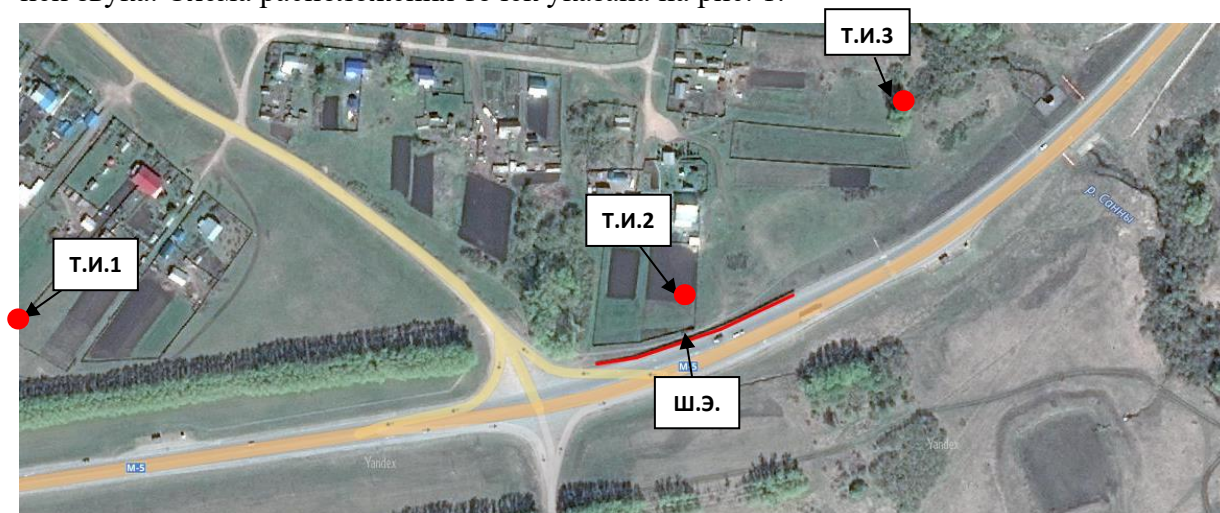


Рис. 1. Расположение ШЭ и ТИ.

Точки измерений были выбраны согласно ГОСТ 23337-2014 «Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий». Измерения проводились в дневное время суток.

Таблица 1. Результаты измерений представлены на границе жилой застройки с. Старые Санны

Но-мер точки	L _{экв} , дБА	L _{max} , дБА	Расстояние до края проезжей части исследуемой автодороги, м	Примечание
1	61	68	90	Точки измерения располагались на селитебной территории с. Старые Санны, Благоварский район, Республика Башкортостан. <i>Измерения проводились во время передвижения а/т по автодороге М-5 «Урал» (без влияния шума источников исследуемой территории)</i>
2	61	68	35	
3	60	66	90	
-	55	70	-	Норматив СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки»

Измерения проводились с помощью шумомера Экофизика-110А первого класса точности. Как видно из результатов натуральных измерений уровни звука на границе сели-тебной территории превышают нормативные значения. Жилая застройка находится в зоне проникновения прямых звуковых лучей, существующее сооружение не оказывает существенного влияния на акустическую ситуацию в рассмотренном случае.

Согласно ОДМ 218.2.013-2011 «Методические рекомендации по защите от транспорт-ного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам», длина сооруже-ния должна составлять минимум $4D$ (рис. 2), где D – расстояние от ближайшей жилой застройки до расчетной точки, но не менее 100 метров в каждом направлении.

Как уже было указано, длина шумозащитного сооружения составляет 146 метров. Такая длина сооружения является недопустимой из-за своей неэффективности. Расчет необходимой длины представлен ниже:

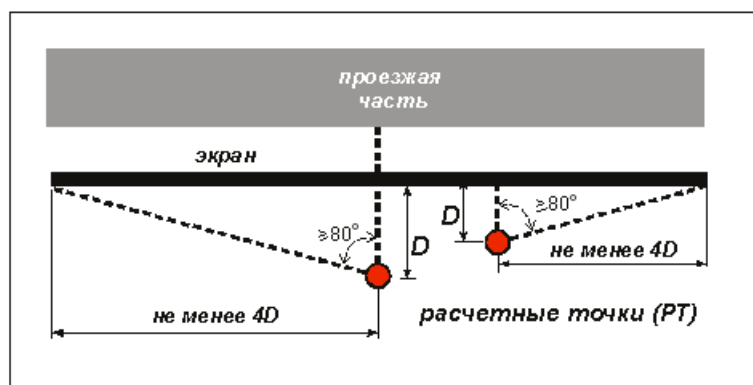


Рис. 2. Минимальная длина шумозащитного экрана

Расстояние от ближайшей расчетной точки до крайней полосы автодороги состав-ляет 40 м. Соответственно, согласно методическим указаниям, минимальный отгон длины от данной точки должен составлять не менее 120 м в каждом направлении.

Расстояние от РТ-3 (ТИ-3) составляет 90 метров, соответственно, учитывая харак-тер дороги расстояние должно быть не менее 360 метров в каждом направлении. Схема расположения шумозащитного экрана с длиной согласно ОДМ 218.2.013-2011 представ-лена на рис. 3.



Рис. 3. Схема расположения ШЭ с учетом необходимой минимальной длины

ПРИМЕР 2. ЭКРАН У ДЕРЕВНИ ПЕРЕСВЕТОВО

В качестве второго примера предложен к рассмотрению шумозащитный экран, расположенный вдоль автомобильной дороги А-108 «Северный обход г. Дмитров» на участке км 0+672 - км 0+852, высота – 3 метра. Защищаемым объектом является деревня Пересветово, Московская область. Длина шумозащитного экрана составляет 180 метров.

От жителей деревни также поступают жалобы в управление Росприроднадзора на повышенные уровни шума. Для подтверждения факта превышений нормативных значений были организованы и проведены натурные измерения уровней шума на селитебной территории. Точки измерений были выбраны согласно ГОСТ 23337-2014 «Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий». Измерения проводились в дневное время суток. Расположения экрана и точек измерений представлены на рис. 4.



Рис. 4. Расположение ШЭ и ТИ

Измерения проводились с помощью шумомера Экофизика-110А первого класса точности. Как видно из результатов натурных измерений уровни звука на границе селитебной территории превышают нормативные значения. Жилая застройка находится в зоне проникновения прямых звуковых лучей, существующее сооружение не оказывает существенного влияния на акустическую ситуацию в рассмотренном случае. Результаты измерений представлены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты измерений на границе жилой застройки д. Пересветово

Но- мер точки	L экв, дБА	L max, дБА	Расстояние до края проез- жей части ис- следуемой ав- тодороги, м	Примечание
1	61	69	65	Точки измерения располагались на селитебной территории д. Пересветово, Московская область. <i>Измерения проводились во время передвижения, а/т по автодороге А-108 «Московское большое кольцо», Северный обход г. Дмитров. (без влияния шума источников исследуемой территории)</i>
2	59	67	69	
3	59	62	90	
-	55	70	-	Норматив СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки»

В качестве расчетной точки принимается ближайшая по отношению расстояния относительно автодороги точка измерений. Расстояние до ближайшей полосы автодороги составляет 65 метров. Соответственно, согласно ОДМ 218.2.013-2011 необходимая минимальная длина шумозащитного сооружения составляет 260 метров в каждом направлении. Экран проектируется исходя из необходимости закрыть селитебную территорию от попадания прямых звуковых лучей.

Длина экрана была сокращена согласно ОДМ 218.2.013-2011 без потери его эффективности (рис. 5).

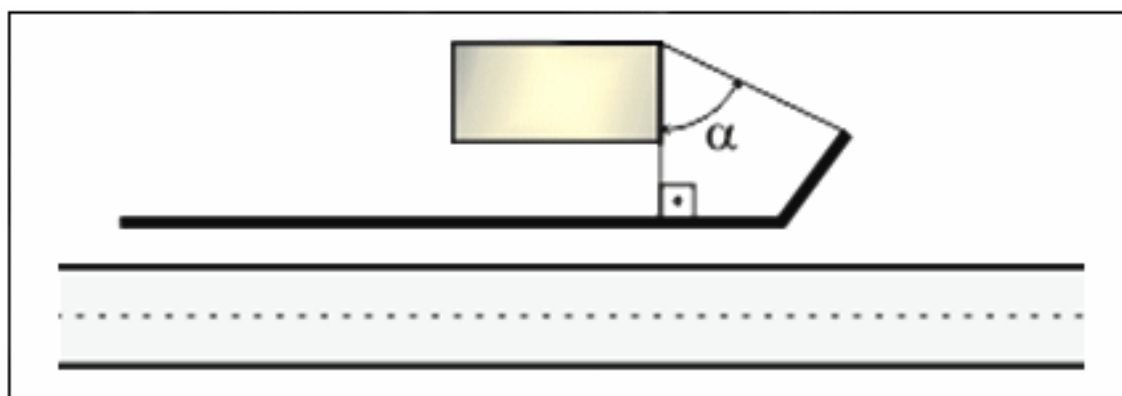


Рис. 5. Схема сокращения длины шумозащитного экрана

На рис. 6 представлено расположение экрана с учетом длины, рассчитанной согласно нормативным документам.



Рис. 5. Схема расположения ШЭ с учетом необходимой минимальной длины

2. РАСЧЕТ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРЕДЛОЖЕННЫХ МЕРОПРИЯТИЙ

Акустический расчет производился при помощи программного комплекса «АРМ Акустика 3» (экспертное заключение на программу от 27 июня 2012 года НИИСФ РААСН, Приложение 3).

Данные о характеристиках автодорог были получены путем натурных измерений согласно ГОСТ 20444-2014 «Шум. Транспортные потоки. Методы определения шумовой характеристики»

В расчетах учитывается тот факт, что высота и геометрические параметры акустических конструкций не изменяются.

Для с. Старые Санны:

При расчете учтены такие параметры, как направленность излучения, высота расположения ИШ, экранирование препятствиями. В табл. 3 представлена сходимость измеренного и расчетного значений в РТ-1 – РТ-3. Приемлемой считается сходимость, полученная с точностью до 3 дБА.

Таблица 3. Сходимость измеренных и расчетных значений

Номер точки	Измеренные уровни звука, дБА	Расчетные уровни звука, дБА
1	61	60
2	61	62
3	60	61

На рис. 7 представлена карта шума с исходного варианта

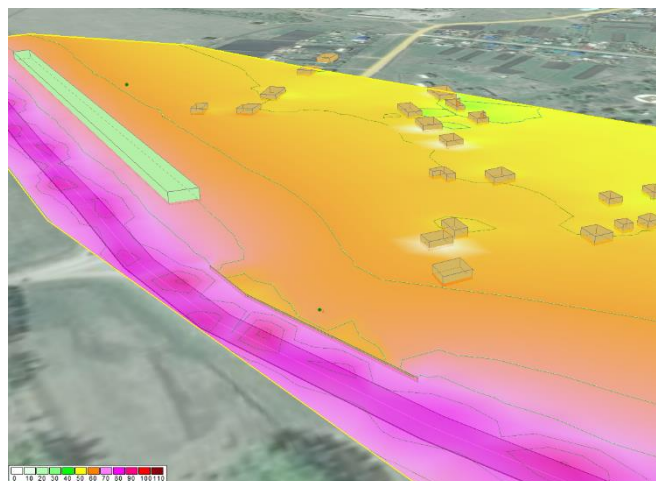


Рис. 7. Карта шума с исходным вариантом экрана

На рис. 8 представлена карта шума с учетом предложенных мероприятий.

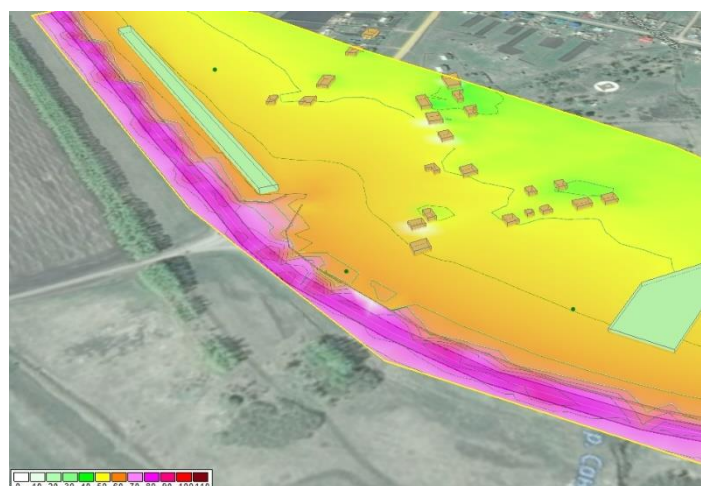


Рис. 8. Карта шума с предложенным вариантом экрана

Таблица 4. Разница между исходным и предложенным вариантами

Номер точки	Расчетные уровни звука, дБА	Разница значений до и после мероприятий, дБА
1	52	8
2	61	1
3	55	6

Исходя из полученных значений можно сделать выводы о том, что рассчитанная длина будет наиболее эффективной для данного случая учитывая характер рельефа и геометрические параметры автомобильной дороги.

Для д. Пересветово:

При расчете учтены такие параметры, как направленность излучения, высота расположения ИШ, экранирование препятствиями. В табл. 4 представлена сходимость измеренного и расчетного значений в РТ-1 – РТ-3. Приемлемой считается сходимость, полученная с точностью до 3 дБА.

Табл. 5. Сходимость расчетных и измеренных значений.

Номер точки	Измеренные уровни звука, дБА	Расчетные уровни звука, дБА
1	61	59
2	59	59
3	59	59

На рис. 9 представлена карта шума с учетом текущего положения.

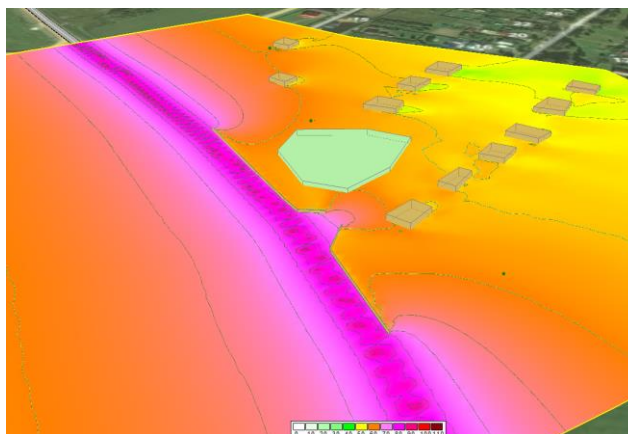


Рис. 9. Карта шума с учетом текущего положения

На рис. 10 представлена карта шума с учетом предложенных мероприятий.

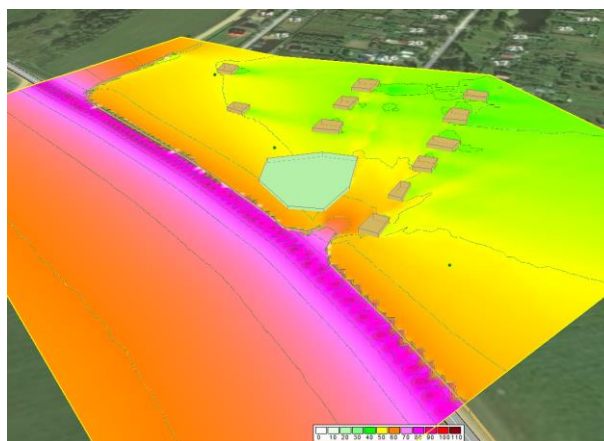


Рис. 10. Карта шума с учетом предложенных мероприятий

Таблица 6. Разница между исходным и предложенным вариантами

Номер точки	Расчетные уровни звука, дБА	Разница значений до и после мероприятий, дБА
1	52	7
2	51	8
3	50	9

Исходя из полученных значений можно сделать выводы о том, что рассчитанная длина будет наиболее эффективной для данного случая учитывая характер рельефа и геометрические параметры автомобильной дороги.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Существующая ситуация относительно проектирования шумозащитных экранов вдоль автомагистралей требует комплексного подхода для ее разрешения. В первую очередь, необходимо устранить существующие нарушения для достижения благоприятной акустической ситуации для каждой жилой зоны, вдоль которой установлены экраны, не отвечающие требованиям. Во вторую очередь требуется ввести контроль за проектами по созданию и постройке шумозащитных сооружений в целях недопущения проектирования ненадлежащего качества. Также целесообразно включить изменения в ОДМ 218.2.013-2011 «Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам» более жестко регламентирующие необходимую длину проектируемого сооружения. Предлагается введение пунктов о необходимости выбора расчетных точек на границах жилой застройки, находящихся в зоне акустического дискомфорта. Расчет отгона длины шумозащитного экрана необходимо производить с учетом попадания расчетных точек в зону акустической тени.

ЛИТЕРАТУРА

1. ОДМ 218.2.013-2011 «Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам».
2. ГОСТ 23337-2014 «Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий».
3. ГОСТ 20444-2014 «Шум. Транспортные потоки. Методы определения шумовой характеристики».

РАССЕЯНИЕ ЗВУКОВЫХ ВОЛН КУБИЧЕСКИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ В МОДЕЛЬНОМ ЭКСПЕРИМЕНТЕ

М.А. Лаврова¹, Н.Г. Канев^{1,2}

¹Московский государственный технический университет им.Н.Э. Баумана, Москва

²Акустический институт им. акад. Н.Н. Андреева, Москва

E-mail: marinalavro@mail.ru

На практике применен способ измерения коэффициента рассеяния рельефных поверхностей в недиффузном звуковом поле. В данной работе используется модель помещения с габаритами 0,7x0,4x0,4 м, в которой измеряется кривая затухания звука на частотах 4кГц и 8кГц. Две большие стенки покрыты пористым поглотителем, на третьей в определенных комбинациях размещаются исследуемые кубические рассеиватели со стороной 3,5 см. Звуковое поле в помещении сформировано таким образом, что звуковые волны падают на тестируемую стенку нормально. По результатам измерений определены коэффициенты рассеяния стенки с кубическими элементами при различном их количестве. Рассчитаны эквивалентная площадь рассеяния тестируемой поверхности, а также сечение рассеяния отдельного элемента.

Ключевые слова: коэффициент рассеяния звука, недиффузное звуковое поле, кубические рассеиватели.

ВВЕДЕНИЕ

Звук, который мы слышим, является комбинацией прямого звука, идущего от источника, и звука, отраженного от окружающих поверхностей. В геометрической акустике звуковые лучи распространяются прямолинейно в закрытых пространствах, меняют свои траектории и теряют часть энергии при отражении от стен. Данные отражения доходят до слушателя с разным запаздыванием, и если отраженный звук отстает от прямого на 50 мс (для коротких сигналов), то возникает эхо, которое ухудшает восприятие исходного сигнала. Кроме этого, криволинейные поверхности могут обеспечивать условия для фокусировки звука, что также негативно влияет на качество акустики помещения.

Одним из способов улучшения акустики является отделка стен помещения звукоотражающими и звукопоглощающими панелями. Но для повышения диффузности звукового поля использование лишь отражающих и поглощающих поверхностей недостаточно: перенаправление и снижение интенсивности падающих волн, например, в очень широких залах, не всегда позволяет достичь хорошего акустического качества. В этих случаях применение звукорассеивающих поверхностей [1, 2] позволяет увеличить диффузность звукового поля, а также снизить негативное влияние ряда акустических эффектов, таких как «порхающее» эхо и фокусировка. Для количественной оценки звукорассеивающих свойств поверхностей или отдельных элементов существуют стандартизированные методики [9, 10]. Недавно предложен метод измерения коэффициента рассеяния звука в недиффузном поле [3, 5, 13]. Настоящая работа посвящена развитию нового метода для измерения коэффициента рассеяния при нормальном падении звуковой волны.

1. ОПИСАНИЕ МЕТОДА ИЗМЕРЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА РАССЕЯНИЯ

Кривая затухания звука (зависимость логарифмического уровня среднего по объему помещения звукового давления от времени) зависит от формы и свойств поверхно-

стей помещения и в случае диффузного поля является прямой, которую можно легко задать одним углом наклона. В прямоугольном помещении с неравномерным распределением поглощения спад звуковой энергии неэкспоненциален ввиду недиффузности звукового поля, и зависит от степени рассеяния звука. При внесении звукорассеивающих элементов в помещение затухание звука происходит быстрее, и по измеренной кривой затухания можно определить их акустические свойства.

В основе предложенного способа [3, 6, 12] измерений коэффициента лежит метод мнимых источников геометрической акустики. Помещение должно иметь форму прямоугольного параллелепипеда, его размеры выбираются из интересующих значений частот, на которых измеряется коэффициент рассеяния. Одна стенка помещения покрывается звукопоглощающим материалом, перпендикулярные ей стенки являются тестовыми – на них размещаются исследуемые образцы. Таким образом создается необходимое для проведения измерений недиффузное звуковое поле. Нахождение коэффициента по затуханию звуковой энергии возможно только в случае его существенного отличия от экспоненты. Для описания акустических свойств поверхностей используются коэффициенты поглощения и отражения.

Кратко опишем методику измерений в помещении с одной поглощающей стенкой [13]. Кривая затухания, измеренная в помещении без рассеивателей, аппроксимируется выражением $E(t) = ae^{-bt}/\sqrt{t}$ при $t > 2/b$. По найденному коэффициенту b определяется коэффициент звукопоглощения тестовых стенок

$$\alpha' = \frac{b\pi H}{4c}, \quad (1)$$

где H – высота помещения, c – скорость звука в среде.

Затем на тестовых стенках равномерно располагаются образцы исследуемых звукокорассеивающих конструкций и материалов.

В новой конфигурации помещения снова измеряется кривая затухания, которая аппроксимируется этим же выражением, но с другими коэффициентами a_1, b_1 . По значению коэффициента b_1 находится суммарный коэффициент поглощения α и рассеяния δ тестовых стенок

$$\alpha + \delta = \frac{b\pi H}{4c}. \quad (2)$$

Коэффициент звукопоглощения α образца измеряется стандартным способом в реверберационной камере [8], отсюда искомый коэффициент рассеяния

$$\delta = \frac{b\pi H}{4c} - \alpha. \quad (3)$$

Значения коэффициента рассеяния [9] должны принадлежать диапазону

$$\alpha' - \alpha < \delta < 0.1 - \alpha. \quad (4)$$

Звуковое поле в помещении с одной поглощающей стенкой является анизотропным. Медленно затухающие лучи распространяются вдоль поглощающей поверхности (рис. 1а), поскольку не попадают на поглощающую стенку. Если непоглощающие стенки рассеивают звук (рис. 1б), то часть рассеянной энергии направляется к поглощающей поверхности, что приводит к более быстрому затуханию звука в помещении. Это дает возможность измерять свойства поверхностей, коэффициент рассеяния которых зависит от угла падения звуковой волны [16].

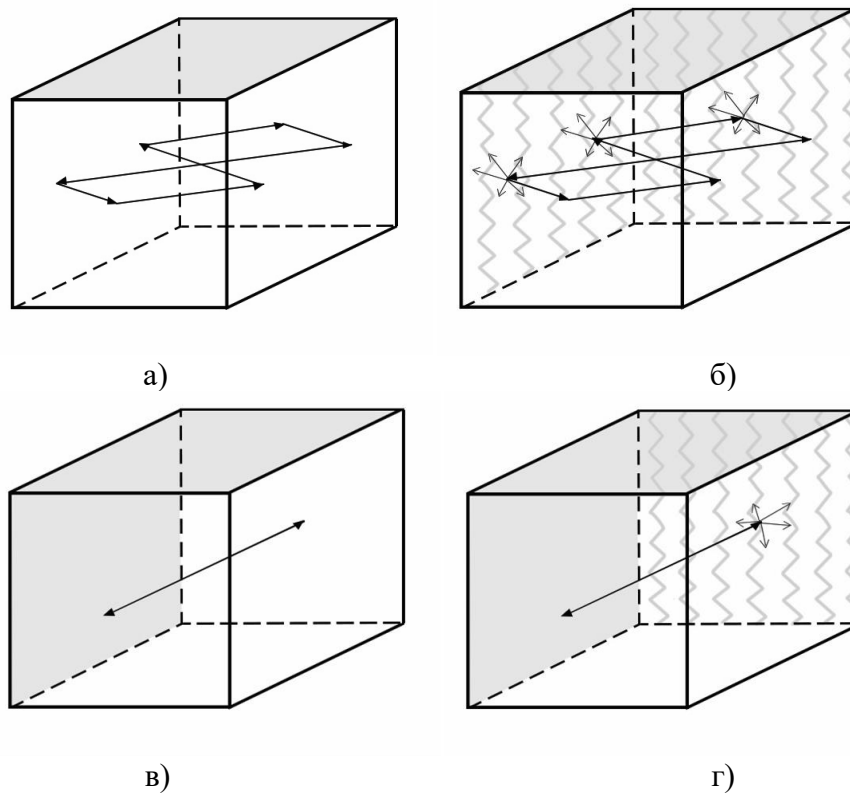


Рис.1. Распространение лучей в помещении с одной (а, б) и двумя (в, г) поглощающими стенками

Отсюда возникает следующий шаг в развитии рассматриваемого метода. Если покрыть поглотителем две непараллельные стенки, то медленно затухающие лучи будут распространяться параллельно этим поверхностям (рис. 1в). Следовательно, эти лучи будут падать нормально на тестовые стенки (рис.1г). Это позволит измерять нормальный коэффициент рассеяния звука.

2. ФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

Измерения коэффициента рассеяния осуществлялись на стенде «Исследование эффективности акустической обработки помещения» [14-16], имеющем следующие габариты: длина – 70см, ширина – 40 см, высота – 40 см. Стены сделаны из фанеры с толщиной листа 15 мм и покрыты эмалированной краской. Приемник и источник звука расположены возле противоположных стен с наименьшей площадью, и их положение не меняется в течение всего эксперимента. Позиция микрофона не влияет на итоговую кривую затухания, поэтому измерения проводятся только в одной точке.

В результате каждого измерения получен импульсный отклик, по которому усреднением находится кривая затухания, характеризующая реверберационный спад.

В качестве исследуемых элементов выбраны кубические рассеиватели со стороной 3,5 см, выполненные из дерева. Данные элементы размещались на стене 40x40 см² по предварительно разработанной схеме. Число комбинаций кубических элементов (шагов) составляло 30, на рис.2 представлены три из них. За нулевую комбинацию принято помещение без тестовых элементов. Темно-серым цветом изображены элементы, добавленные на данном шаге, светло-серым – элементы предыдущих шагов. С каждым этапом количество рассеивателей увеличивалось на 4, исключением является второй шаг, на котором было добавлено 5 элементов. Максимальное количество элементов составляет

121, при этом кубические элементы полностью покрывают тестовую стенку, образуя плоскую поверхность.

При проведении эксперимента поглощающим материалом были покрыты две перпендикулярные друг другу стенки помещения с размерами 70x40 см². Закон затухания для такого случая аппроксимируется выражением [12]

$$E(t) = \frac{ae^{-bt}}{t}, \quad (5)$$

при $t \gg L/c$, где L - наибольший из габаритов помещения, c – скорость звука в среде. После проведения аппроксимации несложно найти сумму коэффициентов поглощения α и рассеяния δ по формуле

$$\alpha + \delta = \frac{2L}{c}b. \quad (6)$$

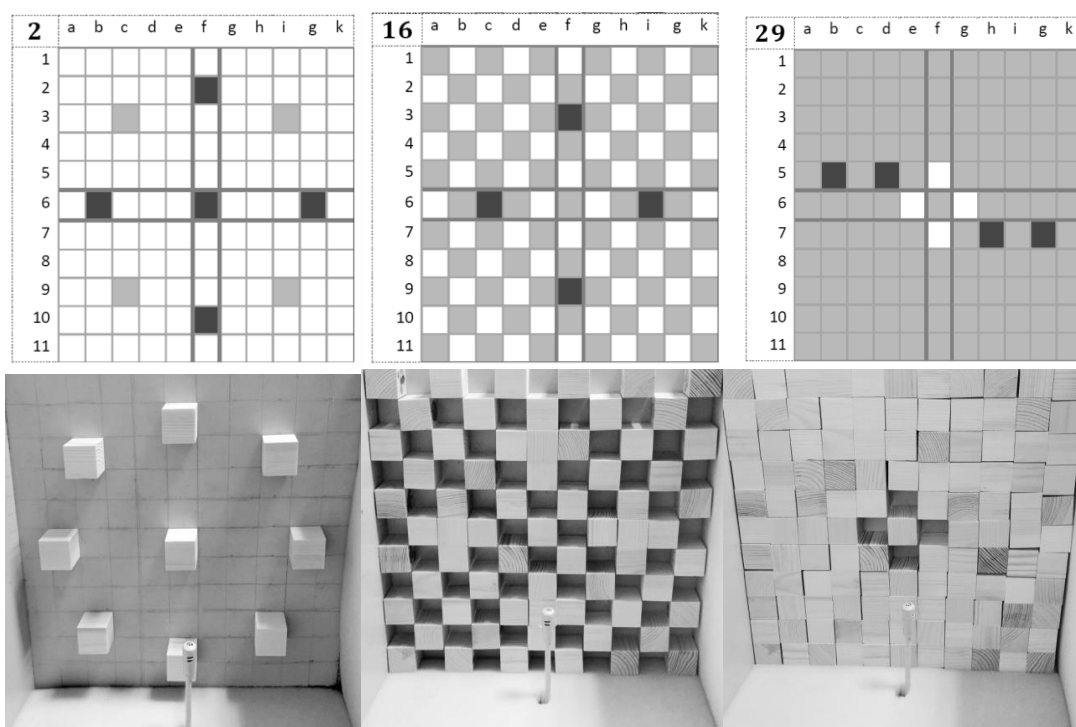


Рис.2. Схемы (сверху) и фото (снизу) расположения рассеивателей:
 №2 – 9 элементов; №16 – 65 элементов; №29 – 117 элементов

Так как коэффициенты поглощения и рассеяния одинаково влияют на кривую затухания звука, то нельзя однозначно выделить воздействие каждого коэффициента в отдельности. Для того, чтобы разрешить эту проблему, необходимо найти коэффициент звукопоглощения тестовых элементов альтернативным способом [8] и определить разность

$$\delta = \frac{2L}{c}b - \alpha. \quad (7)$$

В настоящей работе проводились измерения коэффициента рассеяния без образца на шаге № 0, для нахождения коэффициента звукопоглощения стенок α' . Его необходимо учитывать, так как поверхности стен не полностью покрыты исследуемыми элементами.

3. АНАЛИЗ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

Рассмотрим процедуру аппроксимации измеренной кривой затухания и вычисления суммарного коэффициента поглощения и рассеяния на примере помещения без рассеивающих элементов. Для помещения с двумя звукопоглощающими и пустыми тестовыми стенками – конфигурация №0 (рис. 3а) была найдена и аппроксимирована выражением (5) кривая затухания для частот 4 000 Гц и 8 000 Гц. Были подобраны коэффициенты a и b , дающие наилучшее совпадение расчетной и измеренной кривых.

Измеренная кривая на 4 000 Гц (рис. 3б) достигает фонового шума при 0,182 с. Ее можно описать подобранной кривой во временном интервале $2/b < t < 0,182$ с. Подобранное значение коэффициента b составляет 54,1, откуда данный интервал принимает вид 0,037-0,182 с. Значение коэффициента $a = 7,6 \cdot 10^{-4}$, но его величина не используется для дальнейших расчетов.

Найденный параметр b позволяет по формуле (6) определить сумму коэффициентов поглощения и рассеяния. Аналогичные вычисления были проведены для каждой измеренной кривой затухания.

По методике был найден коэффициент поглощения стенок α' и коэффициенты рассеяния для каждой из комбинаций. В таблице 1 приведены результаты измерения и расчета коэффициентов поглощения стенок для некоторых конфигураций на частотах 4кГц и 8кГц, а также вычислена эквивалентная площадь рассеяния ($S_0\delta$) и сечение рассеяния одного элемента $= S_0\delta/n$, где S_0 - площадь тестовой стенки. Введем безразмерное сечение рассеяния одного элемента $\sigma = s/s_0$, $s_0 = 12\text{см}^2$ - площадь поверхности рассеивающего элемента.

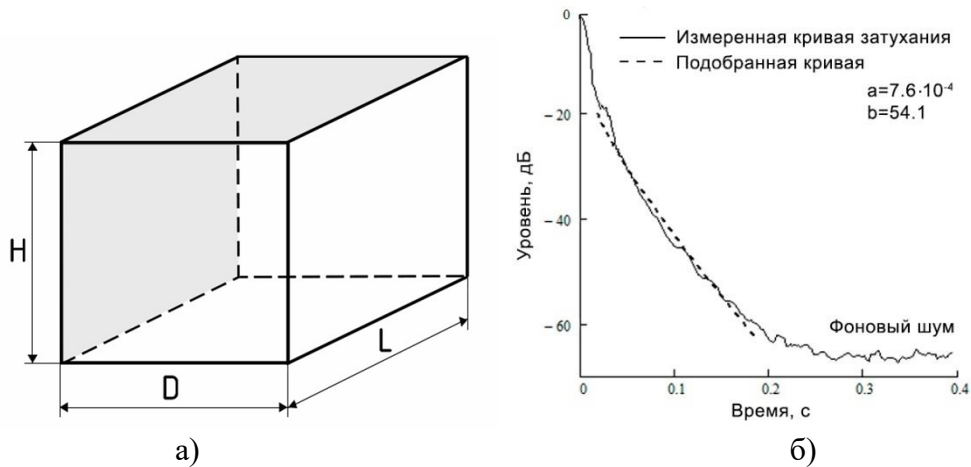


Рис.3. Аппроксимирование измеренной кривой выражением (4) на 4кГц

Таблица 1. Расчет коэффициента рассеяния

		Количество элементов на тестовой стенке						
		4	21	41	61	81	101	121
Суммарный коэффициент рассеяния и поглощения	4кГц	0,234	0,272	0,353	0,329	0,417	0,392	0,393
	8кГц	0,275	0,401	0,4	0,504	0,529	0,55	0,426
Коэффициент рассеяния тестовой стенки с рассеивателями	4кГц	0,143	0,181	0,262	0,238	0,326	0,301	0,302
	8кГц	0,198	0,324	0,323	0,427	0,452	0,473	0,349

Продолжение таблицы 1

Эквивалентная площадь рассеяния $S_0\delta$, м ²	4кГц	0,021	0,027	0,039	0,035	0,048	0,045	0,045
	8кГц	0,029	0,048	0,048	0,063	0,067	0,070	0,052
Сечение рассеяния одного элемента, $S_0\delta/n$, см ²	4кГц	52,8	12,7	9,5	5,8	6,0	4,4	3,7
	8кГц	73,2	22,8	11,7	10,4	8,3	6,9	4,3
Безразмерное сечение, σ	4кГц	4,31	1,04	0,77	0,47	0,49	0,36	0,30
	8кГц	5,97	1,86	0,95	0,85	0,67	0,57	0,35

На основании результатов измерений была получена зависимость суммы коэффициентов рассеяния и поглощения тестовой стенки ($\delta + \alpha$) от количества кубических рассеивателей, представленная на рис.4.

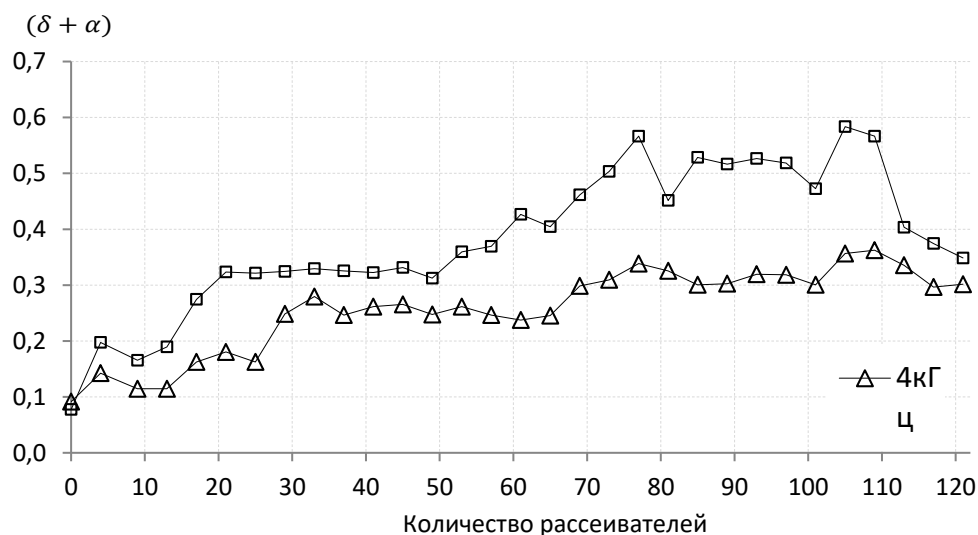


Рис. 4. Зависимость суммарного коэффициента поглощения и рассеяния тестовой стенки от количества кубических рассеивателей

С увеличением количества кубических элементов на тестовой стенке измеренный коэффициент поглощения и рассеяния увеличивается. При небольшом количестве элементов основной вклад в значение этого коэффициента вносит рассеяние звука элементами. При этом наблюдается постоянство рассеивающего эффекта: на частоте 4 кГц измеренный коэффициент не изменен при 20-50 элементах на стенке, а на частоте 8 кГц — при 30-60 элементах. По-видимому, при таком количестве элементов звуко-рассеивающие свойства поверхности достигают своего максимума. При дальнейшем увеличении количества элементов измеренный коэффициент вновь растет и достигает максимальных значений 0,35 на частоте 4 кГц и 0,55 на частоте 8 кГц. Это связано в первую очередь с поглощением, вносимом элементами. При полном покрытии стенки кубическими элементами измеренный коэффициент несколько снижается, поскольку поверхность слабо рассеивает звук. Но его значения составляют примерно 0,3 на обеих частотах и значительно превышают коэффициент поглощения тестовой стенки без элементов. Это означает, что тестовая стенка, полностью покрытая элементами, хорошо поглощает звук, что объясняется двумя причинами: нежестким приклеиванием рассеивающих элементов к тестовой стенке, а также щелями между кубиками.

На рис.5 приведены результаты расчета безразмерного сечения σ при различном количестве кубических рассеивателей. С увеличением концентрации элементов на тестовой стенке σ убывает. В интервале 9-41 для 8 кГц и 9-33 для 4 кГц происходит интенсивный спад, далее он заметно снижается, что связано с малым изменением сечения рассеяния каждого элемента. Это свидетельствует о том, что при увеличении доли площади, покрытой рассеивателями, сечение рассеяния, а, следовательно, и безразмерное сечение – варьируется незначительно. Сечение поглощения на частоте 8 кГц значительно выше, чем на частоте 4 кГц, особенно при малом количестве рассеивающих элементов на тестовой стенке. Если количество кубиков не превышает 25, то сечение рассеяния на частоте 8 кГц почти в два раза больше, чем на частоте 4 кГц. Это связано с тем, что волновой размер рассеивателя на частоте 8 кГц также в два раза больше.

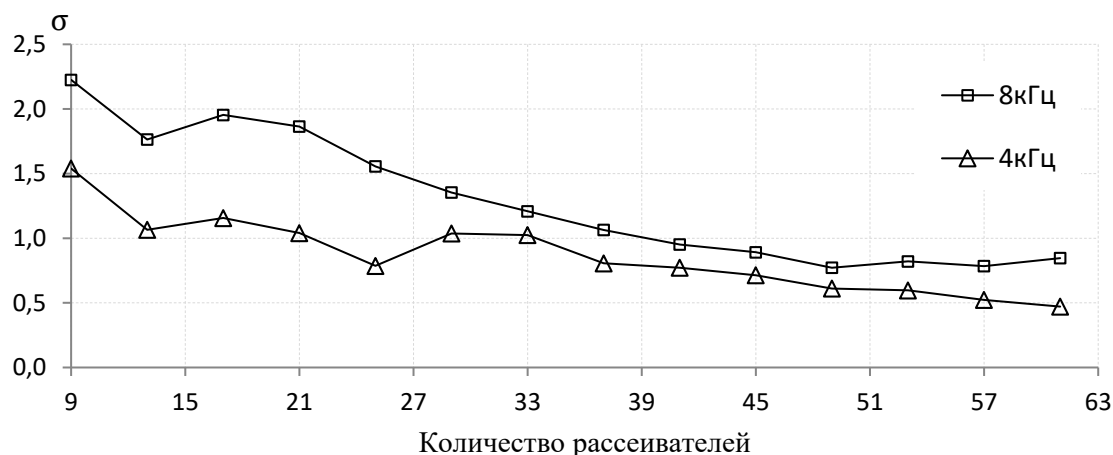


Рис.5. Зависимость безразмерного сечения σ от количества кубических рассеивателей на тестовой стенке

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей работе применен метод измерения коэффициента рассеяния в не диффузном звуковом поле для исследования рассеяния звука кубическими элементами при нормальном падении звуковых волн. В модельном эксперименте для частот 4 кГц и 8 кГц измерены кривые затухания звука и определены коэффициенты поглощения и рассеяния исследуемых элементов. Проведен расчет эквивалентной площади рассеяния стенки с исследуемыми элементами, а также сечение рассеяния отдельного элемента.

Экспериментально установлено, что эффективность рассеяния поверхности, покрытой кубическими жесткими элементами, зависит от количества элементов и их размеров. С увеличением количества рассеивателей на единицу площади коэффициент рассеяния увеличивается, достигая при этом предельного значения (0,35 на 4 кГц и 0,55 на 8 кГц). Коэффициент рассеяния тем выше, чем ближе размер элемента к длине звуковой волны.

Дальнейшее развитие данной темы требует изучения влияния формы рельефных поверхностей с одинаковой эквивалентной площадью рассеяния. В качестве исследуемых элементов вместо куба предполагается рассмотреть полусферу, пирамиду, призму. Проведенные исследования могут быть полезными при расчете акустических параметров реальных помещений, с целью выбора оптимального количества рассеивающих элементов и их размещения на поверхностях стен.

ЛИТЕРАТУРА

1. Cox T.J., Dalenback B.I.L., D'Antonio P., Embrechts J.J., Jeon J.Y., Mommertz E., Vorländer M.A. tutorial on scattering and diffusion coefficients for room acoustic surfaces // Acta Acustica united with ACUSTICA 1992 (1), P.1-15
2. Cox T.J., D'Antonio P. Acoustic Absorbers and Diffusers: Theory Design and Application. Spon Press, London. 2004. P. 405.
3. Hanyu T., Hoshi K., Nakakita T. Method for measuring sound scattering coefficients of walls and diffusers by using a non-diffuse sound field with unevenly-distributed sound absorption // Proc. of the 45th International Congress INTER-NOISE, August 21 – 24, 2016, Hamburg, Germany. P. 1022-1030.
4. Hodgson, M.R., Orłowski, R.J. Acoustic scale modelling of factories, part 1: principles, instrumentation and techniques // Journal of Sound and Vibration. 1987. 113 (1). P. 29-46
5. Kanev N. Measurement of sound scattering coefficients of surfaces in a non-diffuse sound field: theoretical and experimental investigation // Proc. of INTERNOISE. Hong Kong, China, 2017. P.2367-2378
6. Kanev N. Sound decay in a rectangular room with specular and diffuse reflecting surfaces // Proc. of Forum Acusticum, June 27 – July 1, 2011. Aalborg, Denmark. P. 679-684.
7. Vorländer M., Mommertz E. Definition and measurement of random incidence scattering coefficients // Appl. Acoust. 2000. P.187–199.
8. ГОСТ 31704-2011. Материалы звукопоглощающие. Метод измерения звукопоглощения в реверберационной камере. Москва: Стандартинформ, 2014.
9. ГОСТ Р ИСО 17497-1-2011. Акустика. Звукорассеивающие свойства поверхностей. Часть 1. Измерение коэффициента рассеяния при случайных углах падения звуковой волны в реверберационной камере. Москва: Стандартинформ, 2012.
10. ГОСТ Р ИСО 17497-2-2014. Акустика. Звукорассеивающие свойства поверхностей. Часть 2. Измерение коэффициента рассеяния направленной звуковой волны в свободном звуковом поле. Москва: Стандартинформ, 2015.
11. Исакович, М.А. Общая акустика. Учебное пособие. Москва: Издательство «Наука», 1973.
12. Канев, Н.Г. Затухание звука в прямоугольном помещении с импедансными стенками / Н.Г. Канев // Акустический журнал. 2012. Т. 58; № 5. С. 656-662.
13. Канев, Н.Г. Об измерении коэффициента рассеяния в недиффузном звуковом поле // Н.Г. Канев // Акустический журнал. 2017. Т. 63; № 6. С. 679-684.
14. Трушина, П.А. Измерение коэффициента рассеяния звука в масштабной модели прямоугольного помещения / П.А. Трушина, Н.Г. Канев // Ученые записки физического факультета Московского университета. 2017. № 5. 1751112.
15. Трушина, П.А. Исследование реверберации звука на физической модели прямоугольного помещения // Акустика среды обитания: сборник трудов Первой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (АСО-2016). МГТУ Н.Э. Баумана. Москва. 2016. С. 166-172.
16. Трушина, П.А. О возможности измерения анизотропии коэффициента рассеяния звука в недиффузном поле // Акустика среды обитания: сборник трудов Первой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (АСО-2017). МГТУ Н.Э. Баумана. Москва. 2017. С. 195-203.

НИЗКОЧАСТОТНОЕ ПОГЛОЩЕНИЕ ЗВУКА РЕЗОНАТОРОМ ГЕЛЬМГОЛЬЦА В ПОМЕЩЕНИИ

Д.А. Мамешина¹, Н.Г. Канев^{1,2}

¹ *Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва*

² *Акустический институт им. акад. Н.Н. Андреева, Москва*

E-mail: dariamameshina@gmail.com

В настоящей работе рассмотрена задача о поглощении звука резонатором Гельмгольца в прямоугольном помещении с абсолютно жесткими стенками. В общем виде предложено решение о максимально возможном поглощении, вносимом резонатором. Найдено решение для поглощения первого резонанса помещения. Эффективность поглощения характеризуется коэффициентом затухания собственных колебаний помещений. Определены параметры резонатора, при которых коэффициент затухания максимален.

Ключевые слова: резонатор Гельмгольца, поглощение звука, прямоугольное помещение

ВВЕДЕНИЕ

Известно, что в низкочастотной области нормальные частоты помещения далеко расположены друг от друга и поэтому передаточная функция помещения весьма неравномерна. Для улучшения акустических свойств помещения в области низких частот можно использовать резонаторы Гельмгольца. На резонансных частотах они эффективно поглощают звук и тем самым сглаживают передаточную функцию помещения.

Резонатор Гельмгольца состоит из сосуда, снабженного горлышком - узким отростком или отверстием, через которое сосуд сообщается с окружающей средой [1]. При перемещении среды, заполняющей горлышко, в одну и в другую сторону среда в сосуде испытывает сжатия и разрежения, и давление в ней изменяется. На открытом же конце горлышка давление все время остается неизменным (атмосферным - для резонатора Гельмгольца в воздухе). Разность давлений на концах горлышка ускоряет массу среды в горлышке. Ввиду узости горлышка скорость движения среды в нем велика по сравнению со скоростью среды внутри сосуда, так что кинетическая энергия сосредоточена в горлышке несмотря на то, что фактическая масса среды в горлышке много меньше массы среды в сосуде. Упругая же энергия окажется сосредоточенной в среде внутри сосуда.

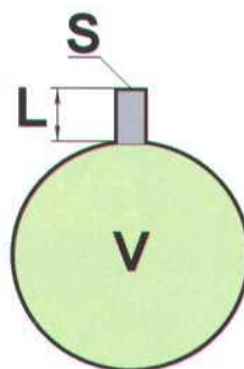


Рис. 1. Схема резонатора Гельмгольца.

Таким образом, кинетическая и потенциальная энергия локализируются в разных телах: в среде в горлышке и в среде в сосуде. Значит, резонатор Гельмгольца можно считать, как и пузырек, осциллятором с сосредоточенными параметрами.

Расчет собственной частоты резонатора в свободном пространстве производится следующим образом. Если длина горлышка много больше его поперечника, то среда в горлышке движется как целое, и можно принять за обобщенную координату смещение и частиц в горлышке наружу. Обобщенной массой будет масса среды, заполняющая горлышко: $m = SL\rho$, где S - площадь сечения горлышка, L - его длина, а ρ - плотность среды. Степень сжатия среды в сосуде, соответствующая смещению u , есть $-Su/V$, где V - объем сосуда. Значит, давление, возникающее в сосуде, равно $p = -Su/\beta V$, где β - сжимаемость среды.

Таким образом, обобщенная сила, действующая на обобщенную массу, равна $F = pS = -S^2u/\beta V$, откуда находим обобщенный коэффициент упругости осциллятора в виде $\aleph = -F/u = S^2/\beta V$. Искомая резонансная частота колебаний равна $\omega_0^2 = \aleph/m = S/\rho\beta LV$.

Наиболее важным с практической точки зрения является определение оптимальных характеристик резонатора для решения той или иной задачи гашения звука [2-6]. В данной работе рассматривается поглощение звука резонатором Гельмгольца в прямоугольном помещении с абсолютно жесткими стенками. Ставится задача определить максимально возможное поглощение, вносимое резонатором, а также параметры резонатора, при котором оно достигается.

1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Звуковое поле в прямоугольном помещении с резонатором Гельмгольца найдено в работе Лапина А.Д. [7]. Согласно этой работе резонансные частоты могут быть найдены из уравнения

$$Z(\omega) + Z_r(\omega) = 0, \quad (1)$$

где Z – акустический импеданс резонатора, Z_r – сопротивление излучения резонатора в помещении.

Уравнение (1) имеет бесконечное количество решений, обозначим их Ω_n , $n = 1, 2, 3 \dots$ Корни уравнения (1) называются резонансными частотами и являются комплексными величинами $\Omega_n = \Omega_n' + i\Omega_n''$. Каждой резонансной частоте соответствует собственное колебание, поиск которого в настоящей работе не проводится. Временная зависимость колебаний на резонансной частоте Ω_n может быть легкой найдена подстановкой резонансной частоты во временную зависимость $e^{-i\omega t}$:

$$e^{-i\Omega_n t} = e^{-i(\Omega_n' + i\Omega_n'')t} = e^{-i\Omega_n' t} e^{\Omega_n'' t}.$$

Таким образом, в помещении на каждой резонансной частоте наблюдается затухающее колебание. Частота колебаний равна $\text{Re } \Omega_n$, скорость затухания колебаний характеризуется параметром $\text{Im } \Omega_n$. Мнимая часть корней уравнения (1) представляет наибольший интерес. Необходимо найти ее зависимость от параметров задачи и определить экстремальные значения, т.е. значения параметров при котором затухание звука в помещении происходит наиболее быстро.

Импедансы можно записать в следующем виде:

$$Z = \frac{1}{S^2} \left(R + \frac{K}{-i\omega} - i\omega M \right), \quad (2)$$

$$Z_r = \frac{i\omega\rho}{V} \sum_m \frac{p_m^2(r)}{k^2 - k_m^2}, \quad (3)$$

где S – площадь поперечного сечения горла резонатора, R – коэффициент трения, K – коэффициент упругости, ω – частота звука, M – масса воздуха в горле резонатора, ρ – плотность среды, V – объем помещения, $k = \omega/c$, $k_m = \omega_m/c$, $p_m(r)$ – фундаментальные функции.

Подстановка (2) и (3) в (1) дает уравнение, корни которого нужно найти.

Поиск решений уравнения (1) достаточно сложен, поэтому решим упрощенное уравнение. Предположим, что резонатор располагается в углу помещения, тогда $p_m^2(r) = 1$. Если частоты достаточно низкие, то в сумме в (3) можно оставить только первое слагаемое. Тогда уравнение (1) можно записать в следующем виде

$$\frac{1}{S^2} \left(R + \frac{K}{-i\omega} - i\omega M \right) + \frac{i\omega\rho}{V} \frac{1}{k^2 - k_1^2} = 0, \quad (4)$$

Определим упругость резонатора через его резонансную частоту $\omega_0 = \sqrt{K/M}$ и учтем соотношения для волновых чисел $k = \omega/c$ и $k_1 = \omega_1/c$. Тогда (4) преобразуется к виду

$$\frac{1}{S^2} \left(R + \frac{K}{-i\omega} - i\omega M \right) + \frac{i\omega\rho c^2}{V} \frac{1}{\omega^2 - \omega_1^2} = 0. \quad (5)$$

Введем безразмерные параметры задачи. Для этого (5) разделим на $\omega_1 M$ и запишем (5) в следующем виде

$$\frac{R}{\omega_1 M} + \frac{\left(\frac{\omega_0}{\omega_1}\right)^2}{-i\frac{\omega}{\omega_1}} - i\frac{\omega}{\omega_1} + i\frac{\omega}{\omega_1} \frac{\rho c^2 S^2}{VM\omega_1^2} \frac{1}{\left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2 - 1} = 0. \quad (6)$$

В (6) все частоты отнормированы на ω_1 – первую (т.е. самую низкую) резонансную частоту помещения в отсутствие резонатора. Введем следующие безразмерные величины, сохранив прежние обозначения.

Таблица 1

Величина в (6)	Новое обозначение	Наименование величины
$\frac{R}{\omega_1 M}$	\bar{R}	Коэффициент трения
$\frac{\omega}{\omega_1}$	$\bar{\omega}$	Частота
$\frac{\omega_0}{\omega_1}$	$\bar{\omega}_0$	Собственная частота резонатора Гельмгольца в свободном пространстве
$\left(\frac{\rho c^2 S^2}{VM\omega_1^2}\right)^{-1}$	m	Масса резонатора

Согласно обозначениям в табл. 1 преобразуем (6) к виду

$$\bar{R} + \frac{\bar{\omega}_0^{-2}}{-i\bar{\omega}} - i\bar{\omega} + i\frac{1}{m} \frac{\bar{\omega}}{\bar{\omega}^2 - 1} = 0. \quad (7)$$

Оценим минимальное значение безразмерного параметра m , характеризующего массу резонатора. Самая низкая резонансная частота равна

$$\omega_1 = \frac{c\pi}{L},$$

где $L \sim \sqrt[3]{V}$ – характерный размер помещения. Учитывая, что масса резонатора $M = \rho l S$, находим значение параметра

$$m = \pi^2 \frac{Ll}{S}.$$

Если сечение горла резонатора круглое с диаметром d , то $S = \pi \frac{d^2}{4}$. Тогда

$$m = 4\pi \frac{Ll}{d^2}.$$

Отсюда следует, что $m \gg 1$. Формально можно устремить l к нулю и перейти к пределу $m \rightarrow 0$. Однако, в случае короткого горла, в пределе нулевой длины, масса резонатора ненулевая – это присоединенная масса отверстия. Поэтому эффективная длина горла резонатора составляет $l \sim d$, т.е. для короткого горла

$$m \approx 4\pi \frac{L}{d}.$$

Отверстие можно считать малым по сравнению с характерным размером помещения, если $L \gg d$. Для расчета примем $\frac{L}{d} = 10$, тогда $m \approx 10^2$.

2. СОБСТВЕННЫЕ ЧАСТОТЫ ПОМЕЩЕНИЯ С РЕЗОНАТОРОМ

Уравнение (7) можно решить численно. Для этого (7) нужно привести к форме полинома

$$\bar{\omega}^4(-m) + \bar{\omega}^3(-\bar{R}mi) + \bar{\omega}^2(\bar{\omega}_0^2 m + m + 1) + \bar{\omega}(\bar{R}mi) - \bar{\omega}_0^2 m = 0 \quad (8)$$

Уравнение (8) – это полином четвертой степени, поэтому имеет четыре корня. Нас интересуют только два корня, у которых положительная действительная часть. Это и есть две собственные частоты системы «помещение-резонатор». Одна частота – это собственное колебание резонатора Гельмгольца, при этом она отличается от $\bar{\omega}_0$, поскольку помещение нагружает резонатор и меняет его импеданс. Вторая – резонансная частота помещения, при этом она отличается от 1, поскольку резонатор в свою очередь влияет на собственные колебания помещения.

При больших значениях m , влияние резонатора на собственные частоты помещения становится значительно слабее. Поэтому расчет надо производить для собственных частот резонатора, близких к собственным частотам резонатора (в безразмерных величинах к 1). Приведен расчет для трех частот $\bar{\omega}_0$: 0.95, 1 и 1.05.

На рис. 2а построен график зависимости собственных частот системы «помещение-резонатор» от коэффициента трения при фиксированных значениях $m=100$ и $\bar{\omega}_0=0.95$. При $\bar{R}=0$ (выколотые точки на графике) есть две собственные частоты: Ω_0 – собственная частота колебаний резонатора в помещении, Ω_1 – собственная частота колебаний помещения с резонатором. Обе частоты лежат на действительной оси, т.е. соответствующие им собственные колебания системы происходят без затухания, поскольку

ведь резонатор не поглощает звуковую энергию. С увеличением трения резонатора \bar{R} (движение корня при увеличении \bar{R} показано стрелкой) оба корня (8) становятся комплексными, т.е. обе моды становятся затухающими. Для характеристики скорости затухания мод введем коэффициенты затухания $\delta_0 = -\text{Im}\Omega_0$ и $\delta_1 = -\text{Im}\Omega_1$.

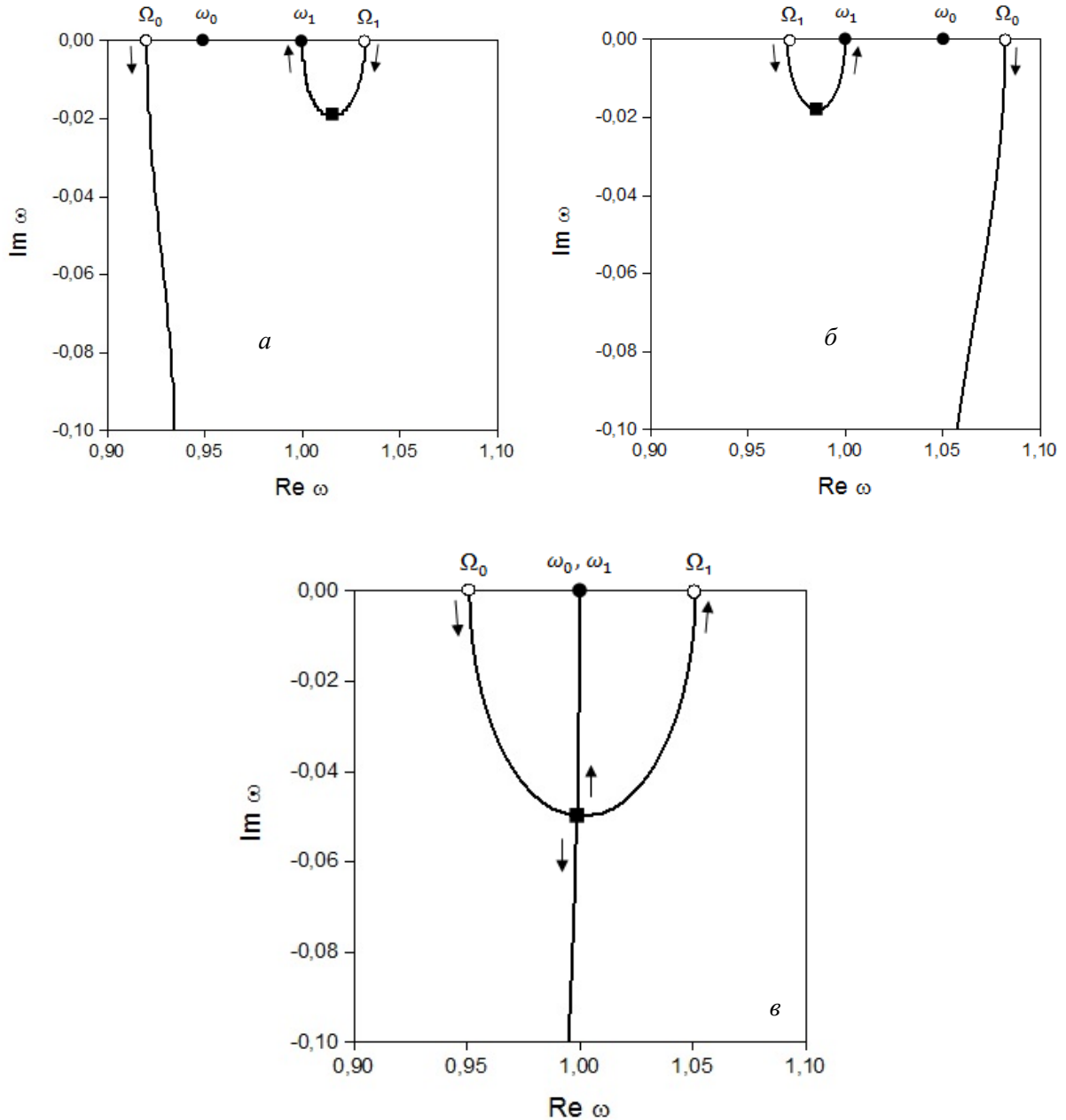


Рис. 2. Корни уравнения (8) для $\bar{\omega}_0=0.95$ (а), $\bar{\omega}_0=1.05$ (б), $\bar{\omega}_0=1$ (в) при изменении коэффициента трения \bar{R} от нуля (проколотые точки) до бесконечности. Стрелками указано направление движения корней по комплексной плоскости при увеличении коэффициента трения \bar{R}

С увеличением коэффициента трения \bar{R} коэффициент затухания δ_0 монотонно растет, это означает, что колебания резонатора затухают все сильнее и, в конечном итоге, становятся апериодическими, т.е. резонатор фактически перестает двигаться и не оказывает влияния на звуковое поле в помещении. Большой интерес представляет поведение

корня Ω_1 , т.е. собственного колебания помещения. С увеличением \bar{R} от нулевого значения коэффициент затухания δ_1 также увеличивается, достигает максимума при некотором значении \bar{R} , а затем стремится к нулю при $\bar{R} \rightarrow \infty$. В этом случае система «помещение-резонатор» имеет только одно собственное колебание с частотой $\bar{\omega}_1$, т.е. как помещение без резонатора. Таким образом, коэффициент затухания собственного колебания помещения с резонатором Гельмгольца имеет максимум, соответствующий корень которому обозначен квадратом на комплексной плоскости ω . Коэффициент трения при этом равен $\bar{R} = 0.195$, а максимальное значение коэффициента затухания $\delta_1 = 0.02$.

На рис. 2б построен график зависимости собственных частот системы «помещение-резонатор» от коэффициента трения для $m=100$ и $\bar{\omega}_0=1.05$. Поведение корней аналогично графикам на рис. 1а, с той разницей, что ветвь, соответствующая собственной частоте резонатора, находится правее ветви, соответствующей собственной частоте помещения. Максимальный коэффициент затухания собственного колебания помещения имеет то же значение, что и при $\bar{\omega}_0=0.95$.

На рис. 2в представлен график для $m=100$ и $\bar{\omega}_0=1$, т.е. для случая, когда собственная частота резонатора в свободном пространстве совпадает с первой собственной частотой помещения без резонатора. При нулевом трении резонатора система «помещение-резонатор» имеет две отличные собственные частоты. С увеличением трения два корня уравнения (8) сближаются и при некотором значении \bar{R} принимают одинаковые значения, т.е. становятся кратными корнями. При этом коэффициенты затухания обоих мод достигают максимального значения. Таким образом, максимальное поглощение, вносимое резонатором, обеспечивает коэффициент затухания мод $\delta_0 = \delta_1 = 0.05$.

3. ОПТИМАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РЕЗОНАТОРА ГЕЛЬМГОЛЬЦА

По результатам расчета можно определить оптимальные параметры резонатора Гельмгольца, при которых обеспечивается максимальное поглощение звука в помещении с абсолютно жесткими стенками:

- 1) масса резонатора, характеризуемая безразмерным параметром m , должна быть как можно меньше. С учетом физических ограничений минимальное значение параметра составляет $m \sim 10^2$;
- 2) резонатор должен быть настроен на частоту, равную собственной частоте помещения без резонатора, т.е. $\omega_0 = \omega_1$;
- 3) коэффициент трения должен иметь оптимальное значение $\bar{R} = 0.2$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей работе решена задача о максимальном поглощении резонатором Гельмгольца в помещении с абсолютно жесткими стенками. Показано, что резонатор должен быть настроен на определенную частоту и иметь определенный коэффициент трения. При этом масса резонатора должны быть минимально возможной. Найден максимально достижимый коэффициент затухания собственного колебания помещения.

Отметим, что решение найдено для упрощенного случая: в сумме (3), входящей в уравнение (1) для собственных частот системы «помещение-резонатор», учтено только первое слагаемое. В дальнейшем планируется решить уравнение (1) с учетом всех слагаемых суммы (3), а также рассмотреть поглощение звука в помещении с несколькими резонаторами Гельмгольца.

ЛИТЕРАТУРА

1. Исакович М.А. Общая акустика. Учебное пособие, М.: Наука, 1973. С. 370-371.
2. Selamet A., Dickey N.S., Novak J.M. Theoretical, computational and experimental investigation of Helmholtz resonators with fixed volume: lumped versus distributed analysis // Journal of Sound and Vibration. 1995. V. 187, № 2. P. 358-367.
3. Klaus J., Bork I., Graf M., Ostermeyer G.-P. On the adjustment of Helmholtz resonators // Applied Acoustics. 2014. V. 77. P. 37-41.
4. Комкин А.И., Миронов М.А., Юдин С.И. Собственная частота резонатора Гельмгольца на стенке прямоугольного канала // Акуст. журн. 2014. Т. 60. № 2. С. 142-147.
5. Быков А.И., Комкин А.И., Миронов М.А. Исследование нелинейных характеристик резонатора Гельмгольца // Акустика среды обитания: сборник трудов Второй Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (АСО-2017), Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. С. 44-49.
6. Комкин А.И., Быков А.И. Инерционная присоединенная длина горла резонаторов Гельмгольца // Акуст. журн. 2016. Т. 62. № 3. С. 277-287.
7. Лапин А.Д. Низкочастотное звуковое поле в помещении с резонатором Гельмгольца // Акуст. журн. 2000. Т. 46. № 4. С. 563-565.

АКТУАЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ УЛЬТРАЗВУКОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ЧРЕЗКОЖНОЕ ПРОНИКНОВЕНИЕ И ДОСТАВКУ ЛЕКАРСТВЕННЫХ ВЕЩЕСТВ

Е. А. Минаева, Ю. Н. Маков

*Физический факультет МГУ, Москва
E-mail: yuri_makov@mail.ru*

Для находящейся в своем развитии важной технологии чрезкожной (трансдермальной) доставки в организм лекарственных веществ при сопровождающем ультразвуковом воздействии с целью повышения результативности этого процесса указаны существующие трудности и необходимые для решения задачи. В качестве возможного варианта данной процедуры впервые экспериментально проверены возможности неконтактного воздействия воздушным ультразвуком на проницаемость образца кожи. Описан проведенный эксперимент и представлены его результаты

Ключевые слова: чрезкожное проникновение, ультразвук, воздействие, фонофорез, диффузия

ВВЕДЕНИЕ

В силу своих особых свойств (прежде всего, доступности (наружной открытости), большой площади, выполнения важной защитно-барьерной функции и участия в обмене веществ, обеспечения роли носителя множества разных рецепторов, формирования эстетического образа личности), кожный покров (КП) издавна является объектом активного медицинского воздействия (лечебно-медикаментозного, аппаратного и др.). Таким образом, в привычных («традиционных») для прошлого и настоящего времени ситуациях медицинские воздействия направлены на сам КП при тех или иных заболеваниях либо с целью улучшения качественных характеристик КП, обеспечивающих лучшее эстетическое восприятие со стороны окружающего сообщества.

Однако в последние годы к названным традиционным медицинским задачам добавилось такое новое направление как воздействие на кожу с целью преодоления ее барьерных функций для обеспечения процесса *трансдермального введения лекарственных препаратов* [1, 2]. Трансдермальная доставка позволяет лекарственным средствам попадать в системный кровоток, не оказывая негативного воздействия на слизистую оболочку желудочно-кишечного тракта (так наз. *парентеральный* путь попадания лекарств в организм). Так же этот метод помогает обеспечить длительное и дозоксилируемое действие препарата, поддерживая постоянную концентрацию действующего вещества в крови. Вполне очевидно, что в реализации трансдермальных методов, существенную роль играют диффузионные процессы относительно лекарственного препарата при его прохождении через КП. Однако, естественный процесс диффузии лекарства только за счет его повышенной концентрации на внешней стороне кожи идет крайне медленно (т.е. скорость диффузии мала). Поэтому предпринимаются попытки заметного увеличения этой скорости диффузии за счет использования каких-либо дополнительных воздействий различной природы (физической, химической и др.). И здесь, в силу известных преимуществ использования акустических (ультразвуковых) методов в медицине (относительная безопасность и более низкая стоимость, эффективность, контролируемость и др.), именно использование акустических воздействий в разных вариантах (по частотному диапазону, по различным акустическим механизмам воздействия) становится наиболее

востребованным при трансдермальной доставке лекарств с закрепившимися определениями «сонофорез» или «фонофорез» для этой акустической технологии.

После всех «вводных» сведений следует отметить, что, несмотря на высокую исследовательскую активность и значительный поток литературы относительно новой проблематики по трансдермальной доставке лекарств, ряд важных аспектов как теоретического, так и экспериментального характера остаются без должного внимания. Некоторые из них анализируются в данной работе.

1. ЗАДАЧИ СИСТЕМАТИЗАЦИИ И СРАВНЕНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ФИЗИЧЕСКИХ МЕТОДОВ И МЕХАНИЗМОВ ВОЗДЕЙСТВИЯ НА КОЖНЫЙ ПОКРОВ ДЛЯ ДОСТИЖЕНИЯ ЗАДАНЫХ ФАРМАКОКИНЕТИЧЕСКИХ ЭФФЕКТОВ

Несмотря на довольно продолжительный период (более 50 лет) изучения процессов трансдермальной проницаемости при акустическом (ультразвуковом) воздействии до сих пор нет достаточной ясности в описании и моделировании этого процесса [3-6]. Отчасти получению объективной информации относительно этой технологии мешает большое разнообразие используемых режимов УЗ воздействия, конструктивные особенности применяемой аппаратуры, индивидуализированные методики проведения процедуры. В свою очередь такая ситуация обусловлена превалированием эмпирического подхода к данной сложной процедуре на начальной стадии (50-е, 60-е годы прошлого столетия), когда без формирования достаточных теоретических представлений стали «пробовать» уже имеющуюся и предназначенную для других целей (прежде всего ультразвуковой диагностики и для ультразвуковой физиотерапии) аппаратуру в качестве воздействующих источников, обеспечивающих в той или иной степени сонофорез. В частности, по этой причине в настоящее время используется два традиционных частотных диапазона с соответствующей терминологией – низкочастотный сонофорез (в частотном диапазоне первых десятков килогерц) и высокочастотный сонофорез (единицы мегагерц). Учитывая различные механизмы акустического воздействия (*кавитация, тепловые эффекты, акустическое радиационное давление* и т.п.), особенности строения кожи, различные физико-химические свойства транспортируемых через кожу веществ и другие специфические факторы, трудно определить единые сравнительные критерии результативности сонофореза причем, необходимые критерии должны показывать «выигрыш» при использовании конкретного режима УЗ воздействия по сравнению с «пассивным» (без внешнего воздействия) проникновением вещества через кожу, а также эти критерии должны обеспечивать сравнение результативности при использовании разных режимов УЗ воздействия. Подход к данной проблеме выработан нами на основе решения эталонных задач диффузии как в «пассивном» режиме, так и с соответствующим внесением в уравнения дополнительных слагаемых, учитывающих тот или иной тип воздействия. Полученные решения для «показательных» и легко сравнимых характеристик (например, решения для диффузионного потока) позволяют проводить требуемые сравнения.

2. ЭКСПЕРИМЕНТ ПО ВОЗДЕЙСТВИЮ ВОЗДУШНЫМ УЛЬТРАЗВУКОМ НА ПРОЦЕСС ТРАНСДЕРМАЛЬНОГО ПРОНИКНОВЕНИЯ ВЕЩЕСТВ

Как уже отмечалось выше, к настоящему времени с разной степенью полноты проведено исследование как различных методов реализации технологии сонофореза (излучатели аппликаторного типа для УЗ воздействия, использование матриц микроигл в совокупности с УЗ излучателем и др.), так и различных режимов УЗ воздействия (низкочастотный сонофорез на частотах первых десятков килогерц и высокочастотный сонофорез в диапазоне первых мегагерц). При этом все существующие методы сонофореза по характеру взаиморасположения активного «рабочего» элемента (УЗ излучателя)

и кожного покрова естественным образом можно отнести к «контактным» методам. Однако имеется еще одна возможность активного УЗ воздействия на трансдермальные процессы – это использование воздушного ультразвука, что дает основание говорить о *неконтактных* методах сонофореза, что при определенных условиях является преимущественным условием его применимости. При этом следует заметить, что данная возможность до сих пор выпадала из поля зрения исследователей, занимающихся проблематикой сонофореза. Для устранения этого «пробела» и начала исследований в данном направлении нами был проведен эксперимент в заглушенной камере физического факультета МГУ по воздействию на трансдермальную проницаемость свиной кожи (*in vitro*) воздушного УЗ от матричного фазированного излучателя, работающего на частоте 40 кГц и способного обеспечить в фокальной области (в области минимальной перетяжки) уровень давления УЗ излучения в 145 Дб. Общий вид взаиморасположения матричного излучателя и штатива с держателем в виде круглого объектива, в котором закреплялся кусок кожи с избыточной концентрацией красящего вещества (тушь) на внешней поверхности, представлен слева на рис. 1. ; здесь же справа отдельно показан круглый держатель с кожей для воздействия УЗ и контрольный образец такой же кожи с красителем на внешней стороне, в котором для сравнения происходит «свободная» диффузия красящего вещества.

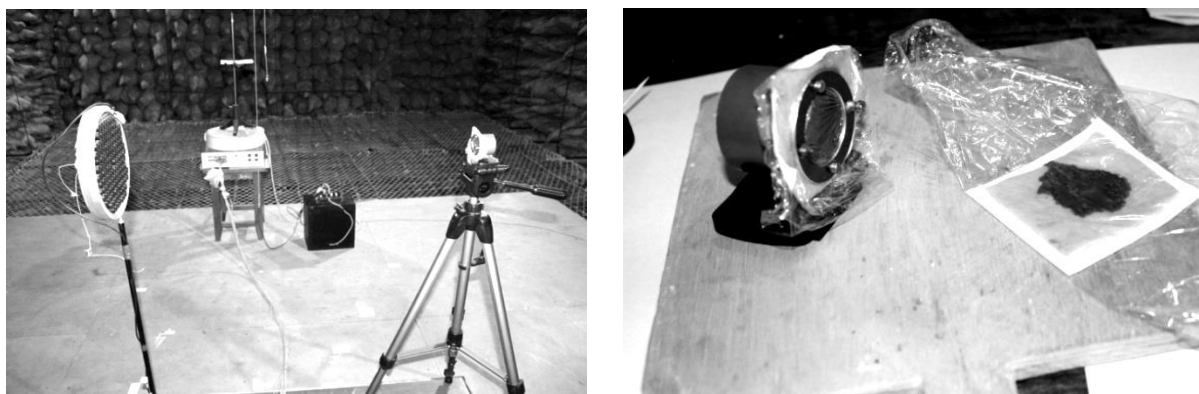


Рис. 1. Общий вид расположения используемого для эксперимента оборудования в заглушенной камере (слева); справа показаны испытуемые образцы кожи с красителем (один образец в круглом держателе для УЗ воздействия, другой - в «свободном» положении для процесса «пассивной» диффузии красящего вещества)

Сравнительный результат данного эксперимента по трансдермальной проницаемости кожи при непрерывном воздействии на этот процесс воздушным ультразвуком и при «пассивной» диффузии фиксировался при проставлении ~ 2.5 ч. Качественный вид степени проницаемости кожи в параллельно осуществленных процессах (диффузия при внешнем УЗ воздействии и «пассивная» диффузия без внешнего воздействия) хорошо фиксируется на поперечных разрезах обоих образцов кожи; фотографии вида этих разрезов, сделанные для большей наглядности через микроскоп (при 30 кратном увеличении), представлены на рис. 2 .

Полученная за время проведения эксперимента существенная разница в глубинах проникновения красителя в кожу (при УЗ-воздействии эта глубина больше в 1.5 – 1.8 раз), показывает эффективность использования неконтактных методов сонофореза, реализуемых (в данном случае) посредством воздушного ультразвука.

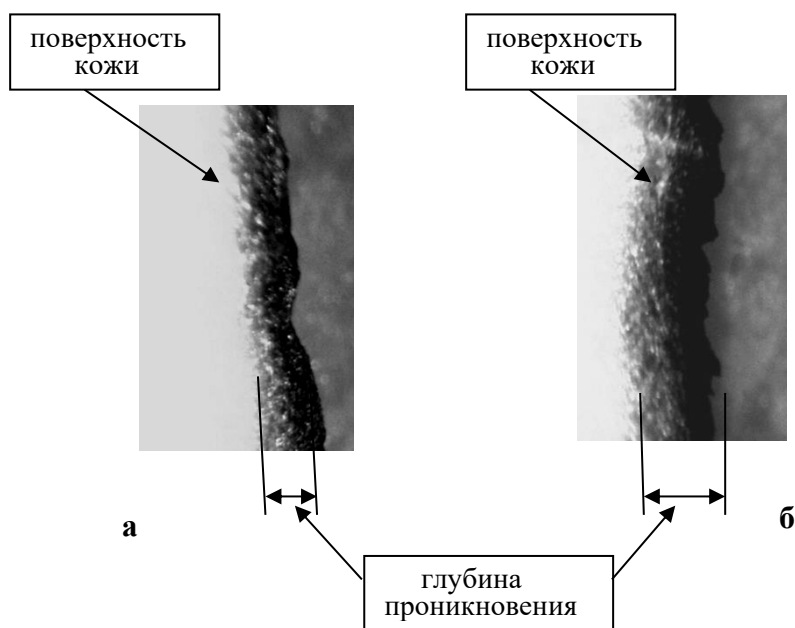


Рис. 2. Фотографии через микроскоп поперечного разреза свиной кожи с проникшим вглубь за одно и то же время (~ 2.5 ч.) красящим веществом (реально – зеленая тушь, на фото – темная граничная область) в режиме «свободной» диффузии (а) и при воздействии воздушного ультразвука (б).

В продолжение данного начального эксперимента, не имея в виду его естественное совершенствование, предстоит традиционное «разбирательство» в механизмах воздействия именно воздушного ультразвука на свойства и степень трансдермальной проницаемости. Отметим определенную особенность (нетривиальность) механизмов воздействия воздушного ультразвука на те или иные процессы в «традиционных» структурах и/или средах (в нашем случае – это характерный тип биоткани - кожа); нетривиальность связана с очень большой разницей в акустических импедансах среды распространения УЗ (воздух) и среды, на которую направлено воздействие (кожа). При формальном подходе УЗ практически полностью отражается от границы «воздух - кожа» и никакие эффекты воздействия на кожу (и, тем более, на подповерхностные слои) проявляться не должны. Тем не менее данная «парадоксальная» ситуация (с учетом полученных экспериментальных результатов) должна иметь свое разрешение.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представленные начальные результаты теоретического анализа и экспериментальной реализации нового (неконтактного относительно УЗ излучателя и подвергаемой УЗ воздействию кожи) дают основание для дальнейших продвижений в данном направлении, поскольку технология сонофореза (фонофореза) является востребованной и перспективной, хотя еще не все ее потенциальные возможности выявлены к настоящему времени.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кузнецова Е.Г., Рыжикова В.А., Саломатина Л.А., Севастьянов В.И., Ттрансдермальный перенос лекарственных веществ и способы его усиления // Вестник трансплантологии и искусственных органов, 2016, Т. XVIII, № 2. С. 152 - 162
2. Кравченко И.А. Трансдермальное введение лекарственных препаратов. И-во Одесского Национального университета им. И. И. Мечникова. 2001г.
3. T.J.S. Van Mulder, et al., High frequency ultrasound to assess skin thickness in healthy adults // Vaccine, 2016, V. 35, № 4, P. 1810 - 1815
4. Samir Mitragotri, Joseph Kost, Low-frequency sonophoresis: a noninvasive method of drug delivery and diagnostics // Biotechnol. Prog. 2000, V. 16, P. 488 - 492
5. Samir Mitragotri, et al. Mathematical models of skin permeability: an overview // International Journal of Pharmaceutics, 2011, V. 418 (1), P. 115 - 129
6. Han T., Das D.B., Permeability enhancement for transdermal delivery of large molecule using low-frequency sonophoresis combined with microneedles //J. Pharm. Sci., 2013, V. 102, P. 3614 – 3622.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВНЕШНЕГО ШУМА ЭЛЕКТРОВОЗА НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ

Н.С. Нестеров

*Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта,
г. Москва*

E-mail: nesterov.nikita@vniizht.ru

В статье представлены результаты испытаний магистрального электровоза двойного питания пятого поколения по показателям внешнего шума. В ходе проведения испытаний были установлены уровни звука, генерируемые оборудованием электровоза, находящегося в стационарном режиме. Анализ точек, где было зафиксировано превышение нормативных требований, указывает на то, что основным источником этого превышения является работа тягового трансформатора. Для снижения внешнего шума и обеспечения нормативного соответствия электровоза было предложено установить экранирующее устройство в подкузовном пространстве. Данное решение позволило обеспечить соответствие электровоза нормативным требованиям по показателю внешний шум на стоянке.

Ключевые слова: электровоз, железнодорожный шум, переменный ток, тяговый трансформатор, внешний шум, методика, измерение

ВВЕДЕНИЕ

На железных дорогах нашей страны большинство всех грузовых перевозок и значительная часть пассажирских осуществляется электровозами. По сравнению с тепловозами и другими автономными единицами, электровозы имеют более низкие уровни шума, которые, тем не менее, не всегда удовлетворяют нормам. Шум, воздействуя на членов локомотивной бригады вызывает дополнительное утомление, ослабление внимания, замедление реакции и снижение бдительности – то есть ухудшает все те психофизиологические качества, к которым предъявляются высокие требования. Работа локомотивных бригад характеризуется большим напряжением и высокой ответственностью [1]. Поэтому перечисленные выше последствия вредного действия шума на машинистов подвижного состава косвенным образом могут отрицательно сказываться на безопасности движения. Шум, также, является одним из основных показателей, которые характеризуют комфортабельность, надежность и конкурентоспособность электровозов.

Таким образом, решение проблемы снижения шума должно в перспективе способствовать повышению качественных показателей электровозов, безопасности движения поездов и улучшению условий труда локомотивных бригад.

Вместе с тем, решение проблемы снижения шума на электровозах представляет собой чрезвычайно сложную научную и техническую задачу, решение которой может быть достигнуто лишь совместными усилиями соответствующих специалистов промышленности и эксплуатации. Еще до сих пор существует недооценка важности и сложности этой проблемы, что можно заключить из того, что некоторое количество поставляемых железнодорожному транспорту электровозов не удовлетворяет требованиям норм по шуму. Кроме того, существует ошибочное мнение о том, что снизить шум на существующем электровозе можно с помощью каких-то полумер. В действительности же снижение шума, помимо специальных мероприятий, связано с конструкцией основных узлов – тележек, подвески, кузова, двигателя, вспомогательного оборудования, а также общей

компоновки электровоза и состоянием пути. Применение индивидуальных средств защиты от шума менее эффективно, чем снижение шумовых характеристик самой машины.

В связи с этим, борьба с шумом на электровозах является актуальной проблемой, имеющей социальное и экономическое значение.

1. ПРОВЕДЕНИЕ ИЗМЕРЕНИЙ

Одним из экологических показателей при сертификационных испытаниях электровозов является внешний шум, генерируемый в стационарном режиме [2]. На Экспериментальном кольце АО «ВНИИЖТ» были проведены испытания магистрального электровоза двойного питания пятого поколения по показателям внешнего шума.

Испытания проводились в естественных климатических условиях при температуре от 2 до 5 °С, относительной влажности воздуха от 46 до 66%, атмосферном давлении от 756,0 до 763,0 мм рт. ст. и скорости ветра от 3 до 4 м/с.

Методика испытаний электровоза по показателю внешнего шума на стоянке базируется на требованиях ГОСТ 32203–2013 (ISO 3095:2005) «Железнодорожный подвижной состав. Акустика. Измерение внешнего шума». Для определения уровня внешнего шума применялся метод прямого измерения уровня звука в децибелах по шкале А, L_{pA} , дБА. Во время испытаний оборудование электровоза работало в штатном режиме. В период измерений на смежных железнодорожных путях подвижного состава не было. Схема расположения измерительных точек и расстояния между микрофоном и боковыми стенками электровоза по его контуру приведена на рис. 1.

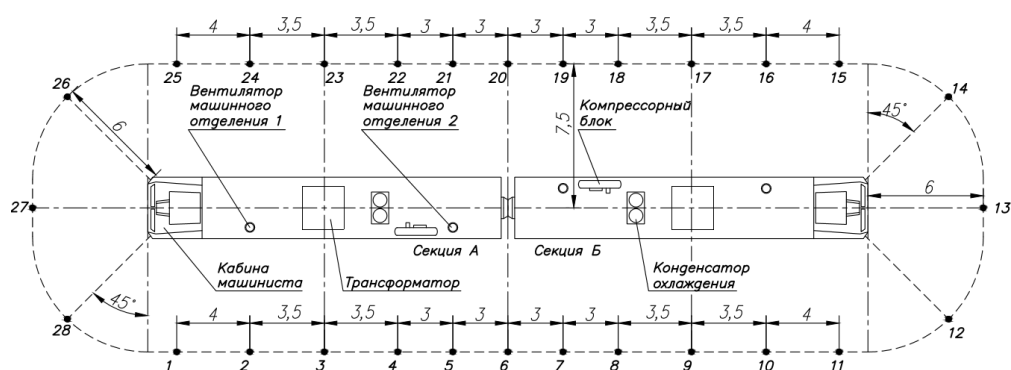


Рис. 1. Схема расположения точек измерения уровня внешнего шума (1–28)

Точки установки измерительного микрофона были выбраны в соответствии с расположением оборудования, работающего на стоянке, как указано в техническом задании на данный электровоз. Измерения проводились при работе электровоза, как на постоянном, так и на переменном токе. Регистрация уровня звука проводилась для двух высот установки микрофона: 1,2 м и 3,5 м от уровня головки рельса.

До и после каждой серии измерений оценивался уровень звука фонового шума, усредненные значения которого составили от 43,1 до 44,9 дБА.

2. РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ АНАЛИЗ

В каждой точке установки микрофона уровни звука измерялись не менее трех раз. После чего значения уровня звука усреднялись для каждой точки в отдельности.

Нормативные значения уровня звука внешнего шума электровозов регламентирует ГОСТ Р 55364–2012 «Электровозы. Общие технические требования». Для электровозов, работающих в стационарном режиме, данная величина не должна превышать 65 дБА.

Усредненные значения измеренных уровней звука (электровоз работал на переменном токе) и их нормативная оценка представлены в таблице 1.

Таблица 1. Уровни звука внешнего шума электровоза на стоянке (высота установки микрофона от уровня головки рельса 1,2 м)

Режим работы электровоза	Номер точки измерения	Усредненные значения измеренных уровней звука, дБА	Оценка соответствия требованиям ГОСТ Р 55364-2012
В режиме переменного тока работало следующее оборудование электровоза: – тяговый трансформатор – обмотки индуктивного фильтра, тяговые обмотки, система охлаждения (2 масляных насоса); – тяговый преобразователь – внутренние системы, система охлаждения (2 насоса охлаждающей жидкости); – передняя башня наддува кузова; – башня охлаждения (пассивно, вентиляторы не включались).	1	67,3	Превышение на 2,3 дБА
	2	66,1	Превышение на 1,1 дБА
	3	68,2	Превышение на 3,2 дБА
	4	67,8	Превышение на 2,8 дБА
	5	67,7	Превышение на 2,7 дБА
	6	66,4	Превышение на 1,4 дБА
	7	67,9	Превышение на 2,9 дБА
	8	65,3	Превышение на 0,3 дБА
	9	65,3	Превышение на 0,3 дБА
	10	66,8	Превышение на 1,8 дБА
	11	67,1	Превышение на 2,1 дБА
	12	62,8	Соответствие
	13	58,1	Соответствие
	14	62,8	Соответствие
	15	65,7	Превышение на 0,7 дБА
	16	66,7	Превышение на 1,7 дБА
	17	66,8	Превышение на 1,8 дБА
	18	66,7	Превышение на 1,7 дБА
	19	66,7	Превышение на 1,7 дБА
	20	65,1	Превышение на 0,1 дБА
	21	67,5	Превышение на 2,5 дБА
	22	66,9	Превышение на 1,9 дБА
	23	67,4	Превышение на 2,4 дБА
	24	66,6	Превышение на 1,6 дБА
	25	65,8	Превышение на 0,8 дБА
	26	62,1	Соответствие
	27	56,0	Соответствие
	28	64,1	Соответствие

По полученным данным было построено распределение уровней звука внешнего шума электровоза (рис. 2).

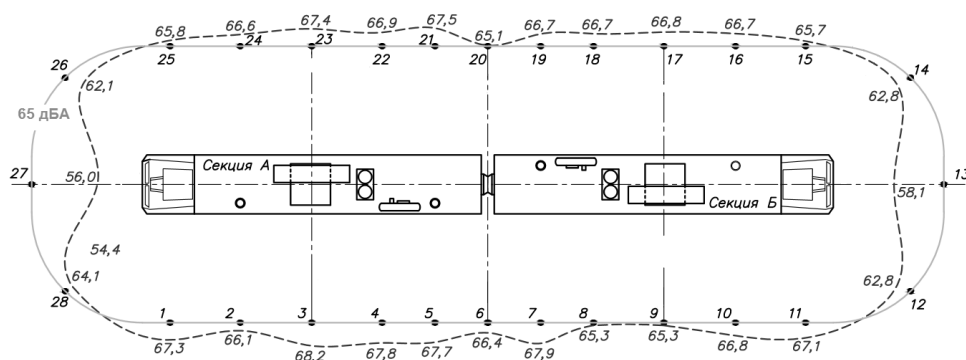


Рис. 2. Распределение уровня внешнего шума электровоза на стоянке, работающего в режиме переменного тока

В данной работе не представлены значения уровней звука внешнего шума электровоза на стоянке, работающего на постоянном токе, так как наибольшие уровни были зафиксированы при работе в режиме переменного тока и высоте установки микрофона 1,2 м над уровнем головки рельса.

Нормативная оценка данных показала, что измеренные уровни звука превышают нормативные требования.

Анализ распределения уровней звука выявил, что звуковое поле, генерируемое оборудованием электровоза, неравномерное. Наибольшие уровни звука генерируются в точках 3, 17 и 23, расположенных напротив тягового трансформатора. Можно сделать вывод, что основным источником превышения нормативных требований является работа тягового трансформатора.

3. МЕРОПРИЯТИЯ ПО СНИЖЕНИЮ ВНЕШНЕГО ШУМА ЭЛЕКТРОВОЗА

В подвижном составе уровень шума можно снизить, только зная основные источники и пути распространения шума [3].

Анализ точек, где было зафиксировано превышение нормативных требований, указывает на то, что основным источником внешнего шума электровоза на стоянке является работа тягового трансформатора. Основная составляющая шума – воздушная.

В качестве начального мероприятия было предложено изменить режим работы оборудования электровоза, работающего в стационарном режиме, а также привести его состояние в соответствие с требованиями нормативной технической документации. Регулировка режимов работы тягового преобразователя приводит к изменению гармонического состава тока тягового трансформатора, что способствует изменению излучаемого им шума. После проведения технического обслуживания оборудования электровоза и смены режима работы преобразователя были произведены повторные измерения уровня звука. Результаты представлены в таблице 2.

Таблица 2. Уровни звука внешнего шума электровоза на стоянке при разных режимах работы тягового преобразователя

Частота преобразователя	Номер точки измерения	Усредненные значения измеренных уровней звука, дБА	Нормативная оценка
$f_1 = 45$ Гц	3	66,8	Превышение на 1,8 дБА
	17	66,7	Превышение на 1,7 дБА
	23	67,2	Превышение на 2,2 дБА
$f_2 = 46$ Гц	3	66,7	Превышение на 1,7 дБА
	17	67,1	Превышение на 2,1 дБА
	23	66,9	Превышение на 1,9 дБА
$f_3 = 47$ Гц	3	66,9	Превышение на 1,9 дБА
	17	65,9	Превышение на 0,9 дБА
	23	67,1	Превышение на 2,1 дБА
$f_4 = 50$ Гц	3	68,2	Превышение на 3,2 дБА
	17	66,8	Превышение на 1,8 дБА
	23	67,4	Превышение на 2,4 дБА
$f_5 = 53$ Гц	3	67,9	Превышение на 2,9 дБА
	17	66,5	Превышение на 1,5 дБА
	23	67,7	Превышение на 2,7 дБА

Проведенная экспериментальная оценка эффективности снижения внешнего шума показала, что смена режимов работы оборудования не приводит к значительному

изменению уровня шума электровоза на стоянке. Таким образом, задача снижения уровня внешнего шума электровоза требует разработки технических мероприятий.

В случае преобладания воздушной составляющей шума или тогда, когда она достигает высокой величины, необходимо принимать меры к увеличению звукоизоляции ограждений, отделяющих шумящий агрегат от защищаемого помещения [3].

Для снижения внешнего шума электровоза был предложен комплекс мероприятий:

- установку на части тягового трансформатора, расположенную в подкузовном пространстве, экранирующего устройства, обладающего звукопоглощающими свойствами (рис. 4);
- оборудование вибродемпфирующим материалом корпуса тягового трансформатора.

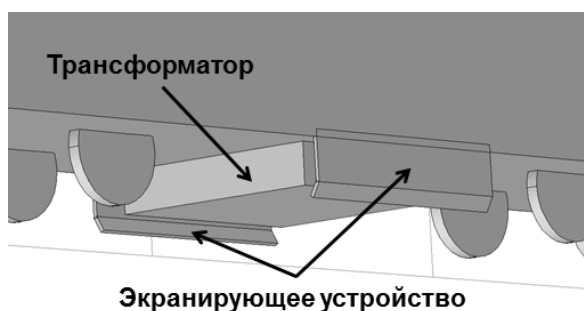


Рис. 4. Экранирующее устройство в подкузовном пространстве электровоза

После оборудования электровоза экранирующим устройством и нанесения вибродемпфирующего материала на корпус трансформатора были произведены измерения уровня звука внешнего шума по приведенной методике. Результаты были представлены в виде распределения уровней внешнего шума (рис. 5).

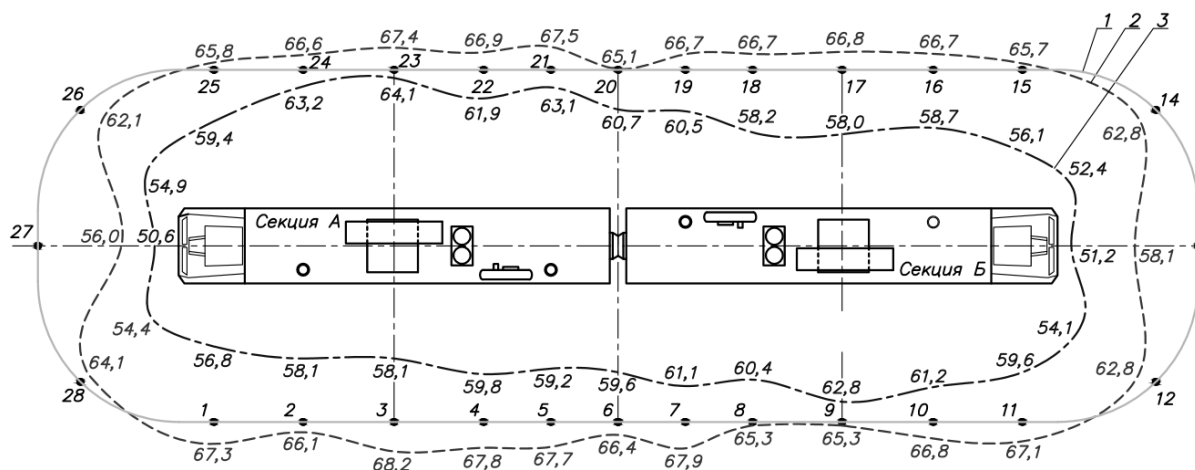


Рис. 5. Распределение уровня внешнего шума электровоза на стоянке, работающего в режиме переменного тока, высота установки микрофона 1,2 м: 1 – нормируемое ГОСТ Р 55364-2012 значение уровня внешнего шума электровоза на стоянке

$L_A = 65$ дБА;

2 – распределение уровня шума электровоза 2ЭВ120 без экранирующего устройства;

3 – распределение уровня шума электровоза 2ЭВ120, оборудованного экранирующим устройством.

В результате внедрения предложенных мероприятий уровни внешнего шума тяговых трансформаторов магистрального электровоза двойного питания при работе на стоянке снижены в точках измерения на 2,5 – 10,5 дБА. Данные мероприятия позволили

обеспечить соответствие электровоза нормативным требованиям по показателю внешний шум на стоянке.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных исследований было установлено, что основным источником внешнего шума магистрально электровоза двойного питания на стоянке является работа тягового трансформатора. Изменение режимов работы оборудования, используемое в стационарном режиме электровоза, не привело к снижению внешнего шума. Поэтому был предложен комплекс мероприятий, состоящий из установки экранирующего устройства напротив тягового трансформатора и нанесения вибродемпфирующего материала на его корпус. Предложенные мероприятия позволили значительно снизить уровень внешнего шума и обеспечили соответствие электровоза нормативным требованиям.

ЛИТЕРАТУРА

1. Подуст С.Ф. Обеспечение виброакустической безопасности локомотивных бригад при расчете и проектировании грузовых электровозов: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.26.01, 05.02.02. Ростов-на-Дону, 2013. 18 с.
2. Носков М.Ю., Гиншпарг М.М., Нестеров Н.С. Результаты испытаний по показателю внешнего шума электровозов на стоянке // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. 2017. № 5 С. 301–305.
3. Способы защиты от шума и вибрации железнодорожного подвижного состава / под ред. Г.В. Бутакова. М.: Транспорт, 1978. 231 с.

НЕРЕЗОНАНСНЫЕ ШИРОКОПОЛОСНЫЕ ГЕНЕРАТОРЫ ЗВУКОВЫХ ВОЛН - ТЕРМОФОНЫ

К.В. Разрезова, Б.П. Васильев, А.И. Большев, А.А. Малец

*Санкт-Петербургский государственный морской технический университет,
г. Санкт-Петербург
E-mail: kv_neveselova@mail.ru*

Источники звука, основанные на термоакустическом эффекте (термофоны), являются нерезонансными широкополосными генераторами звуковых волн. В качестве активных элементов (АЭ) термофонов используются тонкие плёнки, сформированные методом вакуумного напыления металлов на поверхностях несущих пластин, изготовленных из полимерных материалов. При пропускании через АЭ переменного электрического тока с частотой f происходит излучение звуковой волны на удвоенной частоте $2f$. Плёночные термофоны являются единственными источниками звука, излучающая поверхность которых удовлетворяет определению поршневого излучателя.

Ключевые слова: термофон, широкополосный источник звука, звуковая волна, переменная температура, переменный электрический ток.

ВВЕДЕНИЕ

В технике встречаются устройства, при работе которых на поверхностях твёрдых тел возникают переменные во времени температурные поля. Колебания температуры на поверхности проводника возникают, например, при протекании по нему переменного электрического тока. Яркими представителями таких устройств являются термофоны. Термофоны – это нерезонансные широкополосные источники звука, в основу работы которых положен термоакустический эффект. Согласно Л. Беранеку [1], первые эксперименты, в которых исследовался термоакустический эффект, были проведены в 1907 году русским железнодорожным инженером И. Гвоздевым. Теория термоакустических источников звука – термофонов была разработана в 1917 году Х.Д. Арнольдом и И.Б. Крендаллом [2]. Теоретические и экспериментальные исследования процесса излучения звука термофоном, помещённым в малый замкнутый объём газа, были проведены в 1922 году Э.К. Вентом [3]. Современная трактовка термоакустического эффекта получена Л.Д. Ландау [4].

В 20-30-ых годах прошлого века термофоны широко применялись в метрологических целях. Излучение звука в таких термофонах обеспечивалось за счёт протекания переменного тока через его АЭ. Обычно АЭ изготавливались в виде набора тонких металлических проволок или полосок фольги, натянутых между электроизоляционными стойками. Такой тип термофона мы будем называть классическим. В установках по воспроизведению единицы звукового давления классические термофоны дополнительно помещались в небольшие замкнутые камеры, имеющие звукопрозрачное окно [1]. Для повышения акустической эффективности термофона объём камеры заполнялся инертным газом.

Развитие науки и техники привело к тому, что в середине прошлого века эталоны единицы звукового давления стали строить на других физических принципах. Необходимость применения классических термофонов для решения метрологических задач отпала. В последующем классические термофоны (обычно без дополнительной камеры)

использовались в научных лабораториях в качестве широкополосных генераторов звука при проведении акустических измерений в газах.

В начале этого века акустические параметры классических термофонов исследовались в работах [5-9]. При этом было показано, что акустическая эффективность классического термофона может быть увеличена на 6...10 дБ, если в качестве АЭ использовать тонкие проволоки, изготовленные из современных высокоомных металлических сплавов. Основными недостатками классических термофонов являются малая механическая прочность их АЭ и высокая чувствительность к внешним механическим ударам и вибрациям.

Развитие технологии создания электропроводящих плёночных покрытий привело к созданию плёночных термофонов [10]. У таких термофонов АЭ выполнен в виде тончайшей электропроводной плёнки (толщина порядка 30...60 нм), нанесённой на поверхность электроизоляционного твёрдого тела. При этом для изготовления АЭ могут использоваться не только металлы и их сплавы, но и другие вещества, имеющие высокое удельное электрическое сопротивление.

1. УСТРОЙСТВО И РАБОТА ПЛЁНОЧНОГО ТЕРМОФОНА

Появление плёночных термофонов позволило по-новому взглянуть на термоакустический эффект и его применения в науке и технике. Результаты первых экспериментальных исследований плёночных термофонов можно найти, например, в литературе [10, 11, 12]. Согласно этим исследованиям термофоны являются широкополосными нерезонансными источниками звука, работающими в диапазоне частот от 1,0 до 150 кГц. При непрерывном возбуждении уровни генерируемого термофонами звука могут достигать 100 дБ.

Механическая прочность плёночных термофонов достаточна для практических применений и, кроме того, в отличие от классических термофонов внешние механические вибрации не влияют на их работу.

Структурная схема плёночного термофона представлена на рис. 1. АЭ термофона – 1 нанесён на верхнюю поверхность подложки – 2, которая в свою очередь закреплена на верхней поверхности несущей пластины – 3.

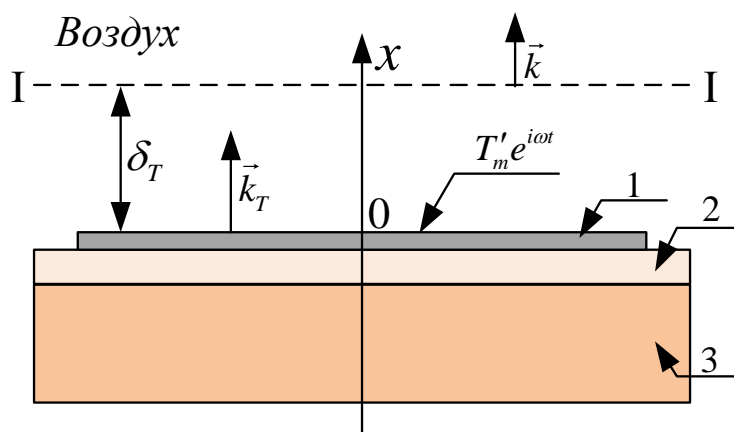


Рис. 1. Структурная схема плёночного термофона: 1 – АЭ; 2 – подложка; 3 – несущая пластина; \vec{k}_T – неоднородная тепловая волна; δ_T – толщина теплового пограничного слоя; \vec{k} – звуковая волна, излучаемая термофоном; I - I – поверхность излучения звука; T'_m – амплитуда переменной температуры поверхности АЭ

Плѐночный термофон работает следующим образом. При протекании по АЭ – 1 переменного электрического тока на его поверхности возникает тепловое поле, амплитуда температуры T'_m которого изменяется по гармоническому закону. Это в свою очередь приводит к появлению в верхнем полупространстве неоднородной тепловой волны \vec{k}_T , распространяющейся в направлении нормали к поверхности АЭ. Далее за счёт термоакустического эффекта формируется излучающая поверхность I - I, на которой образуется звуковая волна \vec{k} . Расстояние от поверхности АЭ до излучающей поверхности равно толщине теплового пограничного слоя $\delta_T = \sqrt{2a/\omega}$, $a = \chi/\rho C_p$ – коэффициент температуропроводности, χ – коэффициент теплопроводности, ρ – плотность, C_p – удельная теплоёмкость газа.

Активные элементы плѐночных термофонов обычно формируются в виде очень тонких электропроводящих слоѐв, для изготовления которых чаще всего используются металлы и металлические сплавы. Толщина АЭ может составлять от 30 нм до 1,0 мкм. Примеры форм излучающих поверхностей плѐночных термофонов показаны на рис. 2. Термофоны изготовлены в НИЛ кафедры физики СПбГМТУ методом напыления металла на поверхность диэлектрической пластины. Для формирования АЭ использовался титан [13-16].

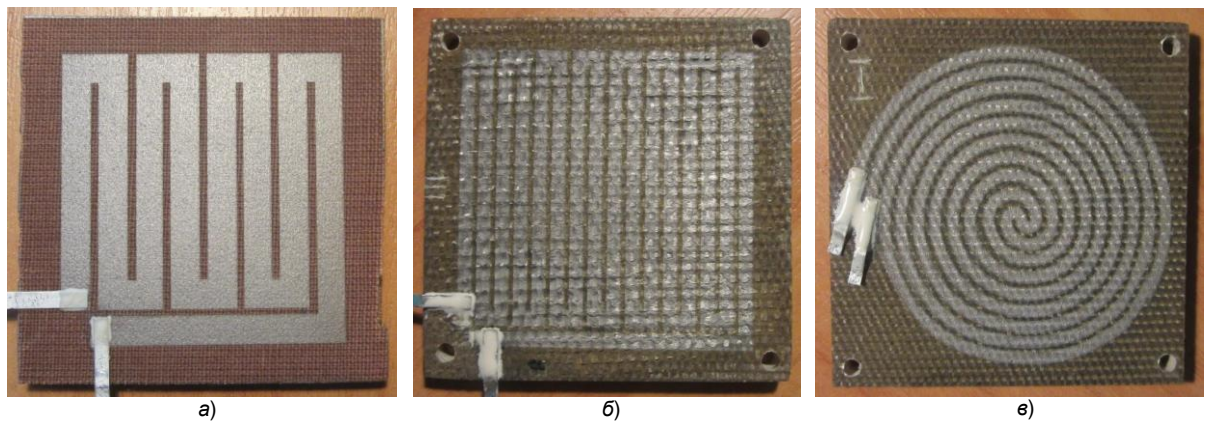


Рис. 2. Изображения активных элементов плѐночных термофонов

Геометрические параметры АЭ плѐночных термофонов, показанных на рис. 2, представлены в табл. 1.

Таблица 1. Геометрические параметры АЭ плѐночных термофонов, показанных на рис. 2

Параметр	Рис. 4-а	Рис. 4-б	Рис. 4-в
Длина АЭ, мм	327,0	644,0	634,0
Ширина АЭ, мм	4,0	2,0	1,5
Расстояние между витками d , мм	1,0	0,5	0,8
Длина излучающей области $2A$, мм	40,0	40,0	–
Ширина излучающей области $2B$, мм	39,0	39,0	–
Эквивалентный радиус излучающей поверхности r_0 , мм	20,0	20,0	20,1

Для повышения акустической эффективности термофона между его АЭ и поверхностью механической основы рекомендуется вводить теплоизоляционный слой – подложку (см. рис. 1). При изготовлении подложек чаще всего используют пористый кремний или пористые полимеры.

Недостаток пористых подложек в том, что теплофизические параметры вещества различных подложек, изготовленных из одного и того же материала, могут сильно отличаться. На современном этапе развития термофонов было решено отказаться от подложек и АЭ формировать непосредственно на поверхности несущей пластины [13-16].

Несущая пластина плёночного термофона обеспечивает ему необходимую механическую прочность. Кроме того, пластина обеспечивает отвод излишков тепла от АЭ стабилизируя работу термофона. Площадь несущей поверхности пластины делают достаточной для формирования на ней излучающей поверхности термофона. В наших работах [13-16] для изготовления несущих пластин использовались слоистые пластики.

2. СПОСОБЫ ВОЗБУЖДЕНИЯ ТЕРМОФОНОВ

В настоящее время можно выделить два основных способа электрического возбуждения термофонов [1-3]:

1) через АЭ термофона одновременно текут постоянный электрический ток I_0 и переменный ток с амплитудой I_m . Если $I_0 \gg I_m$, то излучаемая звуковая волна имеет частоту f , соответствующую частоте постоянного тока.

2) через АЭ термофона течёт только переменный электрический ток с амплитудой I_m и частотой f . Тогда излучаемая термофоном звуковая волна имеет частоту $2f$.

Первый способ возбуждения широко применялся в случаях генерации звуковых волн классическими термофонами, когда они использовались в установках для воспроизведения единицы звукового давления [1, 3]. Отметим, что если I_0 и I_m величины одинакового порядка, то в спектре излучения термофона имеются звуковые волны с частотами f и $2f$.

Второй способ более простой с точки зрения технической реализации широко используется в настоящее время при экспериментальных исследованиях акустических параметров плёночных термофонов. Такие испытания обычно проводят в режиме непрерывного возбуждения термофона. Очевидно, при обоих способах возбуждения возможна генерация звуковых импульсов. Например, при возбуждении термофонов радиоимпульсами.

3. АМПЛИТУДА ПЕРЕМЕННОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ПОВЕРХНОСТИ АКТИВНОГО ЭЛЕМЕНТА

Если плёночный термофон представить в виде системы тонких бесконечных слоёв, внешние поверхности которой контактируют с теплопроводными средами, а АЭ в виде бесконечного очень тонкого слоя с внутренним источником тепла, то можно составить одномерное уравнение теплового баланса. Решая это уравнение для случая непрерывного возбуждения, при котором через АЭ течёт только переменный ток, в работе [17] получено выражение, позволяющее рассчитать значение амплитуды переменной температуры поверхности АЭ

$$T'_m = \frac{q_e}{\sqrt{\omega(K_{H1} + K_{H3})^2 + (\omega\varepsilon)^2}}, \quad (1)$$

где $q_e = p_e/S$ – удельная пиковая мощность тепловыделения АЭ; $p_e = R_e I_m^2$ – мощность, потребляемая термофоном; R_e – электрическое сопротивление АЭ; I_m – амплитуда переменного тока, S – площадь боковой поверхности АЭ; $K_{H1} = \sqrt{\chi_1 \rho_1 C_{p1}}$; $K_{H3} = \sqrt{\chi_3 \rho_3 C_{p3}}$; $\varepsilon = \rho_2 C_{p2} h$ – теплоёмкость единицы площади АЭ толщиной h ; ρ_2 , C_{p2} – соответственно плотность и удельная теплоёмкость вещества, из которого изготовлен АЭ.

Из формулы (1) хорошо видно насколько важно, чтобы толщина АЭ была минимальной. В случае излучения звука термофоном в газообразную среду, выражение (1) может быть упрощено. Например, если термофон излучает звук в воздух, а его несущая пластина изготовлена из гетинакса. то термодинамические параметры термофона $K_{H1} = 5,7 \text{ Вт/м}^2\text{Кс}^{0,5}$ и $K_{H3} = 660 \text{ Вт/м}^2\text{Кс}^{0,5}$. Таким образом, в случае, когда верхнее полупространство заполнено газом, выполняется неравенство $K_{H1} \ll K_{H3}$. Потерями тепла в верхнюю среду можно пренебречь и выражение (2) упрощается и принимает вид

$$T'_m = \frac{q_e}{\sqrt{\omega K_{H3}^2 + (\omega \varepsilon)^2}}. \quad (2)$$

4. АМПЛИТУДА КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СКОРОСТИ В ПЛОСКОСТИ ИЗЛУЧАЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ТЕРМОФОНА

Следствие появления на поверхности АЭ переменной температуры $T'_m(f)$ является возбуждение в верхнем полупространстве (см. рис. 1) неоднородной тепловой волны

$$T' = T'_m \cdot \exp\left(-\frac{x}{\delta_T}\right) \cdot \exp i\left(\omega t - \frac{x}{\delta_T}\right). \quad (3)$$

Появление тепловой волны (3) в газе приводит к периодическим изменениям его акустических параметров. Используя теоретическое описание термоакустического эффекта [4] после преобразования получим формулу для расчёта колебательной скорости звуковой волны \vec{k} , зарождающейся на излучающей поверхности. Таким образом, формула для расчёта амплитуды колебательной скорости имеет вид

$$U_{01} = \sqrt{a_1 \omega} \beta_v T'_m, \quad (4)$$

где a_1 – коэффициент температуропроводности газа, $\beta_v = 1/273,15 \text{ К} = 3,66 \cdot 10^{-3} \text{ К}^{-1}$ – коэффициент теплового объёмного расширения газа.

Отметим, что величина U_{01} постоянна по всей излучающей поверхности термофона. Это позволяет отнести плёночные термофоны к классу поршневых источников звука.

Из формулы (4) можно сделать следующий вывод. Физические параметры газа, входящего в выражение (4), мало изменяются при замене воздуха каким-либо другим газом. Следовательно, увеличение акустической эффективности плёночных термофонов в первую очередь связано с мероприятиями, направленными на увеличение амплитуды переменной температуры T'_m поверхности АЭ (см. выражение (1) и (2)).

5. ЗВУКОВОЕ ДАВЛЕНИЕ В СВОБОДНОЙ СРЕДЕ

Согласно стандартной методике измерения акустических параметров источников звука для оценки их акустической эффективности измеряется звуковое давление в заданной точке, находящейся на центральной оси источника звука. При этом предполагается, что излучатель создаёт акустическое поле в бесконечном полупространстве.

При проведении расчётов акустических параметров плёночных термофонов мы полагаем, что амплитуда колебательной скорости постоянна по всей поверхности источника звука. Это позволяет излучающую поверхность термофона рассматривать как плоский поршневой источник звука, находящийся в жёстком акустическом экране. Методика расчёта параметров таких источников звука хорошо известна [18, 19]. Это позволяет сразу записать распределение амплитуды звукового давления вдоль центральной оси термофона в следующем виде

$$p_1(x) = 2U_{01} \rho c \left| \sin \left(\frac{k\alpha_1}{2} \right) \right|, \quad (5)$$

где $\alpha_1 = \sqrt{(x - \lambda_{T1})^2 + r_0^2} - x$, r_0 – радиус эквивалентной излучающей поверхности, $\lambda_{T1} = 2\pi\delta_T$ – длина тепловой волны в среде, в которую излучается звуковая волна.

Величину эквивалентного радиуса излучающей поверхности находим из следующих соображений. Будем считать, что в общем случае излучающая поверхность термофона, представленного на рис. 2-а, имеет прямоугольную форму. Геометрические размеры излучающей области можно записать в виде: длина $2A_1 = 2A + \lambda_{T1}$; ширина $2B_1 = 2B + \lambda_{T1}$, где λ_{T1} – длина тепловой волны в среде, в которую излучается звук. Если отношение $A_1/B_1 \leq 1,2$, то прямоугольный поршневой источник звука может быть заменён эквивалентным ему круглым источником, имеющим эквивалентный радиус $r_0 = \sqrt{2A_1 \cdot 2B_1 / \pi}$. Нетрудно показать, что учёт в этих расчётах длины тепловой волны λ_T актуален только на низких частотах.

Для того чтобы наличие разрывов между проводниками не приводило к нарушению однородного распределения амплитуды колебательной скорости источника звука, на высоких частотах должно выполняться неравенство $d < \lambda_{T1}$, где d – расстояние между кромками параллельных проводников (см. рис. 2).

6. РЕЗУЛЬТАТЫ ИЗМЕРЕНИЙ И РАСЧЁТОВ ПАРАМЕТРОВ ТЕРМОФОНА

В процессе измерений была реализована стандартная методика контроля параметров источников звука (ГОСТ 12.1.024). Основное отличие от стандартной методики калибровки микрофонов в том, что срезы измерительных микрофонов находились на расстоянии $x_0 = 50,0$ мм от центра излучающей поверхности исследуемого термофона. Кроме того, в состав стенда дополнительно были введены электронные термометры для измерения статических значений температуры воздуха в камере T_0 и температуры поверхности АЭ термофона T_n .

Опыт экспериментальных исследований плёночных термофонов позволяет сделать вывод, что испытания плёночных термофонов необходимо начинать с измерений их «амплитудных» характеристик. Это обусловлено необходимостью уточнения значений теплофизических параметров вещества несущих пластин, на поверхностях которых нанесены АЭ. Речь здесь идет о расчётной оценке значений термодинамического параметра $K_{нз}$, входящего в формулу (1) и (2), которые используются для определения величины амплитуды переменной температуры поверхности T'_m АЭ.

Рассмотрим это на примере несущей пластины, изготовленной из гетинакса. В справочной литературе значения физических параметров гетинакса, входящие в расчётную формулу $K_{НЗ}$, всегда даются в некотором интервале. Если взять значения физических параметров, соответствующих средним значениям этих интервалов, то получим расчётное значение $K_{НЗ} = 930 \text{ Вт/м}^2\text{Кс}^{0.5}$.

Зависимость амплитуды давления на центральной оси плёночного термофона от мощности, потребляемой его АЭ, показана на рис. 3. Несущая пластина изготовлена из гетинакса. Измерения проводились на частоте 8,5 кГц. На этой частоте для исследуемого термофона выполняется условие $\omega K_{НЗ}^2 \gg (\omega \varepsilon)^2$ и формула (2) принимает вид

$$T'_m = \frac{q_e}{\sqrt{\omega} K_{НЗ}}. \quad (6)$$

Значение T'_m получаем пересчётом формул (4) и (5), тогда из выражения (6) имеем $K_{НЗ} = 660 \text{ Вт/м}^2\text{Кс}^{0.5}$. Испытания других плёночных термофонов, несущие пластины которых были изготовлены на пластинах, взятых из того же листа гетинакса дают $K_{НЗ} = (660 \pm 20) \text{ Вт/м}^2\text{Кс}^{0.5}$.

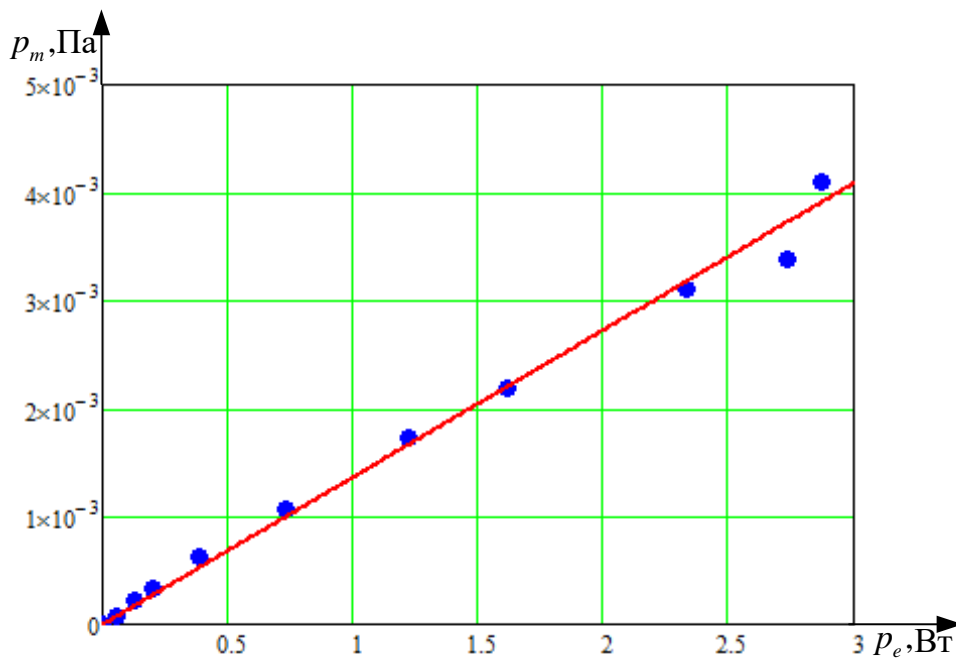


Рис. 3. Зависимость амплитуды звукового давления от мощности, потребляемой термофоном, несущая пластина которого изготовлена из гетинакса

Если теперь экспериментальное значение параметра $K_{НЗ}$ использовать для расчёта амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) плёночных термофонов, то получим хорошее совпадение результатов расчёта и измерений.

Для примера на рис. 4 показана АЧХ плёночного термофона, геометрия АЭ которого показана на рис. 2-а. Несущая пластина изготовлена из гетинакса.

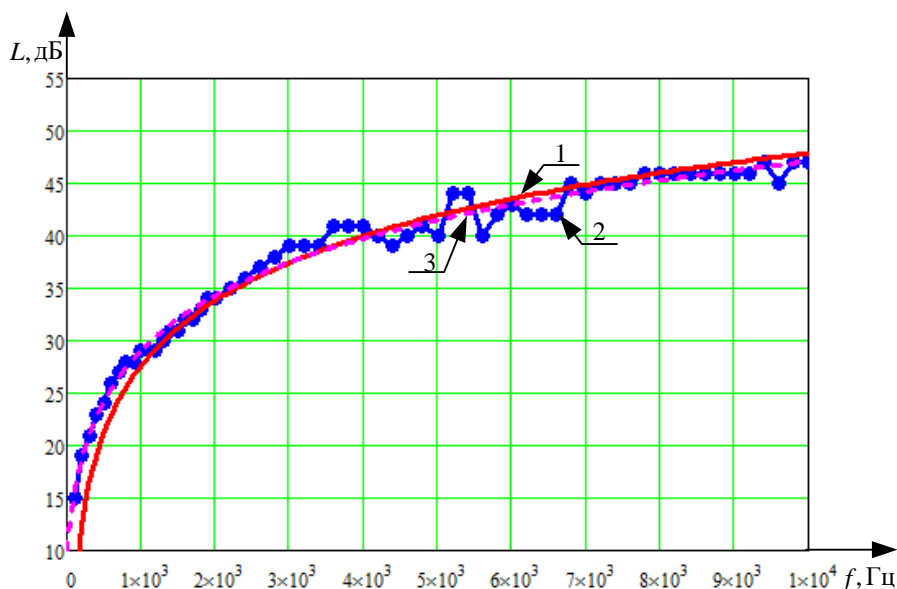


Рис. 4. Частотные зависимости уровня звукового давления: 1 – расчёт; 2 – экспериментальные данные центрального микрофона; 3 – усреднённые значения эксперимента

В процессе измерений пиковая мощность переменного электрического тока была постоянной и составляла $p_e = 3,1$ Вт. Как видно из рис. 4 уровни звукового давления при выбранном режиме возбуждения термофона монотонно возрастают. На частотах выше $8,0$ кГц уровни звука достигают значения $L = 47$ дБ, которое при дальнейшем увеличении частоты практически не изменяется.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В заключение отметим, учитывая уникальные технические характеристики плёночных термофонов можно утверждать, что они могут быть использованы в качестве источников звука как для проведения научных исследований, так и для создания технических устройств различного назначения. В работах [20, 21] рассматривается излучение звука плёночным термофоном в жидкость. В работе [21] показано, что акустическая эффективность возбуждения звуковых волн термофонами в непроводящих жидкостях выше, чем в воздухе на 6 дБ для воды и на 20 дБ для керосина.

Непосредственное излучение звука термофоном в воду невозможно из-за её повышенной электропроводности. Следовательно, для того, чтобы использовать термофоны при проведении гидроакустических измерений, необходимо разработать специальный излучатель. В этом излучателе плёночный термофон должен быть изолирован от проводящей жидкости за счёт иммерсионной жидкости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Беранек Л. Акустические измерения. М.: ИЛ, 1952, с.626.
2. Arnold H.D., Crandall I.B. The Thermophone as a Precision Source of Sound. // Phys. Rev., 1917. P. 22–38.
3. Wentz E.C. The Thermophone. // Phys. Rev., 1922. P. 333-345.
4. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика. Том VI. Гидродинамика. – М.: Наука, 1986. С. 736.
5. Легуша Ф.Ф., Невеселова К.В. Излучение звука поверхностью, температура которой изменяется по гармоническому закону. Тр. XXIV сессии РАО. Физическая акустика // – М.: ГЕОС, 2011. С. 83-86.

6. Васильев Б.П., Легуша Ф.Ф., Невеселова К.В. Излучение звука плоской проводящей поверхностью под действием переменного тока // Тр. XXV сессии РАО. Физическая акустика. М.:ГЕОС, 2012. С. 74-77.
7. Легуша Ф.Ф., Невеселова К.В. Исследование процессов излучения звука термофоном // Сборник научно-исследовательских работ студентов и аспирантов в области физических наук, М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. С. 43-47.
8. Васильев Б.П., Легуша Ф.Ф., Невеселова К.В. Термоакустические излучатели низкочастотного звука и их применение в акустике. XXVII сессия РАО, посвящ. памяти учёных-акустиков «Крыловского ГИЦ» А.В. Смольякова и В.И. Попкова, СПб, 2014
9. Васильев Б.П., Невеселова К.В. Термоакустические источники звука на основе плоских проволочных структур. СПб.: МИТ, № 4 (30), том 1, 2015. С. 65-71.
10. Shinoda H., Nakajima T., Ueno K., Koshida N. Thermally induced ultrasonic emission from porous silicon. Nature (London), Vol 400, 1999. P. 853-855.
11. Niskanen A. O., Hassel J., Gronberg L., Helisto P. Suspended Metal Wire Array as a Thermoacoustic Sound Source. J. Appl. Phys. Lett. 95(16), 2009. P. 163102.
12. Chitnis G., Kim A., Song S.H., Jessop A.M., Bolton J.S. A thermophone on porous polymeric substrate. Birck and NCN Publications, 2012. P. 1160.
13. Легуша Ф.Ф., Невеселова К.В. Широкополосные термоакустические источники звука – термофоны. СПб.: МИТ, № 3 (25), том 1, 2014. С. 71-77.
14. Легуша Ф.Ф., Невеселова К.В. Экспериментальные исследования современных термофонов. // СПб.: МИТ, № 4(30), том 1, 2015. С. 60-65.
15. Васильев Б.П., Легуша Ф.Ф., Разрезова К.В., Чижов Г.В. Экспериментальные исследования плёночных термофонов. // СПб.: МИТ, № 4 (34), том 1, 2016. С. 118-123.
16. Vasiliev V.P., Legusha F.F., Razrezova K.V., Chizhov G.V. Active elements of film sources of sound-thermophones. // 13th International Conference on Films and Coatings. J. Phys.: 2017. Conf. Ser. 857 012051.
17. Невеселова К.В. Расчёт амплитуды переменной температуры активного элемента термофона. СПб.: МИТ, № 4 (26), том 1, 2014. С. 110-115.
18. Ржевкин С.Н. Курс лекций по теории звука. М.: Изд. МГУ, 1960. 338 с.
19. Скучик Е. Основы акустики. Т. 2. М.: Мир, 1976. 548 с.
20. Aliev A.E., Lima M.D., Fang S., Vaughman R.H. Underwater Sound Generation Using Carbon Nanotube Projectors. // Nano Lett., 10(7), 2010. P. 2374-2380.
21. Легуша Ф.Ф., Пугачёв С.И., Разрезова К.В., Старобинец И.М. Термоакустический эффект в жидкой среде. // Тр. XIV ВНИК «Прикладные технологии гидроакустики и гидрофизики», СПб.: Нестор-История. 2018

СВЯЗЬ ЭФФЕКТИВНОСТИ ШУМОЗАЩИТНЫХ ЭКРАНОВ С ИХ КОНСТРУКТИВНЫМИ ОСОБЕННОСТЯМИ

В.В. Светлов, А.Е. Шашурин

ООО «Институт акустических конструкций», Санкт-Петербург

E-mail: Svetlov-valeriy@yandex.ru

Показано, что на эффективность технологического шумозащитного экрана влияет, расстояние точки измерений до экрана (3-4 дБА), высота точки измерений (уменьшение на 2 дБА с увеличением высоты), наличие боковых отгонов (при их отсутствии эффективность снижается на 3 дБА), звукопоглощающие свойства объема (2 дБА) и наличие щелей (снижение до 8 дБА). Основным фактор, определяющий эффективность – эффективная высота, заметный рост эффективности (до 3-6 дБ по спектру) при удвоении высоты экрана.

Ключевые слова: шум, технологические шумозащитные экраны, эффективность экрана, испытательный стенд.

ВВЕДЕНИЕ

Шумозащитный экран по определению является искусственной преградой между источником шума и защищаемым объектом. При этом, современные варианты исполнения шумозащитных экранов показывают, что у данной преграды существуют конструктивные особенности, которые напрямую влияют на ее эффективность. Современные методики расчета шума учитывают эти особенности как численные поправки к расчетным величинам акустической эффективности экранов, т.е. на основании эмпирических зависимостей, например в [1]. Отмечено, что данные поправки встречаются в нормативной документации только для линейных источников шума.

При проектировании шумозащитных экранов от инженерно-технологического оборудования для снижения шума используют так называемые, технологические шумозащитные экраны. Ввиду ограниченного пространства для их установки, повышение их эффективности вследствие изменения их конструктивных особенностей является актуальным вопросом, оставленным без внимания на период существующего положения. Для изучения данного вопроса был создан специальный опытный стенд.

1. ОПИСАНИЕ ОПЫТНОГО СТЕНДА

При выполнении работ по проведению экспериментальных исследований была поставлена основная задача: экспериментально исследовать влияние конструктивных элементов технологического шумозащитного экрана на его акустическую эффективность [2-3].

Для выполнения акустических испытаний был создан опытный стенд, на котором моделировались различные применяемые на практике конструктивные особенности шумозащитных экранов, влияющие на их эффективность.

Расположение опытного стенда было выбрано на свободном участке пересеченной местности, представляющую собой ровную уплотненную земляную поверхность. Для всех измерительных точек были соблюдены условия свободного звукового поля. Длина фронтального экрана составляла 9 м. Длина боковых экранов (отгонов) по 3 м.

Высота экрана изменялась от 1 до 4 м (1, 2, 3, 4 м). Панели экрана изготовлены из импрегнированной древесины с звукопоглощающим материалом, закрытым звукопрозрачной сеткой. Общий вид стенда показан на рис. 1.



Рис. 1. Общий вид испытательного стенда:

1 – фронтальный экран; 2 – боковой отгон

В качестве источника шума применялся всенаправленный искусственный источник постоянного широкополосного шума тип РТ.300.360 (серийный номер 01003).

Измерения на стенде были проведены с целью исследования:

- связи эффективности с высотой экрана;
- влияния расположения точки измерений на эффективность экрана;
- влияния боковых отгонов;
- влияния наличия звукопоглощающих свойств;
- ослабление эффективности ввиду наличия щели под шумозащитным экраном.

2. ИССЛЕДОВАНИЕ СВЯЗИ ЭФФЕКТИВНОСТИ С ВЫСОТОЙ ЭКРАНА

Высота экрана основной фактор, определяющий его эффективность. Выбор высоты достаточно хорошо изучен и описан в современной нормативной документации. Измерения проводились с целью проверки закономерности применения формулы эффективности экрана для линейных источников шума к эффективности технологических шумозащитных экранов.

В табл. 1 и на рис. 2 и 3 приведены результаты испытаний экранов различной высоты, измеренные в точке, расположенной на 25 м.

Таблица 1. Акустическая эффективность ($\Delta L_{\text{экр}}$) П-образного технологического ШЭ, измеренная на расстоянии 25 м.

Высота экрана, $h_{\text{экр}}$, м	Высота ТИ $h_{\text{ТИ}}$, м	Акустическая эффективность, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								УЗ, дБА
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1	1,5	0	2	5	7	9	12	15	22	8
2		2	5	8	10	13	18	21	23	14
3		5	8	11	13	14	19	23	24	17
4		7	8	11	15	19	22	23	24	18

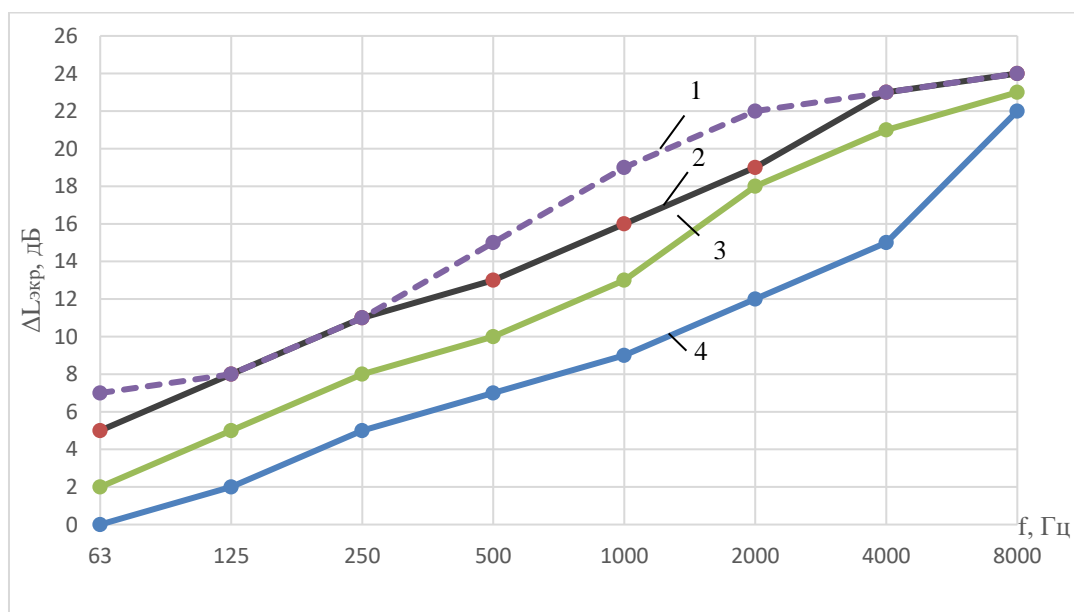


Рис. 2. Сравнительная акустическая эффективность ШЭ измеренная на расстоянии 25 м для точки измерений на высоте $h_{\text{ТИ}} = 1,5$ м. $h_{\text{экр}}$: 1 – 4 м; 2 – 3 м; 3 – 2 м; 4 – 1 м

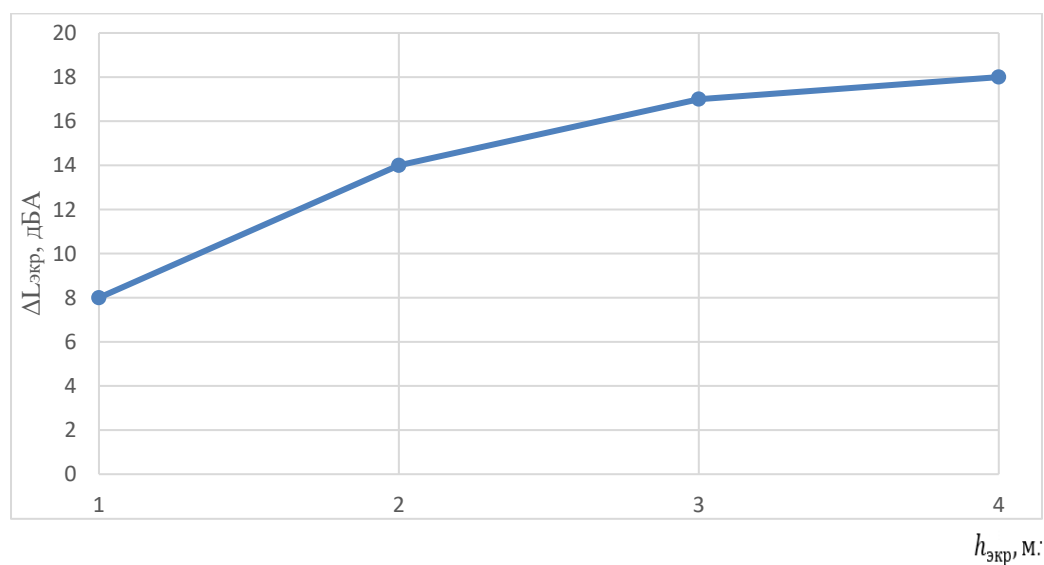


Рис. 3. Результаты измерений акустической эффективности ШЭ, дБА при изменении высоты шумозащитного экрана для $h_{\text{ТИ}} = 1,5$ м на расстоянии 25 м.

Эффективность экрана высотой $h_{\text{экр}} = 4$ м. выше, чем высотой $h_{\text{экр}} = 1$ м на 2 - 10 дБ в нормируемом диапазоне частот (высота точки измерений 1,5 м). При удвоении высоты эффективность экрана возрастает на 2-6 дБ.

Еще более ярко эта закономерность выражена при рассмотрении акустической эффективности в дБА (рис. 3). При рассмотрении ШЭ высотой 1 и 2 м увеличение акустической эффективности на 6 дБА. При повторном удвоении высоты до $h_{\text{экр}} = 4$ м, акустическая эффективность возрастает на 10 дБА, а при увеличении $h_{\text{экр}}$ с 3 до 4 м всего на 3 дБА, т.е. эта зависимость не имеет линейный характер и это очень важная закономерность в практике проектирования ШЭ.

3. ВЛИЯНИЕ РАСПОЛОЖЕНИЯ ТОЧКИ ИЗМЕРЕНИЙ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЭКРАНА

Нормируемыми объектами за технологическими шумозащитными экранами могут быть как промышленная или селитебная территория, так и помещения расположенные на 2-м, 3-м и т.д. этажах. Также расстояние между защищаемым объектом и инженерно-технологическим оборудованием может составлять до 50 метров. Ввиду этого, имеет смысл проверка эффективности технологического шумозащитного экрана как для различных высот положения точки измерений за экраном, так и для различной дальности ее расположения.

В табл. 2 приведены сравнительные данные эффективности экрана высотой $h_{\text{экр}}=2$ м на различных расстояниях (7,5; 15; 25; и 50 м) при расположении точки измерений на высоте $h_{\text{ТИ}} = 1,5$ м и $h_{\text{ТИ}} = 4,0$ м.

Таблица 2. Сравнительная акустическая эффективность П-образного технологического ШЭ $h_{\text{экр}} = 2,0$ м на различных расстояниях

Расстояние, м	Высота ТИ $h_{\text{ТИ}}$, м	Уровни звукового давления, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								УЗ, дБА
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
7,5	1,5	3	7	10	12	15	22	29	32	16
	4,0	2	6	7	10	11	16	22	25	13
15	1,5	3	6	9	11	14	21	28	33	15
	4,0	2	5	7	10	12	16	23	26	11
25	1,5	2	5	8	10	13	18	21	23	14
	4,0	1	3	6	7	9	15	18	22	10
50	1,5	2	5	8	10	13	18	21	23	13
	4,0	1	3	7	9	10	14	17	22	9

Анализ показывает, что снижение эффективности с увеличением расстояния точки измерений составляет по уровню звука (УЗ) 3-4 дБА. С увеличением высоты экрана разница несколько снижается, достигает 2-3 дБА. Этот фактор следует учитывать при установке экранов в многоэтажной застройке. раздела.

Точка измерений может перемещаться как по высоте ($h_{\text{ТИ}}$), так и по расстоянию от ШЭ. Был проведен специальный эксперимент: на расстоянии 25 м от ШЭ точки измерений перемещались по высоте от 1,5 до 7 м (1,5; 3; 5 и 7 м). Результаты измерений УЗД и УЗ за ШЭ при изменении высоты ТИ приведены в табл. 3.

Таблица 3. Изменения УЗД и УЗ при увеличении высоты ТИ за ШЭ ($h_{\text{экp}} = 4 \text{ м.}$)

Высота ТИ $h_{\text{ТИ,м}}$	Уровни звукового давления, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								УЗ, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1,5	70	71	70	61	54	55	53	44	63
3,0	70	72	71	62	56	56	54	45	64
5,0	70	72	71	62	57	56	54	45	64
7,0	71	73	72	63	58	57	55	46	65

Анализ показывает, что снижение УЗД от 1,5 до 7 м. составляет от 1 до 4 дБ, а УЗ на 2 дБА. Это в основном подтверждает высказанное выше предположение об уменьшении эффективности ШЭ на 2 дБА при увеличении высоты ТИ. Отметим, что измерения для ШЭ высотой 4 м дают неакцентированные результаты: чем меньше $h_{\text{экp}}$ тем отмечаемая разница будет заметнее.

4. ВЛИЯНИЕ БОКОВЫХ ОТГОНОВ

П-образные ШЭ обычно конструируются с возможно малыми размерами (длиной) фронтального ШЭ, поэтому отсутствие боковых отгонов может в значительной степени снизить эффективность такого экрана за счет дополнительной дифракции через свободные боковые ребра фронтального ШЭ. Представляет интерес понять в какой степени происходит это ослабление, когда длина бокового отгона составляет 3 м (одна стандартная секция панелей шумозащитного экрана).

В табл. 4 и на рис. 4 приведены значения сравнительной акустической эффективности испытываемых ШЭ на расстоянии 25 м. При этом измерения в обоих случаях производились напротив фронтального ШЭ по его средней оси.

Анализ сравнительных данных показывает существенную роль наличия боковых отгонов в П-образном ШЭ. Снижение акустической эффективности при их отсутствии составляет не менее 3 дБА, а по спектру: 1-2 дБ в низкочастотном диапазоне и 3-6 дБ в средневысокочастотном диапазонах (см. таблицу 4).

Таблица 4. Акустическая эффективность П-образного и фронтального ШЭ высотой $h_{\text{экp}} = 4,0 \text{ м}$ на расстоянии 25 м

Тип ШЭ	Высота ТИ $h_{\text{ТИ, м}}$	Уровни звукового давления, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								УЗ, дБА
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
П-образный	1,5	7	8	11	15	19	22	23	24	18
	4,0	7	8	10	13	16	19	22	23	16
Фронтальный без боковых отгонов	1,5	6	6	9	10	15	18	20	21	15
	4,0	6	6	8	10	12	15	17	20	13

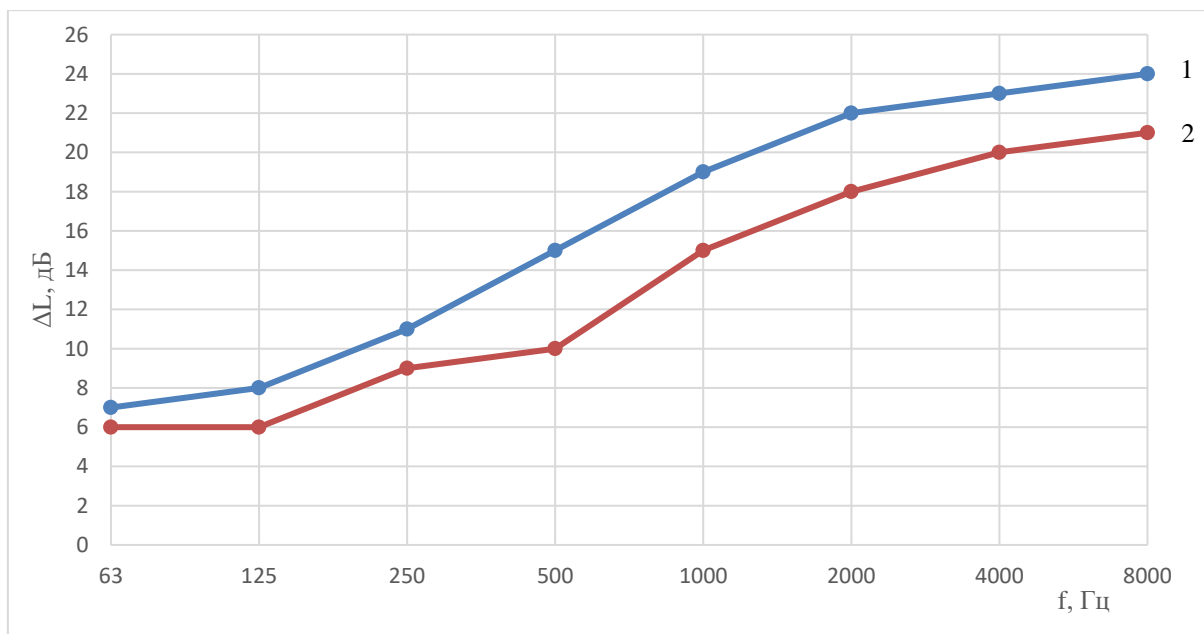


Рис. 4. Сравнительные данные испытаний П-образного (1) и ШЭ без боковых отгонов фронтального (2) для расстояния 25 м, ШЭ. ($h_{\text{экp}}^{\text{эф}} = 4,0$ м, $h_{\text{ти}} = 1,5$ м)

5. ВЛИЯНИЕ НАЛИЧИЯ ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИХ МАТЕРИАЛОВ

Применение в современных конструкциях экрана панелей со звукопоглощающим материалом (ЗПМ) и перфорацией обращенной на источник шума существенно снижает долю отраженного шума и повышает эффективность экранов. Представляет интерес понять есть ли влияние звукопоглощения на эффективность технологических шумозащитных экранов для случая когда вклад отраженного шума минимален (площадь искусственного источника шума, используемого в эксперименте не превышала $0,5 \text{ м}^2$).

В табл. 5 и на рис. 5 приведены данные эффективности в УЗД и УЗ на расстоянии 25 м от ШЭ высотой 2 м без применения ЗПМ и с применением ЗПМ. На рис. 5 приведены полученные значения эффективности ШЭ со звукопоглощением и без соответственно на высоте $h_{\text{ти}} = 1,5$ м.

Таблица 5. Вычисленные значения акустической эффективности ШЭ

Условие измерения	Высота ти $h_{\text{ти}}$, м	Акустическая эффективность, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Акустическая эффективность УЗ, дБА
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
ШЭ без ЗПМ	1,5	0	5	7	9	13	15	17	24	12
ШЭ с ЗПМ		1	6	10	12	15	18	20	27	14

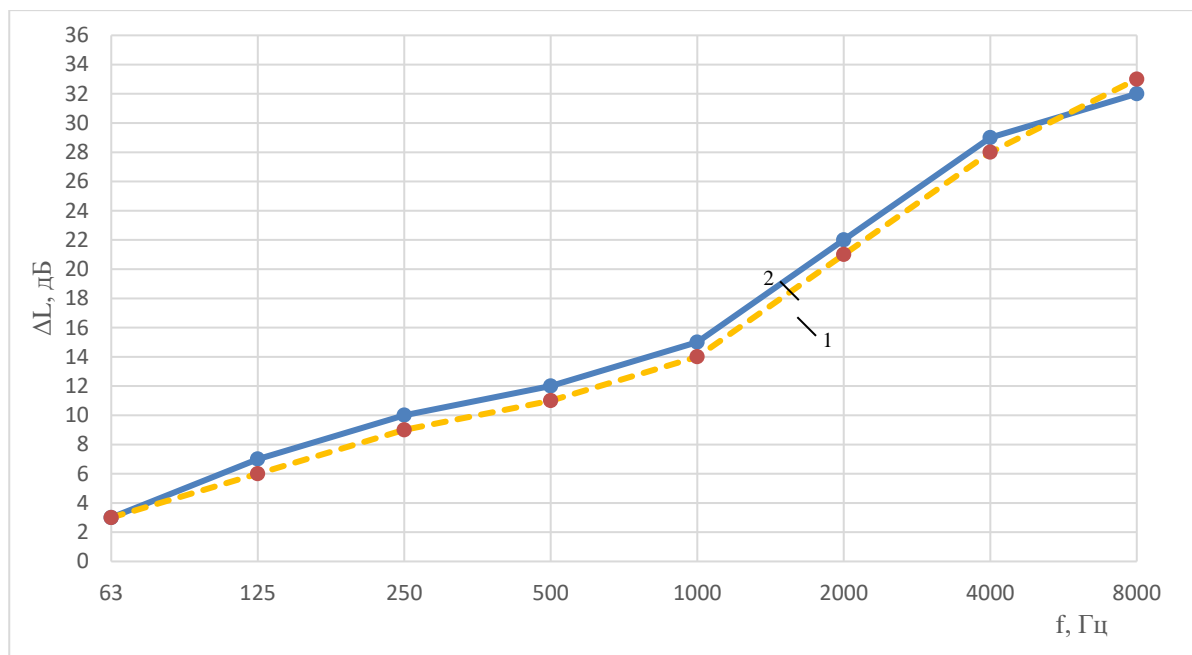


Рис. 5. Акустическая эффективность ШЭ высотой 2 м прямой без ЗПМ (1) и с ЗПМ (2) измеренная на высоте 1,5 м на расстоянии 25 м.

Экспериментально установлено, что снижение УЗД при установленном ЗПМ не превышает 1 дБ в диапазоне 63-125 Гц и составляет в основном 2-3 дБ в частотном диапазоне 250-8000 Гц. Дополнительное снижение УЗ при использовании ЗПМ в ШЭ составило 2 дБА для небольшой высоты. Можно предположить, что эффективность звукопоглощения связана с высотой ШЭ (чем больше площадь звукопоглощающего покрытия тем больше эквивалентная площадь звукопоглощения). С увеличением высоты дополнительный эффект звукопоглощения может составить примерно 1 дБА на каждый метр высоты.

6. ОСЛАБЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ НАЛИЧИЕМ ЩЕЛИ ПОД ШУМОЗАЩИТНЫМ ЭКРАНОМ

Щели возникают при неправильном монтаже ШЭ и сказываются на его акустической эффективности. В какой степени происходит это снижение было получено в ходе экспериментов.

Были проведены испытания ШЭ высотой $h_{\text{экp}} = 4,0$ м с щелью по всей длине его фронтальной части. Щель расположена внизу ШЭ, ее ширина составила 10 см, площадь 2,5% от общей площади фронтального ШЭ. Данные от измерениях УЗД и УЗ приведены в табл. 6, а данные акустической эффективности ШЭ со щелью в сравнении без щели показаны на рис. 6.

Таблица 6. Акустическая эффективность ШЭ высотой 4,0 м при $h_{\text{ти}} = 1,5$ м со щелью на различных расстояниях

Расстояние до ШЭ, м	Наличие щели	Уровни звукового давления, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								УЗ, дБА
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
25	да	6	6	10	6	7	10	16	24	10
	нет	8	9	11	15	19	22	25	32	

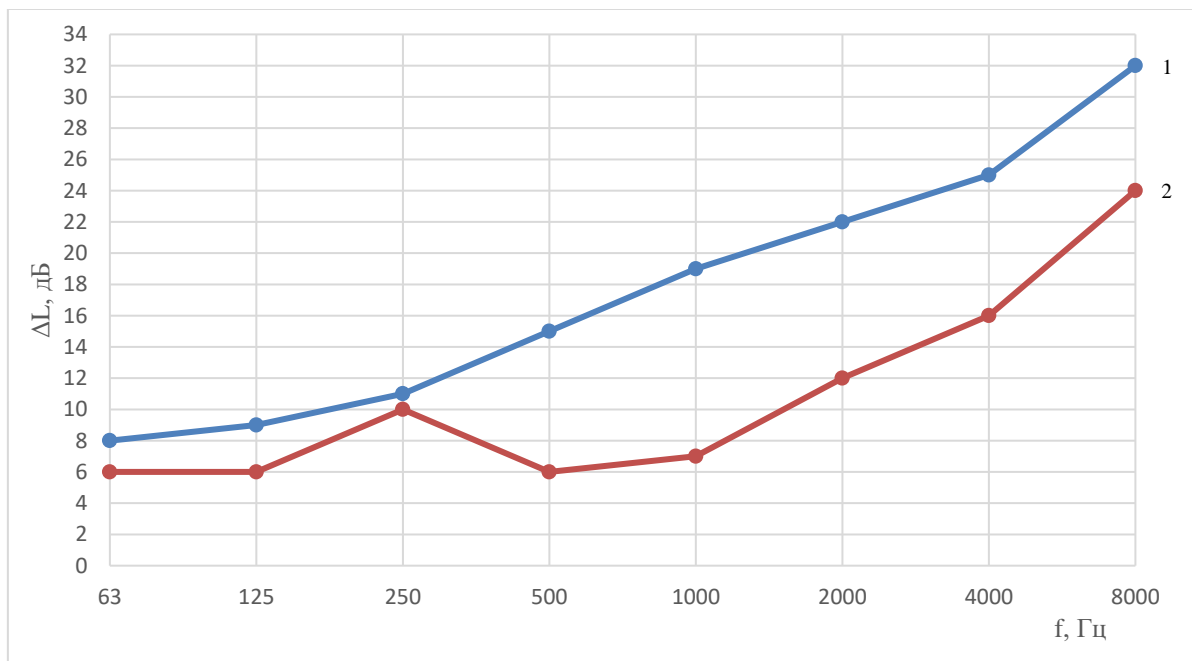


Рис. 4. Сравнительная эффективность ШЭ высотой 4 м без щели (1) и со щелью (2) на расстоянии 25 м при $h_{ТИ} = 1,5$ м

Отметим несколько характерных особенностей. Главная – ШЭ со щелью имеет меньшую на 2-3 дБ акустическую эффективность в низкочастотном диапазоне. В средневысокочастотном диапазоне, когда длина звуковой волны сравнима и меньше ширины щели, акустическая эффективность резко (на 9-12 дБ) снижается. Снижение акустической эффективности по разнице УЗ достигает 8 дБА. Эта зависимость примерно сохраняется и для высоты $h_{ТИ} = 4,0$ м.

Вторая особенность: акустическая эффективность ШЭ почти не изменяется при увеличении расстояния, поскольку эффект снижения эффективности связанный с появлением щели превалирует.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Снижение шума технологическими шумозащитными экранами является открытым вопросом для современной нормативной документации. Установлено, что конструктивные особенности данных экранов могут влиять на их эффективность. Для проверки влияния исполнения и расположения экрана на его акустическую эффективность был изготовлен опытный стенд.

Показано:

- что как и для линейных источников шума на эффективность экрана влияет его высота – до 10 дБА при увеличении высоты экрана с 1 до 4 м. (увеличение эффективности с повышением октавной полосы частот до 24 дБ);
- снижение эффективности технологических экранов с удалением точки измерения от шумозащитного экрана меняется на 3-4 дБА для расстояний от 7,5 до 50 м. Изменение высоты точки измерений от 1,5 до 7 м показало, что снижение УЗ для верхней точки составляет 2 дБА, при высоте экрана равной 4 м.;
- наличие минимальных боковых отгонов (длиной 3 м) повышает эффективность экрана на 3 дБА;

- применение звукопоглощающих материалов со стороны источника шума положительно влияет на акустическую эффективность экрана (2 дБА) даже при минимальной площади звукоотражения источника шума;
- наличие щели между технологическим шумозащитным экраном и опорной поверхностью приводит к существенному ослаблению его эффективности: (9-12 дБ), разница в снижении эффективности по УЗ может составлять до 8 дБА для расстояний до 50 м.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 33325-2015 Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом. Межгосударственный стандарт. 2015.
2. ГОСТ 31296.1-2005 «Шум. Описание, измерение и оценка шума на местности. Часть 1.». Межгосударственный стандарт. 2007
3. ГОСТ Р 51943-2002 Экраны акустические для защиты от шума транспорта. Методы экспериментальной оценки эффективности. Госстандарт. 2002.

ПРИМЕНЕНИЕ ШУМОЗАЩИТНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ШУМА НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ПЕРЕРАБАТЫВАЮЩЕЙ ОТРАСЛИ АПК

А.Н. Скворцов, А.П. Савельев, С.А. Еналеева, С.В. Глотов

Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарёва, Саранск

E-mail: squortsow.sasha@yandex.ru

В данном докладе авторами были предложены звукопоглощающие панели, имеющие высокие санитарно-гигиенические свойства. Для молокоперерабатывающей отрасли разработана бирезонансная содовая шумозащитная панель, а для мясоперерабатывающих предприятий звукопоглощающая ячеистая панель. Экспериментальным путём на базе малой реверберационной камеры с использованием регистрационно-измерительного комплекса была выполнена оценка коэффициента звукопоглощения разработанных конструкций. Данная оценка показала, что предложенные конструкции обладают достаточными звукопоглощающими свойствами.

Ключевые слова: шум, охрана труда, шумозащитная конструкция, коэффициент звукопоглощения, реверберационная камера.

ВВЕДЕНИЕ

В последние годы в Российской Федерации складывается неблагоприятная ситуация с состоянием условий и охраны труда в различных отраслях АПК [1,2,3].

Среди опасных и вредных производственных факторов в АПК определяющих показателем травматизма и заболеваемости, является негативное воздействие повышенного уровня шума на работников [1,2,3].

Частое воздействие уровня шума в среднем за 7 лет приводит к нарушению сердечной деятельности, а через 10 - 12 лет - к нарушению нормальной функции желудка, функционального состояния центральной нервной системы. Анализ аудиометрических исследований показал, что работа в условиях повышенного шума в течение 20 лет приводит к заболеваниям органов слуха. Каждый дБ шума, превышающий предельно допустимые нормы увеличивает риск потери слуха на 1,5%, а риск сердечно - сосудистых заболеваний - на 0,5 %. [1,2,3,4,5].

Ущерб, наносимый здоровью на производстве, в целом по стране исчисляется суммой, эквивалентной четырем процентам валового национального продукта, что на порядок превышает затраты на профилактику профзаболеваний [4,5].

Именно поэтому улучшение условий и охраны труда операторов перерабатывающей отрасли АПК за счет снижения уровня шума путём применения шумозащитных конструкций является актуальной задачей современности, требующей неотлагательного вмешательства со стороны науки.

Среди большого многообразия шумозащитных материалов, представленных на современном рынке, только небольшой их класс может быть выполнен из материалов, в процессе эксплуатации которых не выделялась бы пыль или фиброгенно опасные вещества. К этому классу относят резонансные конструкции, которые внешне представляют собой перфорированные поверхности различной степени и конфигурации. В противоположность шумозащитным материалам, используемым в строительстве, выполненным на основе базальтового волокна или минеральной ваты, резонансные конструкции не содержат в своем составе пористых материалов [6,7,8]. Существуют и комбинированные варианты шумозащитных материалов в виде, например, сочетания пористого материала, закрытого снаружи перфорированной пластиной, и расположенного на определенном расстоянии с воздушным промежутком от стены. Актуально направление разработки и

создания шумозащитных материалов с высокими санитарно-гигиеническими свойствами. Использование шумозащитных конструкций с высокими санитарно-гигиеническими свойствами оправдано на таких рабочих местах, где требования к санитарии весьма жесткие, а уровни шума превышают допустимые нормы [9,10,11].

Целью исследования является разработка шумозащитных материалов с повышенными санитарно-гигиеническими свойствами для предприятий перерабатывающей отрасли АПК.

Исходя из цели исследования, нами была выполнена оценка условий труда работников перерабатывающей отрасли АПК. Оно показали, что преобладающим вредным фактором является шумовое воздействие. На молокоперерабатывающем предприятии в цехах по производству масла, сыра жирного и кисло молочных продуктов превышение нормативных значений по шуму установлено в диапазоне частот от 250 до 4000 Гц [12,13]. В мясоперерабатывающих цехах мясоперерабатывающего комплекса превышение нормативных значений по шуму установлено в диапазоне от 125 до 2000 Гц [11].

Рабочие места предприятий молоко и мясопереработки являются схожими по санитарно-гигиеническим требованиям. Однако при разработке шумозащитных конструкций необходимо учитывать частотно-избирательное звукопоглощение в различных полосах частот.

Для молокоперерабатывающих предприятий нами разработана бирезонансная сотовая шумозащитная панель [14], а для мясоперерабатывающих предприятий разработана звукопоглощающая ячеистая панель [15].

На базе малой реверберационной камеры (рис. 1) с использованием регистрационно-измерительного комплекса была выполнена оценка звукопоглощения этих конструкций [16].

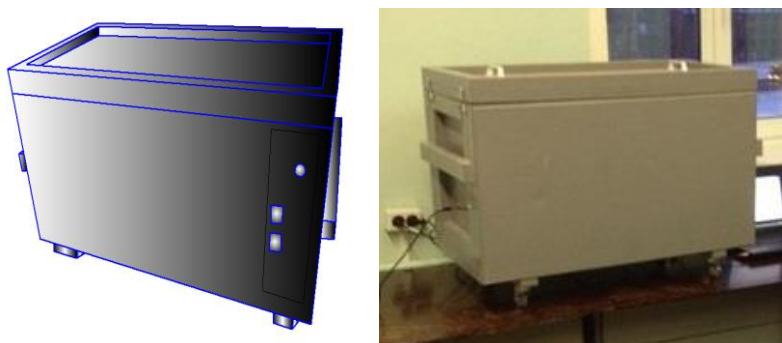


Рис. 1. Внешний вид реверберационной камеры.

Первая конструкция представлена на рис.2. Шумозащитная панель представляет собой сотобразную панель 1, сверху к которой крепится на клеевой основе верхняя перфорированная пластина 2, а снизу – сплошная пластина 3. Диаметры отверстий 4 пластины 2 могут быть различными. На внешнюю сторону верхней пластины 2 крепится, например, на клеевой основе ячеистая сетка 5, изготовленная из эластичного материала. Поверх ячеистой сетки 5 крепится, например, на клеевой основе тонкая пленка 6 с произвольной заделкой по краям конструкции. На нижней пластине 3 могут быть расположены опорные элементы (на рис. 1 не показаны). Каждая из граней пустотелых ячеек сотобразной панели 1 имеет отверстия 8. В зоне «А» реализуется бирезонансный механизм поглощения, который заключается в том, при воздействии звуковых волн на панель 1 и прохождении их через пленку 6 за счет резонансных свойств и диссипативных потерь в системах сотовых ячеек и воздушных прослоек происходит максимальное поглощение

волновой энергии. Собственными резонансными частотами обладают воздушные «подушки» в крупных ячейках и сотовые элементы, совокупность взаимодействия которых и дает избирательное поглощение [14].

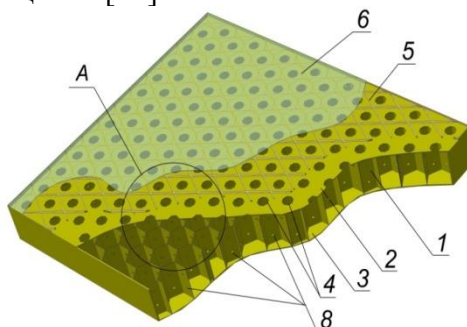


Рис. 2. Трехмерное изображение сотовой бирезонансной конструкции

На рис. 3 показан график звукопоглощения сотовой бирезонансной конструкции, из которого видно, что конструкция обладает достаточно высокими коэффициентами звукопоглощения. Отметим, что существуют шумозащитные материалы, обладающие и более высокими коэффициентами. Их перечень для целей использования при строительстве зданий и акустической отделке помещений весьма обширен. Однако такие материалы обладают либо фиброгенной опасностью, либо имеют весьма сложный рельеф, необходимый для диффузии звука в помещении. При использовании конструкций в реальных условиях их звукопоглощение будет отличаться, но на определенные в условиях реверберационных испытаний коэффициенты следует ориентироваться, так как именно они являются входными данными при математическом расчете акустических полей ограниченных зон или помещений.

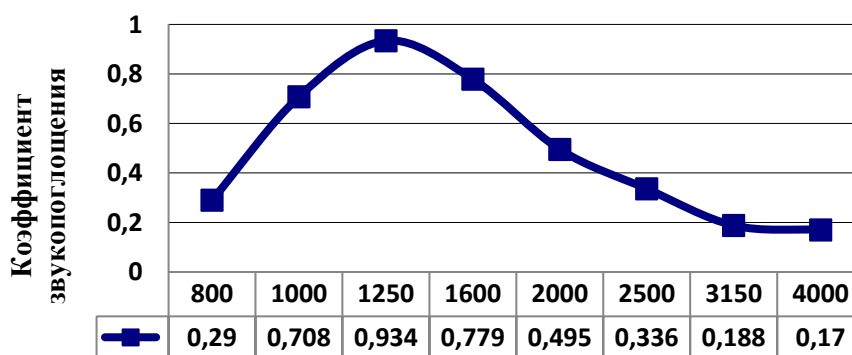


Рис. 3. Среднегеометрические реверберационные коэффициенты звукопоглощения сотовой бирезонансной конструкции

Вторая конструкция данного типа (рис. 4) содержит параллельный верхний, средний и нижний листы, с установленными между ними ячейками пирамидообразной формы. Ячейки первого слоя соединены основаниями с верхним листом, вершины которых соединены со средним листом в рёбрах основания ячеек второго ряда, основания которых соединены со средним листом, а вершины с нижним листом [15].

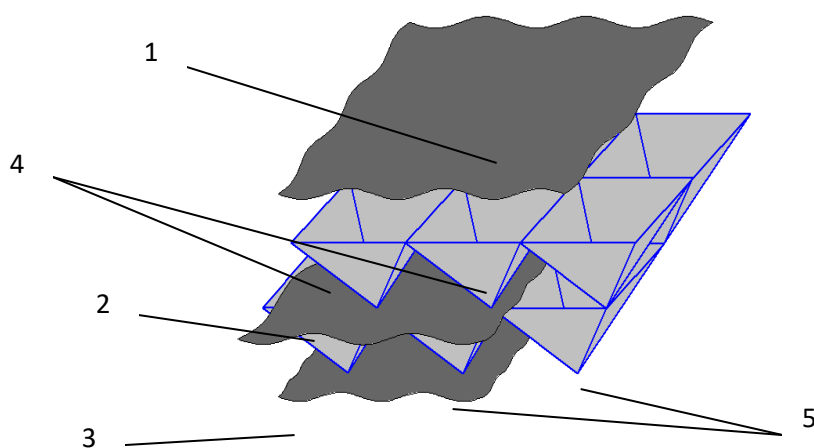


Рис. 4. Звукопоглощающая ячеистая панель (ЗПЯП)

Задачей данной панели является снижение, как отражённого звука (облицовка ограждающих поверхностей помещения), так и прямого звука (АЭ, перегородка и т.д.).

Конструкция работает следующим образом. При падении звуковых волн на лист 1, они частично отражаются от него, поглощаются им и проходят сквозь него. Прощедшая через верхний лист 1 звуковая энергия попадает в ячейки первого слоя 4, где происходит отражение звуковой энергии от их боковых граней, что обеспечивает формирование встречных звуковых потоков с противофазой, получая тем самым эффект подавления звуковой энергии. Затем звуковые волны, прошедшие через ячейки первого слоя 4, попадают на средний лист 2, где они, частично отражаясь от него, поглощаются им и проходят сквозь него. Звуковая энергия прошедшая через средний лист попадает в ячейки второго слоя 5, где происходит отражение звуковой энергии от их боковых граней, что обеспечивает формирование встречных звуковых потоков с противофазой, получая тем самым эффект подавления звуковой энергии. Далее оставшаяся порция звука, прошедшая сквозь ячейки второго слоя 5, попадает на нижний лист 3, где энергия частично отражается от него, поглощается им и уходит с листа 3.

На рис. 5 показан график звукопоглощения звукопоглощающей ячеистой панели.

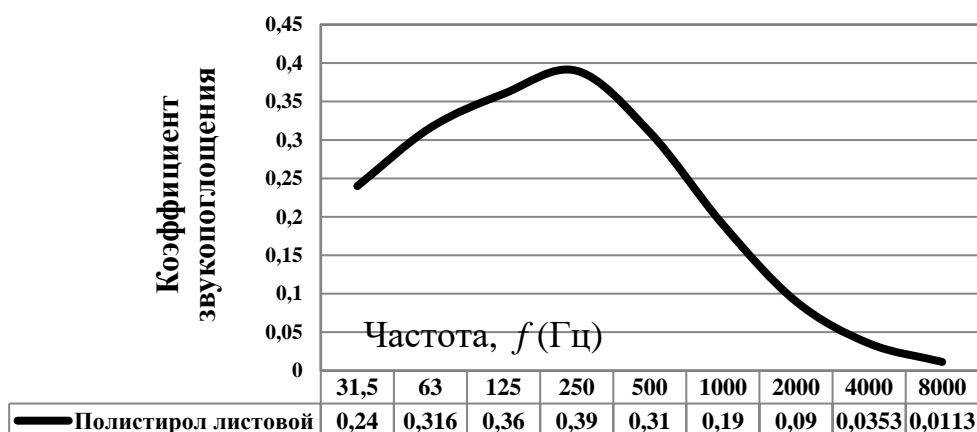


Рис. 5. Среднегеометрические реверберационные коэффициенты звукопоглощения звукопоглощающей ячеистой панели

Прогнозируя ситуацию, можно отметить, что промышленное производство бирезонансных сотовых конструкций и звукопоглощающих ячеистых панелей – перспективное направление. В условиях специального производства их рекомендуется использовать в качестве внешней облицовки, АЭ или даже основы штучных звукопоглотителей.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Установлено, что разрабатываемые конструкции обладают достаточными звукопоглощающими свойствами:

- наибольшее звукопоглощение для сотовой бирезонансной конструкции наблюдается в диапазоне $1/3$ октавных полос со среднегеометрическими частотами 800–2000 Гц;
- наибольшее звукопоглощение для звукопоглощающей ячеистой панели наблюдается в диапазоне октавных полос со среднегеометрическими частотами 63–2000 Гц;

2. Применение представленных конструкций целесообразно в местах с высокими санитарно-гигиеническими свойствами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Скворцов А.Н. Проблемы производственного травматизма и профессиональной заболеваемости в агропромышленном комплексе России / Технологии техносферной безопасности. 2016. №1 (65). С. 299-305.
2. Шкрабак Р.В., Посыпаева Ю.А. Анализ условий и охраны труда работников мясоперерабатывающих предприятий и пути их улучшения / Вестник КрасГАУ.– 2009г. – № 6. С. 133-136.
3. Скворцов А.Н. Анализ исследования источников шума объектов животноводства / SCI-ARTICL – 2014 – №5. С.159-163.
4. Шишелова Т.И. Влияние шума на организм человека / Научно-теоретический журнал «Успехи современного естествознания». – 2009г. – №8. С.14-15.
5. Боярчук Е.Д. Анатомия, физиология и паталогия органов слуха учебное пособие / Учебное пособие для студентов высших учебных заведений (пробный вариант). – Луганск: Альма-матер, 2007г. – 89с.
6. Фролов, А.В. Безопасность жизнедеятельности. Охрана труда / Ростов-на-Дону – 2008г. – 751 с.
7. Савельев, А.П. Звукоподавляющий облегчённый акустический экран / Охрана и экономика труда. 2015. №2(19). С. 56 – 61.
8. СНиП 23-03-2003. Защита от шума. М.: Госстрой России, 2003. 40 с.
9. Савельев А. П., Пьянзов С.В., Скворцов А.Н. Акустические конструкции коллективной защиты от производственного шума / Альманах мировой науки научный журнал по материалам международной научно-практической конференции. 2015. № 2 (2). С. 142-143.
10. СН 2.2. 4/2.1.8.562-96 Санитарные нормы. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. 1996. – 8с.
11. ГОСТ Р ИСО 9612-2013 Акустика. Измерения шума для оценки его воздействия на человека. Метод измерений на рабочих местах. 2014. 37с.
12. Савельев А.П., Пяткина С.А. Обоснование оптимальных условий труда работников при внедрении новых пищевых технологий в молочной промышленности / Защита населения от повышенного шумового воздействия. Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Под редакцией Н.И. Иванова. 2011. С. 411-426.

13. Пяткина С.А., Тюрин А.П., Савельев А.П. Теоретические основы расчёта шумозащитной конструкции с повышенными санитарно-гигиеническими свойствами / Защита от повышенного шума и вибрации. Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Под редакцией Н.И. Иванова. 2013. С. 623-630.
14. Патент №2478762 RU Шумозащитная панель [Текст]: / С.А. Пяткина, А.П. Тюрин, Д.В. Парахин, Б.В. Севастьянов, А.П. Савельев, В.С. Баязитов, Д.А.Векшин. Оpubл. 10.04.2013г. 6с.
15. Патент 158599 RU Звукоподавляющая ячеистая панель [Текст]: / А.П. Савельев, А.Н. Скворцов. Оpubл. 20.01.2016. 6с.
16. Скворцов А.Н. О методе определения коэффициента звукопоглощения различных строительных материалов в малой реверберационной камере/ Технологии техносферной безопасности. 2016г. №2 (66). С. 258-260.

ИЗЛУЧЕНИЯ ШУМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫМ ПУНКТОМ И ГАЗОПРОВОДОМ ПОСЛЕ НЕГО

В.С. Скворцов, В.Б. Тупов

Московский энергетический институт, Москва

E-mail: skvor.vitalya@yandex.ru

В данной работе было рассмотрено излучение шума от газораспределительных пунктов (ГРП) и газопровода после него. Показано, что шум от потока газа в канале газопровода меньше, чем шум, излучаемый дросселирующей арматурой ГРП. По результатам акустических измерений показано, что газопровод после ГРП нельзя рассматривать, как линейный источник шума, имеющий постоянное излучение по всей длине газопровода. Шум газопровода от ГРП средней мощности ТЭС определяется не шумом потока газа в газопроводе, а шумом, излучаемым от дросселирующей арматуры в газопровод, и который уменьшается при распространении по длине газопровода. Дана экспериментальная зависимость снижения уровня звука от изменения расстояния по мере удаления от ГРП на постоянном расстоянии (10 м) от газопровода для случая, когда основными источниками шума являются регулирующие клапаны ГРП.

Ключевые слова: шум, ГРП, газопровод, ТЭС

ВВЕДЕНИЕ

Одним из наиболее распространённых видов топлива, используемых в энергетической отрасли, является природный газ. В связи с тем, что в магистральных газопроводах природный газ находится под большим давлением, обычно около 1-1,2 МПа, для непосредственного использования его в качестве топлива на ТЭС, необходимо снизить его давление до 0,05-0,12 МПа. Для этой цели используются газораспределительные пункты (ГРП) на крупных ТЭС, которые располагаются в отдельных зданиях. На ГРЭС мощностью до 1200 МВт и ТЭЦ мощностью до 900 МВт сооружается один ГРП, а для станций большей мощности количество ГРП может быть большим.

При дросселировании газа на ГРП возникает повышенное излучение шума, при этом уровень звука около ГРП достигает 100-105 дБА, а внутри помещения ГРП 110-125 дБА [1]. В связи с этим при эксплуатации ГРП возникает проблема превышения допустимых санитарных норм, прописанных в СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки» [2], СП 51.13330.2011 «Защита от шума» [3], где допустимое значение уровня звука на рабочих местах 80 дБА, а для территории жилой застройки допустимое значение в ночное время составляет 45 дБА.

1. ИЗЛУЧЕНИЕ ШУМА ОТ ГРП И ГАЗОПРОВОДА

Целью данной работы является исследование источников шума и распространению шума от ГРП и газопроводов после него.

Максимальное излучение шума от ГРП приходится на высокие частоты, особенно на среднегеометрические частоты октавных полос 1000 и 2000 Гц [1]. Наибольшего значения уровень звукового давления достигает в непосредственной близости от дросселирующих клапанов, также сильным источником шума является место выхода газопроводов из здания ГРП. Наименьшее значение уровней шума находится в месте ввода газопроводов в здание ГРП.

Уровни звукового давления в месте выхода газопроводов из ГРП на 20-21 дБ больше на среднегеометрических частотах 1000-8000 Гц, чем в месте ввода газопроводов в ГРП.

Шум от ГРП и газопроводов после него обусловлен двумя причинами: во-первых, процессами дросселирования газа в регулирующей арматуре и, во-вторых, шумом потока газа.

По нормам, изложенным в СП 42-101-2003 [4], скорости природного газа для газопроводов низкого давления должны составлять 7 м/с, для газопроводов среднего давления – 15 м/с и для газопроводов высокого давления – 25 м/с.

Уровень шума от потока в каналах при таких скоростях рассчитывается по известной формуле [5]:

$$L_{\text{шум}} = L_w + \Delta L_{\text{шум}} \quad (1)$$

$$L_w = 7 + 50 \lg v + 10 \lg S \quad (2)$$

$$\Delta L_{\text{шум}} = -2 - 26 \lg \left(1,14 + 0,02 \frac{f_m}{v} \right) \quad (3)$$

Уровень суммарной звуковой мощности дросселирующего клапана зависит от его типа, перепада давлений и расхода, определяется по известному выражению [6]

$$L_w = L_{WT} + 10 \lg q + 20 \lg c + 10 \lg \rho - 30, \quad (4)$$

где L_{WT} — поправка, зависящая от конструкции клапана и перепада давления в нем; q — расход среды, м³/ч; c — скорость звука в клапане, м/с.

Была построена математическая модель излучения шума на территории ТЭС и прилегающей местности от ГРП и газопровода после него. На рис. 1. и рис.2 представлены распределения уровня шума на местности, при уровне звуковой мощности на ГРП и газопроводе, который возникает при расходах газа соответствующем потребностям ТЭС малой и средней мощности.

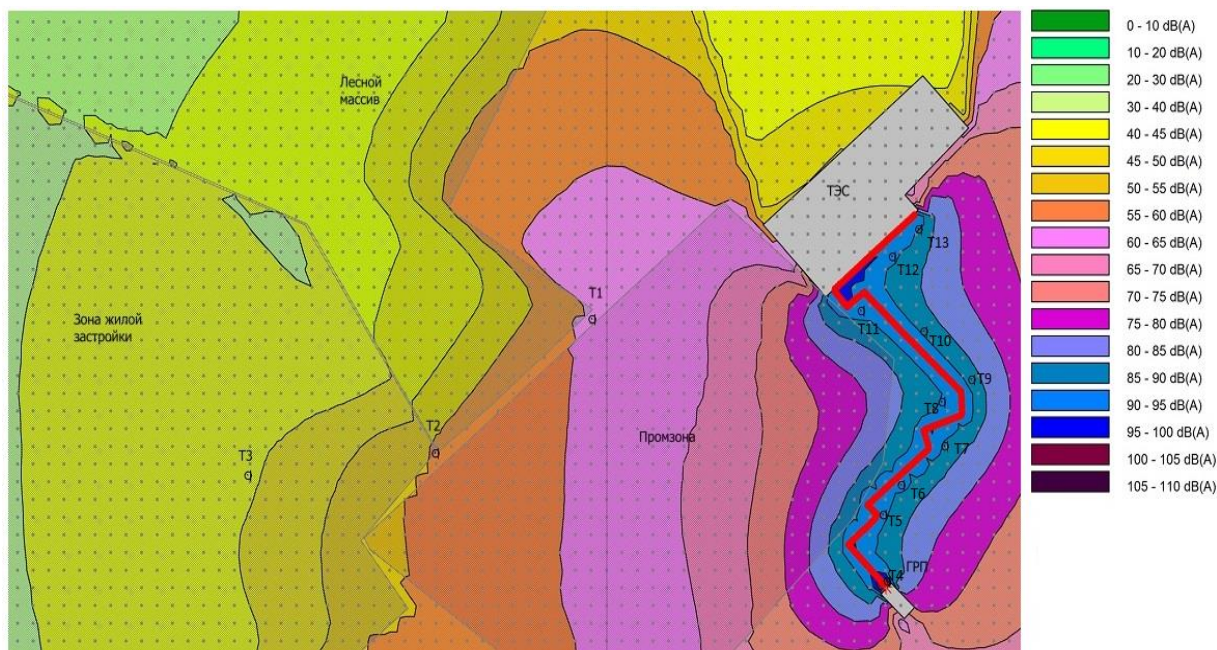


Рис. 1. Распределение шума на местности для ГРП ТЭС малой мощности.

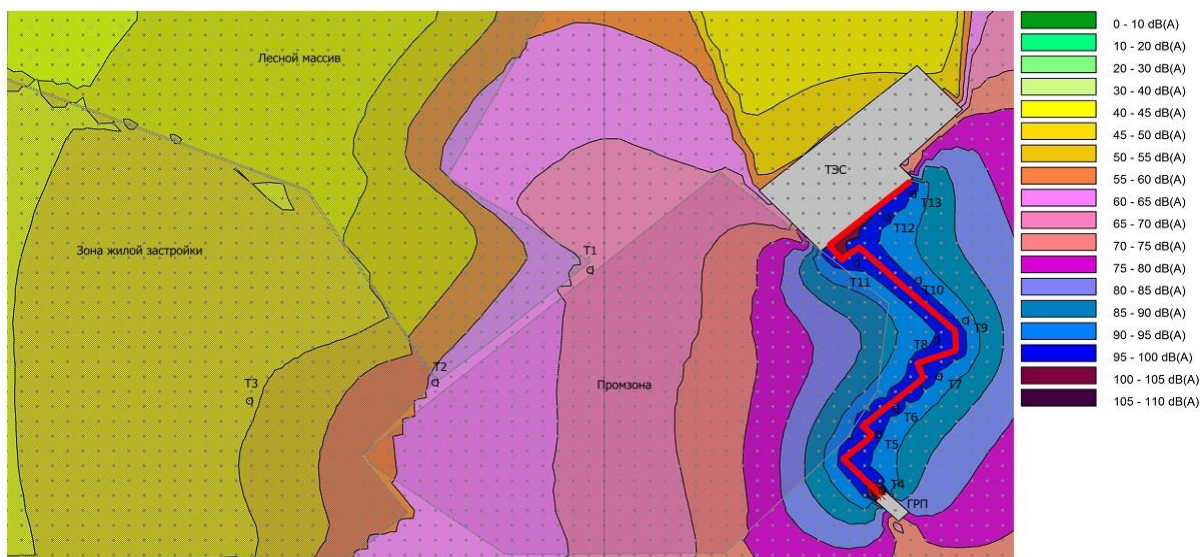


Рис. 2. Распределение шума на местности для ГРП ТЭС средней мощности.

Для точки Т1, находящейся на границе санитарной зоны ТЭС и зоны жилой застройки, представлен график на рис 3, показывающий уровень звукового давления по среднегеометрическим частотам при большем (кривая 1) и меньшем (кривая 2) расходах газа. Видно, что изменение расхода газа приводит к изменению уровней звукового давления в расчетной точке.

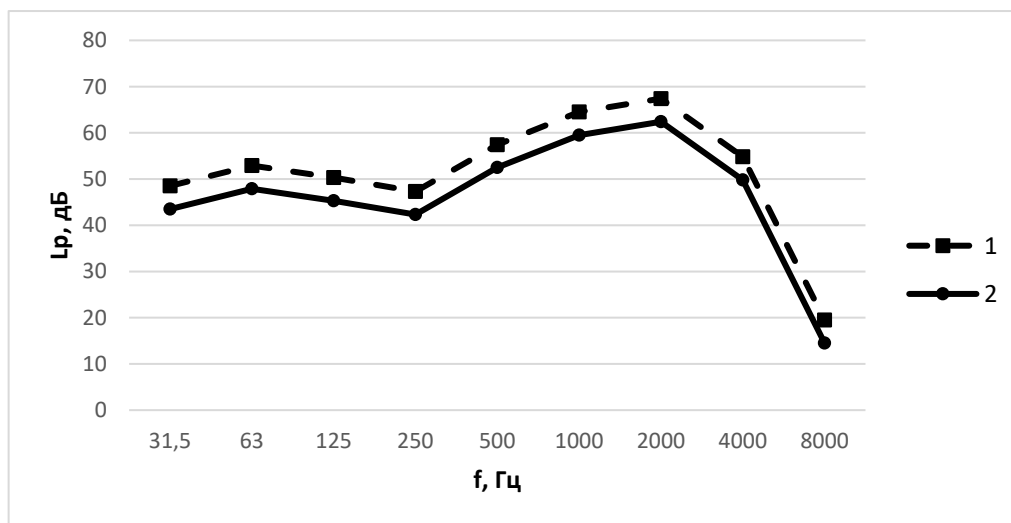


Рис. 3. Уровни звукового давления по среднегеометрическим частотам при разных расходах газа

Источником шума, в данной модели, является шум, излучаемый от регулирующей арматуры через фасад здания ГРП. ГРП представлен в виде точечного источника шума, а газопровод, идущий от ГРП к зданию ТЭС, был представлен в виде линейного источника.

В точках Т4-Т13 измерены уровни звукового давления рядом с газопроводом. На рис. 4 представлено сравнение результатов, построенных по данным математической модели (кривая 3), и данным, полученным в ходе экспериментальных измерений шума с изменением расстояния от ГРП (кривая 4) на постоянном расстоянии (10 м) от газопровода для случая, когда основными источниками шума являются регулирующие клапаны ГРП. Видно, что по мере удаления от ГРП уровень звука снижается и становится прак-

тически постоянным. Излучение шума от ГРП больше, чем шум, излучаемый газопроводом. Из рис. 4 ясно, что распространение шума от газопровода имеет не линейный характер и уровень звука около газопровода снижается по его длине. Это позволяет заключить, что шум газопровода определяется не шумом потока, который постоянен в газопроводе, а шумом, излучаемым от дросселирующей арматуры, которая уменьшается при его распространении в канале по длине газопровода.

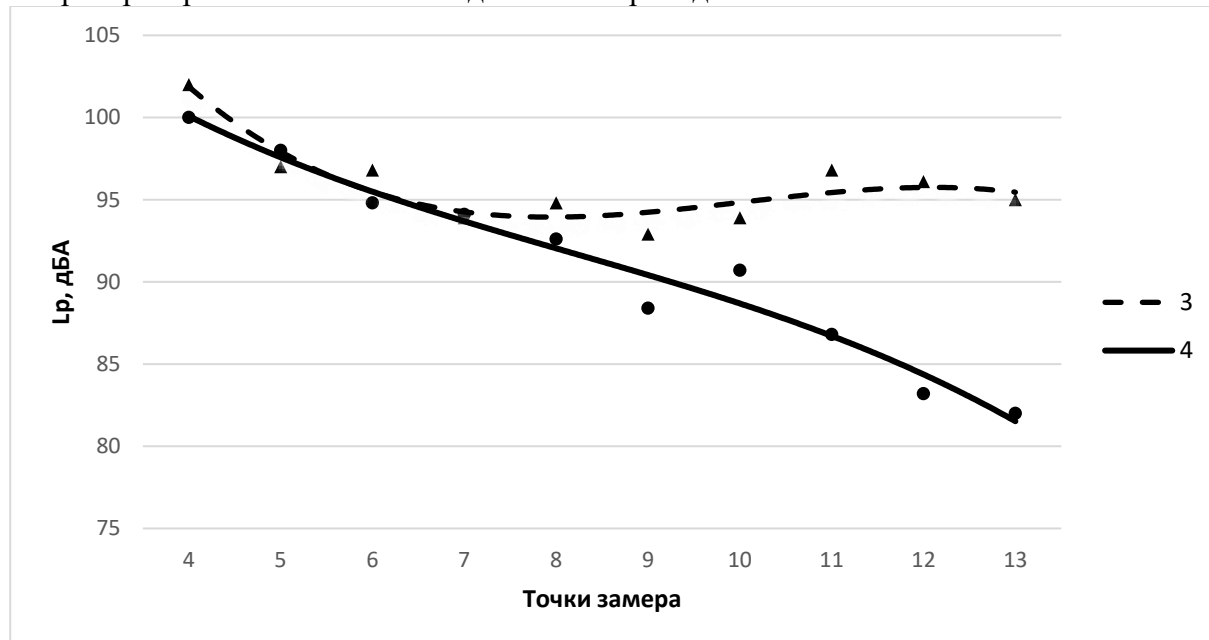


Рис. 4. Сравнение экспериментальных данных (кривая 4) и данных математической модели (кривая 3).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Излучение шума, возникающего при движении потока газа в газопроводе меньше, чем излучение шума от дросселирующей арматуры ГРП.
2. Шум газопровода от ГРП средней мощности ТЭС определяется не шумом потока газа в газопроводе, а шумом, излучаемым от дросселирующей арматуры в газопровод и который уменьшается при распространении по длине газопровода.
3. Газопровод, идущий от ГРП нельзя рассматривать как линейный источник шума, который имеет постоянное излучение шума по всей длине.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тупов В.Б. Факторы физического воздействия ТЭС на окружающую среду. М.: Издательский дом МЭИ, 2012. 284 с.
2. СН 2.2.4/2.1.8.562–96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. М.: Минздрав России, 1997.
3. СП 51.13330.2011 Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003. М.: Стандартинформ, 2012.
4. СП 42-101-2003 Общие положения по проектированию и строительству газораспределительных систем из металлических и полиэтиленовых труб
5. VDI 2081 Part 2 Noise generation in air-conditioning system examples. Germany, 2005.
6. Борьба с шумом на производстве: Справочник. Под общ. ред. Е.Я. Юдина. М.: Машиностроение, 1985

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ПОДБОРА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РЕЗОНАТОРОВ ГЕЛЬМГОЛЬЦА

А.К. Трамбовецкая, А.И. Быков, А.И. Комкин

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва
E-mail: alecksbykov@mail.ru, akomkin@mail.ru

Рассмотрена методика расчета трубчатых резонаторов Гельмгольца на основе исследования об инерционной присоединенной длине горла резонатора Гельмгольца. Представлена коррекция к присоединенной длине горла резонатора для одного и нескольких отверстий. Приведен вариант расчета трубчатого резонатора с одним отверстием с учетом коррекции на присоединенную длину.

Ключевые слова: канал, резонатор Гельмгольца, параметры, собственная частота, присоединенная длина, ширина полосы заглушения.

ВВЕДЕНИЕ

Резонатор Гельмгольца находит широкое применение для снижения шума различного рода машин и оборудования. Расчету резонатора Гельмгольца посвящено достаточно большое количество публикаций [1-11], в которых рассматриваются различные аспекты этой проблемы. В первую очередь к ним относится оценка резонансной частоты такого резонатора, анализ влияния на акустические характеристики резонатора особенностей его конфигурации.

Для того чтобы повысить акустическую эффективность резонатора Гельмгольца необходимо правильно подбирать его геометрические параметры. Обстоятельное рассмотрение этого вопроса применительно к изолированному резонатору и резонатору в безграничной стенке проведено Ингардом в его фундаментальной работе [1]. С практической точки зрения целесообразно распространить подход Ингарда для случая резонатора Гельмгольца, размещенного на стенке канала. При этом в такой системе к трем параметрам, характеризующим сам резонатор, добавляется еще один, определяющий поперечные размеры канала. Решение этой задачи было рассмотрено в [12, 13]. Настоящая работа является продолжением исследований в данном направлении.

1. СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ АКУСТИЧЕСКИМИ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИМИ ПАРАМЕТРАМИ РЕЗОНАТОРА

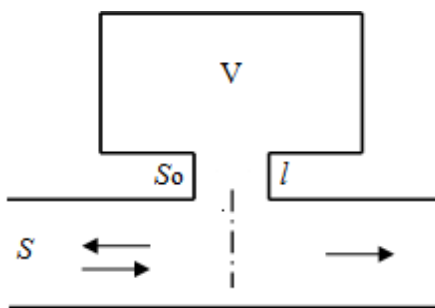


Рис. 1. Схема резонатора Гельмгольца в канале

Рассмотрим прямой канал (рис. 1) с абсолютно жесткими стенками и площадью поперечного сечения S , на боковой поверхности которого размещается резонатор Гельмгольца. Будем рассматривать простейшую модель резонатора Гельмгольца, в которой жесткая замкнутая поверхность резонатора, характеризующаяся только объемом V , соединяется с каналом через горло с площадью поперечного сечения S_0 и длиной l . При этом полагается, что размеры резонатора много меньше рассматриваемых длин волн. Будем считать канал узким, так что в нем могут распространяться только плоские звуковые волны.

Собственная частота резонатора Гельмгольца f_0 определяется, как [12]:

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S_0}{l_e V}}, \quad (1)$$

где c – скорость звука; V – объем резонатора, S_0 – площадь поперечного сечения горла резонатора (для круглого горла диаметром d_0 , $S_0 = \pi d_0^2/4$); l_e – эффективная длина горла резонатора, $l_e = l + l_a$; l – действительной длины горла резонатора; l_a – присоединенная длина, определяемая перераспределением звуковой энергии на возникающие в концах горла резонатора затухающие высшие моды колебаний,

$$l_a = \alpha(1 - \beta g)d_0. \quad (2)$$

где α , β – постоянные, зависящие от конфигурации системы резонатор Гельмгольца-канал.

Ширина полосы глушения Δf не зависит от объема резонатора и определяется только площадью поперечного сечения канала и параметрами горла резонатора [12]:

$$\Delta f = \frac{c}{4\pi S} \frac{S_0}{l_e}. \quad (3)$$

Следует отметить, что ширина полосы Δf определяется из условия, что заглушение на граничных частотах этого диапазона составляет 3 дБ.

Объединяя (1) и (3), приходим к следующему соотношению:

$$\frac{\Delta f}{f_0^2} = \frac{\pi V}{c S}. \quad (4)$$

из которого следует, что отношение ширины полосы заглушения к квадрату собственной частоты резонатора пропорционально объему резонатора, обратно пропорционально площади поперечного сечения канала и не зависит от геометрических параметров горла резонатора.

Для универсальности получаемых результатов введем в рассмотрение безразмерные параметры, используя с этой целью характерный поперечный размер канала d : безразмерные собственную частоту $\mu_0 = f_0 d/c$, диаметр горла $g = d_0/d$ и объем резонатора $\bar{V} = V/d^3$. Кроме того, будем использовать относительную эффективную длину горла $\bar{l}_e = l_e/d_0$, которая с учетом (2) запишется в виде:

$$\bar{l}_e = \bar{l} + \bar{l}_a = l/d_0 + (\alpha - \beta g). \quad (5)$$

Тогда, в соответствие с принятыми обозначениями, получим следующие выражения для безразмерной собственной частоты резонатора

$$\mu_0 = \frac{d}{2\pi} \sqrt{\frac{\pi d_0^2}{4 l_e V}} = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{d^2 d_0^2}{\pi l_e V}} = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{g}{\pi \bar{l}_e \bar{V}}} \quad (6)$$

и безразмерной ширины полосы заглушения

$$\Delta \mu = \frac{d}{2S} \frac{S_0}{l_e} = \frac{g}{2\bar{l}_e}. \quad (7)$$

Объединяя (6) и (7), приходим к аналогу уравнения (4), выраженному через безразмерные параметры:

$$\frac{\Delta\mu}{\mu_0^2} = K\bar{V}, \quad (8)$$

где K – некоторая постоянная, значение которой определяется особенностями определения безразмерных геометрических параметров рассматриваемой системы. При надлежащем определении безразмерных параметров можно получить значение $K = 1$.

Уравнение (7) связывает между собой акустические параметры рассматриваемой системы с ее геометрическими параметрами и является основным уравнением для системы «резонатор Гельмгольца – канал».

Рассмотрим методику подбора параметров резонатора Гельмгольца для случая, когда длина горла резонатора l много меньше диаметра горла резонатора d_0 . В этом случае формула (5) для относительной эффективной длины горла приводится к виду $\bar{l}_e = (\alpha - \beta g)$. Тогда формулы (6) и (7) принимают вид

$$\mu_0 = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{g}{\pi\bar{V}(\alpha - \beta g)}}; \quad (9)$$

$$\Delta\mu = \frac{g}{2(\alpha - \beta g)}. \quad (10)$$

Получим из этих формул явные выражения для параметра g . В результате будем иметь

$$\mu_0 = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{g}{\pi\bar{V}(\alpha - \beta g)}}; \quad (11)$$

$$g = \frac{2\alpha\Delta\mu}{1 + g\Delta\mu}. \quad (12)$$

Если построить графики функций (11) и (12), как это представлено на рис. 2, то получим номограмму для определения параметров резонатора Гельмгольца. Графики построены для значений $\alpha = 0,81$ и $\beta = 0,625$, определяющих присоединенную длину горла Гельмгольца на боковой стенке канала [14].

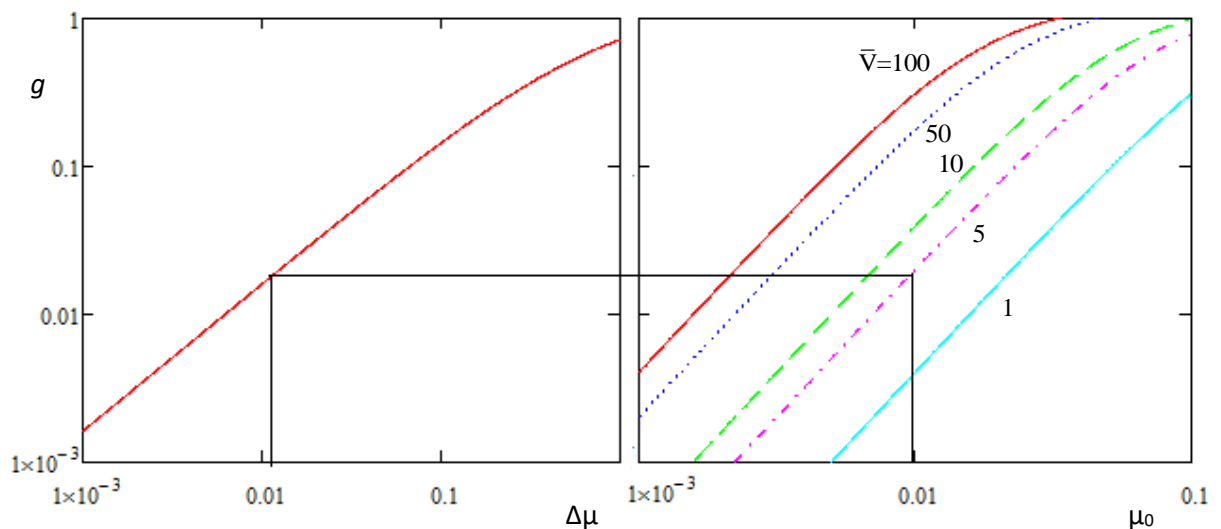


Рис. 2. Номограмма для определения параметров резонатора Гельмгольца

Из представленных на рис. 2 данных следует, что для повышения ширины полосы заглушения необходимо увеличивать значение параметра $g = d_0/d$. А так как размер канала d обычно задается в качестве исходных данных, то с этой целью следует увеличивать поперечный размер горла резонатора d_0 . С другой стороны, как следует из другого графика, большие значения параметра g требуют больших значений относительного объема резонатора. Если в качестве исходных данных задаться собственной частотой и шириной полосы заглушения резонатора, то как следует из номограммы, это однозначно определит поперечный размер горла резонатора и его объем. Если задаться собственной частотой резонатора и ограничиться его объемом, то это однозначно определит наряду с поперечным размером горла и полосу заглушения резонатора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотренный подход позволяет достичь однозначности в выборе геометрических параметров резонатора Гельмгольца на стенке канала для обеспечения требуемых акустических характеристик глушения.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Ingard U.* On the theory and design of acoustic resonators // *J. Acoust. Soc. Am.* 1953. V. 25, № 6. P. 1037–1061.
2. *Davis D.D., Stokes G.M., Moor D., Stevens G.L.* Theoretical and experimental investigation of mufflers with comments on engine exhaust muffler design // *NASA. Rep. № 1192.* 1954. – 48 p.
3. *Alster M.* Improved calculation of resonant frequencies of Helmholtz resonator // *J. Sound Vib.* 1972. – V. 24, № 1. P. 63–85.
4. *Tang P.K., Sirignano W.A.* Theory of generalized Helmholtz resonator // *J. Sound Vib.* – 1973. V. 26, № 2. P. 247–262.
5. *Panton R.L., Miller J.M.* Resonant frequencies of cylindrical Helmholtz resonators // *J. Acoust. Soc. Am.* 1975. V.57, № 6. P. 1533–1535.
6. *Лапин А.Д.* Звукоизоляция в волноводах // *Акуст. журн.* 1975. Т. 21, № 3. С. 337–350.
7. *Chanaud R.C.* Effect of geometry on the resonance frequency of Helmholtz resonators // *J. Sound Vib.* 1994. V. 178, № 3. P. 337–348.
8. *Selamet A., Dickey N.S., Novak J.M.* Theoretical, computational and experimental investigation of Helmholtz resonators with fixed volume: lumped versus distributed analysis // *J. Sound Vib.* 1995. V. 187, № 2. P. 358–367
9. *Dickey N.S., Selamet A.* Helmholtz resonators: one-dimensional limit for small cavity length-to-diameter ratios // *J. Sound Vib.* 1996. V. 195, № 3. P. 512–517.
10. *Selamet A., Radovich P.M., Dickey N.S., Novak J.M.* Circular concentric Helmholtz resonator // *J. Acoust. Soc. Am.* 1997. V. 101, № 1. P. 41–51.
11. *Chanaud R.C.* Effect of geometry on the resonance frequency of Helmholtz resonators, part II // *J. Sound Vib.* 1997. V. 204, № 5. P. 829–834.
12. *Комкин А.И.* О выборе параметров резонатора Гельмгольца в узком канале // *Ежегодник РАО.* 2011. № 12. С. 77-84.
13. *Быков А.И., Кудрявцева А.В.* Определение присоединенной длины горла резонаторов Гельмгольца // *АСО-2016.* 2016. С. 40-53.
14. *Комкин А.И., Быков А.И.* Инерционная присоединенная длина горла резонаторов Гельмгольца // *Акустический журн.* 2016. Т.62. №3. С. 277-287.

РАЗРАБОТКА АКУСТИЧЕСКОЙ ЗАГЛУШЕННОЙ КАМЕРЫ ДЛЯ МЫТИЩИНСКОГО ФИЛИАЛА МГТУ ИМ. Н.Э. БАУМАНА

С.А. Трофимов, С.А. Гаврильев, М.В. Иванов

Московский государственный университет имени Н.Э. Баумана, Москва

E-mail: 79645701096@yandex.ru

В работе проведены исследования по выбору геометрических параметров и материалов для звукопоглощающих конструкций, используемых для облицовки заглушенных камер. Проведены исследования по выбору параметров заглушенной камеры для измерения акустических процессов.

Ключевые слова: звукопоглощающий материал, безэховая камера, заглушенная камера

ВВЕДЕНИЕ

Требования к измерению звука и вибрации в настоящее время ужесточаются, чем когда-либо. Потребители требуют менее шумных устройств, будь то автомобиль, компьютер, пылесос, стиральная машина или холодильник. Для этих целей разработаны государственные стандарты, которые обеспечивают требования, рекомендации или характеристики к качеству продукции. Для удовлетворения многих акустических стандартов требуется специальные лабораторные помещения, полностью заглушенная или полузаглушенная камера, где должны выполняться акустические измерения. Чтобы спроектировать и внедрить такую камеру, необходимо потратить много средств и времени. Не все компании могут позволить себе такие камеры, хотя они и нужны.

Компании идут на затраты. Многие автомобильные компании имеют собственные акустические заглушенные камеры для исследования характеристик автомобилей и их составных узлов. Авиационными фирмами проводятся измерения двигателей, работающих в разных режимах, для получения акустической картины турбулентной струи [1]. В заглушенной камере NASA Glenn Research Center, называемой «Купол» (рис. 1), помимо установки для исследования шума струи размещаются и другое испытательное оборудование, поскольку спектр акустических задач широк [2]. Форма камеры позволила снизить неиспользуемое в измерениях для случаев прямоугольных форм пространство, а также способствовала снижению объема звукопоглощающего материала, используемого в облицовке камеры.



Рис. 1. Заглушенная камера NASA Glenn Research Center

Также оказались востребованными заглушенные камеры малых габаритов. Малогабаритные камеры обеспечивают компактную, экономичную безэховую среду для испытаний, в которой производители малогабаритных устройств и компонентов могут точно измерять акустические характеристики своей продукции. Малогабаритные камеры применяются для испытания и разработки широкого диапазона продукции, включая: мобильные телефоны, малые бытовые электроприборы, компьютерные дисководы, медицинские инструменты, колонки и другие аудио устройства. Так в работе [3] представлены проектирование и экспериментальная проверка малогабаритной лабораторной камеры, размерами $2 \times 1 \times 0,8$ м при вертикальной ориентации, для исследования средств защиты от акустических излучений.

Для определения шумовых характеристик источников шума поставлена задача по разработке и созданию полузаглушенной камеры на базе Мытищинского филиала МГТУ им. Н.Э. Баумана.

1. ТРЕБОВАНИЯ К ПАРАМЕТРАМ ЗАГЛУШЕННОЙ КАМЕРЫ

Заглушенные камеры, предназначенные для определения шумовых характеристик источников шума, по своим характеристикам должны отвечать следующим главным требованиям:

- пол, стены и потолок помещения должны быть надежно изолированы как от внешних виброакустических источников, так и от внутренних (вспомогательные приводы, нагрузочные машины);
- обивка внутренних поверхностей должна быть выполнена из материалов с большим коэффициентом звукопоглощения, а конструкция должна свести до минимума возможность отражения звуковых волн;
- электромагнитные помехи должны быть устранены с тем, чтобы создать нормальные условия работы высокочувствительной аппаратуры, используемой при измерениях.

От осуществлений этих условий зависят акустические характеристики помещения в определенном диапазоне частот и определенной области акустических уровней.

Согласно ГОСТ ISO 3745-2014 [4] для образования свободного звукового поля над звукоотражающей поверхностью рекомендуется, чтобы объем камеры по меньшей мере в 200 раз превышал объем испытываемой машины.

Так же предъявляются отдельные требования к звукоотражающей плоскости. В соответствии с [4], размеры плоскости должны быть достаточно большими, чтобы расстояние от ее краев до окружности, представляющей собой проекцию на плоскость полусферической измерительной поверхности, было равно по крайней мере $\lambda/4$, где λ – длина звуковой волны, соответствующей низшей частоте диапазона частот испытаний, но не менее 0,75 м. Коэффициент звукопоглощения звукоотражающей плоскости должен быть не менее 0,06 на всех частотах диапазона частот испытаний.

Необходимую для облицовки камеры звукопоглощающую конструкцию выбирают из условия, что коэффициент звукопоглощения облицовок $\alpha \geq 95\%$, а также исходя из заданного частотного диапазона измерений [5].

Акустический расчет заглушенной камеры проведен по следующим исходным данным:

- точный метод измерений по ГОСТ ISO 3745-2014 в заглушенной камере со звукоотражающим полом, измерения на полусферической измерительной поверхности;
- максимальные габаритные размеры испытываемых источников шума
 $l_{\max} = 0,5$ м; ($V_{\text{ист}} = 0,125$ м³);
- частотный диапазон измерений в октавных полосах 125 – 8000 Гц, требуемая точность измерений – 1,0 – 1,5 дБ;
- предполагается построить заглушенную камеру в Мытищинском филиале МГТУ им. Н.Э.Баумана

В результате акустического расчета были получены следующие внутренние размеры заглушенной камеры:

- ширина камеры $A_0 = 6,4$ м;
- длина камеры $B_0 = 6,9$ м;
- высота камеры $H_0 = 3,2$ м.

Общая площадь звукопоглощающей облицовки $S_0 = 80$ м². Указанные размеры определены с учетом облицовки звукопоглощающими клиньями, выполненных из материала ROCKWOOL Акустик БАТТС с длиной клина 60 см и заклиновым промежутком в 10 см.

2. ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩЕГО ПОКРЫТИЯ

Чтобы обеспечить свободное звуковое поле над звукоотражающей поверхностью внутри полузаглушенной камеры, необходимо использовать идеальное звукопоглощающее покрытие. Акустическая энергия, падающая на поглощающую оболочку, в основном рассеивается, и почти отсутствуют отраженные волны, которые могут повлиять на условия свободного поля. Поэтому, звукопоглощающее покрытие должно быть спроектировано так, чтобы 99% акустической энергии поглощалось в требуемом диапазоне частот и, таким образом, обеспечивалось условие свободного звукового поля внутри полузаглушенной камеры. Следовательно, при создании заглушенной камеры вопросу выбора параметров звукопоглощающих конструкций для облицовки внутренних поверхностей следует уделять особое внимание.

Для плавного перехода от волнового сопротивления воздуха к акустически жесткой стенке применяются конструкции различных форм: звукопоглощающие клинья, покрытия в виде пирамид, кубические звукопоглотители, а также мембранные резонансные звукопоглотители. Наибольшее распространение в качестве звукопоглощающих конструкций получили облицовки клиновидной формы. Необходимое звукопоглощение конструкций достигается подбором определенных параметров.

В работе [6] проведен сравнительный анализ различных конструкций звукопоглощающих облицовок. На рис. 2 представлены частотные зависимости коэффициента отражения для некоторых форм звукопоглощающих конструкций.

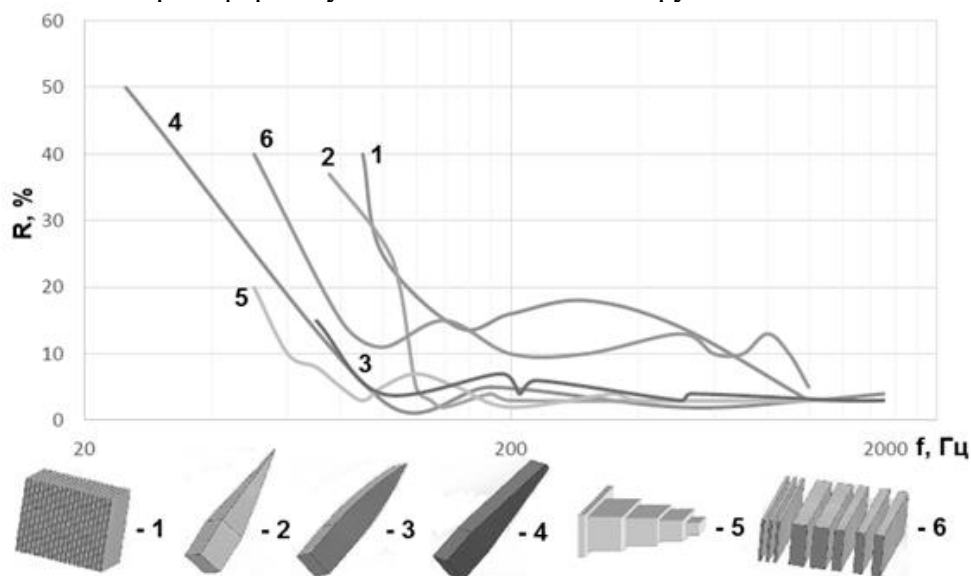


Рис. 2. Коэффициент сопротивления для различных типов звукопоглотителей

Из приведенного выше рисунка видно, что облицовка клиновидной формы и с круглым окончанием 4, а также кубической формы 5 хорошо работают в исследуе-

мом частотном диапазоне. На высоких частотах почти все структуры отвечают требованиям свободного поля. На низких частотах линейная клиновидная структура 4 обеспечивает наибольшее поглощение акустической энергии, поэтому такая форма звукопоглощающих конструкций широко используется в заглушенных и полузаглушенных камерах. Тем не менее, для разрабатываемой камеры была выбрана конструкция кубической формы 5, так как она является менее сложной в изготовлении, а акустические характеристики не значительно уступают облицовке клиновидной формы.

Более 20 лет назад профессор Л. Кремер в Берлине предложил вместо клиньев использовать ряд поглощающих кубов разных размеров и плотности (рис. 3). Профессор Кремер использовал тонкие стальные стержни для поддержки кубов. Поглотитель был устроен таким образом, что меньшие кубы с низкой плотностью были первым слоем, если смотреть изнутри, следующий слой состоял из кубов большего размера и большей плотности [7].

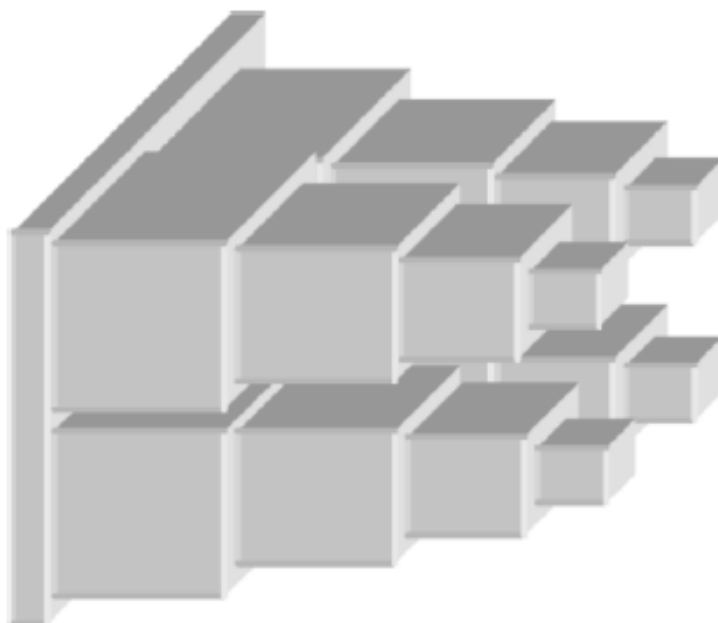


Рис. 3. Предлагаемая форма звукопоглощающих клиньев

Использование отдельных кубов в качестве звукопоглотителя – отличное решение, так как отсутствуют большие плоские поверхности. Вращая кубики в случайных направлениях вокруг стержня, отражение уменьшится, что приводит к увеличению коэффициента поглощения. К упомянутым достоинствам кубического поглотителя можно отнести легкость его изготовления и монтажа, и тем самым меньшую стоимость, по сравнению с другими звукопоглощающими конструкциями.

3. ИССЛЕДОВАНИЕ ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩЕГО МАТЕРИАЛА

Материал звукопоглощающих конструкций во многом подбирается исходя из обеспечения высокого коэффициента звукопоглощения в требуемом диапазоне частот. Широко используются материалы из стекловолокна, минерального волокна, базальта, пенополиуретана и др.

С использованием импедансной трубы и программного обеспечения «PULSE», были проведены экспериментальные исследования коэффициента звукопоглощения образцов из материала, применяемого в качестве звукопоглощающих облицовок (табл. 1).

Таблица 1. Исследуемые звукопоглощающие материалы

Название	Толщина образца, мм	Плотность набивки, кг/м ³	Структура	Группа горючести
Вспененный меламин	50	10	Нити меламиновой смолы размером 40 мкм	Г-1
Губчатая резина	50	300	Закрытая ячеистая структура. Размеры ячеек: 0,4 мкм,	Г-1
Пенопласт Пеноплекс	50	22	Закрытая ячеистая структура. Размеры ячеек: 0,1-0,2 мм.	Г-1
Вспененный полиэтилен	50	20	Закрытая ячеистая структура. Размеры пор: от 1мм до 3мм	Г-1
ROCKWOOL Акустик БАТТС	50	45	Базальтовые волокна	НГ
Шуманет	50	30	Стекловолокна	НГ
Шуманет ЭКО	50	30	Стекловолокна	НГ

Экспериментально полученные зависимости представлены на рис. 4.

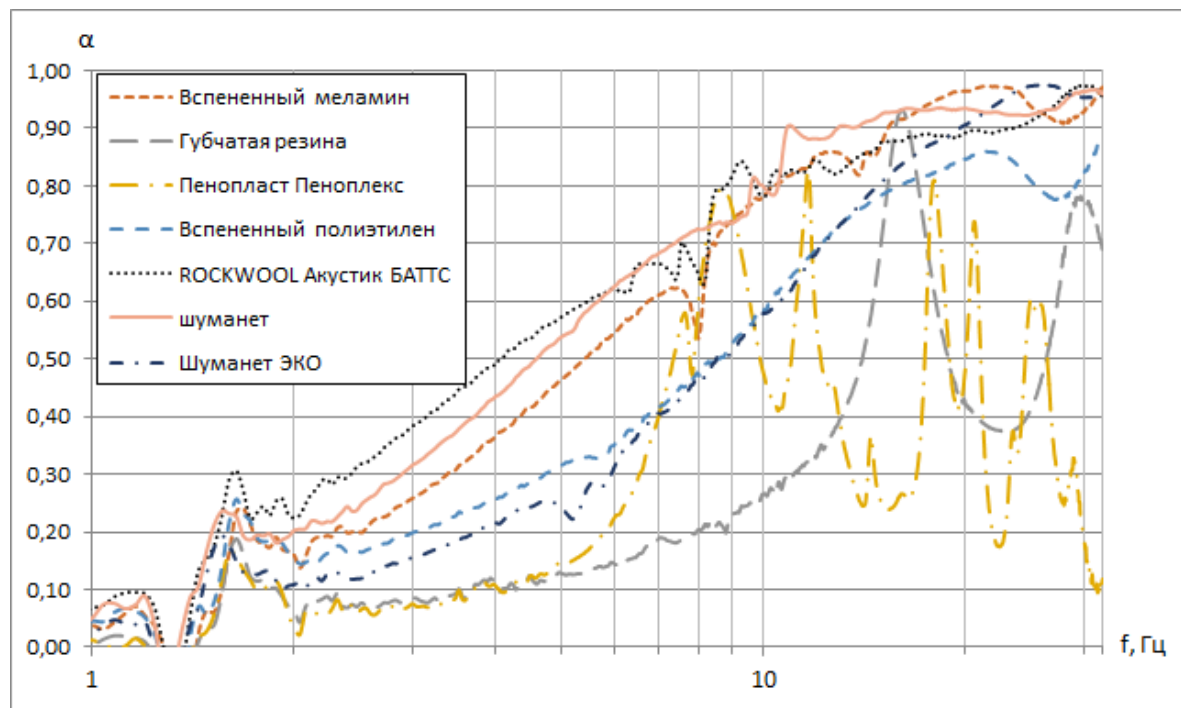


Рис. 4. Частотные характеристики коэффициента звукопоглощения α для различных видов звукопоглощающих материалов

Анализируя полученные экспериментальные результаты коэффициента звукопоглощения различных материалов, можно сделать вывод, что самым высоким коэффициентом в исследуемом частотном диапазоне обладает материал ROCKWOOL Акустик БАТТС. Указанный материал был выбран для использования в конструкции звукопоглощающих поглотителей.

Также экспериментально были определены коэффициенты звукопоглощения образцов разной толщины из материала ROCKWOOL Акустик БАТТС (рис. 5).

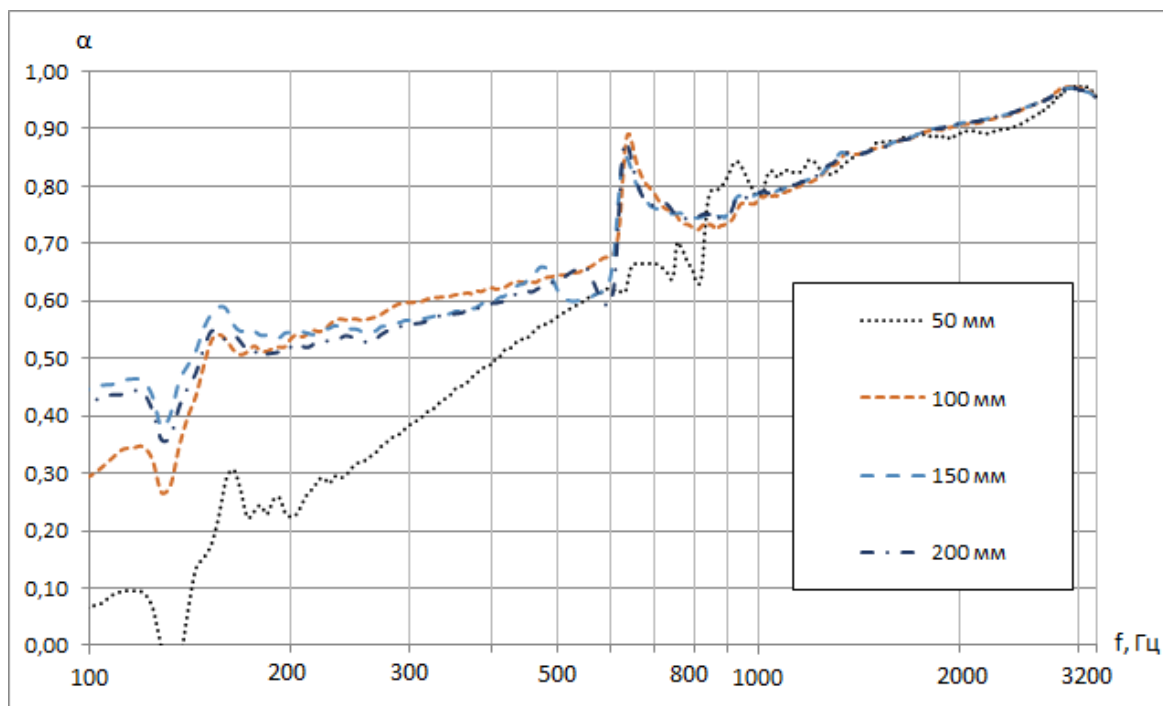


Рис. 5. Частотные характеристики коэффициента звукопоглощения α для ROCKWOOL Акустик БАТТС при различных толщинах материала

Из приведенных зависимостей видно, что увеличение толщины звукопоглощающего слоя приводит к заметному увеличению коэффициента поглощения и смещению области максимального звукопоглощения в область более низких частот. Это происходит вследствие увеличения отношения пути прохождения звуковой волны в материале к самой длине волны. Но данная тенденция проявляется в диапазоне толщин от 50 до 150 мм. Таким образом, увеличение толщины материала более 150 мм не приводит к заметному изменению коэффициента звукопоглощения. Следовательно, использование элементов звукопоглотителя размером более 150 мм, является нецелесообразным и только увеличит материальные затраты на звукопоглощающий материал. В качестве элементов кубического звукопоглотителя были выбраны кубики из материала ROCKWOOL Акустик БАТТС и толщиной 150 мм.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В итоге данной работы с помощью акустического расчета были получены параметры полузаглушенной камеры, создаваемой на базе Мытищинского филиала МГТУ им. Н.Э. Баумана для определения шумовых характеристик источников шума, с максимальным габаритным размером 0,5 м. Внутренние размеры камеры составили: 6,9×6,4×3,2. Общая площадь звукопоглощающей облицовки 80 м².

Проведены исследования по выбору геометрических параметров и материалов для звукопоглощающих элементов, используемых в облицовке камеры. Был выбран поглотитель кубической формы, состоящий из четырех кубиков, устанавливаемых друг на друга, которые монтируются на стальной стержень, закрепленный на внутренней поверхности камеры. Высота каждого кубика принимается равной 150 мм, тем самым общая длина составляет 600 мм, заклиновое промежуток принимается равным 100 мм. В качестве элементов кубического звукопоглотителя были выбраны кубики из материала ROCKWOOL Акустик БАТТС, толщиной 150 мм. Для разрабатываемой камеры был установлен частотный диапазон измерений в октавных полосах 125 – 8000 Гц, требуемая точность измерений – 1,0 – 1,5 дБ. Данное требование планируется проверить экспериментальным методом после постройки полузаглушенной камеры.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ермолаев А.В. Исследование акустических характеристик микросистемных приборных средств при вибрационной и ударной нагрузке в безэховой камере // Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева, №1(86), 2011. С. 327-331.
2. Loew R.A., Lauer J.T., McAllister J., Sutliff D.L. The advanced noise control fan // AIAA Paper 2006-3150.
3. Булкин В.В., Калиниченко М.В. Предварительные результаты построения и проверки лабораторной заглушенной камеры // Журнал Noise Theory and Practice, 2 (4) том 2, 2016. С. 19-23.
4. ГОСТ ISO 3745-2014. Акустика. Определение уровней звуковой мощности и звуковой энергии источников шума по звуковому давлению. Точные методы для заглушенных и полузаглушенных камер.
5. Рекомендации по расчету и проектированию акустических камер для измерения шумовых характеристик источников шума / Научно-исследовательский институт строительной физики (НИИСФ). М.: Стройиздат, 1987. 64 с.
6. Roman Ruzs. Design of a Fully Anechoic Chamber / Master's Degree Project. ISSN 1651-7660, 2015.
7. SCHOYEN NIELSEN, M. B. Anechoic vs. Semianechoic chamber. Horsholm Denmark. Scientific paper. SESSIONS. (Код доступа: https://www.icacommission.org/Proceedings/ICA2001Rome/5_01.pdf).

ОЦЕНКА ШУМА, ПРОНИКАЮЩЕГО ЧЕРЕЗ ПРЕГРАДУ МЕЖДУ ДВУМЯ КИНОТЕАТРАЛЬНЫМИ ЗАЛАМИ

А.С. Фадеев, И.Е. Цукерников

Научно-исследовательский институт строительной физики РААСН, Москва

E-mail: 89268339937@mail.ru

На территории России за последние 10-15 лет значительно увеличилось количество кинотеатральных залов - мультиплексов в торговых и развлекательных центрах, которые предполагают соседство нескольких залов и их одновременную эксплуатацию. Рассмотрена задача изоляции воздушного шума преградой между двумя кинотеатральными залами, входящими в состав мультиплекса. Выполнен анализ действующей нормативно технической базы – Международного Стандарта и национальных документов России, а также корпоративных стандартов международных кинооператоров. Измерены уровни проникающего шума через перегородку между двумя кинотеатральными залами для двух кинотеатров и показано несоответствие оцененных по ним параметров звукоизоляции требованиям действующих нормативных документов.

Ключевые слова: шум, изоляция воздушного шума преградой, кинотеатральный зал

ВВЕДЕНИЕ

На 2017 год на территории Российской Федерации находится более 4000 действующих кинотеатральных залов, большинство из которых входят в состав мультиплексов, что подразумевает возможность расположения нескольких залов в непосредственной близости друг от друга. В большинстве мультиплексов залы разделяются между собой перегородкой, реже – междуэтажным перекрытием.

Система звуковоспроизведения современного кинотеатрального зала характеризуется возможностью воспроизведения высоких уровней в области низких частот (октавные полосы со среднегеометрическими частотами (f_c) 31,5; 63 и 125 Гц). В то же время, как известно из теории и практики строительной акустики, изоляция воздушного шума преградой в области низких частот имеет невысокие значения по сравнению с изоляцией воздушного шума той же преградой в области средних и высоких частот. Таким образом, соседство двух кинотеатральных залов может приводить к проникновению звукового сигнала системы звуковоспроизведения одного кинозала в другой и вызывать жалобы зрителей на проникающий шум.

Изложенные факты позволяют считать задачу изоляции воздушного шума преградой (перегородкой или перекрытием) между двумя кинотеатральными залами в области низких частот одной из актуальных прикладных задач современной строительной акустики. В настоящей статье выполнен обзор действующей национальной, международной нормативной базы, а также стандартов предприятий ведущих кинооператоров. Приведены результаты натурных измерений изоляции воздушного шума перегородкой между двумя кинотеатральными залами в Москве. Показан дефицит изоляции воздушного шума перегородкой относительно действующих нормативно технических документов особенно в низкочастотном диапазоне (октавные полосы с $f_{c,r} = 31,5-250$ Гц).

1. РЕГУЛЯЦИЯ ВОПРОСА НОРМАТИВНО-ТЕХНИЧЕСКИМИ ДОКУМЕНТАМИ

1.1 Национальные критерии российской федерации

На территории Российской Федерации действует Свод Правил СП 51.13330.2011 [1], который имеет статус федерального значения, основные требования которого обязательны для выполнения согласно Постановлению Правительства Российской Федерации № 1521 от 26.12.2014 [2]. Данный Свод Правил предъявляет требования к обеспечению изоляции воздушного шума преградой между помещениями различного назначения, однако категория кинотеатральных залов в стандарте отсутствует. В тоже время [1] регламентирует предельно допустимые и допустимые уровни звукового давления, эквивалентные и максимальные уровни проникающего шума для кинотеатров с оборудованием «Dolby».

Действующих отраслевых стандартов в области нормирования вопросов изоляции воздушного шума между кинотеатральными залами на сегодняшний момент нет. В этом свете можно отметить действовавший в период с 1968 по 1977 годы Строительные Нормы и Правила СНиП II-Л.15-68 [3], который ограничивал уровни проникающего шума в широком диапазоне частот минимальным значением 40 дБ. Однако значительные изменения в подходах к вопросам озвучивания кинотеатральных залов, не позволяют рассматривать данный документ в контексте решения современной задачи строительной акустики.

1.2 Международные и отраслевые документы

Один из ведущих операторов кинотеатрального воспроизведения IMAX (Canada) имеет внутренний документ [4], который предъявляет требования к уровням фоновых шумов (от всех источников внутри или вне рассматриваемого кинозала), в чём основывается на требованиях международного стандарта ISO 9568:1993 [5] и стандарта Общества инженеров кино и телевидения SMPTE RP141-1995 [6]. Документ [4] ограничивает также требования к минимальным уровням ослабления шума [Noise reduction (NR)], проникающего из кинотеатрального зала, соседствующего с кинотеатральным залом IMAX.

Другой оператор кинотеатрального воспроизведения Lucasfilm LTD (USA,) [7] также имеет собственный нормативный стандарт (THX Standard), который регламентирует предельные уровни фоновых шумов [Noise criteria (NC)] (от всех источников внутри или вне рассматриваемого кинозала) на уровне не выше NC30, а также значение (NR).

Упомянутые требования документов [4 - 7] также приведены в табл. 1 и значения NR даны в табл. 2.

Таблица 1. Предельно допустимые уровни звукового давления фоновых шумов в кинозале

Стандарт	Предельно допустимый уровень звукового давления, дБ, в октавной полосе частот со среднегеометрической частотой, Гц								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
СП 51.13330-2011 [1]	72	55	44	35	29	25	22	20	18
СНиП II-Л.15-68 [3]	40	40	40	40	40	40	40	40	40
IMAX [4] (ISO 9568:1993 [5], SMPTE RP141-1995 [6])	65	54	44	37	31	27	24	22	21
THX standard [7]	69	57	48	42	35	31	29	28	27

Таблица 2. Минимальные уровни ослабления шума между двумя кинозалами

Стандарт	Уровень ослабления шума, дБ, в октавной полосе частот со среднегеометрической частотой, Гц								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
IMAX [4]	40	55	65	70	70	70	70	70	70
THX standard [7]	38	48	52	54	66	66	66	66	66

СП 51.13330-2011 [1] устанавливает наиболее жесткие требования к проникающему в кинотеатральный зал шуму в среднем и высокочастотном диапазонах частот, в то время как документ IMAX [4] и соответственно международный стандарт [5] и стандарт [6] – в низкочастотном диапазоне. Кроме того, последние документы требуют большего ослабления шума, проникающего снаружи в кинотеатральный зал, чем стандарт [7]. СП 51.13330-2011 не устанавливает каких-либо требований к ослаблению проникающего извне шума.

2. НАТУРНЫЕ ИЗМЕРЕНИЯ ИЗОЛЯЦИЯ В КИНОПЛЕКСЕ (Г. МОСКВА)

Измерения изоляции воздушного шума между кинозалами осуществлены в августе 2017 года. Рассматривалась пара кинотеатральных залов, разделённые между собой перегородкой.

2.1 Схема проведения измерений

На многоканальную звуковоспроизводящую систему одного из кинозалов (помещение высокого уровня – ПВУ) оператором кинозала подавался тестовый сигнал («розовый» шум). Шумомером-анализатором спектра ЭКОФИЗИКА-110А (Россия) измеряли уровни звукового давления (УЗД) в ПВУ и соседнем кинозале (помещении низкого уровня – ПНУ) на высоте около 1200 мм от поверхности пола.

В качестве ПНУ выбран зал 4 (на 207 мест объемом 5000 м³), в качестве ПВУ выбран зал 3 (на 197 мест объемом 5000 м³). Ситуационный план с указанием точек, в которых проведены измерения акустических параметров приведён на рис. 1.

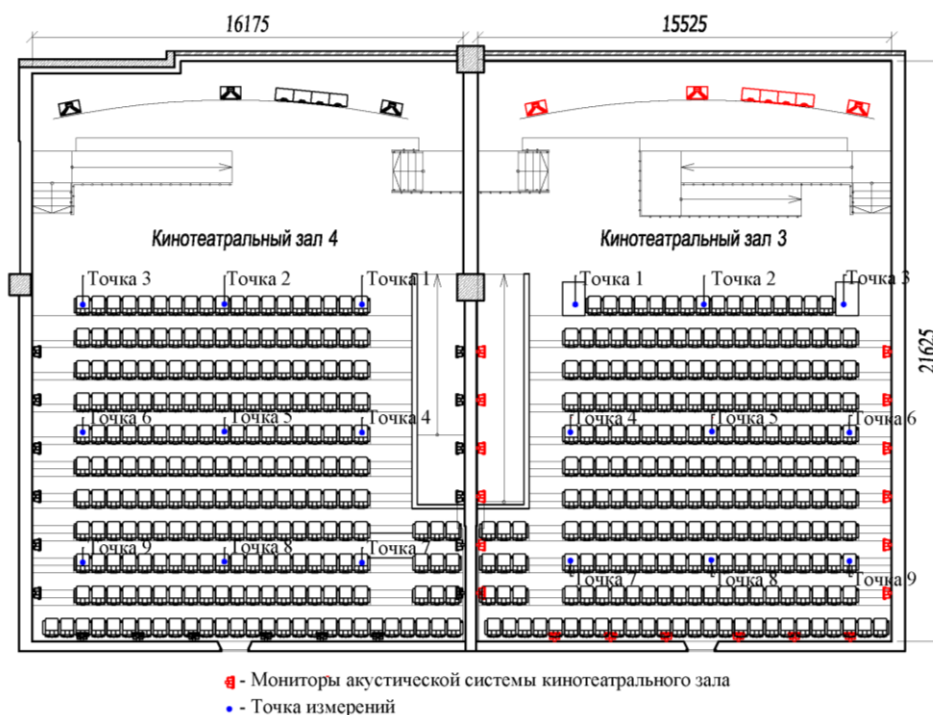


Рис.1. Кинотеатральные залы 3 и 4 (ситуационный план)

2.2 Результаты натурных измерений акустических параметров

Измеренные уровни звукового давления приведены на рис. 2, на котором для сравнения нанесены также кривые нормативных требований.

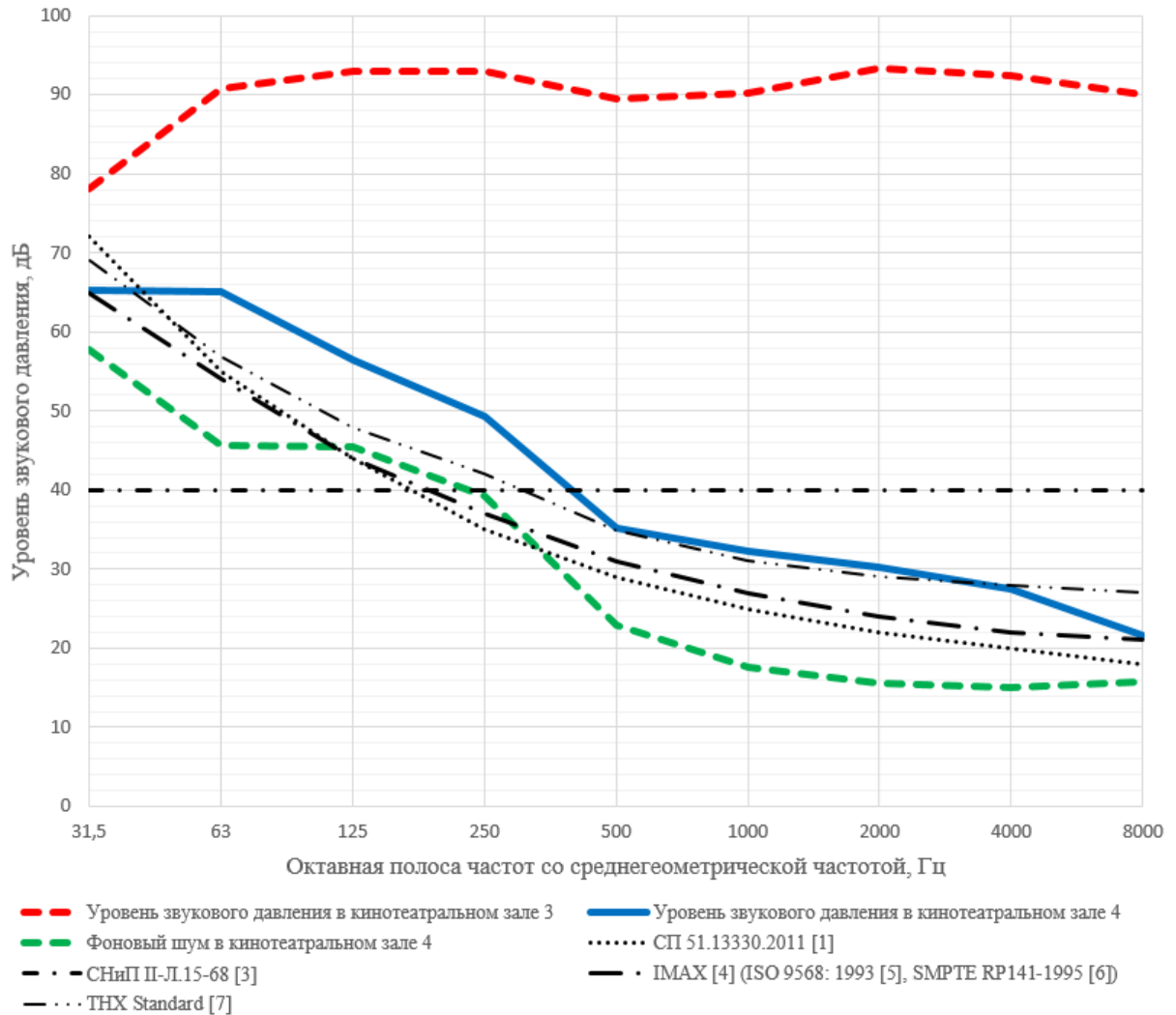


Рис. 2. Уровни звукового давления в кинотеатральных залах 3 и 4

Видно, что при подаче используемого сигнала шум, проникающий в кинотеатральный зал 4, превышает в низкочастотном диапазоне (октавные полосы с $f_c = 63 - 250$ Гц) допустимые значения всех нормативно технических документов, в среднем и высокочастотном диапазонах (октавные полосы с $f_c = 500 - 4000$ Гц) – допустимые значения документов [1, 4-6].

2.3 Оценка ослабления шума перегородкой между кинотеатральными залами

Ослабление шума (NR) перегородкой между кинотеатральными залами определяется соотношением:

$$NR = L_{m1} - L_{m2}, \quad (4)$$

где L_{m1} , L_{m2} – среднее УЗД в ПВУ и ПНУ соответственно, дБ.

Результаты расчётов в октавных полосах частот представлены на рис. 3, где также выполнено сравнение с требованиями табл. 2.

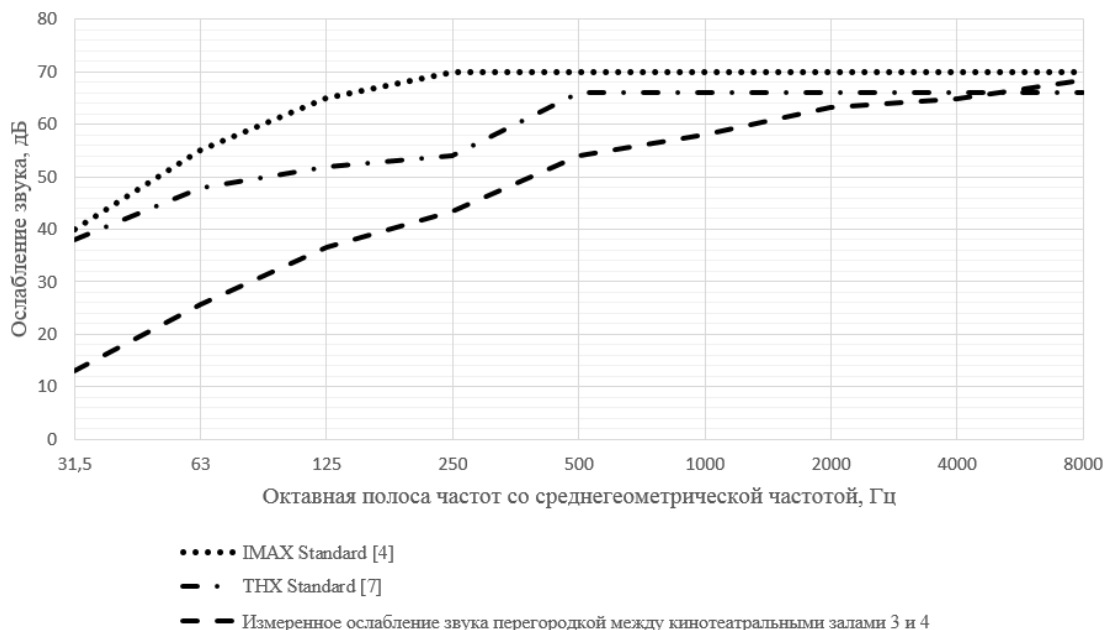


Рис. 3. Измеренное ослабление шума перегородкой между залами 3 и 4

Ослабление шума перегородкой между залами не удовлетворяет требованиям Международного Стандарта [5] и документов [4, 6] во всем рассматриваемом частотном диапазоне. Требования THX стандарта выполнено только для октавной полосы с $f_c = 8000$ Гц. Наихудшие изолирующие свойства наблюдаются в низкочастотном диапазоне (октавные полосы с $f_c = 31,5 - 250$ Гц, где дефицит ослабления превышает 26 дБ относительно требований Международного Стандарта [5] и документов [4, 6] и 20 дБ по сравнению с требованиями THX стандарта [7].

3. НАТУРНЫЕ ИЗМЕРЕНИЯ УРОВНЕЙ ЗВУКА В КИНОТЕАТРЕ (Г. САНКТ-ПЕТЕРБУРГ)

Измерения уровней звука в кинозале осуществлены в августе 2017 года. Уровни звукового давления измеряли во время воспроизведения рекламного ролика длительно-стью 3-5 минут. Результаты измерений приведены на рис. 4.

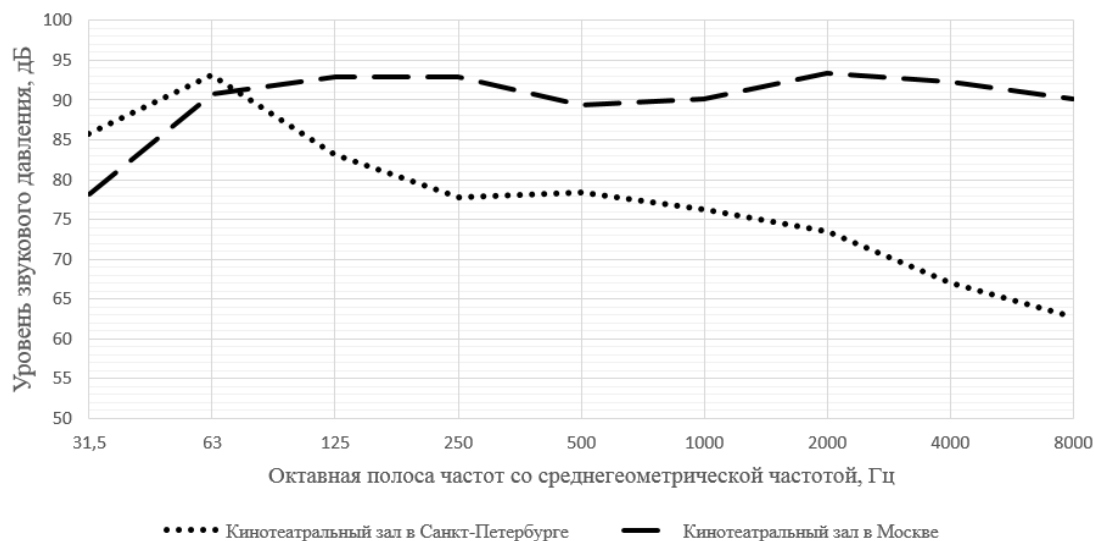


Рис. 4. Измеренные уровни звукового давления в кинотеатральных залах

Звук от воспроизведения рекламного видеоролика имеет выраженный низкочастотный характер. При этом уровни звукового давления в октавных полосах с $f_c = 31,5$ и 63 Гц от рекламного ролика превышают соответствующие уровни розового шума, примененного в разделе 3 для оценки ослабления шума перегородкой между кинотеатральными залами, что наглядно свидетельствует о необходимости повышения звукоизолирующих свойств перегородок особенно в низкочастотном диапазоне.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполненными экспериментальными исследованиями установлен дефицит изоляции воздушного шума перегородкой относительно действующих нормативно технических документов. Показано, что наиболее проблемным диапазоном частот является низкочастотный диапазон (октавные полосы с $f_c = 63-250$ Гц).

Натурными измерениями уровней звука в кинозале Санкт-Петербурга при воспроизведении рекламного видеоролика подтвержден выраженный низкочастотный характер создаваемого звуковоспроизводящей аппаратурой шума, что наглядно свидетельствует об актуальности задачи повышения изоляции воздушного шума перегородкой между двумя кинозалами в области низких частот.

Авторы выражают благодарность сотрудникам ГК «Акустик Групп» Вохмянину М.А., Нечаеву А.А. за предоставленные результаты натурных измерений изоляции воздушного шума (п. 3), сотруднику ГК «Акустик Групп» Каратаеву С.В. и ГК «Невафильм» за возможность проведения натурных измерений (п. 3 и 4), руководству ГК «Акустик Групп» за предоставленное измерительное оборудование.

ЛИТЕРАТУРА

1. СП 51.13330-2011. Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003, М.: Минрегион России, 2010. –7 с.
2. Постановление Правительства РФ от 26.12.2014 № 1521. Об утверждении перечня национальных стандартов и сводов правил (частей таких стандартов и сводов правил), в результате применения которых на обязательной основе обеспечивается соблюдение требований Федерального закона «Технический регламент о безопасности зданий и сооружений». - М.: Минстрой России, 2014. - 7 с.
3. СНиП II-Л.15-68. Кинотеатры. Нормы проектирования, М.: Госстрой СССР, 1968. – 9 с.
4. Требования по контролю акустики и шумов в кинотеатрах IMAX, Корпорация IMAX Миссиссауга, Онтарио, 2002. – 6-7 с.
5. ISO 9568:1993 Cinematography - Background acoustic noise levels in theatres, review rooms and dubbing rooms
6. SMPTE RP141-1995 Background Acoustic Noise Levels in Theaters and Review rooms
7. THX tech pages. THX. (2012). Retrieved February 13, 2012, from <http://www.cine-maequipmentsales.com/athx2.html>

МЕТОДИКА ИЗМЕРЕНИЯ АВИАЦИОННОГО ШУМА, УЧИТЫВАЮЩАЯ ВЛИЯНИЕ ОТКЛОНЕНИЯ ВОЗДУШНЫХ СУДОВ ОТ СТАНДАРТНЫХ МАРШРУТОВ ВЗЛЕТА

К.П. Фиев, В.В. Светлов

*ООО «Институт акустических конструкций», Санкт-Петербург
E-mail: kb_iak@mail.ru*

В данной статье рассматривается разработанная методика измерения авиационного шума на приаэродромной территории. Целью данной статьи является обоснование использования методики. Данная методика помогает установить взаимосвязь влияния фактических линий пути воздушных судов с изменением шума на селитебной территории. При наличии данных о воздушных судах, отклонившихся от стандартных маршрутов взлета и данных о шуме на ближайшей селитебной территории возможно аргументированно установить, что является причиной повышения уровней шума на приаэродромной территории, а также принять меры по его снижению.

Ключевые слова: шум, воздушное судно, взлётно-посадочная полоса, авиационный шум, максимальный уровень звука, стандартные маршруты взлета, методика измерений авиационного шума

ВВЕДЕНИЕ

Выдерживание установленных маршрутов полета является достаточно серьезным фактором, влияющим на образование шума на приаэродромной территории. Анализ данных о фактической линии пути при взлете ВС показывает, что существуют отклонения от идеальной линии маршрута вылета – стандартного маршрута взлета. Это может существенно сказаться на акустической обстановке на территории, прилегающей к аэропорту и приводить к расхождению между расчетными и измеренными значениями на ближайшей селитебной территории. Установлено, что местоположение ВС в пространстве напрямую влияет на распространение шума на приаэродромной территории [2]. Альтернативные методы расчета (ИКАО doc. 9911) позволяют более детально оценить траекторию, разделив ее на элементарные участки, начиная от точки взлета, до высоты 3000 м. Типичный профиль набора высоты может включать до 10 характерных участков! Такой детальный подход к расчету шума от ВС позволяет оценить контуры шума с новой, более высокой, точностью. Нередко эти расчеты верны только на бумаге. Тому есть несколько причин: 1) разбег ВС не от торца полосы, а от места стыка рулежной дорожки с ВПП; 2) отклонение от выдерживания таких требований по управлению самолетом, как выпуск шасси, механизации крыла, режима работы двигателя и т.д.; 3) невыполнение требований по малошумным процедурам взлета; 4) не выдерживание стандартных маршрутов взлета и захода на посадку. Чтобы этого избежать, повышение требований к расчетам контуров авиационного шума должно непременно вести к увеличению требований к управлению самолетом и более строгому соблюдению всех элементов взлетно-посадочных процедур. К сожалению, отсутствие в аэропортах РФ контроля данных параметров позволяет экипажам ВС допускать вышеуказанные отклонения. Существующие методики измерений позволяют производить оценку уровней шума на прилегающей селитебной территории, тем самым позволяя оценить только динамику изменений уровней шума. Установить взаимосвязь влияния фактических линий пути ВС с изменением шума на селитебной территории не представляется возможным. При наличии данных о ВС отклонившихся от стандартных маршрутов вылета и данных о шуме на ближайшей селитебной территории возможно аргументированно установить, что является причиной повышения уровней шума на приаэродромной территории, а также принять меры по его

снижению. Для решения данной задачи предложена методика, которая позволяет контролировать отклонение ВС от стандартного маршрута взлета ВС. [4]. Как правило наиболее заинтересованной в данном вопросе службами аэропорта является служба охраны окружающей среды, принимающая многочисленные заявки от жителей близлежащих к аэропорту населенных пунктов. Действующих механизмов и рычагов воздействия на контроль и соблюдение установленных процедур взлета и посадки, как правило, такие службы не имеют. Нередко встречаются ситуации, когда доказать этот факт является проблематичным даже на внутреннем уровне аэропорта. С этой же проблемой сталкиваются специалисты органов исполнительной власти, осуществляющие федеральный государственный санитарно-эпидемиологический надзор - Роспотребнадзор, Минобороны, ФСБ и др.

1. ЦЕЛЬ МЕТОДИКИ ИЗМЕРЕНИЯ

Для решения проблемы оценки влияния несоответствия установленных процедур полета реальным событиям предлагается методика измерений авиационного шума, позволяющая без наличия огромного багажа исходных данных и привлечения сил органов управления воздушным движением количественно оценить масштабы различий расчетных и реальных значений АШ на местности. Основные принципы данной методики также может быть использована для создания автоматических систем контроля АШ.

2. ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

Аэродром аэропорта «Пулково», который имеет две параллельные независимые взлетно-посадочные полосы, систему магистральных, соединительных и вспомогательных рулежных дорожек, пять перронов. Искусственные взлетно-посадочные полосы №1 и №2 предназначены для посадки в соответствии с категорией ИКАО без ограничений по взлетной массе. Аэродром соответствует сертификационным требованиям и пригоден для международных полетов. В территориальном отношении участок аэропорта «Пулково» расположен в Московском административном районе Санкт-Петербурга.

Территория аэропорта общей площадью около 1300 га граничит:

- с севера – с производственными, транспортно-логистическими, общественно-деловыми и складскими территориями, жилой застройкой Авиагородка и садовыми участками;
- с востока – с Пулковским шоссе и общественно-деловыми территориями, включая подъездные пути к аэровокзальному комплексу Пулково-1;
- с запада – с незастроенной территорией города;
- с юга – с землями Ленинградской области; с территорией, зарезервированной для развития аэропорта на долгосрочную перспективу; районом города Санкт-Петербурга Подгорелово.

Рельеф территории спокойный с абсолютными отметками от 16,0 м до 22,0 м с понижением рельефа от юго-восточной части территории к северной и восточной её частям.

3. ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА

В качестве средств измерений используются портативные шумомеры-анализаторы спектра 1 класса точности [1]. На примере аэропорта Пулково использовались приборы фирмы «ОКТАВА-ЭЛЕКТРОНДИЗАЙН» с микрофонами ВМК-205 и ВМК-265, ноутбук с возможностью беспроводного подключения к сети Интернет, вспомогательное оборудование (ветрозащита, штативы и пр.).

4. ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ СРЕДСТВА

Измерения проводились вне зоны неблагоприятных условий сочетания температуры и относительной влажности воздуха согласно ГОСТ 22283-88, атмосферные осадки отсутствовали, скорость ветра не превышала 5 м/с, если скорость ветра превышала 1 м/с не микрофон надевалась ветрозащита. Следует уделять особое внимание размещению средств передающих радиотехнических объектов, т.к. радары, позволяющие ВС совершать взлет и посадку с помощью автоматических средств находятся в пределах приаэродромной территории и их работа может существенно повлиять на работу средств измерений.

5. ПОЛОЖЕНИЕ ТОЧКИ ИЗМЕРЕНИЯ

Рабочий центр микрофона располагался на высоте 1,5 м над уровнем земной поверхности земли. Ось микрофона была ориентирована вверх. Средства измерений были установлены на штативы и соединены с ними посредством резьбового соединения. Между микрофоном и ВС препятствия, искажающие звуковое поле отсутствовали. Поверхность земли, в окрестностях точек измерений была покрыта землей и прошлогодними травами [1].

6. АНАЛИЗ ТРАЕКТОРИИ ПОЛЕТА

Алгоритм выбора расчетных точек в большей степени основывается на анализе траектории стандартных маршрутов взлета и посадки ВС. Исследуемый аэропорт имеет следующие магнитные курсы 097/277. Северная ВПП обозначается как 10L/28R (длина 3400 м), южная – 10R/28L (длина 3780 м). Основными направлениями для взлета используются OKUDI, LISNA, GONBI. Приведены схематичные обозначения стандартных трасс взлета (Рис. 1).

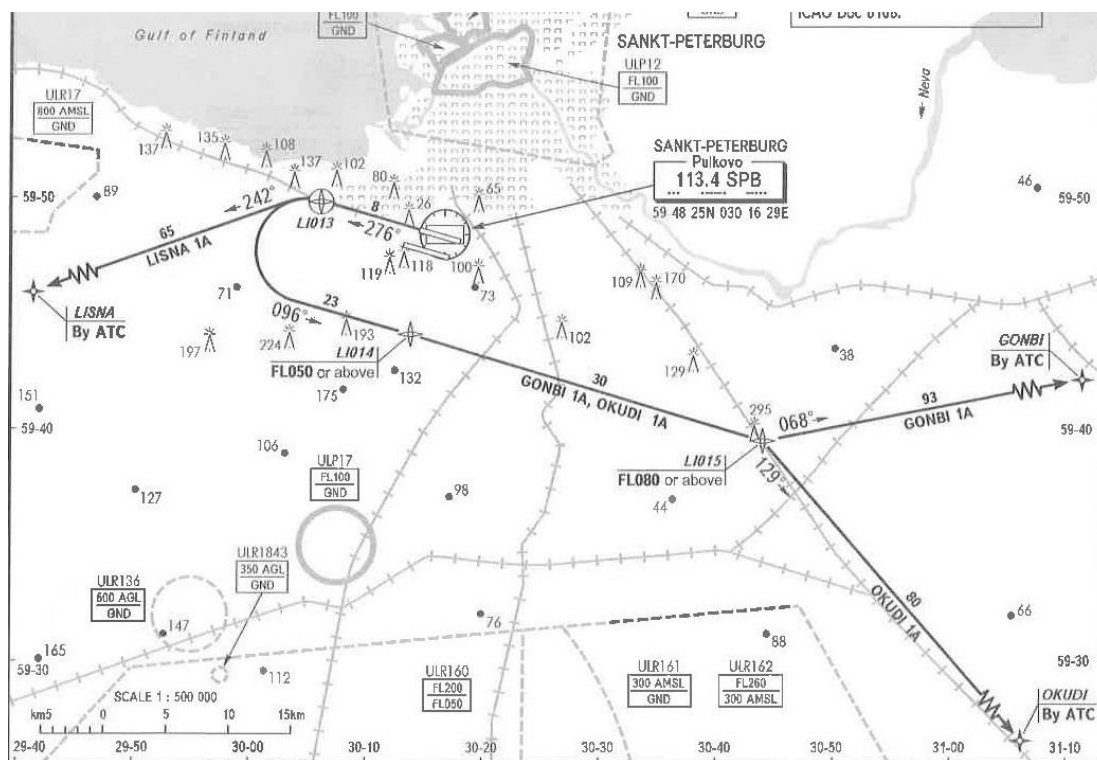


Рис. 1. Схематические обозначения стандартных трасс взлета ВС

7. МЕТОДИКА ВЫБОРА РАСЧЕТА ТОЧЕК И ПРОВЕДЕНИЕ ИЗМЕРЕНИЙ

7.1. Анализ траекторий полета

Алгоритм выбора расчетных точек в большей степени основывается на анализе траектории стандартных маршрутов взлета и посадки ВС. Исследуемый аэропорт имеет следующие магнитные курсы 097/277. Северная ВПП обозначается как 10L/28R (длина 3400 м), южная – 10R/28L (длина 3780 м).

7.2. Алгоритм выбора точек

Количество точек для измерения выбирается исходя из количества стандартных маршрутов вылета. Две точки измерений располагаются строго между одним стандартным маршрутом взлета. Расстояние между ними выбирается исходя из того, чтобы они (две точки) находились строго симметрично между стандартным маршрутом вылета/посадки, в зависимости от полосы взлета. Расстановка точек измерения на примере аэропорта Пулково была проведена следующим образом (Рис. 2). Три точки №1, №2, №3 были выбраны с целью контроля траектории полетов ВС. Данные точки были распределены в западном направлении от аэропорта Пулково. Для оценки уровней шума на ближайшей селитебной территории выбраны две точки №4 и №5.

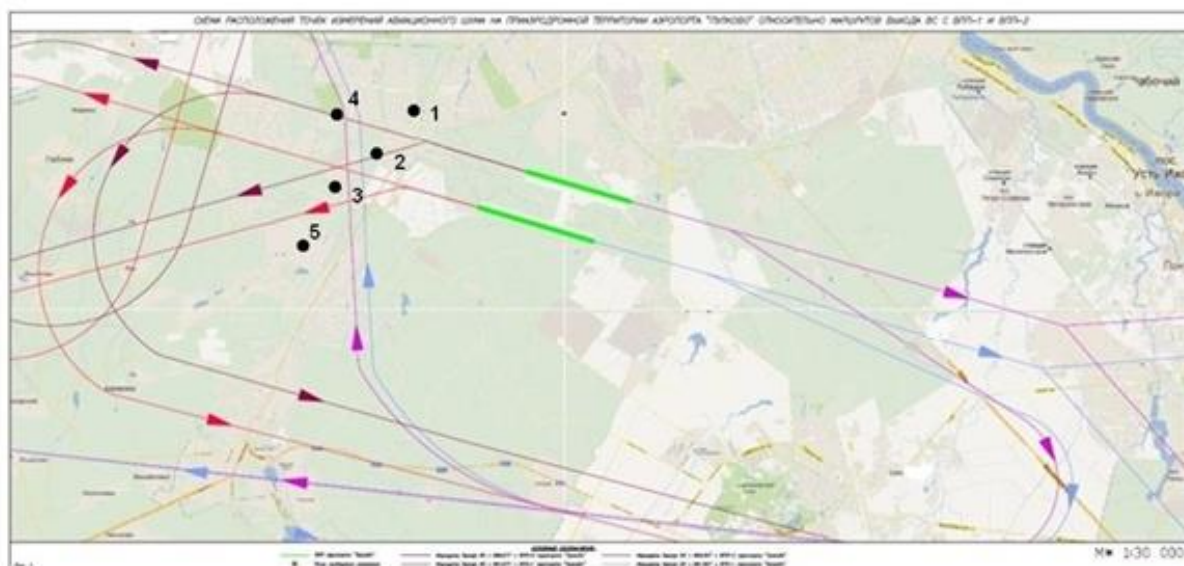


Рис. 2. Расположение точек измерения между стандартным маршрутом взлета ВС на примере аэропорта Пулково

7.3. Алгоритм проведения измерений

При измерении АШ следует выделить временной участок, достаточной продолжительности для того, чтобы включить всю акустическую энергию, относящуюся к пролету ВС. Перед этим проводится измерение фонового шума в ТИ. Если УЗ отличается от фонового шума менее, чем на 10 дБА, то результаты измерений признают неудавшимися и повторяет измерения при следующем пролете ВС. Учитывается участок измерений по времени, в котором УЗ отличается от максимального не более, чем на 10 дБА. (Рис. 3.)

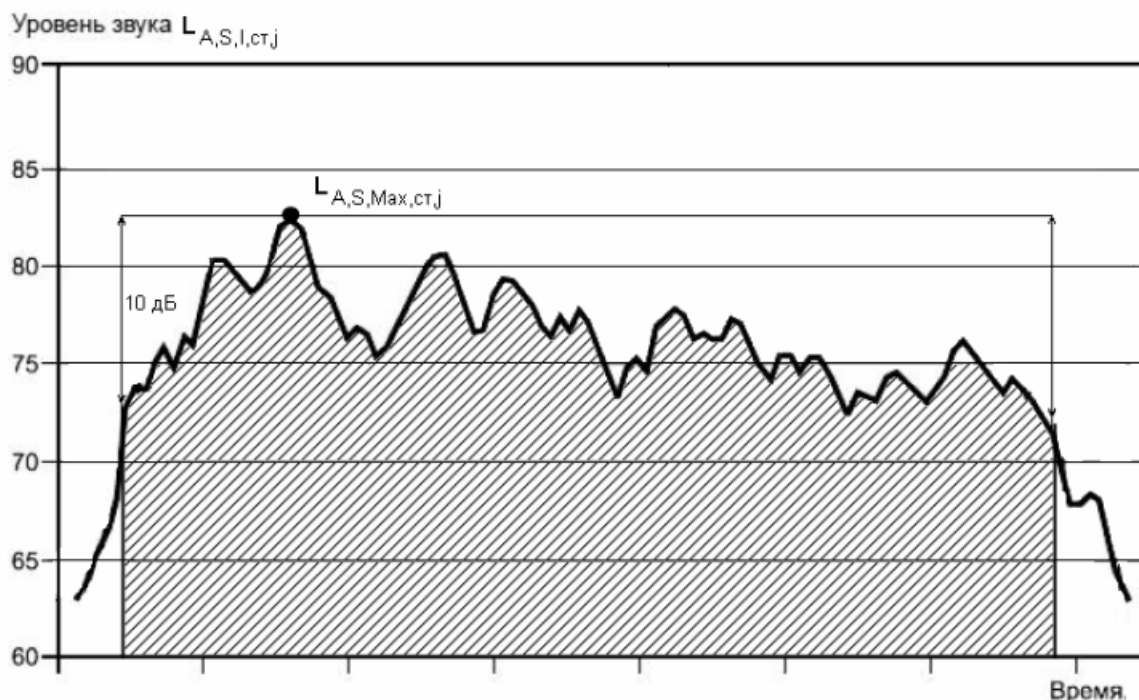


Рис. 3. Учитывающийся участок измерений уровней звука по времени во время пролета ВС

7.4. Минимальное количество звуковых событий

Измерения авиационного шума (АШ) следует проводить при пролете воздушного судна (ВС) в регламентируемые интервалы времени суток. Чтобы получить достоверную оценку эквивалентного или максимального уровня звука, или уровня воздействия звука, на интервале, равном продолжительности измерений, должно быть задано минимальное число звуковых событий, в установленный интервал времени с учётом требований ГОСТ 31296.2-2006. При этом в каждой точке максимальные уровни звукового давления определяют предпочтительно по 20 или более, но не менее пяти, пролётам на наиболее шумных режимах полёта [5].

7.5. Оценка результатов измерений

Критерием оценки траектории полетов ВС была разница уровней в 6 дБА, при которой звуковое давление в точках различается в 2 раза. Если разница в максимальных значениях УЗ в двух ТИ при пролете ВС превышает 6 дБА, то фактическая линия пути ВС отклонилась от установленных процедур взлета. Данная методика может быть использована для любых аэропортов и аэродромов, находящихся в непосредственной близости от селитебных территорий.

8. ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДИКИ НА ПРИМЕРЕ АЭРОПОРТА ПУЛКОВО

При проведении мониторинга аэропорта Пулково были сделаны совмещенные схемы траекторий полета ВС за весь период проведения измерения. Схема одного из дней (Рис. 4.).

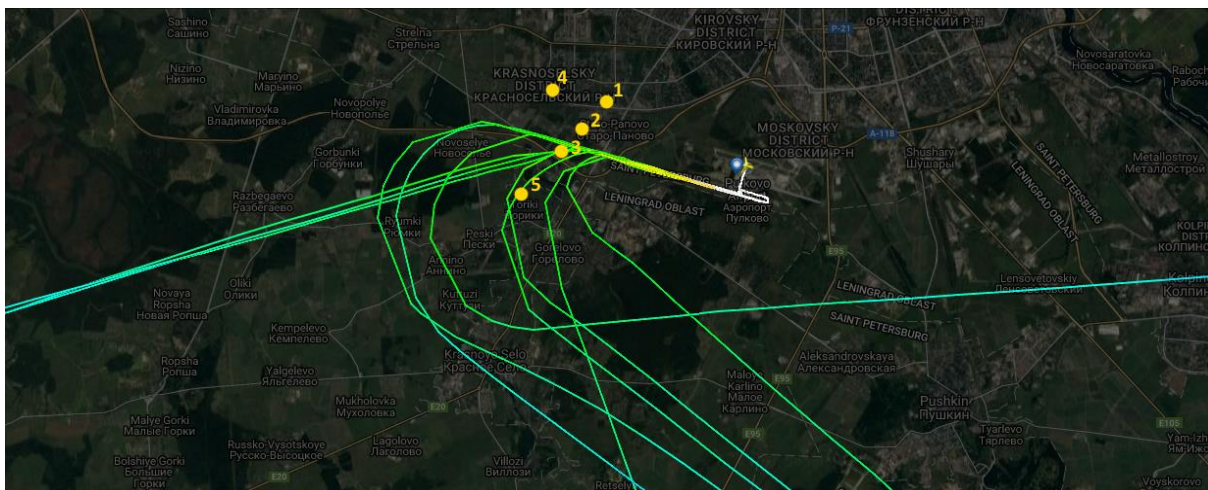


Рис. 4. Совмещенная схема траекторий полета

Согласно разработанным критериям оценки отклонений от стандартных маршрутов движения сделаны следующие выводы:

- при взлете по курсу 28R строго соблюдали стандартные маршруты взлета 77% из 78 отмеченных ВС.
- при взлете по курсу 28L строго соблюдали стандартные маршруты взлета 70% из 24 отмеченных ВС.

В качестве результата мониторинга были сделаны таблицы, в которых прописывались максимальные уровни звука в момент пролета ВС, время пролета ВС и тип ВС. Т.к. данных получилось очень много и таблицы занимают большой объем, то приводится только часть полученных данных в качестве результатов проведенного мониторинга АШ вблизи аэропорта Пулково. В первой таблице записаны результаты мониторинга для точек контроля №1 и №2 (Табл. 1).

Таблица 1. Результаты мониторинга для точек контроля №1 и №2

ТИ 1			ТИ 2		
Тип ВС	Время события	L_{Amax} , дБ(А)	Тип ВС	Время события	L_{Amax} , дБ(А)
A320	-	-	A320	-	-
1	15:38	71	1	15:38	69
2	16:39	64	2	16:39	73
3	17:22	70	3	17:22	69
4	17:28	64	4	17:28	73

В таблице записаны результаты мониторинга для точек, расположенных на селитебной территории №4 и №5 (Табл. 2).

Таблица 2. Результаты мониторинга для точек, расположенных на селитебной территории №4 и №5

ТИ 4			ТИ 5		
Тип ВС	Время события	L_{Amax} , дБ(А)	Тип ВС	Время события	L_{Amax} , дБ(А)
A320	-	-	A320	-	-
1	15:38	71	1	15:38	64
2	16:39	65	2	16:39	66
3	17:22	71	3	17:22	64
4	17:28	64	4	17:28	62

Из полученных данных следует, что отклонившиеся ВС от установленных маршрутов взлета давали меньшее шумовое воздействие на близлежащие селитебные территории, чем ВС, которые соблюли данные маршруты. Аэропорту Пулково рекомендуется пересмотреть установленные стандартные маршруты взлета ВС.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При наличии данных о ВС отклонившихся от стандартных маршрутов взлета и данных о шуме на ближайшей селитебной территории возможно аргументированно установить что является причиной повышения уровней шума на приаэродромной территории. Для решения данной задачи предложена методика, которая позволяет контролировать отклонение ВС от стандартного маршрута взлета ВС. Также методика позволяет убедиться в правильности расположения стандартных маршрутов взлета, как это было видно на примере аэропорта Пулково. Если ВС, отклонившиеся от установленных маршрутов взлета вносят меньший шумовой вклад, чем ВС, которые соблюли эти маршруты, то рекомендуется пересмотреть эти маршруты взлета. Данные, полученные на практике при мониторинге аэропорта Пулково, показали, что разработанная методика полностью работоспособна.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 22283-2014 «Шум авиационный. Допустимые уровни шума на территории жилой застройки и методы его измерения». 2014.
2. ИКАО 9911 «Руководство по рекомендуемому методу расчета контуров шума вокруг аэропортов». 2008.
3. Инструкция по производству полетов ВС аэропорта «Пулково». 2017.
4. Светлов В.В. и Фиев К.П. Методика измерений уровней АШ с целью оценки его влияния на приаэродромную территорию при отклонении фактической линии пути от установленных процедур взлета. Сборник докладов. VI Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации», С. 357.
5. ГОСТ 31296.2-2006 «Шум. Описание, измерение и оценка шума на местности. Часть 2.». 2006.

ВЛИЯНИЕ ВИХРЕЙ ШЛИХТИНГА НА ПОГЛОЩЕНИЕ ЗВУКА ПОВЕРХНОСТЬЮ ТВЕРДОГО ТЕЛА

Г.В. Чижов, Ф.Ф. Легуша, А.Ю. Кузьминов, А.А. Балакшин

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, Санкт-Петербург

E-mail: G.V.Chizhov@gmail.com

Целью данной работы является исследование механизмов диссипации акустической энергии за счет физических процессов, протекающих в акустическом пограничном слое (АПС), который возникает при взаимодействии стоячей звуковой волны с твердой поверхностью. В отличие от ламинарного АПС в этом случае в пристеночном слое среды, кроме неоднородных вязких и тепловых волн, возникают акустические течения Шлихтинга. Вихри могут существовать только за счет энергии отбираемой у стоячей звуковой волны в следствии чего в АПС появляется дополнительный механизм диссипации энергии. В качестве объекта исследований была выбрана цилиндрическая труба с жесткими стенками, торцы которой закрыты импедансными крышками. При возбуждении в трубе продольных полуволновых резонансов, в трубе возбуждаются стоячие волны, сформировавшиеся за счет взаимодействия бегущих навстречу друг другу нормальных звуковых волн нулевого порядка.

Ключевые слова: звук, волна, бегущая, стоячая, вязкая, тепловая, вихрь, Шлихтинг, диссипация, пространственный коэффициент затухания, измерения

ВВЕДЕНИЕ

Диссипация энергии в ламинарном АПС обеспечивается за счёт затухания в нём неоднородных вязких и тепловых волн, возбуждающихся на поверхности твёрдого тела в результате взаимодействия с ней бегущих звуковых волн [1,2,3]. Задачей нашего исследования является изучение особенностей формирования АПС и диссипативных процессов, происходящих в нём, при взаимодействии с твердой поверхностью тела стоячих звуковых волн.

Впервые задача о взаимодействии стоячей звуковой волны с бесконечной плоской поверхностью, без учёта диссипативных процессов в пристеночном слое, была решена Г. Шлихтингом [4,5]. При этом было показано, что в пристеночном слое вязкой жидкости, возникают течения, имеющие форму вихрей. Позже эти течения были обнаружены экспериментально. Ввиду того, что эти вихри возбуждаются в АПС, они получили название акустических течений Шлихтинга (АТШ). Результаты теоретических и экспериментальных исследований АТШ применительно к задачам физической акустики можно найти в литературе [6-9].

1. АКУСТИЧЕСКАЯ ДОБАВКА К ТЕМПЕРАТУРЕ СРЕДЫ

Пусть в бесконечном пространстве, заполненном вязкой и теплопроводной жидкостью в положительном направлении оси Ox распространяется плоская гармоническая звуковая волна, колебательная скорость в которой изменяется по закону

$$u = u_m e^{-\alpha x} \cos(\omega t - kx), \quad (1)$$

где u_m – амплитуда колебательной скорости, $\omega = 2\pi f$ – частота, $k = \omega/c$ – волновое число, c – скорость звука, α – пространственный коэффициент затухания.

При распространении звуковой волны (1), кроме звукового давления и плотности будет в среде также периодически изменяться ее температура. В работах [1-3] показано, что температура среды изменяется синхронно с колебательной скоростью (1). Это позволяет уравнение для акустической добавки к температуре среды записать в следующем образом

$$T' = T'_m e^{-\alpha x} \cos(\omega t - kx), \quad (2)$$

где T'_m – амплитуда акустической добавки к температуре среды.

Связь между амплитудами u_m и T'_m определяется следующей формулой [1,2]

$$T'_m = \frac{\gamma - 1}{\beta} \cdot \frac{u_m}{c} = \frac{\gamma - 1}{\beta} \cdot M_a, \quad (3)$$

где $\gamma = C_p / C_v$; C_p , C_v – удельные теплоемкости среды при постоянном давлении и объёме соответственно; β – коэффициент теплового объемного расширения среды; $M_a = u_m / c$ – акустическое число Маха.

2. НЕОДНОРОДНЫЕ ВЯЗКИЕ И ТЕПЛОВЫЕ ВОЛНЫ

Если звуковая волна, распространяющаяся в вязкой и теплопроводной жидкости, взаимодействует с твердой абсолютно теплопроводной бесконечной непроницаемой поверхностью, то для нахождения коэффициентов отражения и поглощения волны необходимо использовать следующий набор граничных условий [2,3]:

$$u_n = 0; \quad (4)$$

$$u_\tau = 0; \quad (5)$$

$$T' = 0. \quad (6)$$

Здесь u_n – нормальная компонента колебательной скорости, u_τ – тангенциальная компонента колебательной скорости.

Рассмотрим физический смысл этих граничных условий. Формула (4) соответствует основному требованию классической акустики о необходимости равенства нулю нормальной составляющей колебательной скорости на твердой непроницаемой границе.

Граничное условие (5) является условием возбуждения неоднородных вязких волн на поверхности твердого тела. Вязкая волна распространяется вдоль нормали к поверхности твердого тела, а ее уравнение движения вдоль оси Oy имеет вид

$$u_v = u_{vm} e^{-\frac{y}{\delta}} \cos(\omega t - \frac{y}{\delta}), \quad (7)$$

где $u_{vm} = u_m \sin(\theta)$, θ – угол падения волны на поверхность тела, $\delta = \sqrt{2\nu / \omega}$ – толщина АПС, $\nu = \eta / \rho$ – коэффициент кинематической вязкости, ρ – плотность, η – коэффициент динамической вязкости среды.

Уравнение (6) эквивалентно условию возбуждения на поверхности теплопроводного твердого тела неоднородной тепловой волны, уравнение движения которой вдоль оси Oy можно записать так

$$T'_T = T'_m e^{-\frac{y}{\delta_T}} \cos(\omega t - \frac{y}{\delta_T}), \quad (8)$$

где $\delta_T = \sqrt{2a/\omega}$ – толщина теплового пограничного слоя, $a = \chi / \rho C_p$ – коэффициент температуропроводности, χ – коэффициент теплопроводности среды.

Вязкие и тепловые волны сильно затухают по мере удаления от поверхности тела. На расстояниях равных $y = \lambda_v$ и $y = \lambda_T$, где $\lambda_v = 2\pi\delta$ – длина вязкой волны, $\lambda_T = 2\pi\delta_T$ – длина тепловой волны, их амплитуда уменьшается в 540 раз. Вязкие и тепловые волны существуют в пристеночном слое жидкости за счет энергии, отбираемой у основной звуковой волны. В результате реализуется механизм диссипации энергии в АПС.

3. ЛАМИНАРНЫЙ АКУСТИЧЕСКИЙ ПОГРАНИЧНЫЙ СЛОЙ

В данной работе нас в первую очередь интересует процессы формирования АПС в случаях, когда звуковая волна \vec{k} скользит вдоль в бесконечной поверхности твердого тела (угол падения волны $\theta = 90^\circ$). Плоская гармоническая волна, колебательная скорость в которой изменяется по закону $u = u_m \cos(\omega t - kx)$, распространяется в покоящемся жидком полупространстве (рис. 1). Среда, заполняющая полупространство вязкая и теплопроводная. На этой поверхности выполняются граничные условия (4), (5) и (6). В результате взаимодействия бегущей звуковой волны \vec{k} (в плоскости $y = 0$) с поверхностью тела на ней возникают неоднородные вязкие и тепловые волны, распространяющиеся вдоль оси y (то есть вдоль нормали к поверхности тела) и формирующие ламинарный АПС, имеющий толщину δ .

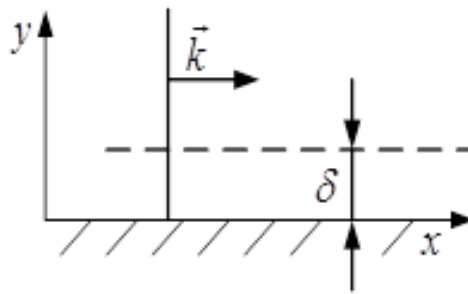


Рис. 1 К вопросу формирования ламинарного АПС

Затухание неоднородных вязких и тепловых волн в среде приводит к появлению теплового потока, направленного к поверхности твердого тела. Плотность теплового потока можно определить из выражения

$$q_1 = q_v + q_T = (b_{21} + b_{11})J_0 = D_{vT}J_0, \quad (9)$$

где q_v и q_T – плотности тепловых потоков, возникающих соответственно за счет вязкости и теплопроводности среды, $J_0 = 0,5\rho c u_o^2$ – интенсивность звуковой бегущей волны, $b_{21} = \sqrt{\omega\nu/2c^2}$, $b_{11} = (\gamma - 1)\sqrt{\omega a/2c^2}$.

4. ВИХРЕВОЙ АКУСТИЧЕСКИЙ ПОГРАНИЧНЫЙ СЛОЙ

Рассмотрим теперь другой вариант задачи. Пусть вдоль поверхности твердого тела распространяются бегущие навстречу друг другу две плоские одинаковые гармонические звуковые волны \vec{k} (рис. 2). В соответствии с принципом суперпозиции, работающим в классической механике, процесс поглощения звука в АПС в каждой из бегущих волн можно рассматривать отдельно. Следовательно, при взаимодействии каждой из волн с поверхностью твёрдого тела возникают тепловые потоки, плотность которых определяется при помощи выражения (9). Поскольку волн две, и они имеют одинаковые

параметры, то плотность суммарного теплового потока определяется следующим образом

$$q_{\Sigma} = 2q_1. \quad (10)$$

Покажем, что в случае взаимодействующих волн принцип суперпозиции не работает и формула (10) не позволяет получить верное значение плотности суммарного теплового потока. Это связано в первую очередь с изменением условий формирования акустического пограничного слоя.

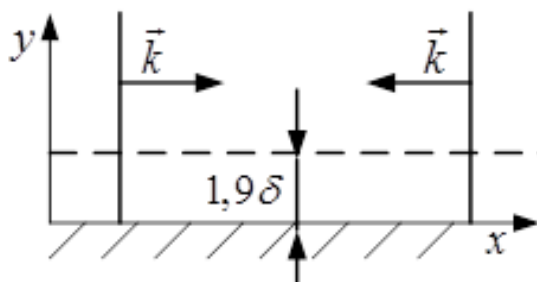


Рис. 2 К вопросу формирования вихревого АПС

При взаимодействии одинаковых звуковых волн, бегущих навстречу друг другу, (рис. 2) в жидком полупространстве над поверхностью твердого тела возникает стоячая звуковая волна, имеющая следующее распределение колебательных скоростей вдоль оси x по закону

$$u = 2u_0 \cos(kx) \cos(\omega t). \quad (11)$$

Следовательно, в отличие от рассмотренного выше случая, когда АПС формировался в результате взаимодействия одиночной бегущей волны с твердой поверхностью, мы должны рассматривать процесс формирования пограничного слоя за счет взаимодействия стоячей волны с поверхностью твердого тела. Как следствие этого, механизм диссипации акустической энергии должен отличаться от случая, рассмотренного выше.

Физическое содержание и форма записи граничных условий на поверхности твердого теплопроводного тела не зависит от структуры акустического поля, возбужденного в верхнем полупространстве (рис. 2). Следовательно, при взаимодействии стоячей звуковой волны (11) с поверхностью твердого абсолютно теплопроводного тела на ней должны выполняться граничные условия (5) и (6). Это в свою очередь должно приводить к возбуждению на этой поверхности неоднородных вязких и тепловых волн. В отличие от ламинарного АПС, в котором амплитуды вязкой и тепловой волн не зависят от координаты x , в стоячей звуковой волне распределения амплитуд вдоль оси $0x$ имеют вид:

$$u_m(x) = 2u_0 \cos(kx); \quad (12)$$

$$T'_m(x) = T'_{mc} \cos(kx), \quad (13)$$

где T'_{mc} – амплитуда акустической добавки в стоячей звуковой волне.

Таким образом, структура АПС, возникающего в результате взаимодействия стоячей звуковой волны с поверхности твердого тела, отличается от структуры ламинарного АПС. В рассматриваемом нами АПС, кроме вязких и тепловых волн, возбуждаются вихри Шлихтинга. Для того, чтобы отличать рассматриваемый нами АПС от ламинарного АПС, назовём его вихревым акустическим пограничным слоем.

Плотность теплового потока, возникающего вблизи верхней поверхности твердого тела (рис. 2), становится зависящей от координаты x и определяется из выражения

$$q_2(x) = 4J_0 D_{VT} \cos^2(kx), \quad (14)$$

из которого следует, что плотность теплового потока в вихревом АПС зависит от координаты x .

Для удобства расчётов формулу (14) запишем в следующем виде

$$q_2 = \bar{D}_{VT} J_0, \quad (15)$$

где \bar{D}_{VT} – коэффициент поглощения звука, усреднённый по поверхности твёрдого тела.

Величину усреднённого коэффициента поглощения звука находим путём следующих преобразований

$$\bar{D}_{VT} = D_{VT} \frac{4}{\lambda} \int_0^{\lambda} \cos^2(kx) dx = D_{VT} \frac{4}{\lambda} \int_0^{\lambda} \cos^2\left(\frac{2\pi x}{\lambda}\right) dx = 2D_{VT}.$$

Таким образом, вклад вязких и тепловых волн в плотность теплового потока в вихревом АПС $q_2 = q_{\Sigma}$ (см. выражение (10)) не отличается от вклада этих волн в плотность теплового потока в ламинарном АПС.

5. ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА АКУСТИЧЕСКИХ ТЕЧЕНИЙ ШЛИХТИНГА

По общей классификации акустические течения Шлихтинга относятся к акустическим течениям внутри пограничного слоя [6-9]. Эти течения имеют вид вихрей с масштабом $(1,9\delta \times 0,25\lambda)$, где λ – длина звуковой волны. Следовательно, толщина вихревого АПС равна $1,9\delta$. Время установления течений Шлихтинга $\tau \approx \delta^2/u_0 = T/\pi$, где T – период колебаний частиц среды в стоячей волне. Таким образом, время установления вихрей меньше периода волны, и они формируются практически сразу после возбуждения стоячей звуковой волны в жидкости.

Единственным условием возникновения этих вихрей является выполнение неравенства $\lambda \gg \lambda_v$, где $\lambda_v = 2\pi\delta$ – длина вязкой волны. Физически выполнение этого неравенства означает, что течения Шлихтинга являются безпороговыми и они возникают при самых незначительных интенсивностях волн, образующих стоячую звуковую волну.

Даже в очень интенсивных акустических полях для акустических чисел вихрей Шлихтинга выполняется неравенство $Rv \ll 0,1$. Физически это означает, что вихри Шлихтинга отбирают энергию у стоячей звуковой волны и эффективно превращают её в тепло. Это позволяет утверждать, что в вихревом АПС имеется дополнительный механизм диссипации акустической энергии, который отсутствует в поле бегущих волн и, как следствие этого, плотность усреднённого по поверхности теплового потока в вихревом АПС $\bar{q}_H > q_2 = q_{\Sigma}$.

Необходимо отметить, что на оси $0x$ имеются точки, в которых производная $dT'_m(x)/dx \neq 0$. Из теории теплопроводности следует, что в случаях, когда градиенты температуры не равны нулю, в жидкости должны возникать тепловые потоки. В рассматриваемом случае эти потоки текут в пристеночном слое жидкости параллельно поверхности твёрдого тела. Примечательно, что направления распространения этих тепловых потоков совпадают с направлениями движения частиц среды в вихрях Шлихтинга.

Теория акустических течений Шлихтинга до сих пор ещё недостаточно разработана. Это не позволяет провести численную оценку диссипации энергии в АПС. По этой причине необходимо провести экспериментальную оценку вклада вихрей Шлихтинга и распределения (14) в поглощение звука поверхностью твёрдого тела.

6. ВЫБОР ОБЪЕКТА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для проведения эксперимента предлагается воспользоваться цилиндрическими трубами, имеющими однородное поперечное сечение. Труба является единственным конструктивным элементом, в котором могут быть возбуждены нормальные звуковые волны нулевого порядка, имеющие плоский фронт. Волны, бегущие в трубе навстречу друг другу, формируют в ней стоячую звуковую волну, взаимодействующую с внутренней поверхностью трубы.

Структура акустического поля, возбужденного в трубе может быть рассчитана при помощи методики, изложение которой можно найти, например, в книге С. Н. Ржевкина [10]. В связи с этим геометрические параметры трубы должны в максимальной мере соответствовать этой теории, то есть при изготовлении трубы необходимо выполнить следующие условия: $L \gg R$, где L – расстояние между крышками, закрывающими отверстия на торцах трубы; R – радиус трубы; $R < 0,5 \lambda$, λ – длина звуковой волны, нулевого порядка, распространяющейся в газе заполняющем трубу (рис. 3).

Труба имеет твердые абсолютно теплопроводные стенки. Торцы трубы закрыты импедансными крышками, находящимися на расстоянии L друг от друга. Внутренние поверхности крышек параллельны. На внутренней поверхности крышек сформирован активный элемент пленочного термофона, который используется для возбуждения акустического поля в объеме воздуха, заполняющего трубу.

Пленочные термофоны это широкополосные нерезонансные поршневые источники звуковых волн. Особенности конструкции и применения пленочных термофонов для акустических измерений можно найти в наших работах [11-14].

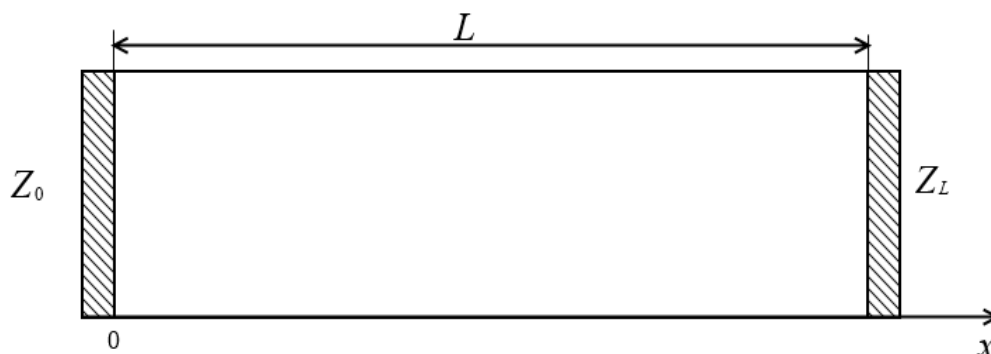


Рис. 3 Труба, оба конца которой закрыты импедансными крышками

Акустический импеданс крышки, находящейся при $x = 0$, обозначим $Z(0)$, а импеданс крышки при $x = L$ соответственно $Z(L)$. В точке $x = 0$ к столбу воздуха, ограниченному стенками трубы и крышками приложена гармоническая сила $F_0 e^{i\omega t}$. Для расчета параметров и структуры акустического поля, возбуждаемого в трубе, использовался известный метод [10]. Единственным усовершенствованием этого метода было то, что в процессе исследований были уточнены значения необходимые для оценки величины ПКЗ бегущих волн, обусловленные диссипацией энергии в АПС стенок трубы и в объеме воздуха, заполняющего трубу. В общем случае, акустическое поле в трубе, торцы которой закрыты крышками, может существовать в виде суперпозиции бегущих и стоячих звуковых волн. Это хорошо видно из распределения звукового давления вдоль оси трубы [10]:

$$p(x, t) = A(1 - R_p)e^{i(\omega t - kx)} + 2R_p A e^{i(\omega t + \varphi - kL)} \cos[k(x - L) + \varphi], \quad (16)$$

где R_p – модуль коэффициента отражения звуковой волны от крышки по давлению, 2φ – разность фаз падающей и отраженной звуковых волн от крышки $A = F_0 \rho c \frac{Z(L) + S \rho c}{D} e^{ikL}$;

$$D = 2(Z(0)Z(L) + S^2 \rho^2 c^2) \operatorname{sh} \gamma L + 2S \rho c (Z(0) + Z(L)) \operatorname{ch} \gamma L;$$

где $\gamma = \alpha + ik$ – постоянная распространения, α – пространственный коэффициент затухания волны, $k = \omega/c = 2\pi/\lambda$ – волновое число, $F_0 = Sp_m$, p_m – амплитуда давления, создаваемая источником звука, $S = \pi R^2$ – площадь поперечного сечения трубы.

В правой части формулы (16) первое слагаемое является бегущей звуковой волной, распространяющейся в положительном направлении оси x , а второе слагаемое – стоячая звуковая волна. Из выражения (16) видно, что чисто стоячая звуковая волна в трубе может существовать только в случае, когда модуль коэффициента отражения $R_p = 1$. Это возможно только тогда, когда импедансы крышек $Z(L) = Z(0) = \infty$, или, когда отношение акустических импедансов контактирующих сред очень велико, как это обычно бывает на границе твердое тело-газ.

Будем считать, что крышки, закрывающие торцы трубы, имеют одинаковые акустические импедансы, т.е. $Z(L) = Z(0)$, а также выполняется отношение $Z(L)/S\rho c \gg 1$. При этом в трубе возникают продольные резонансные колебания на частотах

$$f_n = nc / 2L, \quad (17)$$

где $n = 1, 2, 3, \dots$, c – скорость звука в среде, заполняющей трубу. Нетрудно показать, что при этом также выполняется условие

$$L = n\lambda_n / 2, \quad (18)$$

где $\lambda_n = c/f_n$ – длина волны на частоте n -го резонанса.

Из формулы (18) видно, что число вихрей Шлихтинга, образующееся в трубе на собственных частотах f_n , будет $N = 2n$.

7. МЕТОД ИЗМЕРЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ЗАТУХАНИЯ

Выражение (16) записано в предположении, что акустические потери в трубе малы и определяются только диссипативными процессами в объеме газа, заполняющего трубу [10]. В общем случае акустические потери в трубе, в которой возбуждается стоячая волна, будут определяться следующими процессами: диссипацией энергии в объеме газа, диссипацией энергии за счет возбуждения вязких и тепловых волн на внутренних поверхностях трубы (см. выражение (14)), диссипацией энергии на вихрях Шлихтинга. Все виды потерь могут быть учтены за счет введения пространственного коэффициента затухания (ПКЗ) стоячей звуковой волны

$$\alpha_n = \alpha_{vn} + 2\alpha_k + 2\alpha_a, \quad (19)$$

где α_{vn} – ПКЗ, учитывающий диссипацию энергии на вихрях Шлихтинга; α_k – ПКЗ, учитывающий диссипацию энергии за счет затухания вязких и тепловых волн, α_a – ПКЗ, учитывающий поглощение звука в объеме газа.

Величины α_k и α_a могут быть достаточно точно рассчитаны. Для расчета α_k используем формулу Кирхгофа [16-19], для оценки величины α_a может быть применена формула Кнейзера [16-19], полученная для влажного воздуха. На низких частотах обычно выполняются неравенства $2\alpha_a \ll 2\alpha_k$ и $2\alpha_k \ll \alpha_{vn}$. Это позволяет выбрать диапазон частот, в котором измерения будут давать достаточно точные значения $\alpha_n = \alpha_{vn}$

Для экспериментального определения значений α_n можно использовать резонансный метод измерений [19]. Нормированная амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) вблизи n -го полуволнового резонанса f_n имеет вид

$$A_2(f) = \left| \frac{p(l)}{p(l)_{\max}} \right|^2 = \frac{4\omega^2 \beta_n^2}{4\omega^2 \beta_n^2 + [\omega^2 - \omega_n^2 + \beta_n^2]^2}, \quad (20)$$

где $A_2(f) = 4R_p^2 A^2$, $\omega_n = 2\pi f_n$ – собственная частота системы на n -ном резонансе, β_n – временной коэффициент затухания, на частоте f_n .

Величина временного коэффициента затухания β_n связана с параметрами АЧХ следующей формулой

$$\beta_n = 1,002\pi \Delta f_n, \quad (21)$$

где Δf_n – ширина резонансного промежутка n -го резонанса на уровне 0,5 АЧХ (20).

В свою очередь пространственный коэффициент затухания α_n связан с временным коэффициентом затухания β_n следующим образом

$$\alpha_n = \beta_n / c. \quad (22)$$

Таким образом, измерения значений f_n и Δf_n позволяют экспериментально оценить величину ПКЗ α_n . Далее полученное значение α_n подставляем в формулу (19) и находим величину $\alpha_{vn} = \alpha_n - 2\alpha_k - 2\alpha_a$. Напомним, что величина α_{vn} характеризует потери энергии в пристеночном слое на вихрях Шлихтинга.

8. РЕЗУЛЬТАТЫ ПРЕДВОРИТЕЛЬНЫХ ИЗМЕРЕНИЙ

Предварительные исследования влияния вихрей Шлихтинга на диссипацию энергии в вихревом АПС были проведены в наших работах. Для примера, результаты измерений для труб, имеющих радиус $R = 23,2$ мм, различные расстояния между крышками, которые закрывают торцы труб, показаны на рис. 4.

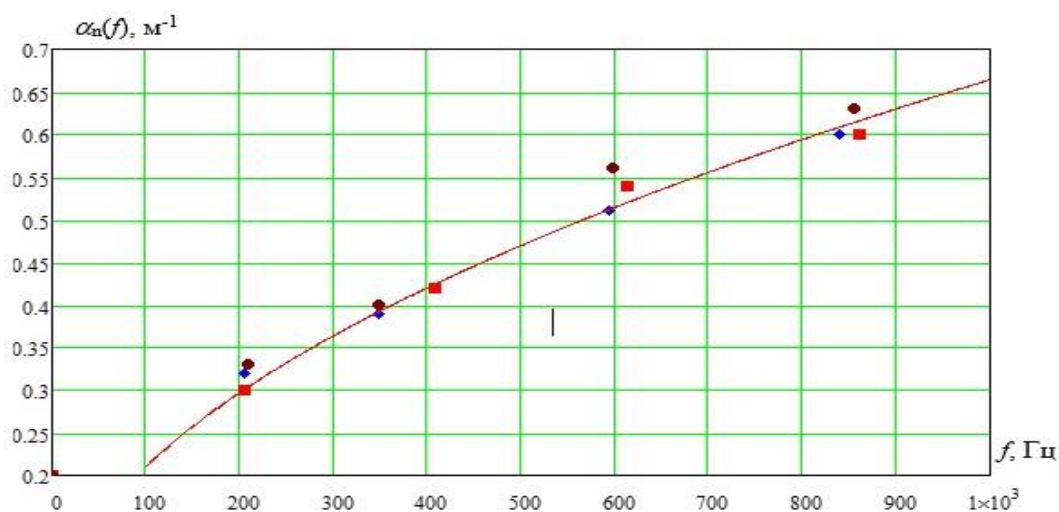


Рис. 4 Частотная зависимость полного пространственного коэффициента затухания: ■ – $L = 4,17$ м; ◆ – $L = 8,34$ м; ● – $L = 12,29$ м

Из рис. 4 видно, что с ростом частоты экспериментальное значение полного пространственного коэффициента затухания увеличиваются по закону

$$\alpha_n(f) = 0,021\sqrt{f}. \quad (23)$$

Отметим, что частотная зависимость (23) получена при помощи математического пакета Mathcad методом аппроксимации точек функцией с использованием функции

Mathcad regress(x,y,n). Для того, чтобы сопоставить значения $\alpha_n(f)$ с ПКЗ $\alpha_k(f)$ величина которого определяется диссипацией энергии в ламинарном АПС, создаваемом на внутренней поверхности стенки, запишем после подстановки численных значений физических параметров формулу Кирхгофа в следующем виде

$$2\alpha_k = 2,68 \cdot 10^{-3} \sqrt{f}, \quad (24)$$

Если сопоставить выражения (23) и (24), то нетрудно заметить, что во всех случаях величина пространственного коэффициента затухания увеличивается с ростом частоты пропорционально \sqrt{f} . Это обстоятельство позволяет объяснить почему процесс диссипации акустической энергии, обусловленной возбуждением акустических течений Шлихтинга в поле стоячих звуковых волн не был обнаружен раньше. При проведении измерений на базе акустических интерферометров процесс диссипации энергии в АПС бегущих волн оказывается не отличимым от процесса поглощения звука на вихрях Шлихтинга.

В общем случае в трубах оба, рассматриваемые здесь, механизма диссипации акустической энергии могут одновременно вносить свой вклад в поглощение звука. При этом, если оценивать относительный вклад в диссипацию энергии обоих механизмов поглощения звука, то получим следующее соотношение $\alpha_n(f)/2\alpha_k(f) = 7,8$. Кроме того из рис. 4 хорошо видно, что значения ПКЗ α_n не зависит от расстояния между крышками, закрывающими торцевые отверстия трубы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представленные в наших работах [15-18] результаты измерений величины α_n мы считаем предварительными, подтверждающими существование вклада вихрей Шлихтинга в диссипацию энергии в АПС, но не удалось достаточно точно определить величину ПКЗ α_n . Это связано с тем, что нам не удалось в полной мере учесть влияния телефонного капсюля, использованного в ходе измерений, на параметры акустического поля в трубе. На рис. 3 влияние телефонного капсюля учитывается за счет введения акустического импеданса Z_0 . Формирование активного элемента пленочного термофона непосредственно на плоской крышке (при $x = 0$), закрывающей торец трубы, позволяет снять эту неопределенность.

В последующих работах планируется проведение дополнительных теоретических и экспериментальных исследований. В первую очередь эти работы будут направлены на выяснение влияния радиуса трубы на величину $\alpha_n(f)$. Необходимо также исследовать случай, когда в трубе существует одновременно бегущая и стоячая звуковые волны. Акустическое поле с такой структурой возбуждается, например, в трубах с открытыми торцами. Кроме того, будут проведены мероприятия по совершенствованию установки с целью повышения точности измерений. Отметим также, что полученные выше результаты позволяют получить численную оценку энергии, диссипируемой на одиночном вихре Шлихтинга.

ЛИТЕРАТУРА

1. Kirchoff G. Ueber den Einfluss der Wärmeleitung in einem Gase auf die Schallbewegung Poggendorf's Annalen, 1868, Bd. 134, N6, S. 177
2. Константинов Б. П. О поглощении звуковых волн при отражении от твердой границы. ЖТФ, т.9, N3, 1939. С. 226-238.
3. Константинов Б. П. Гидродинамическое звукообразование и распространение звука в ограниченных средах. Л.: Наука, 1974. 144 с.
4. Schlichting H. Berechnung ebener periodischer strömungen. Phys.Z. 33, 327, 1932.
5. Г. Шлихтинг. Теория пограничного слоя. М: Наука, 1974, – 711с.

6. Зарембо Л.К. Акустические течения. В кн.: Мощные ультразвуковые поля. М.: Наука, 1968, с. 87-128
7. Зарембо Л.К., Красильников В. А. Введение в нелинейную акустику. М.: Наука, 1966. 520 с.
8. Зарембо Л.К., Тимошенко В.И. Нелинейная акустика. М.: Из-во МГУ, 1984. 103 с.
9. Lighthill J. Acoustic streaming // J. of Sound and Vibration, 1973, 61(3). P. 391-418.
10. Ржевкин С.Н. Курс лекций по теории звука. М.: Изд. МГУ, 1960. 338 с
11. Легуша Ф.Ф., Невеселова К.В. Широкополосные источники звука - термофоны. // СПб.: МИТ, № 3 (25), том 1, 2014. - С. 71-77.
12. Легуша Ф.Ф., Невеселова К.В. Экспериментальные исследования современных термофонов. // СПб.: МИТ, № 4 (30), том 1, 2015. С. 60-65.
13. Васильев Б.П., Легуша Ф.Ф., Разрезова К.В., Чижев Г.В. Экспериментальные исследования плёночных термофонов. // СПб.: МИТ, № 4 (34), том 1, 2016. С. 118-123.
14. Vasiliev B.P., Legusha F.F., Razrezova K.V., Chizhov G.V. Active elements of film sources of sound- thermophones. // 13th International Conference on Films and Coatings. J. Phys.: 2017. Conf. Ser. 857 012051.
15. Легуша Ф.Ф., Мусакаев М.А. Расчет затухания звука при возбуждении стоячей волны в прямой трубе, имеющей произвольную форму поперечного сечения // Труды XX сессии РАО. Физическая акустика. М.: ГЕОС, 2008. С. 179-183.
16. Легуша Ф.Ф., Мусакаев М.А. Механизмы поглощения звука в трубах // Труды XXIV сессии РАО. Физическая акустика. – М.: ГЕОС, 2011. С. 207-211.
17. Берестовицкий Э.Г., Легуша Ф.Ф., Мусакаев М.А., Олейник М.М. Механизмы поглощения звука в стоячей волне, возбуждённой в цилиндрической трубе // Судостроение. 2011. Вып. 3. С. 42-44.
18. Берестовицкий Э.Г., Легуша Ф.Ф., Мусакаев М.А. Экспериментальные исследования вклада акустических течений Шлихтинга в диссипацию энергии в стоячей звуковой волне // Судостроение. 2013.
19. Беранек А. Акустические измерения. М.: ИЛ, 1952. 510 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ АКУСТИКИ ЛЕКЦИОННЫХ АУДИТОРИЙ

К.С. Чичварина, С.Г. Смирнов

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва

E-mail: Christina160195@gmail.com

В данной работе удалось не только исследовать особенности акустики лекционных аудиторий, но спроектировать и разработать звукопоглощающую облицовку, которая поможет снизить не желаемые шумы в помещении до указанных в нормативных документах показателей.

Ключевые слова: время реверберации, звукопоглощение, облицовка, потолок, Армстронг, коэффициент звукопоглощения

ВВЕДЕНИЕ

В данной работе проводилось исследование акустических свойств лекторской аудитории МГТУ им. Н.Э. Баумана факультета Энергомашиностроения 415 с целью снижения внешних шумов и улучшения разборчивости речи при проведении занятий. Для этого измерялось время реверберации, использованное при расчетах среднего коэффициента звукопоглощения в помещении 415э с акустической облицовкой потолка. Для оценки акустических свойств облицовочных материалов был создан экспериментальный стенд на основе трубы Кундта, на котором испытывались разные образцы звукопоглощающих материалов с воздушным зазором и без него. Для улучшения акустических свойств аудитории 415э проведены проектирование и расчет исследованной на стенде звукопоглощающей облицовки. При этом выбирался звукопоглощающий материал (ЗПМ), показавший максимальные акустические свойства.

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕМЕНИ РЕВЕРБЕРАЦИИ В АУДИТОРИЯХ

В эксперименте были измерены и обработаны импульсные отклики аудитории 415э, с помощью которых получили данные о времени реверберации аудиторий. Замеры проводились в 2 точках помещений. Схема проведения замеров показана на рис. 1. Источник располагался рядом с точками. Количество положений источника, при которых производились замеры, два. В данном исследовании источником звука являлась деревянная доска (длиной 1000мм, шириной 100мм), которая при резком ударе об пол создавался мощный импульсный отклик в широком диапазоне частот (известно, что для короткого звукового импульса характерен широкий спектр излучения). Положения источника выбирались такими, чтобы имитировать лектора стоящего у доски, и, находящегося в конце аудитории. Излучаемый сигнал представляет собой линейно частотно модулированный сигнал.

Прием сигнала осуществлялся микрофоном, расположенным на высоте уха сидящего студента. Запись и обработка импульсного отклика проводилась в программе Dirac 3.0.

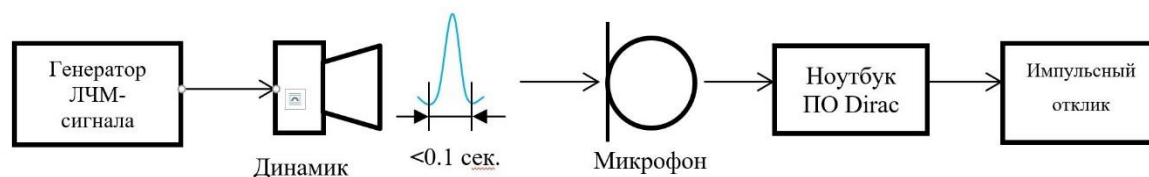


Рис.1 Акустический тракт при измерении времени реверберации.

2. РЕЗУЛЬТАТЫ ИЗМЕРЕНИЙ ВРЕМЕНИ РЕВЕРБЕРАЦИИ

Таблица 1. Сведения об аудиториях, в которых проводились измерения.

№ аудитории	Количество мест	V, м ³	S, м ²
415	54	175	228,22

С помощью программы Diac 3.0 на экране ноутбука фиксировался импульсный отклик и определялось время реверберации T_{30} в аудитории 415.

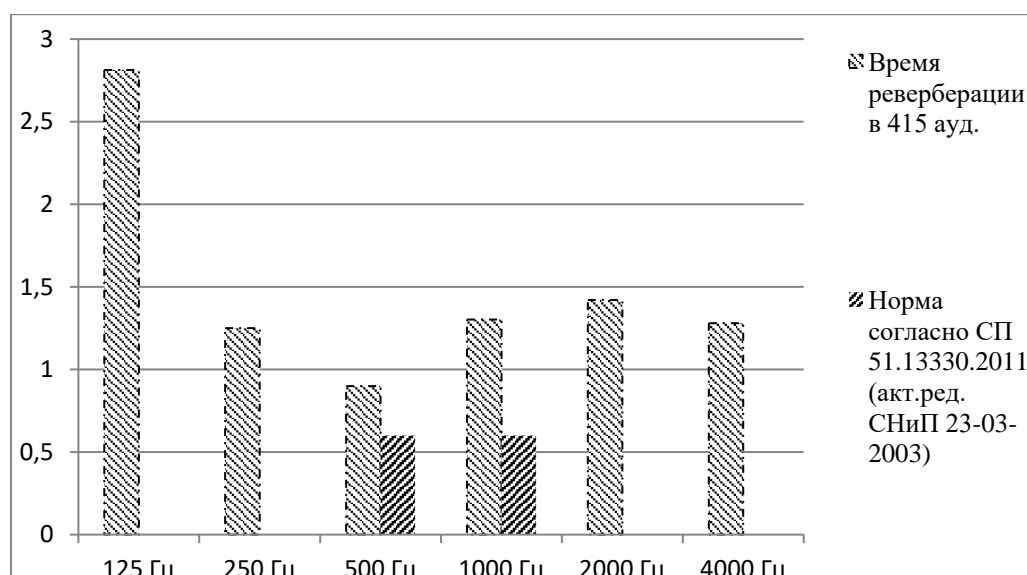


Рис. 2.2. Сравнительная гистограмма измерений времени реверберации, полученного в лекторской аудитории 415э и нормы.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДНЕГО КОЭФФИЦИЕНТА ЗВУКОПОГЛОЩЕНИЯ

При оценке акустических характеристик различных помещений используются формулы Эйринга и Сэбина. Для дальнейшего расчета эффективности звукопоглощающей облицовки находим средний коэффициент звукопоглощения в аудиториях на каждой октавной полосе. Из формулы Эйринга следует, что средний коэффициент звукопоглощения [2]

$$\alpha_{\text{ср}} = 1 - e^{-\frac{0.161V}{ST}} \quad (1)$$

где V – объем помещения, S – площадь внутренних поверхностей, $\alpha_{\text{ср}}$ – средний коэффициент поглощения.

При небольших коэффициентах поглощения ($\alpha_{\text{ср}} < 0,2$) выражение Эйринга может быть упрощено до формулы Сэбина [2]:

$$\alpha_{\text{ср}} = 0,16 \frac{V}{TS} . \quad (2)$$

Полученные при расчете значения приведены на рис. 3:

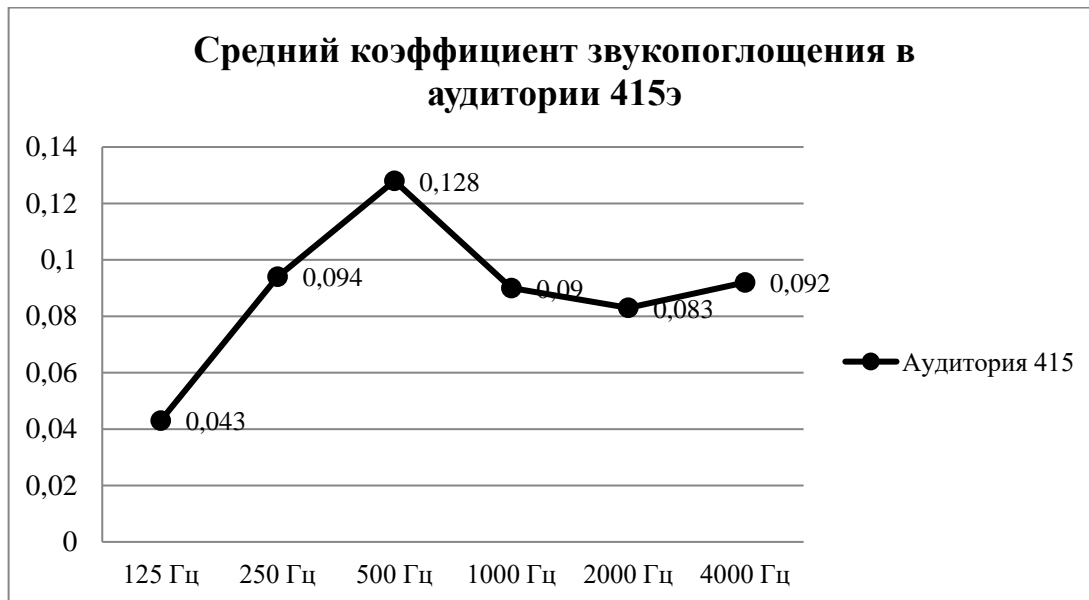


Рис. 3. Зависимость среднего значения коэффициента звукопоглощения от частоты

4. РАСЧЕТ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩЕЙ ОБЛИЦОВКИ.

Эффективность звукопоглощающей облицовки определяет величина:

$$\Delta L = 10 \lg \frac{B_1}{B}, \text{ дБ}, \quad (3)$$

где B , B_1 -значения постоянной помещения соответственно до и после его акустической обработки [1].

Полученные данные приведены в табл. 2.

Таблица 2. Значение эффективности звукопоглощающей конструкции.

Среднегеометрическая частота, Гц	125	250	500	1000	2000	4000
$\Delta L, \text{дБ}$	5,3	9,6	10,2	7,5	5,7	5,1

5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩЕГО ОБЛИЦОВОЧНОГО МАТЕРИАЛА

Для измерений звукопоглощающих характеристик образцов облицовки – потолочная плита RUB210.60 [3] (прежде всего нормального коэффициента звукопоглощения) использовался акустический интерферометр (труба Кундта – рис. 4).

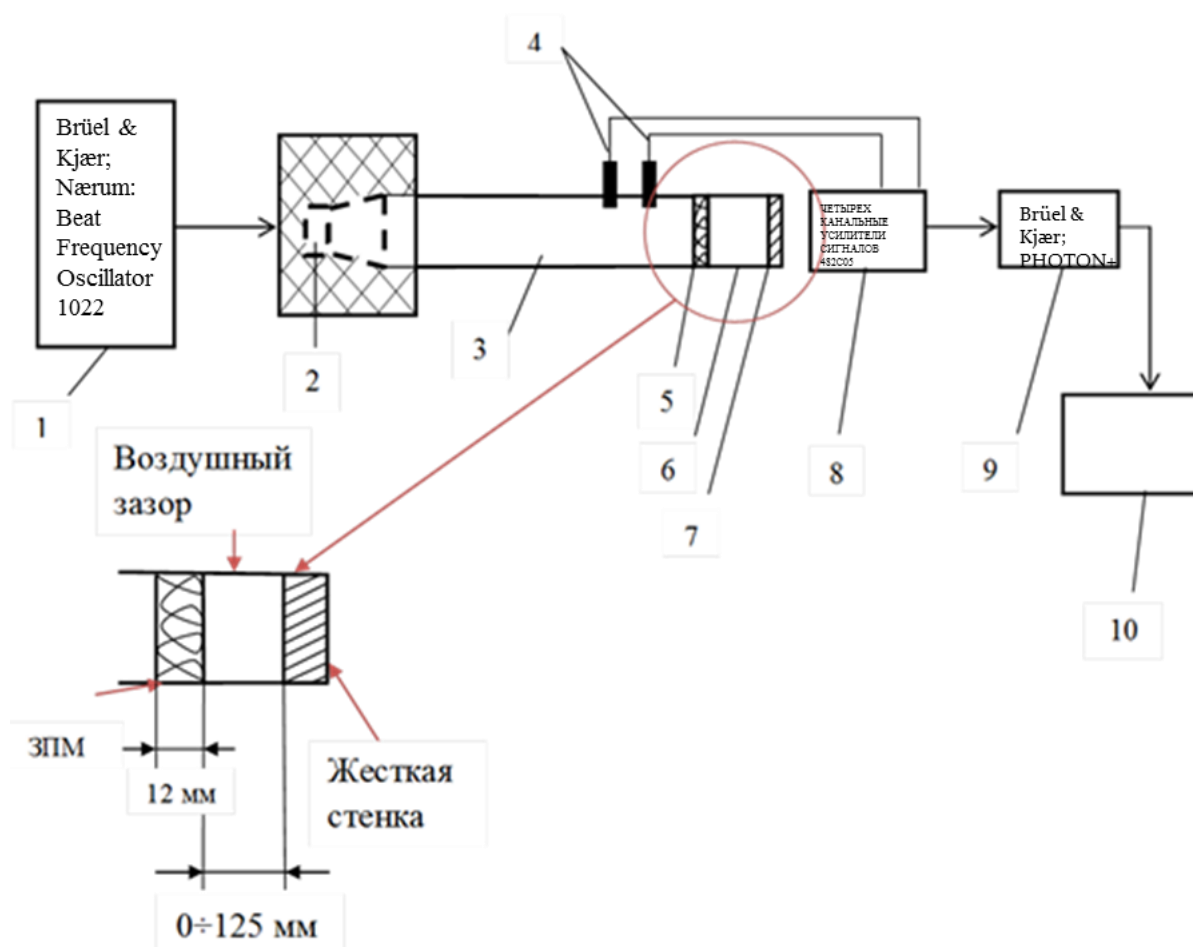


Рис. 4. Схема экспериментальной установки.

1-Генератор звуковых частот Brüel & Kjær; 2-динамик (излучатель); 3-импедансная труба; 4-микрофоны; 5-образец звукопоглощающего материала; 6- стакан; 7-жесткая стенка; 8-усилитель Brüel & Kjær; 9-аудио-карта; 10-компьютер с программным обеспечением программы RT Photon.

В ходе эксперимента с помощью генератора звуковых частот Brüel & Kjær-1 через динамик-2 в интерференционную трубу поступал выходной сигнал - белый шум. Установленные внутри микрофоны -4 фиксировали максимумы и минимумы приходящие к ним созданной стоячей волны. В положении-5 находилась жесткая стенка в начальном эксперименте, а в дальнейших - образец звукопоглощающего материала. С помощью стакана-6 и жесткой стенки-7, регулировался воздушный зазор между образцом и самой стенкой. Для того, чтобы увеличить звуковой сигнал, поступающий на микрофоны-4, их соединяли с усилителем-8, который через аудио-карту передавал полученные данные на компьютер с ПО RT Photon для обработки звуковых сигналов и дальнейшего определения коэффициентов звукопоглощения и отражения установленного образца [1].

При определении коэффициента звукопоглощения материала использовалось три образца (рис. 5): сплошной образец ЗПМ, применяемый в акустической облицовке лекторской аудитории 415э, перфорированные образцы с отверстиями в 4 мм и 6 мм.

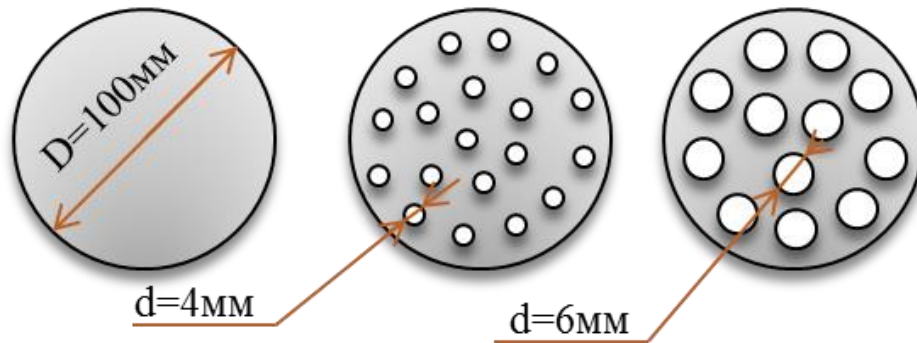


Рис. 5. Экспериментальные образцы.

С помощью ПО Mathcad были получены коэффициенты поглощения различных образцов. Графические зависимости коэффициентов поглощения от частоты представлены на рис. 6-8:

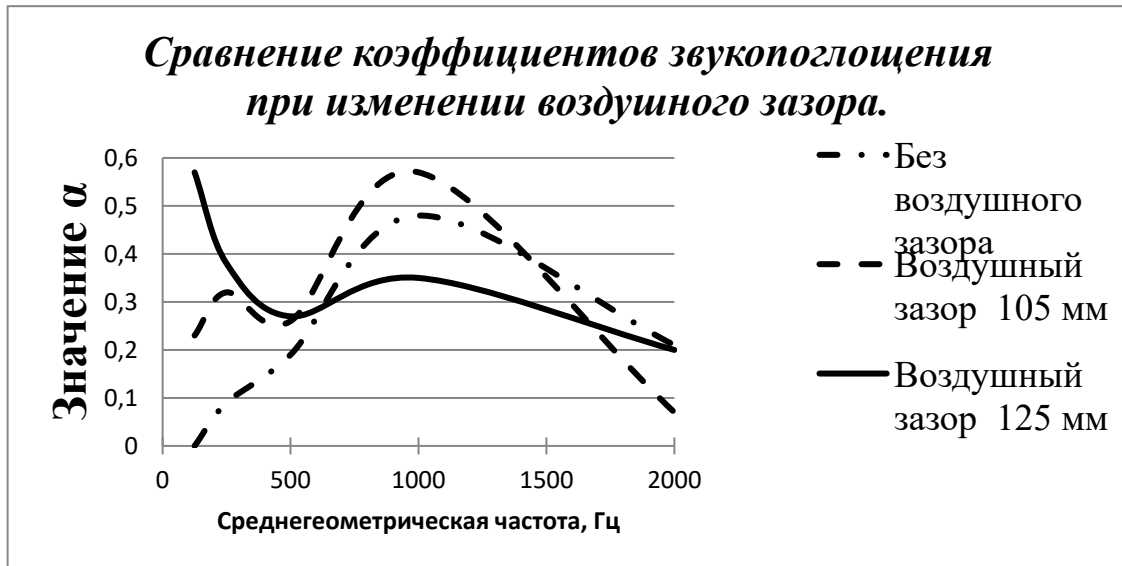


Рис. 6. Сравнение коэффициентов звукопоглощения при изменении воздушного зазора.

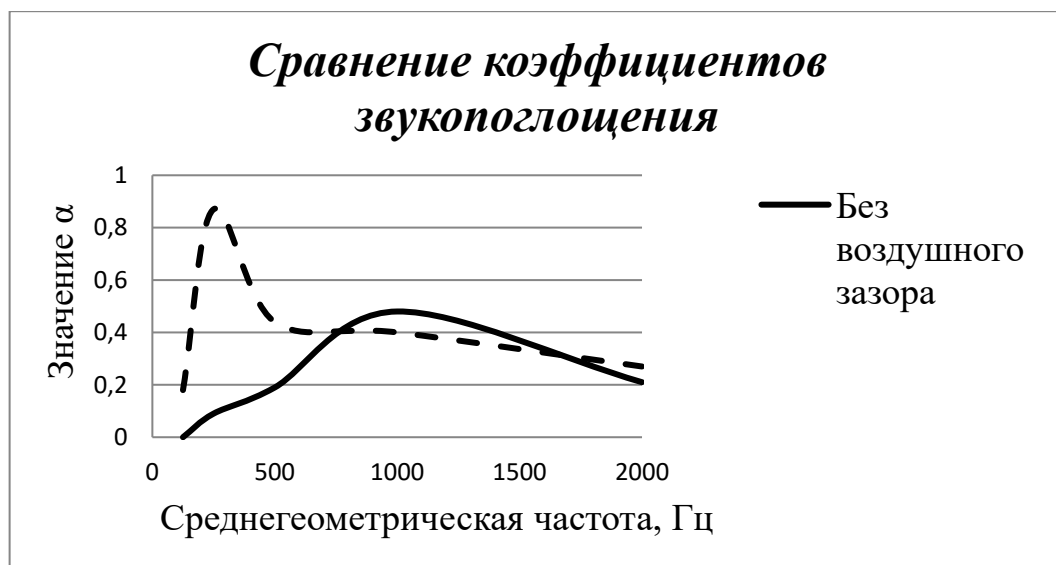


Рис. 7. Сравнение коэффициентов звукопоглощения сплошного и перфорированного (отверстия 4 мм) образцов при воздушном зазоре 125 мм.

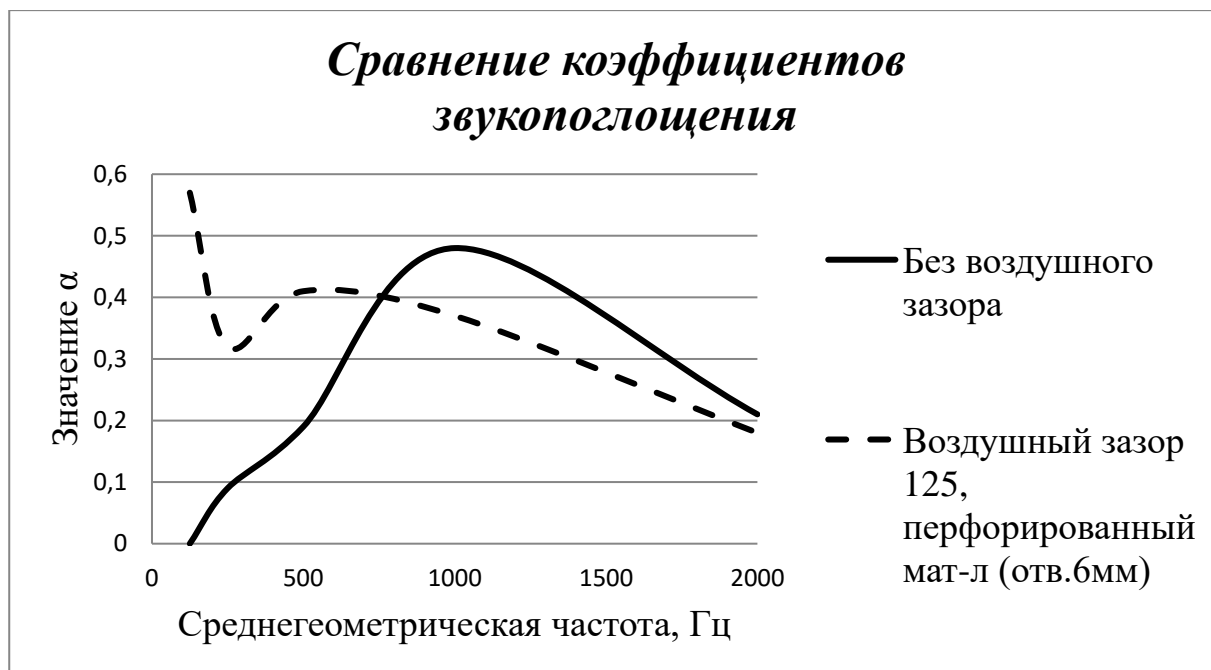


Рис. 8. Сравнение коэффициентов звукопоглощения сплошного и перфорированного (отверстия 6 мм) образцов при воздушном зазоре 125 мм.

На основании полученных результатов сложно сделать выводы о влиянии перфорации и наличии воздушного зазора на эффективность звукопоглощающей конструкции в целом, так как наблюдаются резонансные явления. При сравнении коэффициентов звукопоглощения при изменении воздушного зазора (рис. 6) можно отметить, что наиболее эффективным расстоянием между ЗПМ и жесткой стенкой является зазор в 105 мм, так как достигается наибольшее значение коэффициента звукопоглощения именно в том диапазоне частот, в котором разговаривает лектор.

Наличие перфорации (отверстий размером 4 мм) в ЗПМ значительно увеличивает коэффициент звукопоглощения на частотах выше 125 Гц, а материал с отверстиями 6 мм имеет коэффициенты звукопоглощения выше сплошного материала только на достаточно малом диапазоне частот 500-1000 Гц (рис. 7 и 8).

6. РАСЧЕТ ПРЕДЛАГАЕМОЙ ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩЕЙ ОБЛИЦОВКИ В 413Э

На основе проделанных экспериментов проводился расчет облицовки, которая могла бы снизить внешние шумы, а также время реверберации. Предложенная акустическая обработка заключается в установке подвешеного потолка с исследуемыми сплошными панелями с зазором 125 мм и облицовке стен на 3/4. В результате получаемая эффективность, рассчитанная по формуле (3), представлена в табл. 3.

Таблица 3. Эффективности звукопоглощающей конструкции [1].

Среднегеометрическая частота, Гц	125	250	500	1000	2000
$\Delta L, \text{дБ}$	11,014	11,431	10,854	12,984	8,166

Сравнивая эффективности звукопоглощающей облицовки аудитории 415э и теоретически разработанной звукопоглощающей облицовки аудитории 413э получим данные (рис. 9).

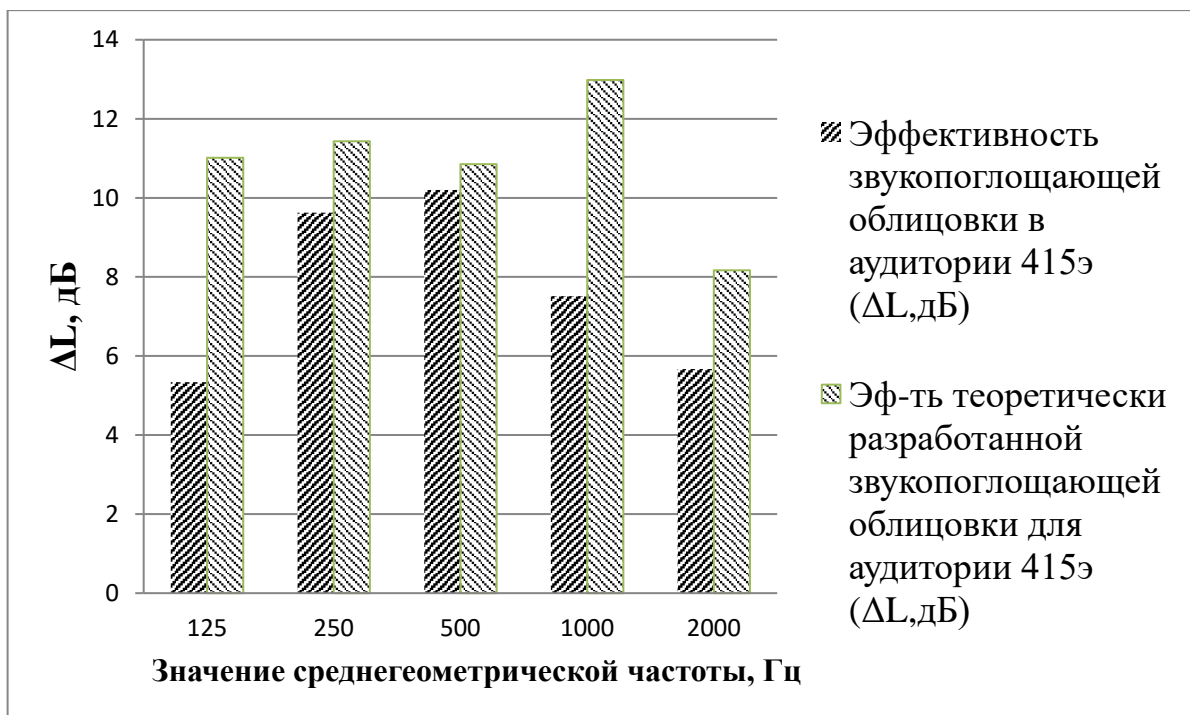


Рис. 9. Эффективность разработанной облицовки.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В ходе исследовательской работы проводилась экспериментальная оценка средних коэффициентов звукопоглощения по формулам Эйринга и Сэбина в лекторской аудитории МГТУ им. Н.Э. Баумана факультета Энергомашиностроения 415э на основании определения времени реверберации T_{30} . Измеренные величины времени реверберации свидетельствуют о недостаточном коэффициенте звукопоглощения в лекторской аудитории, что не соответствует нормам и ухудшает разборчивость речи.

2. На созданной экспериментальной установке проведено измерение коэффициента звукопоглощения стандартной панели RUB 210.60 с воздушным зазором от 0 до 125 мм. Наилучшие результаты для удовлетворения требований к лекторским аудиториям получены при зазоре 105 мм. В процессе исследования влияния перфорации диаметром отверстий 4 мм и 6 мм на акустическую эффективность была определена наилучшая конструкция, состоящая из перфорированной панели с отверстиями 4 мм и воздушным зазором 125 мм.

3. Проведенный расчет предполагаемой эффективности усиленной акустической обработки потолка и части стен в аудитории 415 показал положительный эффект для создания оптимальных условий лекторского труда.

ЛИТЕРАТУРА

1. Справочник проектировщика. Защита от шума. /Под ред. Юдин Е. Я./ Москва. Стройиздат. 1974. С. 13, 64-65
2. Статья «Формулы Эйринга и Сэбина» на сайте <https://studopedia.org/8-149883.html>
3. Статья «Потолочная система Армстронг» на сайте <http://srbu.ru/potolki/174-potolok-armstrong-tekhnicheskie-kharakteristiki.html>.

ТОЧНОЕ РЕШЕНИЕ В ЗАДАЧЕ О НЕУСТОЙЧИВОСТИ ЦИЛИНДРА В ЦИРКУЛЯЦИОННОМ ПОТОКЕ

М.А. Юдин, В.Ф. Копьев, С.А. Чернышев

Центральный аэрогидродинамический институт им. Н.Е. Жуковского, Москва

E-mail: mikleudin@ya.ru

В работе рассматривается устойчивость незакрепленного цилиндра в циркуляционном потоке вязкой несжимаемой жидкости, ограниченном внешним неподвижным цилиндром. Положением равновесия является коаксиальное расположение двух цилиндров. Ранее были получены условия устойчивости для течений с постоянной завихренностью между цилиндрами и малой переменной завихренностью [1,2]. В данной работе исследуется точное решение задачи для немалой завихренности убывающей обратно пропорционально расстоянию от центра внутреннего цилиндра. В задаче найдены собственные частоты колебаний и проанализированы потоки энергии в течении.

Ключевые слова: сдвиговая неустойчивость, колебания, цилиндр, решение, поток, энергия.

ВВЕДЕНИЕ

Данная работа является продолжением работ авторов по изучению сдвиговой неустойчивости. Сдвиговая неустойчивость может возникать как в плоскопаралельных течениях, так и в трехмерных. Одним из трехмерных течений, представляющих большой интерес для изучения, является вихревое кольцо. Вероятно, именно сдвиговая неустойчивость приводит к турбулизации атмосферы вихревого кольца [3]. Но изучение сдвиговой неустойчивости в сложном трехмерном объекте представляет большие трудности. В [1] была предложена система, состоящая из упруго закрепленного цилиндра и циркуляционного потока, в которой можно выделить сдвиговую неустойчивость, связанную с потоком энергии из критического слоя в течении к колебаниям цилиндра. При дальнейшем рассмотрении была решена задача об устойчивости цилиндра, обтекаемого органичным потоком жидкости [2]. При этом были рассмотрены несколько течений: потенциальное течение, течение с постоянной завихренностью и течение с малой монотонной завихренностью.

В данной работе представлено решение для немалой монотонно убывающей завихренности. Точное решение было получено для завихренности обратно пропорциональной радиусу. В работе использовался аппарат поля смещения. Так же для полученных собственных колебаний были построены потоки энергии в течении.

1. ОБЩИЙ МЕТОД РЕШЕНИЯ

Данная глава посвящена общему подходу к решению данной задачи. Рассмотрим течение в ограниченной области между двумя цилиндрами (рис. 1). При этом внутренний цилиндр радиуса a может совершать колебания, а внешний радиуса R – жестко закреплен. Циркуляционный поток между цилиндрами состоит из потенциальной части и завихренности обратно пропорциональной радиусу. Таким образом угловая скорость

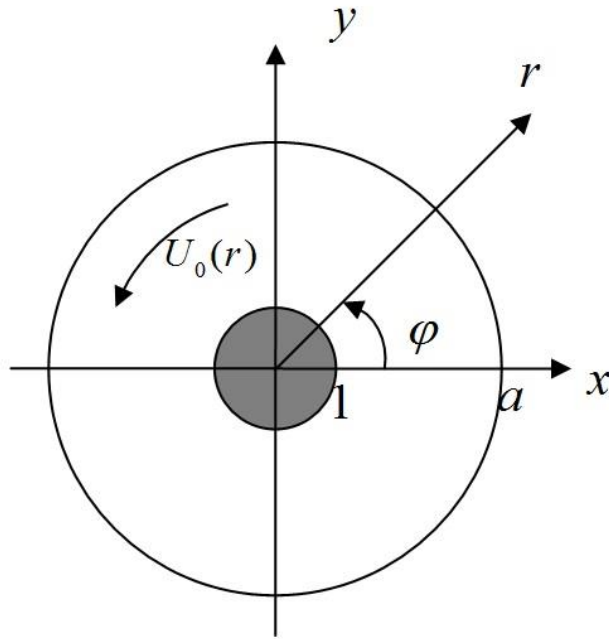


Рис.1. Область течения

$$U_0(r) = \frac{U_m}{r^2} + \frac{\Omega_1}{r}, \quad (5)$$

Далее решается спектральная задача, т.е. все решения ищутся в виде пропорциональном $\exp(im\varphi - i\omega t)$. Используя результаты [2] можно получить выражение для радиальной компоненты поля смещения

$$\varepsilon^r = \frac{\xi_0}{I(a)} I(r), \quad I(r) = \int_r^R \frac{dr'}{r'^3 (U_0(r') - \omega)^2} \quad (2)$$

и уравнение для частот собственных колебаний

$$D(\omega) = -\omega^2 + \gamma \left(\omega^2 - \frac{1}{a^2 I(a)} \right) \quad (3)$$

где γ – отношение плотностей жидкости, заполняющей пространство, и внутреннего цилиндра.

Интеграл (2) может быть вычислен точно в случае течения с угловой скоростью (1).

$$I(r) = \frac{(-r+R)(2U_m\omega(r+R) - U_m\Omega_1 + rR\omega\Omega_1)}{L^2(U_m + r(\Omega_1 - r\omega))(U_m + R(\Omega_1 - R\omega))} + \frac{\Omega_1}{L^3} \ln \frac{(2r\omega - \Omega_1 - L)(2R\omega - \Omega_1 + L)}{(2R\omega - \Omega_1 - L)(2r\omega - \Omega_1 + L)} \quad (4)$$

где $L = \sqrt{4U_m\omega + \Omega_1^2}$.

Значение (4) в точке $r = a$ необходимо для решения дисперсионного уравнения (3). $I(a)$ – многозначная функция комплексной переменной ω . Проведем разрез по действительной оси $U_0(R) < \omega < U_0(a)$ и выберем ветвь функции так, что она действительная при всех действительных ω справа от разреза.

Решая численно уравнения (3) получим собственные частоты колебаний. Подставляя собственные частоты в (2) и используя (4) получим радиальную компоненту поля смещения.

$$\text{Поток энергии через коаксиальные окружности } J(r) = \int_0^{2\pi} (p + rU_0 v_\varphi) v_r r d\varphi \quad [4].$$

Используя связь между возмущениями скорости и полем смещения $v^r = (-i\omega + iU_0(r))\varepsilon^r$ и условие бездивергентности скорости, найдем компоненты возмущения скорости. Из уравнений Эйлера найдем возмущения давления и вычислим поток энергии в течении.

2. АНАЛИЗ ПОЛУЧЕННЫХ РЕШЕНИЙ

Рассмотрим два случая: случай малой завихренности и случай большой завихренности. Для первого случая задача была решена аналитически ранее. Неустойчивость осуществляется за счет потока энергии из критического слоя к колебаниям цилиндра и остального течения. Проверим это с помощью точного решения, полученного в работе, положив параметры задачи такими, что завихренность мала ($U_m = 1, \Omega_1 = 0.01, a = 1, R = 5$). На рис. 2 представлены потоки энергии $J(r)$ в зависимости от радиуса окружности.

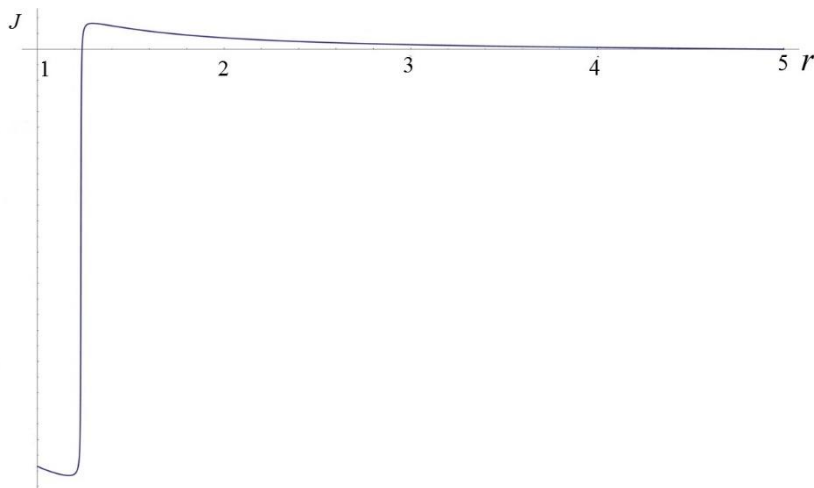


Рис. 2. Поток энергии для случая малой завихренности.

Энергия поступает в течение из слоя где производная потока положительна, т.е. $\frac{dJ(r)}{dr} > 0$. Видно что критический слой хорошо локализован. На левой границе поток энергии отрицателен, т.е. направлен из течения к колебаниям цилиндра. Вне критического слоя производная потока энергии отрицательно, что соответствует поглощению энергии на нарастание колебаний.

Для второго случая ожидалось, что область течения из которой поступает энергия к колебаниям остального течения и цилиндра увеличится, так как в этом случае отсутствует четко локализованный критический слой. Поток энергии $J(r)$ для параметров задачи ($U_m = 1, \Omega_1 = 0.5, a = 1, R = 5$) представлен на рис. 3.

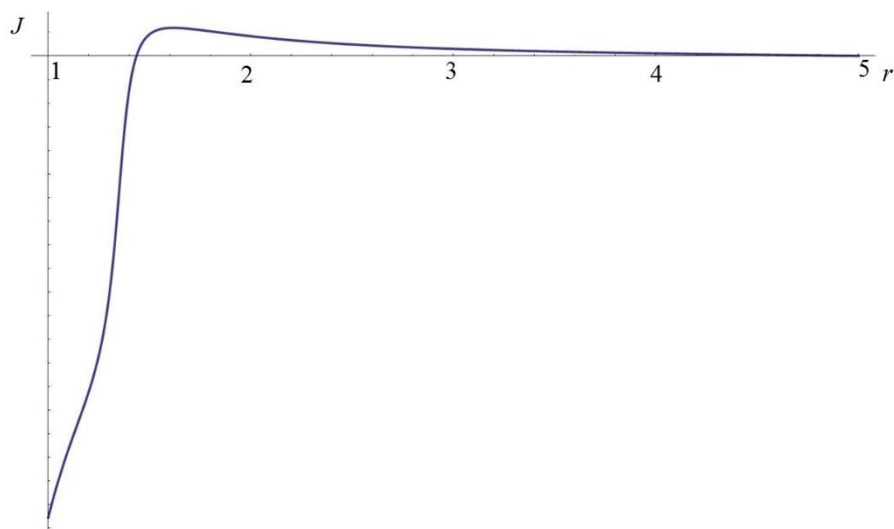


Рис. 3. Поток энергии для случая малой завихренности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе получено точное решение для поля смещения в циркуляционном течении с монотонно убывающей завихренностью. Найдены собственные колебания системы, а также потоки энергии. Точное решение с подстановкой в него малой завихренности переходит в аналитическое решение для малой завихренности, полученное ранее. Критический слой из которого происходит отток энергии к колебаниям хорошо локализуется в течении. Для случая немалой завихренности критический слой не является тонким, а представляет из себя некоторую область, что и показано в работе.

Сдвиговая неустойчивость проявляется в исследуемом течении с немалой монотонной завихренностью. Основным отличием от ранее полученных результатов с малой завихренностью является не локализованность критического слоя в течении.

Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (грант №16-01-00746).

ЛИТЕРАТУРА

1. Копьев В.Ф., Чернышев С.А. Неустойчивость колеблющегося цилиндра в циркуляционном потоке несжимаемой жидкости// Изв. РАН МЖГ. 2000 . № 6. С. 78-92.
2. Копьев В.Ф., Чернышев С.А., Юдин М.А. Неустойчивость цилиндра в циркуляционном потоке несжимаемой идеальной жидкости. // Прикладная математика и механика. 2017. Т. 81 № 2. С. 216-229
3. Копьев В.Ф., Чернышев С.А. Колебания вихревого кольца, возникновение в нем турбулентности и генерация звука. // Успехи физических наук. 2000. Т. 170 № 7. С. 713-742.
4. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика. Т.6. Гидродинамика. М.: Наука, 1986. 736 с.

СРАВНЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОГЛОЩЕНИЯ ЗВУКА В ПОМЕЩЕНИИ ПЛОСКИМ ПОТОЛКОМ И ОБЪЕМНЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

О.А. Юкова¹, Н.Г. Канев^{1,2}

¹Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва

²Акустический институт им. Н.Н. Андреева, Москва

E-mail: yukova15@mail.ru

В докладе приводятся результаты измерения времени реверберации в модели прямоугольного помещения с объемными звукопоглощающими элементами. Проанализировано влияние отношения звукопоглощающих элементов от потолка и способа их расположения – горизонтального или вертикального. Проведено сравнение эффективности плоского звукопоглощающего потолка и объемных элементов.

Ключевые слова: звук, поглотитель, реверберация, масштабное моделирование

ВВЕДЕНИЕ

Объемные звукопоглощающие элементы, иногда называемые «баффлы», широко используются на практике. Как правило, они выполняются из волокнистого или пористого материала и могут иметь произвольную форму. Так же для их изготовления применяют перфорированные металлические листы. Сравнительно недавно предложены баффлы в виде надуваемых «подушек» из полимерного материала [1].

Исследованиям акустических свойств объемных поглотителей в различных условиях посвящён ряд работ. Существуют публикации, в которых рассматриваются модельные эксперименты с объемными поглотителями. В работах [2-4] описан ряд экспериментов с объемными звукопоглотителями.

В [5] работе приводятся результаты исследования акустической эффективности объемных элементов в модельном физическом эксперименте. Выявлено, что способ расположения не влияет на время реверберации, а с увеличением количества поглотителей время реверберации значительно снижается. В условиях недиффузного поля установлено, что при достижении некоторого количества элементов на потолке время реверберации достигает минимального значения. Использование большего количества элементов не приводит к снижению времени реверберации. В настоящей работе представлены результаты дальнейших экспериментальных исследований. Для исследований выбрана регулярная форма – прямоугольный параллелепипед, поскольку такая форма характерна для многих помещений. Проведено исследование эффективности объемных поглотителей при различных способах их размещения на потолке, а также проведено сравнение эффективности объемных поглотителей звука в сравнении с плоским звукопоглощающим потолком.

1. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Акустические измерения проведены на стенде, внешний вид которого изображен на рис. 1. Стенд представляет собой макет помещения, рядом с которым размещен усилитель мощности 4, звуковая карта 5.

Макет содержит четыре стационарные стены, пол и откидную крышку-потолок. Внутренние размеры помещения составляют 70х40х40 см. Корпус изготовлен из

древесностружечных плит (ДСП), облицованных декоративным покрытием. В камеру помещены источник (динамик) 1 и приемник звука (микрофон) 3. Гнезда для подключения усилителя мощности 4 находятся на панели управления, размещенной на передней стенке макета. В качестве средства звукопоглощения используются объемные поглотители 2, выполненные в виде параллелепипедов из звукопоглощающего материала (пенополиуретан). 8×4 см толщиной 1,5 см.

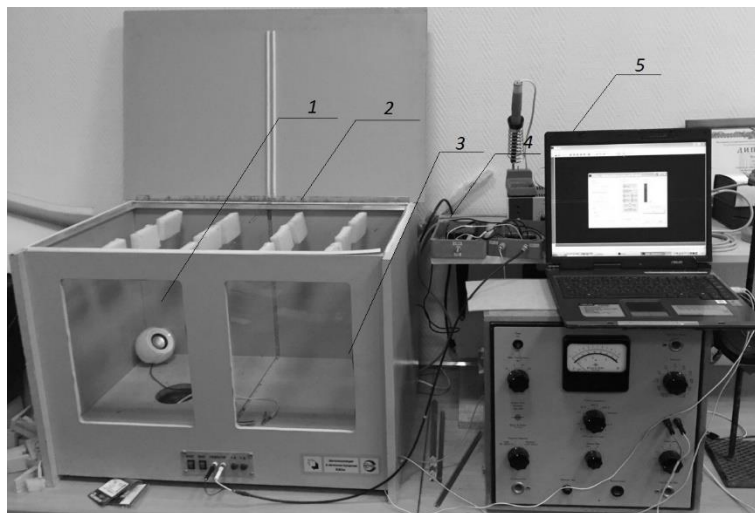


Рис. 1. Экспериментальная установка: источник звука(1), объемные поглотители(2), приемник(3), усилитель мощности(4), звуковая карта(5)

Объемные элементы закрепляются к сетке, выполненной из тонкой проволоки, закрепленной на металлическую рамку, совпадающую с размерами помещения. Перемещение рамки по высоте помещения позволяет регулировать относ. элементов от потолка.

2. ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЗВУКОПОГЛОТИТЕЛЕЙ В ДИФфуЗНОМ ПОЛЕ, ПРИ РАЗЛИЧНОМ ОТНОСЕ ПОГЛОТИТЕЛЕЙ ОТ ПОТОЛКА

Исследование характеристик звукопоглощения объемных элементов проведено в условиях диффузного звукового поля. На рис. 2 представлена физическая модель диффузного звукового поля с девятнадцатью звукорассеивающими элементами, имеющими форму клина. Ранее экспериментально показано [8], что такое количество обеспечивает диффузность, необходимую для выполнения закона Сэбина.

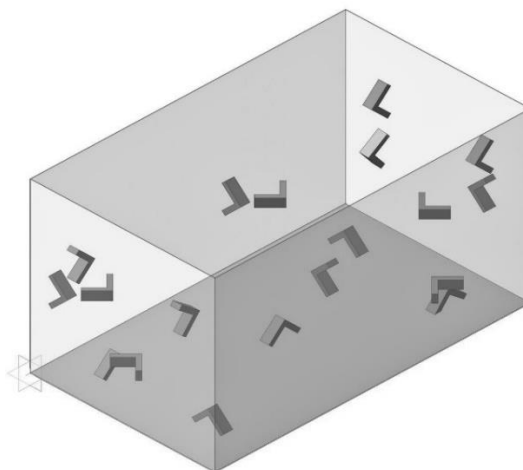


Рис. 2. Физическая модель диффузного звукового поля

В первой серии эксперимента проведено исследование звукопоглотителей расположенных с отнесом от потолка. Поскольку установлено, что схема расположения элементов не влияет на их эффективность, дальнейшие исследования проводятся для шахматной схемы расположения элементов [5]. На рис. 3 (а, б) представлен принцип размещения звукопоглощающих элементов.

Проведены измерения времени реверберации для различного количества поглотителей: 9 и 18 шт. Относ от 0 до 20 см, с шагом в 2см.

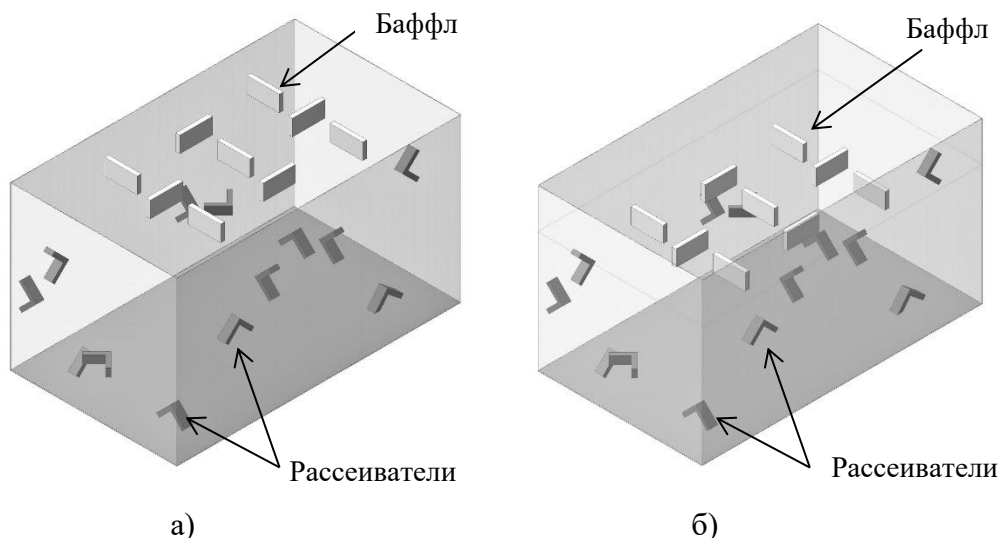


Рис. 3. Расположение звукопоглотителей (а) без отнеса, (б) с отнесом 10 см

Рассчитанные по результатам измерения времени реверберации значения эквивалентной площади звукопоглощения одного элемента на частотах 4 и 8 кГц для девяти и восемнадцати поглотителей, приведены на рис. 4 и 5.

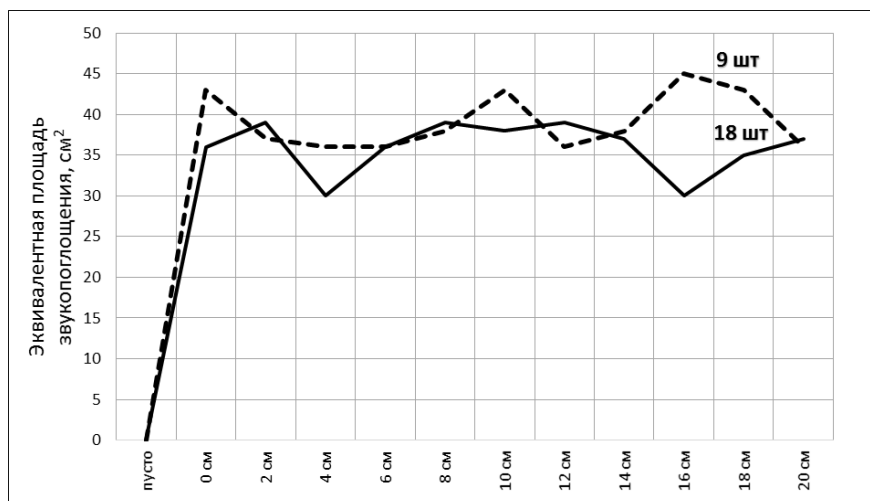


Рис. 4. Эквивалентная площадь звукопоглощения на частоте 4000 Гц в зависимости от отнеса звукопоглощающих элементов от потолка

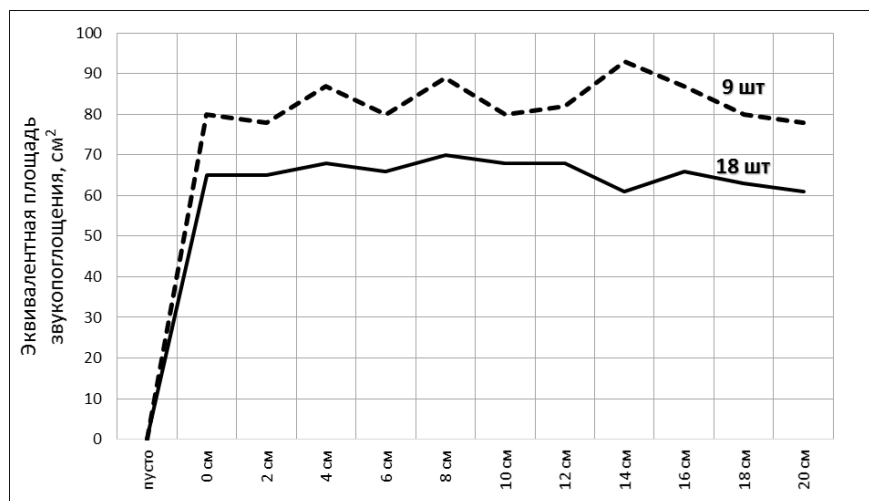


Рис. 5. Эквивалентная площадь звукопоглощения на частоте 8000 Гц в зависимости от отношения звукопоглощающих элементов от потолка

По результатам эксперимента выявлено, что относительное положение поглотителей незначительно влияет на их эффективность – эквивалентная площадь звукопоглощения практически не меняется при изменении расстояния между потолком и плоскостью, на которой расположены исследуемые элементы. Таким образом, относительное положение элементов от потолка может быть произвольным, это расширяет возможность использования объемных элементов для коррекции акустики помещений.

3. ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЗВУКОПОГЛОЩЕНИЯ ПРИ ГОРИЗОНТАЛЬНОМ И ВЕРТИКАЛЬНОМ РАЗМЕЩЕНИИ

Во второй серии измерений проведено исследование способа расположения объемных элементов на их эффективность поглощения. Применены аналогичные мероприятия, для обеспечения диффузности звукового поля (рис. 2).

Проведены измерения времени реверберации при наличии в помещении 9 или 18 элементов, при этом прямоугольные звукопоглощающие элементы располагаются горизонтально или вертикально. На рис. 6 представлена схема размещения звукопоглощающих элементов. С учетом результатов предыдущей серии измерений.

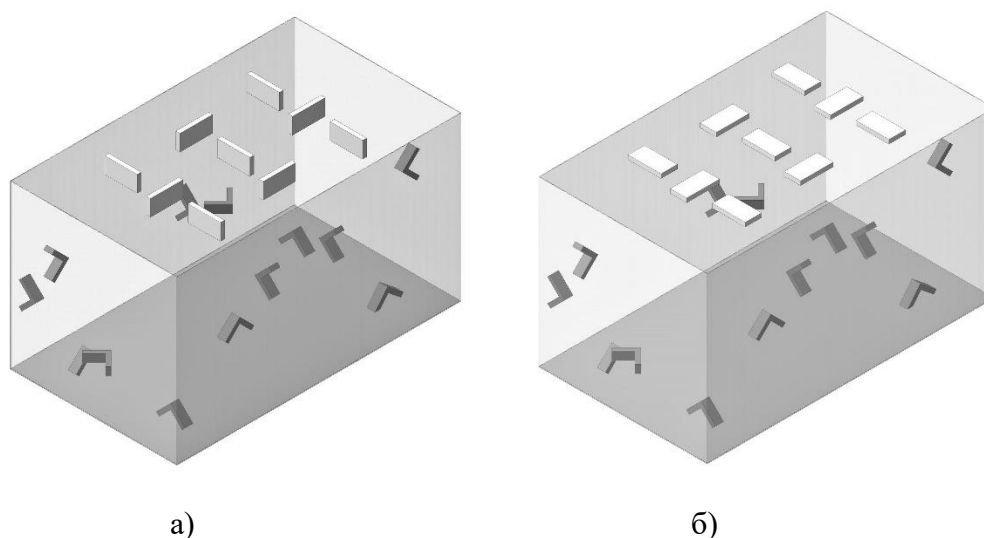


Рис. 6. Расположение звукопоглотителей (а) вертикально, (б) горизонтально

По результатам измерения времени реверберации определена эквивалентная площадь звукопоглощения A системы звукопоглощающих элементов. Введем безразмерное сечение поглощения одного элемента:

$$\sigma = \frac{A}{nS_0},$$

где n – количество звукопоглощающих элементов, $S_0 = 32 \text{ см}^2$ – площадь боковой поверхности элемента.

В табл. 1 представлены рассчитанные значения σ для частот 4000 и 8000 Гц.

Таблица 1. Безразмерное сечение поглощения σ одного элемента в зависимости от расположения звукопоглощающих элементов

Число баффлов	9 шт		18 шт	
	вертикально	горизонтально	вертикально	горизонтально
Частота 4 кГц	1,45	2,06	1,34	2,92
Частота 8 кГц	1,72	1,65	1,71	1,26

По результатам эксперимента выявлено, что более эффективно горизонтальное расположение элементов по сравнению с вертикальным на 8000 Гц, на 4000 Гц, напротив, вертикальное расположение позволяет эффективнее снизить время реверберации.

4. СРАВНЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЗВУКОПОГЛОЩЕНИЯ ОБЪЕМНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ И ПЛОСКОГО ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩЕГО ПОТОЛКА

В третьей серии эксперимента проведено сравнение эффективности звукопоглощения объемных элементов и плоского звукопоглощающего потолка в условиях недиффузного поля. С практической точки зрения в прямоугольных помещениях часто поле недостаточно диффузно, поэтому использование стандартных расчетов времени реверберации оказывается неприменимым. Экспериментальные данные позволяют сравнить эффективность различных решений. Представляет интерес сравнить объемные поглощающие элементы с плоским потолком.

Проведены измерения времени реверберации для плоского звукопоглощающего потолка и различного количества поглотителей: 9, 18 и 27 шт. Измеренное значение времени реверберации в зависимости от количества элементов представлено на рис. 7. Точками на рис. 7 указано время реверберации в помещении с плоским поглощающим потолком на частотах 4 и 8 Гц.

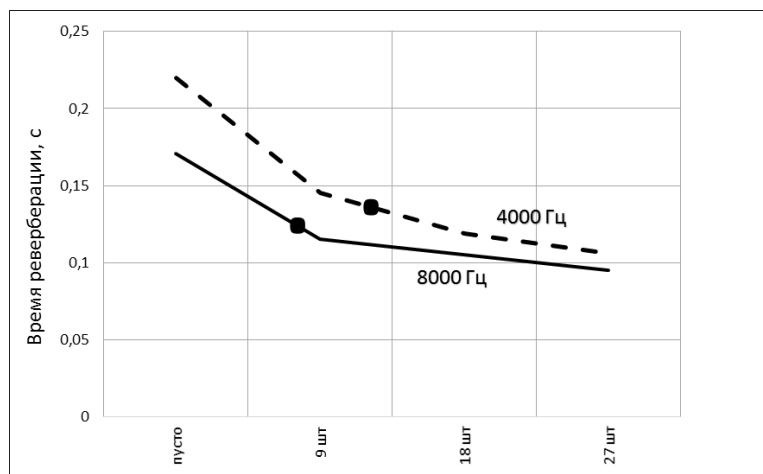


Рис. 7. Значения времени реверберации при объемных поглотителях и плоском звукопоглощающем потолке на частотах 4000 Гц и 8000 Гц

Для изготовления одного объемного элемента потребовался звукопоглощающий поролон площадью 32 см² и толщиной 1,5 см, в свою очередь для звукопоглощающего потолка потребовался звукопоглощающий поролон площадью 2800 см² такой же.

По данным, приведенным на рис. 7 видно, что на частоте 4000 Гц, при использовании 12,5 объемных элементов достигается время реверберации, соответствующие модели с плоским звукопоглощающим потолком. Для изготовления объемных образцов использовался звукопоглощающий поролон площадью 400 см². На частоте 8000 Гц потребовалось 7,5 элементов общей площадью 240 см².

По результатам эксперимента выявлено, что для достижения одного значения времени реверберации потребуется меньшее количество звукопоглощающего материала при использовании объемных элементов в сравнении с плоским звукопоглощающим потолком: на частоте 4000 Гц в 7 раз меньше, на частоте 8000 Гц более чем в 10 раз меньше.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей работе приведены результаты модельного эксперимента по исследованию эффективности объемных звукопоглощающих элементов. Проведены измерения времени реверберации для различного количества и способов расположения поглотителей звука на потолке помещения.

По результатам эксперимента выявлено, что относительное количество поглотителей может быть произвольным, и расстояние между потолком и плоскостью, на которой располагаются элементы, не ограничивает выбор решения по коррекции акустики с помощью объемных звукопоглощающих элементов.

Экспериментально выявлено, что более эффективно горизонтальное расположение элементов по сравнению с вертикальным. Объемные элементы при одинаковом расходе звукопоглощающего материала более эффективны по сравнению с плоским звукопоглощающим потолком. На частоте 8000 Гц затраты на материал разнятся более чем в 10 раз.

Данные результаты исследования могут быть применены на практике: выбор в пользу объемных поглотителей позволяют снизить затраты на поглощающий материал, а одинаковая эффективность при относительном количестве поглотителей от потолка позволяет воплотить любые интерьерные проекты.

ЛИТЕРАТУРА

1. Adelman-Larsen N.W. Rock and Pop Venues: Acoustic and Architectural Design. Springer-Verlag, Berlin. 2014.
2. Hodgson M. Evaluation of the performance of suspended baffle arrays in typical industrial sound fields. Part I. 1:8 scale-model experiments // The Journal of the Acoustical Society of America. V.97 (1). 1995. P. 339-347.
3. Hodgson M. Evaluation of the performance of suspended baffle arrays in typical industrial sound fields. Part II. Prediction // The Journal of the Acoustical Society of America. V.97 (1). 1995. P. 349-357.
4. Yang W. and Hodgson M. Ceiling baffles and reflectors for controlling lecture-room sound for speech intelligibility // The Journal of the Acoustical Society of America. V.121 2007. P. 3517-3526.
5. Barron M. Auditorium Acoustic Modelling Now // Applied Acoustics. V. 16. 1983. P.279-290.
6. Юкова О. А., Канев Н.Г. Исследование эффективности объемных поглотителей звука в модельном эксперименте // Сборник трудов конференции «Акустика среды обитания», МГТУ им. Баумана. 2017. С.213-220.

7. Воронина Н.Н. Масштабное моделирование акустических характеристик слоев волокнистых звукопоглощающих материалов // Акустический журнал. 1971. Т. 17. № 2. С.229-234.
8. Трушина П.А., Канев Н.Г. Измерение коэффициента рассеяния звука в масштабной модели прямоугольного помещения // Учен. зап. физ. фак-та Моск. ун-та. 2017. № 5. 1751112.
9. Caldwell H., Yadav M., Cabrera D. Comparison of ceiling absorption placement configurations in a corridor // Proc. Acoustics-2017, Perth, Australia P. 1-9.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОДАЛЬНОГО СОСТАВА ЗВУКОВОГО ПОЛЯ В ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ КАНАЛЕ С ПОМОЩЬЮ МИКРОФОННОЙ РЕШЕТКИ

М.А. Яковец, Н.Н. Остриков, М.С. Ипатов, И.В. Панкратов

Центральный аэрогидродинамический институт им. Н.Е. Жуковского, Москва

E-mail: aeroacoustics@tsagi.ru

Настоящая работа посвящена проблемам настройки генератора звуковых азимутальных мод в канале модели воздухозаборника и определения модального состава сгенерированного поля с помощью микрофонной решетки. Рассмотрены различные методы настройки системы динамиков и разработан высокоточный метод настройки генератора азимутальных мод с учетом разных электроакустических параметров динамиков. На основе использования многомикрофонной решетки, устанавливаемой на срезе канала, разработан и реализован метод определения азимутальной и радиальной структуры звукового поля при условии генерации в канале только нескольких доминирующих коррелированных мод.

Ключевые слова: цилиндрический канал, модальный состав, микрофонная решетка

Численное моделирование, выполненное в работе [1], продемонстрировало существенное различие в диаграммах направленности излучения акустических мод из воздухозаборника при работе в статическом режиме (реализуется только всасывающий поток без спутного потока) по сравнению с режимом полета (одновременно реализуется всасывающий и спутный потоки). Было показано, что существенное изменение направленности излучения является результатом комбинированного действия эффектов дифракции и рефракции, реализованных вблизи открытого конца канала из-за сильной неоднородности всасываемого потока в статических условиях.

Настоящая работа посвящена проблеме настройки генератора азимутальных мод для обеспечения возможности генерации различных заданных мод в канале воздухозаборника с целью исследования различий в диаграмме направленности излученного из канала поля в статических и полетных условиях. Схема экспериментальной испытательной установки, предназначенной для установки в заглушенной камере АК-2 ЦАГИ, представлена на рис. 1. Испытательная установка может работать либо в статических условиях (входящий поток отсутствует), либо в условиях полета со скоростями потока до 80 м/с. Основная часть этой испытательной установки представляет собой маломасштабный воздухозаборник диаметром 20 см.

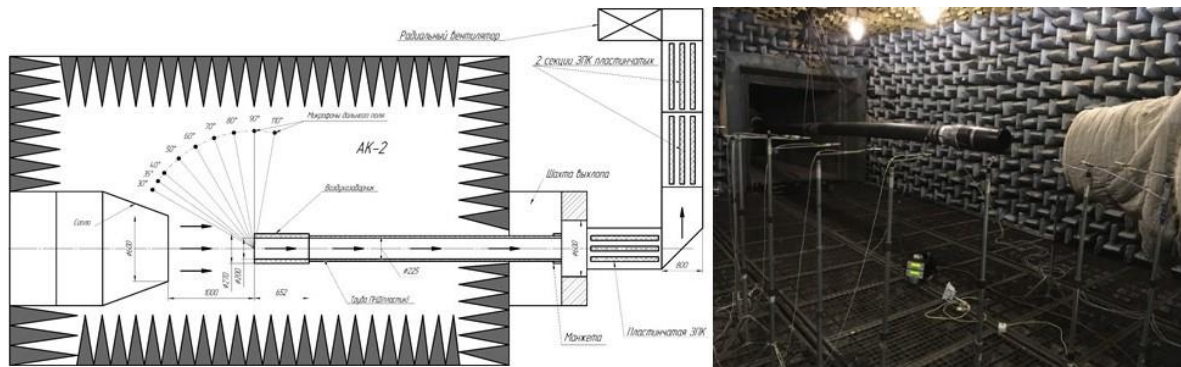


Рис. 1 – Схема (слева) и фотография (справа) собранной экспериментальной установки в заглушенной камере АК-2.

Маломасштабная модель воздухозаборника с внутренним диаметром 20 см содержит 12 встроенных громкоговорителей, расположенных по кругу и питаемых от генератора сигналов типа В&К 3560. Звуковое поле в канале измеряется с помощью решетки из 48 микрофонов, установленных заподлицо на дополнительной секции канала у открытого конца воздухозаборника (рис. 2).

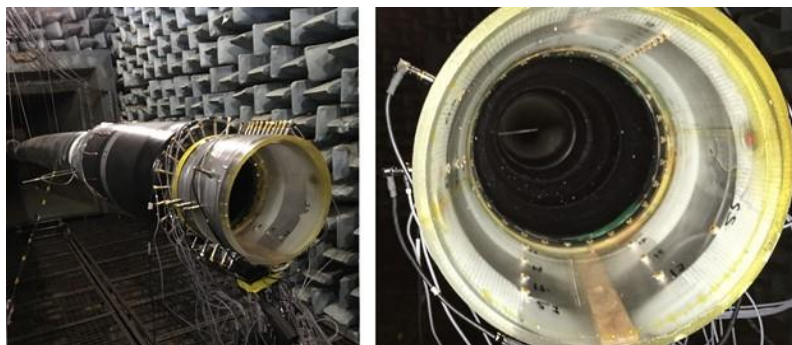


Рис. 2 – Расположение 48-ми микрофонной решетки относительно канала воздухозаборника.

Проблема генерации звукового поля с заданной модальной структурой возникает из-за следующей особенности. Хорошо известно, что если акустические драйверы абсолютно идентичны, а электрические сигналы, подаваемые на каждый из двух соседних драйверов, имеют одинаковые амплитуды и следующие одинаковые фазовые сдвиги

$$\Delta\phi = \frac{2\pi m_0}{K}, \quad (1)$$

где K - число акустических драйверов, то азимутальные вращающиеся моды с азимутальными числами $m = m_0 + lK$ (l произвольное целое число) генерируются в канале с одинаковыми амплитудами. Различные азимутальные вращающиеся моды (каждая азимутальная мода представляет собой набор мод с некоторыми радиальными числами) могут быть реализованы в канале путем изменения целого числа m_0 . Однако акустические драйверы, изготовленные в одной партии, как обычно, отличаются по электроакустическим параметрам. В результате теряется управляемость генерации азимутальных мод по фазовому сдвигу (1).

Рассмотрены различные методы настройки системы динамиков и разработан высокоточный метод настройки генератора звукового поля с заданным модальным составом с учетом разных электроакустических параметров динамиков, основанный на том, что влияние разных громкоговорителей друг на друга во время их совместной работы незначительно в условиях рассматриваемой модели воздухозаборника. Таким образом, звуковое поле, генерируемое несколькими драйверами для данных электрических сигналов, представляет собой суперпозицию звуковых полей, предоставляемых этими драйверами, работающих по одинаковым электрическим сигналам отдельно. Эта особенность позволяет предложить способ настройки системы генерации мод, который может быть реализован на полностью собранном испытательном стенде с кольцевой решеткой микрофонов, установленной на крае воздухозаборника.

На шаге 1 настройки выбирается частота настройки, и далее последовательно по одиночке запускается каждый из драйверов, причем на них подается один и тот же гармонический электрический сигнал с амплитудой напряжения и нулевым сдвигом фазы по отношению к несущей фазе системы генерации. В результате, измеренное давление на микрофоне m ($m = 1, \dots, M$) от драйвера j ($j = 1, \dots, S$) в комплексной форме имеет вид:

$$p_m^j = A_m^j e^{i\Delta\varphi_m^j}, \quad (2)$$

где $\Delta\varphi_m^j$ – разность фаз между микрофонами с номером m и 1, S – число драйверов и M – число микрофонов в решетке.

На шаге 2 настройки на выбранной частоте настройки совместно запускаются все драйверы, причем на каждый них подается один и тот же гармонический электрический сигнал с амплитудой напряжения и нулевым сдвигом фазы по отношению к несущей фазе системы генерации, т.е. каждый драйвер работает при тех же условиях, что были реализованы на первом шаге настройки при их одиночной работе. Сигнал на микрофоне с номером m имеет вид

$$p_m^{sum} \equiv A_m^{sum} e^{i\Delta\varphi_m^{sum}} = \sum_{j=1}^S e^{i\alpha_j} p_m^j, \quad (3)$$

где α_j – неизвестный сдвиг фаз между электрическим сигналом на драйвере j и акустическим сигналом.

На шаге 3 настройки используются данные, полученные с микрофонов круговой решетки на предыдущих шагах, на основе которых вычисляются искомые сдвиги фаз α_j на каждом акустическом драйвере с помощью метода наименьших квадратов

$$\Phi(\alpha_1, \dots, \alpha_S) = \sum_{m=1}^M \left| \sum_{j=1}^S e^{i\alpha_j} p_m^j - p_m^{sum} \right|^2 \rightarrow \min. \quad (4)$$

На шаге 4 настройки выполняется определение для каждого акустического драйвера таких коэффициентов усиления исходного напряжения и сдвигов фаз по отношению к несущей фазе системы генерации PULSE, при которых достигается изначально заданная реализуемая азимутальная структура звукового поля вблизи открытого конца воздухозаборника. Согласно принципу суперпозиции, если $D_j = d_j e^{i\Delta\beta_j}$ ($j=1, \dots, S$) комплексный параметр определяющий настройку драйвера, где d_j коэффициент усиления и $\Delta\beta_j$ - сдвиг фаз для электрического сигнала, тогда комплексная амплитуда распространяющейся азимутальной моды \tilde{C}_l ($l=-r, \dots, -1, 0, 1, \dots, r$, $N=2r+1$, N - число распространяющихся мод на выбранной частоте) реализуется в канале и выражается через комплексные амплитуды C_l^j азимутальных мод, генерируемых p_m^j (2) на шаге 1 в следующем виде:

$$\tilde{C}_l = \sum_{j=1}^S e^{i\alpha_j} C_l^j \cdot D_j. \quad (5)$$

где:

$$C_l^j = \frac{1}{M} \sum_{m=1}^M \hat{p}_m^j \cdot e^{i \frac{2\pi l(m-1)}{M}}.$$

Для генерации предварительно заданных азимутальных мод выражения (5) следует рассматривать как линейные, в которых амплитуды \tilde{C}_l заданы для заданной частоты, а комплексные параметры D_j должны быть найдены. Однако число распространяющихся мод в канале N обычно больше, чем количество драйверов. Поэтому система (5) не может быть решена для произвольных амплитуд \tilde{C}_l , но для решения системы уравнений (5) комплексные векторы \tilde{C}_l должны принадлежать линейному комплексному подпространству Ξ имеющего размерность S и базисные векторы $\{e^{i\alpha_1} C_l^1, \dots, e^{i\alpha_S} C_l^S\}$.

Выбор реализованной азимутальной структуры может осуществляться различными способами путем выбора подходящего вектора \tilde{C}_l внутри подпространства Ξ , которые зависят от целей и задач тестов. Дальнейшие результаты представлены для случаев, когда векторы \tilde{C}_l взяты как ортогональная проекция векторов в виде:

$$\tilde{C}_l^{(l_0)} = \begin{cases} 1 & \text{at } l = l_0 \\ 0 & \text{at } l \neq l_0 \end{cases}$$

в подпространстве Ξ . В этом случае, азимутальная мода с номером l_0 обозначена как ‘целевая мода’.

Результаты настройки системы генерации мод показали, что на всех частотах имеются значения параметров, при которых доминирует ряд мод, превышающих амплитуду остальных более чем на 5 дБ. Кроме того, существуют значения параметров, при которых доминирует только одна азимутальная мода, что не может быть реализовано с совершенно идентичными акустическими драйверами.

Разработанный метод был испытан в заглушенной камере АК-2. Генерировались различные целевые моды с полученной настройкой для значений величин сигналов и фазовых сдвигов. В случае отсутствия потока среднее отклонение измеренного распределения амплитуд азимутальных мод от заданных значений составляет 1.2 дБ для всех распространяющихся мод. При наличии в канале потока воздуха со скоростью 40 м/с среднее отклонение возрастает до 5 дБ, однако отклонение амплитуд доминирующих мод не превышает 1.5 дБ. Пример сравнения азимутальной структуры при различных скоростях потока в канале представлен на рис. 3.

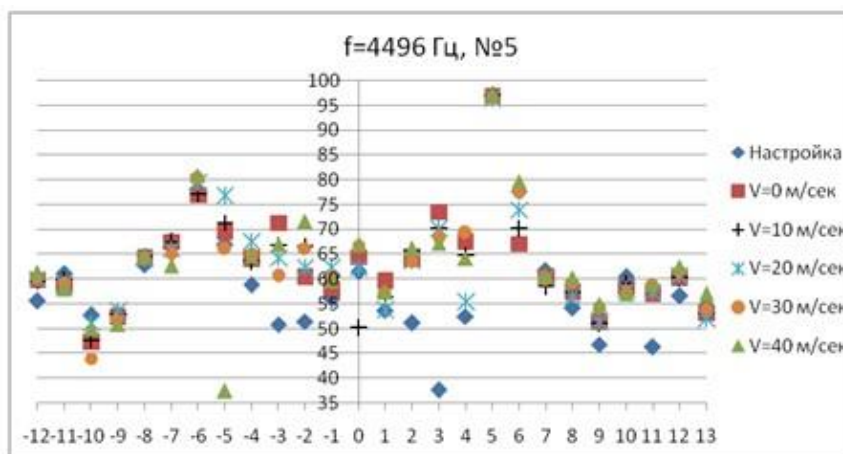


Рис. 3 – Генерация 5-ой целевой моды на частоте 4496 Гц при различных режимах работы: амплитуды азимутальных мод при различных скоростях всасывающего потока

Полученный высокоточный алгоритм настройки генератора мод использован для изучения особенностей распространения и излучения из канала воздухозаборника различных азимутальных вращающихся мод.

Данная работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ по соглашению №14.625.21.0038 (код RFME-FI62516X0038).

ЛИТЕРАТУРА

1. С.К.В. Tam, S.A. Parrish, E. Envia, E.W. Chien. Physics of Acoustic Radiation from Jet Engine Inlets. AIAA Paper 2012-2243.

АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ АВТОРОВ

Фамилия И. О.	Стр.	Фамилия И. О.	Стр.
Аграфонова А.А.	17	Львов В.А.	17
Акиньшин Р.В.	23	Легуша Ф.Ф.	241
Астраханцева А.Д.	34	Маков Ю.Н.	177
Балакшин А.А.	241	Малец А.А.	189
Беляев И.В.	50	Мамешина Д.А.	171
Большев А.И.	189	Минаева Е.А.	177
Быков А.И.	43, 210	Миронов М.А.	97, 140
Бычков О.П.	50, 64	Нестеров Н.С.	183
Васильев Б.П.	189	Остриков Н.Н.	6, 124, 269
Васильев В.А.	54	Пальчиковский В.В	89
Гаврильев С.А.	60, 221	Панкратов И.В.	269
Глотов С.В.	207	Разрезова К.В.	189
Декан Т.	60	Савельев А.П.	207
Демьянов М.А.	64	Светлов В.В.	198, 234
Долгих Е.А.	68	Семенцов С.Г.	34
Дубская Н.А.	72	Скворцов А.Н.	207
Дудьев Т.И.	78	Скворцов В.С.	213
Еналеева С.А.	207	Смирнов С.Г.	251
Ершов В.В.	89	Трамбовецкая А.К.	210
Зайцева М.Ю.	64	Трофимов С.А.	221
Иванов М.В.	221	Тупов В.Б.	213
Иванушкина А.В.	97	Тупов В.В.	78, 144
Ионов И.А.	103	Фадеев А.С.	228
Ионов Ф.С.	113	Фараносов Г.А.	50, 64
Ипатов М.С.	124, 269	Федотов Е.С.	148
Калинин В.Н.	130	Фиев К.П.	234
Канев Н.Г.	113, 163, 171, 262	Храмцов И.В.	148
Касимов Р.Ш.	140	Худякова Н.Л.	34
Комкин А.И.	34, 43, 103, 210	Цукерников И.Е.	228
Копьев В.Ф.	23, 89, 258	Чернышев С.А.	23, 258
Копьев В.А.	50	Чижов Г.В.	241
Кузьминов А.Ю.	241	Чичварина К.С.	251
Кулькина В.А.	144	Шашурин А.Е.	198
Кутнов В.В.	154	Юдин М.А.	23, 258
Кустов О.Ю.	148	Юкова О.А.	262
Лаврова М.А.	163	Яковец М.А.	124, 269
Лаврухина М.П.	124		

Научное издание

**Акустика среды обитания: сборник трудов Третьей Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (АСО-2018).
Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 18 мая 2018 г.**

Компьютерная вёрстка А.И. Быков

Подписано в печать 14.05.2018 г.

Формат А5

Объём 17,1 п.л.

Тираж 80 экз.

Заказ

Отпечатано в типографии МГТУ им. Н.Э. Баумана
107005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр.1