

УДК 534.833
EDN: EJJGVOQ

© С. Лань, Л. Г. Стаценко, 2026

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИХ СВОЙСТВ АКУСТИЧЕСКИХ МЕТАМАТЕРИАЛОВ С ДВОЙНОЙ СПИРАЛЬЮ

В данной работе разработана субволновая звукопоглощающая структура с двойной спиральной задней полостью на основе сложенной пространственной геометрии. Целью является увеличение дополнительных пиков поглощения звука при одновременном сокращении объема структуры и усилении низкочастотного звукопоглощения. Численные исследования влияния диаметра отверстия, длины и высоты спиральных трубок показали, что при максимальной толщине 45 мм рабочая частота составляет 134 Гц, что соответствует $1/57$ длины звуковой волны. В низкочастотном диапазоне от 134 до 180 Гц достигается регулируемое эффективное поглощение с коэффициентом поглощения, близким к 1. Оптимизация этих параметров значительно улучшает звукопоглощение. Этот метаматериал обладает такими преимуществами, как высокий коэффициент низкочастотного поглощения, компактность, легкость, простота в изготовлении, что делает его пригодным для применения в инженерных задачах, таких как контроль шума, с огромным потенциалом в ограниченных по пространству средах.

Ключевые слова: акустические метаматериалы, двойная спиральная полость, поглощение звука, закрученное пространство, низкие частоты, субволновая структура

ВВЕДЕНИЕ

В последнее время проблема шумового загрязнения становится более острой. Многие ученые провели углубленные исследования различных проблем шума путем проектирования разнообразных звукопоглощающих структур. Развитие искусственных акустических структур (метаматериалов) сделало возможным управление низкочастотными звуковыми волнами [1–7]. Акустические метаматериалы не только эффективны в области звукоизоляции [8–9], но и демонстрируют превосходные характеристики звукопоглощения.

Звукопоглощающие свойства лабиринтных и изогнуто-свернутых структур привлекли широкое внимание исследователей и стали одним из важных направлений в области низкочастотного звукопоглощения и шумоподавления. Такие структуры могут быть эквивалентно представлены как резонаторы Гельмгольца [10–12]. За счет свертывания акустического пространства увеличивается путь распространения звука, что позволяет существенно уменьшить акустически эффективные размеры конструкции и делает возможным реализацию звукопоглощения в низкочастотной области. Поэтому разработка эффективного звукопоглотителя субволновой толщины является актуальной задачей как для инженерных приложений, так и для научных исследований.

Для решения этой задачи авторами [13] был предложен субволновой совершенный поглотитель на основе акустических метаматериалов, толщина которого значительно меньше длины звуковой волны. Экспериментальные результаты показали, что данный материал обеспечивает практически полное поглощение на заданной низкой частоте. Однако одиночная звукопоглощающая структура со свернутым пространством, как правило, имеет только один максимум коэффициента звукопоглощения. Для расширения полосы поглощения [14] разработана широкополосная ультратонкая акустическая поглощающая панель со свернутой структурой, обеспечивающая широкополосное низкочастотное звукопоглощение.

Многие исследователи также выполнили значительный объем работ, посвященных малогабаритным и перестраиваемым свернутым звукопоглощающим структурам [15–19], предложены перестраиваемые лабиринтные акустические метаматериалы, в которых частота пика поглощения может динамически регулироваться путем изменения геометрических параметров лабиринтных каналов. Структуры со свернутым пространством также могут применяться в области акустического маскирования [20–21] и акустической фокусировки [22–26]. Например, предложили экспериментальную акустическую наземную маскировочную структуру в воздушной среде, в которой лабиринтная геометрия

используется для направления дифракции звуковых волн вокруг объекта. Это позволяет исключить влияние объекта на звуковое поле в целевой области и продемонстрировать эффект акустической невидимости.

В архитектурной акустике структуры со свернутым пространством позволяют одновременно удовлетворять требованиям вентиляции и звукопоглощения [27–30]. Однако такие свернутые звукопоглощающие структуры обычно имеют только один пик звукопоглощения на один элемент, а основная конструкция, как правило, состоит из нескольких параллельно соединенных элементов. Это приводит к увеличению общего объема конструкции и ограничивает ее применение в условиях дефицита пространства. В связи с этим разработка малогабаритной структуры, обеспечивающей многопиковое низкочастотное звукопоглощение, представляет особую важность.

В представленной статье предлагается структура субволнового поглотителя с двойной спиралью и разработана расчетная модель. Результаты моделирования показывают, что структура обладает высокой эффективностью поглощения звука. Исследования влияния размеров отверстий и длины, и высоты спиральных камер показали, что при максимальной толщине 45 мм рабочая частота составляет 134 Гц, что соответствует $1/57$ длины звуковой волны, а в диапазоне частот 110–180 Гц достигается регулируемое эффективное поглощение с коэффициентом поглощения, близким к 1. Оптимизация длины спиральной камеры, диаметра отверстий и высоты трубок значительно улучшает поглощение звука. Структура обладает хорошей

настраиваемостью, малым объемом, легким весом, простотой в изготовлении и высоким коэффициентом поглощения на низких частотах, что делает ее перспективной для применения в условиях ограниченного пространства.

Ядро данной структуры состоит из двойной спиральной камеры, передней крышки с отверстиями и жесткой задней крышки, которые образуют резонансную камеру. Два резонансных тела этой структуры имеют разные резонансы. Амплитуда колебаний воздушной колонки в горловине максимальна, а соответственно максимально рассеяние акустической энергии, что приводит к возникновению двух резонансных поглотительных пиков. С помощью наложения двух пиков можно расширить диапазон поглощения. Регулировкой параметров конструкции и резонансного диапазона частот акустические характеристики этой двойной спиральной структуры значительно улучшаются по сравнению с однорезонансными структурами.

Разработанная структура изображена на рис. 1, образец имеет форму диска, параметры конструкции следующие: внешний радиус структуры $R = 50$ мм, диаметр отверстия в передней крышке $r = 2.5$ мм, ширина канала спиральной трубы $w = 5$ мм, толщина стенки трубы $k = 1$ мм, длина трубы $L1 = 550$ мм, $L2 = 500$ мм, высота спиральной трубы $D = 40$ мм, толщина передней крышки $t = 3$ мм. Звуковые волны проходят через круглое отверстие в центре жесткой передней крышки, затем двигаются по спиральной камере между передней и задней крышками в двух разных направлениях, достигая рассеяния энергии и поглощения звука за счет трения и резонанса.

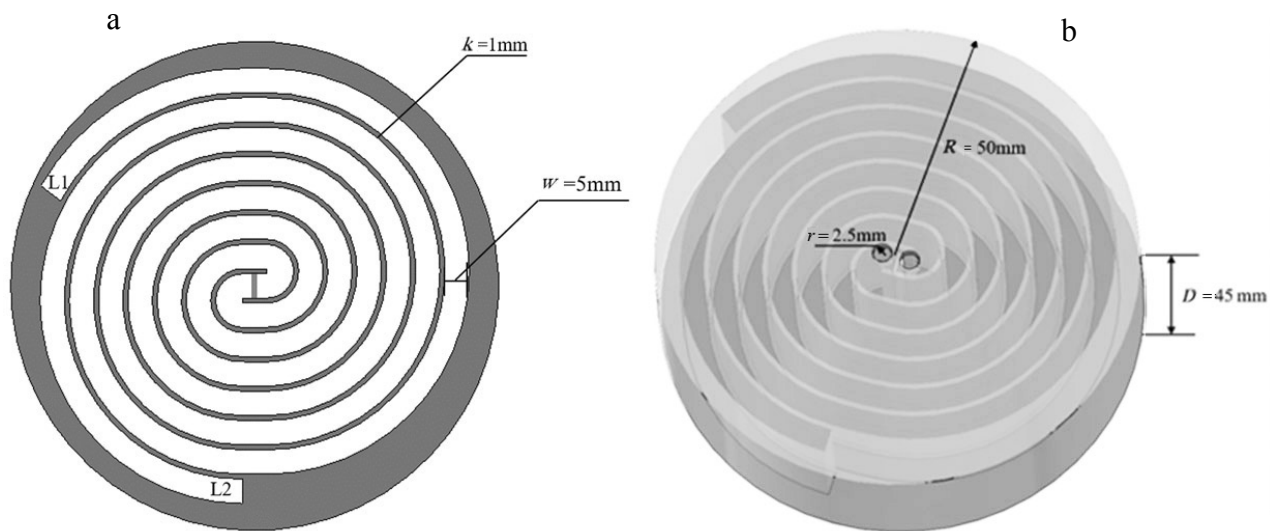


Рис. 1. Схема регулируемой поглощающей структуры
a — плоская схема, b — пространственная

структуры субволнового диапазона.

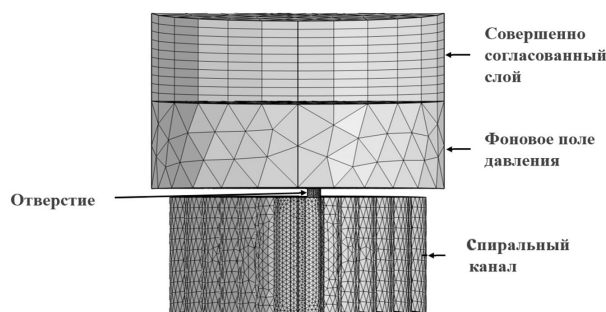


Рис. 2. Сечение структурной сетки

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ЗВУКОПОГЛОЩЕНИЯ

Анализ методом конечных элементов

Вид сетки конструкции в сечении показан на рис. 2. Для исследования акустических характеристик настраиваемой поглощающей метаповерхности в работе выполнено численное моделирование в пакете COMSOL Multiphysics. Моделирование структуры проводилось во встроенном физическом интерфейсе "Pressure Acoustics", а для внутренних узких каналов использован интерфейс "Narrow Region Acoustics". Фоновое звуковое давление задано равным 1 Па для имитации звукового поля. На верхней границе назначен идеально согласованный поглощающий слой (PML) для подавления паразитных отражений. Для PML применена послойная (swept) разметка сетки, тогда как

область полости дискретизирована свободной тетраэдрической сеткой.

Механизм звукопоглощения

Для более глубокого изучения принципа звукопоглощения структуры в данной статье проведен детальный анализ зависимостей коэффициента звукопоглощения и распределения импеданса (рис. 3–6). Согласно теории электроакустических аналогий, мнимая составляющая нормированного импеданса (звукового реактивного сопротивления) характеризует способность системы к аккумулярованию энергии, тогда как вещественная составляющая (звуковое активное сопротивление) отражает диссипативные свойства системы. Реактивная компонента коррелирует с резонансными состояниями поглотителя, причем ее нулевое значение соответствует резонансной частоте системы и частоте максимума звукопоглощения. Активное сопротивление связано с согласованием импедансов поглощающей структуры и воздушной среды. Идеальное звукопоглощение требует соответствия импеданса поверхности структуры импедансу воздуха.

Формула

$$\alpha = \frac{4 \operatorname{Re}(z_n)}{[1 + \operatorname{Re}(z_n)]^2 + [\operatorname{Im}(z_n)]^2}$$

представляет собой выражение для коэффициента звукопоглощения, где α — коэффициент звукопоглощения, $\operatorname{Re}(z_n)$ — действительная часть импеданса, а $\operatorname{Im}(z_n)$ — его мнимая часть.

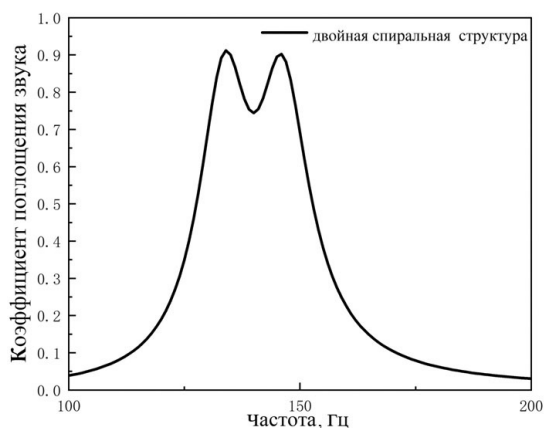


Рис. 3. Схема принципа звукопоглощения. Коэффициент звукопоглощения

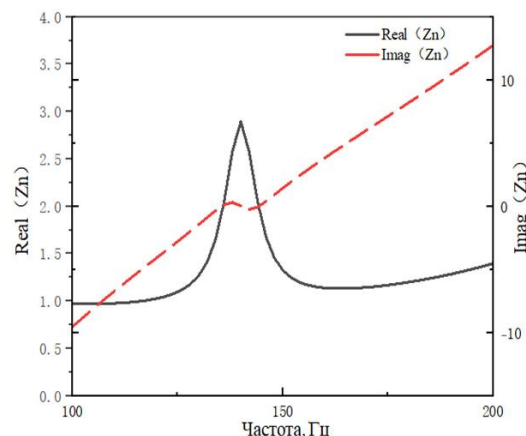


Рис. 4. Схема принципа звукопоглощения. Распределение импеданса

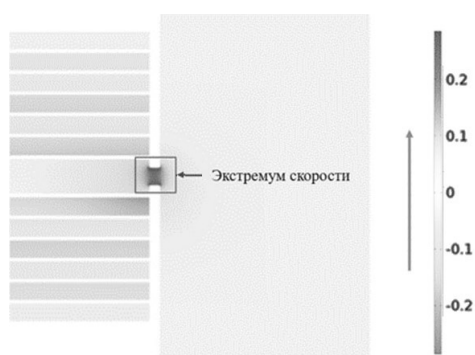


Рис. 5. Схема принципа звукопоглощения. Распределение колебательной скорости частиц



Рис. 6. Схема принципа звукопоглощения. Распределение плотности потерь энергии

Лишь при одновременном выполнении условий $\text{Re}(z_n) = 1$ и $\text{Im}(z_n) = 0$ для нормированного поверхностного импеданса структура способна обеспечивать идеальное поглощение при нормальном падении. В этом случае потери энергии и ее утечки находятся в равновесии, а система находится в режиме критической связи. Как показано на рис. 4, мнимая часть имеет нулевое значение при 134 Гц, а действительная часть близка к 1; импеданс поглотителя согласован с импедансом воздуха, что обеспечивает идеальные низкочастотные звукопоглощающие характеристики.

Для более глубокого изучения механизма звукопоглощения структуры, на рис. 5 и 6 показаны скорости колебаний частиц и плотности энергии, полученные численным моделированием. Результаты показывают, что скорость колебаний частиц на входе в канал максимальна, что свидетельствует о сильном резонансе между звуковыми волнами и поглощающей структурой. Звук в процессе трения о два входных отверстия, превращает звуковую энергию в теплоту, которая затем рассеивается, и коэффициент поглощения приближается к 1. Дизайн спирального канала значительно удлиняет путь распространения звука в пределах ограниченной толщины структуры, увеличивая эквивалентную длину и эквивалентный акустический объем, что смещает пик поглощения в сторону низких частот. Максимальная толщина структуры составляет всего 45 мм, что составляет 1/57 от длины волны при 134 Гц. Структура обладает характеристиками субволнового размера и благодаря дизайну двойного спирального канала расширяет полосу поглощения. Эта структура имеет огромный потенциал для применения в условиях ограниченного пространства.

ВЛИЯНИЕ СТРУКТУРНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Параметры

В структуре дизайна параметры оказывают определенное влияние на акустические характеристики спиральной поглощающей структуры. Рассматриваемые структурные параметры включают: радиус отверстия передней крышки спиральной поглощающей камеры r ; высоту спиральной трубы D ; длину трубы L . Для исследования закономерностей влияния изменения различных параметров на поглощающие характеристики структуры начальные значения геометрических параметров модели составляют: $r = 2.5$ мм, $R = 50$ мм, $w = 5$ мм, $k = 1$ мм, $L1 = 550$ мм, $L2 = 500$ мм, $D = 40$ мм, $t = 3$ мм, плотность воздуха 1.25 кг/м³, скорость звука 343 м/с, динамическая вязкость 17.9 мПа·с.

Влияние радиуса отверстия на поглощающие характеристики

Исследуется влияние радиуса отверстия передней крышки на поглощающие характеристики структуры при неизменных свойствах материала и других параметрах конструкции. Для отверстий передней крышки акустической структуры принимаются следующие значения радиуса: 2.5 мм, 2 мм, 1.5 мм. Численное моделирование дает три кривые зависимости коэффициента поглощения от частоты, как показано на рис. 7.

Видно, что с увеличением диаметра отверстия передней крышки с 3 мм до 5 мм площадь отверстия увеличивается и резонансная частота значительно изменяется. В это время два пика поглощения увеличиваются, коэффициент поглощения увеличивается с 0.8 до 0.9.

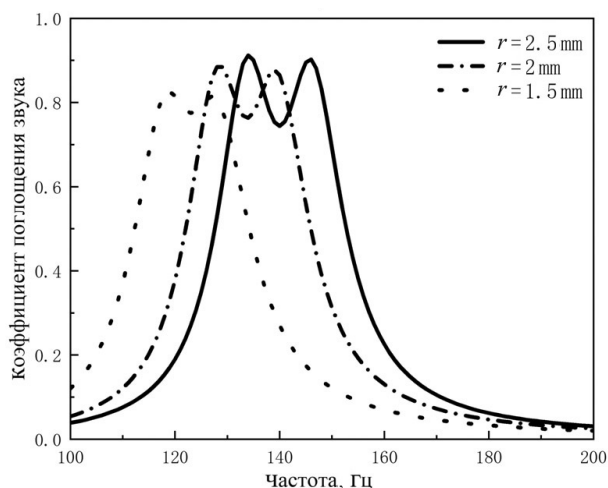


Рис. 7. Коэффициент звукопоглощения

Увеличение площади отверстия улучшает степень согласования акустического импеданса субволновой структуры с акустическим импедансом воздуха, что позволяет большему количеству звуковой энергии проникать в структуру и постепенно повышает коэффициент поглощения. Резонансная частота также смещается в сторону высоких частот: первый пик поглощения смещается с 119 Гц до 129 Гц, а затем до 134 Гц; второй пик поглощения — с 125 Гц до 140 Гц и достигает 145 Гц. Общая полоса поглощения структуры также увеличивается. Поэтому увеличение диа-

метра отверстия способствует улучшению поглощающих характеристик спиральной структуры.

Влияние длины спиральной трубы на поглощающие характеристики

При неизменных свойствах материала и других параметрах конструкции исследуется влияние длины спиральной трубы на поглощающие характеристики. Как показано на рис. 8, а, б, с, в поглощающей структуре длина одной из спиральных труб остается постоянной, с размером 550 мм, а длина другой постепенно увеличивается от 440 мм до 500 мм. Численное моделирование дает три кривые зависимости коэффициента поглощения от частоты, результаты показаны на рис. 9.

Как видно из рис. 9, поскольку длина трубки L1 не изменяется, ее первый пик поглощения и соответствующая резонансная частота остаются неизменными. Пик второго поглощения для более короткой трубы также остается неизменным, но с увеличением длины трубы резонансная частота смещается в сторону низких частот. Спиральный канал значительно удлиняет путь распространения звука в пределах ограниченной толщины структуры, увеличивая ее эквивалентную длину и эквивалентный акустический объем. Это приводит к смещению пика поглощения в низкочастотную область с 170 Гц до 134 Гц. Два резонансных пика поглощения постепенно сближаются, а коэффициент поглощения в низкочастотной области увеличивается с 0.28 до 0.75, что значительно улучшает акустические характеристики.

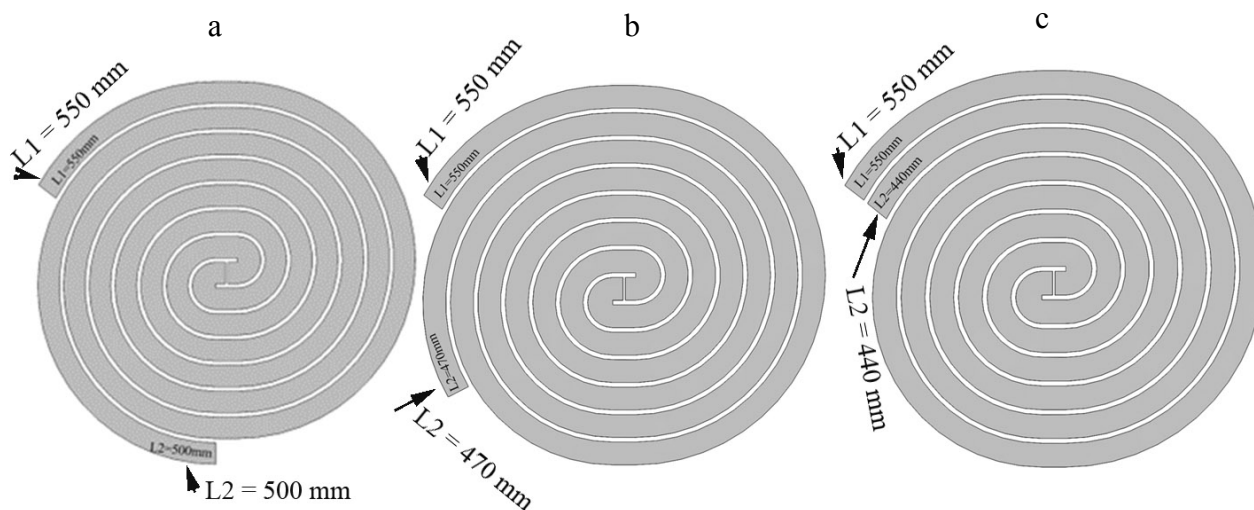


Рис. 8. Схемы спиральных труб L1, L2 различной длины.

а — длина L1 550 мм, длина L2 500 мм; б — длина L1 550 мм, длина L2 470 мм; с — длина L1 550 мм, длина L2 440 мм

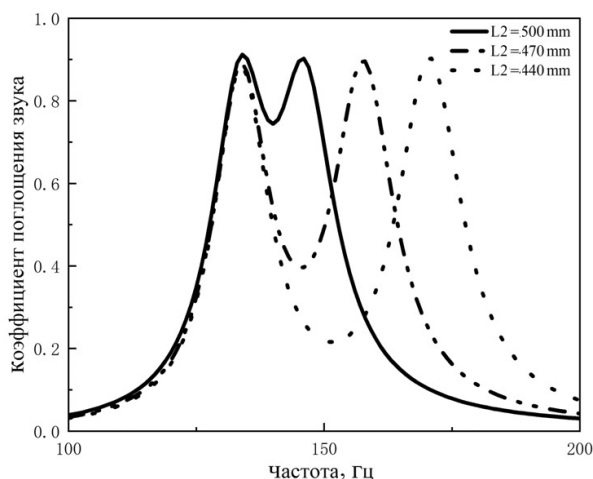


Рис. 9. График зависимости коэффициента поглощения от длины спиральных труб

Когда длина второй спиральной трубы достигает 550 мм, структура становится симметричной, и два пика поглощения сливаются. Таким образом,

на всем диапазоне изменения длины трубы при $L_1 = 550$ мм и $L_2 = 500$ –470 мм коэффициент поглощения достигает 0.9, а влияние низкочастотного спада минимально. Структура сохраняет высокую полосу поглощения и отличные характеристики поглощения звука.

Влияние высоты спиральной трубы на поглощающие характеристики

При неизменных свойствах материала и других параметров конструкции исследуется влияние высоты спиральной трубы на поглощающие характеристики. Как показано на рис. 10, а, б, в, в поглощающей структуре высота спиральной трубы постепенно увеличивается с 20 мм до 40 мм. Численное моделирование дает три кривые зависимости коэффициента поглощения от частоты, результаты поглощения показаны на рис. 10, д.

Как видно из этого рисунка, с увеличением высоты спиральной трубы пики поглощения постепенно увеличиваются, коэффициент поглощения возрастает с 0.6 до 0.9, что свидетельствует о высоком уровне согласования импеданса структуры с импедансом воздуха.

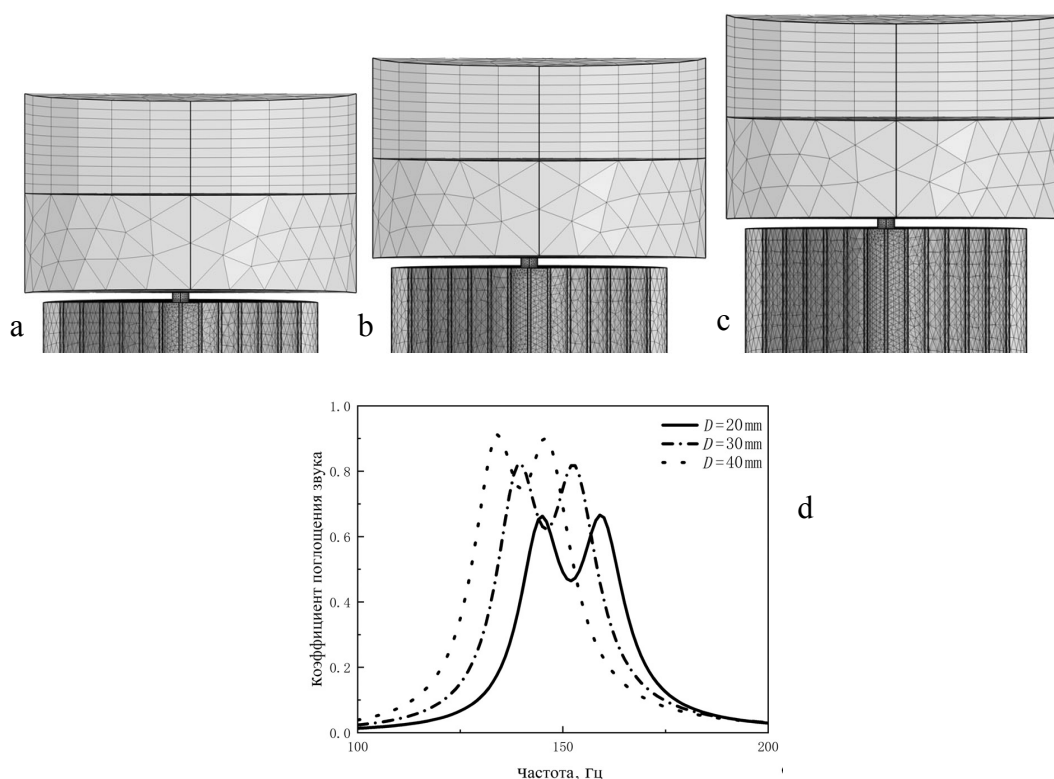


Рис. 10. Зависимость коэффициента поглощения от высоты спиральной трубы. Схемы спиральной трубы высотой (а) — 20 мм, (б) — 30 мм, (в) — 40 мм; график коэффициента поглощения (д)

При этом объем структуры увеличивается с ростом ее толщины, что приводит к увеличению акустического объема и снижению резонансной частоты. Первая резонансная частота уменьшается с 140 Гц до 134 Гц, а вторая резонансная частота снижается с 160 Гц до 146 Гц. Это показывает, что в субволновой области соответствующая настройка высоты спиральной трубы является методом контроля частоты поглощения звука.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. На основе спиральной сложенной структуры в данной работе разработана субволновая структура с двойной спиралью и высокой эффективностью поглощения звука. Для расчетного анализа использовалось программное обеспечение COMSOL. При толщине 45 мм рабочая частота составляет 134 Гц, что соответствует $1/57$ длины волны; структура имеет характеристики глубокой субволновой размерности, обеспечивая регулируемое эффективное поглощение в низкочастотном диапазоне от 134 Гц до 180 Гц, при коэффициенте поглощения, близком к 1.

2. Основные принципы поглощения звука были исследованы путем анализа распределения импеданса, скорости колебаний частиц и плотности потерь энергии. В пределах конечного объема увеличение эквивалентной длины и эквивалентного акустического объема структуры является ключом к достижению низкочастотного поглощения звука.

3. Вследствие изменений размера отверстий, длины и высоты спиральных трубок расширяется низкочастотная перестраиваемость структуры. Выбор подходящих значений диаметра отверстия, длины спиральной трубы и высоты позволяет регулировать эквивалентную длину и эквивалентный акустический объем структуры, что смещает частоту пика поглощения в сторону низких частот. Разработанная структура обладает ультратонкой толщиной и простой конструкцией, что делает ее легко изготавливаемой и эффективной для создания низкочастотных поглотителей, а также позволяет интегрировать ее с активными системами управления для создания сверхматериалов с адаптивным поглощением целевого шума, что повышает эффективность контроля шума.

Данная работа выполнена в рамках государственного задания Минобрнауки России в сфере научной деятельности по проекту № FZNS-2026-0007.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Berglund B., Hassmén P., Job R.F.S. Sources and effects of low-frequency noise // The Journal of the Acoustical Society of America. 1996. Vol. 99, no 5. P. 2985–3002. DOI: 10.1121/1.414863
2. Stansfeld S.A., Matheson M.P. Noise pollution: non-auditory effects on health // British Medical Bulletin. 2003. Vol. 68, no 1. P. 243–257. DOI: 10.1093/bmb/ldg033
3. Basner M., Babisch W., Davis A., Brink M., Clark C., Janssen S., Stansfeld S. Auditory and non-auditory effects of noise on health // The Lancet. 2014. Vol. 383, no. 9925. P. 1325–1332. DOI: 10.1016/S0140-6736(13)61613-X
4. Chen J.-S., Kuo T.-H., Lo W.-Y., Wang C.-Y. Low-frequency acoustic metasurface containing series-type resonators with curled necks // Physica Scripta. 2022. Vol. 97, no. 8. Id. 085705. DOI: 10.1088/1402-4896/ac8026
5. Liang Z., Li J. Extreme acoustic metamaterial by coiling up space // Physical Review Letters. 2012. Vol. 108, no. 11. Id. 114301. DOI: 10.1103/PhysRevLett.108.114301
6. Cai X., Guo Q., Hu G., Yang J. Ultrathin low-frequency sound absorbing panels based on coplanar spiral tubes or coplanar Helmholtz resonators // Applied Physics Letters. 2014. Vol. 105, no. 12. Id. 121901. DOI: 10.1063/1.4895617
7. Cheng Y., Zhou C., Yuan B.G., Wu D.J., Wei Q., Liu X.J. Ultra-sparse metasurface for high reflection of low-frequency sound based on artificial Mie resonances // Nature Materials. 2015. Vol. 14, no. 10. P. 1013–1019. DOI: 10.1038/nmat4393
8. Усачева И.А., Вьюшкина И.А., Коротин П.И., Салин М.Б. Исследование отражения и прохождения звука через упругий слой с включениями методом конечных элементов // Акустический журнал. 2025. Т. 71, № 2. С. 195–205. DOI: 10.31857/s0320791925020044
9. Зверев А.Я., Лазарев Л.А., Панкратов И.В. Звукоизоляция фюзеляжных самолетных конструкций с различным составом резонансных элементов // Акустический журнал. 2025. Т. 71, № 2. С. 299–304. DOI: 10.31857/s0320791925020122
10. Комкин А.И., Миронов М.А., Быков А.И. Поглощение звука резонатором Гельмгольца // Акустический журнал. 2017. Т. 63, № 4. С. 356–363. DOI: 10.7868/S0320791917030078
11. Канев Н.Г. О максимальном поглощении звука резонатором Гельмгольца в помещении на низких частотах // Акустический журнал. 2018. Т. 64, № 6. С. 752–755. DOI: 10.1134/S0320791918060059
12. Казаков Л.И. Резонансный звукопоглотитель воздушного шума // Акустический журнал. 2021. Т. 67, № 5. С. 475–481. DOI: 10.31857/S0320791921040043
13. Li Y., Assouar B.M. Acoustic metasurface-based perfect absorber with deep subwavelength thickness // Applied Physics Letters. 2016. Vol. 108, no. 6. Id. 063502. DOI: 10.1063/1.4941338
14. Zhu Y.F., Donda K., Fan S.W., Cao L.Y., Assouar B. Broadband ultra-thin acoustic metasurface absorber with

- coiled structure // *Applied Physics Express*. 2019. Vol. 12, no. 11. Id. 114002. DOI: 10.7567/1882-0786/ab494a
15. Donda K., Zhu Y.F., Fan S.W., Cao L.Y., Li Y., Assouar B. Extreme low-frequency ultrathin acoustic absorbing metasurface // *Applied Physics Letters*. 2019. Vol. 115, no. 17. Id. 173506. DOI: 10.1063/1.5122704
 16. Zhai S., Wang Y., Zhao X. A kind of tunable acoustic metamaterial for low frequency absorption // *Acta Physica Sinica*. 2019. Vol. 68, no. 3. Id. 034301. DOI: 10.7498/aps.68.20181908
 17. Ma G., Yang M., Xiao S., Yang Z., Sheng P. Acoustic metasurface with hybrid resonances // *Nature Materials*. 2014. Vol. 13, no. 9. P. 873–878. DOI: 10.1038/nmat3994
 18. Gao Y.X., Lin Y.P., Zhu Y.F. et al. Broadband thin sound absorber based on hybrid labyrinthine metastructures with optimally designed parameters // *Scientific Reports*. 2020. Vol. 10. Id. 10705. DOI: 10.1038/s41598-020-67688-x
 19. Mei J., Ma G., Yang M., Yang Z., Wen W., Sheng P. Dark acoustic metamaterials as super absorbers for low-frequency sound // *Nature Communications*. 2012. Vol. 3. Id. 756. DOI: 10.1038/ncomms1758
 20. Popa B.-I., Zigoneanu L., Cummer S.A. Experimental acoustic ground cloak in air // *Physical Review Letters*. 2011. Vol. 106, no. 25. Id. 253901. DOI: 10.1103/PhysRevLett.106.253901
 21. Zhang S., Xia C., Fang N. Broadband acoustic cloak for ultrasound waves // *Physical Review Letters*. 2011. Vol. 106, no. 2. Id. 024301. DOI: 10.1103/PhysRevLett.106.024301
 22. Li Y., Liang B., Tao X., Zhu X.F., Zou X.Y., Cheng J.C. Acoustic focusing by coiling up space // *Applied Physics Letters*. 2012. Vol. 101, no. 23. Id. 233508. DOI: 10.1063/1.4769984
 23. Ghaffarivardavagh R., Nikolajczyk J., Holt R.G., Anderson S., Zhang X. Horn-like space-coiling metamaterials toward simultaneous phase and amplitude modulation // *Nature Communications*. 2018. Vol. 9. Id. 1349. DOI: 10.1038/s41467-018-03839-z
 24. Kim C.K., Kim J., Jeon W. Realization of an acoustic metatens exhibiting broadband high transmission // *Journal of Sound and Vibration*. 2022. Vol. 529. Id. 116910. DOI: 10.1016/j.jsv.2022.116910
 25. Qi S., Li Y., Assouar B. Acoustic Focusing and Energy Confinement Based on Multilateral Metasurfaces // *Physical Review Applied*. 2017. Vol. 7, no. 5. Id. 054006. DOI: 10.1103/PhysRevApplied.7.054006
 26. Sun H.X., Fang X., Ge Y., Ren X.D., Yuan S.Q. Acoustic focusing lens with near-zero refractive index based on coiling-up space structure // *Acta Physica Sinica*. 2017. Vol. 66, no. 24. Id. 244301. DOI: 10.7498/aps.66.244301
 27. Kumar S., Lee H.P. Labyrinthine acoustic metastructures enabling broadband sound absorption and ventilation // *Applied Physics Letters*. 2020. Vol. 116, no. 13. Id. 134103. DOI: 10.1063/5.0004520
 28. Du J., Luo Y., Zhao X., Sun X., Song Y., Hu X. Bilayer ventilated labyrinthine metasurfaces with high sound absorption and tunable bandwidth // *Scientific Reports*. 2021. Vol. 11. Id. 5829. DOI: 10.1038/s41598-021-84986-0
 29. Liu C., Gong C., Long H., Gu Y., Ma C., Liu Y., Zhu Y., Cheng Y., Liu X. Ventilated metasurface absorber constructed by synthesized acoustic multipoles // *Physical Review Applied*. 2024. Vol. 21, no. 6. Id. 064043. DOI: 10.1103/PhysRevApplied.21.064043
 30. Xiang X., Wu X., Li X., Wu P., He H., Mu Q., Wang S., Huang Y., Wen W. Ultra-open ventilated metamaterial absorbers for sound-silencing applications in environment with free air flows // *Extreme Mechanics Letters*. 2020. Vol. 39. Id. 100786. DOI: 10.1016/j.eml.2020.100786

**Дальневосточный федеральный университет,
г. Владивосток**

Контакты: Стаценко Любовь Григорьевна,
statsenko.lg@dvfu.ru

Материал поступил в редакцию 26.06.2026

THE STUDY OF THE SOUND ABSORPTION PROPERTIES OF DOUBLE-HELIX SUBWAVELENGTH ACOUSTIC METAMATERIALS

X. Lan, L. G. Statsenko

Far Eastern Federal University, Vladivostok, RF

This paper designs a subwavelength sound absorption structure based on a double-helix back cavity with folded space. The goal is to increase additional sound absorption peaks while reducing the structure's volume and enhancing low-frequency sound absorption. Through numerical simulations of parameters such as hole aperture, spiral tube length, and height, it is shown that with a maximum thickness of 45 mm, the operating frequency is 134 Hz, which corresponds to 1/57 of the sound wave wavelength. The structure achieves adjustable and efficient absorption in the low-frequency range of 134 Hz to 180 Hz, with a sound absorption coefficient close to 1. Optimizing these parameters can effectively improve sound absorption performance. The metamaterial has advantages such as high low-frequency sound absorption coefficient, small volume, light weight, compact structure, and ease of manufacturing, making it highly suitable for applications in noise control and other engineering fields, with significant potential in space-constrained environments.

Keywords: acoustic metamaterials, double-helix cavity, sound absorption, curled space, low-frequency, subwavelength structure

REFERENCES

1. Berglund B., Hassmén P., Job R.F.S. Sources and effects of low-frequency noise. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1996, vol. 99, no 5, pp. 2985–3002. DOI: 10.1121/1.414863
2. Stansfeld S.A., Matheson M.P. Noise pollution: non-auditory effects on health. *British Medical Bulletin*, 2003, vol. 68, no 1, pp. 243–257. DOI: 10.1093/bmb/ldg033
3. Basner M., Babisch W., Davis A., Brink M., Clark C., Janssen S., Stansfeld S. Auditory and non-auditory effects of noise on health. *The Lancet*, 2014, vol. 383, no. 9925, pp. 1325–1332. DOI: 10.1016/S0140-6736(13)61613-X
4. Chen J.-S., Kuo T.-H., Lo W.-Y., Wang C.-Y. Low-frequency acoustic metasurface containing series-type resonators with curled necks. *Physica Scripta*, 2022, vol. 97, no. 8, id. 085705. DOI: 10.1088/1402-4896/ac8026
5. Liang Z., Li J. Extreme acoustic metamaterial by coiling up space. *Physical Review Letters*, 2012, vol. 108, no. 11, id. 114301. DOI: 10.1103/PhysRevLett.108.114301
6. Cai X., Guo Q., Hu G., Yang J. Ultrathin low-frequency sound absorbing panels based on coplanar spiral tubes or coplanar Helmholtz resonators. *Applied Physics Letters*, 2014, vol. 105, no. 12, id. 121901. DOI: 10.1063/1.4895617
7. Cheng Y., Zhou C., Yuan B.G., Wu D.J., Wei Q., Liu X.J. Ultra-sparse metasurface for high reflection of low-frequency sound based on artificial Mie resonances. *Nature Materials*, 2015, vol. 14, no. 10, pp. 1013–1019. DOI: 10.1038/nmat4393
8. Usacheva I.A., V'yushkina I.A., Korotin P.I., Salin M.B. [Investigation of sound reflection and transmission through an elastic layer with inclusions using the finite element method]. *Akusticeskij zurnal* [Acoustical Journal], 2025, vol. 71, no. 2, pp. 195–205. (In Russ.). DOI: 10.31857/s0320791925020044
9. Zverev A.Ya., Lazarev L.A., Pankratov I.V. [Sound insulation of fuselage aircraft structures with different compositions of resonance elements]. *Akusticeskij zurnal* [Acoustical Journal], 2025, vol. 71, no. 2, pp. 299–304. DOI: 10.31857/s0320791925020122 (In Russ.).
10. Komkin A.I., Bykov A.I., Mironov M.A. [Sound absorption by a Helmholtz resonator]. *Akusticeskij zurnal* [Acoustical Journal], 2017, vol. 63, no. 4, pp. 356–363. DOI: 10.7868/S0320791917030078 (In Russ.).
11. Kanev N.G. [Maximum sound absorption by a Helmholtz resonator in a room at low frequencies]. *Akusticeskij zurnal* [Acoustical Journal], 2018, vol. 64, no. 6, pp. 752–755. DOI: 10.1134/S0320791918060059 (In Russ.).
12. Kazakov L.I. [Resonance air noise absorber]. *Akusticeskij zurnal* [Acoustical Journal], 2021, vol. 67, no. 5, pp. 475–481. DOI: 10.31857/S0320791921040043 (In Russ.).
13. Li Y., Assouar B.M. Acoustic metasurface-based perfect absorber with deep subwavelength thickness // *Applied Physics Letters*. 2016. Vol. 108, no. 6. Id. 063502. DOI: 10.1063/1.4941338
14. Zhu Y.F., Donda K., Fan S.W., Cao L.Y., Assouar B. Broadband ultra-thin acoustic metasurface absorber with coiled structure. *Applied Physics Express*, 2019, vol. 12, no. 11, id. 114002. DOI: 10.7567/1882-0786/ab494a
15. Donda K., Zhu Y.F., Fan S.W., Cao L.Y., Li Y., Assouar B. Extreme low-frequency ultrathin acoustic absorbing metasurface. *Applied Physics Letters*, 2019, vol. 115, no. 17, id. 173506. DOI: 10.1063/1.5122704
16. Zhai S., Wang Y., Zhao X. A kind of tunable acoustic metamaterial for low frequency absorption. *Acta Physica Sinica*, 2019, vol. 68, no. 3, id. 034301. DOI: 10.7498/aps.68.20181908

17. Ma G., Yang M., Xiao S., Yang Z., Sheng P. Acoustic metasurface with hybrid resonances. *Nature Materials*, 2014, vol. 13, no. 9, pp. 873–878. DOI: 10.1038/nmat3994
18. Gao Y.X., Lin Y.P., Zhu Y.F. et al. Broadband thin sound absorber based on hybrid labyrinthine metastructures with optimally designed parameters. *Scientific Reports*, 2020, vol. 10, id. 10705. DOI: 10.1038/s41598-020-67688-x
19. Mei J., Ma G., Yang M., Yang Z., Wen W., Sheng P. Dark acoustic metamaterials as super absorbers for low-frequency sound. *Nature Communications*, 2012, vol. 3, id. 756. DOI: 10.1038/ncomms1758
20. Popa B.-I., Zigoneanu L., Cummer S.A. Experimental acoustic ground cloak in air // *Physical Review Letters*. 2011. Vol. 106, no. 25. Id. 253901. DOI: 10.1103/PhysRevLett.106.253901
21. Zhang S., Xia C., Fang N. Broadband acoustic cloak for ultrasound waves. *Physical Review Letters*, 2011, vol. 106, no. 2, id. 024301. DOI: 10.1103/PhysRevLett.106.024301
22. Li Y., Liang B., Tao X., Zhu X.F., Zou X.Y., Cheng J.C. Acoustic focusing by coiling up space. *Applied Physics Letters*, 2012, vol. 101, no. 23, id. 233508. DOI: 10.1063/1.4769984
23. Ghaffarivardavagh R., Nikolajczyk J., Holt R.G., Anderson S., Zhang X. Horn-like space-coiling metamaterials toward simultaneous phase and amplitude modulation. *Nature Communications*, 2018, vol. 9, id. 1349. DOI: 10.1038/s41467-018-03839-z
24. Kim C.K., Kim J., Jeon W. Realization of an acoustic metatens exhibiting broadband high transmission. *Journal of Sound and Vibration*, 2022, vol. 529, id. 116910. DOI: 10.1016/j.jsv.2022.116910
25. Qi S., Li Y., Assouar B. Acoustic Focusing and Energy Confinement Based on Multilateral Metasurfaces. *Physical Review Applied*, 2017, vol. 7, no. 5. id. 054006. DOI: 10.1103/PhysRevApplied.7.054006
26. Sun H.X., Fang X., Ge Y., Ren X.D., Yuan S.Q. Acoustic focusing lens with near-zero refractive index based on coiling-up space structure. *Acta Physica Sinica*, 2017, vol. 66, no. 24, id. 244301. DOI: 10.7498/aps.66.244301
27. Kumar S., Lee H.P. Labyrinthine acoustic metastructures enabling broadband sound absorption and ventilation. *Applied Physics Letters*, 2020, vol. 116, no. 13, id. 134103. DOI: 10.1063/5.0004520
28. Du J., Luo Y., Zhao X., Sun X., Song Y., Hu X. Bilayer ventilated labyrinthine metasurfaces with high sound absorption and tunable bandwidth. *Scientific Reports*, 2021, vol. 11, id. 5829. DOI: 10.1038/s41598-021-84986-0
29. Liu C., Gong C., Long H., Gu Y., Ma C., Liu Y., Zhu Y., Cheng Y., Liu X. Ventilated metasurface absorber constructed by synthesized acoustic multipoles. *Physical Review Applied*, 2024, vol. 21, no. 6, id. 064043. DOI: 10.1103/PhysRevApplied.21.064043
30. Xiang X., Wu X., Li X., Wu P., He H., Mu Q., Wang S., Huang Y., Wen W. Ultra-open ventilated metamaterial absorbers for sound-silencing applications in environment with free air flows. *Extreme Mechanics Letters*, 2020, vol. 39, id. 100786. DOI: 10.1016/j.eml.2020.100786

Contacts: Statsenko Lyubov' Grigor'evna,
statsenko.lg@dvfu.ru

The article was received by the editorial office on 26.06.2026

INTRODUCTION

Noise pollution has become a pressing issue recently. Many scientists have conducted in-depth studies of various noise issues through the design of diverse sound-absorbing structures. The development of artificial acoustic structures (metamaterials) has made it possible to control low-frequency sound waves [1–7]. Acoustic metamaterials are effective not only in sound insulation [8–9] but also demonstrate excellent sound absorption properties.

The sound-absorbing properties of labyrinth-shaped and curved-and-rolled structures have attracted widespread attention from researchers and have become an important area of research in the field of low-frequency sound absorption and noise reduction. Such structures can be equivalently represented as Helmholtz resonators [10–12]. By rolling the acoustic space, the sound propagation path is increased, which allows for a significant reduction in the acoustically effective dimensions of the structure and enables sound absorption in the low-frequency range. Therefore, the development of an effective sound absorber with subwavelength thickness is a pressing issue for both engineering applications and scientific research.

To address this issue, the authors of [13] proposed a subwavelength perfect absorber based on acoustic metamaterials, the thickness of which is significantly smaller than the wavelength of sound. Experimental results showed that this material provides virtually complete absorption at a given low frequency. However, a single sound-absorbing structure with a rolled space typically has only a single maximum sound absorption coefficient. To expand the absorption band, a broadband ultra-thin acoustic absorbing panel with a rolled structure was developed [14], providing broadband low-frequency sound absorption.

Many researchers have also conducted a significant amount of work devoted to small-sized and tunable rolled sound-absorbing structures [15–19], and tunable labyrinth acoustic metamaterials have been proposed in which the peak absorption frequency can be dynamically adjusted by changing the geometric parameters of the labyrinth channels. Rolled-space structures can also be applied in the fields of acoustic cloaking [20–21] and acoustic focusing [22–26]. For example, an experimental acoustic ground-based cloaking structure in an air environment was proposed; in this structure, a labyrinth geometry is used to direct the diffraction of sound waves around an object. This makes it possible to eliminate the influence of the object on the sound field in the target area and demonstrate the effect of acoustic invisibility.

In architectural acoustics, rolled-space structures make it possible to simultaneously meet ventilation and sound absorption requirements [27–30]. However, such rolled sound-absorbing structures typically have

only a single absorption peak per element, and the main structure typically consists of several elements connected in parallel. This increases the overall volume of the structure and limits its use in space-constrained environments. Therefore, developing a compact structure that provides multi-peak low-frequency sound absorption is particularly important.

This article proposes a double-helix subwavelength absorber structure and develops a computational model. Simulation results demonstrate that the structure exhibits high sound absorption efficiency. Studies of the influence of aperture size and the length and height of the spiral chambers revealed that, at a maximum thickness of 45 mm, the operating frequency is 134 Hz, corresponding to 1/57 of the sound wavelength. In the frequency range of 110–180 Hz, adjustable effective absorption is achieved with an absorption coefficient close to 1. Optimization of the spiral chamber length, aperture diameter, and tube height significantly improves sound absorption. The structure exhibits good tunability, small volume, light weight, ease of manufacture, and a high absorption coefficient at low frequencies, making it promising for use in confined spaces.

The core of this structure consists of a double helical chamber, a perforated front cover, and a rigid rear cover, they form a resonant chamber. The two resonant bodies of this structure have different resonances. The air column's vibration amplitude in the throat is maximum, and, accordingly, the acoustic energy dissipation is maximized, resulting in two resonant absorption peaks. By superimposing the two peaks, the absorption range can be expanded. By adjusting the structure parameters and the resonant frequency range, the acoustic performance of this double helical structure is significantly improved compared to single-resonant structures.

The developed structure is shown in Fig. 1. The sample is disk-shaped. The design parameters are as follows: outer radius of the structure $R = 50$ mm, diameter of the opening in the front cover $r = 2.5$ mm, width of the spiral tube channel $w = 5$ mm, tube wall thickness $k = 1$ mm, tube length $L1 = 550$ mm, $L2 = 500$ mm, spiral tube height $D = 40$ mm, front cover thickness $t = 3$ mm. Sound waves pass through a circular opening in the center of the rigid front cover and then travel along the spiral chamber between the front and rear covers in two different directions, achieving energy dissipation and sound absorption due to friction and resonance.

Fig. 1. Schematic diagram of an adjustable subwavelength absorbing structure.
a — plane diagram, b — spatial diagram

STUDY OF THE SOUND ABSORPTION MECHANISM

Finite element analysis

The cross-sectional view of the structure mesh is shown in Fig. 2. To study the acoustic characteristics of the tunable absorbing metasurface, numerical simulations were performed in the COMSOL Multiphysics package. The structure was modeled using the built-in "Pressure Acoustics" physical interface, and the "Narrow Region Acoustics" interface was used for the internal narrow channels. The background sound pressure was set to 1 Pa to simulate the sound field. A perfectly matched absorbing layer (PML) was assigned to the upper boundary to suppress spurious reflections. A swept mesh markup was used for the PML, while the cavity region was discretized using a free tetrahedral mesh.

Fig. 2. Cross-section of the structural mesh

Sound absorption mechanism

To further explore the principle of sound absorption in a structure, this article provides a detailed analysis of the relationships between the sound absorption coefficient and impedance distribution (Figs. 3–6). According to the theory of electroacoustic analogies, the imaginary component of the normalized impedance (acoustic reactance) characterizes the system's ability to accumulate energy, while the real component (sound active resistance) reflects the system's dissipative properties. The reactive component correlates with the resonant states of the absorber, with its zero value corresponding to the resonant frequency of the system and the frequency of maximum sound absorption. Active resistance is associated with the matching of the impedances of the absorbing structure and the air environment. Ideal sound absorption requires that the impedance of the structure's surface match the impedance of the air.

Fig. 3. Schematic diagram of the sound absorption principle. Sound absorption coefficient

The formula

$$\alpha = \frac{4 \operatorname{Re}(z_n)}{[1 + \operatorname{Re}(z_n)]^2 + [\operatorname{Im}(z_n)]^2}$$

is an expression for the sound absorption coefficient, where α is the sound absorption coefficient, $\operatorname{Re}(z_n)$ is the real part of the impedance, and $\operatorname{Im}(z_n)$ is its imaginary part.

Only when the conditions $\operatorname{Re}(z_n) = 1$ and $\operatorname{Im}(z_n) = 0$ for the normalized surface impedance are simultaneously satisfied the structure can provide perfect absorption at normal incidence. In this case, energy losses and leakages are in equilibrium, and the system is in the critical coupling regime. As shown in Fig. 4, the imaginary part is zero at 134 Hz, while the real part is close to 1; the absorber impedance is matched to the air impedance, ensuring ideal low-frequency sound absorption characteristics.

Fig. 4. Schematic diagram of the sound absorption principle. Impedance distribution

To further explore the structure's sound absorption mechanism, Figs. 5 and 6 show the particle oscillation velocities and energy densities obtained by numerical simulation. The results indicate that the particle oscillation velocity is highest at the channel entrance, indicating strong resonance between the sound waves and the absorbing structure.

Fig. 5. Schematic diagram of the sound absorption principle. Particle vibration velocity distribution

Fig. 6. Schematic diagram of the sound absorption principle. Energy loss density distribution

Sound, when rubbing against two inlet openings, converts the sound energy into heat, which is then dissipated, and the absorption coefficient approaches 1. The spiral channel design significantly lengthens the sound propagation path within the limited thickness of the structure, increases the equivalent length and equivalent acoustic volume, shifts the absorption peak toward lower frequencies. The maximum structure thickness is only 45 mm, which is 1/57 of the wavelength at 134 Hz. The structure exhibits subwavelength characteristics and, thanks to the double spiral channel design, expands the absorption band. This structure has enormous potential for use in confined spaces.

INFLUENCE OF STRUCTURAL PARAMETERS ON SOUND ABSORPTION CHARACTERISTICS

Parameters

In the design structure, the parameters have a definite influence on the acoustic characteristics of the helix absorbing structure. The structural parameters under consideration include: the radius of the front cover opening of the spiral absorbing chamber r ; the height of the spiral tube D ; and the length of the tube L . To study the influence of changes in various parameters on the absorption characteristics of the structure, the initial values of the geometric parameters of the model are: $r = 2.5$ mm, $R = 50$ mm, $w = 5$ mm, $k = 1$ mm, $L1 = 550$ mm, $L2 = 500$ mm, $D = 40$ mm, $t = 3$ mm, air density 1.25 kg/m³, sound speed 343 m/s, dynamic viscosity 17.9 μ Pa s.

The effect of aperture radius on absorption characteristics

The effect of front cover aperture radius on the absorption characteristics of a structure is investigated, while the material properties and other design parameters remain constant. The following radii are adopted for the front cover apertures of the acoustic structure: 2.5 mm, 2 mm, and 1.5 mm. Numerical simulation yields three absorption coefficient curves as a function of frequency, as shown in Fig. 7.

Fig. 7. Sound absorption coefficient

It can be seen that as the front cover aperture diameter increases from 3 mm to 5 mm, the aperture area increases and the resonant frequency changes significantly. The two absorption peaks increase, and the absorption coefficient increases from 0.8 to 0.9 .

Increasing the aperture area improves the matching of the acoustic impedance of the subwavelength structure with the acoustic impedance of air, allowing more sound energy to penetrate the structure and gradually increasing the absorption coefficient. The resonant frequency also shifts toward higher frequencies: the first absorption peak shifts from 119 Hz to 129 Hz, and then to 134 Hz; the second absorption peak shifts from 125 Hz to 140 Hz and reaches 145 Hz. The overall absorption band of the structure also increases. Therefore, increasing the aperture diameter improves the absorption characteristics of the spiral structure.

The effect of spiral tube length on absorption characteristics

With the material properties and other design parameters unchanged, the effect of spiral tube length on

absorption characteristics is studied. As shown in Fig. 8, a, b, c, in the absorbing structure, the length of one of the spiral tubes remains constant at 550 mm, while the length of the other gradually increases from 440 mm to 500 mm.

Fig. 8. Schematics of spiral tubes L1 and L2 of various lengths.

- a — length L1 550 mm, length L2 500 mm;
- b — length L1 550 mm, length L2 470 mm;
- c — length L1 550 mm, length L2 440 mm

Numerical simulation yields three curves for the absorption coefficient versus frequency; the results are shown in Fig. 9.

Fig. 9. Graph of the dependence of the absorption coefficient on the length of spiral tubes

As can be seen from Fig. 9, since the length of tube L1 remains constant, its first absorption peak and corresponding resonant frequency remain unchanged. The second absorption peak for the shorter tube also remains unchanged, but as the tube length increases, the resonant frequency shifts toward lower frequencies. The spiral channel significantly lengthens the sound propagation path within the limited thickness of the structure, increasing its equivalent length and equivalent acoustic volume. This leads to a shift of the absorption peak toward lower frequencies from 170 Hz to 134 Hz. The two resonant absorption peaks gradually converge, and the absorption coefficient in the low-frequency region increases from 0.28 to 0.75 , significantly improving the acoustic performance.

When the length of the second spiral tube reaches 550 mm, the structure becomes symmetrical, and the two absorption peaks merge. Thus, over the entire range of tube length at $L1 = 550$ mm and $L2 = 500$ – 470 mm, the absorption coefficient reaches 0.9 , and the influence of low-frequency roll-off is minimal. The structure maintains a high absorption band and excellent sound absorption characteristics.

The effect of spiral tube height on absorption characteristics

With the material properties and other design parameters unchanged, the effect of spiral tube height on the absorption characteristics is studied. As shown in Fig. 10, a, b, and c, the height of the spiral tube in the absorber structure gradually increases from 20 mm to 40 mm. Numerical simulation yields three curves for the absorption coefficient versus frequency, with the absorption results shown in Figure 10, d.

Fig. 10. Absorption coefficient versus spiral tube height. Schematic diagrams of spiral tubes with heights (a) — 20 mm, (b) — 30 mm, (c) — 40 mm; absorption coefficient graph (d)

As can be seen from this figure, increasing spiral tube height enables the increase of the absorption peaks gradually and the increase of the absorption coefficient from 0.6 to 0.9, indicating a high grade of matching between the structure impedance and the air impedance.

The volume of the structure increases with increasing thickness, leading to an increase in acoustic volume and a decrease in resonant frequency. The first resonant frequency decreases from 140 Hz to 134 Hz, and the second resonant frequency decreases from 160 Hz to 146 Hz. This demonstrates that, in the sub-wavelength region, appropriate adjustment of the spiral tube height is a method for controlling the sound absorption frequency.

CONCLUSION

1. Based on a folded spiral structure, a subwavelength structure with a double helix and high sound

absorption efficiency is developed in this study. COMSOL software was used for the computational analysis. With a thickness of 45 mm, the operating frequency is 134 Hz, which corresponds to 1/57 of the wavelength; The structure exhibits deep subwavelength dimensionality, providing adjustable effective absorption in the low-frequency range from 134 Hz to 180 Hz, with an absorption coefficient close to 1.

2. The fundamental principles of sound absorption were investigated by analyzing the impedance distribution, particle oscillation velocity, and energy loss density. Within a finite volume, increasing the equivalent length and equivalent acoustic volume of the structure is key to achieving low-frequency sound absorption.

3. By varying the hole size and the length and height of the spiral tubes, the low-frequency tunability of the structure is expanded. Selection of appropriate values for the hole diameter, spiral tube length, and height allows for adjustment of the equivalent length and equivalent acoustic volume of the structure to shift the absorption peak frequency toward lower frequencies. The developed structure is ultra-thin and simple in design, this makes it easy to fabricate and effective for creating low-frequency absorbers. It also enables integration with active control systems to create supermaterials with adaptive absorption of targeted noise, thereby increasing the efficiency of noise control.