

汽车消声器模态分析及优化

吕广伟

上海理工大学机械工程学院, 上海

收稿日期: 2023年5月22日; 录用日期: 2023年7月11日; 发布日期: 2023年7月18日

摘要

主要工作是为了分析研究汽车消声器振动的固有振动频率范围以及其振动频率特性, 首先尝试在SolidWorks系统中建立一个消声器振的线性几何模型; 再然后通过将其直接导入到计算机ABAQUS系统中对系统进行的有限元数值分析, 进行了约束和模态的分析, 求得汽车消声器共振的前后6个阶的固有振幅频率, 并由此对前后每个阶共振的基本振型特征进行了量化描述; 最后, 在能够保证现有消声器性能结构与技术参数性能不变的前提情况下, 对国内现有产品的消声器结构提出来了以下几种优化的设计和结构建议并分别进行对比分析。

关键词

消声器, 振动特性, ABAQUS, 固有频率, 优化设计

Automotive Muffler Modal Analysis and Optimization

Guangwei Lv

School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: May 22nd, 2023; accepted: Jul. 11th, 2023; published: Jul. 18th, 2023

Abstract

In order to analyze and study the inherent vibration frequency range of automobile muffler vibration and its vibration frequency characteristics, we firstly tried to establish a linear geometric model of muffler vibration in SolidWorks system; then, by importing it directly into the computer ABAQUS system for the finite element numerical analysis of the system, we carried out the analysis of constraints and modalities to find the resonance frequency of automobile muffler. Finally, on the premise that the performance structure and technical parameters of existing mufflers remain unchanged, the following optimized design and structure suggestions are made for the muffler

structure of existing domestic products, and comparative analysis is carried out respectively.

Keywords

Muffler, Vibration Characteristics, ABAQUS, Inherent Frequency, Optimized Design

Copyright © 2023 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

汽车消声器是减少汽车噪音污染中的重要部件。当发动机开始运行时，气缸内部产生高速、高温的废气，这些废气由排气口排出，将会形成低频和周期性的噪声，亦可以称之为基频排气噪声，也是汽车发动机最为主要的噪声来源[1]。在汽车消声器相关研究中，宫建国[2]等人利用 Sysnoise 软件对一汽车消声器进行声场计算，得到消声器的声压分布和传递损失曲线；对消声器结构进行改进，在其内部增设一块隔板和两个穿孔管，并对改进结构进行数值计算。结果表明改进消声器的消声效果良好。朱中辉[3]基于 COMSOL 软件建立了某型消声器的声学仿真模型，然后研究了消声器的主要结构参数对其传声损失的影响，最后基于正交试验理论对消声器的结构参数进行了优化设计研究。张士伟[4]针对某汽车抗性消声器，研究多腔汽车消声器进出口轴向角度对消声性能的影响规律。采用声学有限元法，借助于 VirtualLab 声学仿真软件，计算消声器进气管伸进长度、第二腔室支撑板间距等结构参数改变时的消声性能，与原消声器相比，改进后的消声器具有良好的消声性能。

那么现在对于分析汽车消声器系统的噪声振动特性问题以及进行相关的结构优化设计目前主要采用有以下两种主要方法，一种主要就是实验法，另外一种主要就是基于有限元分析软件对系统进行一个仿真实验，根据最终得到的仿真数据进行系统结构参数的优化设计，本文主要就是基于 ABAQUS 有限元分析的软件来对汽车消声器结构进行约束的模态的分析，为了能够提高其固有频率，避免与发动机以及路面产生的外界激励发生共振。

2. 汽车消声器模型建立

首先需要在 SOLIDWORKS 软件中建立一个汽车消声器的三维几何模型，然后再导入到软件 ABAQUS 中进行模态分析。如图 1、图 2 所示。

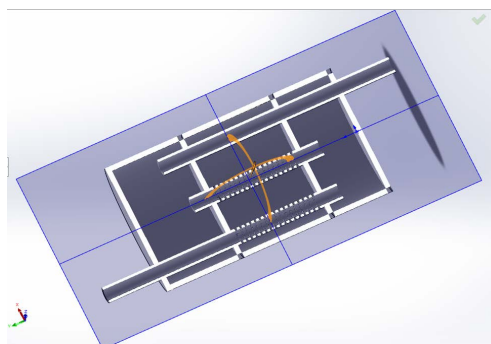


Figure 1. Muffler model profile

图 1. 消声器模型剖面图

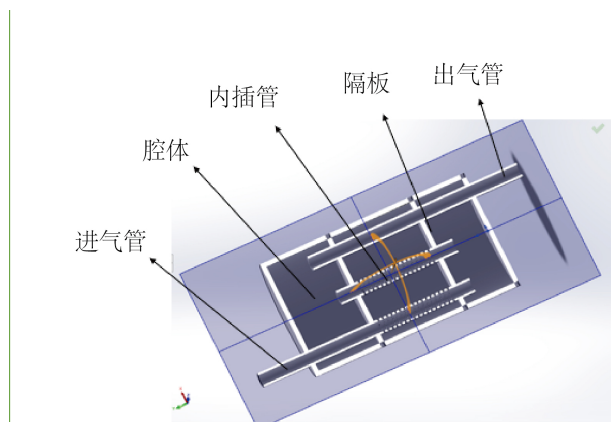


Figure 2. Muffler construction

图 2. 消声器结构

3. 消声器模态分析

3.1. 模态分析概念

模态分析[5]已作为现代一种比较重要可靠的设备故障自动检测分析方法和系统结构检测分析等方法,应用于在工业各大大专业领域,是实际工程技术实践环节中整个设计研究过程之中的十分重要的一小环。模态设计分析方法可大体上分为自由和约束模态分析两种。对一个给定的机械系统参数的约束模态分析目的是为了把对该给定系统所描述的一般力学方程解中的物理坐标直接转化为该模态中的一般力学坐标系参数并加以直接求解,从而获得模态参数[6]。模态大小和物质是否经常受其他外力影响以及所受外力强度变化的范围大小完全没关系,由物质其内在材料属性特点和物理化学构造特性确定。对于任何一种体系,其结构的振动微分方程式为

$$[M]\{x(t)''\} + [C]\{x(t)'\} + [K]\{x(t)\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

其中, $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ ——质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; $F(t)$ ——外界施加的载荷; $x(t)$ ——广义向量。

如果要分析自由模态,不考虑受外界载荷作用的影响程度时,可进一步将下式中(1)式简化即为:

$$[M]\{x(t)''\} + [K]\{x(t)\} = 0 \quad (2)$$

根据上式(2)求解,可以计算得到该消音器频率的各一阶的固有振动频率值及振型。

3.2. 消声器的模态分析

同一仿真系统中的各动态特性会受各约束作用方式差异的巨大影响,其在模态内的实际变化的量可能也会很不一样,因此需要了解在如何对一个系统模型进行模态分析求解前至少需要预先确定一个系统模型的所有动态约束,这样之后才知道可以直接在这个仿真的模型系统中如何添加已经确定了动态约束及其边界条件。鉴于本文中探讨的汽车消声器与悬挂系统的连接方式,可以直接得到该汽车消声器总共有以下 3 处连接约束,分别应该是进气口盖与汽车发动机舱的连接约束、两吊耳盖与汽车空气悬挂的约束,且这两种约束都是完全固定约束,如图 3 所示。

在 ABAQUS 中,我们同样还可以通过直接地利用软件网格重新划分模块来完成对消声器整体结构进行重新划分成一个网格。如下图 4 中所示。

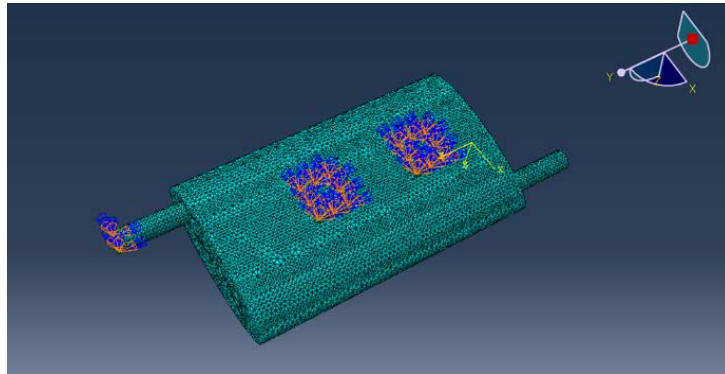


Figure 3. Model constraint location
图 3. 模型约束位置

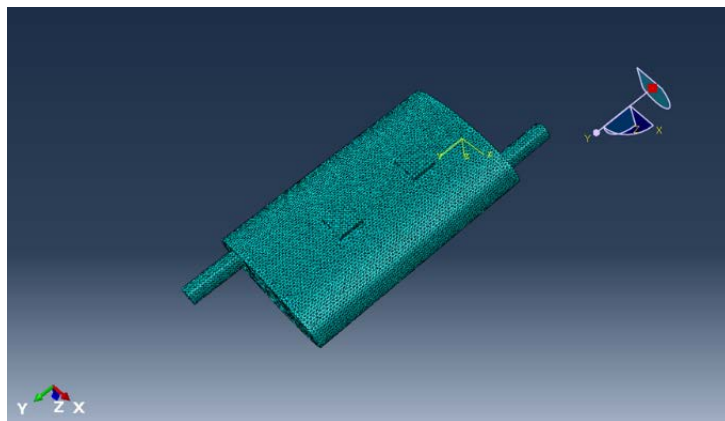


Figure 4. Model meshing
图 4. 模型网格划分

3.3. 模态分析结果

根据经典机械振动理论[7], 任意一个系统中都应具有至少无限多阶以上的稳定固有共振频率, 但由于工程和实践工作中影响这个系统稳定性变化的一般只有其前十几阶稳定固有振荡频率, 所以目前我们暂时只需要对消声器有限元仿真分析所得结果加权后再导出它的稳定前 6 阶的固有振频率分布和固有振型来进行分析, 如下表 1 所示。

Table 1. Vibration characteristics of each order
表 1. 各阶振动特性

阶次	固有频率	振动特性
1	537.83	消声器整体绕着 x 轴顺时针扭转
2	796.89	消声器整体成波浪式弯曲
3	957.17	消声器绕着 z 轴逆时针弯曲
4	1097.6	消声器两端绕着 x 轴向下扭转
5	1601.0	出气管绕着 z 轴逆时针扭转
6	1740.7	出气管绕着 x 轴逆时针扭转

由表 1 得知, 消声单元的约束条件在从一至六阶, 固有频率范围为 537.83~1740.7 Hz 之间。如图 5 所示, 是消声单元的前六阶振型图。从图 5 中可知, 每个阶的共振部分和振型之间变化量的大小都不同。但因为两吊耳和进气道之间的相互约束, 所以在其周围也不会发生很大的变化量, 这就和消音器的正常工作原理相符合。

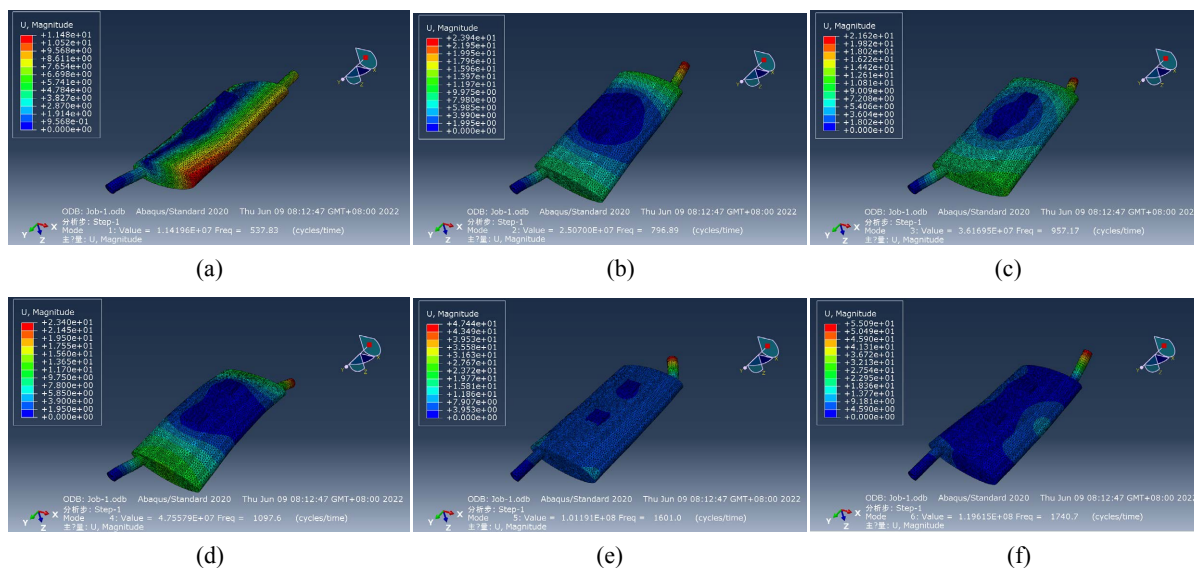


Figure 5. Diagram of the first 6 stages of the muffler

图 5. 消声器前 6 阶振型图

4. 消声器结构的优化设计

4.1. 优化设计方案

在尽量保证汽车消声器的进出口空气流量大小等技术性能参数维持不变的前提下, 对汽车现有设计的消声器部件进行整体结构重新优化。

设计思路方案要点一: 由于新型轻质材料钛合金在目前汽车材料轻量化应用方向里已逐步被用户广泛认可使用, 此改造方案可以将其原有使用的 45 钢材料替换升级为高性能钛合金材料; 设计优化方案二: 考虑到进气口一般是直接以钢板焊接后直接固定焊接在腔体板上, 此设计优化的方案为在进气管口的周边各增设了三个钢板厚度分别为 5 mm 的扇形焊接加强钢筋; 设计优化方案三: 考虑到消声器是属于薄壁类车声零件, 此设计优化的方案中将进出气口和腔体外壁钢板进行了加厚为 4 mm 的处理; 设计优化方案四: 材料不变的情况下结合方案二与方案三, 考虑同时增加扇形加强筋与加厚处理对于固有频率的影响。

4.2. 方案一模态分析

将材料属性定义为钛合金, 使用的主要材料是钛合金 TC4 组成为 Ti-6Al-4V, 是一种稳定的材料并且具有较高的综合热力学性能, 密度 $g = 4.51 \text{ g/cm}^3$, 弹性模量为 120000 MPa, 泊松比为 0.34, 其他约束条件不变进行作业的提交, 得到如图 6 所示的结果。

4.3. 方案二模态分析

如图 7 所示在消声器进气管口焊接三个 5 mm 厚的扇形加强筋然后导入 ABAQUS 中进行仿真, 结果

如图 7 所示。

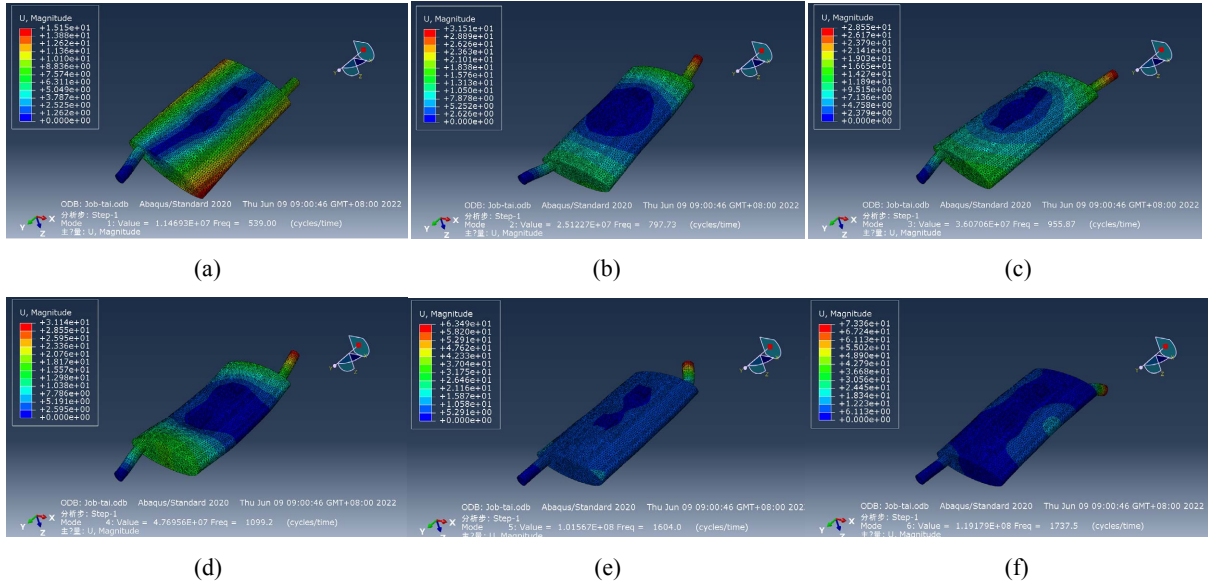


Figure 6. Titanium muffler mode diagram
图 6. 钛合金消声器振型图

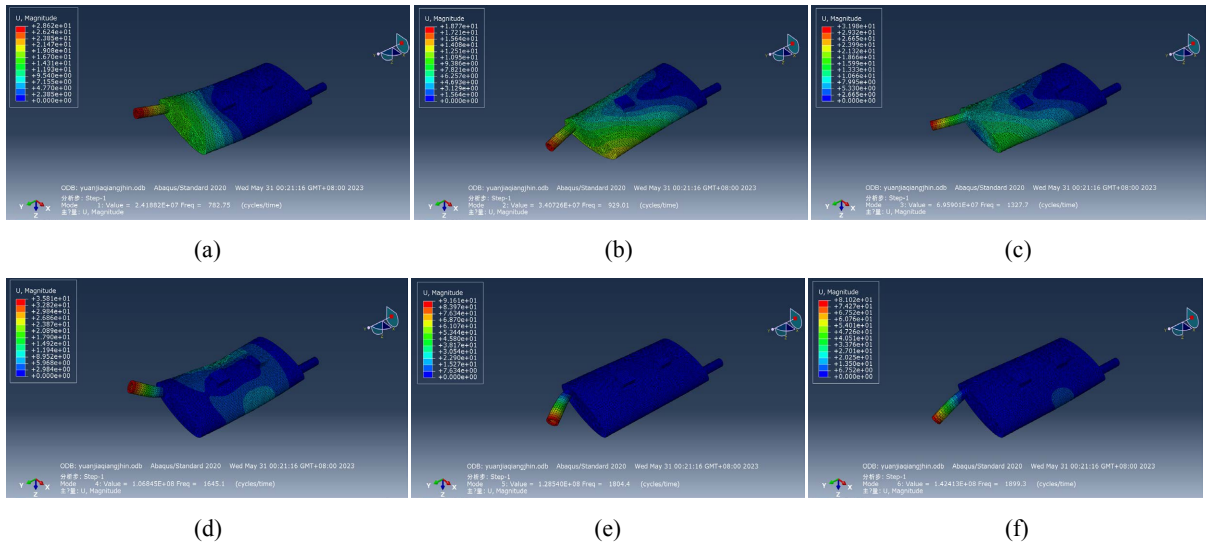


Figure 7. Mode diagram of a muffler with added stiffeners
图 7. 增加加强筋的消声器的振型图

4.4. 方案三模态分析

将进气管口和腔体外壁进行加厚 4 mm 处理得到如图 8 所示结果。

4.5. 方案四模态分析

如图 9 所示在消声器进气管口和腔体外壁进行加厚 4 mm 并且焊接三个 5 mm 厚的扇形加强筋然后导入 ABAQUS 中进行仿真得到如图 9 所示的结果。

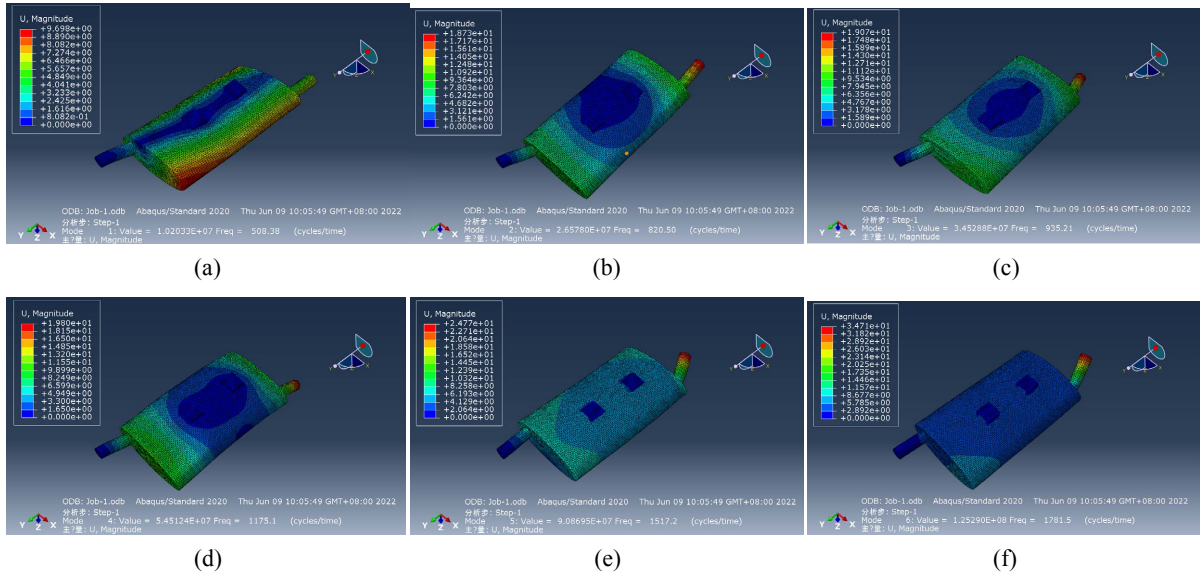


Figure 8. Mode shape diagram of a 4 mm muffler with a thickened housing
图 8. 壳体加厚 4 mm 消声器的振型图

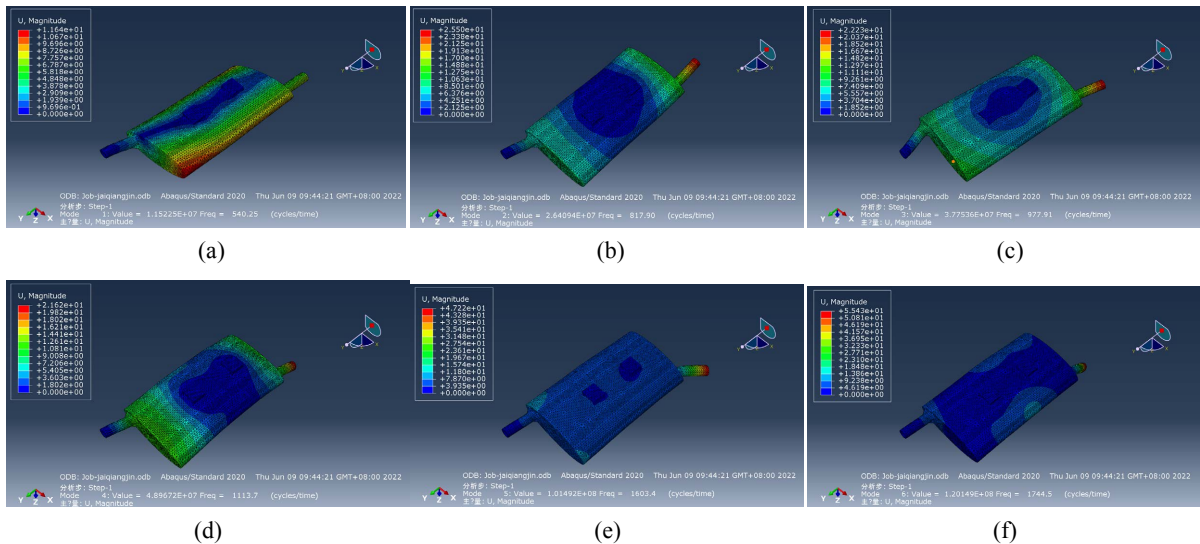


Figure 9. Add the mode shape diagram of the rib muffler
图 9. 增加加强筋消声器的振型图

4.6. 方案模态分析结果对比

分别对前面四种优化设计方案进行了仿真，得到了前 6 阶固有频率，与原先的进行对比制作了如表 2 所示。

从表中可以看出方案一中第 3 阶和第 6 阶固有频率有所下降，而且方案一相比于其他两个方案看得出变化不是很明显，轻量化材料钛合金虽然在质量上有所优势，但是振动特性有待提高，因此对于方案一我们不考虑；方案二中每一阶固有频率都有明显的增加，尤其是第 1、3、4 阶固有频率，说明结构的刚度得到显著的提高；在方案三中我们可以看出第 1 阶、3 阶、5 阶固有频率均有所下降并且变化波动很大，而且减小的比例也很多；我们可以从方案四结果中看出，同时考虑方案二与方案三不能够得到更

好的结果，说明更好的提高固有频率不单单是简单的结构优化的叠加；通过以上分析，那么我们可以采用第二种方案即增加扇形加强筋能够有效地改善共振问题，提高刚度与稳定性。

Table 2. Design the natural frequency and increase ratio
表 2. 设计方案固有频率和增加比例

固有频率	方案一	增加比例	方案二	增加比例	方案三	增加比例	方案四	增加比例
1 阶	539.00	0.21%	782.75	45%	508.38	-5.5%	540.25	0.45%
2 阶	797.73	0.11%	929.01	16.6%	820.50	3%	817.90	2.6%
3 阶	955.87	-0.14%	1327.7	38.7%	935.21	-2.3%	977.91	2.2%
4 阶	1099.2	0.15%	1645.1	49.9%	1175.1	7.1%	1113.7	1.5%
5 阶	1604.0	0.19%	1804.4	12.7%	1517.2	-5.2%	1603.4	0.15%
6 阶	1737.5	-0.18%	1899.3	9.1%	1781.5	2.3%	1744.5	0.22%

5. 结论

本文主要对于市场上的一款汽车消声器进行了仿真分析得到 6 阶固有频率即 537.83~1740.7 Hz 以及振动特性。为了提高固有频率以防发生共振效应，在后面的优化设计中提出了四套方案，仿真结果表明在进气管与腔体连接处增加扇形加强筋对于提高固有频率效果最好。

参考文献

- [1] 刘敏, 吴宪明. 汽车的振动和噪声[J]. 国外汽车, 1988(5): 11-15+27.
- [2] 宫建国, 金涛, 马宇山, 崔巍升. 汽车消声器声学特性的数值分析与结构改进[J]. 噪声与振动控制, 2011, 31(2): 59-62.
- [3] 朱中辉, 杨盛捷, 李佩阳, 徐晓美. 排气消声器消声性能优化设计研究[J]. 柴油机设计与制造, 2019, 25(1): 28-30+50.
- [4] 张士伟. 多腔汽车消声器消声性能仿真分析[J]. 机械设计与制造, 2021(3): 238-241.
- [5] 郝勇, 王经磊, 刘铂, 等. 模态分析理论与工程应用[J]. 河北建筑工程学院学报, 2021, 39(3): 43-47.
- [6] 魏敏, 魏宁, 李俊虎. 某型起动机定子模态分析[J]. 现代车用动力, 2020(3): 25-29.
- [7] 韩清凯, 翟敬宇, 张昊. 机械动力学与振动基础及其数字仿真方法[M]. 第 1 版. 武汉: 武汉理工大学出版社, 2016.