

文章编号:1000-582X(2005)10-0017-04

排气二分管罩的结构动态特性分析与改进*

向阳^{1,2}, 邓兆祥², 褚志刚², 王攀²

(1. 西华大学汽车与交通工程学院, 四川成都 610039; 2. 重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400030)

摘要:针对某汽车发动机表面噪声辐射源之一的排气二分管罩,在ANSYS中建立了有限元模型并进行相应分析,分析结果与实验模态分析结果基本一致,这表明所建立的有限元模型可用于管罩的结构动态特性分析.并利用此模型,研究了管罩的结构参数、结构形式和相对应的管罩振动模态之间的关系,提出了最优的结构修改方案.改进后的分析结果表明排气二分管罩的自振频率明显提高,振动噪声得到有效抑制.

关键词:排气二分管罩;有限元法;模态分析;结构分析

中图分类号:O422; U467

文献标识码:A

某汽车发动机噪声源识别表明,该发动机的表面薄壳类零件的噪声辐射是其噪声主要来源,声强测试结果表明其中排气二分管罩是该发动机的主要表面噪声辐射源之一.排气二分管罩噪声辐射较强的主要原因是:排气二分管罩安装在发动机排气二分管上,具有壁薄和表面平而大的特点,在发动机振动激励下引起其壳体敏感部位的较大振动而向外辐射噪声.对于发动机表面罩壳类零件,通常降低辐射噪声的措施有^[1-2]:阻尼降噪、隔振降噪、改进自身结构.阻尼降噪就是在发生振动的金属薄板上涂贴阻尼材料,以抑制其振动,从而达到降噪目的.隔振降噪就是把分析对象与激振源间近似刚性的联接改为弹性联接,从而减弱或阻断能量的传播,达到降噪目的.与改进结构相比,阻尼与隔振措施无须对结构进行大的修改,改进成本低.

但排气二分管罩是安装在发动机排气二分管上的薄壁件,主要功用就是隔热.发动机工作时其表面温度很高,阻尼和橡胶材料耐高温性能限制了阻尼和隔振措施应用.因此结构改进是抑制排气二分管罩噪声辐射有效途径.

1 排气二分管罩有限元模型

排气二分管罩是罩在发动机排气二分管上的薄壁件,通过罩上均布的两个孔连接在排气二分管上,是厚

度基本不变的薄钢板件.利用ANSYS软件建立排气二分管罩有限元模型如图1所示,全部为Shell63壳单元,共有9256个节点,9161个单元.

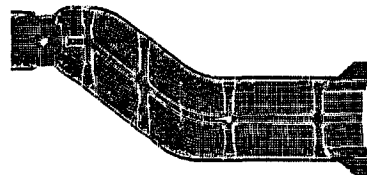
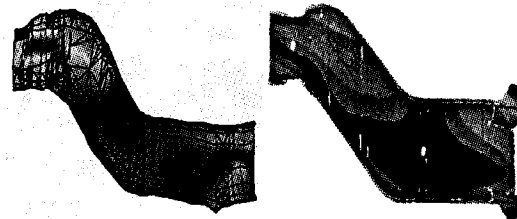


图1 排气二分管罩有限元模型

利用Subspace(子空间)法对排气二分管罩进行了自由模态分析,得到5阶自由模态固有频率值如表1所示.图2、图3和图4所示为第1阶,第2阶和第3阶模态振型,频率分别为63.8 Hz、116.5 Hz和201.6 Hz.



(a) 实验结果

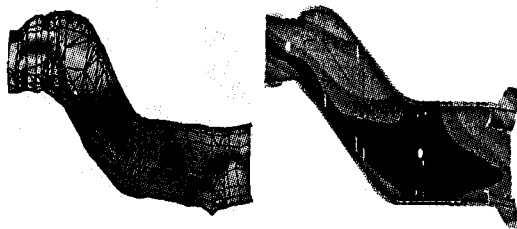
(b) 计算结果

图2 管罩第1阶模态振型的实验结果和计算结果对比

* 收稿日期:2005-05-24

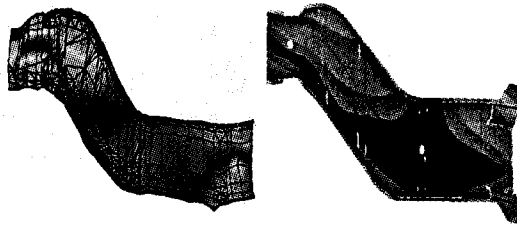
基金项目:重庆市科技攻关项目(2002-6644)

作者简介:向阳(1975-),男,四川南充人,西华大学汽车与交通工程学院助教,硕士,主要研究方向为车辆系统动力学及控制.



(a) 实验结果 (b) 计算结果

图3 管罩第2阶模态振型的实验结果和计算结果对比



(a) 实验结果 (b) 计算结果

图4 管罩第3阶模态振型的实验结果和计算结果对比

2 排气二分管罩实验模态分析

为了验证所建立的有限元模型是否准确可靠,对排气二分管罩进行了实验模态分析.在模态试验中,试件的支承方式决定了试验结构的边界条件,并影响结构的动态特性.目前常用的支承方式有3种^[3]:自由支承、固定支承和原装支承.试验结构是排气二分管罩单个部件,所测量的是管罩的自由模态,所以采用了悬挂式自由支承方式,即把排气二分管罩用橡皮绳吊在模态实验架上,如图5所示.

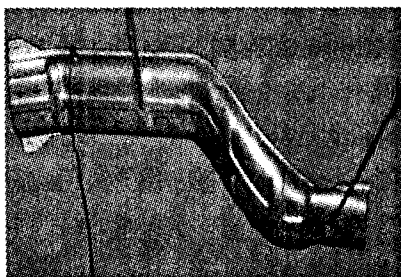


图5 实验模态支承方式及测点布置

2.1 测点布置和测试系统

由于排气二分管罩结构尺寸较小,而且阻尼也小,传感器的布置及移动都很方便^[4],因此模态实验采用单点激励多点响应的脉冲激励测试方法,实验过程中锤击点的位置不变,只改变测量响应点的位置,同时测量、记录激励力和加速度响应信号.为了同计算结果进行比较,测点的布置尽量选在有限元模型相应的节点上,同时为避免局部模态的影响,测点尽量布置在刚

度较大的部位上,然后把加速度传感器通过磁钢底座安装在部件测点上,激振点则选择了部件中间位置,排气二分管罩具体测点布置示意图如图5所示:在排气二分管罩表面上的平整部位共布置了48个测点.

模态试验采用了丹麦 B&K 公司的模态测试分析系统,主要测试设备包括:4375 型加速度传感器,电荷放大器,力锤,信号采集器(接口箱)等,如图6所示.试验后期数据处理采用 ME' scopeVES 软件进行.实验过程中根据相干值的大小判断传递函数的好坏,尽量保证同一测点每次激励的相干系数在 0.9 以上.



图6 模态测试系统

2.2 测试结果和分析

表1是排气二分管罩固有频率的计算结果和模态实验结果对比,前5阶固有频率的计算结果和实验结果的误差小于2.5%,表明计算模型有较好的精度.图2、图3、图4表示的是排气二分管罩1,2,3阶模态振型的实验结果和计算结果,前3阶振型的实验结果和计算结果基本一致,说明所建立的模型基本能反映排气二分管罩的动态特性,理论模态计算正确,所建立的有限元模型可以用来进一步分析排气二分管罩的结构动态特性.

表1 二分管罩理论模态与实验模态分析结果对比

阶数	理论值/Hz	实验值/Hz	误差/%
1	63.8	64.9	1.72
2	116.5	114.0	2.14
3	201.6	198.0	1.78
4	258.2	256.0	0.85
5	326.5	321.0	1.68

从实验而知,该排气二分管罩的振动能量主要集中在0~600 Hz左右的频段范围内,尤其以0~250 Hz频段内最为集中,该频段也是对管罩产生激励的振源所在.从表1也可以看出,此排气二分管罩的前几阶自振频率相对较低,正好落在此频段内,所以发动机工作时容易激起较大的振动,进而产生辐射噪声.因此,若要使管罩有较小的振动响应,就必须设法改变振动能量集中频段的固有模态.

3 管罩的结构参数和结构形式分析

从前面的有限元分析和实验模态分析可知,该排气二分管罩的振动辐射噪声主要集中在低频区域,所以针对此情况,分析了排气二分管罩的壁厚、加强筋的结构形式和相对应的管罩振型前5阶频率之间的关系,计算结果如图7、图8、图9所示。

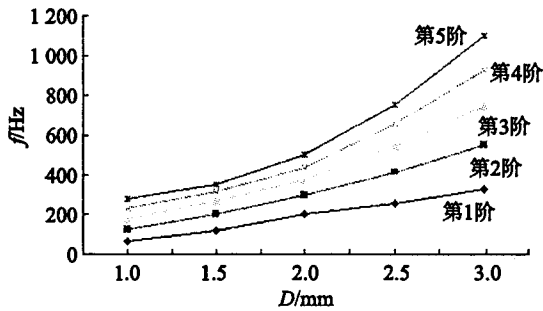


图7 管罩壁厚和振型频率关系

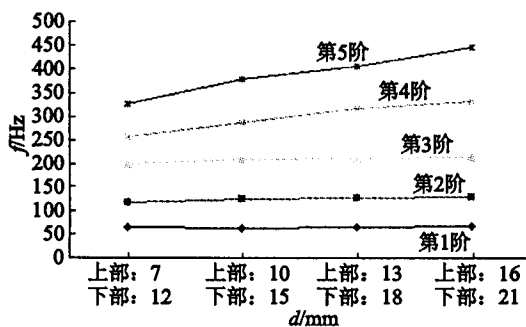


图8 加强筋的结构形式和振型频率关系

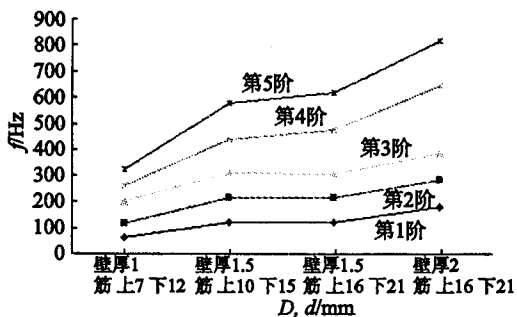


图9 同时改变壁厚和筋的结构对振型频率的影响

从图7可以看出,管罩的前5阶频率随着管罩壁厚的增加而增加,基本呈线性关系。这说明可以通过增加管罩的壁厚来提高它的结构刚度。但是,管罩壁厚的增加也会带来相应质量的增大,所以,壁厚的增加量应慎重。

从图8可以看出,改变管罩上加强筋的结构形式会对管罩的第4阶和第5阶振型频率的影响较大。当通过调整加强筋的上下部宽度从而改变筋的结构形式时,第4、第5阶频率变化较大,二者基本呈正比例关

系。但是,改变加强筋结构对前3阶模态振动频率的影响不大,它们的变化甚微。

从图9可以看出,同时改变管罩的壁厚和加强筋的结构形式会对整个管罩的前5阶模态振型频率产生较大的影响。其中,壁厚的变化对管罩前5阶频率的影响较为显著,相比之下,加强筋结构形式的变化不及壁厚的变化对管罩振型频率的影响来得明显,而且,加强筋结构形式的变化主要是对管罩的第4、第5阶模态频率影响较大,而对前3阶频率的影响甚微。

4 排气二分管罩的结构改进

从前面的分析可知,该排气二分管罩的振动能量主要集中在600 Hz以下低频区域。在修改管罩的结构动态特性时,必须考虑如何大幅提高此低频区域的系统固有模态频率(主要是前5阶频率),使得在此振动激励能量集中的低频段少有或没有系统的固有模态,从而减小管罩的振动响应,这也是最终所需要的管罩的结构动态特性。

所以,根据前面对管罩的结构参数和结构形式的分析,发现通过提高刚度来改变结构动态特性是控制排气二分管罩噪声辐射的有效途径。根据模态的矩阵摄动理论推导出的选择结构摄动修改方案和灵敏度位置的一般原理可知^[5-6],当选择刚度修改部位恰位于某阶振型的节点时,该阶振型和频率几乎不随刚度修改而发生变化,反之,若修改部位恰位于振型的腹部,则该阶振型一般会因刚度修改而发生较显著的变化。依据该原理,改变加强筋的结构形式之所以会对管罩的第4、第5阶模态频率产生较大的影响而对前3阶影响甚微正是因为加强筋的位置正好处于第4、第5阶模态振型的腹部和前3阶振型的节点所致。同时,考虑到原二分管罩的厚度相对较薄,结果导致整个二分管罩刚度较小,前5阶自振频率较低,所以可以适当提高其管壁厚度。但是,由于壁厚增加必然带来质量的增大和结构工艺上的改进,而加强筋结构形式的改变也牵涉到工艺上的改进,却不会附加质量,综上所述考虑,提出的最终修改方案为:将二分管罩厚度由原来的1 mm增加到1.5 mm,同时加大二分管罩的筋宽,顶部和底部的筋宽分别由原来的7 mm和12 mm加大到16 mm和21 mm。

表2是改进结构前后的前5阶模态计算结果对比,可以看出,二分管罩厚度和筋宽增加后,可以大幅度提高其自振频率,使振动能量在0~250 Hz频段内的共振峰减少为2个,在0~600 Hz范围内也仅有

4 个共振峰,而改进前的结构在 0 ~ 600 Hz 范围内有 8 阶固有模态,结构动态特性有显著改善,有利于降低其振动噪声。

表 2 改进前后排气二分管罩固有频率对比表

阶数	改进前/Hz	改进后/Hz
1	63.8	122.51
2	116.5	213.28
3	201.6	307.67
4	258.2	475.39
5	326.5	617.22

5 结 论

1) 利用 ANSYS 软件提供的 shell63 单元可以建立规模较小而具有足够精度的排气二分管罩有限元分析模型,其固有频率及振型与实验值吻合良好。

2) 增加排气二分管罩的壁厚可以提高其各阶固有频率,而改变其加强筋可以选择性的提高某些阶次固有频率,其变化关系符合结构动态修改的一般原理。

3) 通过结构修改可以有效的改善排气二分管罩的结构动态特性,降低对 0 ~ 600 Hz 范围内的振动响应,从而达到抑制噪声辐射的目的。

参考文献:

- [1] 何渝生,邓兆祥. 汽车噪声控制[M]. 北京:机械工业出版社,1999.
- [2] 徐兀. 汽车振动和噪声控制[M]. 北京:人民交通出版社,1987.
- [3] 曹树谦,张文德. 振动结构模态分析[M]. 天津:天津大学出版社,2001.
- [4] 葛蕴珊,李慧明,黄三元. 柴油机中薄板部件的辐射噪声控制[J]. 内燃机工程,2004,25(1):73-76.
- [5] 邓兆祥,梁锡昌,何渝生. 粘性阻尼振动系统的复模态摄动分析及应用[J]. 重庆大学学报(自然科学版),1997,20(2):1-5.
- [6] 冯振东,吕振华. 振动系统实模态参数灵敏度分析[J]. 固体力学学报,1989,10(4):359-363.

Structural Dynamic Characteristics Analysis and Improvement for Two-way Branch Exhaust Pipe Shield

XIANG Yang^{1,2}, DENG Zhao-xiang², CHU Zhi-gang², WANG Pan²

(1. School of Automobile and Transportation Engineering, Xihua University, Chengdu, Sichuan 610039, China;

2. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract: The two-way branch exhaust pipe shield is the main source of surface radiate noise of a vehicle's engine. Using the finite element analysis software ANSYS, a finite element model of the shield is established, and then the modal analysis is done theoretically with this model, the result is consistent with the experiment. The result shows that this finite element model can be used for the next structural dynamic characteristics analysis. With this model, the relationship of structural parameter, structural style of the shield and the corresponding vibrative modal is analyzed. The optimal improved measures are adopted which is based on the practical structure of the shield. The analysis of the improved structure shows that the increase of natural vibration frequency is visible, the vibration noise of the shield is suppressed distinctly.

Key words: two-way branch exhaust pipe shield; FEM; modal analysis; structural analysis

(编辑 成孝义)