

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ТУРБУЛИЗАТОРОВ В ШЕЙКЕ НИЗКОЧАСТОТНОГО РЕЗОНАТОРА НА ЕГО АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

© 2025

О. Ю. Кустов кандидат технических наук, доцент кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы»;
Пермский национальный исследовательский политехнический университет;
kustovou@yandex.ru

В. В. Пальчиковский кандидат технических наук, доцент кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы»;
Пермский национальный исследовательский политехнический университет;
vvpal@bk.ru

И. В. Храмцов кандидат технических наук, доцент кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы»;
Пермский национальный исследовательский политехнический университет;
igorhrs92@mail.ru

А. А. Кузнецов старший преподаватель кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы»;
Пермский национальный исследовательский политехнический университет;
sasha5352@yandex.ru

Исследуются низкочастотные резонаторы с удлиненной шейкой и турбулизаторами разных масштабов, представляющими собой набор дополнительных граней, размещенных на внутренней поверхности шейки резонатора. Основная цель работы – оценить влияние данных конструктивных элементов на турбулизацию течения при падении на резонатор волны с высоким уровнем звукового давления и, тем самым, на рассеяние звуковой энергии резонатором. Исследования проводились в условиях нормального к лицевой поверхности резонатора падения волн. Качественная оценка выполнялась на основе численного моделирования физических процессов в нестационарной постановке в осесимметричном резонаторе. Количественная оценка выполнялась путём проведения натурных измерений резонаторов с турбулизаторами разных масштабов в интерферометре с нормальным падением волн. Результаты исследований показали, что для рассмотренных вариантов турбулизаторов увеличение их масштаба приводит к увеличению суммарной завихренности течений, а также увеличивает коэффициент звукопоглощения.

Звукопоглощающие конструкции; низкочастотный акустический резонатор; турбулизатор; коэффициент звукопоглощения; интерферометр с нормальным падением волн

Цитирование: Кустов О.Ю., Пальчиковский В.В., Храмцов И.В., Кузнецов А.А. Оценка влияния турбулизаторов в шейке низкочастотного резонатора на его акустические характеристики // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2025. Т. 24, № 2. С. 159-169. DOI: 10.18287/2541-7533-2025-24-2-159-169

Введение

По мере развития гражданской реактивной авиации реализовывалась тенденция увеличения степени двухконтурности турбореактивных двухконтурных двигателей (ТРДД). Это привело к увеличению диаметра двигателей с одновременным снижением числа оборотов вентилятора и, соответственно, снижением окружных скоростей лопаток на режимах посадки, набора высоты и взлёта. Кроме того, увеличилась широкохордность лопаток и уменьшилось их количество. Как следствие, понизились частоты тонального шума, излучаемого вентилятором, и в наиболее воспринимаемую человеком

область частот стало попадать больше гармоник частоты следования лопаток вентилятора. В связи с этим возросла актуальность проблемы совершенствования акустических характеристик звукопоглощающих конструкций (ЗПК) в условиях, когда большая доля звуковой энергии сосредоточена в области низких частот (для ТРДД с высоким числом двухконтурности первая гармоника шума вентилятора на различных режимах работы может находиться ниже 500 Гц).

Классические локально-реагирующие ЗПК представляют собой изолированные друг от друга ячейки (резонаторы), перекрытые тонкими перфорированными листами. Получение нужных акустических характеристик ЗПК при заданных значениях внешних параметров (частота возбуждения, уровень звукового давления, скорость скользящего в канале потока) осуществляется путём подбора геометрических характеристик ЗПК (толщина перфорированного листа, диаметр отверстий и процент перфорации, глубина и объём полости резонатора). Причём на эти характеристики накладывается ряд габаритно-массовых ограничений и ограничений технологического характера, например, отверстия перфорации не могут быть меньше определенного диаметра в зависимости от способа изготовления (механическое сверление, обработка лазером, изготовление с использованием аддитивных технологий). В результате возможности регулирования импеданса локально-реагирующих ЗПК за счёт изменения геометрических параметров оказались практически исчерпаны.

Конструкция низкочастотного резонатора зависит от выбранного способа смещения собственной частоты резонатора в область низких частот. Наиболее простым является вариант увеличения объёма полости резонатора [1 – 4], однако для ЗПК ТРДД такой вариант не всегда возможен из-за габаритных ограничений на ЗПК. Другим подходом может являться удлинение шейки внутрь полости резонатора [5 – 9]. В этом случае увеличенная поверхность шейки позволяет расположить на ней дополнительные конструкционные элементы, что расширяет возможности регулирования акустических характеристик резонатора.

Хорошо известно, что основным механизмом потерь акустической энергии в резонаторе является трение частиц среды о боковые стенки шейки резонатора, в результате чего акустическая энергия переходит в тепловую. При этом потери энергии максимальны в области собственной частоты резонатора, поскольку в этом случае достигается максимальная скорость движения частиц в шейке и, соответственно, максимальная сила трения. Вместе с тем при низких уровнях звукового давления (не более 110 дБ) скорость движения частиц в целом невысока и течение в шейке резонатора является ламинарным. Такие процессы хорошо описываются линеаризованными уравнениями сохранения, в связи с чем такой режим работы звукопоглощающих конструкций называется линейным.

При высоких уровнях звукового давления (УЗД) частицы движутся с заметно более высокой скоростью и срыв потока с кромок отверстий приводит к возникновению вихревых течений, описание движения которых возможно уже только с помощью нелинейных уравнений сохранения, в связи с чем такой режим работы ЗПК называется нелинейным. В турбулентных течениях происходит каскадная передача энергии от крупных вихревых структур к мелкомасштабным, а в мелкомасштабных структурах за счёт вязкого трения механическая энергия рассеивается в тепловую. В результате при высоких УЗД появляется дополнительный механизм потерь акустической энергии. Причём при УЗД 150 дБ и выше, которые реализуются в каналах натуральных авиационных двигателей, эти потери акустической энергии заметно превосходят потери на линейном режиме работы ЗПК.

Если на внутренней поверхности шейки резонатора увеличить количество кромок (назовем их турбулизаторами), то изменится степень турбулизации течения, а вместе с

ней и потери акустической энергии. Естественно, этот вклад в потери акустической энергии на разных частотах будет зависеть от размеров турбулизаторов. В связи с этим в настоящей работе рассматриваются турбулизаторы разных масштабов. Основная задача исследования состоит в оценке степени влияния предлагаемых конструктивных элементов на турбулизацию течения при падении на резонатор волны с высоким уровнем звукового давления, и, тем самым, на рассеяние звуковой энергии резонатором.

Выбор геометрии резонаторов

Выбор геометрии базового резонатора (без турбулизаторов) проводился на основе оценки собственной частоты f_0 [10]:

$$f_0 = \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_0}{V_0} \sum_{i=1}^N \frac{S_i}{M_i}}, \quad (1)$$

где c_0 – скорость звука в среде; ρ_0 – плотность среды; V_0 – объём внутренней полости резонатора; S_i – площадь поперечного сечения i -ой шейки резонатора; $M_i = \rho_0 (l_i + a d_i)$ – масса движущегося воздуха в i -ой шейке резонатора; l_i – длина i -ой шейки резонатора; d_i – диаметр i -ой шейки резонатора; a – концевая поправка (в нашем случае принималась равной 0,875); N – число шеек в резонаторе;

Геометрические параметры базового резонатора выбирались так, чтобы частота, определенная по формуле (1), для резонатора с одной шейкой находилась в диапазоне 400...600 Гц. Исходя из этого, выбрана следующая геометрия:

- внешний диаметр резонатора 30 мм (обусловлен диаметром канала интерферометра с нормальным падением волн);
- внутренний диаметр полости резонатора 28 мм;
- толщина лицевой пластины резонатора 2 мм;
- глубина полости резонатора 20 мм;
- диаметр отверстия резонатора 4,9 мм;
- длина шейки резонатора 12 мм;
- число шеек в резонаторе 1 и 3.

Дополнительно предварительная оценка акустических характеристик резонатора с одной и тремя шейками была проведена на основе численного моделирования физических процессов в пакете конечно-элементного анализа COMSOL Multiphysics. В расчётах моделировался канал импедансной трубы диаметром 30 мм. С одной стороны к ней присоединялся внутренний объём резонатора, а на другом конце задавалось равномерное по сечению распределение акустического давления. Моделирование осуществлялось в трёхмерной постановке на основе решения уравнения Гельмгольца для акустического давления (Область I на рис. 1) и линеаризованных уравнений сохранения массы, импульса (уравнение Навье-Стокса без конвективных членов), энергии и уравнения состояния (Область II на рис. 1). Расчёты проводились в диапазоне частот 300...3000 Гц с шагом 100 Гц, в предполагаемой области резонансной частоты шаг выбирался равным 10 Гц. Для сокращения времени расчётов использовалась симметричная постановка: для образца с одной шейкой рассматривалась половина модели, для образца с тремя шейками – треть модели. На расстоянии 37 и 57 мм от лицевой поверхности образца в сторону канала импедансной трубы снималось акустическое давление на каждой частоте, которое обрабатывалось методом передаточной функции [11], в ре-

зультате чего определялся импеданс Z . Собственная частота рассматриваемого резонатора определялась из условия $Im(Z) = 0$.

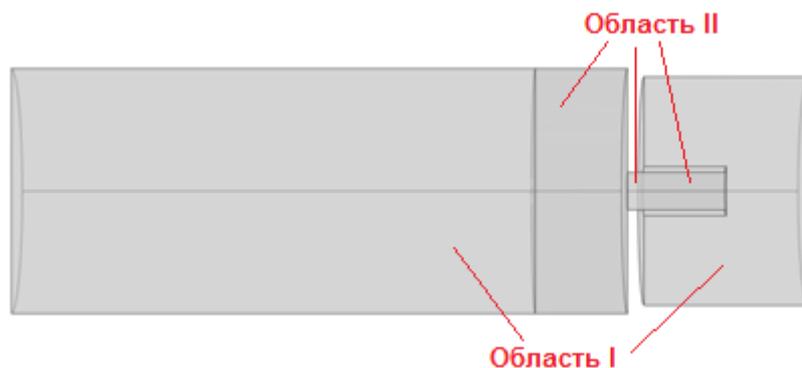


Рис. 1. Геометрия модели для решения в частотной области

В табл. 1 приведены результаты расчёта собственной частоты резонатора по формуле (1) и на основе моделирования в COMSOL Multiphysics, а также результаты выполненных измерений на натурном интерферометре, о чём подробнее будет описано ниже.

Таблица 1. Собственная частота базового резонатора

Число шеек в резонаторе	Расчёт по формуле (1), Гц	Расчёт в COMSOL Multiphysics, Гц	Измерения в натурном интерферометре, Гц
1	546	520	524
3	946	940	944

Видно, что значения собственной частоты для резонатора с одной шейкой, рассчитанные двумя разными способами, находятся в диапазоне 400...600 Гц и весьма близко друг к другу, поэтому выбранная геометрия базового образца может использоваться для дальнейших исследований. Собственная частота резонатора с тремя шейками ожидаемо сместилась в область более высоких частот, т.к. увеличился процент перфорации резонатора, что следует из формулы (1). Последующие натурные испытания базового резонатора подтвердили в целом высокую точность расчётов собственной частоты указанными способами (столбец 4 в табл. 1). Наиболее сильное отклонение от эксперимента получено при расчёте по формуле (1) для резонатора с одной шейкой, что можно объяснить не совсем точным выбором значения концевой поправки a для данного случая.

Косвенная оценка влияния турбулизаторов на потери акустической энергии

Потери акустической энергии отражаются на таких основных акустических характеристиках ЗПК, как импеданс и коэффициент звукопоглощения (в авиационном двигателе имеются узлы, при работе которых помимо импеданса важен и коэффициент звукопоглощения, например, створки реверсивного устройства). Повышение коэффициента звукопоглощения ЗПК при высоких УЗД связано с максимизацией уровня завихренности. Данный параметр проблематично определить в натурном эксперименте, однако это можно сделать на основе численного моделирования физических процессов в резонаторе и импедансной трубе, к которой он присоединён.

Для экономии вычислительных ресурсов численное моделирование выполнялось в осесимметричном резонаторе при нормальном падении волн, хотя натурное турбулентное течение всегда является трёхмерным. Нормальное падение рассматривается в связи с тем, что позволяет реализовать в шейке резонатора более высокие скорости частиц при рассматриваемом УЗД, чем в случае скользящего падения волн относительно лицевой поверхности резонатора (особенно если в канале интерферометра ещё присутствует скользящий поток). В результате при нормальном падении волн с высокими УЗД получается более интенсивное вихреобразование, что позволяет лучше «увидеть» вклад турбулизаторов в данный процесс.

Расчётная область представляет собой внутренний объём импедансной трубы радиусом 0,015 м с резонатором, присоединённым к одному из её концов (рис. 2). На другом конце трубы задаётся сигнал «белый шум» с заданным суммарным УЗД, загружаемый из текстового файла. Для ускорения расчёта процессы в большей части импедансной трубы (Область I) моделируются на основе волнового уравнения для акустического давления. Процессы в остальной части трубы и резонаторе (Область II) описываются уравнениями сохранения массы, импульса (уравнение Навье-Стокса без конвективных членов), энергии и уравнением состояния.

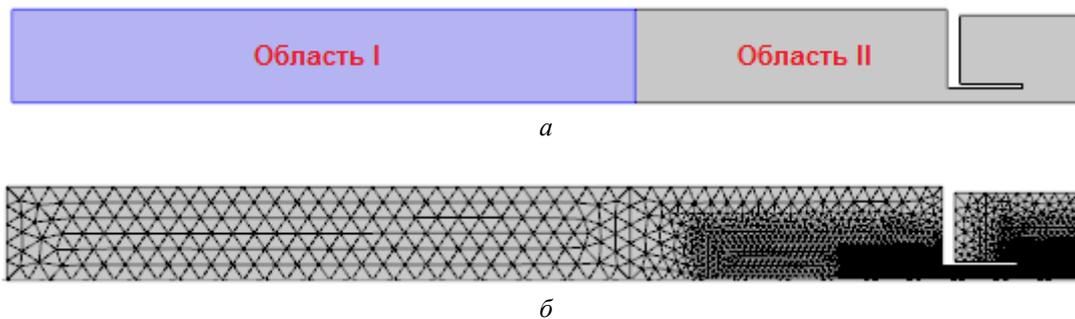


Рис. 2. Нестационарный расчёт: а – расчётная область; б – конечно-элементная сетка

Численное моделирование проводилось в COMSOL Multiphysics. Для всех расчётных параметров использовался треугольный Лагранжев элемент второго порядка аппроксимации. На внутренней поверхности шейки резонатора наносился пограничный слой, толщина первого элемента которого не превышала толщину акустического пограничного слоя $\sqrt{2\nu/\omega}$ на самой верхней частоте рассматриваемого диапазона частот (в нашем случае 3000 Гц); здесь ν – кинематическая вязкость среды; ω – круговая частота. Пример конечно-элементной сетки представлен на рис. 2, б.

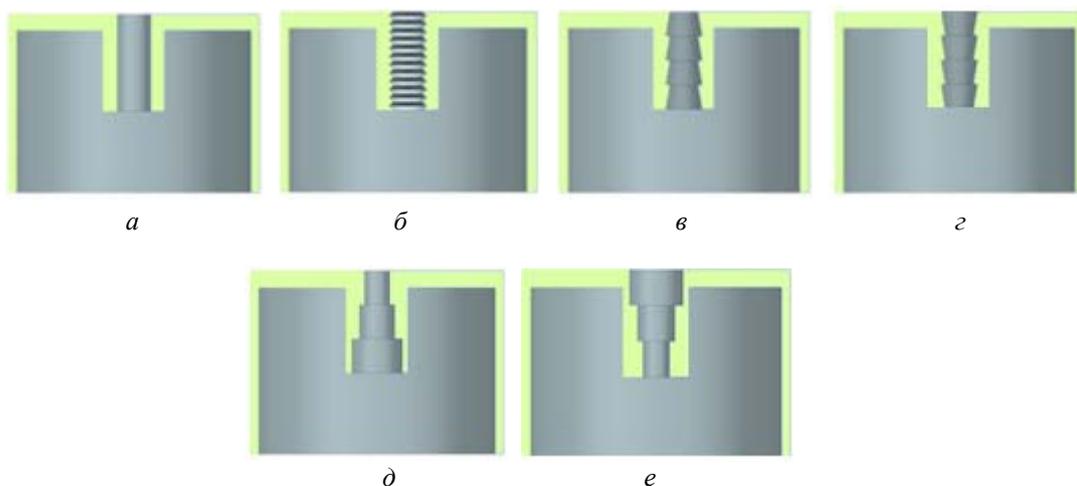
На основе результатов численного моделирования вычислялась суммарная по времени и объёму величина модуля завихрённости Ω_Σ :

$$\Omega_\Sigma = 2\pi \int_0^T dt \int_S \left| \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{\partial v_z}{\partial r} \right| ds, \quad (2)$$

где v_r , v_z – радиальная и осевая компоненты скорости; S – Область II на рис. 2, а; T – время моделируемого процесса (в нашем случае 1 с).

Проведённый таким образом анализ позволил выбрать формы турбулизаторов, которые представлены на рис. 3. Отметим, что относительно базового резонатора без турбулизаторов (рис. 3, а) остальные варианты турбулизаторов поделены на 3 группы

(маломасштабные, среднемасштабные и крупномасштабные), поскольку они давали заметно отличные друг от друга величины Ω_{Σ} . При этом для средних и крупных масштабов рассматривались варианты разной направленности турбулизаторов.



*Рис. 3. Модели выбранных вариантов турбулизаторов:
а – без турбулизаторов; б – маломасштабные; в – среднемасштабные 1;
г – среднемасштабные 2; д – крупномасштабные 1; е – крупномасштабные 2*

Для указанных форм турбулизаторов на основе расчётов по формуле (2) были получены следующие значения Ω_{Σ} : $0,433203 \text{ м}^3$ – без турбулизаторов; $0,407958 \text{ м}^3$ – маломасштабные; $0,58502 \text{ м}^3$ – среднемасштабные 1; $0,59836 \text{ м}^3$ – среднемасштабные 2; $1,05319 \text{ м}^3$ – крупномасштабные 1; $1,16828 \text{ м}^3$ – крупномасштабные 2. Видно, что маломасштабные турбулизаторы не внесли особого вклада в изменение суммарной завихрённости, более того, величина Ω_{Σ} получилась немного меньше относительно базового резонатора. Возможно, данный результат связан с тем, что для более точного разрешения мелкомасштабных вихревых структур требуется ещё меньший шаг по времени и пространству, чем используемый в расчёте. Также видно, что дальнейшее увеличение масштаба турбулизаторов привело к росту суммарной завихрённости. При этом направленность турбулизаторов средних масштабов слабо повлияла на изменение Ω_{Σ} , тогда как направленность крупномасштабных турбулизаторов оказала более сильное влияние на Ω_{Σ} , что вероятно связано с более заметным изменением в этом случае степени перфорации лицевой поверхности резонатора.

Оценка влияния турбулизаторов на поглощение звуковой энергии на основе натуральных экспериментов

По моделям, представленным на рис. 3, были изготовлены методом 3D-печати натурные образцы резонаторов для испытаний в интерферометре с нормальным падением волн (рис. 4). Как видно, натурные образцы имеют боковую стенку, кроме того, в каждый образец отдельно вставлялось с натягом плоское основание, также напечатанное на 3D-принтере. Данные особенности натуральных конструкций связаны с необходимостью минимизации акустических утечек, которые отмечались ранее при проведении испытаний образцов резонаторов авторами в других работах [12 – 14].

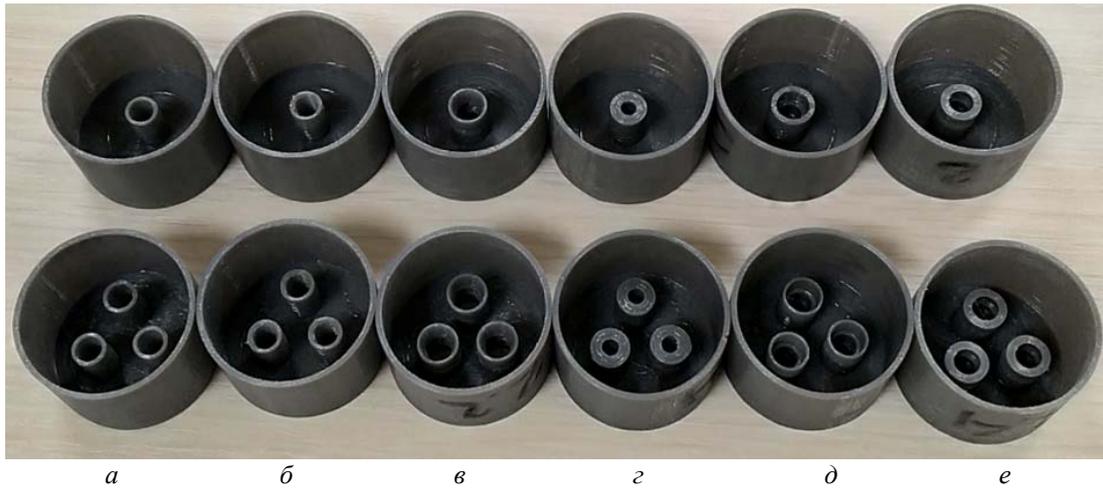


Рис. 4. Изготовленные образцы резонаторов:
а – без турбулизаторов; б – маломасштабные; в – среднемасштабные 1;
г – среднемасштабные 2; д – крупномасштабные 1; е – крупномасштабные 2

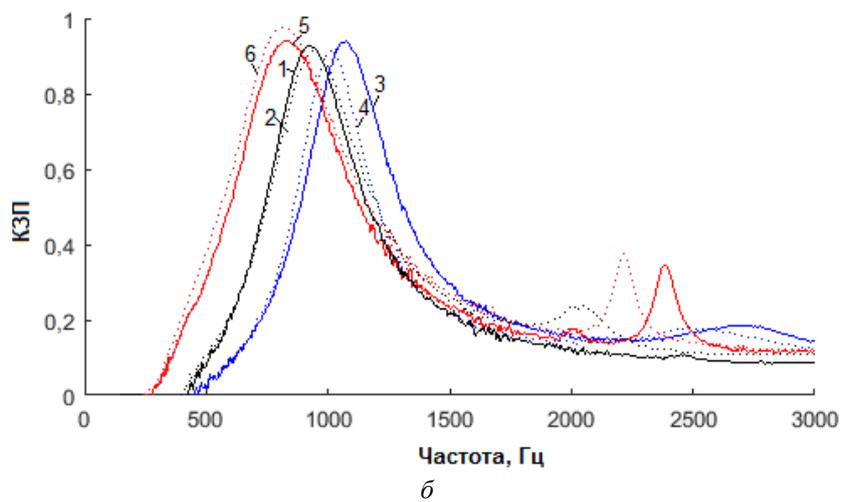
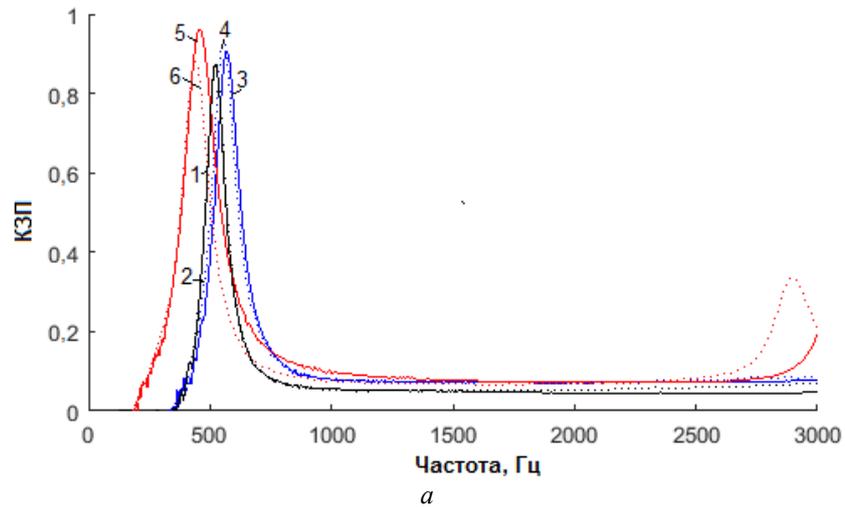


Рис. 5. Коэффициент звукопоглощения резонаторов:
а – резонатор с одной шейкой; б – резонатор с тремя шейками;
1 – без турбулизаторов; 2 – маломасштабные; 3 – среднемасштабные 1;
4 – среднемасштабные 2; 5 – крупномасштабные 1; 6 – крупномасштабные 2

Испытания резонаторов проводились в интерферометре нормального падения с диаметром канала 30 мм [15]. Для быстрого перекрытия всего частотного диапазона использовался сигнал «белый шум» длительностью 20 секунд с суммарным УЗД на поверхности резонатора 150 дБ. Результаты измерений обрабатывались методом передаточной функции [11] в диапазоне 200...3000 Гц, который актуален для ТРДД большой степени двухконтурности, т.к. в него попадают первые три наиболее энергонесущих гармоники шума вентилятора на режимах взлёта, набора высоты и посадки. На рис. 5 приведены полученные частотные зависимости коэффициента звукопоглощения (КЗП) для резонаторов с разными масштабами турбулизаторов.

Видно, что в случае резонаторов с одной шейкой наличие турбулизаторов немного увеличило коэффициент звукопоглощения относительно базового резонатора, причём эффект усиливается с увеличением масштаба турбулизаторов в рассматриваемом диапазоне частот. С ростом числа турбулизаторов при увеличении количества шеек в резонаторе до трёх увеличился прирост значений коэффициента звукопоглощения относительно случая с одной шейкой. Некоторое смещение пиков основной резонансной частоты для разных вариантов турбулизаторов относительно друг друга объясняется геометрической погрешностью изготовленных образцов резонаторов, а также отличным друг от друга воздействием на концевую поправку по-разному турбулизированного течения. Возникновение вторичных резонансов возможно связано с определённым сочетанием глубины полости и низким процентом перфорации резонатора (подобные эффекты ранее наблюдались при экспериментах в [15 – 17]), и требует дополнительного исследования. Увеличение широкополосности основного резонансного пика нельзя однозначно связывать с увеличением масштаба турбулизаторов, т.к. в рассмотренных случаях немного отличался процент перфорации резонаторов, а как видно, например, из [16; 17], увеличение процента перфорации ведёт к увеличению широкополосности резонансного пика. Также отметим, что затруднительно сделать однозначный вывод о влиянии направленности турбулизаторов на коэффициент звукопоглощения, т.к. в каких-то диапазонах частот он увеличился, а в каких-то уменьшился.

Заключение

Проведены исследования влияния турбулизаторов, расположенных на внутренней поверхности удлиненной шейки низкочастотного резонатора, на коэффициент звукопоглощения при высоких уровнях звукового давления. Отмечено возрастание коэффициента звукопоглощения с увеличением масштаба турбулизаторов. Данный эффект объясняется увеличением турбулизации течения, что было подтверждено расчётами суммарной завихрённости на основе численного моделирования распространения звука в импедансной трубе с присоединенным к ней резонатором. В целом из-за небольшого размера сечения канала импедансной трубы, не позволяющего разместить большое количество турбулизаторов в резонаторе, эффект увеличения коэффициента звукопоглощения оказался слабым. Поэтому для получения более значимого вклада турбулизаторов в звукопоглощение требуется проведение дальнейших исследований на более масштабных конструкциях.

Исследование выполнено за счёт гранта Российского научного фонда № 24-72-00037, <https://rscf.ru/project/24-72-00037/>.

Библиографический список

1. Ingard U. On the theory and design of acoustic resonators // The Journal of the Acoustical Society of America. 1953. V. 25, Iss. 6. P. 1037-1061. DOI: 10.1121/1.1907235
2. Sugimoto R., Astley J., Murray P. Low frequency liners for turbofan engines // Proceedings of 20th International Congress on Acoustics (August, 23-27, 2010, Sydney, Australia).
3. Tang S.K., Ng C.H., Lam E.Y.L. Experimental investigation of the sound absorption performance of compartmented Helmholtz resonators // Applied Acoustics. 2012. V. 73, Iss. 9. P. 969-976. DOI: 10.1016/j.apacoust.2012.03.016
4. Al Jahdali R., Wu Y. Coupled resonators for sound trapping and absorption // Scientific Reports. 2018. V. 8. DOI: 10.1038/s41598-018-32135-5
5. Selamat A., Lee I. Helmholtz resonator with extended neck // Journal of the Acoustical Society of America. 2003 V. 113, Iss. 4. P. 1975-1985. DOI: 10.1121/1.1558379
6. Li D.K., Chang D.Q., Liu B.L. Enhancing the low frequency sound absorption of a perforated panel by parallel-arranged extended tubes // Applied Acoustics. 2016. V. 102. P. 126-132. DOI: 10.1016/j.apacoust.2015.10.001
7. Huang S., Fang X., Wang X., Assouar B., Cheng Q., Li Y. Acoustic perfect absorbers via Helmholtz resonators with embedded apertures // Journal of the Acoustical Society of America. 2019. V. 145, Iss. 1. P. 254-262. DOI: 10.1121/1.5087128
8. Yang C., Zhang P., Sack S., Abom M. Low frequency duct noise control using extended tube liners // AIAA Aviation 2020 Forum (June, 15-19, 2020, Virtual). 2020. DOI: 10.2514/6.2020-2615
9. Gautam A., Celik A., Azarpeyvand M. An investigation on neck extensions for single and multidegree of freedom acoustic Helmholtz resonators // AIAA Aviation 2021 Forum (August, 2-6, 2021, Virtual). 2021. DOI: 10.2514/6.2021-2206
10. Papadakis N.M., Stavroulakis G.E. Tunable Helmholtz resonators using multiple necks // Micromachines. 2023. V. 14, Iss. 10. DOI: 10.3390/mi14101932
11. ISO 10534-2; Acoustics – Determination of Sound Absorption Coefficient and Impedance in Impedance Tubes. Part 2: Transfer Function Method. ISO: Geneva, Switzerland, 1996.
12. Кустов О.Ю., Храмцов И.В. Оценка точности определения акустических характеристик образцов резонансных ЗПК при их экспериментальных исследованиях // Материалы Пятой Всероссийской конференции молодых учёных и специалистов «Акустика среды обитания (АСО-2020)» (24 апреля 2020 г., Москва). Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2020. С. 123-130.
13. Khrantsov I.V., Kustov O.Y., Palchikovskiy V.V. Determination of acoustic characteristics of full-scale sample of single-layered honeycomb liner based on numerical simulation // Akustika. 2019. V. 32. P. 182-188. DOI: 10.36336/akustika201932182
14. Кустов О.Ю., Аликин Д.С., Попова Е.А., Юсупова Д. Р. Сравнение технологий аддитивного и промышленного производства тестовых образцов звукопоглощающих конструкций авиационных двигателей // Дневник науки. 2022. № 3 (63).
15. Кустов О.Ю., Пальчиковский В.В. Интерферометр для высоких уровней акустического давления // Материалы XVI Всероссийской научно-технической конференции «Аэрокосмическая техника, высокие технологии и инновации - 2015» (17-18 ноября 2015 г., Пермь). Пермь: Издательство Пермского национального исследовательского политехнического университета, 2015. С. 157-160.
16. Аношкин А.Н., Захаров А.Г., Городкова Н.А., Чурсин В.А. Расчётно-экспериментальные исследования резонансных многослойных звукопоглощающих конструкций // Вестник Пермского национального исследовательского

политехнического университета. Механика. 2015. № 1. С. 5-20.
DOI: 10.15593/perm.mech/2015.1.01

17. Кустов О.Ю. О влиянии геометрических погрешностей при создании 3D-образцов ЗПК на их акустические характеристики // Научно-технический вестник Поволжья. 2018. № 8. С. 21-23.

ASSESSMENT OF THE INFLUENCE OF TURBULATORS IN THE NECK OF A LOW FREQUENCY RESONATOR ON ITS ACOUSTIC CHARACTERISTICS

© 2025

O. Yu. Kustov Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Department of Rocket and Space Engineering and Power Generating Systems;
Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation;
kustovou@yandex.ru

V. V. Palchikovskiy Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Department of Rocket and Space Engineering and Power Generating Systems;
Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation;
vvpal@bk.ru

I. V. Khramtsov Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Department of Rocket and Space Engineering and Power Generating Systems;
Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation;
igorhrs92@mail.ru

A. A. Kuznetsov Assistant Professor, Department of Rocket and Space Engineering and Power Generating Systems;
Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation;
sasha5352@yandex.ru

The work considers low-frequency resonators with an extended neck and turbulators of different sizes, that make up a set of additional faces located on the inner surface of the resonator neck. The main goal of the work is to assess how strongly these structural elements influence the turbulization of the flow when a wave with a high sound pressure level falls on the resonator and, thereby, the dissipation of sound energy by the resonator. The studies were carried out under conditions of wave incidence normal to the front surface of the resonator. A qualitative assessment was carried out on the basis of numerical simulation of physical processes in a non-stationary formulation in an axisymmetric resonator. Quantitative assessment was based on full-scale measurements of resonators with turbulators of different sizes in a normal incidence impedance tube. The obtained results showed that for the considered variants of turbulators, an increase in their size leads to an increase in the total vorticity of the flows, and also increases the sound absorption coefficient.

Acoustic liner; low-frequency resonator; turbulator; sound absorption coefficient; normal incidence impedance tube

Citation: Kustov O.Yu., Palchikovskiy V.V., Khramtsov I.V., Kuznetsov A.A. Assessment of the influence of turbulators in the neck of a low frequency resonator on its acoustic characteristics. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2025. V. 24, no. 2. P. 159-169. DOI: 10.18287/2541-7533-2025-24-2-159-169

References

1. Ingard U. On the theory and design of acoustic resonators. *The Journal of the Acoustical Society of America*. 1953. V. 25, Iss. 6. P. 1037-1061. DOI: 10.1121/1.1907235
2. Sugimoto R., Astley J., Murray P. Low frequency liners for turbofan engines. *Proceedings of 20th International Congress on Acoustics (August, 23-27, 2010, Sydney, Australia)*.

3. Tang S.K., Ng C.H., Lam E.Y.L. Experimental investigation of the sound absorption performance of compartmented Helmholtz resonators. *Applied Acoustics*. 2012. V. 73, Iss. 9. P. 969-976. DOI: 10.1016/j.apacoust.2012.03.016
4. Al Jahdali R., Wu Y. Coupled resonators for sound trapping and absorption. *Scientific Reports*. 2018. V. 8. DOI: 10.1038/s41598-018-32135-5
5. Selamat A., Lee I. Helmholtz resonator with extended neck. *Journal of the Acoustical Society of America*. 2003 V. 113, Iss. 4. P. 1975-1985. DOI: 10.1121/1.1558379
6. Li D.K., Chang D.Q., Liu B.L. Enhancing the low frequency sound absorption of a perforated panel by parallel-arranged extended tubes. *Applied Acoustics*. 2016. V. 102. P. 126-132. DOI: 10.1016/j.apacoust.2015.10.001
7. Huang S., Fang X., Wang X., Assouar B., Cheng Q., Li Y. Acoustic perfect absorbers via Helmholtz resonators with embedded apertures. *Journal of the Acoustical Society of America*. 2019. V. 145, Iss. 1. P. 254-262. DOI: 10.1121/1.5087128
8. Yang C., Zhang P., Sack S., Abom M. Low frequency duct noise control using extended tube liners. *AIAA Aviation 2020 Forum (June, 15-19, 2020, Virtual)*. 2020. DOI: 10.2514/6.2020-2615
9. Gautam A., Celik A., Azarpeyvand M. An investigation on neck extensions for single and multidegree of freedom acoustic Helmholtz resonators. *AIAA Aviation 2021 Forum (August, 2-6, 2021, Virtual)*. 2021. DOI: 10.2514/6.2021-2206
10. Papadakis N.M., Stavroulakis G.E. Tunable Helmholtz resonators using multiple necks. *Micromachines*. 2023. V. 14, Iss. 10. DOI: 10.3390/mi14101932
11. ISO 10534-2; Acoustics – Determination of Sound Absorption Coefficient and Impedance in Impedance Tubes. Part 2: Transfer Function Method. ISO: Geneva, Switzerland, 1996.
12. Kustov O.Yu., Khramtsov I.V. Otsenka tochnosti opredeleniya akusticheskikh kharakteristik obraztsov rezonansnykh ZPK pri ikh eksperimental'nykh issledovaniyakh. *Materialy Pyatoy Vserossiyskoy Konferentsii Molodykh Uchenykh i Spetsialistov «Akustika Sredy Obitaniya (ASO-2020)» (April, 24, 2020, Moscow)*. Moscow: Bauman Moscow State Technical University, 2020. P. 123-130. (In Russ.)
13. Khramtsov I.V., Kustov O.Y., Palchikovskiy V.V. Determination of acoustic characteristics of full-scale sample of single-layered honeycomb liner based on numerical simulation. *Akustika*. 2019. V. 32. P. 182-188. DOI: 10.36336/akustika201932182
14. Kustov O.Yu., Alikin D.S., Popova E.A., Yusupova D.R. Comparison of technologies of additive and industrial production of test samples of sound-absorbing structures of aircraft engines. *Dnevnik Nauki*. 2022. No. 3 (63). (In Russ.)
15. Kustov O.Yu., Palchikovskiy V.V. Interferometr dlya vysokikh urovney akusticheskogo davleniya. *Materialy XVI Vserossiyskoy Nauchno-Tekhnicheskoy Konferentsii «Aerokosmicheskaya Tekhnika, Vysokie Tekhnologii i Innovatsii - 2015» (November, 17-18, 2015, Perm)*. Perm: Perm National Research Polytechnic University Publ., 2015. P. 157-160. (In Russ.)
16. Anoshkin A.N., Zakharov A.G., Gorodkova N.A., Chursin V.A. Computational and experimental studies of resonance sound-absorbing multilayer structures. *PNRPU Mechanics Bulletin*. 2015. No. 1. P. 5-20. (In Russ.). DOI: 10.15593/perm.mech/2015.1.01
17. Kustov O.Yu. Influence of geometric errors on acoustical characteristics of the liner samples produced by 3D-printing technology. *Scientific and Technical Volga Region Bulletin*. 2018. No. 8. P. 21-23. (In Russ.)