

轮胎中低频噪声的降噪结构设计及性能分析

刘晓昂^{1,2}, 焦湘和^{1,2}, 张 曲³, 甄 冬¹, 上官文斌⁴

(1. 河北工业大学机械工程学院, 天津 300130; 2. 河北工业大学天津市新能源汽车动力传动与安全技术重点实验室, 天津 300130; 3. 宁波拓普集团股份有限公司, 浙江 宁波 315800; 4. 华南理工大学机械与汽车工程学院, 广东 广州 510641)

摘要: 针对轮胎中低频(500~2000 Hz)噪声的吸收问题, 设计了一种组合吸声结构, 该结构由多孔材料和卷绕空腔结构组成。结合多孔材料和卷绕空腔的吸声原理, 建立了组合式吸声结构的理论分析模型, 推导了模型吸声系数表达式; 利用有限元分析法, 分析了组合式吸声结构在中低频频段内的吸声性能。结果表明, 组合吸声结构在 500~2000 Hz 频段内吸声性能良好, 在 1092 Hz 频率附近出现吸声峰值, 接近完美吸声。相较于单一的多孔材料, 该组合式吸声结构的吸声性能有了较大的提升; 通过改变组合式吸声结构中多孔材料体积占比, 研究了吸声性能的变化规律, 通过绘制反射系数的复频率平面分布情况, 并结合声阻抗匹配条件分析了结构的吸声机理; 在阻抗管中对该组合式吸声结构进行吸声测试, 验证了理论解析模型和有限元模型的正确性。将组合吸声结构与毛毡轮罩材料叠加, 研究了叠加后的吸声性能, 并提出了进一步提升吸声性能的措施。该组合吸声结构的吸声峰值频率可根据多孔材料体积占比调控, 且总体厚度小, 在轮胎中低频噪声控制中具有一定的效果。

关键词: 轮胎噪声; 多孔材料; 卷绕空腔; 组合吸声结构; 吸声系数

中图分类号: TB535; TB533.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2023)04-1005-10

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2023.04.014

引 言

目前, 传统燃油车逐渐被电动汽车代替, 在电动汽车噪声成分中, 轮胎空腔低频噪声^[1](300 Hz 以下)、轮胎道路中低频噪声(500~2000 Hz)成为主要的噪声源。研究表明^[2-3], 向轮胎内部嵌入合适的吸声材料, 可显著降低车辆驾驶室内的噪声; 此外, 在轮辋上安装降噪结构^[4], 也可降低轮胎空腔噪声。上述方法是在噪声源端控制轮胎空腔低频噪声, 除此之外, 还可以在噪声传递路径上控制轮胎道路中低频噪声。

近年来, 针对中低频噪声的控制问题, 常采用多孔材料和共振吸声结构相结合的方法构造组合吸声结构。Groby 等^[5]将亥姆霍兹共振器嵌入到多孔材料内部改善其吸声性能, 结果表明当嵌有亥姆霍兹共振器时, 这种吸声体整体吸声性能得到改善, 同时通过去除亥姆霍兹共振器管径的多孔材料, 可进一步拓宽吸声频带。Zhou 等^[6]在多孔材料内部嵌入阿基米德螺旋线型的圆柱环, 发现在材料厚度为波长的 1/20 时, 可达到完美吸声(吸声系数)。尽管如此, 这些研究均未在工程中得到应用, 主要原因是结构的整体厚度较大, 不能满足实际使用要求, 此外嵌

入的共振结构制作也较为繁琐。因此更迫切需要的是一种制作简单, 可以进一步缩小尺寸的结构。

在 Fabry-Perot (FP) 共振结构中基于“空间卷绕”的思路也出现了许多设计类型。Liu 等^[7]设计了一种单通道的吸声结构, 可以通过调整通道截面积调整吸声频率; Long 等^[8]在圆柱体结构中, 设计折叠卷绕的单通道吸声体; Shen 等^[9]设计了变截面 FP 通道的吸声结构, 相比于等截面 FP 通道截面结构, 该结构可以提高吸声系数并拓宽吸声频带宽度, 丰富了 FP 共振结构的研究; Zhu 等^[10]基于折叠卷绕通道设计了声学超表面结构, 并组合多个吸声单元形成高效吸声体。

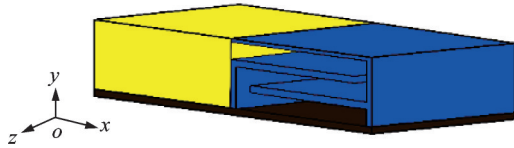
本文针对轮胎中低频噪声的抑制, 通过在轮胎道路噪声传递路径上布置一种组合吸声结构, 满足轮胎道路中低频噪声的降噪需求。首先利用多孔材料和“空间卷绕”的思路设计了一种基于卷绕空腔的组合式吸声结构; 构建了组合结构的理论解析模型, 利用有限元法分析了组合吸声结构在 500~2000 Hz 频带内的吸声性能, 并在阻抗管中测试了该结构的吸声系数, 验证了解析法和有限元法计算的正确性; 通过绘制反射系数在复频率平面上分布以及分析组合结构的声阻抗匹配条件, 探讨了吸声机理。然后

并联两个具有不同长度卷绕空腔的组合结构形成变频降噪结构。最后将组合吸声结构与毛毡轮罩材料结合,探索了组合吸声结构在轮胎道路噪声降噪方面的应用。区别于参考文献[11],本文着重于组合吸声结构的吸声机理分析以及组合吸声结构结合毛毡轮罩材料的实际应用。

1 组合吸声结构设计及其吸声性能分析

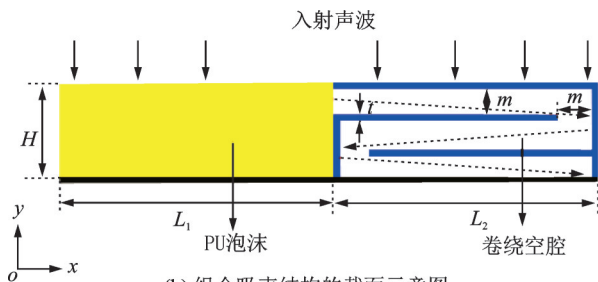
1.1 结构设计

组合吸声结构由PU泡沫(一种常见的多孔吸声材料)、卷绕空腔以及刚性背板组成。如图1(a),(b)所示为组合吸声结构的一个周期单元,卷绕空腔一端开口并朝向PU泡沫。入射声波垂直入射到吸声结构表面,在PU泡沫材料区域上表面进入吸声结构,通过PU泡沫材料进入卷绕空腔结构中传播。单一的PU泡沫材料作为对照组。



(a) 组合吸声结构3D示意图

(a) 3D schematic diagram of sound absorption structure



(b) 组合吸声结构的截面示意图

(b) Diagram of the section of combined sound absorption structure

图1 组合吸声结构

Fig. 1 Combined sound absorption structure

1.2 解析法计算吸声系数

建立组合吸声结构的理论解析模型,吸声结构高度为 H ,长度为 $L = L_1 + L_2$,PU泡沫材料域长度为 L_1 ,卷绕空腔的长度为 L_2 ,卷绕空腔开口宽度为 m ,卷绕空腔中的隔板厚度为 t ,折叠通道数为 N (如图1(a),(b)中折叠通道数记 $N=3$),对于等截面折叠通道, m 与 H 的关系为:

$$m = \frac{H - Nt}{N} \quad (1)$$

该结构的吸声系数 α 为:

$$\alpha = 1 - \left| \frac{Z_n/Z_0 - 1}{Z_n/Z_0 + 1} \right|^2 \quad (2)$$

式中 $Z_0 = \rho_0 c_0$ 为空气的特性阻抗率; ρ_0 和 c_0 分别为一个标准大气压下的空气密度和声速, $\rho_0 = 1.21 \text{ kg/m}^3$, $c_0 = 343 \text{ m/s}$; Z_n 为该组合吸声结构的表面声阻抗率:

$$Z_n = -j\sqrt{\rho_{\text{eff}} K_{\text{eff}}} \cot(\bar{\omega}H/c_{\text{eff}}) \quad (3)$$

式中 $\bar{\omega}$ 为角频率; $j = \sqrt{-1}$ 为虚数单位; $c_{\text{eff}} = \sqrt{K_{\text{eff}}/\rho_{\text{eff}}}$ 为等效声速, ρ_{eff} 和 K_{eff} 分别为该结构的等效密度和等效体积模量^[11]。分别由下式得出:

$$\frac{1}{\rho_{\text{eff}}} = \frac{\Phi_p}{\rho_p} \quad (4)$$

$$\frac{1}{K_{\text{eff}}} = \frac{\Phi_p}{K_p} + \frac{\Phi_L \tan(k_L L_t)}{K_L k_L L_t} \quad (5)$$

式中 $\Phi_p = L_1/L$, $\Phi_L = L_t m/(HL)$ 分别为PU泡沫材料和卷绕空腔的体积占比率; ρ_p , K_p 分别为PU泡沫材料的密度和体积模量; L_t 为声波在卷绕空腔中的有效长度,可以简单近似于:

$$L_t \approx N(L_2 - 2t) + 2m \quad (6)$$

k_L 为声波在卷绕空腔中的传播波数, K_L 为卷绕空腔的等效体积模量。

PU泡沫材料用Johnson-Champoux-Allard模型^[12](简称JCA模型)描述空气与孔壁黏性效应和热交互效应,PU泡沫材料的等效密度 ρ_p 和等效体积模量 K_p 分别为^[13]:

$$\rho_p = \frac{\tau_\infty \rho_0}{\epsilon_p} \left[1 - j \frac{R_f \epsilon_p}{\bar{\omega} \rho_0 \tau_\infty} \sqrt{1 + \frac{4j\bar{\omega} \tau_\infty^2 \mu \rho_0}{R_f^2 \epsilon_p^2 L_v^2}} \right] \quad (7)$$

$$K_p = \frac{\gamma P_0}{\epsilon_p} \left[\gamma - (\gamma - 1) \left(1 - j \frac{8\mu}{\bar{\omega} L_{\text{th}}^2 \text{Pr} \rho_0} \times \sqrt{1 + \frac{j\bar{\omega} L_{\text{th}}^2 \text{Pr} \rho_0}{16\mu}} \right)^{-1} \right]^{-1} \quad (8)$$

式中 μ 为空气动力黏度, $\mu = 1.80 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$; P_0 为空气压强, $P_0 = 1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$; γ 为比热率, $\gamma = C_p/C_v$; C_p 为定压比热, $C_p = 1004 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; C_v 为定容比热, $C_v = 717 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; Pr 为普朗特常数, $\text{Pr} = \mu C_p/\kappa$, κ 为空气导热系数, $\kappa = 0.026 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$; ϵ_p , R_f , τ_∞ , L_v , L_{th} 分别为PU泡沫材料的孔隙率、流阻率、曲折因子、黏滞特征长度和热特征长度。

卷绕空腔由于狭窄的截面通道,声波沿着通道壁存在热黏性损耗,卷绕空腔的等效体积模量和声波在卷绕空腔中的等效波数分别为^[11]:

$$K_L = \frac{\gamma P_0}{\gamma - (\gamma - 1)F(m/(\sqrt{j}2\delta_{\text{therm}}))} \quad (9)$$

$$k_L = \frac{\tilde{\omega}}{\sqrt{K_L/\rho_L}} \quad (10)$$

式中 $\delta_{\text{therm}} = \sqrt{2\kappa/(\tilde{\omega}\rho_0 C_p)}$ 为热边界层厚度, $F(X) = 1 - \tan(X)/X$ 为形函数, ρ_L 为卷绕空腔的等效密度,表达式为:

$$\rho_L = \frac{\rho_0}{F(m/(\sqrt{j}2\delta_{\text{visc}}))} \quad (11)$$

式中 $\delta_{\text{visc}} = \sqrt{2\mu/(\tilde{\omega}\rho_0)}$ 为黏性边界层厚度。

1.3 有限元法计算吸声系数

使用有限元仿真计算,同时为了和第2节圆形阻抗管吸声系数测试实验相统一,对组合吸声结构3D模型进行仿真计算,如图2所示。

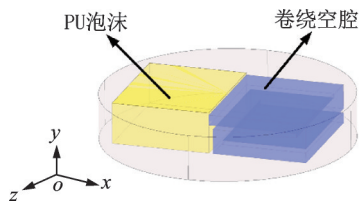


图2 组合吸声结构试样的几何模型

Fig. 2 Geometric model of combined sound-absorbing structure sample

灰色区域为组合吸声结构的支撑部分,采用光敏树脂C-UV9400 E材料,材料属性如表1所示,仿真时采用固体力学模块。右侧蓝色区域为卷绕空腔结构,由于卷绕空腔中存在狭窄通道,该部分采用热黏性声学模块,并且在靠近壁处划分边界层网格以保证边界区域的正确解析;左侧黄色区域是PU泡沫材料,采用压力声学模块,PU泡沫材料采用1.2节提到的JCA参数模型,参数如表2所示。

表1 光敏树脂C-UV9400 E材料属性

Tab. 1 Physical properties of photosensitive resin C-UV9400 E

密度/(g·m ⁻³)	泊松比	拉伸模量/MPa	弯曲模量/MPa
1.12~1.18	0.4~0.44	2589~2695	2692~2775

表2 PU泡沫的JCA模型材料参数

Tab. 2 Material parameters of JCA model for PU foaming

ϵ_p	$R_l/(\text{Pa}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2})$	τ_∞	$L_v/\mu\text{m}$	$L_{th}/\mu\text{m}$
0.989	3327	1.46	129.1	262.4

组合结构参数为: $H=10\text{ mm}$, $L_1=L_2=25\text{ mm}$, $t=1\text{ mm}$, $N=3$,此时PU泡沫材料体积占比率:

$$\Phi_p = \frac{L_1}{L_1 + L_2} = 50\% \quad (12)$$

为了和第2节阻抗管吸声测试实验同步验证,此处圆形支撑结构的直径为100 mm,通过在圆形支撑内部制作卷绕结构以达到使用要求,组合吸声结构在z轴方向宽度为30 mm。

1.4 吸声性能及吸声机理分析

有限元仿真计算得到组合吸声结构和等体积的PU泡沫材料的吸声系数曲线如图3所示,有限元解(实线)与解析解(空心圆标记)一致。吸声系数曲线表明吸声结构在1092 Hz出现吸声峰值,吸声系数大小均为0.99,接近完美吸声。

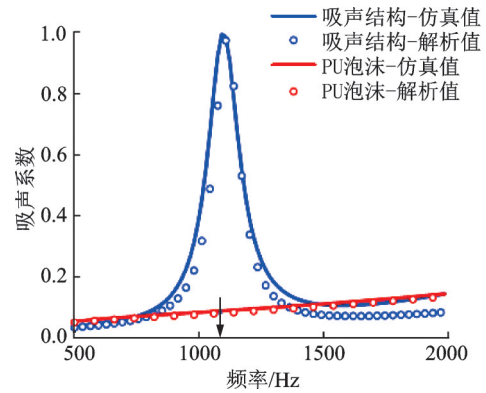


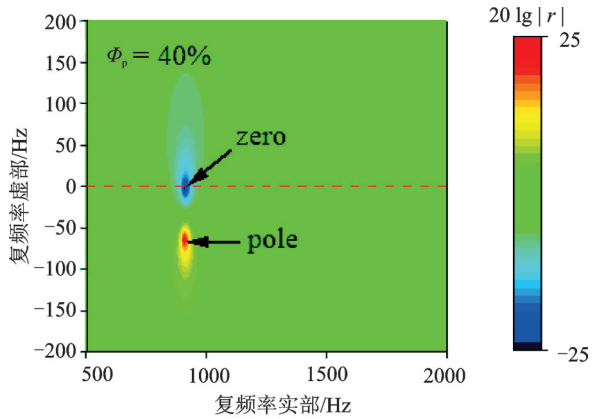
图3 吸声结构与单一PU泡沫材料的吸声系数曲线

Fig. 3 Sound absorption coefficient curves of sound absorption structures and single PU foam material

上述结果中,单一PU泡沫材料吸声效果不明显,主要由以下三个原因造成:(1)PU泡沫材料属于多孔材料的一种,是典型的高频吸声材料,中低频吸声效果较差;(2)采用的PU泡沫材料的厚度仅为10 mm,吸声效果有限;(3)采用的PU泡沫材料的流阻率仅为3327 Pa·s/m²,然而通常多孔材料流阻率在20000~40000 Pa·s/m²才具有最佳吸声性能。

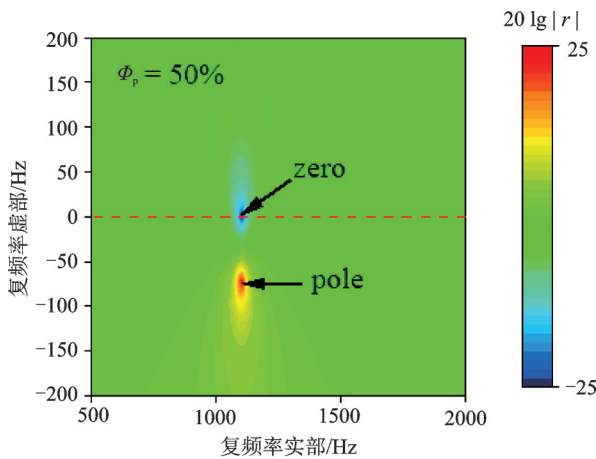
在上述结果的基础上,通过改变PU泡沫材料体积占比率构造一系列组合吸声结构,分别对不同频率噪声进行调控,在组合结构总宽度($L_1 + L_2$)不变的情况下,改变 L_1 和 L_2 的大小,使 $\Phi_p = \frac{L_1}{L_1 + L_2}$ 分别为40%,60%。同时使用图形法绘制该组合吸声结构的反射系数在复频率平面内的分布^[14]。一般地,在无损情况下,共轭零点和极点对称分布在实数轴的两侧,如果在某一频率下达到完美吸声,则这对共轭零极点对会向下偏移,且零点将恰好位于实轴上^[15-17]。图4(a)~(c)中是该组合吸声结构反射

系数在复频率平面内的分布,可以看出三种不同多孔材料在体积占比下,频率分别在 920, 1092, 1380 Hz 时,零点非常接近实轴($f_i = 0$),因此,在这些频率下接近完美吸声。同时,零点和极点之间的距离也可以表征吸声频带宽度,距离越大吸声频带越宽。从图 4(a)~(c)中看到,组合吸声结构中随着 PU 泡



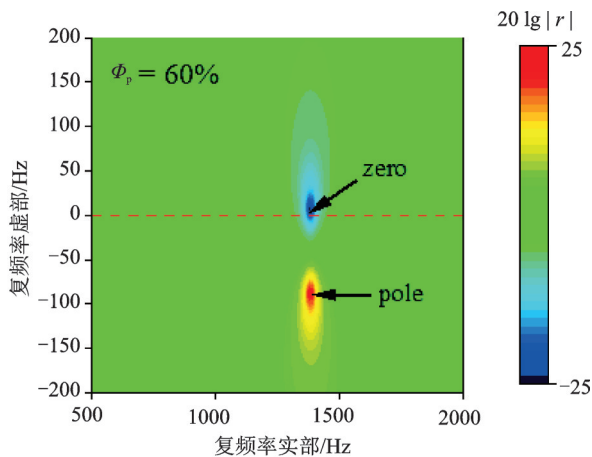
(a) PU泡沫材料体积占比为40%时反射系数在复频率平面上的分布

(a) The reflection coefficient distribution in the complex frequency plane when the volume proportion of PU foam material is 40%



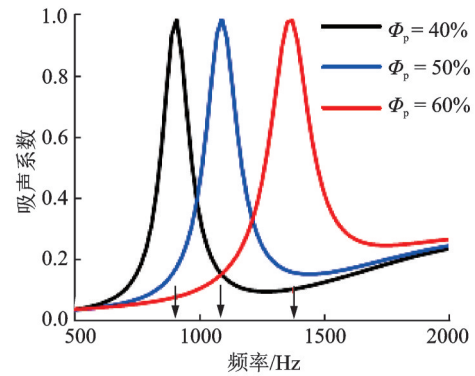
(b) PU泡沫材料体积占比为50%时反射系数在复频率平面上的分布

(b) The reflection coefficient distribution in the complex frequency plane when the volume proportion of PU foam material is 50%

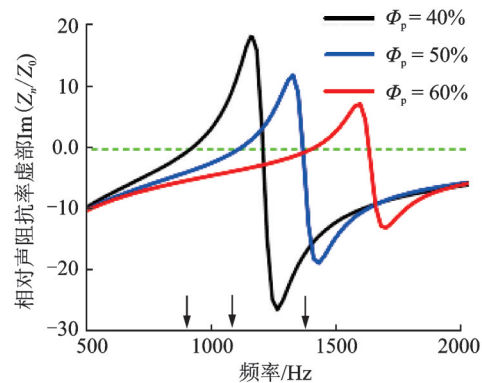


(c) PU泡沫材料体积占比为60%时反射系数在复频率平面上的分布

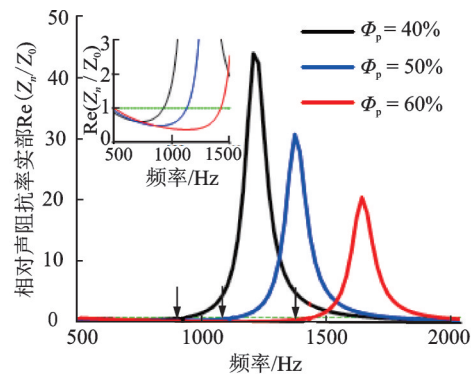
(c) The reflection coefficient distribution in the complex frequency plane when the volume proportion of PU foam material is 60%



(d) PU泡沫材料不同体积占比时吸声结构的吸声系数
(d) The sound absorption coefficient of the sound absorption structure with different volume ratios of PU foam materials



(e) PU泡沫材料不同体积占比时吸声结构的相对声阻抗率虚部
(e) The imaginary part of the relative acoustic impedance ratio of the sound absorption structure with different volume ratios of PU foam materials



(f) PU泡沫材料不同体积占比时吸声结构的相对声阻抗率实部
(f) The real part of the relative acoustic impedance ratio of the sound absorption structure with different volume ratios of PU foam materials

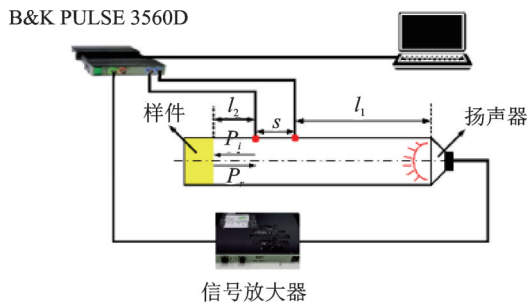
图4 不同PU泡沫体积占比下组合吸声结构的吸声性能
Fig. 4 The sound absorption performances of the combined sound absorption structure with different volume ratios of PU foam materials

沫多孔材料体积占比率增加,零点和极点之间的距离增大,吸声频带宽度随之增大。同时,如图 4(d)所示,频率在 920, 1092, 1380 Hz 时,组合结构出现吸声峰值,接近完美吸声。为了说明上述 PU 泡沫不同体积占比率 ϕ_p 的声吸收现象,分析了声阻抗率曲线,如图 4(e), (f) 所示。对于完美吸声情况,声阻抗率满足阻抗匹配条件,即吸声结构的表面阻抗 Z_n 和空气的特性阻抗 Z_0 的比值满足 $\text{Re}(Z_n/Z_0) = 1$ 以及

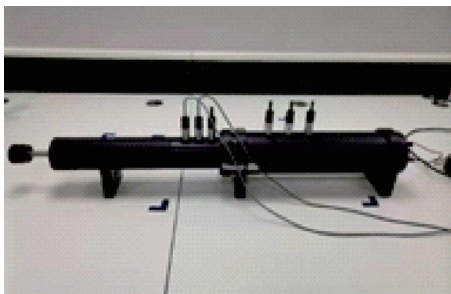
$\text{Im}(Z_n/Z_0)=0$ 。从图4(d)中看到,PU泡沫三种不同体积占比率下,吸声系数均接近1,但并未达到完美吸声,这是由于吸声结构并未严格满足阻抗匹配条件。在图4(e)和图4(f)中,在对应吸声峰值频率处,满足 $\text{Im}(Z_n/Z_0)=0$ 和 $\text{Re}(Z_n/Z_0)\approx 1$,声阻抗轻微失配使吸声系数略小于1^[18]。

2 实验验证

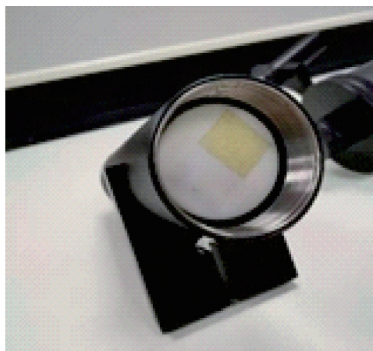
为了验证改进型吸声结构样件的吸声性能,使用阻抗管进行吸声系数测试实验,并和有限元仿真计算结果对比。实验采用双麦克风测试方法^[19],如图5(a),(b)所示为阻抗管吸声系数测试设备。在实验中,采用直径为63.5 mm的圆形阻抗管测试。如图5(c)所示,吸声结构安装在阻抗管的一端,测



(a) 阻抗管吸声系数测试设备示意图
(a) Diagram of sound absorption coefficient testing equipment of impedance tube



(b) 阻抗管吸声系数测试设备实物图
(b) Picture of impedance tube sound absorption coefficient testing equipment



(c) 吸声结构在阻抗管中的安装示意图
(c) Installation diagram of sound absorption structure in impedance tube

图5 阻抗管测试设备及样件安装

Fig. 5 Impedance tube test equipment and sample installation

试样件与阻抗管内壁采用凡士林胶密封。

3D打印制作的吸声样件如图6所示。材料选择有限元仿真计算所采用的光敏树脂C-UV9400 E,周边区域无吸声效果,因此可以采用圆形样件做吸声系数测试实验。图6(a)中,红色框线为吸声结构,PU泡沫手工裁剪成相应大小。吸声结构尺寸如下: $L_1=L_2=25\text{ mm}$, $H=10\text{ mm}$, $t=1\text{ mm}$, $m=2.5\text{ mm}$ 。图6(c)所示为实验对照组:等吸声面积的PU泡沫材料样件。

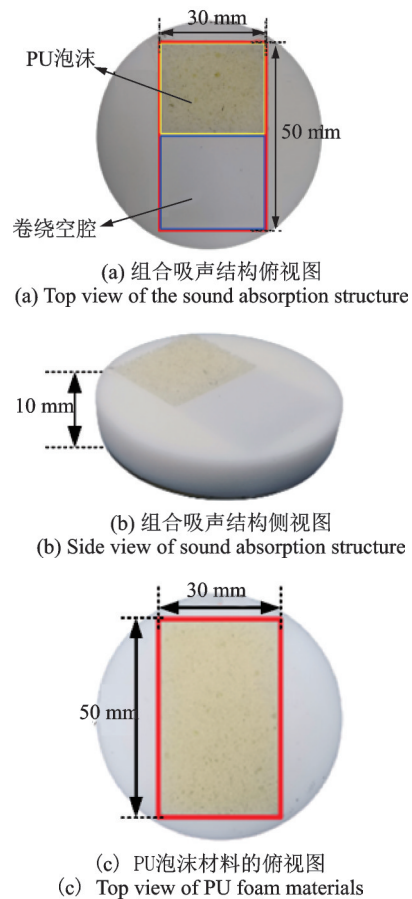


图6 吸声结构和对照组PU泡沫样件示意图

Fig. 6 Schematic diagram of sound absorption structure and PU foam sample of control group

如图7所示为有限元仿真(实线)以及实验测试(实心圆形标记)得到的吸声结构和单一PU泡沫材料的吸声系数。吸声系数总体趋势一致,阻抗管实验测试验证了有限元和解析分析的正确性。除此之外,阻抗管测试的吸声系数曲线显示吸声结构在1840 Hz出现局部吸声峰值,原因是吸声结构内部的隔板较薄,很容易被激起振动,发生声波能量转化,这在有限元仿真和理论解析模型中均未被考虑。但总体上阻抗管实验测试结果很好地说明了有限元仿真计算的正确性,也对比说明了理论解析模型的正确性。

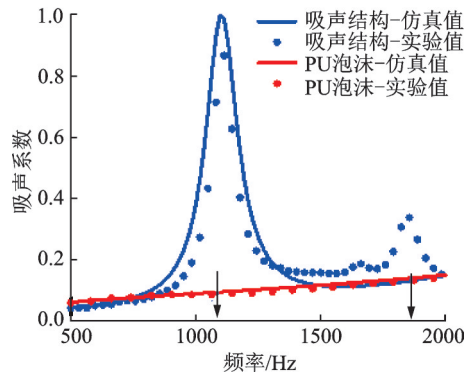


图7 组合吸声结构和单一PU泡沫材料的吸声系数曲线
Fig. 7 The sound absorption coefficient curve of sound absorbing structure and single porous material

3 并联型宽频吸声结构设计

上述结果显示组合吸声结构由于卷绕空腔的存在,在中低频有优异的吸声性能,但吸声频带较窄。本节内容在1.4节的基础上,通过整体并联两个组合吸声结构,相比之前有更宽的吸声频带。并联型宽频吸声设计如图8所示,为了描述方便,根据卷绕空腔折叠数 N 分别记为2T组合结构和3T组合结构,并联结构整体高度 $H=10\text{ mm}$,单个组合结构的总长度 $L=L_1+L_2=50\text{ mm}$ 保持不变,卷绕空腔为等截面结构。由于卷绕空腔结构的不同有效长度,理论上这种并联型宽频设计结构将存在多吸声峰值的特点。

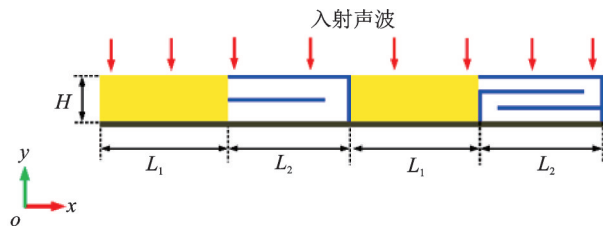


图8 并联型宽频设计吸声截面
Fig. 8 Sound absorption cross-section of the parallel broadband design

为了统一PU泡沫材料和卷绕空腔结构的物理场接口,方便绘制声压级,使用压力声学模块下的狭窄区域声学接口描述卷绕空腔吸声过程,替代用热黏性声学模块近似描述的卷绕空腔吸声过程。通过有限元法计算得到这种宽频设计的吸声系数曲线,如图9所示,存在两个吸声峰值,分别对应频率为1092和1588 Hz。根据1.4节这两个吸声峰值分别由3T组合结构和2T组合结构形成。对比单一的同厚度的PU泡沫多孔材料的吸声系数曲线(图9中红色划线),在中低频范围,并联型结构设计的吸声性能优于单一的同厚度PU泡沫材料的吸声性能。

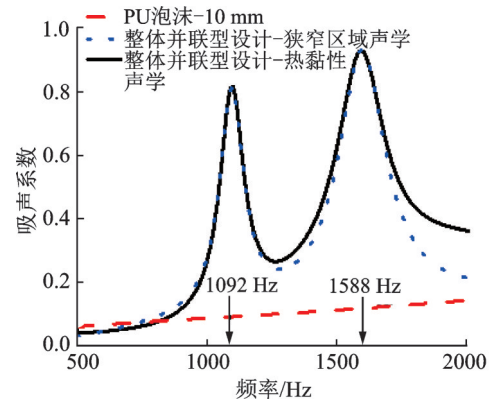


图9 并联型宽频设计的吸声系数曲线
Fig. 9 Sound absorption coefficient curve of the parallel broadband design

在图9中,使用压力声学模块下的狭窄区域声学接口求解的并联宽频结构吸声系数和使用热黏性声学模块求解的吸声系数基本一致,因此用压力声学模块下的狭窄区域声学接口求解并联宽频结构吸声系数是可行的,通过将PU泡沫多孔材料区域和卷绕空腔结构统一为压力声学物理场,绘制两个吸声峰处的声压级如图10(a),(b)所示。频率在1092 Hz时,并联结构在3T组合结构的卷绕空腔末

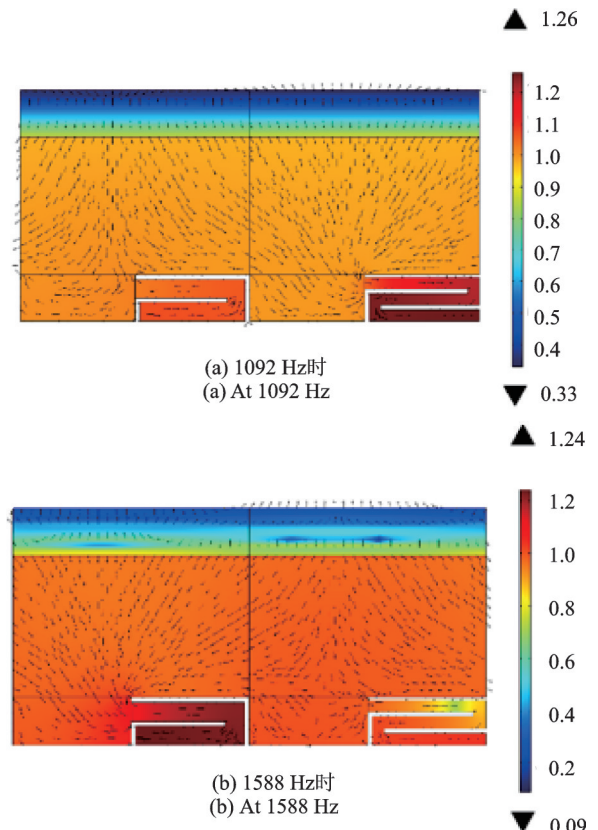


图10 不同频率下的整体并联型结构声压级和声波速度分布示意图
Fig. 10 Diagram of particle distribution of sound pressure level and acoustic velocity of the overall parallel structure at different frequencies

端声压最大,其他部位声压和背景声场声压基本一致;频率在1588 Hz时,在2T组合结构中,卷绕空腔末端声压最大,再次验证了吸声峰值由卷绕空腔产生,并且卷绕空腔的有效长度决定吸声峰值频率。与此同时,声速粒子的分布也说明吸声共振峰值与折叠卷绕空腔的密切关系,从图10中看到,在吸声共振频率为1092和1588 Hz时,组合吸声结构中的折叠卷绕空腔是吸声主体,声速粒子汇集在折叠卷绕空腔中,使整体并联型宽频吸声设计的吸声性能增强。

此外,绘制并联宽频吸声结构的声阻抗率,如图11所示。从图11中看到,并联宽频吸声结构在1092和1588 Hz满足 $\text{Im}(Z_n/Z_0)=0$,但不满足 $\text{Re}(Z_n/Z_0)=1$,导致声阻抗失配,反映在图11的吸声系数曲线上就是在1092和1588 Hz下峰值吸声系数接近1但不等于1。

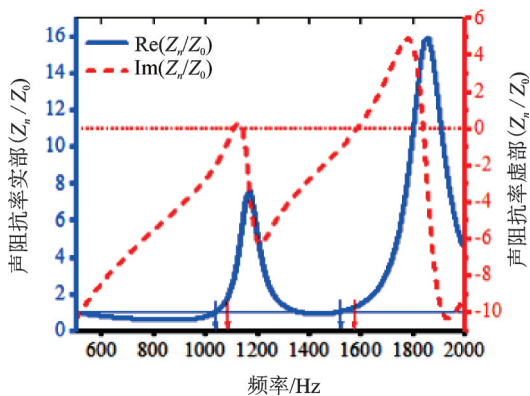


图11 整体并联型宽频吸声结构表面声阻抗率
Fig.11 Surface acoustic impedance of the overall parallel broadband sound absorption structure

4 结合毛毡轮罩材料的应用

毛毡轮罩材料是一种轻质高流阻率硬质多孔材料,是常见针对轮胎道路噪声的降噪材料,同时在毛毡轮罩材料上铺设其他的多孔材料可以增强吸声性能,如图12所示。从理论和仿真分析可见,组合吸声结构中低频吸声性能优异,可考虑将其与毛毡轮罩材料叠加提高吸声性能,降低轮胎中低频噪声。

将吸声结构与裁剪的毛毡轮罩材料叠加,制作相应尺寸阻抗管测试样件,吸声结构中仍采用PU泡沫材料填充。制作的阻抗管测试样件如图13(a)所示,黑色材料为裁剪的毛毡轮罩材料,毛毡轮罩材料下方为组合吸声结构。取相应的吸声区域(图13(a)黑色毛毡轮罩材料与下方的吸声结构,忽略周围区域的光敏树脂材料)做截面如图13(b)所示。其

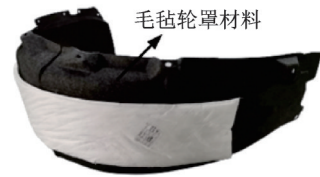
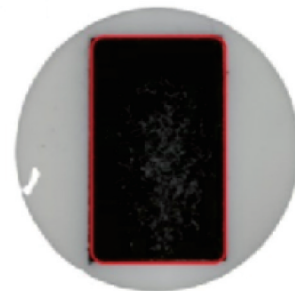
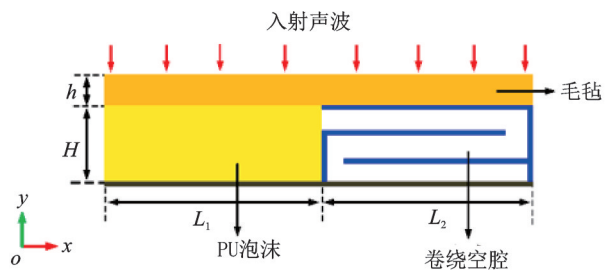


图12 传统毛毡轮罩降噪方案示意图
Fig.12 Schematic diagram of felt wheel cover for automobile tire

中吸声结构参数与前文参数一致,毛毡轮罩材料厚度 $h=4.5\text{ mm}$,JCA材料参数如表3所示。



(a) 叠加了毛毡轮罩材料的吸声结构测试样件
(a) Test sample of sound absorption structure superimposed with felt wheel cover material



(b) 叠加了毛毡轮罩材料的吸声结构吸声截面
(b) The sound absorption cross section of the sound absorbing structure superimposed with felt wheel cover material

图13 叠加了毛毡轮罩材料的吸声结构

Fig.13 The sound absorption structure superimposed with felt wheel cover material

表3 毛毡轮罩材料的JCA模型材料参数

Tab.3 Material parameters of JCA model of felt wheel cover material

ϵ_p	$R_f/(\text{Pa}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2})$	τ_∞	$L_v/\mu\text{m}$	$L_{th}/\mu\text{m}$
0.834	94837	1	13.9	113.8

相应地对叠加了毛毡轮罩材料的PU泡沫材料也制作了测试样件,并截取吸声区域的截面,作为对照组,其吸声区域截面如图14所示。

对上述两种样件分别在阻抗管中测试和进行有限元仿真计算,得到如图15的吸声系数曲线,两种方法得到的吸声系数曲线基本吻合。

毛毡轮罩材料叠加在组合吸声结构后,对比图8中吸声结构的吸声系数,得到如下的结论:吸声峰

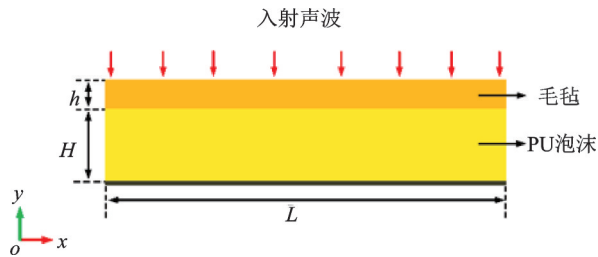


图14 叠加了毛毡轮罩材料的PU泡沫吸声截面(对照组)

Fig. 14 The sound absorption cross section of PU foam superimposed with felt wheel cover material (control group)

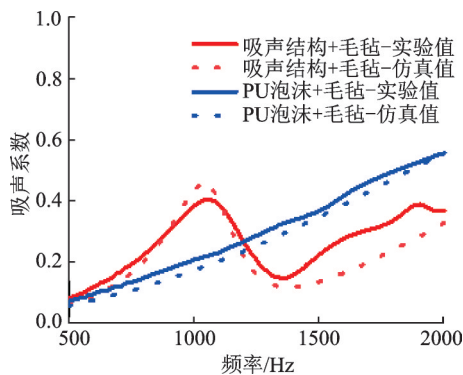


图15 叠加了毛毡材料的吸声结构和对照组的吸声系数

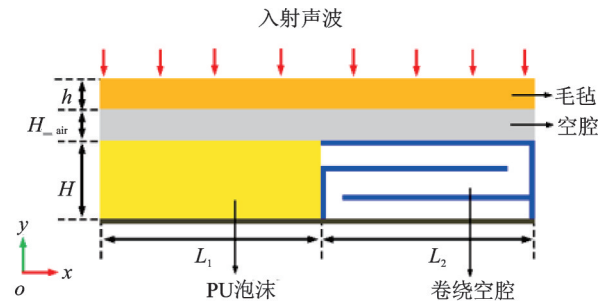
Fig. 15 The sound absorption coefficient of sound absorption structure superimposed with felt wheel cover material and control group

值频率基本不变;在吸声峰值处吸声系数下降;1200~2000 Hz频段吸声性能有所提高。吸声峰值处吸声系数下降的原因是吸声结构中卷绕空腔上表面的硬质隔板阻碍穿透毛毡材料的声波进入吸声结构,使吸声结构上表面总体相对吸声面积减小。1400~2000 Hz频段吸声性能有所提高是由于轮罩毛毡材料作为多孔材料仍具有中高频吸声性能。为了改善峰值吸声性能,可以通过在毛毡轮罩材料和吸声结构之间设置空腔,以便声波穿透轮罩毛毡材料后更易进入吸声结构。

5 含有空腔的叠加组合吸声结构性能分析

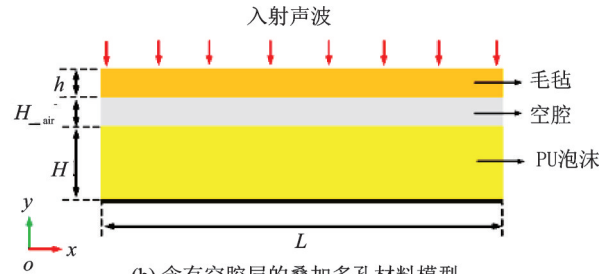
为了方便入射声波穿透毛毡材料后进入组合吸声结构,在轮罩毛毡材料与组合吸声结构以及PU泡沫之间添加空腔。吸声截面如图16(a)所示,其中空腔层厚度 $H_{\text{air}}=5\text{ mm}$,其他结构参数与前文保持一致;同时为了对比,设置如图16(b)的对比仿真模型。

经过有限元仿真计算,得到上述两种含有空腔结构模型的吸声系数曲线,并对比不含有空腔结构



(a) 含有空腔层的叠加组合吸声结构模型

(a) Superimposed combined sound absorption structure model with cavity layer



(b) 含有空腔层的叠加多孔材料模型

(b) Superimposed porous material structure model with cavity layer

图16 含有空腔层的不同类型吸声结构

Fig. 16 Different types of sound absorption structure with cavity layer

模型的仿真计算吸声系数,如图17所示。从整体上看,在毛毡材料和吸声结构以及单独PU泡沫之间增加有限的空腔层,有助于整体的吸声性能提升。尤其在吸声峰值频率附近,组合结构与毛毡材料之间添加空腔,吸声性能提升更为明显。

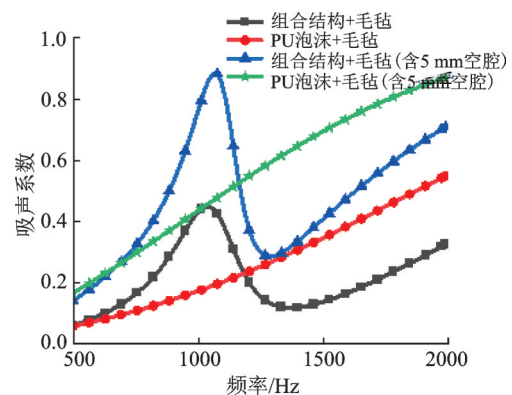


图17 含有空腔的叠加组合吸声结构的吸声系数曲线

Fig. 17 Absorption coefficient curve of superposition combined sound absorption structure with cavity

6 结论

结合PU泡沫材料和卷绕空腔设计了一种组合吸声结构,通过仿真和实验研究得到如下结论:

(1) 针对轮胎中低频噪声的降噪需求,根据PU泡沫和卷绕空腔建立了理论解析模型与有限元分析

模型,分析了500~2000 Hz频率段的吸声系数,结果显示吸声结构在1092 Hz频率时,吸声系数达到0.99,接近完美吸声,相较于单一的PU泡沫材料,吸声性能大幅提高。通过对吸声结构样件进行测试分析,验证了理论解析模型和有限元仿真模型的正确性,仿真结果和实验测试结果的差异是由卷绕空腔内隔板振动引起的。

(2)复频率平面上反射系数的分布揭示了吸声结构随着PU泡沫体积占比率的变化规律;通过分析吸声结构的声阻抗率变化规律,探讨了吸声结构接近完美吸声的机理,分析了组合吸声结构在吸声峰值处未达到完美吸声的原因是由声阻抗失配造成的。

(3)针对多孔材料和卷绕通道组合吸声结构吸声频带较窄的问题,通过并联具有不同通道数的折叠卷绕结构,可有效拓宽吸声频带宽度。

(4)将吸声结构与毛毡轮罩材料叠加,使用有限元法计算了叠加毛毡轮罩材料后的吸声系数,并进行了实验测试。分析结果表明吸声峰值处吸声系数下降,1400~2000 Hz频率处吸声系数有所提升,通过分析吸声性能变化的原因,给出了增加空腔以提升吸声性能的建议。

参考文献:

- [1] Yi J, Liu X, Shan Y, et al. Characteristics of sound pressure in the tire cavity arising from acoustic cavity resonance excited by road roughness[J]. *Applied Acoustics*, 2019, 146: 218-226.
- [2] 杨永宝, 危银涛. 吸声材料降低轮胎噪声的实验研究[C]. 中国力学大会2017暨庆祝中国力学学会成立60周年大会, 2017: 990-1004.
YANG Yongbao, WEI Yintao. Experimental study on the tire noise reduction using sound absorbing materials [C]. *China Mechanics Conference 2017 and the Conference Celebrating the 60th Anniversary of the Founding of China Mechanics Society*, 2017: 990-1004.
- [3] Mohamed Z, Wang X. A study of tyre cavity resonance and noise reduction using inner trim[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2015, 50-51: 498-509.
- [4] Kamiyama Y. Development of twin-chamber on-wheel resonator for tire cavity noise[J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2018, 19(1): 37-43.
- [5] Groby J P, Lagarrigue C, Brouard B, et al. Enhancing the absorption properties of acoustic porous plates by periodically embedding Helmholtz resonators[J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2015, 137(1): 273-280.
- [6] Zhou Y, Li D, Li Y, et al. Perfect acoustic absorption by subwavelength metaporous composite[J]. *Applied Physics Letters*, 2019, 115(9): 093502.
- [7] Liu L, Chang H, Zhang C, et al. Single-channel labyrinthine metasurfaces as perfect sound absorbers with tunable bandwidth[J]. *Applied Physics Letters*, 2017, 111(8):083503.
- [8] Long H, Gao S, Cheng Y, et al. Multiband quasi-perfect low-frequency sound absorber based on double-channel Mie resonator [J]. *Applied Physics Letters*, 2018, 112(3):033507.
- [9] Shen Y, Yang Y, Guo X, et al. Low-frequency anechoic metasurface based on coiled channel of gradient cross-section[J]. *Applied Physics Letters*, 2019, 114(8): 083501.
- [10] Zhu Y, Donda K, Fan S, et al. Broadband ultra-thin acoustic metasurface absorber with coiled structure [J]. *Applied Physics Express*, 2019, 12(11): 114002.
- [11] Zhao H, Wang Y, Yu D, et al. A double porosity material for low frequency sound absorption [J]. *Composite Structures*, 2020, 239: 111978.
- [12] Cao L, Fu Q, Si Y, et al. Porous materials for sound absorption[J]. *Composites Communications*, 2018, 10: 25-35.
- [13] 陈文炯, 刘书田. 周期吸声多孔材料微结构优化设计[J]. *计算力学学报*, 2013, 30(1): 45-50.
CHEN Wenjiong, LIU Shutian. Optimizing design of micro-structural configurations of periodic porous sound-absorbing materials[J]. *Chinese Journal of Computational Mechanics*, 2013, 30(1): 45-50.
- [14] Pagneux V. Trapped modes and edge resonances in acoustics and elasticity [J]. *CISM International Centre for Mechanical Sciences*, 2013, 547: 181-223.
- [15] Jimenez N, Huang W, Romero-Garcia V, et al. Ultra-thin metamaterial for perfect and quasi-omnidirectional sound absorption [J]. *Applied Physics Letters*, 2016, 109(12): 121902.
- [16] Chen W, Wu F, Wen J, et al. Low-frequency sound absorber based on micro-slit entrance and space-coiling channels[J]. *Japanese Journal of Applied Physics*, 2020, 59(4): 45503.1-45503.6.
- [17] 吴飞, 黄威, 陈文渊, 等. 基于微孔板与折曲通道的亚波长宽带吸声结构设计[J]. *物理学报*, 2020, 69(13): 134303.
WU Fei, HUANG Wei, CHEN Wenyuan, et al. Design of subwavelength broadband hybrid sound absorption structure based on micro-perforated plate and coiled channels[J]. *Acta Physica Sinica*, 2020, 69(13): 134303.
- [18] Wang Y, Zhao H, Yang H, et al. A tunable sound-absorbing metamaterial based on coiled-up space[J]. *Journal of Applied Physics*, 2018, 123(18):185109.
- [19] Acoustics—Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes-Part 2: transfer function method: ISO 10534-2[S]. 1998.

Design and performance analysis of low frequency noise reduction structure in tire

LIU Xiao-ang^{1,2}, JIAO Xiang-he^{1,2}, ZHANG Qu³, ZHEN Dong¹, SHANGGUAN Wen-bin⁴

(1.School of Mechanical Engineering, Hebei University of Technology, Tianjin 300130, China; 2.Tianjin Key Laboratory of Power Transmission and Safety Technology for New Energy Vehicles, Hebei University of Technology, Tianjin 300130, China; 3.Ningbo Tuopu Group Co., Ltd., Ningbo 315800, China; 4.School of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510641, China)

Abstract: Aiming at the problem of low frequency (500~2000 Hz) noise absorption in the tire, a combined sound absorption structure is designed, which is composed of porous material and coiled-up cavity structure. Combined with the sound absorption principle of porous material and coiled-up cavity, the theoretical analysis model of the combined sound absorption structure is established, and the expression of the sound absorption coefficient of the model is deduced. The sound absorption performance of the combined sound absorption structure in the middle and low frequency range is analyzed by using the finite element method. The results show that the sound absorption performance of the combined sound absorption structure is good in the frequency range of 500 Hz to 2000 Hz, and the sound absorption peak appears around the frequency of 1092 Hz, which is close to perfect. Compared with the single porous material, the sound absorption performance of the combined sound absorption structure has been greatly improved. By changing the volume proportion of porous materials in the combined structure, the change rule of sound absorption performance is studied. The sound absorption mechanism of the structure is analyzed by plotting the complex frequency plane distribution of reflection coefficient and combining with the acoustic impedance matching condition. Then the combined sound absorption structure is tested in an impedance tube, and the correctness of the theoretical analytical model and the finite element model is verified. Finally, the combined sound absorption structure is superimposed on the felt wheel cover material, and the sound absorption performance of the superimposed structure is studied, and the measures to further improve the sound absorption performance are proposed. The peak sound absorption frequency of the combined sound absorption structure can be adjusted according to the volume proportion of the porous material, and the overall thickness is small, so it has certain application effect in the low frequency noise control of tire.

Key words: tire noise; porous materials; coiled-up cavity; composite absorption structure; absorption coefficient

作者简介: 刘晓昂(1989—),女,博士,副教授,博士生导师。E-mail: liuxiaoang@hebut.edu.cn。

通讯作者: 上官文斌(1963—),男,博士,教授,博士生导师。E-mail: sgwb@163.com。