

基于试验的汽车手动变速器噪声源识别^{*}

相龙洋, 左曙光, 何吕昌, 孟 姝, 孙 庆

(同济大学新能源汽车工程中心 上海, 201804)

摘要 手动变速器的噪声控制是汽车噪声控制的难点之一。基于低噪声变速器测试台, 对某 5 档手动变速器的噪声特性进行了全面测试。综合利用频谱分析、阶次分析和相干分析等方法来识别变速器的主要噪声源。分析表明: 变速器的振动主要是由挡位齿轮啮合过程以及主减速齿轮啮合过程共同引起; 且高速时挡位齿轮啮合过程引发强烈振动的原因与齿轮轴弯曲和齿轮模态有关; 5 档高速工况时, 变速器噪声的主要引发原因是变速器箱体表面某位置的振动, 若要改善变速器的振动噪声特性, 可从该位置处入手。分析结果为低噪声变速器的优化设计提供了试验支持。

关键词 手动变速器; 台架试验; 噪声源识别; 阶次分析; 相干分析

中图分类号 U463.212; TH86

引 言

汽车噪声已经成为环境噪声污染的主要来源之一, 对于大中城市尤其如此。汽车噪声水平是衡量汽车性能的重要指标, 因此汽车噪声控制是目前世界汽车工业的一个重要课题。变速箱是汽车主要噪声源之一, 在很大程度上影响了汽车的车内噪声和通过噪声, 因此很有必要对其进行研究并最终达到减振降噪的目的。变速箱是一个复杂的齿轮箱, 零件较多, 其噪声成分较复杂^[1]。仅仅靠理论分析与仿真计算很难得到变速器的准确噪声特性, 为了全面掌握变速器的噪声变化规律进而对其结构优化, 需要对变速器进行噪声测试, 以试验数据为基础, 来分析变速器的噪声特性, 这样得到的规律更有指导意义。

目前, 国内也有学者对变速器的振动噪声进行研究。文献[2]根据实车噪声试验得到车厢声压级组成及变化情况, 证明了阶次分析方法可用于噪声源识别, 但没有对变速器噪声进行深入分析, 也没有得出具体结论。文献[3]分析了齿轮系统的动态激励, 推出齿轮副的啮合冲击是变速器啸叫的主要激励源, 但该文研究对象是有故障变速器, 针对激励源也没有给出相应的改进措施。

笔者介绍变速器噪声测试的过程, 进而综合采

用频谱分析, 阶次分析以及相干分析等方法, 对试验数据进行深入分析, 以此来识别变速器的主要噪声源, 并提出一些可行性建议来控制变速器噪声。分析结果将用于指导变速器进一步的仿真优化。

1 变速器噪声测试

1.1 试验装置与测量仪器

本试验针对某国产 5 挡手动变速器进行全面噪声测试^[4]。试验过程中, 将变速器安装于半消声室内, 通过传动轴与半消声室外的驱动部件和负载部件相连, 半消声室内的传动轴部分均包有吸声材料, 以减小传动轴噪声对被测变速器噪声的干扰。试验工况及传感器布置参照国标 QC/T 568.1-2010(汽车机械式变速总成台架试验方法(第 1 部分: 轻微型))。3 个声压传感器分别布置在变速器的正上(+Z)、前(+X)、后(-X)3 个方向。前后两个传感器保持水平, 正上方传感器保持竖直, 传感器均指向变速器。10 个振动传感器贴在变速器表面不同位置。其中: 1, 2, 3 位置为三向加速度传感器; 其他位置为单向加速度传感器, 故可同时测得 3 个方向的噪声信号和 16 个方位的振动信号。试验装置及传感器测点布置如图 1 所示。

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51075302); 博士点基金资助项目(20100072110027)
收稿日期: 2012-03-30; 修改稿收到日期: 2012-06-25

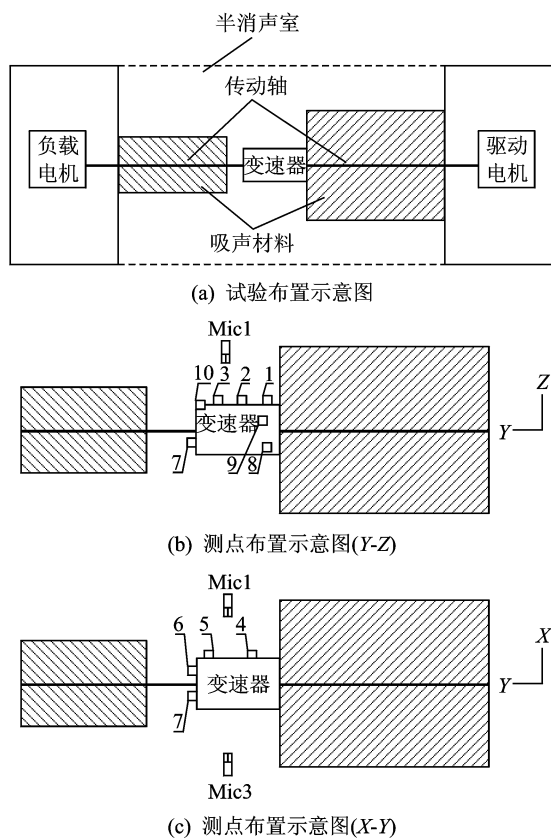


图1 试验装置及传感器测点布置

1.2 数据记录和分析软件

数据采集设备为LMS公司的SCADAS III SC316W信号放大和智能采集系统。数据记录软件采用LMS公司的Test. Lab。LMS Test. Lab是一套完整的振动噪声试验解决方案,是高速多通道数据采集与试验、分析、电子报告工具的结合,包括数据采集、数字信号处理、结构试验、旋转机械分析、声学和环境试验。

1.3 试验过程

本次试验模拟了变速箱的典型工况。为了能够测试变速器的整体噪声水平并系统分析变速器的噪声特性,进行了两种不同的试验。一种是稳态试验:分别测试了变速器在1,2,3挡时的5个不同转速(1,2,3,4,5 kr/min)下的振动噪声水平和变速器在4,5挡时的4个不同转速(1,2,3,4 kr/min)下的振动噪声水平。另一种是瞬态试验:分别测试了变速器在1,2,3挡时转速从1 000~5 000的匀加速过程中的振动噪声水平随转速变化过程以及变速器在4,5挡时转速从1 000~4 000的匀加速过程中的振动噪声水平随转速变化过程。

2 阶次分析方法

2.1 阶次分析优点

旋转机械的升降速过程的振动噪声信号为非平稳信号,不满足傅里叶变换对信号的平稳性要求,若直接进行傅里叶变换,结果会产生严重的“频率模糊”现象^[5]。为解决这一问题,阶次分析方法应运而生并得到广泛应用^[6-7]。阶次分析与常规谱分析的主要区别是信号的采集方式不同。阶次分析采用的是等回转角采样,即在机器的旋转轴回转时,每隔等角度 $\Delta\theta$ 采样一次。等回转角采样又称阶次采样,不论转轴的转速如何变化,在每一回转周期内,用该采样方式都能得到固定的采样点数。

阶次分析的等角域采样方式能够避免时域采样时一些特征点的丢失^[8],具有以下优点。

1) 可克服“泄露效应”。等角域采样后的信号是以采样阶比作周期拓延,可避免信号DFT转换时的泄露,大大提高系统的相位信息。

2) 保证历史数据的可比性。系统采用键相信号的上升沿触发采集信号,使所有历史数据的相位具有纵向可比性。

3) 可在采样序列中将变化的工频成分分离出来。应用阶次谱分析,即可获取与设备的工频及其谐波分量密切相关的信息。

2.2 阶次计算

阶次分析本质上就是基于参考轴转速的频率分析。在阶次分析中,阶次(O)定义为每转的波动次数。阶次 O 、频率 f 与参考轴转速 n_1 之间的关系^[9]如下

$$O = 60f/n_1 \quad (1)$$

齿轮啮合频率的计算公式为

$$f = \frac{z_2 n_2}{60} \quad (2)$$

其中: z_2 为从动轮齿数; n_2 为其转速。

由式(1)(2)可得

$$O = z_2 n_2 / n_1 \quad (3)$$

又

$$n_2 / n_1 = z_1 / z_2 \quad (4)$$

故有

$$O = z_1 \quad (5)$$

式(5)表明,某轴上齿轮副的啮合阶次为其中主

动齿轮的齿数。在同一挡位,无论转速如何变化,各齿轮的对应阶次是不变的。因此可以用阶次轴来取代频率轴,以方便研究那些随转速变化而变化的噪声分量(如齿轮啮合噪声等)。

3 试验数据分析

3.1 变速器不同工况噪声规律分析

通过不同工况的稳态试验测试数据之间的对比,可以得到变速器噪声的变化规律。图2为变速器在不同工况下(扭矩 $40\%T_{\max}$)的噪声,展示了变速器噪声水平与挡位和转速之间的关系。

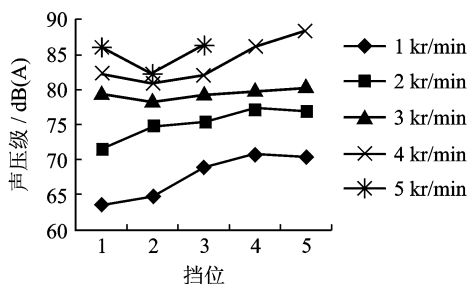


图2 不同工况变速器噪声

图2表明,变速器噪声随其挡位和转速的升高而增大。挡位不变时,转速越高,变速器噪声水平越高。转速不变时,总体来说,挡位越高,噪声水平越高。但当转速较高(3 kr/min以上)时,由于1挡时变速器的转矩波动较大,由此而引起的噪声稍高,略高于2挡在同转速下的噪声水平。

3.2 阶次识别

由以上研究可知,变速器5挡时的噪声高于其他挡位,并随转速的升高而增大。且5挡为车辆实际行驶时常用到的经济挡位。因此本文主要研究变速器5挡尤其是高速时的噪声特性。

3.2.1 特征阶次计算

作为本文研究对象的变速器,5挡的挡位齿轮副中,主动齿轮齿数38,从动齿轮齿数29。主减速齿轮副的主动齿轮齿数19,从动齿轮齿数79。

输入轴为参考轴,其转动阶次为 $O_{axis1} = 1 \text{ ord}$ 。由式(5)可知变速器五挡的挡位齿轮啮合阶次为 $O_1 = 38 \text{ ord}$ 。中间轴转动阶次为参考轴阶次乘以传动比,即

$$O_{axis2} = \frac{38}{29} \times 1 = 1.31 \text{ ord}$$

主减速齿轮啮合阶次为

$$O_2 = 19 \times 1.31 = 24.90 \text{ ord}$$

3.2.2 特征阶次识别

根据阶次谱图,可得到振动峰值阶次即试验测得的特征阶次。图3所示为变速器5挡加速扭矩 $60\%T_{\max}$ 工况时1测点Z向得到的阶次谱图。其他各点得到结果与此类似。

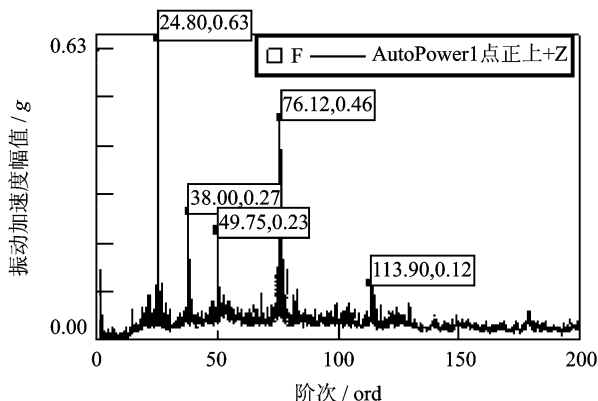


图3 5挡加速工况1位置Z向阶次谱图

通过对各测点得到的振动阶次谱图进行综合比较,可得到试验测得的变速器特征阶次为24.9,38.0,49.75,76.12,113.9 ord。其中的38.0,76.12和113.9 ord分别为挡位齿轮啮合阶次的1,2,3倍;24.9和49.75 ord分别为主减速齿轮啮合阶次的1,2倍。由此可知,变速器的振动主要是由输入轴与中间轴的挡位齿轮啮合过程以及主减速齿轮啮合过程共同引起的。

综合比较变速器10个振动测点共16个方向测得的振动加速度数据,可知X向各测点的特征阶次对应的振动加速度幅值较大。图4为变速器X向共7个测点的特征阶次对应振动加速度的折线图。

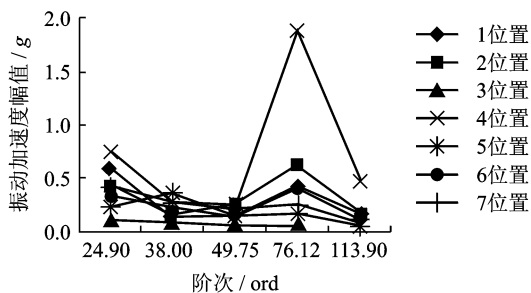


图4 X向各测点特征阶次振动幅值比较

从图4可以看出,几个特征阶次中,振动加速度幅值较大的阶次为24.90 ord(主减速齿轮啮合阶次)和76.12 ord(挡位齿轮啮合阶次2倍)。尤其是4位置(箱体表面前方靠近输入轴部位)、76.12 ord的X向振动加速度幅值明显高于其他各点,达到1.9 g。

因此很有必要对该位置进行更为深入的研究。

3.3 阶次贡献分析

根据以上分析,进一步对4位置的振动特性进行阶次贡献分析。以此来确定对4位置总体振动贡献较大的阶次成分,并分析确定该成分振动的引发源。

3.3.1 阶次贡献量比较

图5中5挡加速过程变速器前方4位置X向振动的阶次云图。由该图可以明显地分辨出24.90,38.00,49.75,76.00,113.90 ord这几个特征阶次。图6为上述5个特征阶次的转速跟踪图。

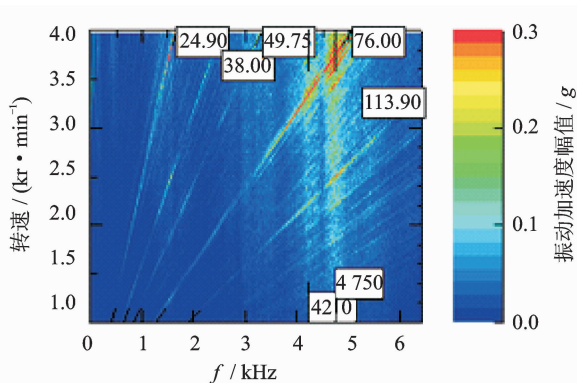


图5 5挡加速过程4位置振动阶次谱云图

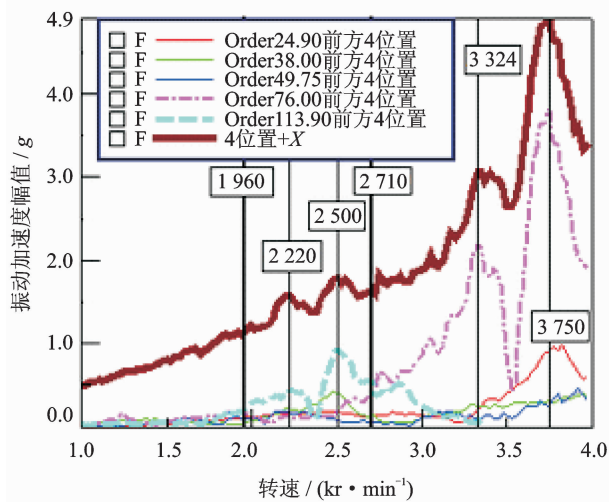


图6 5挡加速过程特征阶次转速跟踪图

图6中最上方粗线为4位置总体振动水平。其他各曲线为各特征阶次对应的振动分量。由该图可知,在低转速(1 000~1 960 r/min)时,各阶振动对总体振动水平的贡献相差不大;中等转速(1 960~2 710 r/min)时,113.90 ord(挡位齿轮啮合阶次的3倍)的振动对总体振动的贡献较大;而在高转速(2 710~4 000 r/min)时,76.00 ord(挡位齿轮啮合阶次2倍)的振动对总体振动贡献很大。由此可以

看出,变速器5挡高速时4位置的振动主要由挡位齿轮的啮合过程引起,主减速齿轮的啮合过程对该位置引起的振动较小。

3.3.2 较大贡献阶次的振动源分析

下面分析上述贡献较大阶次的振动源。

变速器中等转速时振动贡献较大的113.90 ord为挡位齿轮啮合阶次的3倍,即此阶次对应频率为挡位齿轮啮合频率的3倍频,推测该阶次成分振动较大的原因为该转速范围易激发起啮合齿轮或某轴承的三阶模态。而变速器高速时振动贡献较大的76.00 ord为挡位齿轮啮合阶次的2倍,即此阶次对应频率为挡位齿轮啮合频率的2倍频,推测该阶次成分振动较大是由于高速时啮合齿轮所在轴发生弯曲而引起的。

由图6可看出,113.90 ord的振动幅值在转速2 220和2 500 r/min时出现峰值。根据式(1),此两转速分别对应图5中的频率4 210和4 750 Hz。76.00 ord的振动幅值在转速3 324和3 750 r/min时有两个明显的峰值。据式(1)可知,此两转速分别对应图5中的频率4 210和4 750 Hz。从图5中可以看出,此两处频率对应的振动加速度幅值在整个转速范围内都较高,因此这两个频率应为啮合齿轮的某两阶模态频率。

综上所述,变速器5挡工况时挡位齿轮啮合过程引起箱体强烈振动,推测其原因与轴的弯曲和啮合齿轮及轴承的模态有关。这有待于通过以后的动力学分析和模态仿真计算进一步确认,并进行更为深入的研究。

3.4 相干分析

为了分析噪声的主要引发源,对稳态工况采集的3个位置的声压信号与各位置的振动信号进行相干分析,以此可以确定对噪声贡献量最大的振动部位^[10-11]。

3.4.1 噪声峰值频率识别

图7为变速器五档4 kr/min 扭矩60% T_{max} 3个声压测点得到噪声信号的的自功率谱图。由该图可知,变速器正上方和前后方的噪声信号在频率1 664,2 531,5 074 Hz处幅值较突出。这3个频率的噪声成分对总噪声信号的影响较大,有必要对此进行研究。

另外,根据式(1)中阶次、频率和转速的关系可知,这几处峰值频率分别对应于特征阶次中的24.9,38,76.12 ord。进一步确认了前面研究中所识别的特征阶次的正确性。

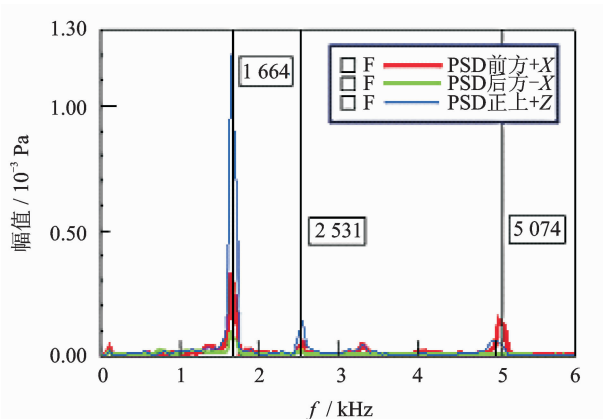


图7 噪声信号自功率谱图

3.4.2 变速器表面各点振动水平比较

研究对比变速器5挡加速过程10个振动测点共16个方向的振动加速度,可以发现,随着转速升高,各测点的振动水平逐渐增强。其中振幅最大的是4位置+X向、1位置+Y向和2位置+X向,如图8所示。尤其是4位置高速时的振幅明显高于其他位置,在转速3750 r/min时振动加速度达到峰值4.9 g。

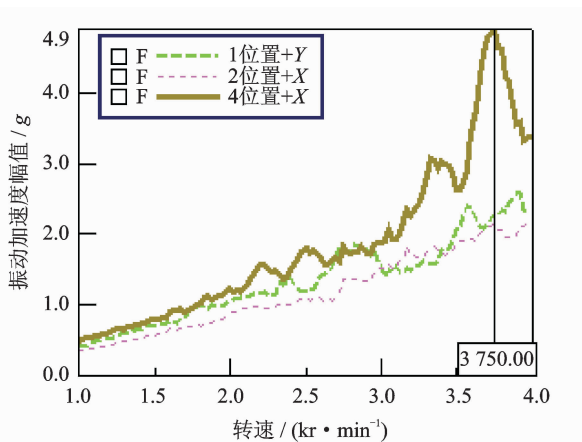


图8 5挡加速工况振动加速度转速跟踪图

3.4.3 噪声与振动信号相干分析

为了确定噪声信号中的峰值频率成分噪声是由何处的振动引起,可将噪声信号与变速器表面各测点的振动信号进行相干分析。

因4位置在高速时的振动较其他位置更为明显,因此首先将5挡高速时(4 kr/min)稳态工况(扭矩60% T_{max})对麦克风测得的3组噪声数据和4位置测得的振动数据进行相干分析。表1为变速器3个方向的噪声信号与变速器表面4位置振动信号在噪声峰值频率1664,2531和5074 Hz处的相干系数。

表1 噪声振动信号相干系数

f/Hz	1 664	2 531	5 074
正上/4	1.00	0.96	0.99
前方/4	0.99	0.97	0.99
后方/4	0.96	0.92	0.88

表1表明,在噪声峰值频率处,变速器前后方和正上方3个方向的噪声信号与4位置振动信号的相干系数均较高。为了对比,笔者将3个方向的噪声信号与其他位置的振动信号进行相干分析,研究发现,变速器正上方和前后方的噪声信号与除4位置(+X向)以外的9个测点共15个方位的振动信号的相干系数基本维持在0.80以下的水平。

由以上分析可知,在5挡高速工况时,变速器噪声的主要引发原因是变速箱表面4位置的振动,而且噪声峰值也是由该位置的振动引起。

4 结论

综合使用频谱分析,阶次分析和相干分析等方法,对变速器台架噪声测试试验数据进行深入分析,得到如下结论。这些结论可用于指导变速器进一步的仿真优化。

1) 变速器的噪声随着挡位和转速的升高而增大。

2) 变速器箱体的振动主要是由挡位齿轮啮合过程以及主减速齿轮啮合过程共同引起的,对于不同部位,两齿轮副啮合作用对振动的贡献量不同。

3) 变速器5挡高速时,箱体表面4位置的振动较其他位置更为强烈,此处的振动主要由挡位齿轮的啮合过程引起。而挡位齿轮啮合过程引起强烈振动的原因,推测与齿轮轴的弯曲和啮合齿轮及轴承模态有关,有待于仿真计算的确认。

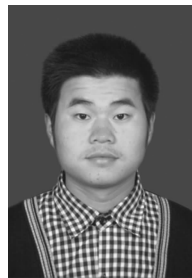
4) 变速器5挡高速时,噪声的主要引发原因是箱体表面4位置的振动,而且噪声峰值也是由该位置的振动引起。

为了控制变速器五挡高速时的振动噪声,需要从箱体4位置处着手。若能成功减弱该位置的振动水平,将会在很大程度上改善变速器的噪声特性。有以下两种途径可实现该目的。一种途径是从4位置振动的引发源即挡位齿轮入手,通过研究齿轮轴弯曲及齿轮模态,尽量降低齿轮啮合过程所引发的振动。另一种途径是从箱体4位置本身入手,可采用以下措施:a.提高变速器表面4位置附近的刚度,可通过两种方式实现,增加变速器箱体4位置附近

的厚度,或者在该位置附近增设加强筋;b. 改变变速器表面4位置附近的阻尼^[12],可以在此位置附近粘贴阻尼材料。

参 考 文 献

- [1] 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: 288-289.
- [2] 周冠嵩, 吴光强. 基于阶次分析的客车变速器噪声试验[J]. 现代制造工程, 2007(11): 85-87.
Zhou Guansong, Wu Guangqiang. The transmission noise measurements based upon the order analysis[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2007(11): 85-87. (in Chinese)
- [3] 施全, 郭栋, 龙月泉, 等. 汽车变速器啸叫声的噪声源识别[J]. 机械传动, 2010, 34(5): 88-91.
Shi Quan, Guo Dong, Long Yuequan, et al. The source identification of domestic transmission's squeak[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2010, 34(5): 88-91. (in Chinese)
- [4] 靳晓雄, 张强, 侯臣元, 等. 进气噪声对动力总成噪声影响试验研究[J]. 汽车技术, 2008(10): 44-46.
Jin Xiaoxiong, Zhang Qiang, Hou Chenyuan, et al. The experimental study for the influence of inlet noise on the powertrain noise[J]. Automobile Technology, 2008(10): 44-46. (in Chinese)
- [5] Opatinskaia E L, Zhu J, Mathew J. Monitoring varying speed machinery vibration-recursive filters and angle domain[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 1995, 9(6): 647-655.
- [6] 郭瑜, 秦树人. 旋转机械非稳定信号的伪转速跟踪阶比分析[J]. 振动与冲击, 2004, 23(1): 61-64.
Guo Yu, Qin Shuren. Pseudo-speed tracking order analysis for non-stationary vibration signals of rotating machinery[J]. Journal of Vibration and Shock, 2004, 23(1): 61-64. (in Chinese)
- [7] 王远程. 阶次分析在齿轮变速箱故障诊断中的应用[D]. 上海: 同济大学, 2006.
- [8] Choi Y, Sprecher A F, Conrad H. Vibration characteristics of a composite beam containing an electrorheological fluid[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 1990, 1: 91-104.
- [9] 康海英, 祁彦洁, 阎文, 等. 运用阶次跟踪和奇异谱降噪诊断齿轮早起故障[J]. 振动、测试与诊断, 2010, 30(6): 662-664.
Kang Haiying, Qi Yanjie, Yan Wen, et al. Early fault diagnosis of gear by order tracking and singular spectrum denoising[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2010, 30(6): 662-664. (in Chinese)
- [10] 卢学军. 变速箱噪声的频谱分析与故障诊断[J]. 振动与冲击, 1999, 18(8): 75-78.
Lu Xuejun. Spectral analysis and diagnosis of gearbox noise[J]. Journal of Vibration and Shock, 1999, 18(8): 75-78. (in Chinese)
- [11] 靳晓雄, 周帆, 陈昌明. 现代信号分析技术在轿车噪声源识别中的应用[J]. 振动、测试与诊断, 1997, 17(3): 43-48.
Jin Xiaoxiong, Zhou Hong, Chen Changming. The application of modern signal analysis technology to the noise sources identification on automobiles[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 1997, 17(3): 43-48. (in Chinese)
- [12] 周新祥. 噪声控制技术及其新进展[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2007: 172-173.



第一作者简介:相龙洋,男,1988年8月生,博士研究生。主要研究方向为汽车振动与噪声控制。曾发表《直流无刷电机定子总成振动特性分析》(《华北电力大学学报》2011年第38卷第6期)等论文。

E-mail: xlongyang10@126.com.

通信作者简介:左曙光,男,1968年6月生,教授、博士生导师。主要研究方向为汽车系统动力学、汽车振动与噪声控制。
E-mail: sgzuo@tongji.edu.cn.