

# 汽车排气系统振动模态分析与悬挂位置优化

高琦, 庞茂

(浙江科技学院 机械与能源工程学院, 杭州 310023)

**摘要:** 排气系统的振动通过吊耳传递到整个车身,进而引起整车的噪声与振动。为了减小这一影响,利用 Hypermesh 和 Ansys 软件对某型号汽车的排气系统进行有限元建模与振动模态分析。运用平均驱动自由度位移(average drive degree of freedom displacement, ADDOFD)法对排气系统的悬挂位置进行优化。试验首先将理论模态分析的结果与模态测试的结果进行对比,验证有限元模型的合理性;然后利用 ADDOFD 法进行悬挂位置优化,绘制 ADDOFD 曲线,获得 3 个最佳悬挂点,从而验证了该方法在单消声器排气系统上应用的有效性。

**关键词:** 排气系统; 悬置; 有限元; 模态分析; 平均驱动自由度位移法

中图分类号: U464.134.4

文献标志码: A

文章编号: 1671-8798(2020)03-0244-05

## Vibration mode analysis and hanger position optimization of automobile exhaust system

GAO Qi, PANG Mao

(School of Mechanical and Energy Engineering, Zhejiang University of Science and Technology, Hangzhou 310023, Zhejiang, China)

**Abstract:** The vibration of the exhaust system is transmitted to the entire body through the lifting lugs, which affects noise and vibration of the entire vehicle. In order to reduce this effect, Hypermesh and Ansys softwares were applied to carry out finite element modeling and vibration modal analysis of the exhaust system of a certain type of vehicle. The average drive degree of freedom displacement (ADDOFD) method was used to optimize the hanger position of the exhaust system. The test first compared the results of the theoretical modal analysis with the results of the modal test to verify the rationality of the finite element model, and then used the ADDOFD method to optimize the suspension position, drew the ADDOFD curve, and obtained three best suspension points. Therefore, the validity of the method has been verified in application of the single muffler exhaust system.

**Keywords:** exhaust system; suspension; finite element; modal analysis; average drive degree of freedom displacement(ADDOFD) method

收稿日期: 2019-11-08

基金项目: 浙江省自然科学基金项目(LQY19E050001)

通信作者: 庞茂(1978—),男,内蒙古自治区包头人,副教授,博士,主要从事车辆检测、故障诊断研究。E-mail: palmy@zust.edu.cn。

排气系统是汽车的重要组成部分,在很大程度上影响汽车的噪声与振动,因此其振动问题得到了广泛的关注。汽车排气系统一般通过法兰与发动机排气歧管相连,并通过吊耳与车身地板相连。排气系统受到发动机激励、路面激励等产生剧烈振动,通过吊耳传递至车身地板,进而严重影响整车的舒适性<sup>[1-3]</sup>。在过去,一般采用试验法来对汽车的排气系统振动问题进行分析,但这种方法耗时长、成本高,且主要依赖研究人员的主观经验。随着计算机技术的进步,有限元法等已成为排气系统振动研究的主要方法<sup>[4]</sup>。例如,文献[5]直接通过振型云图来判断排气系统的最佳悬挂点;文献[6-8]运用平均驱动自由度位移(average drive degree of freedom displacement, ADDOFD)法来进行排气系统悬挂位置的优化,获得了较好的结果,其中文献[7]利用层次分析法来获得各阶模态振型的权重因子,使结果更加准确,文献[8]将模型整个导入编写好的 MATLAB 处理程序中以获得模态位移云图,提高了工作效率;文献[9]通过对排气系统进行频响分析得到模态叠加云图来选择位移最小的点作为悬挂点;文献[10-11]分别利用综合模态节点法和振动传递函数法来选择排气系统的最优悬挂点;文献[12]通过对排气系统的灵敏度分析来优化悬挂位置,减小了在怠速状态下排气系统的振动。以上研究所使用的排气系统均采用两级消声器,而目前关于单级消声器的排气系统如何优化的研究尚不多见。因此,本研究建立某型号车辆排气系统(单级消声器)的有限元模型,运用 Ansys 软件对排气系统进行振动模态分析,并利用 ADDOFD 法来优化排气系统的悬挂位置,以改善整车的噪声与振动性能。

## 1 基本理论

### 1.1 模态分析

减小排气系统的振动必须确定其振动特性,这需要对它进行模态分析,即利用振型矩阵(每列为各阶振型)作为变换矩阵,将物理坐标转换为模态坐标,使一个线性时不变系统的振动微分方程组解耦,从而得到一组独立方程(该方程用模态坐标和模态参数描述),以求出该系统的模态参数<sup>[13]</sup>。

若一个线性定常系统具有  $n$  自由度,那么该系统的振动微分方程可以表示为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{F}. \quad (1)$$

式(1)中: $\mathbf{M}$ 为系统的质量矩阵; $\mathbf{x}$ 为位移向量; $\mathbf{C}$ 为系统的阻尼矩阵; $\mathbf{K}$ 为系统的刚度矩阵; $\mathbf{F}$ 为节点载荷向量。

汽车的排气系统结构较为复杂,传统的理论计算难以得到准确的结果,现在一般采用数值算法求解。本研究使用有限元法进行模态分析,把一个结构看成由若干通过结点相连的单元组成的整体,先进行单元分析,然后再把这些单元组合起来代表原来的结构(即数值模型)进行整体分析。

### 1.2 ADDOFD 法

一个多自由度系统,若为单点激励,则该系统的响应点与激励点之间的频响函数<sup>[14]</sup>

$$H_{np}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{\varphi_{nr}\varphi_{pr}}{M_r(\omega_r^2 - \omega^2 + 2j\xi_r\omega\omega_r)}. \quad (2)$$

式(2)中: $n$ 为响应点; $p$ 为激励点; $r$ 为模态阶数; $\varphi_{nr}$ 为点  $n$  第  $r$  阶模态振型系数; $\varphi_{pr}$ 为点  $p$  第  $r$  阶模态振型系数; $M_r$ 为模态质量; $\omega_r$ 为模态固有频率; $\omega$ 为激励频率; $j$ 为虚数; $\xi_r$ 为模态阻尼比。

若激励力的频率  $\omega = \omega_r$ ,则式(2)可简化为

$$H_{np}(\omega) \approx \sum_{r=1}^N \frac{\varphi_{nr}\varphi_{pr}}{2jM_r\xi_r\omega_r^2}. \quad (3)$$

一个线性系统,其位移幅值和其频响函数的幅值成正比关系,即

$$X(\omega_r) \propto H_{np}(\omega). \quad (4)$$

将振型用质量矩阵进行归一化处理,并假设各阶模态的阻尼系数大致相等,则可以得到

$$X(\omega_r) \propto \sum_{r=1}^N \frac{\varphi_{nr}\varphi_{pr}}{\omega_r^2}. \quad (5)$$

根据式(5),可以得到第  $j$  个自由度的平均驱动自由度位移

$$S_{\text{ADDOFD}}(j) = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_r^2}{\omega_r^2} \quad (6)$$

通过 ADDOFD 法可以得到在一般激励条件下(指在一定频率范围内全部模态振型都被激发的情况)某一自由度的相对位移响应,再通过相对位移响应的数值大小来优化排气系统吊耳的悬挂位置。

## 2 有限元建模与模态分析

### 2.1 有限元模型的建立

本研究所涉及车型的排气系统主要由排气管道、消声器和法兰 3 部分组成,如图 1 所示。要对排气系统进行振动模态分析,首先必须建立有限元模型。近年来国内外在排气系统的建模方法上形成了以梁单元为主和以壳单元为主的 2 种不同方法<sup>[15]</sup>。本研究使用 Hypermesh 软件来建立有限元模型,模型以壳单元为主,其中排气管道和消声器简化为壳单元,法兰简化为体单元。模型参数如下:法兰厚度为 5 mm,消声器壁厚为 1.5 mm,排气管道壁厚为 1 mm,材料的弹性模量为 210 000 MPa,泊松比为 0.3,密度为 7 900 kg/m<sup>3</sup>。排气系统有限元模型如图 2 所示。

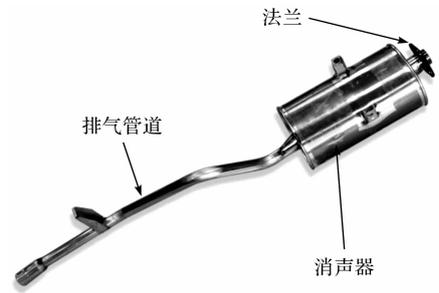


图 1 排气系统的组成

Fig. 1 Composition of exhaust system

### 2.2 振动模态分析

Ansys 中提取模态的方法有 Block Lanczos 法、子空间法、Power Dynamics 法、减缩法、不对称法和阻尼法。本研究选择 Block Lanczos 法对排气系统进行模态分析,该方法具有运算快、求解精度高、不易丢根等优点<sup>[16]</sup>。在使用 Ansys 软件进行模态分析后,利用杭州亿恒科技的模态测试系统对排气系统进行模态试验来验证有限元模型的合理性。试验模态分析指通过对实际系统的振动模态测试来获得其模态参数,有激振器激励法和力锤激励法 2 种,本研究使用力锤激励法。

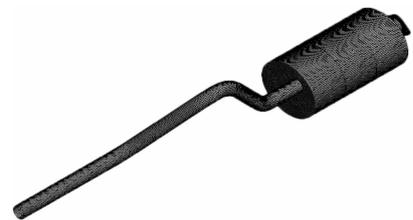


图 2 排气系统有限元模型

Fig. 2 Finite element model of exhaust system

根据排气系统的实际工况,在排气系统上布置 47 个测点,测点分布如图 3 所示。在进行模态试验前需将排气系统用绳子悬挂起来,以保证其处于自由状态,排气系统试验布置如图 4 所示。使用多点激励、单点响应法,将加速度传感器固定于测点 33 上(该点便于固定,且与前端和末端的距离适中,能够较为准确地接收信号),使用力锤对其余测点逐一进行试验,力锤输出的激励信号经电荷放大器放大后与加速度传感器输出的响应信号一同输入数据采集与分析仪,再输入计算机,经过数据分析软件 Test EngineX 与模态分析软件 Modal Genius 处理后得到模态数据。排气系统模态试验流程如图 5 所示。

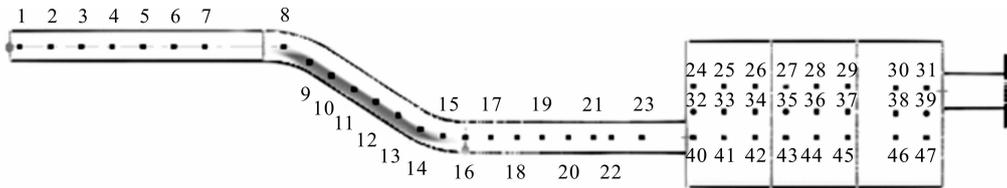


图 3 测点分布

Fig. 3 Distribution of test points



图 4 排气系统试验布置

Fig. 4 Arrangement of exhaust system test

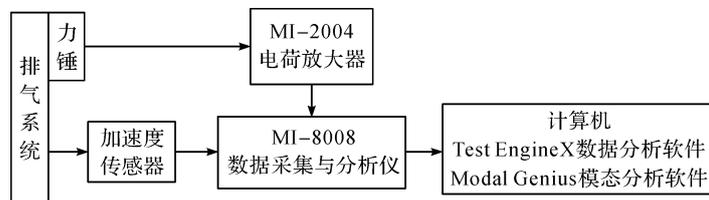


图 5 排气系统模态试验流程

Fig. 5 Modal test procedure of exhaust system

300 Hz 内的 Ansys 模态分析与力锤激励试验获得的排气系统各阶模态频率见表 1,两者之间的误差最大为 8.9%,小于 10%,这说明排气系统的有限元模型是合理的。图 6 是排气系统 3 种典型的模态振型:图 6(a)为 1 阶模态振型,其振型主要为排气管前段的纵向弯曲;图 6(b)为 3 阶模态振型,其振型除了排气管的弯曲外,消声器部分也开始发生弯曲;图 6(c)为 6 阶模态振型,其振型除了排气管和消声器的弯曲外,排气管部分还发生了扭曲。

表 1 排气系统的各阶模态频率(300 Hz 内)

Table 1 Modal frequencies of exhaust system(within 300 Hz)

阶数	理论频率/Hz	试验频率/Hz	误差/%
1	22.26	24.1	8.3
2	23.26	24.8	6.6
3	67.02	63.2	5.7
4	73.93	80.5	8.9
5	150.69	160.3	6.4
6	177.50	182.7	2.9
7	219.19	226.4	3.3
8	241.70	250.3	3.6

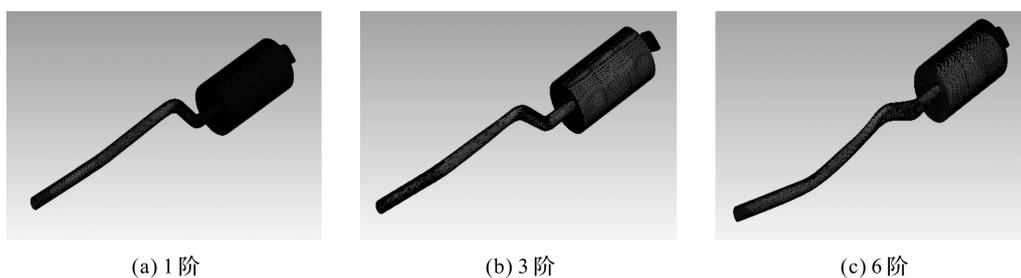


图 6 排气系统的模态振型

Fig. 6 Modal mode of exhaust system

通过模态分析,我们可以了解到排气系统在一定频率内(300 Hz 内)的模态数,以及其各阶模态频率和相对应的振型与阻尼;排气系统的模态频率应当与发动机(特别是怠速工况下的)的激励频率错开。这一振动模态分析为排气系统的结构优化和悬挂位置的优化提供了参考,同时也为车辆平顺性的匹配提供了一定的依据。

### 3 悬挂位置优化

悬挂位置优化是从振动传递方面来降低排气系统振动和噪声的方法。在过去,选择最佳悬挂位置主要是依靠研究人员的经验来进行选择,这种方法主观且随机<sup>[17]</sup>。本研究采用 ADDOFD 法,利用 2.2 节获得的模态分析数据来优化排气系统的悬挂位置。

根据有限元模型,在排气系统上选择 85 个预选悬挂点,使用 ADDOFD 法获得了排气系统各预选悬挂点的平均驱动自由度位移,如图 7 所示。由图 7 可知,曲线上存在 3 个极小值点 A、B、C,这些点意味着

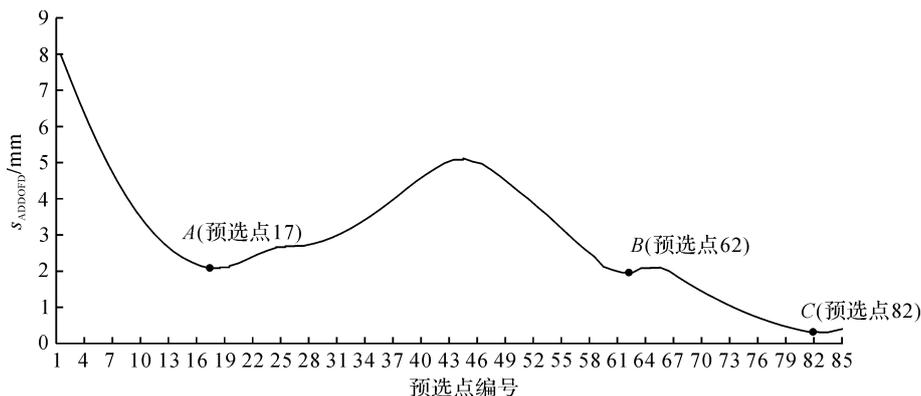


图 7 排气系统各预选点的平均驱动自由度位移

Fig. 7 ADDOFD of each preselected point of exhaust system

在排气系统上相应部位的振动幅度较小,因此其传到车身底板的振动最小。这些极小值点可作为排气系统悬挂位置的最佳点。排气系统悬挂点的优化结果如图 8 所示。

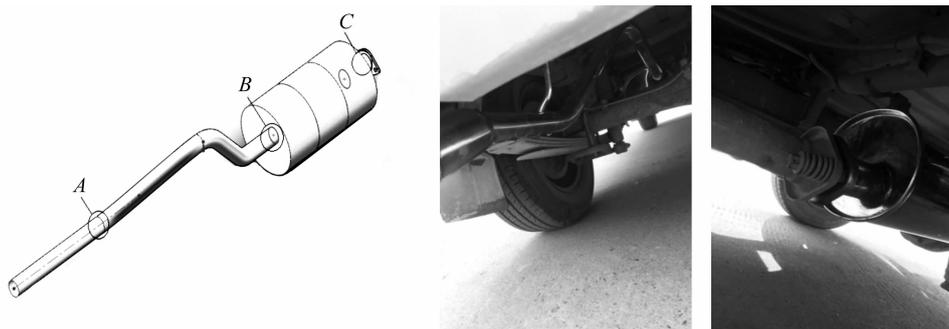


图 8 排气系统悬挂点的优化结果

Fig. 8 Optimization results of suspension points of exhaust system

#### 4 结 语

本研究利用 Hypermesh 软件建立了排气系统的有限元模型,并使用 Ansys 软件对其进行了模态分析,得到了各阶模态频率,进而同模态试验所得到的数据进行比较,验证了排气系统有限元模型的合理性。在此基础上,利用 ADDOFD 法获得了排气系统部分节点的加权位移曲线,结果表明,曲线的极小值位置作为排气系统悬挂点的位置可以减小排气系统传到车身底板的振动,从而改善了整车的噪声与振动性能,验证了 ADDOFD 法可用于单消声器排气系统的悬挂位置优化。

#### 参考文献:

- [1] 田育耕,刘江华,王岩松,等.汽车排气系统振动模态分析及悬挂点优化[J].辽宁工程技术大学学报(自然科学版),2009,28(6):995.
- [2] PANG J, KURRLE P, QATU M, et al. Attribute analysis and criteria for automotive exhaust systems[C]//SAE World Congress & Exhibition, Detroit; SAE, 2003: 221.
- [3] 庞剑,谌刚,何华.汽车噪声与振动:理论与应用[M].北京:北京理工大学出版社,2006.
- [4] 刘敬平,邓帮林,杜标,等.某轿车排气系统振动分析[J].振动与冲击,2011,30(8):237.
- [5] 马开柱,陈剑,王建楠.排气系统模态分析及悬挂点位置优化[J].机械设计与制造,2008(11):202.
- [6] 吴迪,王晖,刘殿坤.汽车排气系统振动分析和吊耳位置优化[C]//第十届沈阳科学学术年会,沈阳:沈阳市科学技术协会,2013:328.
- [7] 王军,邓兆祥.基于层次分析法的排气系统悬挂点位置优化[J].科学技术与工程,2016,16(25):149.
- [8] 黄泽好,郑风云,姜广志,等.汽车排气系统悬挂点位置的优化改进[J].中国机械工程,2016,27(15):2107.
- [9] 代鹏飞,卿辉斌,曾庆强,等.基于频率响应的排气系统悬挂点布置分析[C]//中国汽车工程学会年会,上海:中国汽车工程学会,2015:1569.
- [10] 潘公宇,曹丹青,陈玉瑶.排气系统的优化设计与振动特性分析[J].机械制造与自动化,2018,47(1):118.
- [11] 廖芳,高卫民,顾彦,等.基于振动传递函数的排气系统悬挂点位置优化[J].同济大学学报(自然科学版),2012,40(6):926.
- [12] 战申,宋晓琳,杨迪新,等.汽车排气系统振动分析与优化[J].机械设计,2016,33(1):16.
- [13] 靳晓雄,张立军,江浩.汽车振动分析[M].上海:同济大学出版社,2002.
- [14] 王海龙.某型汽车排气系统模态分析和悬挂位置的优化[D].成都:西南交通大学,2015.
- [15] 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.
- [16] 乔鑫.某电动汽车车架有限元分析与优化[D].大连:大连交通大学,2013.
- [17] 蒙传伟,夏新富.汽车排气系统振动特性分析及悬挂点位置优化[J].机械与电子,2013(5):24.