

基于 LMS 的怠速状态方向盘振动试验研究

王若平, 黄 杰

(江苏大学 汽车与交通工程学院,江苏 镇江 212013)

摘 要:对某车型轿车进行整车 NVH 性能主观评价时发现,经过悬置调校后,怠速空调工况下方向盘振动仍过大,影响整车的舒适性.针对此问题,采用 LMS TEST. Lab 设备对怠速方向盘振动进行测试,初步判断为冷却风扇基频对方向盘抖动有较大影响.运用试验模态分析理论和方法分别对激励源、主要传递路径和响应点进行分析,发现该车冷却模块(CRFM)和方向盘模态参数与冷却风扇基频相一致.试验结果表明:结合整车实际情况,通过改善减振垫结构及调节冷却风扇转速的优化,可使方向盘抖动明显降低.

关键词:方向盘;振动;LMS;冷却风扇;模态分析

中图分类号:U463.1 文献标志码:A doi:10.13705/j.issn.1671-6833.2016.03.019

0 引言

方向盘是驾驶员操控的部件,其振动过大易使驾驶员产生疲劳,对整车舒适性也有不利影响.为了解决怠速时方向盘抖动的问题,许多学者对其展开了大量研究.姚运仕等^[1]等通过改变双冷却风扇的转速差,破坏形成“拍振”的条件,解决了怠速时方向盘抖动问题;郭文洋等^[2]等调整冷却风扇静不平衡值和改变其隔振垫的 Z 向刚度和硬度值,使怠速时方向盘振动得到抑制;Bianchini^[3]将一套主动控制系统安装在转向柱上,用以消除怠速转向盘振动;Kim 等^[4]研究转向支架及转向柱刚度避开怠速共振频率,来缓解振动.

笔者针对怠速开空调工况方向盘振动偏大的问题,利用试验模态分析理论和方法分别对激励源、主要传递路径及响应点进行分析,找出根源所在,并对方向盘抖动加以抑制,为解决类似工程问题提供了一种有效方法.

1 试验模态分析理论和方法

具有弹簧-阻尼-质量的单、多自由度振动系统受到外界激励的作用,根据牛顿第二定律,其一般微分方程为:

[m]{x¨}+[c]{x˙}+[k]{x}={f}. (1)

式中:[m]、[c]、[k]分别为质量、阻尼、刚度矩阵;{x¨}、{x˙}、{x}分别为系统的加速度、速度、位移向量;{f}为作用在系统上的激励向量.

引入{x}={Φ}{q},{Φ}、{q}分别为模态矩阵和模态坐标,上式可变换为模态解耦方程:

{q¨}+⎡⎣02εwn0⎤⎦{q˙}+⎡⎣0wn20⎤⎦{q}=[Φ]T{f}. (2)

其中,第 r 阶模态方程为:

(Kr-w²Mr+jwCr)qr=Fr. (3)

式中,Fr=ΦrT{f},Mr、Kr、Cr 分别为模态质量、刚度和阻尼.

由式(3)得

qr=FrKr-w²Mr+jwCr. (4)

结构上某点 l 的响应为

xl(w)=∑r=1Nϕlrqr. (5)

假设激励力fp(w)位于 p 点,模态力则为

Fr=ϕprfp(w). (6)

将式(6)代入式(4)中,得

qr=ϕprfp(w)Kr-w²Mr+jwCr. (7)

收稿日期:2015-09-22;修订日期:2015-11-29
基金项目:江苏省高校自然科学研究项目(14KJB58003).
通信作者:王若平(1960—),女,黑龙江哈尔滨人,江苏大学副教授,主要从事现代汽车设计理论与方法的研究,
E-mail:339077472@qq.com.

将式(7)代入式(5)中得:

$$x_l(w) = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{lr}\phi_{pr}f_p(w)}{K_r - w^2M_r + jwC_r}. \tag{8}$$

则点 l 与激励力点 p 之间的频响函数(FRF)为:

$$H_{lp}(w) = \frac{x_l(w)}{f_p(w)} = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{lr}\phi_{pr}}{K_r - w^2M_r + jwC_r}. \tag{9}$$

经化简,得

$$H_{lp}(w) = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{lr}\phi_{pr}}{M_r[(w_r^2 - w^2) + 2j\varepsilon_r w_r]}. \tag{10}$$

其中, $\varepsilon_r = \frac{C_r}{2M_rw_r}$, $w_r^2 = \frac{K_r}{M_r}$, w_r 、 ε_r 分别为模态第 r 阶的固有频率和临界阻尼比^[5].

试验模态分析方法:使用试验测试设备,采集结构件上某些测点的动态输出和输入数据,将其转化为频率响应函数 FRF 矩阵,然后经过模态参数的识别就能得到系统的模态参数 w_r 、 ε_r 和振型 ϕ_r .

2 怠速方向盘振动试验与分析

影响汽车怠速开空调时方向盘振动的主要因素有:发动机振动、冷却模块(CRFM)系统引起的振动——风扇振动和空调压缩机振动、减振垫对 CRFM 振动的衰减效果等^[6]. 为了判断各影响因素对方向盘振动的影响程度进行如下试验.

采用 LMS TEST. Lab 设备中的 Signature 模块,分别在实车怠速关空调(默认风扇不运转)和怠速开空调工况下,对方向盘 12 点方向进行测试. 测试坐标定义为整车坐标,振动传感器布置如图 1. 该车怠速方向盘振加速度均方根值见表 1, 振动加速度频谱图见图 2.



图 1 方向盘上振动传感器测点布置
Fig.1 Position of acceleration sensor on the steering wheel

从表 1 可见,怠速关空调工况,方向盘 3 个方向振动值均小于 0.2 m/s²,方向盘振动影响较小;怠速开空调工况时,方向盘 3 个方向中 X、Y 向振

动都超过 0.6 m/s²,特别是 X 向振动为 1.29 m/s²,主观感觉较差,这会对驾驶员有较大的负面影响,需要加以抑制.

表 1 方向盘振动加速度均方根值
Tab.1 The vibration acceleration RMS of steering wheel

测试工况	方向盘 12 点振动/(m·s ⁻²)		
	X	Y	Z
怠速关空调	0.19	0.11	0.14
怠速开空调	1.29	0.65	0.27

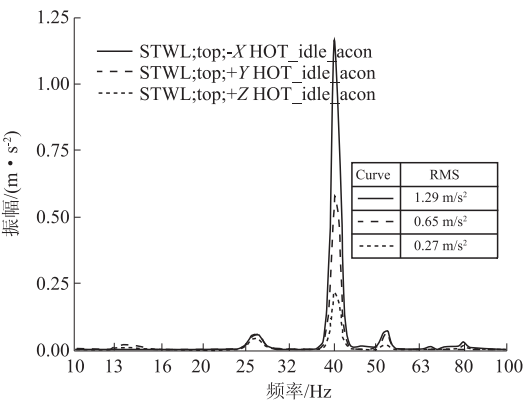


图 2 怠速开空调工况方向盘振动频谱图
Fig.2 The idle vibration frequency response of steering wheel with AC ON

由图 2 可知,怠速开空调工况,发动机点火阶次频率特征明显,峰值频率分别对应发动机二阶点火频率及其倍频. 发动机二阶点火基频约为 26.7 Hz,对应发动机转速 800 r/min,冷却风扇转速为 2 400 r/min,对应频谱图中的 40 Hz. 振动频谱中冷却风扇转动基频的幅值远高于发动机二阶点火频率的幅值,二者相差 10 倍以上. 因此,可以判断冷却风扇振动基频对方向盘抖动有较大影响.

3 “源—路径—响应点”分析

3.1 激励源

虽然冷却风扇有严格的动不平衡限值,但由于制造、安装等因素的影响仍不可避免地存在微小的动不平衡量,高速转动时形成激励源,引起车辆的振动和噪声^[7-8]. 当动不平衡量不符合要求时,将引起风扇本体振动过大,从而导致驾驶室内方向盘振动过大. 检查供应商提供的产品报告,结果显示,该车冷却风扇的动不平衡量为 15 g·mm,在目标值(30 g·mm)以内,符合要求.

3.2 传递路径分析

冷却风扇到方向盘的主要传递路径:冷却风扇产生的振动经减振垫后传递到车身纵梁,然后

传递到转向管柱引起方向盘振动。

3.2.1 冷却模块刚体模态试验

冷却模块由冷凝器、散热器和冷却风扇等组成.其刚体模态的模态参数,不是由结构本身的动力特性求得的,而是由结构的边界条件(支承刚度和阻尼)决定的.影响刚体模态的因素包括刚体四周的支承元件刚度和阻尼特性,以及刚体本身的质量等等,因此,减振垫对 CRFM 刚体模态有较大影响。

采用 LMS TEST. Lab 中的 Impact testing 模块对该车实车状态下的 CRFM 进行测试.试验时对冷却风扇进行单点激励,激励力由力锤锤击产生,激励力方向为 X、Y、Z 3 个方向,为了更好激起 6 个方向的模态值,进行多点激振.并利用 Modal Analysis 模块进行后处理,得到各测点的传递函数、相干函数及功率谱图,经综合分析得出各方向的模态值见表 2,Rz 方向振型图如图 3。

表 2 CRFM6 个方向的振动频率及振型
Tab.2 Six direction modal frequency and shapes of CRFM

频率 f/Hz	阻尼比/%	振型描述
19.2	3.48	纵向平动/Tx
27.0	4.33	侧向平动/Ty
27.2	4.22	垂向平动/Tz
32.7	2.40	绕纵向侧倾/Rx
54.8	4.14	绕侧向俯仰/Ry
40.9	5.26	绕垂向横摆/Rz

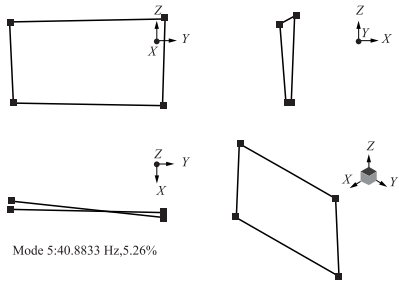


图 3 CRFM 的 Rz 方向的固有频率振型图
Fig.3 Rz direction Modal frequency and shapes of CRFM

由表 2 可见,Tx、Ty、Tz 3 个方向的振动频率均小于冷却风扇激振基频(40 Hz)的 $\sqrt{2}/2$ 倍,其中 Ty、Tz 2 个方向的振动频率 27.0 Hz、27.2 Hz 与怠速开空调发动机二阶点火频率(26.7 Hz)耦合,满足动力吸振器^[9]的频段设计要求,以吸收怠速时发动机的振动能量.Rx、Ry 方向振动频率分别为 32.7 Hz、54.8 Hz,避开了冷却风扇基频;Rz 方向的振动频率为 40.8 Hz,与风扇基频耦

合,减振垫该方向衰减振动的能力较差,是导致方向盘抖动的原因之一。

3.2.2 车身模态试验

采用 LMS TEST. Lab 设备对整车进行模态测试,激励力由激振器产生,其前 5 阶模态见表 3。

表 3 车身前 5 阶振动频率及振型
Tab.3 The first five order modal frequency and shapes of vehicle

模态阶次	频率/Hz	阻尼比/%	振型描述
1	25.2	0.30	顶棚一阶弯曲
2	30.4	1.84	整车一阶扭转
3	34.5	1.32	顶棚二阶弯曲
4	35.1	2.72	整车一阶弯曲
5	50.9	1.21	前端横摆

由表 3 可见,车身前 5 阶模态避开发动机点火频率及其倍频和冷却风扇基频,基本排除车身共振的可能。

3.3 方向盘模态试验

静止状态下,采用 LMS TEST. Lab 设备,对实车方向盘约束状态下进行模态试验,其模态频率可通过频率响应函数分析方法(FRF)获得。

图 4 所示为通过锤击法测得的方向盘上测点的频响函数曲线,其中,激励点和响应点均为方向盘 12 点方向.由图 4 中可知,实车约束状态下方向盘刚度较之自由状态发生了显著变化,从而产生了大约为 40 Hz 和 42 Hz 的两阶模态.怠速开空调工况时的风扇转动基频为 40 Hz,正好与方向盘约束状态参数耦合,也是导致方向盘抖动的主要原因之一。

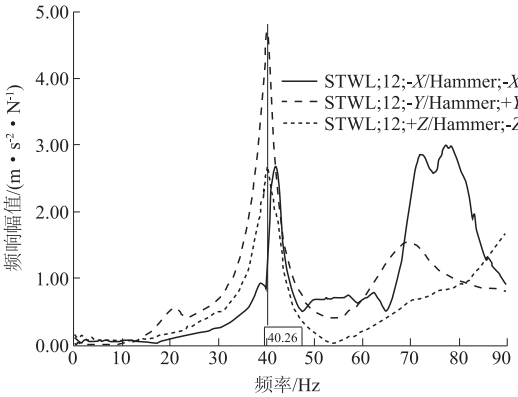


图 4 方向盘上测点频响函数幅频特性
Fig.4 The FRF of test point on the steering wheel

从上面分析可以看出,影响方向盘抖动的主要因素有二个:一是 CRFM 的 Rz 向振动频率与风扇基频耦合,减振垫该方向的衰减振动能力较差;

二是风扇激励力频率与方向盘模态参数耦合。

4 方向盘振动控制及试验验证

(1)改变减振垫的结构,衰减更多的振动能力,降低方向盘振动.由于 CRFM 的 R_z 向的振动频率与冷却风扇基频耦合,且整个总成质量主要压在下减振垫上,笔者只针对下减振垫 X 、 Y 方向进行优化.结构调整后,改变其受力面积及受力方式,使 X 、 Y 向刚度增加.优化前后减振垫结构如图 5 所示。

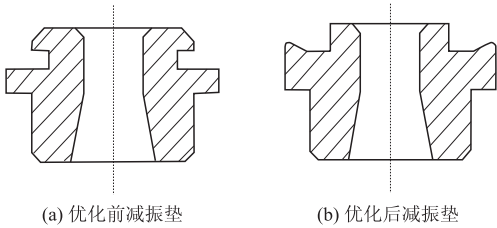


图 5 优化前后减振垫结构对比
Fig. 5 Comparison of the isolator's construction before and after optimization

采用 LMS TEST. Lab 设备,分别测试减振垫优化后的 CRFM 刚体模态和怠速方向盘振动加速度.优化前后 CRFM 的 X 向 FRF 对比如图 6 所示,方向盘振动加速度如表 4 所示。

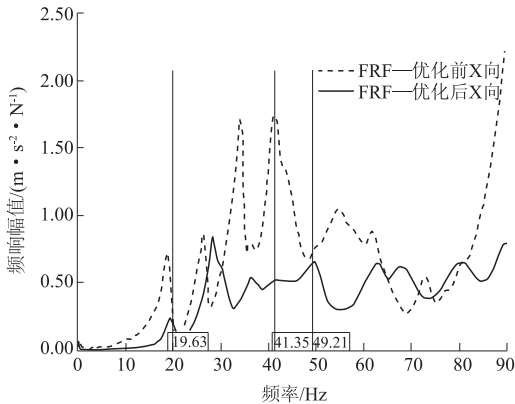


图 6 减振垫优化前后 CRFM 的 X 向频响函数幅频特性对比
Fig. 6 Comparison of the X -FRF of CRFM before and after isolator optimization

表 4 减振垫优化后方向盘振动加速度均方根值
Tab. 4 The vibration acceleration RMS of steering wheel after isolator optimization

测试工况	方向盘 12 点振动/($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)		
	X	Y	Z
怠速关空调	0.16	0.09	0.10
怠速开空调	0.77	0.28	0.18

由图 6 可知,优化后 R_z 方向的振动频率提高

到 49.2 Hz,避开了冷却风扇基频频率,且该频率下幅值变化较明显; T_x 方向的振动频率增加 1 Hz 左右,也满足隔振的要求。

由表 4 可见,优化后,方向盘 3 个方向振动均减小, X 向振动减小到 0.77 m/s^2 , Y 向振动减小到 0.28 m/s^2 ,主观评价不能接受,还需继续优化。

(2)在满足发动机散热要求基础上,改变冷却风扇的转速,避免其基频频率和方向盘模态参数耦合,同时也避开与 CRFM、车身等主要模态参数耦合.改变转速后,冷却风扇高低转速分别为 2 200 r/min 和 1 950 r/min.采用 LMS TEST. Lab 设备,测试改变转速后怠速开空调方向盘振动加速度,测试结果如图 7 所示。

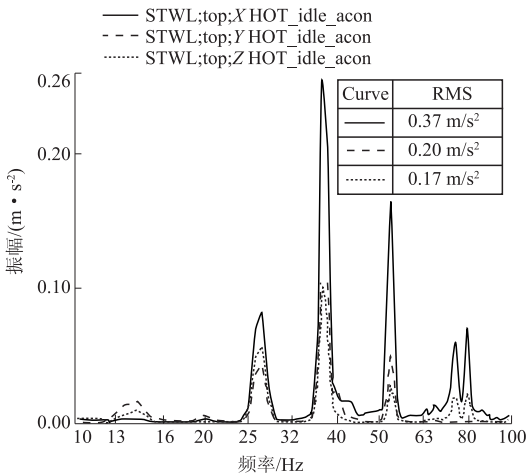


图 7 改变风扇转速怠速开空调工况下方向盘振动频谱图
Fig. 7 The idle vibration frequency response of steering wheel with AC ON after regulating the rotate speed of cooling fan

由图 7 可知,改变转速后冷却风扇基频能量明显降低,与发动机二阶点火频率能量相差不大;方向盘 3 个方向加速度也明显降低,特别是 X 向由最初的 1.29 m/s^2 降到 0.37 m/s^2 ,主观感觉能够接受,方向盘抖动问题得到明显改善。

5 结论

(1)针对影响汽车怠速开空调时方向盘振动的主要因素,进行振动测试.通过振动频谱图分析判断出冷却风扇基频对方向盘抖动有较大影响,再利用“源—路径—响应点”的思路,可知方向盘振动偏大的主要原因是:①CRFM 的 R_z 向模态频率与冷却风扇基频频率耦合,导致减振垫该方向对 CRFM 振动衰减能力较差;②整车方向盘模态参数与冷却风扇基频频率耦合。

(2)原结构减振垫 X 、 Y 向刚度稍偏低,为此,

改变其受力面积和受力方式,提高 X 、 Y 向刚度值,优化后方向盘振动减小,但主观评价仍不可接受;且由于抖动原因主要与冷却风扇基频有关,故而调整其转速后,方向盘抖动得到有效的抑制。

参考文献:

- [1] 姚运仕,冯忠绪,马芳武,等. 冷却风扇“拍振”对转向盘抖动影响的研究[J]. 广西大学学报(自然科学版),2011,36(2):211-215.
- [2] 郭文洋,蔡操平. 怠速状态开空调致方向盘振动大的问题研究[C]//2013 中国汽车工程学会年会论文集. 北京:中国汽车工程学会,2013:1275-1277.
- [3] BIANCHINI E. Active vibration control of automotive steering wheels [C]//SAE Paper,2005-01-2546. Michigan: The Engineering Meeting Board,2005:200-210.
- [4] KIM K C, CHOI I, KIM C M. A study on the advanced technology analysis process of steering system for idle performance [C]//SAE Paper, 2007-01-2339. Illinois: Internoational Journal of Automotive Teihnology,2007.
- [5] 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.
- [6] 杨骥,郝志勇,葛如炜,等. 发动机冷却模块振动优化[J]. 浙江大学学报(工学版),2012,46(12):2194-2200.
- [7] 姚运仕,冯忠绪,马芳武,等. 冷却风扇“拍振”影响车内噪声的实验研究[J]. 郑州大学学报(工学版),2013,34(4):40-44.
- [8] 郑福林,王学军,王若云,等. 由动不平衡引起的拍频振动的识别与控制[J]. 汽车技术,2007,(5):23-25.
- [9] 王铁,上官文洸,刘晓昂,等. 汽车冷凝器-散热器-风扇总成悬置系统的设计方法[J]. 汽车工程,2015,37(2):155-159.

Test Investigation on the Vibration of Steering Wheel under Idling Based on LMS

WANG Ruoping, HUANG Jie

(School of Automotive and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: In the process of NVH subjective evaluation of a car, after the calibration of the mount system, the vibration of the steering wheel was found to be still overlage under the idle condition when the air conditioning (AC) was switched on, which severely affected the cosiness of the vehicle. The idle vibration test of steering wheel with LMS TEST. Lab was done to solve the problem. The conclusion is that the rotating speed frequency of the cooling fan had a great impact on the steering wheel vibration. By using experimental modal analysis theory and method to search the excitation source, the main transfer path and the response points, it was observed that modal parameter of condenser-radiator-fan module (CRFM) and steering wheel were identical with cooling fan's rotation frequency. In view of the actual situation of the vehicle, then, the isolator's construction and cooling fan's rotation were adjusted. The test results showed that the shake of steering wheel was decreased obviously after the optimization.

Key words: steering wheel; vibration; LMS; cooling fan; modal analysis