

某汽车排气管结构优化与验证

孙颖¹, 李武^{2*}, 秦臻¹

1. 柳州工学院机械工程学院, 广西 柳州 545000; 2. 广西柳工元象科技有限公司, 广西 柳州 545000

摘要:为防止某汽车排气管固有频率与发动机主要阶次振动频率、驾驶室声腔固有频率共振,采用 Abaqus 软件建立排气管有限元模型,进行模态仿真分析并提出优化方案,通过模态分析测试试验进行对比验证。结果表明:排气管第 1 阶次固有频率为 24.23 Hz,而发动机怠速振动频率为 25.00 Hz,两者频率相近,共振风险较大;采用改变吊钩位置和直管段加弯管 2 种优化方案,并进行仿真分析,其中改变吊钩位置方案的第 11 阶固有频率与驾驶室的固有频率相近,也存在共振风险,而排气管直管段加弯管方案的第 1 阶次固有频率为 19.40 Hz,有效避开发动机怠速振动频率,解决了排气管固有频率与发动机怠速振动频率共振问题;对比排气管模态分析测试试验与有限元仿真结果,两者振型基本一致,第 1 阶、第 2 阶振动频率偏差均小于 8%,仿真模型有效。

关键词:排气管;模态分析;结构优化;共振

中图分类号:U461.4

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2025)06-0078-05

引用格式:孙颖,李武,秦臻.某汽车排气管结构优化与验证[J].内燃机与动力装置,2025,42(6):78-82.

SUN Ying, LI Wu, QIN Zhen. Structural optimization and verification of an automobile exhaust pipe[J].

Internal Combustion Engine & Powerplant, 2025, 42(6): 78-82.

0 引言

随着汽车工业的快速发展,汽车的舒适性、安全性和环保性已受到人们广泛关注^[1]。排气系统作为汽车的重要组成部分,其结构性能不仅对汽车的动力性和经济性产生显著影响,同时对汽车的噪声和振动产生影响^[2]。排气管工作过程中,受到发动机振动和外部环境因素干扰,若排气管固有频率与发动机激励频率或驾驶室声腔固有频率接近,容易引发共振,导致异响和振动加剧,影响汽车的噪声、振动与声振粗糙度(noise vibration harshness, NVH)性能^[3]。

模态分析作为研究结构动力学特性的重要手段,能够分析结构的固有频率、振型等关键参数,为结构优化设计提供理论依据^[4]。随着科技的持续进步,近年来我国在排气管模态特性分析方面已经取得显著进展。殷俊等^[5]利用有限元方法建立排气系统分析模型并进行仿真分析,结合 LMS Test. Lab 软件进行汽车排气系统模态试验,结果表明数值模拟和试验结果高度吻合;鲍恩涛^[6]通过悬置和边界约束模态分析,得到排气系统振动频率小于 200 Hz 的各阶固有频率和振型,并通过排气管的主要子结构进行自由模态分析,确定造成排气系统强烈振动的原因;李松波^[7]建立了基于梁单元的排气系统一维数值模型,对排气系统进行了数值和试验模态分析,发现发动机悬置系统对排气系统建模准确性有重要影响。

本文中利用 Abaqus 软件对某汽车排气管进行有限元模态仿真分析,识别并优化排气管结构设计中的薄弱环节,并结合模态试验进行仿真验证。

收稿日期:2025-09-03

基金项目:2023 年度广西高校中青年教师科研基础能力提升项目(2023KY1780;2023KY1781)

第一作者简介:孙颖(1986—),女,内蒙古兴安盟人,工学硕士,高级工程师,主要研究方向为机械结构优化设计、动力学分析,E-mail:happy_qsr@163.com。

***通信作者简介:**李武(1986—),男,湖北荆州人,工程师,主要研究方向为工程机械仿真技术研究,E-mail:liwu19861231@163.com。

1 排气管模态分析

1.1 有限元模型建立

在汽车工程领域,振动模态设计对车辆整体性能和使用寿命有重要影响^[7],与汽车排气管相关的频率包含排气管自身的固有频率、汽车驾驶室声腔固有频率、发动机主要阶次振动频率,若各频率太过接近,极易引发共振,影响车内噪声水平和驾乘舒适性。

某排气管材料为不锈钢,其密度为 7.8 t/m^3 ,弹性模量为 210 GPa ,泊松比为 0.3 。采用 Abaqus 软件建立排气管的有限元模型。为使排气管有限元模态分析结果更贴近实际使用时的受力状态,对排气管有限元模型设置与实际安装方式一致的约束:排气管后端长管部分采用挂钩固定,排气管前部采用两侧螺栓孔固定,对挂钩、螺栓孔施加完全固定约束。

网格划分质量影响零件计算时的收敛性和计算精度^[8],由于汽车排气管模型相对简单,各部分材料一致且分布均匀,因此选择四面体网格,设定网格尺寸为 $5 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}$,排气管约束及网格划分如图 1 所示。

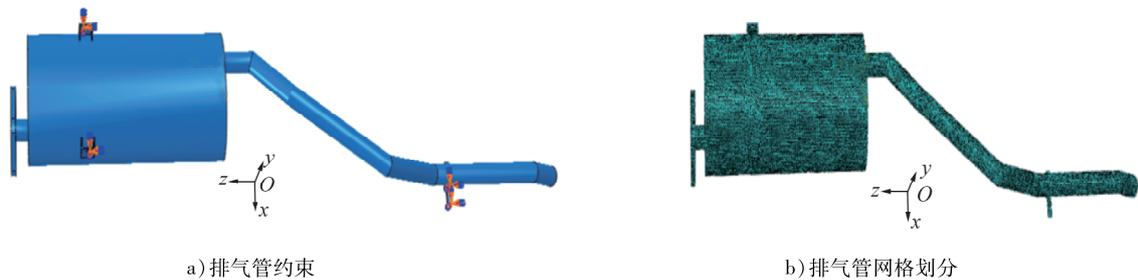


图 1 排气管约束及网格划分

1.2 模态分析

综合考虑局部模态与整体模态对排气管的影响,本文中采用 Lanczos 算法进行模态分析,由于排气管低阶模态容易产生共振^[9],为全面分析排气管振动频率,设定计算阶数以排气管固有频率超过驾驶室声腔固有频率为准,该排气管仿真模型一阶振型如图 2 所示,各阶固有频率如表 1 所示。

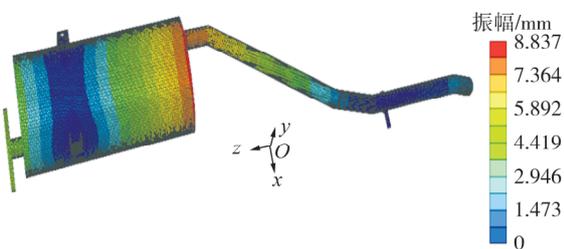


图 2 排气管仿真模型一阶振型图

表 1 排气管各阶固有频率

阶次	频率/Hz	阶次	频率/Hz
第 1 阶	24.23	第 7 阶	127.12
第 2 阶	61.66	第 8 阶	145.66
第 3 阶	73.01	第 9 阶	153.68
第 4 阶	84.90	第 10 阶	174.51
第 5 阶	91.10	第 11 阶	217.73
第 6 阶	108.66		

以 Hz 为单位的驾驶室声腔固有频率 f_n 的数值^[10]

$$\{f_n\} = \{c\} \sqrt{(j_1/\{l_x\})^2 + (j_2/\{l_y\})^2 + (j_3/\{l_z\})^2} / 2, \quad (1)$$

式中: $\{c\}$ 为以 m/s 为单位的声速 c 的数值,本文中 $\{c\} = 340$; $\{l_x\}$ 、 $\{l_y\}$ 、 $\{l_z\}$ 分别为以 m 为单位的汽车驾驶室腔体的长度、宽度、高度; j_1 、 j_2 、 j_3 分别为 x 、 y 、 z 方向的振动模态阶数,与采样传感器类型有关,本文中 j_1 、 j_2 、 j_3 均为 1。

以 Hz 为单位的发动机主要阶次振动频率 f_m 的数值

$$\{f_m\} = j_f \{n\} / 60, \quad (2)$$

式中： $\{n\}$ 为以 r/min 为单位的发动机转速 n 的数值； j_f 为发动机阶数，本文中选用四缸发动机， $j_f = 2$ 。

考虑发动机低阶模态易产生共振，本文中主要分析发动机怠速工况。某汽车采用四缸四冲程 B15 发动机，发动机怠速转速为 750 r/min，车辆长度约为 4.135 m，宽度约为 1.625 m，高度约为 1.870 m，汽车前端到驾驶室长度约为 0.440 m，车轮直径约为 0.355 m， l_x 、 l_y 、 l_z 分别为 3.695、1.625、1.514 m，由式(1)可得， $f_n = 191.59$ Hz；由式(2)可得， $f_m = 25.00$ Hz。

若排气管固有频率与 f_n 或 f_m 接近，容易引发共振现象，导致车内噪声激增并加剧排气管的结构疲劳等问题。为了确保车内成员的舒适性，避免共振现象发生，提高车辆 NVH 性能，要求排气管固有频率必须有效避开发动机怠速振动频率及声腔固有频率。结合表 1 数据可知，该排气管各阶固有频率虽避开了 f_n ，但第 1 阶固有频率与 f_m 接近，仍有可能发生共振。

2 排气管结构优化与验证

2.1 排气管结构优化

根据设计目标及经验，提出 2 种优化方案：优化方案 1 将挂钩位置往后移 100 mm，优化方案 2 在排气管最长直管段处增加一个弯管结构，2 种优化方案结构对比如图 3 所示。

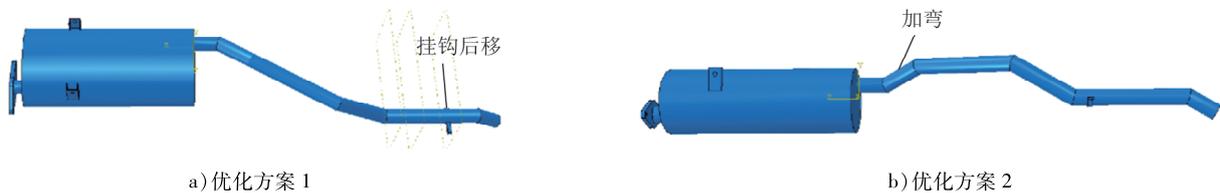


图 3 优化方案示意

对 2 种优化方案进行模态分析，不同方案各阶次排气管固有频率如表 2 所示。

表 2 不同优化方案各阶次排气管固有频率

阶次	频率/Hz		阶次	频率/Hz		阶次	频率/Hz	
	方案 1	方案 2		方案 1	方案 2		方案 1	方案 2
第 1 阶	19.66	19.40	第 6 阶	100.41	87.00	第 11 阶	186.85	174.33
第 2 阶	50.94	49.37	第 7 阶	124.79	101.78	第 12 阶	190.19	177.13
第 3 阶	61.20	58.46	第 8 阶	140.82	116.62	第 13 阶		185.20
第 4 阶	71.38	67.98	第 9 阶	155.22	123.04	第 14 阶		204.88
第 5 阶	85.89	72.94	第 10 阶	170.97	139.72			

由表 2 可知： f_m 均位于优化方案 1、2 的第 1 阶与第 2 阶固有频率之间； f_n 与优化方案 1 的第 12 阶固有频率相近，产生共振的风险较大，可能导致零件疲劳损伤，缩短零件使用寿命； f_n 位于优化方案 2 的第 13 阶与第 14 阶固有频率之间，因此优化方案 2 排气管各阶固有频率均有效避开 f_m 、 f_n ，不会产生共振，所以优化方案 2 满足对排气管固有频率的设计要求。

2.2 试验验证

2.2.1 试验方案

模态分析测试通常采用力锤激励和激振器激励 2 种激励方式^[8]，本文中选用力锤激励法。力锤激励具有移动便捷、快速的特点，并可根据具体场景灵活选择锤头类型。激励方案有单点激励多点拾振和单点拾振多点激励两种，第一种保持力锤的敲击位置不变，通过移动传感器测量不同测点的模态响应；第二

种将传感器固定在某一位置,通过改变力锤的敲击位置获取不同测点的模态响应^[11]。本文中采用单点激励多点拾振方案,为降低每次敲击力度的细微变化产生的偶然误差,每一测点敲击5次,取其平均值作为最终测量结果。

2.2.2 试验模型

采用某测试软件,结合优化方案2,建立汽车排气管模型坐标点,根据坐标点布置排气管关键点后连接,排气管模态测试模型如图4所示。由于排气管在工作中受到不同方向的力,采用三向压电式加速度传感器,采集 x 、 y 、 z 方向的加速度信号^[12],为使测量数据全面准确地反映排气管振动特性,在排气管前端外侧设置了12个测点,排气管装夹及传感器测点位置标记如图5所示。

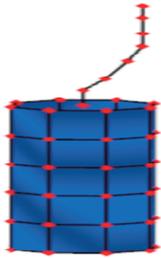


图4 排气管模态测试模型



图5 排气管装夹及传感器测点位置

由图5可知:为使模态测试尽可能复现实际工作状态下的模态数据,零件装夹布置应尽量模拟实际工作中的装夹方式。在进行排气管模态分析测试前,在排气管前端表面两侧焊接固定销、尾管焊接挂钩,分别用虎钳夹紧挂钩、固定销,模拟排气管在整车上的实际约束状态。

2.2.3 试验结果

数据采集后,将所有测试结果导入优化方案2模型测点,进行参数识别,设定频率为0~100 Hz,优化方案2有限元仿真频率与模态试验频率对比如表3所示,振型图对比如图6所示。

表3 优化方案2仿真频率与试验频率对比

阶次	仿真频率/Hz	试验频率/Hz	偏差率/%
第1阶	19.40	18.04	7.5
第2阶	49.37	48.78	1.1

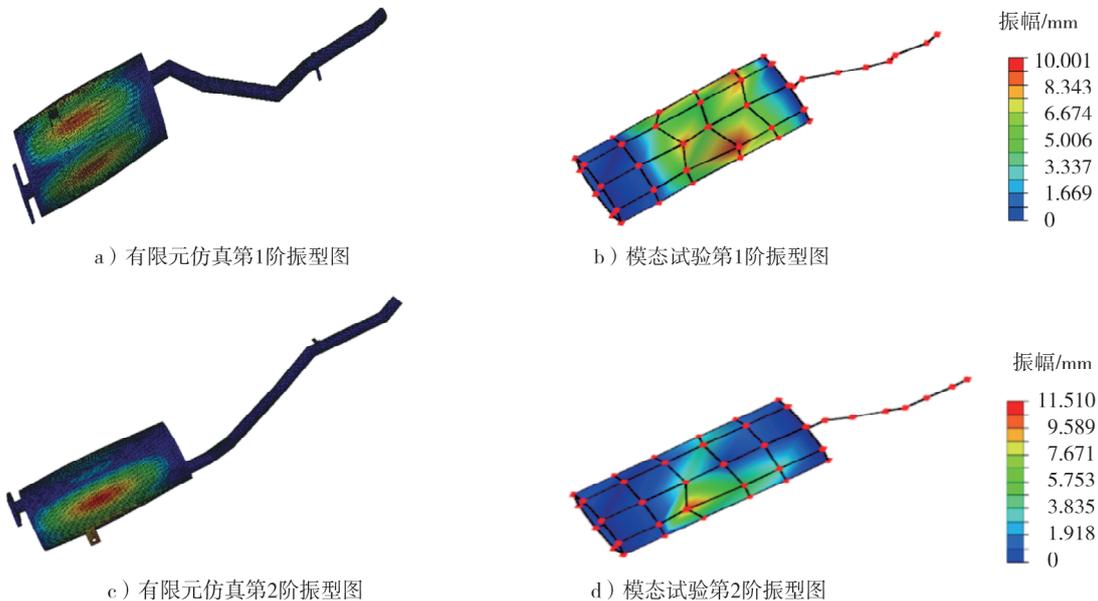


图6 优化方案2第1阶、第2阶有限元仿真与模态试验振型图对比

由表3可知:采用优化方案2,排气管固有频率仿真分析与试验结果偏差小于8%。原因为:试验模型消声器内部隔板和壳体为装配组合,存在间隙,仿真模型消声器内部为网格一体,两者分析结果虽略有偏差,但整体契合度很高,验证了仿真模型可靠有效。由图6可知:模态试验与有限元仿真的振型图基本一致,进一步证实了有限元仿真分析可较好地反映排气管的动态特性,表明仿真模型可靠,可用于指导排气管结构的优化设计。

3 结束语

1)由于排气管低阶模态更易产生共振,因此主要分析发动机怠速工况。通过理论计算发动机怠速时的振动频率和驾驶室声腔固有频率,采用Abaqus软件建立了排气管有限元模型,为确保车辆的NVH性能,要求排气管固有频率必须避开发动机怠速频率和驾驶室声腔固有频率,以免产生共振。

2)采用挂钩位置移动、排气管最长直管段处增加弯管2种方案进行优化,优化方案1的第12阶固有频率与驾驶室声腔固有频率相近,产生共振的风险较大;优化方案2的排气管各阶固有频率避开了驾驶室声腔固有频率和发动机怠速频率,为最佳优化方案。

3)排气管有限元仿真频率与模态分析测试频率偏差小于8%,且振型结果基本一致,验证了有限元仿真分析的可靠性。

参考文献:

- [1] 王娜,毛忠民.汽车排气系统模态分析与优化[J].九江学院学报(自然科学版),2021,36(3):22-25.
- [2] 李祖业,谢华林,龚运息,等.某型汽车排气系统的模态分析[J].装备制造技术,2021(2):97-99.
- [3] 玄东哲,朴燕姬,王德超.汽车排气系统的模态和静力计算的综合分析[J].武汉理工大学学报,2021,43(2):23-27.
- [4] 谭祥军.从这里学NVH[M].北京:机械工业出版社,2020.
- [5] 殷俊,张冰蔚,周鑫,等.汽车排气系统模态仿真与试验分析[J].江苏科技大学学报(自然科学版),2017,31(2):167-171.
- [6] 鲍恩涛.汽车排气系统动态特性研究[D].合肥:合肥工业大学,2012.
- [7] 李松波.车辆排气系统振动建模与动力学特性研究[D].上海:上海交通大学,2008.
- [8] 李松波,袁明,管西强,等.轿车排气系统一维数值模型简化及模态实验验证[J].机械强度,2009,31(5):731-735.
- [9] 曾雪莲.机械振动类型分析[J].南方农机,2024,55(2):162-164.
- [10] 姚凤炳.某车型车内轰鸣噪声分析与控制研究[D].长沙:湖南大学,2018.
- [11] 李长玉,王丽.模态分析方法在汽车排气系统振动研究中的应用[J].机械设计与制造工程,2015,44(4):49-52.
- [12] TEKIN A,SAMLI H.Modal analysis and optimization of tractor exhaust system[J].Applied Sciences,2025,15(4):2070.

Structural optimization and verification of an automobile exhaust pipe

SUN Ying¹, LI Wu^{2*}, QIN Zhen¹

1. School of Mechanical Engineering, Liuzhou Institute of Technology, Liuzhou 545000, China;

2. Guangxi Liugong Yuanxiang Technology Co., Ltd., Liuzhou 545000, China

Abstract: To prevent resonance between the natural frequency of an automobile exhaust pipe, the main order vibration frequency of the engine, and the natural frequency of the cab acoustic cavity, the finite element model of the exhaust pipe is established by using Abaqus software, modal simulation analysis is carried out, optimization

(下转第91页)

of the rubber body of the elastic coupling are carried out to analyze the failure of the elastic coupling. Based on the AVL Excite Designer software, a 1D equivalent simplified model of the bench shafting system is established, and torsional vibration simulation analysis is conducted. An optimization method is adopted by increasing the moment of inertia between the elastomer at the dynamometer end and the universal joint of the cardan shaft, and the effectiveness is verified through simulation analysis and bench tests. The results show that resonance occurs between the first-order torsional vibration frequency of the shafting system and the second-order excitation frequency of the engine, leading to excessive torsional angle vibration of the rubber body of the elastic coupling, which causes torsional fatigue tearing and overheating melting of the rubber body, and finally results in the failure of the rubber body. Because the moment of inertia of dynamometer is greater than that of engine, the relative torsion angle of the rubber body of the elastic coupling at the flywheel end is greater than that at the dynamometer end, so the dissipated power of the rubber body of the elastic coupling at the flywheel end is greater than that at the dynamometer end, which leads to the elastic coupling at the flywheel end being more prone to failure. By increasing the moment of inertia between the elastomer at the dynamometer end and the universal joint of the cardan shaft, the first-order torsional vibration resonance frequency of the shafting system can be shifted away from the common speed range of the engine. Meanwhile, the dissipated power of the rubber body of the elastic coupling at the flywheel end is reduced by 33%, which prolongs the service life of the coupling rubber body and effectively solves the problem of frequent tearing of the rubber body of the elastic coupling at the flywheel end.

Keywords: elastic coupling; torsional vibration; relative torsional angle; dissipated power

(责任编辑:胡晓燕)

.....
(上接第 82 页)

schemes are proposed, and comparative verification is conducted through modal analysis tests. The results show that the first-order natural frequency of the exhaust pipe is 24.23 Hz, while the engine idle vibration frequency is 25.00 Hz. The two frequencies are close to each other, indicating a high resonance risk. By adopting the two optimization schemes of changing the hanger position and adding an elbow to the straight pipe section of the exhaust pipe and conducting simulation analysis, the 11th-order natural frequency of the scheme that only changes the hanger position is close to the natural frequency of the cab acoustic cavity, which also has resonance risk. It is found that the first-order natural frequency of the exhaust pipe with an elbow added to the straight pipe section reaches 19.40 Hz, which effectively avoids the engine idle vibration frequency and solves the resonance problem between the natural frequency of the exhaust pipe and the engine idle vibration frequency. A comparison between the exhaust pipe modal analysis test and the finite element simulation shows that their vibration modes are basically consistent, and the deviations of the first-order and second-order vibration frequencies are both less than 8%, which verifies the effectiveness of the simulation model.

Keywords: exhaust pipe; modal analysis; structural optimization; resonance

(责任编辑:胡晓燕)