

**ЛАБОРАТОРНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ
ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИХ ПОКРЫТИЙ ИЗ МЕТАМАТЕРИАЛОВ
ПРИ СКОЛЬЗЯЩЕМ РАСПРОСТРАНЕНИИ ЗВУКА И ВЛИЯНИЕ
ТИПА ИСТОЧНИКА НА ИХ ЭФФЕКТИВНОСТЬ**

© 2020 г. Ю. И. Бобровницкий^{a, *}, Т. М. Томилина^a, Б. Н. Бахтин^a, А. С. Гребенников^a,
Ш. А. Асфандияров^{a, b}, И. А. Карпов^{a, b}, А. А. Ким^{a, b}

^aИнститут машиноведения им. А.А. Благонравова РАН,
Малый Харитоньевский пер. 4, Москва, 101990 Россия

^bМосковский государственный университет им. М.В. Ломоносова, физический факультет,
Ленинские горы 1, стр. 2, Москва, 119234 Россия

*e-mail: yuri@imash.ac.ru

Поступила в редакцию 07.11.2019 г.

После доработки 07.11.2019 г.

Принята к публикации 24.12.2019 г.

Дано описание установки для исследования и тестирования звукопоглощающих покрытий из акустических метаматериалов, предназначенных для снижения шума, создаваемого источником в конечном волноводе. Основное внимание уделено особенностям формирования акустического поля в волноводе и его излучения из открытых торцов. Центральное место в статье отведено результатам исследования влияния различных параметров установки на эффективность покрытий. Впервые выявлено и исследовано большое влияние на эффективность покрытия параметра, названного “типом источника”. Ему дано строгое определение и описан физический механизм его воздействия на эффективность. Сформулированы условия, при которых эффективность ЗП-покрытия, измеренная на установке, будет равна или близка к его эффективности, измеренной на реальном объекте. Показано, что одним из наиболее важных условий является совпадение типов акустических источников, используемого в установке и реального. Полученные результаты полезны при проектировании эффективных ЗП-покрытий, а также при создании экспериментальных установок для их отработки и тестирования.

Ключевые слова: акустический источник в волноводе, тип источника, звукопоглощающее покрытие из метаматериалов, установка для исследования и тестирования ЗП-покрытий

DOI: 10.31857/S0320791920030016

ВВЕДЕНИЕ

Многие промышленные источники воздушного шума представляют собой акустические волноводы, излучающие звук из открытых торцов. Таковы выхлопные трубы двигателей внутреннего сгорания, вентиляционные установки, турбореактивные авиационные двигатели, входные и выходные устройства компрессорных установок и многие другие. Из-за повсеместного использования и сравнительно большой мощности этих источников проблема подавления шума при его распространении в волноводах была сформулирована и начала решаться еще в 30-х годах прошлого века. Уже первые исследования [1–3] выявили особенности и трудности, связанные со “скользящим” вдоль стенок распространением звука и невозможностью решить проблему известными тогда методами и средствами строи-

тельной и архитектурной акустики. В частности, было показано, что облицовка внутренних стенок волновода материалом, идеально поглощающим нормально падающий звук, не гарантирует эффективного поглощения в волноводе при скользящем распространении.

В настоящее время теоретические и прикладные результаты по этой проблеме составляют одну из наиболее развитых областей акустики, насчитывающую десятки монографий и справочников и больше тысячи журнальных статей. Большая часть работ решает проблему для относительно длинных волноводов (с длиной, значительно превышающей поперечные размеры). С физическими особенностями распространения и затухания нормальных волн в акустических волноводах с импедансными стенками интересующийся читатель может ознакомиться в учебниках и моногра-

фиях, например, [4–6], в многочисленных журнальных статьях и обзорах, например, [7–11], а в справочнике [12] можно найти практически все основные типы звукопоглощающих (ЗП) облицовок для волноводов и конструкции глушителей, разработанные ко времени выхода справочника, а также соответствующие литературные ссылки. Полученные результаты позволяют заключить, что проблема подавления шума в акустических волноводах принципиально решена в ряде отраслей промышленности: для выхлопных труб автомобильных двигателей, для вентиляционных установок и для некоторых других волноводов с относительно большой протяженностью, необходимой для размещения звукопоглощающих и отражающих устройств.

Существует, однако, ряд “волноводных” источников шума, для которых проблема снижения остается актуальной и в настоящее время. Ярким примером являются современные турбовентиляторные авиационные двигатели, вносящие существенный вклад в шум на местности, создаваемый воздушными судами на приаэродромных территориях. Так, воздухозаборник такого двигателя представляет собой короткий волновод круглого сечения, который с точки зрения акустического моделирования близок скорее к компактному объему, открытому на торце и с источником (вентилятором) внутри. Расчет такой конструкции чрезвычайно сложен, так как помимо самого волновода с ЗП-облицовкой должны учитываться свойства источника и внешней среды, в которую происходит излучение. Проектирование эффективных ЗП-облицовок здесь усложняется отсутствием надежных моделей источника (вентилятора) и наличием скоростного потока. Существенно также отсутствие стандартизованных или общепринятых методов измерения поглощающей способности ЗП-материалов и структур при скользящем падении звука¹. В таких условиях важнейшее значение приобретают специализированные стенды и экспериментальные установки, которые имитируют основные аспекты работы реальных объектов. В литературе можно найти немало ссылок на подобные установки. Они имеются, по-видимому, во всех крупных авиационных фирмах — см., например, [15–18]. Широкое распространение получила экспериментальная установка, представляющая собой волновод прямоугольного сечения, соединяющий две реверберационные камеры — источниковую и приемную, в котором

предусмотрен также высокотемпературный поток воздуха. Ее теоретическое обоснование дано в работе [19]. Несмотря на указанные трудности, к настоящему времени удалось разработать ряд ЗП-конструкций (ЗПК) с приемлемой эффективностью [18, 20]. Разработки велись в основном на базе обширного экспериментального материала, стендового и натурального, с привлечением полуэмпирических расчетных моделей.

В последнее время, однако, ситуация в этой области меняется. Благодаря переходу гражданской авиации на двигатели с большой степенью двухконтурности, их шум становится все более низкочастотным и традиционные средства его подавления, в частности, применяемые ЗПК, перестают соответствовать изменившимся условиям. В связи с этим, а также из-за постоянного ужесточения международных требований по шуму на местности, возникла острая необходимость в разработке новых ЗПК для двигателей — более легких и компактных, более эффективных в низкочастотной области [21].

По мнению авторов настоящей статьи решение этой проблемы лежит на пути создания поглощающих покрытий из акустических метаматериалов (АММ). АММ — это материалы-структуры ячеистого типа, которые, в зависимости от устройства ячеек, демонстрируют более широкий диапазон рассеивающих, поглощающих и других волновых свойств, чем известные композиционные материалы. Конструирование АММ с заданными свойствами — это пока малоразработанная область, готовых решений практических задач здесь пока нет, хотя их интенсивные исследования сейчас ведутся во всем мире и уже первые результаты, полученные во многих лабораториях мира, демонстрируют огромный потенциал повышения эффективности звукопоглощения при экономии используемых объемов и масс [22]. Разработка новых структурных схем АММ с требуемыми физическими свойствами является, таким образом, самостоятельным этапом решения проблемы новых ЗПК как для авиадвигателей, так и для других объектов. И для его выполнения требуется комплексный подход, включающий, помимо создания теоретических и расчетных моделей, проведение экспериментальных работ по проверке и отработке физических свойств АММ. Эксперименты на этом этапе можно проводить на упрощенных установках лабораторного типа, имитирующих, в отличие от специализированных установок, не все реальные условия работы ЗПК, а лишь те из них, которые в наибольшей степени определяют поглощающие и другие волновые свойства АММ. Примеры подобных установок, ориентированных на решение конкретных задач, есть в литературе, например, [23, 24].

¹ В настоящее время существует только два международных стандарта, согласно которым поглощающая способность ЗП-материалов характеризуется коэффициентом поглощения (отношением поглощенной и падающей мощностей), измеряемым в импедансных трубах при нормальном падении звука [13] и в реверберационных камерах в условиях диффузного поля [14], когда звук падает под всеми углами одновременно.

В данной статье описана одна из таких упрощенных лабораторных установок, созданная в Институте машиноведения им. А.А. Благонравова (ИМАШ) для исследования и тестирования АММ структур, предназначенных для разработки новых эффективных ЗП-покрытий, работающих в коротких волноводах в условиях скользящего распространения звука. Основным мотивом для публикации отдельной статьи явился новый физический результат, полученный авторами на этой установке при ее предварительном исследовании. Результат состоит в обнаружении сильной зависимости эффективности ЗП-покрытий от параметра источника, который авторы назвали *типом источника*: экспериментально на установке было показано, что при прочих равных условиях эффективность одного и того же покрытия существенно зависит от того, является источник кинематического, силового, энергетического или другого типа. Ранее этот эффект не обсуждался в литературе. Поэтому в статье параметру “тип источника” отведено центральное место: дано строгое определение, подробно изучен его физический смысл, а в самой установке предусмотрено определение эффективности ЗП-покрытий при возбуждении звукового поля источниками разных типов, чего нет, насколько известно авторам, в других установках.

Ниже приведено краткое описание упрощенной установки ИМАШ, методик формирования возбуждения, измерения и обработки данных, дано определение эффективности звукопоглощающих покрытий. Основное внимание, однако, уделено выявлению физических особенностей формирования звуковых полей в коротких волноводах, их изучению из открытых торцов и влиянию различных параметров на излучаемую мощность. Показано, что тип источника является одним из важнейших параметров, определяющих величину мощности излучения из торцов волновода.

ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ

Основные технические характеристики установки ИМАШ следующие: рабочий диапазон частот — 80...1500 Гц; работает при комнатных температурах без скоростного потока воздуха; поле давления в волноводе не превышает 140 дБ и описывается линейными уравнениями акустики.

Принципиальная схема установки показана на рис. 1а, фото установки приведено на рис. 1б. Главная часть установки — волновод квадратного сечения с внутренними размерами сечения 200×200 мм и отношением длина/поперечный размер, равным 2.48. Волновод имеет твердые стенки. У правого (открытого) торца он содержит две секции длиной 200 мм каждая, в которых стенки состоят из открытых ячеек. В эти ячейки вставляются съемные кассеты — твердые или выполненные из

материала покрытия (рис. 1в) — каждая размером 200×200 мм, по четыре кассеты на секцию. Толщина кассеты может быть 50 мм или меньше. Звуковое поле в волноводе создается электродинамическим преобразователем (динамиком) на левом торце, который возбуждается гармоническими или случайными сигналами, формируемыми на компьютере.

Измерительная часть установки содержит 8 датчиков: акселерометр a , две интенсивметрические пары микрофонов $p_{1,2}$ и $p_{3,4}$ и три микрофона q_{1-3} (показаны на рис. 1а), 8-канальный цифровой преобразователь NI PXIe-4492, компьютер и необходимые согласующие устройства (усилители, вольтметры, осциллографы и другие) — на схеме не показаны. Акселерометр a установлен на диффузоре динамика для измерения ускорения; интенсивметрические пары микрофонов $p_{1,2}$ и $p_{3,4}$ установлены в волноводе соответственно у динамика и на открытом торце для измерения интенсивностей I_{in} , I_{rad} и импедансов; микрофоны q_{1-3} установлены в полузаглушенном зале размером $12 \times 6 \times 3.3$ м для измерения поля давления. Сигналы всех датчиков поступают на 8-канальное входное устройство NI PXIe-4492 и далее в компьютер, где синхронно записываются для последующей обработки. Основными характеристиками, которые рассчитываются по записанным временным сигналам, являются собственные и взаимные спектральные плотности мощности, а также их комбинации — коэффициенты передачи, импедансы, интенсивность и другие нужные для анализа физические величины.

В целях интерпретации полученных результатов и прогнозирования новых предусмотрен полный аналитический и численный расчет поля давления установки. В аналитическом расчете волновод моделируется в рабочем диапазоне частот одномерной структурой, в которой существует только одна нулевая (плоская) нормальная волна. При этом учитываются потери на стенках волновода, обусловленные вязким трением и теплопроводностью (см., например, [5]), а АММ-покрытие характеризуется его эффективным поверхностным импедансом. В численном расчете установки используется метод конечных элементов и программный пакет COMSOL Multiphysics. Волновод рассматривается как трехмерная структура, при этом ЗП-покрытие является ее составной частью. Применяются сетки разных масштабов.

АКУСТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ УСТАНОВКИ

Согласно общей теории [4], любой акустический волновод полностью характеризуется набором нормальных волн (мод), то есть таких волновых движений, которые могут существовать свободно без

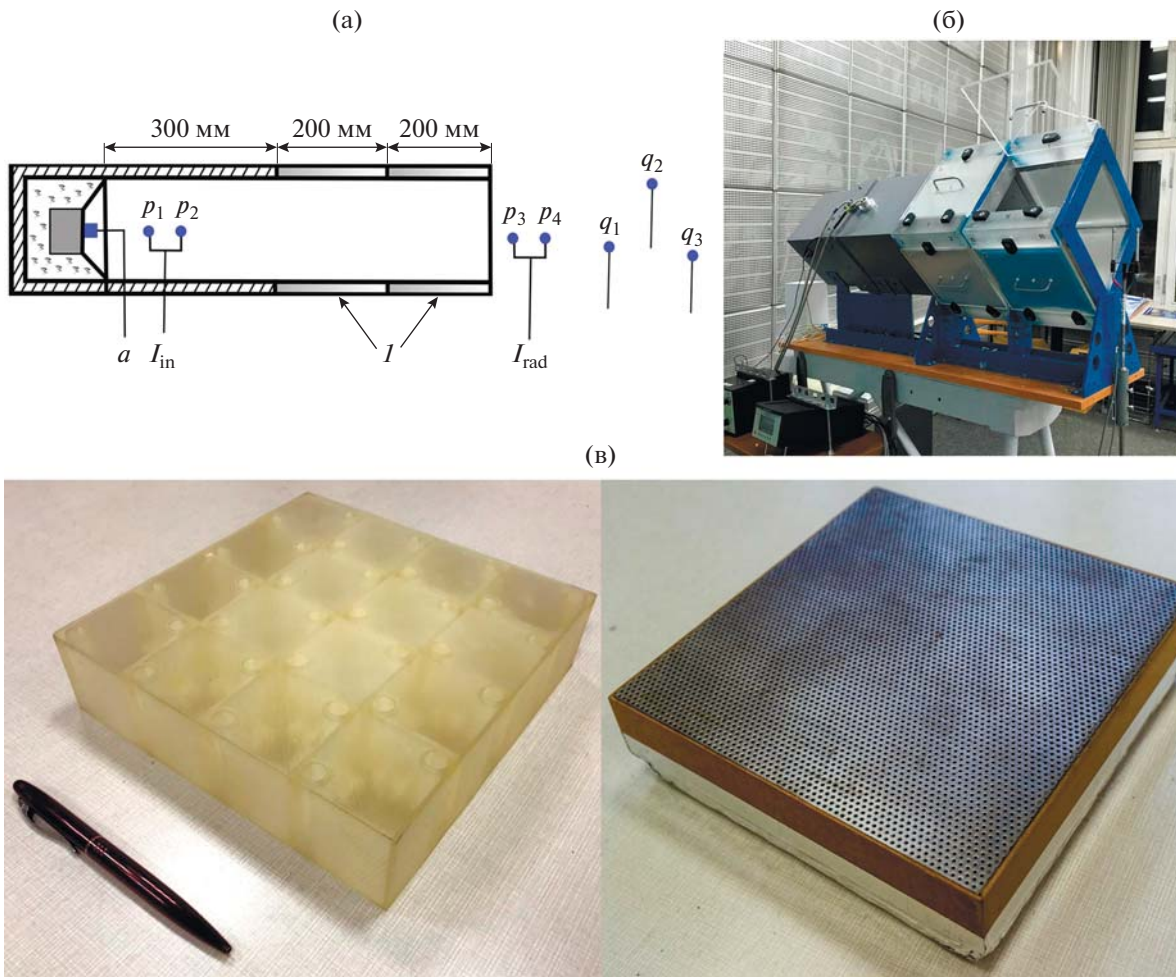


Рис. 1. (а) – Схема и (б) – фото лабораторной установки ИМАШ; (в) *I* – съемные кассеты.

внешнего воздействия. Любое поле давления волновода – бесконечного или конечной протяженности – представляет собой комбинацию его нормальных волн. Число нормальных волн бесконечно. Каждая из них удовлетворяет граничным условиям на стенках и отличается от всех остальных формой распределения давления по сечению и скоростью распространения (или волновым числом). Если в среде и на стенках волновода нет потерь энергии, то на любой частоте число распространяющихся без затухания нормальных волн конечно, а остальные волны являются неоднородными, их амплитуды экспоненциально убывают с расстоянием. У каждой нормальной волны порядкового номера n есть критическая частота f_n : на частотах ниже f_n она неоднородная, а на частотах выше f_n – распространяющаяся.

Волновод с твердыми стенками рассматриваемой здесь установки имеет две плоскости зеркальной симметрии, проходящие через ось волновода и параллельные боковым граням. Поэтому все его нормальные волны можно разделить на

три независимые группы: симметричные относительно обеих плоскостей симметрии, антисимметричные относительно этих плоскостей и смешанные, то есть симметричные относительно одной плоскости и антисимметричные относительно другой. Расчет критических частот [4] дает для них следующее выражение

$$f_{m,n} = \frac{c}{2a} \sqrt{m^2 + n^2}, \quad (1)$$

где m, n – целые неотрицательные числа, c – скорость звука, $a = 0.2$ м – длина стороны квадратного сечения. Для симметричных нормальных волн m и n являются четными, для антисимметричных они нечетные и для смешанных волн одно четное, другое нечетное. Так как динамик и ЗП-покрытие также симметричны относительно указанных двух плоскостей, а динамик колеблется только по симметричной форме, то в волноводе должны возбуждаться только симметричные нормальные волны, имеющие согласно (1) критические частоты 0, 1700, 2400 Гц и выше. Это объясняет выбор

рабочего диапазона частот 80–1500 Гц: в нем может существовать только одна “нулевая” или плоская распространяющаяся со скоростью c нормальная волна с равномерным по сечению распределением давления, в которой волновой вектор и вектор скорости частиц среды направлены по оси волновода, реализуя таким образом чисто скольльзящее распространение звука. Все остальные нормальные волны не являются скольльзящими, так как представляются комбинациями плоских волн с волновыми векторами, имеющими отличные от нуля углы с осью волновода, причем этот угол тем больше, чем выше порядковый номер нормальной волны.

Важнейшими акустическими характеристиками ограниченного по длине волновода являются его собственные частоты и формы колебаний, точнее те из них, которые являются резонансными для данного вида возбуждения. Они формируются нулевой нормальной волной и определяются граничными условиями на торцах волновода.

На правом (открытом) торце задается граничное условие импедансного типа с импедансом излучения из волновода в зал. Из-за сложности зала во всех расчетах использовался его импеданс, экспериментально измеренный парой микрофонов p_3 и p_4 (см. рис. 1а). Действительная и мнимая части этого импеданса, нормированные на $\rho c S$, где S – площадь сечения, приведены на рис. 2. Как видно на графиках, мнимая часть имеет инерционный характер (она отрицательна и на низких частотах линейно зависит от частоты) и определяется “присоединенной” массой воздуха, примыкающего к открытому торцу волновода. Действительная часть импеданса на всех частотах положительна и определяется потерями энергии на излучение из волновода в зал. На низких частотах она пропорциональна квадрату частоты.

На левом торце волновода находится источник (динамик) и граничные условия, необходимые для расчета резонансных частот, зависят здесь от его возбуждения. В следующем пункте статьи показано, что возбуждение динамика может быть подобрано таким образом, чтобы амплитуда скорости колебаний диффузора v и, следовательно, скорости частиц воздуха на левом торце волновода при любой нагрузке равнялась заданной функции частоты во всем рабочем диапазоне. Очевидно, что при таком *кинематическом* возбуждении резонансными будут те частоты и формы собственных колебаний волновода, которые соответствуют неподвижному левому торцу ($v = 0$). Аналогично, возбуждение динамика может быть подобрано так, чтобы была заданная амплитуда давления p у левого торца волновода. При таком возбуждении (оно названо *силовым*) резонансы установки имеют место на частотах и формах собственных колебаний волновода с открытым левым торцом ($p = 0$).

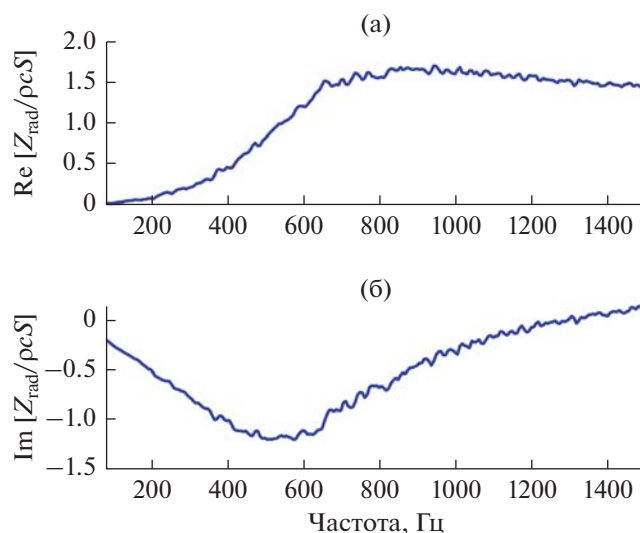


Рис. 2. (а) – Действительная и (б) – мнимая части экспериментально измеренного импеданса излучения звука из открытого торца волновода в зал, S – площадь сечения волновода.

На рис. 3 приведены частотные зависимости спектральной плотности мощности (СПМ) давления, экспериментально измеренного микрофоном p_3 на правом торце волновода с твердыми стенками, т.е. без ЗП-облицовки, при кинематическом (рис. 3а) и силовом (рис. 3б) возбуждениях случайными сигналами. В первом случае на всех частотах поддерживалась постоянная амплитуда скорости диффузора, измеряемая акселерометром a , а во втором – амплитуда давления, измеряемого микрофоном p_1 (см. схему на рис. 1а). Как видно из рис. 3, резонансные частоты при этих двух возбуждениях существенно различаются. Более того, резонансные частоты при кинематическом возбуждении являются антирезонансными для силового возбуждения и наоборот. В таблице приведены рассчитанные аналитически собственные частоты установки, которые соответствуют закрытому левому торцу волновода ($v = 0$) и открытому торцу ($p = 0$). Эти частоты комплексны, так как рассчитаны с учетом потерь на стенках волновода и излучения из правого открытого торца. Как и ожидалось, резонансные частоты установки при кинематическом возбуждении на рис. 3а близки к собственным частотам волновода с закрытым левым торцом, а при силовом возбуждении – с открытым торцом.

Таким образом, было экспериментально подтверждено, что разные типы источников с равномерным спектром возбуждают в одной и той же структуре различные собственные частоты и формы, т.е. вызывают принципиально различные отклики установки с разными резонансами и антирезонансами. Этот результат имеет важное значение для проектирования и тестирования ЗП-покрытий. Из

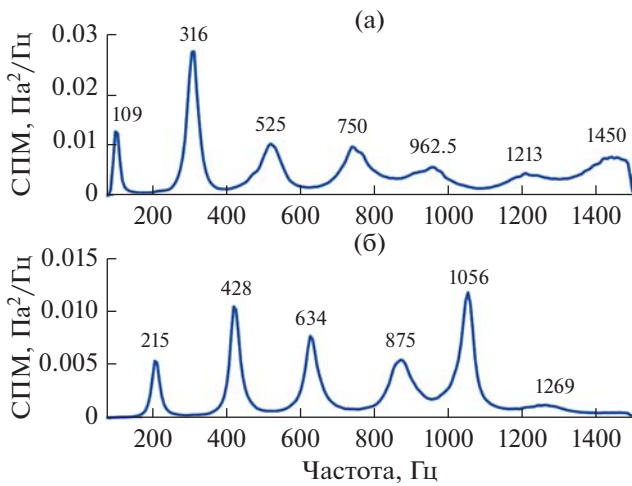


Рис. 3. Спектральная плотность мощности (СПМ) давления p_3 у открытого торца волновода: (а) – при постоянной скорости диффузора, $|v(\omega)| = 1$ см/с, (б) – при постоянном давлении, $|p_1(\omega)| = 1$ Па.

него, в частности, следует, что тип источника, используемого во время тестирования на стенде или установке, должен совпадать с типом реального источника, для которого проектируется покрытие. В противном случае хорошо спроектированная и отработанная на стенде ЗП-облицовка может оказаться неэффективной для реального источника. Ниже будет приведен пример простой резонансной ЗП-облицовки, которая имеет высокую эффективность для источника одного типа и низкую эффективность для источников других типов. Однако сначала следует более строго определить понятие типа источника, чему и посвящен следующий пункт статьи.

ТИП ИСТОЧНИКА

Любой акустический источник шума и/или вибраций, в том числе аэродинамический, может быть описан с помощью модели “черного ящика”, состоящей из вектора сил \mathbf{f}_0 и матрицы внутренних импедансов Z_i , определенных на поверхности источника – см., например, [25–28]. В простейшем одномерном случае, к которому относится и рассматриваемая здесь установка, модельными параметрами источника являются две скалярные функции частоты $\{f_0, Z_i\}$. Если такой источник нагружен импедансом Z , то скорость частиц воздуха v и давление p на интерфейсной поверхности S источника и нагрузки равны

$$v = \frac{f_0}{Z_i + Z}, \quad p = \frac{f_0}{S} \frac{Z}{Z_i + Z}. \quad (2)$$

Источником *кинематического типа* принято называть источник, у которого скорость v не зависит от нагрузки Z . Это эквивалентно тому, что

внутренний импеданс источника намного превосходит импеданс нагрузки

$$|Z_i| \gg |Z|.$$

Идеальный кинематический источник имеет бесконечный внутренний импеданс $Z_i \rightarrow \infty$. Скорость на поверхности такого источника определяется только параметрами самого источника. Поэтому кинематический источник можно определить также как источник с заданной нормальной скоростью $v(\omega)$ на его поверхности.

В другом предельном случае, когда, наоборот, импеданс нагрузки намного превосходит внутренний импеданс

$$|Z_i| \ll |Z|,$$

можно считать, что сила f_0 приложена непосредственно к нагрузке, так что на поверхности источника давление $p = f_0/S$ оказывается независимым от нагрузки. Такой источник естественно назвать источником *силового типа*. Идеальный силовой источник имеет нулевой внутренний импеданс, $Z_i = 0$, и он является, таким образом, источником заданного давления $p(\omega)$ на его поверхности. В этих двух крайних случаях источник характеризуется только одним параметром – скоростью кинематического источника или силой (давлением) силового источника. В общем же случае возбуждаемое источником поле зависит от обоих параметров.

Отметим, что кинематические и силовые модели довольно широко используются в акустике при исследовании источников шума и вибраций. Так, элементарные источники акустических полей – монополь, диполь и другие мультиполи, а также тела с заданной нормальной поверхностной скоростью – являются источниками кинематического типа. Силовые модели используются чаще всего в виброакустике, где вынужденные колебания упругих структур, как правило, рассматриваются как результат действия независимых от свойств структуры внешних сил, т.е. источников силового типа.

Модели “волноводных” источников шума исследовались в основном при изучении выхлопных шумов двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и шума воздушных машин. Так, прямое измерение на реальном ДВС показало [29], что на низких и средних частотах как мнимая, так и действительная части внутреннего импеданса Z_i меняются в широких пределах: в одних участках спектра двигатель является источником объемной скорости (т.е. кинематическим источником), в других – источником давления (т.е. силовым), а на высоких частотах (выше 1 кГц) внутренний импеданс стремится к постоянному действительному значению $\rho c S$, и ДВС является, по терминологии ав-

Таблица 1. Частоты собственных колебаний установки (расчет)

Граничное условие на левом торце	Собственные частоты, Гц						
	$v = 0$	104- <i>i</i> 1.6	314- <i>i</i> 14	534- <i>i</i> 24.4	762- <i>i</i> 39.3	999- <i>i</i> 53.5	1232- <i>i</i> 60.5
$p = 0$	208- <i>i</i> 7.5	422- <i>i</i> 18.8	646.5- <i>i</i> 30.3	881- <i>i</i> 47.1	1116- <i>i</i> 58	1359- <i>i</i> 61.6	

торов, источником неотражающего типа. Что касается вентиляторов в волноводах, то, несмотря на обширную литературу, их внутренние импедансы никем, насколько нам известно, не измерялись. Долгое время считалось, вероятно, под влиянием работы [19], что вентилятор является источником мощности, т.е. источником энергетического типа, благодаря чему многие установки для исследования ЗПК авиационных двигателей использовали в качестве источников реверберационные камеры. Однако, в ряде работ было отмечено, что вентилятор является скорее источником давления. Например, авторы работ [10, 30], проводя эксперименты с центробежным вентилятором небольшой мощности, показали, что изменение акустической нагрузки в виде воздуховодов разной геометрии не изменяет величину давления у вентилятора, что частично подтверждает его силовую модель. Однако результатов прямых измерений внутренних импедансов или других данных, необходимых для определения типа вентиляторных источников звука, в частности, авиационных двигателей, авторам настоящей статьи не удалось найти в литературе.

В описываемой здесь установке ИМАШ предусмотрена имитация источника практически любого типа. Это достигается путем формирования определенного амплитудно-фазового спектра электрических сигналов возбуждения вибратора в рабочем диапазоне частот. Покажем это в явном виде, приняв во внимание, что в модели (2) f_0 – это сила Лоренца, приложенная к диффузору и пропорциональная электрическому току во входной цепи и катушке динамика, Z_i – это входной механический импеданс динамика со стороны диффузора и Z – это входной акустический импеданс волновода на левом примыкающем к диффузору торце. Оба импеданса, Z_i и Z , доступны измерению стандартным способом и считаются известными. Как следует из первого соотношения (2), чтобы динамик работал как кинематический источник, т.е. чтобы во всем диапазоне частот диффузор колебался с заданной скоростью $v(\omega)$ независимо от того, какие ЗП-структуры установлены в волноводе, нужно возбудить динамик электрическим током, пропорциональным $(Z_i + Z)v(\omega)$. Аналогично, если ток возбуждения сделать пропорциональным $(1 + Z_i/Z)p(\omega)$, то на левом торце волновода во всем рабочем диапазоне частот будет поддерживаться заданное давле-

ние $p(\omega)$ и динамик будет работать как источник силового типа. Если же ток будет пропорционален $|Z_i + Z|[\operatorname{Re}(Z)F(\omega)]^{1/2}$, то это будет источник энергетического типа с заданным потоком мощности $F(\omega)$ и т.д. В принципе, на установке можно имитировать любые источники, включая источники, тип которых различен в разных участках рабочего диапазона частот.

ПОКАЗАТЕЛЬ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЗП-ПОКРЫТИЯ

В качестве основных показателей эффективности ЗП-покрытий, нанесенных на внутренние стенки волновода, в литературе обычно применяют две величины – поглощенную покрытием мощность (английский термин *transmission loss* или TL) и уменьшение излученной мощности или снижение акустического поля на выходе волновода в результате применения покрытия (*insertion loss* или IL). Первый показатель записывается как отношение в децибелах потока мощности F , измеренного на входе и на выходе участка волновода с покрытием:

$$TL = 10 \lg \frac{F_{in}}{F_{out}}. \quad (3)$$

Мощность измеряется интенсиметрами, а на стендах с двумя реверберационными камерами ее заменяют средним квадратом давления в камерах [19]. Показатель (3) характеризует только поглощающую способность покрытия. Однако, как следует из теории (см., например, [9]) и ряда экспериментов (например, [31]), важны также отражающие свойства покрытия. Второй показатель эффективности учитывает оба эти эффекта и определяется как

$$IL = 10 \lg \frac{F_{out}^{ref}}{F_{out}}. \quad (4)$$

Здесь F_{out}^{ref} – это мощность излучения из “опорного” волновода, относительно которого измеряется эффективность исследуемого волновода. В качестве опорного используется волновод, у которого стенки акустически твердые или облицованы каким-либо хорошо изученным покрытием. На практике этот показатель является наиболее полезным, т.к. позволяет оценивать и сравнивать ЗП-покрытия по конечному результату их

работы. Его недостатком является необходимость проводить измерения фактически на двух разных структурах, в разное время и в других условиях. Это неизбежно приводит к дополнительным ошибкам в определении эффективности, для снижения которых ужесточаются требования к методике измерений и аппаратуре, выбору “стандартного дня” для проведения эксперимента и т.п. Кроме того, измерения обычно производятся в 1/3- или 1/2-октавных полосах частот, что сглаживает часть случайных ошибок. Однако, усреднение по частоте сглаживает также и “мелкие” детали спектра и связанные с ними физические эффекты, информация о которых важна при проектировании ЗП-покрытий. Таковы, например, эффекты смещения собственных частот и форм волновода, вызванные нанесением покрытия и др. По этой причине в данной работе для оценки эффективности проектируемых покрытий в качестве показателя используется график с двумя непрерывными кривыми спектральной плотности мощности звука, излученного из волновода с ЗП-покрытием и без него. Такой показатель содержит наиболее полную информацию о работе ЗП-покрытия, а при необходимости из него простым интегрированием по частоте можно получить показатель (4) в полосах частот.

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ УСТАНОВКИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЗП-ПОКРЫТИЯ

В идеале, к которому следует стремиться, эффективность ЗП-покрытия, измеряемая на установке, должна совпадать с эффективностью, измеряемой на реальном волноводном источнике, для которого разработано покрытие. Однако эффективность зависит не только от параметров самого покрытия, но и в значительной мере от параметров акустической обстановки. Поэтому в данной работе было проведено исследование влияния различных параметров установки и источника на величину эффективности с целью определения тех из них, которые определяют соответствие стендовой и реальной эффективности ЗП-покрытий.

Как показало исследование, основными параметрами установки, которые сильнее других влияют на эффективность ЗП-покрытий, является набор частот и форм собственных колебаний волновода, а также спектр и тип источника шума. Как следует из рис. 3, часть собственных частот волновода является резонансной, они усиливают мощность излучения звука из волновода и вместе со спектром источника определяют уровни внешнего шума. Поэтому желательно, чтобы первые наиболее активные резонансные частоты установки совпадали с резонансными частотами реального объекта.

Тип источника шума установки является вторым по степени влияния на эффективность ЗП-покрытий. Именно тип источника определяет набор собственных частот установки, которые возбуждаются как резонансные. Из-за его сильного влияния необходимо, чтобы тип источника установки или стенда совпадал с типом реального источника.

Для иллюстрации влияния типа источника на эффективность на рис. 4 представлена рассчитанная аналитически эффективность ЗП-покрытия из АММ, состоящего из нескольких резонаторов Гельмгольца, настроенных на две первые частоты установки: 210 и 420 Гц, которые являются наиболее “активными” резонансными частотами при возбуждении источником силового типа. На рис. 4 показана эффективность этого покрытия соответственно для трех типов источника – силового, кинематического и энергетического с равномерными спектрами в рабочем диапазоне частот. Так как покрытие рассчитывалось для силового источника, то и эффективность покрытия максимальна именно для него (рис. 4а). В то же время, как видно из рис. 4б, применение этого покрытия к источнику кинематического типа практически не приводит к снижению излучения из волновода. Причина в том, что частоты, на которые настроены резонаторы Гельмгольца покрытия, являются антирезонансными для кинематического источника, на которых уровни излучения, и без того минимальные, не нуждаются в дальнейшем снижении. Интересен график эффективности покрытия в применении к энергетическому источнику. Из рис. 4в видно, что покрытие достаточно эффективно и в этом случае, но уступает эффективности на рис. 4а, так как учитывает только поглощенную покрытием мощность. В применении к источнику энергетического типа используемый в работе показатель эффективности эквивалентен показателю эффективности (3).

Из других параметров установки, оказывающих заметное влияние на эффективность исследуемых покрытий, можно выделить места установки покрытия на стенках волновода, а также импеданс излучения в окружающую среду. Эти параметры также тесно связаны с частотами и формами собственных колебаний установки: поглотители звука лучше работают при установке в пучностях собственных форм, где давление максимально, а импеданс излучения в окружающую среду заметно влияет на частоты резонансов и их добротность.

Отметим также влияние величины демпфирования ЗП-покрытия на эффективность. Как следует из теории и доказано экспериментально (см., например, [22, 32, 33]), для каждого поглотителя звука или вибраций существует оптимальное количество демпфирования, при котором поглощенная им мощность максимальна. Этот опти-

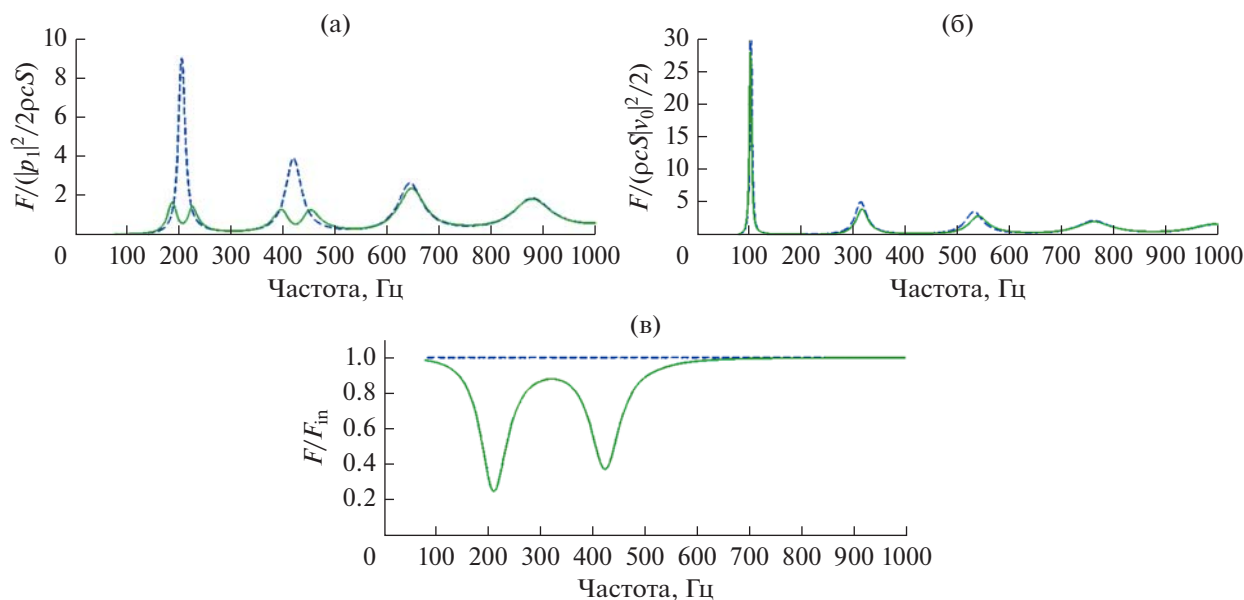


Рис. 4. Эффективность резонансного ЗП-покрытия, настроенного на частоты 210 и 420 Гц, при возбуждении установкой источниками трех типов: (а) — силового, (б) — кинематического и (в) — энергетического. Сплошные линии соответствуют установке с покрытием, пунктир — без покрытия. F — мощность излучения из волновода, F_{in} — входная мощность.

мум практически трудно контролируем, так как зависит от акустической обстановки, но играет важную роль в работе поглотителя: эксперименты показывают, что даже небольшое отклонение количества демпфирования в какую-либо сторону от оптимального значения может существенно изменять амплитуду резонансных колебаний и, следовательно, мощность излучения звука из волновода.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В статье описана лабораторная установка для разработки и тестирования структур акустических метаматериалов с повышенными звукопоглощающими свойствами, служащих основой при создании эффективных ЗП-покрытий нового типа для снижения уровней шума, порождаемого источниками в волноводе. Волновод предполагается сравнительно коротким, звук распространяется по нему в виде “скользящих” вдоль стенок волн и излучается в окружающую среду из открытых торцов. В работе изучены особенности формирования акустического поля в волноводе и его излучения в окружающую среду, а также влияние различных параметров установки и источника на излученную мощность. Показано, что основными параметрами установки, влияющими на эффективность ЗП-покрытия, являются частоты и формы собственных колебаний волновода, а также спектр и тип источника. Эффект сильного влияния на эффективность типа источника обна-

ружен впервые и подтвержден экспериментально, ему в статье отведено центральное место: параметру “тип источника” дано строгое определение, установлен его физический смысл, описан физический механизм его влияния на эффективность.

Авторы выражают благодарность сотруднику Института машиноведения В.А. Пантюшину за качественное выполнение механических работ по созданию установки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андреев Н.Н. О скольжении звука вдоль поглощающих границ // Известия АН СССР. Серия физическая. 1936. № 5. С. 625–632.
2. Morse P.M. The transmission of sound inside pipes // J. Acoust. Soc. Am. 1939. V. 11. № 2. P. 205–210.
3. Beranek L.L. Sound absorption in rectangular ducts // J. Acoust. Soc. Am. 1940. V. 12. № 2. P. 228–231.
4. Исакович М.А. Общая акустика. М.: Наука. Гл. редакция физ.-мат. лит., 1973. 496 с.
5. Morse P.M., Ingard K.U. Theoretical acoustics. Princeton, NJ: Princeton University Press, 1986. 928 p.
6. Munjal M.L. Acoustics of ducts and mufflers. NY: Wiley, 1977. 430 p.
7. Cremer L. Theorie der Luftschall-Dämpfung im Rechteckkanal mit schluckender Wand und das sich dabei ergebende höchste Dämpfungsmass // Akustische Beihefte. 1953. Bd. 3. Heft 2. S. 249–263.
8. Tester B.G. The optimization of modal sound attenuation in ducts, in the absence of mean flow // J. Sound Vibr. 1973. V. 27. № 4. P. 477–513; Tester B.G. The

- propagation and attenuation of sound in lined ducts containing uniform or “plug” flow // *J. Sound Vibr.* 1973. V. 28. № 2. P. 151–203.
9. *Лапин А.Д.* Звукоизоляция в волноводах (обзор) // *Акуст. журн.* 1975. Т. 21. № 3. С. 337–350.
 10. *Баженов Д.В., Баженова Л.А., Римский-Корсаков А.В.* Эффективность работы реактивных глушителей шума в воздуховодах конечных размеров // *Акуст. журн.* 1995. Т. 41. № 1. С. 22–26.
 11. *Шендеров Е.Л.* О собственных функциях плоского волновода с импедансными стенками // *Акуст. журн.* 1999. Т. 45. № 5. С. 661–669.
 12. *Formulas of acoustics* / Ed. by *Mechel F.P.* Berlin: Springer-Verlag, 2008. 1275 p.
 13. *ISO 10534-2: Acoustics – Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes*, 1998.
 14. *ISO 354: Acoustics – Measurement of sound absorption in a reverberation room*, 1985.
 15. *Mangiarotti R.A.* Acoustic lining concepts and materials for engine ducts // *J. Acoust. Soc. Am.* 1970. V. 48. № 3 (Part 3). P. 783–794.
 16. *Rademaker E., Idzenga S., Huisman H., Nijboer R., Sarin S.* A new facility for hot stream acoustic liner testing // *Proc. ICSV10*. Stockholm, Sweden, 2003.
 17. *Sugimoto R., Astley R.J., Kempton A.J.* Prediction of multimode propagation and aircraft engine bypass ducts // *Proc. ICSV 11*. St. Petersburg, 2004.
 18. *Khaletskiy Y., Povarkov V., Shipov R., Shul G.* Experimental study of the aircraft engine duct combined liners // *Proc. ICSV 14*. Cairns, Australia, 2007.
 19. *Melling T.H., Doak P.E.* Basic design considerations and theoretical analysis of double-reverberant clamber duct lining test facilities // *J. Sound Vib.* 1971. V. 14. № 1. P. 23–35.
 20. *Антошин А.Н., Захаров А.Г., Городкова Н.А., Чурсин В.А.* Расчетно-экспериментальные исследования резонансных звукопоглощающих конструкций // *Вестник ПНИПУ, Механика*. 2015. №1. С. 5–20.
 21. *Остриков Н.Н.* Актуальные направления исследований в области разработки эффективных ЗПК для перспективных авиадвигателей / *Акустика среды обитания: сборник трудов 3-ей Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (АСО-2018)*. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. 274 с.
 22. *Бобровницкий Ю.И., Томилина Т.М.* Поглощение звука и акустические метаматериалы (обзор) // *Акуст. журн.* 2018. Т. 64. № 5. С. 517–525.
 23. *Wang X., Mak G.-M.* Wave propagation in a duct with a periodic Helmholtz resonators array // *J. Acoust. Soc. Am.* 2012. V. 131. № 2. P. 1172–1182.
 24. *Auregan Y., Farooqui M., Groby J.-P.* Low frequency sound attenuation in a flow duct using a thin slow sound material // *J. Acoust. Soc. Am.* 2016. V. 139. № 5. P. EL149–EL153.
 25. *Cremer L.* The treatment of fans as black boxes // *J. Sound Vibr.* 1971. V. 16. № 1. P. 1–15.
 26. *Jones A.D.* Modelling the exhaust noise radiated from reciprocating internal combustion engines – a literature review // *Noise control engineering*. 1984. V. 23. P. 12–31.
 27. *Boden H., Abom M.* Modelling of fluid machines as sources of sound in ducts and pipes systems // *Acta Acustica*. 1995. V. 3. P. 549–560.
 28. *Bobrovnikskii Y.I., Pavic G.* Modelling and characterization of airborne noise sources // *J. Sound Vib.* 2003. V. 261. P. 527–555.
 29. *Ross D.F., Crocker M.J.* Measurement of the acoustic internal source impedance of an internal combustion engine // *J. Acoust. Soc. Am.* 1983. V. 74. № 1. P. 18–27.
 30. *Римский-Корсаков А.В., Баженов Д.В., Баженова Л.А.* Физические основы образования звука в воздуховодных машинах. М.: Наука, 1988. 173 с.
 31. *Халецкий Ю.Д.* Эффективность комбинированных глушителей шума авиационных двигателей // *Акуст. журн.* 2012. Т. 58. № 4. С. 556–562.
 32. *Бобровницкий Ю.И., Морозов К.Д., Томилина Т.М.* Импедансный подход к проектированию эффективных поглотителей колебательной энергии // *Акуст. журн.* 2017. Т. 63. № 2. С. 137–144.
 33. *Бобровницкий Ю.И., Морозов К.Д., Томилина Т.М.* Оптимальный поглотитель колебательной энергии // *Докл. Акад. наук*. 2018. Т. 479. № 5. С. 509–513.