



ВЕСТНИК ПНИПУ. МЕХАНИКА

№ 1, 2015

PNRPU MECHANICS BULLETIN

<http://vestnik.pstu.ru/mechanics/about/inf/>



DOI: 10.15593/perm.mech/2015.1.01

УДК 534.28

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЗОНАНСНЫХ МНОГОСЛОЙНЫХ ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

А.Н. Аношкин¹, А.Г. Захаров², Н.А. Городкова³, В.А. Чурсин³

¹Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь, Россия

²ОАО «Пермский завод „Машиностроитель“», Пермь, Россия

³ОАО «Авиадвигатель», Пермь, Россия

О СТАТЬЕ

Получена: 16 июля 2014 г.

Принята: 5 марта 2015 г.

Опубликована: 31 марта 2015 г.

Ключевые слова:

звукопоглощающие конструкции (ЗПК), резонатор Гельмгольца, шум, резонансная частота, ячейка, коэффициент звукопоглощения, процент перфорации, звуковое давление, математическая модель

АННОТАЦИЯ

Представлена математическая модель настройки многослойных звукопоглощающих конструкций (ЗПК) на заданные частоты поглощения на основе опытных данных частотных характеристик однослойных ЗПК. В качестве ЗПК рассматриваются ячеистые образцы, представляющие собой резонаторы Гельмгольца, имеющие резонансный характер звукопоглощения. На интерферометре определены резонансные частоты однослойных ЗПК ячеистого типа с различными геометрическими параметрами. Комбинирование между собой таких однослойных ЗПК и составление их в многослойную конструкцию приводит к увеличению ширины спектра звукопоглощения и увеличению коэффициента поглощения.

Математическая модель акустической системы многослойных резонансных звукопоглощающих конструкций построена на основе акустомеханической аналогии с колебательной системой, где количество степеней свободы соответствует количеству слоев ЗПК. Модель позволяет найти параметры ЗПК, настроенные на заданное соотношение резонансных частот. На основе разработанной математической модели по резонансным частотам однослойных ячеистых ЗПК аналитически определены резонансные частоты многослойных ЗПК. Экспериментальная проверка результатов расчета показала, что отличие экспериментальных и расчетных резонансных частот ЗПК составляет не более 3%. Таким образом, предложена и экспериментально подтверждена расчетно-экспериментальная методика определения геометрических параметров резонансных ячеистых заполнителей для создания многослойных ячеистых ЗПК, используемых в конструкциях авиационных двигателей.

© ПНИПУ

© Аношкин Александр Николаевич, доктор технических наук, профессор, e-mail: anoshkin@pstu.ru

Захаров Алексей Генрихович, главный конструктор, e-mail: a-zakharov@pzmash.perm.ru

Чурсин Валерий Анатольевич, ведущий эксперт, e-mail: chursin@avid.ru

Городкова Наталья Андреевна, магистр, младший научный сотрудник, e-mail: kiko@list.ru

Alexander N. Anoshkin, Doctor of Technical Sciences, Professor, e-mail: anoshkin@pstu.ru

Alexei G. Zakharov, Chief Designer, e-mail: a-zakharov@pzmash.perm.ru

Valery A. Chursin, Leading Laboratory Expert, e-mail: chursin@avid.ru

Natalya A. Gorodkova, Master, Research Associate, e-mail: kiko@list.ru

COMPUTATIONAL AND EXPERIMENTAL STUDIES OF RESONANCE SOUND-ABSORBING MULTILAYER STRUCTURES

A.N. Anoshkin¹, A.G. Zakharov², N.A. Gorodkova³, V.A. Chursin³

¹Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

²OAO "Perm plant "Mashinostroitel", Perm, Russian Federation

³OAO "Aviadvigatel", Perm, Russian Federation

ARTICLE INFO

Received: 16 July 2014
Accepted: 5 March 2015
Published: 31 March 2015

Keywords:

sound-absorbing structures (SAS), Helmholtz resonator, noise, resonance frequency, cell, sound absorption coefficient, perforation rate, sound pressure, mathematical model

ABSTRACT

The paper considers a developed mathematical model of adjusting multi-layer sound-absorbing structures in order to get the set absorption frequencies based on experimental frequency results of single-layer sound-absorbing structures. Mesh samples which are actually Helmholtz resonators are considered as sound-absorbing structures that have resonant sound absorption. Resonant frequency of a single-layer or mesh type with different geometrical parameters is defined by the acoustic device "Interferometer". Combining such one-layer sound-absorbing structures and piling it into a multilayer structure leads to the increase of sound absorbing spectral range and of sound absorption coefficient.

Mathematical model of the acoustic system in multilayer resonance sound-absorbing structures is built based on acoustomechanical analogue with resonant system, where the number of freedom degrees complies with the number of sound absorbing structures. The model helps to find the characteristics of sound-absorbing structures adjusted to the set ratio of resonance frequencies.

Resonant frequencies of multilayer sound-absorbing structures are analytically determined by means of resonance frequencies of single-layer cellular sound-absorbing structures on the basis of the mathematical model developed for the oscillatory system with several degrees of freedom. Experimental verification of the calculation results showed that the difference between the experimental and calculated resonance frequencies of sound-absorbing structures is not more than 3 %. Thus, the proposed computational and experimental technique is experimentally confirmed, and geometrical parameters of the resonant cellular aggregate to create multilayer cellular sound-absorbing structures which can be used in the construction of aircraft engines is created.

© PNRPU

Введение

В связи с ужесточением международных экологических норм достижение заданных акустических параметров авиационных двигателей является одной из основных задач, которые необходимо решать при их разработке и модернизации. Для обеспечения акустического совершенства авиационных двигателей требуется, с одной стороны, полное понимание процессов и источников возникновения шума, выявление факторов, определяющих его уровень, с другой стороны, необходим подробный анализ различных способов и мероприятий по снижению шума. Шум, создаваемый авиационным двигателем, имеет широкополосный характер с наличием тональных составляющих, существенно превышающих по уровню звукового давления широкополосные составляющие [1]. Для снижения уровня шума двигателя в настоящее время широко используются резонансные звукопоглощающие конструкции (ЗПК), настроенные на заданный частотный диапазон. Такие конструкции, по сути, представляют собой множество соединенных между собой резонаторов Гельмгольца, способных поглощать звуковые волны определенных частот в зависимости от геометрии резонаторов.

Поэтому при проектировании ЗПК необходимо правильно подобрать их параметры, обеспечивающие наиболее эффективное подавление шума двигателя на заданных частотах. Применение математических моделей и экспериментальных исследований на модельных образцах позволяет значительно снизить финансовые и временные затраты на отра-

ботку тех или иных конструктивных вариантов ЗПК. В соответствии с этим следует на начальном этапе выбрать наиболее эффективный класс ЗПК по результатам статических испытаний на интерферометре [2–31]. После этого необходимо определить акустические характеристики ЗПК в динамических условиях на установке «канал с потоком» [32–49].

Существуют различные варианты ЗПК и виды их заполнителей [50], для расчета параметров резонансных ЗПК используются методики, представленные в работах [50–54]. В настоящей статье рассматриваются однослойные ЗПК с ячеистым заполнителем (рис. 1). Для оценки резонансных частот исследуемых ЗПК используется математическая модель, разработанная на основе акустомеханической аналогии [54]. В процессе исследований на основе расчетов предварительно были определены параметры эффективной резонансной структуры ячеистых ЗПК. Далее были изготовлены образцы (рис. 2) и проведены акустические эксперименты на интерферометре для определения коэффициентов звукопоглощения ЗПК с выбранной структурой.

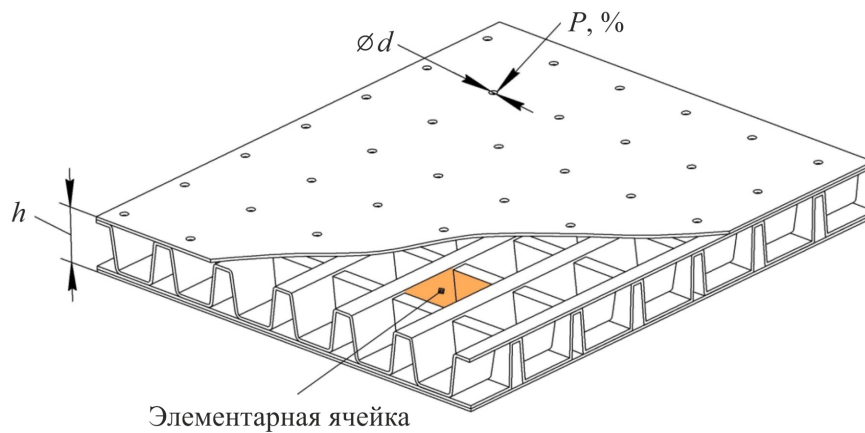


Рис. 1. Конструкция ячеистого заполнителя



Рис. 2. Круглый образец однослойного ячеистого заполнителя для проведения акустических испытаний на интерферометре

Ввиду того, что все однослойные образцы ЗПК, представляющие собой резонаторы Гельмгольца, ведут себя как резонансные [53], для составления многослойных конструкций, расширяющих полосу звукопоглощения, была применена методика, которая пред-

ставляет собой аналитический расчет резонансной структуры многослойных образцов ЗПК и определяет параметры 2- и 3-слойных ЗПК, настроенных на заданное соотношение резонансных частот [54, 55].

1. Математическая модель многослойных резонансных ЗПК

Для расчета резонансных частот многослойных ЗПК воспользуемся математической моделью, построенной на основе акустомеханической аналогии [54]. Рассмотрим колебательную систему с двумя степенями свободы и запишем уравнения Лагранжа для свободных колебаний:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_i} = - \frac{\partial \Pi}{\partial x_i}, \quad (1)$$

где индекс $i = 1; 2$; T и Π – соответственно кинетическая и потенциальная энергия системы.

$$T = \frac{1}{2} (m_1 \dot{x}_1^2 + m_2 \dot{x}_2^2), \quad (2)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} c_1 x_1^2 + \frac{1}{2} c_2 (x_2 - x_1)^2, \quad (3)$$

x_1 и x_2 – смещение первой и второй масс в неподвижной системе координат.

Потенциальной энергией масс пренебрегаем в силу их малости, при этом система уравнений, описывающая колебания, будет следующей:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 x_1 - c_2 (x_2 - x_1) = 0, \quad (4)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2 (x_2 - x_1) = 0. \quad (5)$$

Проинтегрируем эту систему по Фурье и приведем спектры смещения и ускорения к спектрам скорости. Тогда система дифференциальных уравнений станет алгебраической:

$$\left(\omega m_1 - \frac{c_1 + c_2}{\omega} \right) V_1(\omega) + \frac{c_2}{\omega} V_2(\omega) = 0, \quad (6)$$

$$\frac{c_2}{\omega} V_1(\omega) + \left(\omega m_2 - \frac{c_2}{\omega} \right) V_2(\omega) = 0, \quad (7)$$

где $V_1(\omega)$ и $V_2(\omega)$ – соответственно спектры скоростей первого и второго контуров.

Ненулевые решения этой системы для спектров скоростей будут только в том случае, если ее детерминант равен нулю, то есть

$$\left(\omega m_1 - \frac{c_1 + c_2}{\omega} \right) \left(\omega m_2 - \frac{c_2}{\omega} \right) - \left(\frac{c_2}{\omega} \right)^2 = 0. \quad (8)$$

Решениями этого уравнения будут частоты собственных колебаний. Разделим уравнение на произведение масс $m_1 m_2$ и получим

$$\omega^4 - \omega^2 (\omega_{11}^2 + \omega_{22}^2 + \omega_{12}^2) + \omega_{11}^2 \omega_{22}^2 = 0, \quad (9)$$

где первый индекс относится к перфорации соответствующего слоя, а второй – к глубине полости; ω_{11} , ω_{22} , ω_{12} – круговые резонансные частоты однослойных резонаторов. Отсчет слоев начинается от жесткой стенки.

Такой вид дает ясное представление о том, что частоты собственных колебаний системы с двумя степенями свободы определяются комбинацией частот систем с одной степенью свободы, а именно частотами первого и второго контуров и контура, скомбинированного из массы первого контура и упругости второго. При таком подходе, по видимому, учитывается также влияние и волновых резонансов каждого однослойного контура.

Для трехслойной звукопоглощающей конструкции частотное уравнение будет выглядеть аналогично уравнению (9):

$$\begin{aligned} \omega^6 - \omega^4 (\omega_{11}^2 + \omega_{22}^2 + \omega_{33}^2 + \omega_{12}^2 + \omega_{23}^2) + \\ + \omega^2 (\omega_{11}^2 \omega_{22}^2 + \omega_{11}^2 \omega_{33}^2 + \omega_{22}^2 \omega_{33}^2 + \\ + \omega_{11}^2 \omega_{23}^2 + \omega_{33}^2 \omega_{12}^2 + \omega_{12}^2 \omega_{23}^2) - \omega_{11}^2 \omega_{22}^2 \omega_{33}^2 = 0. \end{aligned} \quad (10)$$

Напомним, что первый индекс относится к перфорации соответствующего слоя, а второй к глубине полости, т.е., например, ω_{12} – резонансная частота контура с перфорацией первого слоя и глубиной второго.

Легко видеть, что при обращении всех членов с индексом 3 в нуль данное уравнение переходит в уравнение для собственных частот системы с двумя степенями свободы (8).

Таким образом, достаточно провести испытания всех однослойных вариантов конструкций и определить их максимумы для предсказания резонансных частот многослойных систем, поэтому все возможные однослойные ЗПК можно испытать на интерферометре, а затем, проверив эффективность расчетов, составить многослойные резонансные ЗПК с расширенной полосой звукопоглощения.

Рассмотренная аналитическая методика интересна не только потому, что расчет резонансов сводится к простейшим вычислениям, но и потому, что она отчетливо показывает возможность получения резонансов на необходимых для авиационного двигателя частотах.

2. Результаты исследований

В результате расчета геометрических параметров ячеек, настроенных на частотный диапазон 3000–5000 Гц, по методике [56], были выбраны следующие параметры однослойных образцов ячеистых ЗПК (табл. 1), где H – высота, P – процент перфорации, t – толщина пластины. Далее были проведены акустические испытания на интерферометре этих образцов ячеистых ЗПК, которые показали хорошее соответствие экспериментальных и расчетных значений резонансных частот. Проведены измерения коэффициента звукопоглощения, мнимой и действительной частей импеданса вышеуказанных образцов при различных уровнях звукового сигнала.

Таблица 1

Испытанные однослойные образцы ЗПК

№ п/п	Образец, мм, %	Толщина пластины t , мм	№ п/п	Образец, мм, %	Толщина пластины t , мм
1	$H=15, P=3$	0,3	15	$H=10, P=3$	0,3
2	$H=15, P=5$	0,3	16	$H=10, P=5$	0,3
3	$H=15, P=8$	0,3	17	$H=10, P=8$	0,3
4	$H=15, P=5$	1	18	$H=10, P=5$	1
5	$H=15, P=3$	1	19	$H=10, P=3$	1
6	$H=15, P=8$	1	20	$H=10, P=8$	1
7	$H=15, P=15$	1	21	$H=10, P=15$	1
8	$H=20, P=3$	0,3	22	$H=8, P=3$	0,3
9	$H=20, P=5$	0,3	23	$H=8, P=5$	0,3
10	$H=20, P=8$	0,3	24	$H=8, P=8$	0,3
11	$H=20, P=5$	1	25	$H=8, P=5$	1
12	$H=20, P=3$	1	26	$H=8, P=3$	1
13	$H=20, P=8$	1	27	$H=8, P=8$	1
14	$H=20, P=15$	1	28	$H=8, P=15$	1

Коэффициент звукопоглощения α зависит не только от геометрических параметров ЗПК, но и от частоты и уровня звукового давления. Частотные зависимости коэффициента звукопоглощения α однослойных ЗПК при различных значениях процента перфорации P и уровне звукового давления $L = 140$ дБ представлены на рис. 3. На рис. 4–7 приведены частотные зависимости коэффициента звукопоглощения однослойных ЗПК при различных уровнях звукового давления для нескольких выбранных геометрических параметров ЗПК.

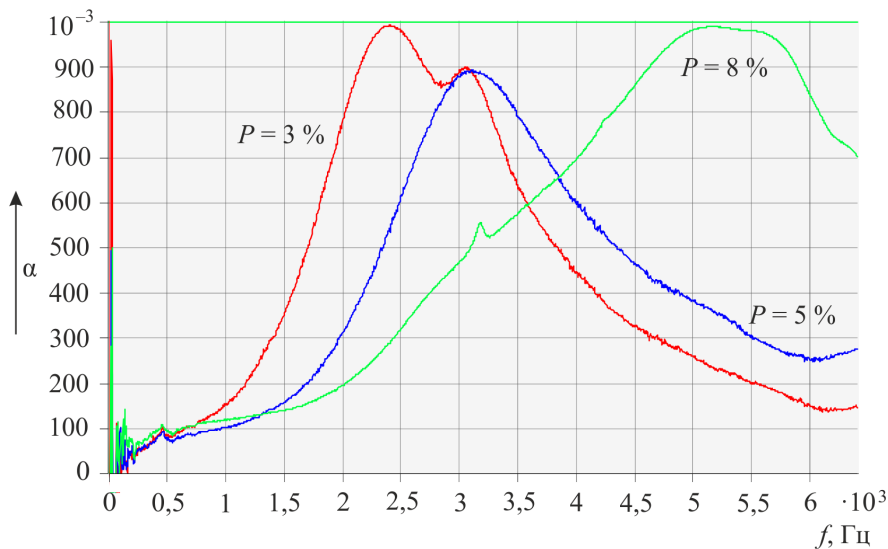


Рис. 3. Коэффициент звукопоглощения однослойной ЗПК с различным коэффициентом перфорации ($H=8$ мм, $t=1$ мм, $L=140$ дБ): H – высота однослойной ЗПК; t – толщина перфорированной пластины

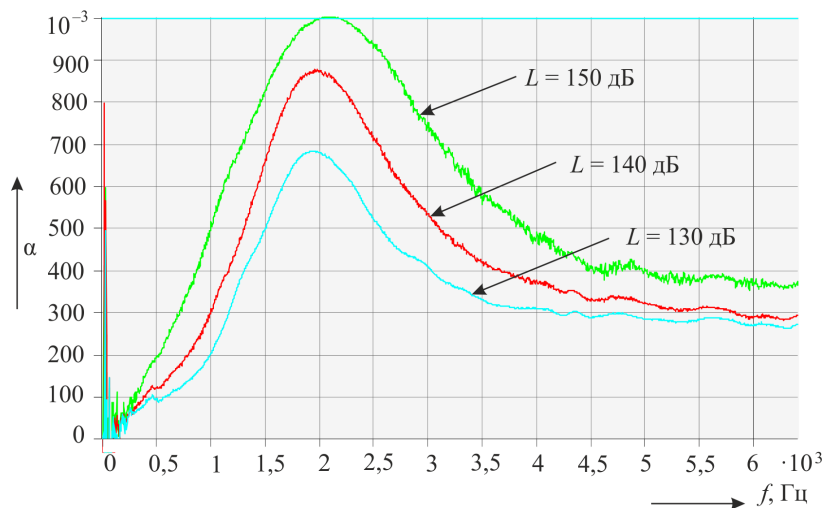


Рис. 4. Коэффициент звукопоглощения однослойной ЗПК ($H=20$ мм, $P=5$ %, $t=1$ мм)

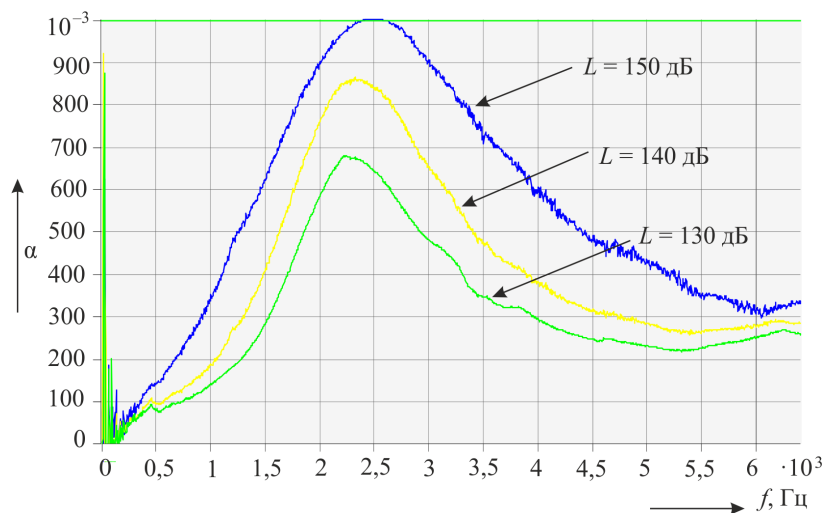


Рис. 5. Коэффициент звукопоглощения однослойной ЗПК ($H=15$ мм, $P=5$ %, $t=1$ мм)

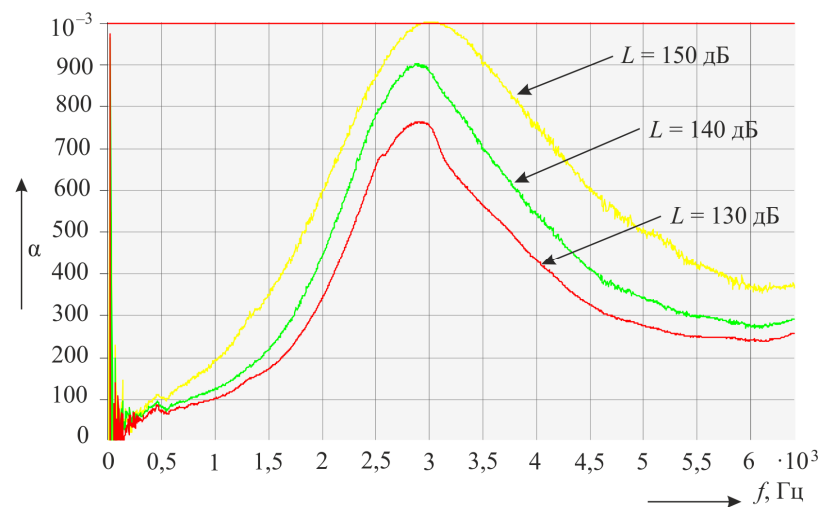


Рис. 6. Коэффициент звукопоглощения однослойной ЗПК ($H=10$ мм, $P=5$ %, $t=1$ мм)

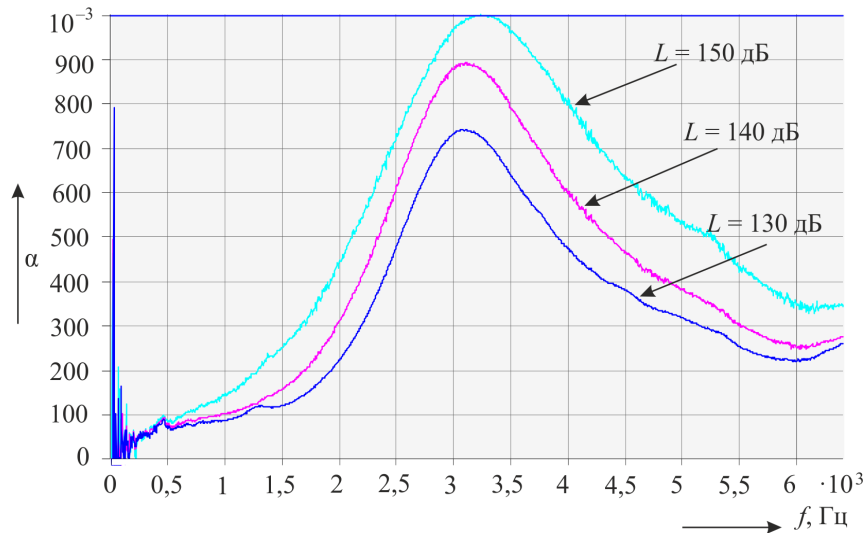


Рис. 7. Коэффициент звукопоглощения однослойной ЗПК ($H=8$ мм, $P=5$ %, $t=1$ мм)

Как видно из графиков на рис. 4–7, при одном и том же проценте перфорации ($P=5$ %) и толщине перфорированного листа ($t=1$ мм) максимумы коэффициента звукопоглощения с уменьшением высоты ЗПК смещаются в область высоких частот. Наиболее наглядно это видно на рис. 8 для разных значений коэффициента перфорации. С увеличением коэффициента перфорации максимумы коэффициента звукопоглощения смещаются в область высоких частот.

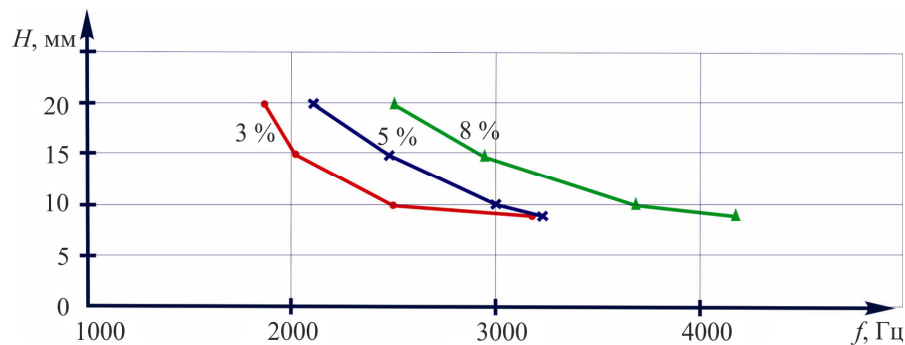


Рис.8. Зависимость частоты от высоты однослойной ЗПК при $\alpha=1$

Таким образом, может быть выполнена настройка звукопоглощающей конструкции при одной и той же толщине заполнителя. При увеличении толщины слоя 8, 10 и 15 мм с одной и той же перфорацией максимум поглощения незначительно смещается в сторону низких частот, при этом его величина остается примерно одинаковой (рис. 9).

Для дальнейших исследований по созданию многослойных ЗПК были выбраны однослойные ЗПК с параметрами, указанными в табл. 2, так как они имеют наиболее качественные результаты. Предварительные расчеты показали, что на основе таких однослойных ЗПК могут быть составлены многослойные, в частности, двухслойные конструкции, обладающие достаточно широкой полосой звукопоглощения и коэффициентом звукопоглощения на уровне 0,95 и выше.

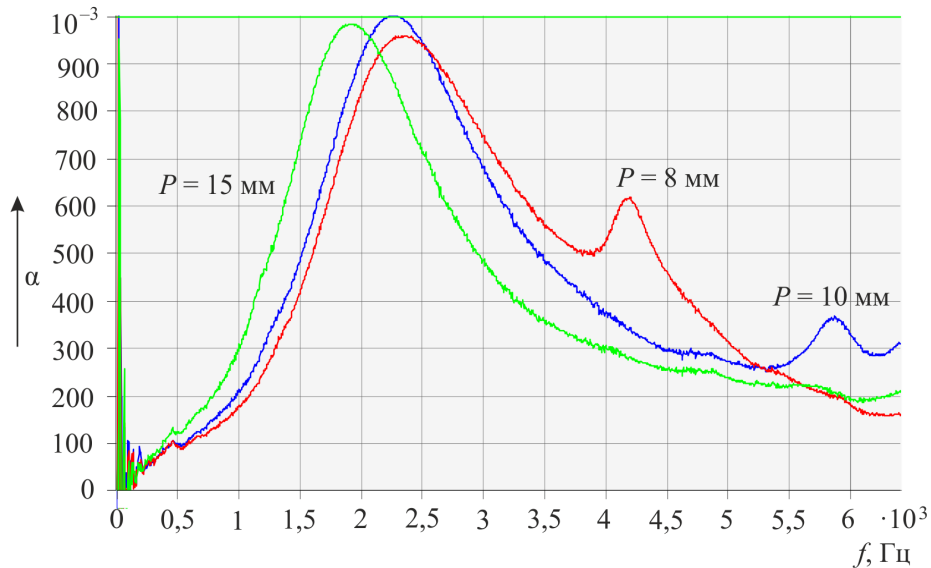


Рис. 9. Коэффициент звукопоглощения для ЗПК с различной высотой ($P=3\%$; $t=1$ мм, $L=140$ дБ)

Таблица 2

Однослойные образцы ЗПК

№	Образец	Толщина пластинки, мм	Резонансная частота при давлении 150 дБ
4	$H=15, P=5$	1	2448
6	$H=15, P=8$	1	2896
8	$H=20, P=3$	0,3	1972
10	$H=20, P=8$	0,3	2652
11	$H=20, P=5$	1	2072
16	$H=10, P=5$	0,3	3752
19	$H=10, P=3$	1	2476
22	$H=8, P=3$	0,3	3148
23	$H=8, P=5$	0,3	3712
24	$H=8, P=8$	0,3	4756
25	$H=8, P=5$	1	3236

Для проверки расчетной модели 2- и 3-слойных ЗПК было выбрано несколько вариантов, которые представлены на рис. 10 и 11 соответственно.

Математическая модель (9), (10) показала хорошее согласие с экспериментом. Например, для образца $H_1=10$ мм, $P_1=3\%$, $H_2=15$ мм, $P_2=8\%$ расчетные резонансные частоты $w_1=1619$ Гц, $w_2=3565$ Гц, а измеренные в эксперименте – $w_1=1572$ Гц, $w_2=3576$ Гц. Погрешность составляет 3 и 0,3 % соответственно.

Таким образом, на интерферометре были определены резонансные частоты однослойных ЗПК ячеистого типа с различными геометрическими параметрами, на основе которых были составлены варианты 2- и 3-слойных ЗПК и аналитически определены их резонансные частоты. Проведена экспериментальная проверка результатов расчета, которая показала, что отличие экспериментальных и расчетных резонансных частот ЗПК составляет не более 3 %.

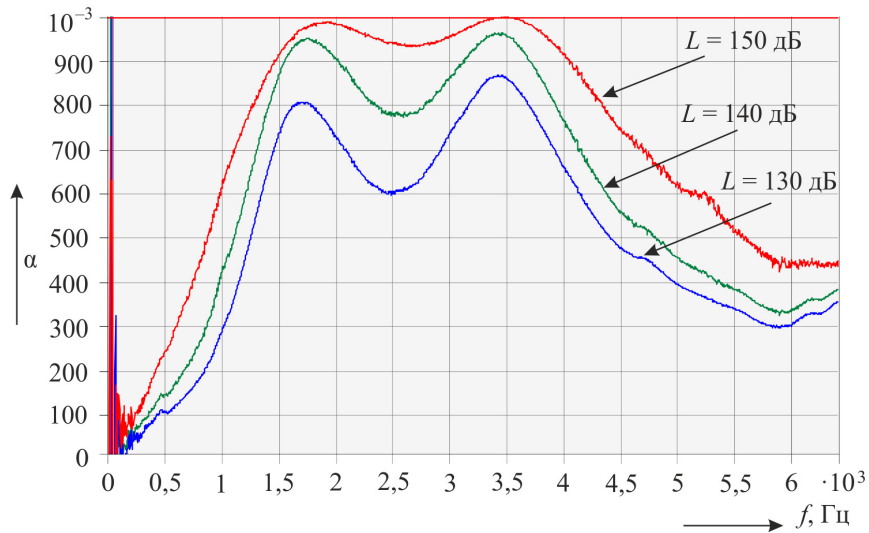


Рис. 10. Коэффициент звукопоглощения двухслойной ЗПК ($H_1=10$ мм, $P_1=3$ %; $H_2=15$ мм, $P_2=8$ %; $t_1=1$ мм, $t_2=1$ мм)

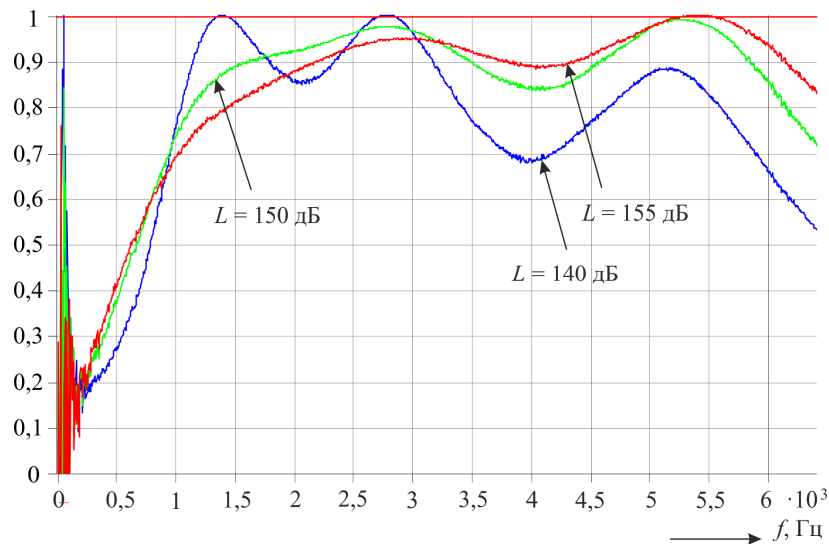


Рис. 11. Коэффициент звукопоглощения для трехслойной сотовой ЗПК, аналогичной ячеистой ЗПК ($H_1=10$ мм, $P_1=2$ %; $H_2=10$ мм, $P_2=5$ %; $H_3=10$ мм, $P_3=12$ %; $t_1=1$ мм, $t_2=1$ мм, $t_3=1$ мм)

Кроме того, зависимость коэффициента звукопоглощения от частоты для трехслойной сотовой ЗПК (рис. 11) показывает возможность качественного расширения полосы звукопоглощения конструкций ЗПК при высоком уровне звукового давления при использовании нескольких слоев резонансных ячеек. Это обстоятельство позволяет считать многослойные резонансные поглотители перспективными для создания ЗПК с расширенной частотой полосы поглощения. Проведенные исследования показали, что увеличение количества слоев приводит к расширению полосы поглощения и, в частности, снижению частоты первого резонанса до 1,5 кГц, что необходимо для эффективного снижения шума современных низкочастотных авиационных газотурбинных установок. Модель позволяет проводить дальнейшие исследования по выбору геометрических параметров многослойных ЗПК и дает возможность найти аналоги используемым в настоящее время многослойным ЗПК с меньшим количеством слоев и меньшей толщиной, настроенные на требуемые частоты.

Выводы

Разработанная аналитическая методика нахождения резонансов многослойных ЗПК по их параметрам (и наоборот) довольно проста, основана на фундаментальных законах, не требует сложных вычислений и значительных временных затрат для ее использования инженерами-акустиками при проектировании звукопоглощающих конструкций. Методика показывает, как изменяется резонансная структура с изменением количества слоев (числа степеней свободы) и геометрических параметров элементарных резонаторов с одной степенью свободы.

Результаты расчетов резонансных частот для одно-, двух- и трехслойных резонансных ЗПК хорошо согласуются с испытаниями на интерферометре (отличие не более 3%). Для последующей проверки эффективности шумоглушения рассмотренных многослойных ЗПК планируются испытания на установке «канал с потоком».

Работа выполнена при поддержке гранта Правительства РФ по Постановлению № 220 «О мерах по привлечению ведущих ученых в российские образовательные учреждения высшего профессионального образования, научные учреждения государственных академий наук и государственные научные центры Российской Федерации» по договору № 14.Z50.31.0032

Библиографический список

1. Чигрин В.С., Белова С.Е. Конструкция форсажных камер и выходных устройств авиационных ГТД / Рыбинск. гос. авиац. техн. ун-т. – Рыбинск, 2004. – 38 с.
2. Mao Q., Pietrzko S. Experimental study for control of sound transmission through double glazed window using optimally tuned Helmholtz resonators // *Applied Acoustics*. – 2010. – Vol. 71. – P. 32–38.
3. Ho J.H., Berkhoff A. Comparisons between various cavity and panel noise reduction control methods in double-panel structures // *The Journal of the Acoustical Society of America*. – 2012. – Vol. 131(4). – P. 3501–3501.
4. Jen-Hsuan Ho, Berkhoff A. Development of dynamic loudspeakers modified as incident pressure sources for noise reduction in a double panel structure // *ICSV20*. – Bangkok, Thailand. – July, 2013, P. 7–11.
5. Pan J., Guo J., Ayres C. Improvement of sound absorption of honeycomb panels. *Proceedings of Acoustics* // Busselton, Western Australian, Australia. – November 2005. – P. 9–11.
6. Jingnan Guo, Jie Pan Turning honeycomb panels into sound absorbers // *ICSV20*. – Bangkok, Thailand, July 2013. – P. 15–21.
7. Comparison of three measurement techniques for the normal absorption coefficient of sound absorbing materials in the free field / K. Hirose [et al.] // *Journal of the Acoustical Society of America*. – 2009. – Vol. 126(6). – P. 3020–3027.
8. Robinson P., Xiang N. On the subtraction method for in-situ reflection and diffusion coefficient measurements // *Journal of the Acoustical Society of America*. – 2010. – Vol. 127(3). – P. EL99–EL104.
9. Recognition of layered structure using phase-frequency characteristics of reflected sound waves / Wang Shuozhong, Qian Zhenxing, Wang Luxian, Feng Guorui, Chen Yunfei, Wang Runtian // *ICSV20*. Bangkok, Thailand, July 2013. – Vol. 43–45.
10. Acoustic transmission control using active panels: an experimental study of its limitations and possibilities / X. Yu, H. Zhu, R. Rajamani, K. Stelson // *Smart Materials and Structures*. – 2007. – Vol. 16.

11. Excess Sound Absorption at Normal Incidence by Two Microperforated Panel Absorbers with Different Impedance / M. Yairi, K. Takebayashi, K. Sakagami, K. Takebayashi // *Acoustic Science and Technology*. – 2009. – Vol. 32. – P. 194–200.
12. Liu J., Herrin D.W. Enhancing Micro-Perforated Panel Attenuation by Partitioning the Adjoining Cavity // *Applied Acoustics*. – 2010. – Vol. 71. – P. 120–127.
13. Pilot Study on Wideband Sound Absorber Obtained by Combination for Two Different Micro-Perforated (MPP) Absorbers / K. Sakagami, Y. Nagayama, M. Morimoto, M. Yairi // *Acoustic Science and Technology*. – 2009. – Vol. 30. – P. 154–156.
14. Jiao F.L., Liu K. Discussions on the Utmost Frequency Band of a Micro-Perforated Panel Absorber // *Applied Acoustics*. – 2001. – Vol. 6. – P. 36–40.
15. Cervenka M., Bednařík M. On the Optimization of an Acoustic Resonator Shape with Respect to Acoustic Pressure Amplitude // *Acta Acust. United Ac.* – 2013. – Vol. 99 (2). – P. 183–192.
16. Measurements of macrosonic standing waves in oscillating closed cavities / Ch.C. Lawrenson, B. Lipkens, T.S. Lucas, D.K. Perkins, T.W. Van Doren // *J. Acoust. Soc. Am.* – 1998. – Vol. 104 (2). – P. 623–636.
17. Nonlinear standing waves in an acoustical resonator / Yu.A. Ilinskii, B. Lipkens, T.S. Lucas, T.W. Van Doren, E.A. Zabolotskaya // *J. Acoust. Soc. Am.* – 1998. – Vol. 104 (5). – P. 2664–2674.
18. Cervenka Milan, Bednařík Michal Finite-amplitude standing waves in optimized acoustic resonators // *ICSV20*. – Bangkok, Thailand, July 2013. – P. 94–97.
19. Ege K.T., Boncompagne B., Laulagnet J.L. Guyader, Experimental estimations of viscoelastic properties of multilayer damped plates in broad-band frequency range // *Proceedings of InterNoise*. – New York, USA. – 2012.
20. Xie J., Ling S.F. A method of measuring acoustic absorption coefficient of a material specimen using a dynamic microphone // *Journal of Mechanical Science and Technology*. – 2012. – Vol. 26(3). – P. 741–748.
21. Arenas J.P., Crocker M.J. Recent trends in porous sound absorbing materials for noise control // *Sound and Vibration*. – 2010. – Vol. 44 (7). – P. 12–17.
22. Ren M., Jacobsen F. A method of measuring the dynamic flow resistance and reactance of porous materials // *Applied Acoustics*. – 1993. – Vol. 39. – P. 265–276.
23. Bo Z., Tianning C. Calculation of sound absorption characteristics of porous sintered fiber metal // *Appl. Acoust.* – 2009. – Vol. 70 (2). – P. 337–346.
24. Atalla Y., Panneton R. Inverse acoustical characterization of open cell porous media using impedance tube measurements // *Canadian Acoustics*. – 2005. – Vol. 33 (1). – P. 11–24.
25. Allard J.F., Attalla N. Propagation of sound in porous media: modelling sound absorbing materials. – Chichester: John Wiley & Sons, 2009. – P. 16–106.
26. Sound absorption of a micro-perforated panel backed by an irregular-shaped cavity / C. Wang, L. Cheng, J. Pan, G. Yu // *J. Acoust. Soc. Am.* – 2010. – Vol. 127 (1). – P. 238–246.
27. Hannink M. Acoustic resonator for the reduction of sound radiation and transmission: PhD Thesis / University of Twente, Enschede, The Netherlands. – May 2007.
28. Selamet A., Lee I. Helmholtz resonator with extended neck // *J. Acoust. Soc. Am.* – 2003. – Vol. 113(4). – P. 1975–1985.
29. A multiple degree of freedom electromechanical Helmholtz resonator / F. Liu, S. Horowitz, T. Nishida, L. Cattafesta, M. Sheplak // *J. Acoust. Soc. Am.* – 2007. – Vol. 122(1). – P. 291–301.
30. Cox T.J., D'Antonio P. Acoustic Absorbers and Diffusers // *Theory, Design and Application*. – London: Spon Press, 2004.
31. Iwan Yahya, Harjana New sound absorption improvement strategy for qrd element // *ICSV20*. – Bangkok, Thailand, July 2013. – P. 112–118.
32. Bielak G.W., Premo J.W., Hersh A.S. Advanced turbofan duct liner concepts // *NASA*. – 1999. – CR-1999-209002.

33. Khaletskiy Yu., Pochkin Ya., Igolkin A. Acoustic response of a fan duct liner including porous material // ICSV20. – Bangkok, Thailand, July 2013. – P. 141–145.
34. Jones M.G., Watson W.R., Parrott T.L. Benchmark Data for Evaluation of Aeroacoustic Propagation Codes with Grazing Flow // AIAA. – 2005. – P. 2005–2853.
35. Validation of an Inverse Analytical Technique to Educe Liner Impedance with Grazing Flow / T. Elnady, M. Musharraf, H. Bodřin, B. Elhadidi // AIAA. – 2006. – P. 2006–2639.
36. Ch. V., Surya Narayana Reddi, Chandramouli Padmanabhan. Simplified impedance models for Helmholtz resonator with intrusions // ICSV20. – Bangkok, Thailand, July 2013. – P. 158–161.
37. Mohammad H. Farshidianfar and Anooshiravan Farshidianfar. Mode count and modal density of acoustical cavities: bars, plates and cylindrical shells // ICSV20. – Bangkok, Thailand, July 2013. – P. 172–175.
38. Desai Y.M., Ramtekkar G.S., Shah A.H. Dynamic analysis of laminated composite plates using a layerwise mixed finite element model // Composite Structures. – 2007. – Vol. 59 (2). – P. 237–249.
39. Jorge P. Arenas, Luis Darmendrail. Measurement of material's acoustic properties using a volume velocity source // ICSV19. – Vilnius, Lithuania, July 2012. – P. 8–12.
40. Morfey C.L. Sound Transmission and Generation in Ducts with Flow // Journal of Sound and Vibration. – 1971. – Vol. 14. – P. 37–55.
41. Tapken Ulf, Nagai Kenichiro Effects impairing the synthesis of acoustic duct modes with loudspeaker arrays // ICSV19. – Vilnius, Lithuania, July 2012. – P. 8–12.
42. Tapken U., Enghardt L. Optimization of sensor arrays for radial mode analysis in flow ducts in 12th. // AIAA. – CEAS Aeroacoustic Conference, May 2006. – P. 8–10.
43. Walker B. Sensitivity issues in active control of circular duct modes using axially spaced actuator arrays // Noise Control Engineering Journal. – 2001. – Vol. 49. – P. 6–14.
44. Bodén Hans, Zhou Lin An experimental study of the effect of flow and high level acoustic excitation on the acoustic properties of perforates and orifices // ICSV20. – Bangkok, Thailand, July 2013. – P. 180–183.
45. Evaluation of two alternative procedures for measuring airflow resistance of sound absorbing materials / Jorge P. Arenas, Romina del Rey, Jesus Alba, Jaime Ramis // ICSV20. – Bangkok, Thailand, July 2013. – P. 215–219.
46. Bo Zhang, Jian Zhu Static and dynamic airflow resistance properties of porous metals // ICSV20. – Bangkok, Thailand, July 2013. – P. 233–238.
47. Abom M., Bod'en H. Error analysis of two-microphone measurements in ducts with flow // The Journal of the Acoustical Society of America. – 1988. – Vol. 83.
48. Antti Hynninen, Mats Abom. Estimating the high frequency in-duct sound power using sound pressures at the duct wall // ICSV20. – Bangkok, Thailand, July 2013. – P. 251–255.
49. Ih J.G. The reactive attenuation of rectangular plenum chambers // Journal of Sound and Vibration. – 1992. – Vol. 157 (1). – P. 93–122.
50. Бакланов В.С., Постнов С.С., Постнова Е.А. Расчет резонансных звукопоглощающих конструкций для современных авиационных двигателей // Математическое моделирование. – 2007. – Т. 19, № 8. – С. 22–30.
51. Ржевкин С.Н. Курс лекций по теории звука. – М.: Изд-во МГУ, 1960.
52. Мунин А.Г., Квитка В.Е. Авиационная акустика. – М.: Машиностроение, 1973. – 448 с.
53. Tony L. Parrott, Michael G. Jones. Parallel-element liner impedances for improved absorption of broadband sound in ducts // Noise Control Eng. J. – 1995. – Vol. 43 (6).
54. Gaeta R.J., Ahuja K.K. A Tunable Acoustic Liner // Georgia Institute of Technology, Atlanta, AIAA. – Vol. 98.
55. Городкова Н.А. Аналитическое определение резонансных частот многослойных звукопоглощающих конструкций // Защита населения от повышенного шумового воздействия. – СПб., 2011.
56. Авиационная акустика: в 2 ч. / под ред. А.Г. Мунина. Ч. 1. Шум на местности дозвуковых пассажирских самолетов и вертолетов. – М.: Машиностроение, 1986. – 243 с.

References

1. Chigrin V.S., Belova S.E. Design afterburners and output devices GTE. Rybinskii gosudarstvennyi aviatsionnyi tekhnicheskii universitet, 2004. 38 p.
2. Mao Q., Pietrzko S. Experimental study for control of sound transmission through double glazed window using optimally tuned Helmholtz resonators. *Applied Acoustics*, 2010, vol. 71, pp. 32-38.
3. Ho J.H., Berkhoff A. Comparisons between various cavity and panel noise reduction control methods in double-panel structures. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2012, vol. 131(4), pp. 3501-3501.
4. Jen-Hsuan Ho, Berkhoff A. Development of dynamic loudspeakers modified as incident pressure sources for noise reduction in a double panel structure. *ICSV20*. Bangkok, Thailand, July, 2013, pp. 7-11.
5. Pan J., Guo J., Ayres C. Improvement of sound absorption of honeycomb panels. Proceedings of Acoustics Busselton. Western Australian, Australia, November 2005, pp. 9-11.
6. Jingnan Guo, Jie Pan. Turning honeycomb panels into sound absorbers. *ICSV20*. Bangkok, Thailand, July 2013, pp. 15-21.
7. Hirosawa K. [et al.] Comparison of three measurement techniques for the normal absorption coefficient of sound absorbing materials in the free field. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2009, vol. 126(6), pp. 3020-3027.
8. Robinson P., Xiang N. On the subtraction method for in-situ reflection and diffusion coefficient measurements. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2010, vol. 127(3), pp. EL99-EL104.
9. Wang Shuozhong, Qian Zhenxing, Wang Luxian, Feng Guorui, Chen Yunfei, Wang Runtian. Recognition of layered structure using phase-frequency characteristics of reflected sound waves. *ICSV20*. Bangkok, Thailand, July 2013, pp. 43-45.
10. Yu X., Zhu H., Rajamani R., Stelson K. Acoustic transmission control using active panels: an experimental study of its limitations and possibilities. *Smart Materials and Structures*, 2007, vol. 16.
11. Yairi M., Takebayashi K., Sakagami K., Takebayashi K. Excess Sound Absorption at Normal Incidence by Two Microperforated Panel Absorbers with Different Impedance. *Acoustic Science and Technology*, 2009, vol. 32, pp. 194-200.
12. Liu J., Herrin D.W. Enhancing Micro-Perforated Panel Attenuation by Partitioning the Adjoining Cavity. *Applied Acoustics*, 2010, vol. 71, pp. 120-127.
13. Sakagami K., Nagayama Y., Morimoto M., Yairi M. Pilot Study on Wideband Sound Absorber Obtained by Combination for Two Different Micro-Perforated (MPP) Absorbers. *Acoustic Science and Technology*, 2009, vol. 30, pp. 154-156.
14. Jiao F.L., Liu K. Discussions on the Utmost Frequency Band of a Micro-Perforated Panel Absorber. *Applied Acoustics*, 2001, vol. 6, pp. 36-40.
15. Cervenka M., Bednařík M. On the Optimization of an Acoustic Resonator Shape with Respect to Acoustic Pressure Amplitude. *Acta Acust. United Ac.*, 2013, vol. 99 (2), pp. 183-192.
16. Lawrenson Ch.C., Lipkens B., Lucas T.S., Perkins D.K., Van Doren T.W. Measurements of macrosonic standing waves in oscillating closed cavities. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1998, vol. 104 (2), pp. 623-636.
17. Ilinskii Yu.A., Lipkens B., Lucas T.S., Van Doren T.W., Zabolotskaya E.A. Nonlinear standing waves in an acoustical resonator. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1998, vol. 104 (5), pp. 2664-2674.
18. Cervenka Milan, Bednařík Michal Finite-amplitude standing waves in optimized acoustic resonators. *ICSV20*. Bangkok, Thailand, July 2013, pp. 94-97.
19. Ege K.T., Boncompagne B., Laulagnet J.L. Guyader, Experimental estimations of viscoelastic properties of multilayer damped plates in broad-band frequency range. *Proceedings of InterNoise*. New York, USA, 2012.
20. Xie J., Ling S.F. A method of measuring acoustic absorption coefficient of a material specimen using a dynamic microphone. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2012, vol. 26(3), pp. 741-748.

21. Arenas J.P., Crocker M.J. Recent trends in porous sound absorbing materials for noise control. *Sound and Vibration*, 2010, vol. 44 (7), pp. 12-17.
22. Ren M., Jacobsen F. A method of measuring the dynamic flow resistance and reactance of porous materials. *Applied Acoustics*, 1993, vol. 39, pp. 265-276.
23. Bo Z., Tianning C. Calculation of sound absorption characteristics of porous sintered fiber metal. *Appl. Acoust.*, 2009, vol. 70 (2), pp. 337-346.
24. Atalla Y., Panneton R. Inverse acoustical characterization of open cell porous media using impedance tube measurements. *Canadian Acoustics*, 2005, vol. 33 (1), pp. 11-24.
25. Allard J.F., Attalla N. Propagation of sound in porous media: modelling sound absorbing materials. John Wiley & Sons, Chichester, 2009, pp. 16-106.
26. Wang C., Cheng L., Pan J., Yu G. Sound absorption of a micro-perforated panel backed by an irregular-shaped cavity. *J. Acoust. Soc. Am.*, 2010, vol. 127 (1), pp. 238-246.
27. Hannink M. Acoustic resonator for the reduction of sound radiation and transmission. PhD Thesis, University of Twente, Enschede, The Netherlands, May 2007.
28. Selamet A., Lee I. Helmholtz resonator with extended neck. *J. Acoust. Soc. Am.*, 2003, vol. 113(4), pp. 1975-1985.
29. Liu F., Horowitz S., Nishida T., Cattafesta L., Sheplak M. A multiple degree of freedom electromechanical Helmholtz resonator. *J. Acoust. Soc. Am.*, 2007, vol. 122(1), pp. 291-301.
30. Cox T.J., D'Antonio P. Acoustic Absorbers and Diffusers. *Theory, Design and Application*. London: Spon Press, 2004.
31. Iwan Yahya, Harjana. New sound absorption improvement strategy for qrd element. *ICSV20*. Bangkok, Thailand, July 2013, pp. 112-118.
32. Bielak G.W., Premo J.W., Hersh A.S. Advanced turbofan duct liner concepts. *NASA*, 1999, CR-1999-209002.
33. Khaletskiy Yu., Pochkin Ya., Igolkin A. Acoustic response of a fan duct liner including porous material. *ICSV20*. Bangkok, Thailand, July 2013, pp. 141-145.
34. Jones M.G., Watson W.R., Parrott T.L. Benchmark Data for Evaluation of Aeroacoustic Propagation Codes with Grazing Flow. *AIAA*, 2005, pp. 2005-2853.
35. Elnady T., Musharraf M., Bodén H., Elhadidi B. Validation of an Inverse Analytical Technique to Educe Liner Impedance with Grazing Flow. *AIAA*, 2006, pp. 2006-2639.
36. Ch. V., Surya Narayana Reddi, Chandramouli Padmanabhan. Simplified impedance models for Helmholtz resonator with intrusions. *ICSV20*. Bangkok, Thailand, July 2013, pp. 158-161.
37. Mohammad H. Farshidianfar and Anooshiravan Farshidianfar, Mode count and modaldensity of acoustical cavities: bars, plates and cylindrical shells. *ICSV20*. Bangkok, Thailand, July 2013, pp. 172-175.
38. Desai Y.M., Ramtekkar G.S., Shah A.H. Dynamic analysis of laminated composite plates using a layerwise mixed finite element model. *Composite Structures*, 2007, vol. 59 (2), pp. 237-249.
39. Jorge P. Arenas, Luis Darmendrail. Measurement of material's acoustic properties using a volume velocity source. *ICSV19*. Vilnius, Lithuania, July 2012, pp. 8-12.
40. Morfey C.L. Sound Transmission and Generation in Ducts with Flow. *Journal of Sound and Vibration*, 1971, vol. 14, pp. 37-55.
41. Tapken Ulf, Nagai Kenichiro Effects impairing the synthesis of acoustic duct modes with loudspeaker arrays. *ICSV19*. Vilnius, Lithuania, July 2012, pp. 8-12.
42. Tapken U., Enghardt L. Optimization of sensor arrays for radial mode analysis in flow ducts: in 12th. *AIAA.CEAS Aeroacoustic Conference*, May 2006, pp. 8-10.
43. Walker B. Sensitivity issues in active control of circular duct modes using axially spaced actuator arrays. *Noise Control Engineering Journal*, 2001, vol. 49, pp. 6-14.
44. Bodén Hans, Zhou Lin An experimental study of the effect of flow and high level acoustic excitation on the acoustic properties of perforates and orifices. *ICSV20*. Bangkok, Thailand, July 2013, pp. 180-183.

45. Jorge P. Arenas, Romina del Rey, Jesus Alba, Jaime Ramis. Evaluation of two alternative procedures for measuring airflow resistance of sound absorbing materials. *ICSV20*. Bangkok, Thailand, July 2013, pp. 215-219.
46. Bo Zhang, Jian Zhu. Static and dynamic airflow resistance properties of porous metals. *ICSV20*. Bangkok, Thailand, July 2013, pp. 233-238.
47. Abom M., Bod'en H. Error analysis of two-microphone measurements in ducts with flow. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1988, vol. 83.
48. Antti Hynninen, Mats Abom. Estimating the high frequency in-duct sound power using sound pressures at the duct wall. *ICSV20*. Bangkok, Thailand, July 2013, pp. 251-255.
49. Ih J.G. The reactive attenuation of rectangular plenum chambers. *Journal of Sound and Vibration*, 1992, vol. 157 (1), pp. 93-122.
50. Baklanov V.S., Lean S.S., Postnova E.A. Raschet rezonansnykh zvukopogloshchayushchikh konstruktssii dlia sovremennykh aviatsionnykh dvigatelei [Calculation of sound absorbing structures for modern aircraft engines]. *Matematicheskoe modelirovanie*, 2007, vol. 19, no. 8, pp. 22-30.
51. Rzhavkin S.N. Kurs lektsii po teorii zvuka [A course of lectures on the theory of sound]. Moscovskii gosudarstvennui universitet, 1960.
52. Munin A.G., Kvitka V.E. Aviation Acoustics. Moscow: Mashinostroenie, 1973. 448 p.
53. Tony L. Parrott, Michael G. Jones. Parallel-element liner impedances for improved absorption of broadband sound in ducts. *Noise Control Eng. J.*, 1995, vol. 43 (6).
54. Gaeta R.J., Ahuja K.K. A Tunable Acoustic Liner. Georgia Institute of Technology, Atlanta, AIAA, vol. 98.
55. Gorodkova N.A. Analiticheskoe opredelenie rezonansnykh chastot mnogoslonykh zvukopogloshchayushchikh konstruktssii [Analytical determination of the resonance frequencies of multilayer sound absorbing structures]. *Protecting the public from high noise exposure*. Saint-Petersburg, 2011.
56. Aviation acoustics. In two parts. Part 1. Noise on the ground subsonic airliners and vertoletov. Ed. A.G. Munin. Moscow: Mashinostroenie, 1986. 243 p.