

轴系扭振诱发的车内异响诊断及优化^{*}

杨文英, 郝志勇, 郑旭, 张庆辉, 李亚南

(浙江大学能源工程学院 杭州, 310027)

摘要 针对某涡轮增压轿车在加速过程中出现 320~470 Hz 异响问题进行诊断与优化。首先,对异响特性及源头进行诊断,按照一般整车异响诊断流程,依次进行了基本的声振测试、机舱内声强测试以及燃烧测试,发现异响源自发动机且为整体扩散式异响,排除了燃烧激励起异响的可能性之后,判断异响由轴系振动引起;然后,进行小惯量扭振减振器(torsional vibration damping,简称 TVD)的轴系扭振测试来验证异响与扭振的关系,时频图上显示异响频段内扭角特性与异响十分相似,断定异响源自轴系扭振;最后,针对装配大惯量 TVD 条件下的轴系进行扭振仿真计算,350 Hz 对一阶扭转模态具有最优的减振效果。依照仿真结果重新设计 TVD 进行试验,结果显示车内噪声异响频段内幅值衰减明显,主观评价“咕噜”音消失。本研究对于主流轿车的车内异响诊断和优化都具有重要的指导意义。

关键词 整车异响; 诊断流程; 轴系扭振; 扭振减振器

中图分类号 TH17

引言

随着乘用车发动机振动噪声(noise vibration and harshness,简称 NVH)水平的不断提高,汽车整体噪声水平得到有效降低,NVH 研究也逐渐从降低噪声阶段向提升声品质阶段过渡,其中异响问题便是汽车声品质研究中最普遍也是最棘手的问题之一^[1]。

动力总成常见的机械异响主要有曲轴主轴承响、连杆轴承响、活塞销响、活塞敲缸响、气门响、挺杆响和齿轮啸叫等。而动力总成噪声信号是由一系列频率、幅值差别较大的瞬态响应组成,成分复杂,是一种典型的时变非平稳信号,因而其异响诊断需要借助时频分析手段进行。针对时频分析在动力总成 NVH 问题上的应用,郑旭^[2]利用广义自适应 S 变换研究了内燃机各种机械激励及燃烧激励引起的振动噪声成分的分离。臧玉萍等^[3]利用小波变换技术对发动机主轴承异响进行了诊断研究。王紫璇等^[4]利用重分配平滑伪 Wigner-Ville 分布分析了发动机单缸熄火后的振动信号特征。目前动力总成的异响问题研究一般基于发动机台架测试,而不少异

响是在动力总成装配在整车上之后才凸显出来,由于多数整车异响工况是在发动机台架上无法模拟的,因而动力总成导致的整车异响问题研究相对较少。

关于曲轴扭振的研究,之前的方向主要是为了计算曲轴的最大扭转位移,以预测出最大的扭转应力而满足可靠性的要求。早在 1916 年德国工程师盖格尔(Geiger)就发明了机械式盖格尔扭振测量仪^[5],之后相继产生了霍尔兹法、传递矩阵法^[6]、消阻法^[7]以及动态刚度矩阵法^[8-10]来分析计算曲轴的扭转振动。20 世纪 80 年代后期,随着计算机技术的发展,各种有限元分析软件相继应用在曲轴扭振计算领域中,基于轴系可靠性而进行的扭振减振设计已经十分成熟。近年来,由于低噪声的需要,曲轴的扭振减振设计除满足可靠性需求外还应满足低噪声需求,然而国内外学者针对轴系扭转振动与噪声辐射关系的研究较少。

针对目前国内主流涡轮增压车型在加速过程特定转速下,普遍出现的间断性的异响问题,笔者以某 2.0T 车型为研究对象,提出了车内异响机理的诊断流程,并依此流程对异响的诊断与优化进行了系统的研究,最终成功提出了有效可行的优化方案。

^{*} 国家重点研发计划资助项目(2016YEB010604)

收稿日期:2016-04-26;修回日期:2016-09-19

1 异响问题诊断流程及分析方法

1.1 一般整车异响问题排查流程

异响问题的排查试验不同于普通的车辆 NVH 性能试验,测试人员的主观评价是十分重要的判断依据,结合客观测试数据分析,能够有效地缩小排查范围,提高异响诊断与解决的效率。图 1 为一般整车异响问题分类。

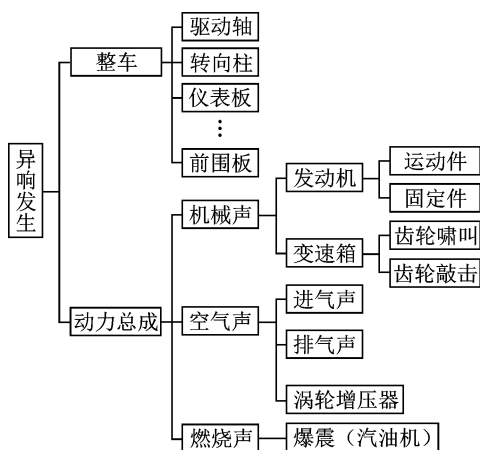


图 1 整车异响分类

Fig. 1 Classification of vehicle abnormal noise

如图 1 所示,整车内检测到的异响发生后,首先通过简单的声振测试对异响发生的条件以及基本声学特性进行摸底;然后通过动力总成台架测试或者切断传递路径测试进行初步诊断,判断异响是源自动力总成的还是车身;最后通过声强测试判断异响属于局部异响还是整体异响。基于声强测试结论基本可以指导进一步的故障诊断或者结构优化。

1.2 广义自适应 S 变换

针对异响问题诊断过程中涉及的各类时变非平稳信号,本研究将采用广义自适应 S 变换(adaptive generalized S transformation, 简称 AGST)的方法^[2]在 Matlab 中进行时频处理。对于一个平方可积的信号,其 S 变换为

$$ST(t, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(\tau) \omega(t - \tau) \exp(-i2\pi f\tau) d\tau \quad (1)$$

其中: f 为频率; $\omega(t, f)$ 为高斯窗函数,其标准差为

$$\sigma(f) = 1/|f| \quad (2)$$

引入调整参数 m 对 $\sigma(f)$ 稍作改进

$$\sigma(f, m) = 1/|f|^m \quad (3)$$

此时通过调整 m 的大小就可以改变窗宽,进而改善时频分辨率。 m 的取值范围为 $(0.6, 1]$, m 过小则窗宽过大,时间分辨率较差; m 大于 1 时窗宽太小,仅适用于瞬态脉冲信号的分析。由此,广义 S 变换 GST 可以定义为

$$GST(t, f, m) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(\tau) \frac{|f|^m}{\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(\tau - t)^2 f^{2m}}{2}\right] \exp(-i2\pi f\tau) d\tau \quad (4)$$

最后,计算局部能量集中程度并使之最小,从而确定最优的 m 值,记为 $m_{opt}(f)$,此时 AGST 可以表示为

$$AGST_x(t, f) = GST_x(t, f, m_{opt}(f)) \quad (5)$$

AGST 能够针对不同类型的信号自适应地调整窗的宽度,使得结果在低频和低频都具有较高的时频分辨率。

2 异响诊断实验

2.1 初始声音及振动测试

为了解异响的发生转速及时频特性,在转鼓半消声室内分别对动力总成及车厢内测点进行加速条件下声音与振动信号测试。测试工况为 D 挡全负荷加速,其中测点布置如图 2 所示。

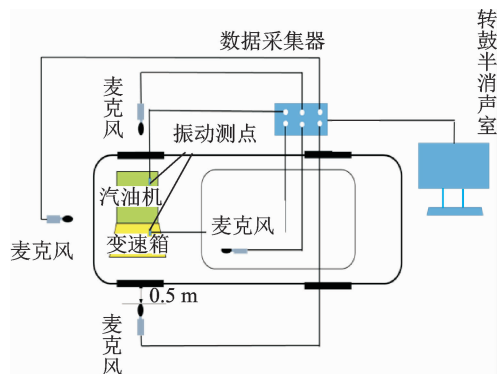


图 2 麦克风及振动测点布置

Fig. 2 Layout of the microphones and vibration transducers

通过对车厢内声学数据进行时频分析与滤波回放,确认异响所处频段为 320~470 Hz,参照图 3(d) 中转速曲线可知,异响发生转速在 2 000 r/min 以上,如图 3(a)所示。对比图 3(a)与图 3(b)振动信号可知:在发动机靠下位置测点,如下缸体、油底壳等,能够检测到清晰的 320~470 Hz 共振带;而在发

动机靠上位置测点,如气缸盖罩、正时罩顶端等,则在 320~470 Hz 范围内无明显峰值。

由图 3(a)(c)可以看出,动力总成上的振动与车内异响在 320~470 Hz 频段内具有十分相似的时频特性,异响源自动力总成。

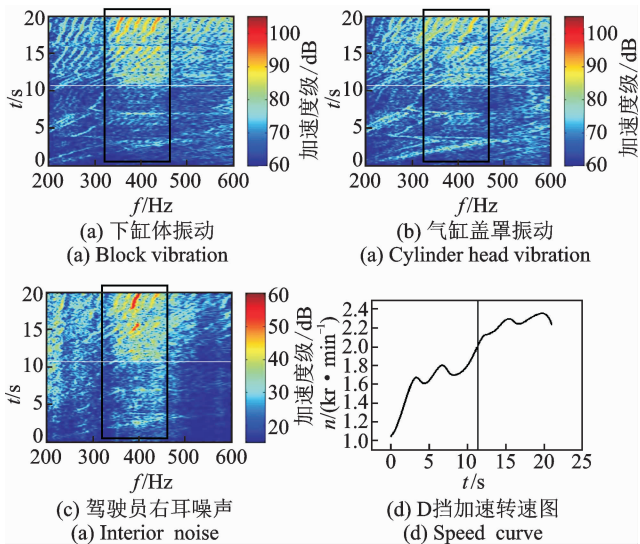


图 3 振动噪声时频图及转速曲线

Fig. 3 Time-frequency results of vibration and noise and the speed curve

2.2 机舱内声强测试

源自动力总成的异响大致可分为两种:局部结构的共振引起的局部噪声;燃烧噪声或者轴系振动引起的整体扩散式噪声。由于机舱内存在一定的混响效果,需采用声强法对声源进行判断。声强具有明确的指向性,在干扰较大的声场中依然有很好的噪声源识别效果。声强测试所使用设备为 Brüel & Kjær 3599 型声强探头,4197 型传声器以及 3560C 型数据采集前端,采用的方法为双传声器 p-p 法^[11],将测得的信号由时域转换到频域,以其互谱的虚部就可以得到声强。进行声强测试时工况为 P 挡加速工况,测点分布在动力总成排气侧、底面、输出端以及顶端若干位置。试验在半消声室内进行,其中排气侧 3 个测点位置及声强结果如图 4 所示。

1 号点声强结果显示,发动机排气侧噪声在 320~470 Hz 频段内存在明显峰值,方向自发动机本体向外辐射;2,3 号点声强结果表明,液力变矩器外壳体以及变速箱壳体噪声在 320~470 Hz 频段无明显共振带,相对幅值较小甚至出现负值,意味着该处 320~470 Hz 频段内噪声传播方向是由外围指向壳体。动力总成其他端面声强结果也遵循同样规律,因而异响源由动力总成缩小至发动机,且根据异响

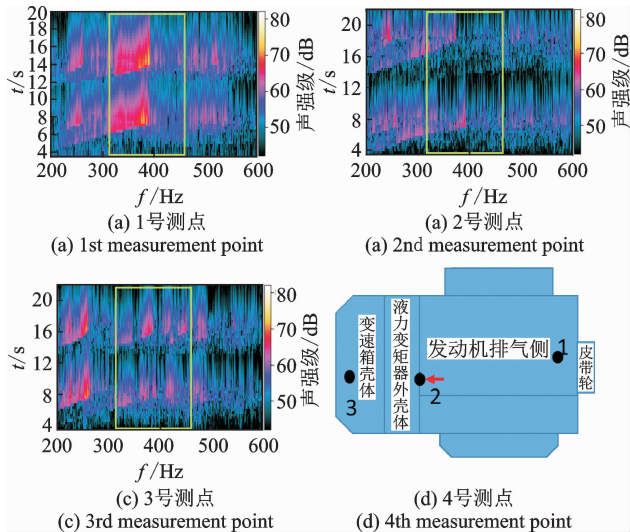


图 4 排气侧声强测试结果

Fig. 4 Sound intensity test results at the exhaust side

类型为整体式扩散噪声。

2.3 缸内燃烧测试

燃烧噪声可以看作燃烧过程中燃烧室内产生的压力波动经过内燃机结构衰减为外表面的结构振动而辐射出去的全部噪声,把燃烧噪声与气缸压力的比值定义为内燃机燃烧噪声的传递函数。燃烧噪声识别的前提条件为:在转速等其他工况不变的条件下,合适改变点火(喷油)提前角,机械噪声是没有变化的;内燃机的燃烧噪声与气缸压力的比值,即内燃机传递函数,不随转速、负荷及点火(喷油)提前角等因素变化,仅由内燃机本身的结构决定。基于如上的假设,调整点火角前后内燃机噪声的差异可认为完全由缸内燃烧变化引起,比较两种状态下异响频段内的缸压与噪声信号的变化规律,即可得到燃烧噪声对异响的影响^[12]。

首先,利用 KISTLER 缸压传感器对原状态加速工况下四缸缸压进行测试。比较原状态下四缸缸压时频图可知,四缸燃烧均匀且在 320~470 Hz 异响频段内无异常,时域上的缸压曲线同样不存在异常。进而将点火提前角提前 3°进行测试,噪声信号显示异响出现一定程度加剧。缸压时频图显示点火角提前,320~470 Hz 频段内缸压激励变大,导致 320~470 Hz 内的燃烧噪声成分增加,异响频带内的整体噪声也因此加剧。原状态以及点火提前角提前 3°后的缸压时频图及车内噪声对比如图 5 所示。

燃烧测试结果表明,燃烧不是产生异响的直接原因,但 320~470 Hz 范围内缸压成分的增加会导致异响的恶化。由于整机上能够激励起整体扩散式

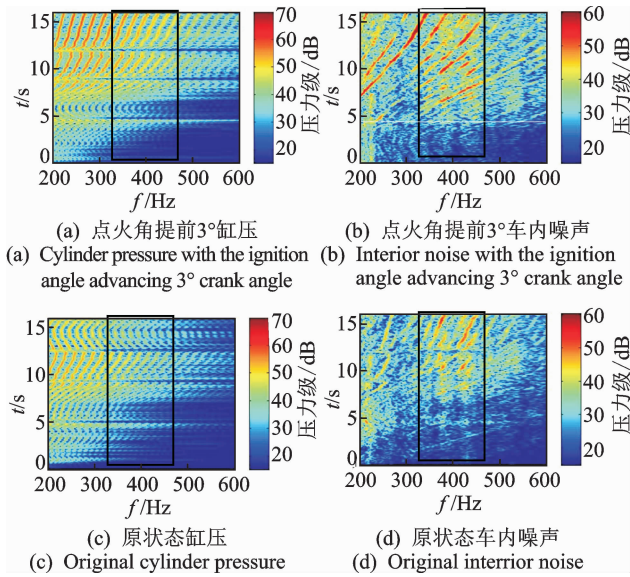


图 5 缸压及噪声时频图

Fig. 5 Time-frequency results of the noise and cylinder pressure

异响的声源基本为燃烧或轴系振动两类,排除了燃烧引起异响的可能性之后,结合之前发动机靠下位置测点异响频带共振明显而靠上位置不明显的现象,怀疑异响是由曲轴轴系振动导致。

3 轴系扭振对车内加速异响的影响

3.1 阻尼减振器工作原理

根据试验的诊断结果,轴系扭振为引起异响的首要怀疑对象,而调节轴系扭振的最直接的方法便是对 TVD 进行改进。在曲轴轴系扭振减振分析中,可以将曲轴轴系简化为单质量扭摆当量系统,加上扭振减振器组成简化的双扭摆模型,如图 6 所示。

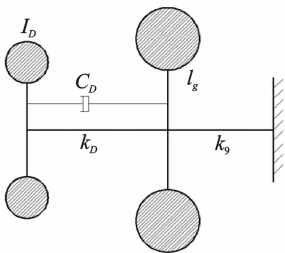


图 6 曲轴轴系双扭摆模型

Fig. 6 Dual torsional pendulum model of the crankshaft system

图中:下标 g 为代曲轴参数;下标 D 为吸振器参数; I 为旋转惯量; C 为阻尼; k 为刚度。

根据达朗贝尔原理,可得出其运动方程式为

$$I_D \ddot{\varphi}_D + C_D (\dot{\varphi}_D - \dot{\varphi}_g) + k_D (\varphi_D - \varphi_g) = 0 \quad (6)$$

$$I_g \ddot{\varphi}_g + C_D (\dot{\varphi}_g - \dot{\varphi}_D) + k_D (\varphi_g - \varphi_D) + k_g \varphi_g = M_g e^{i\omega t} \quad (7)$$

其中: φ 为扭角; M 为质量。

通过求解上式可得曲轴扭角值为

$$\varphi_g = M_g \left[\left(\frac{1}{e_d} - I_D \omega^2 \right) + i C_D \omega \right] \quad (8)$$

根据式(8),可知 TVD 对曲轴扭振的减振效果主要取决于阻尼系数以及轮环的惯量大小^[13-14]。通过调整两个参数之间的组合,可以得到较为理想的扭振减振效果。

3.2 扭振测试结果及分析

首先,为了解轴系的扭振特性,进行装配不同 TVD 条件下的轴系扭振测试,TVD 工作频率分别为 329, 398 及 470 Hz,轮环转动惯量为 $1.32 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \times 10^{-3}$,其中 398 Hz TVD 为原装 TVD。其中 8 谐波扭角值结果如图 7 所示。

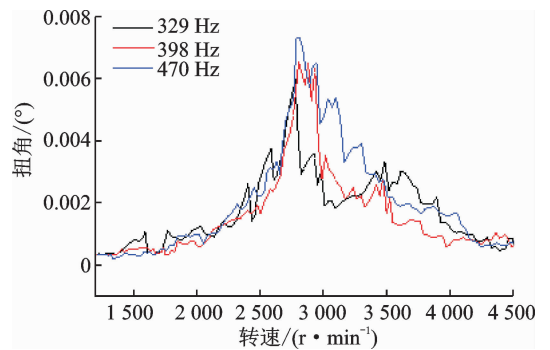


图 7 三款 TVD 8 谐波扭角对比

Fig. 7 8th order torsional angle comparison among the three TVDs

以 8 谐波扭角结果为例,对比原状态 398 Hz TVD,329 Hz TVD 主要谐波扭角幅值略有减小,而 470 Hz TVD 扭角明显增大,其他主谐波扭角遵循同样规律。各 TVD 相同谐波的扭振峰值均产生在近似的转速下,换算得到的各谐波扭角峰值对应频率也都在 375 Hz 左右,表明轴系的一阶扭转模态频率约为 375 Hz,处于异响频段内。三款工作频率相差较大而惯量相同的 TVD 并未使轴系模态频率产生较大变化。

扭振测试同时检测了车内驾驶员右耳噪声,原状态扭振及车内噪声结果如图 8 所示。

对比扭振及噪声信号结果,可见二者在 320~470 Hz 频段均存在共振带,频率范围基本一致,且

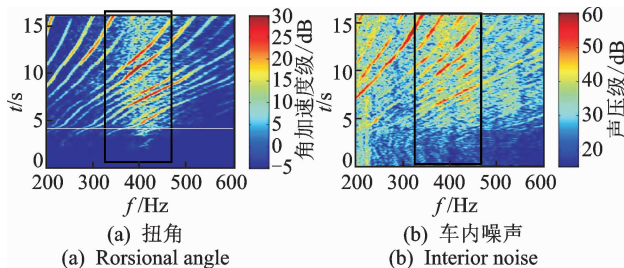


图 8 398 Hz TVD 时频图

Fig. 8 Time-frequency results of the 398 Hz TVD

异响出现时刻与扭振峰值出现时刻也十分接近,可以得出异响是由曲轴轴系扭振引起的结论。其余两款 TVD 也未能起到消除异响的效果原因是:工作频率未能与曲轴一阶扭转频率对应;外环惯量较小,耗散功率低,没能达到理想的减振效果。

3.3 大惯量 TVD 条件下曲轴轴系扭振仿真计算

为指导进一步的异响优化工作,对装配不同 TVD 条件下的曲轴轴系扭振进行了仿真计算。将轮环惯量设置为 $0.00232 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$,调整橡胶刚度使其工作频率落在 $270 \sim 430 \text{ Hz}$ 内,每间隔 20 Hz 设计一 TVD。仿真借助 AVL EXCITE 软件 designer 模块进行,模型如图 9 所示。

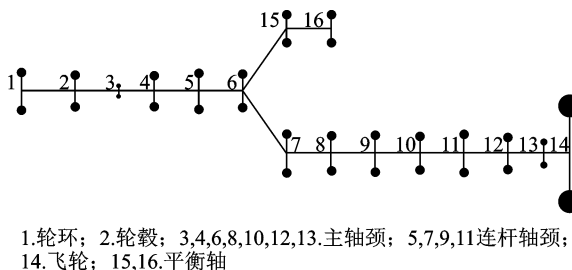


图 9 曲轴当量化模型

Fig. 9 Equivalent model of the crankshaft

仿真所得装配不同工作频率 TVD 条件下轴系扭振总值如图 10 所示。

由图 10 可知扭振振幅存在两个峰值:一个在 $3400 \sim 3600 \text{ r/min}$,一个在 $4500 \sim 5200 \text{ r/min}$ 范围内,分别对应轴系的前两阶扭转模态。其中,前者对应转速随 TVD 工作频率减小偏移较少,幅值呈现先减小后增大趋势;后者对应转速虽然随 TVD 工作频率变化偏移较大,但幅值基本不变。前期测试表明异响自 2000 r/min 便开始出现,而二阶扭转模态对应转速出现在高速阶段,可断定一阶扭转模态为导致异响的模态。根据对应一阶扭转模态的扭角峰值的变化趋势,可以看出工作频率为 350 Hz

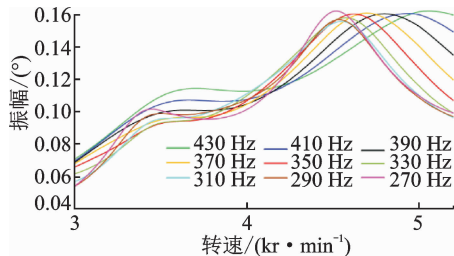


图 10 装配不同设计频率 TVD 的轴系扭振仿真结果

Fig. 10 Torsional simulation results of the crankshaft with different TVDs

的 TVD 是最为理想的减振器。

3.4 优化方案

依照仿真结果对扭振减振器进行改进,将轮环惯量加大并改变橡胶刚度使其工作频率为 350 Hz ,改进后 TVD 与原装 TVD 设计对比如图 11 所示。

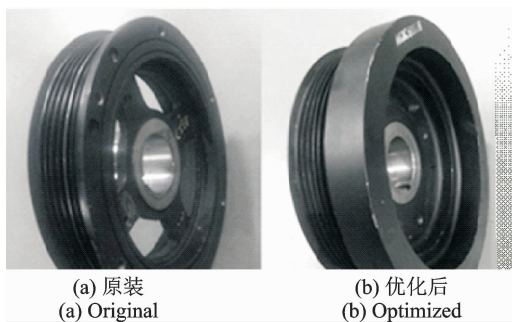


图 11 两款 TVD 结构对比图

Fig. 11 Comparison between two TVDs

将改进后 TVD 进行装车测试,测试工况为加速工况,车内噪声结果如图 12 所示。

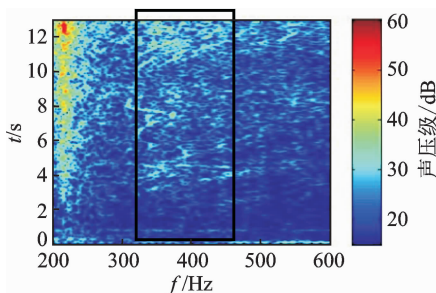


图 12 装配改进 TVD 后车内噪声

Fig. 12 Interior noise with optimized TVD

对比原状态以及装配优化 TVD 后车内噪声结果,由图 12 黑方框子可见, $320 \sim 470 \text{ Hz}$ 频段内噪声幅值衰减明显,共振带消除,主观评价“咕噜”音异响消失,印证了有曲轴轴系扭振引起异响的猜想。

4 结束语

本研究针对某 2.0T 轿车在加速工况中出现的 320~470 Hz 频段内异响进行了诊断与优化,依照车内异响诊断流程对该异响问题进行逐步排查,确定异响是源自动力总成的整体扩散式异响;进一步作燃烧测试,结果表明异响并非燃烧噪声;结合振动信号结果推测异响源自轴系振动。装配小惯量 TVD 轴系扭振测试表明异响与扭振峰值在时频特性上具有很高的相似性,原装及测试的共计三款 TVD 与轴系一阶扭转模态频率并不对应且惯量较低,没能起到良好的减振效果,异响由轴系扭振引起。对装配 9 款不同工作频率的大惯量 TVD 条件下的轴系分别进行扭振仿真计算,发现针对一阶扭转模态,350 Hz 的 TVD 具有最优的减振效果;进而对设计优化后的 TVD 进行装车试验,异响频带幅值衰减明显,主观评价“咕噜”音消失。

参 考 文 献

- [1] 庞剑, 湛刚, 何华. 汽车车身噪声与振动控制[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2006: 11-12.
- [2] 郑旭. 车辆与内燃机噪声信号盲分离及噪声源识别的研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2012.
- [3] 臧玉萍, 张德江, 王维正. 基于小波变换技术的发动机异响故障诊断[J]. 机械工程学报, 2009, 45(6): 239-245.
Zang Yuping, Zhang Dejiang, Wang Weizheng. Fault diagnosis of engine abnormal sound based on wavelet transform technique[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(6): 239-245. (in Chinese)
- [4] 王紫璇, 陈大明. 发动机单缸熄火时振动信号特征的时频分析[J]. 噪声与振动控制, 2012(1): 141-144.
Wang Zixuan, Chen Daming. Time-frequency analysis of the characteristic of vibration signal of the engine with one cylinder flaming out[J]. Noise and Vibration Control, 2012(1): 141-144. (in Chinese)
- [5] 吕兴才. 内燃机轴系扭转/弯曲/纵向振动的研究与控制[D]. 天津: 天津大学, 2001.
- [6] Doughty S, Vafaei G. Transfer matrix eigensolutions for damped torsional system[J]. ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, 1985, 107: 128-132.
- [7] Nagamatsu A. Vibration analysis of engine parts used reduced impedance methods[J]. Bulletin of Japan Society of Mechanical Engineers, 2008, 48(433): 1380-

1388.

- [8] Okamura H, Shinno A, Yamanaka T, et al. Simple modeling and analysis for crankshaft three-dimensional vibrations, part 1: background and application to free vibration[J]. Journal of Vibration & Acoustics, 1995, 117(1): 70-79.
- [9] Morita T, Okamura H, Morita T, et al. Simple modeling and analysis for crankshaft three-dimensional vibrations, part 2: application to an operating engine crankshaft[J]. Journal of Vibration & Acoustics, 1995, 117(1): 80-86.
- [10] 李国鸿, 李飞行. STFT 在航空发动机振动信号处理中的应用[J]. 测控技术, 2013, 4: 45-49.
Li Guohong, Li Feixing. Application of stft in the field of aero-engine vibration signal processing[J]. Measurement & Control Technology, 2013, 4: 45-49. (in Chinese)
- [11] 蒋孝煜, 连小珉. 声强技术及其在汽车工程中的应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2001: 49-50.
- [12] 王攀, 邓兆祥, 刘永超, 等. 内燃机机械噪声和燃烧噪声的识别分离[J]. 重庆大学学报, 2010, 33(5): 16-21.
Wang Pan, Deng Zhaoxiang, Liu Yongchao et al. Identification of combustion noise and mechanical noise in internal combustion engine [J]. Journal of Chongqing University, 2010, 33(5): 16-21. (in Chinese)
- [13] 王振侃, 许敏, 徐宏昌, 等. 2.0L 汽油机曲轴扭转减振器匹配研究[C]//2008 年中国汽车工程学会年会论文集. 北京: 机械工业出版社, 2008: 155-158.
- [14] 上官文斌, 张飞, 唐亮. 双级串联式扭振减振器特性及其固有频率测试[J]. 振动、测试与诊断, 2013, 33(1): 49-52.
Shangguan Wenbin, Zhang Fei, Tang Liang. Performances of rubber-damped torsional vibration absorbers with two serial-inertia rings and measurement of natural frequencies[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(1): 49-52. (in Chinese)



第一作者简介: 杨文英, 男, 1991 年 11 月生, 硕士生。主要研究方向为汽车振动噪声控制。
E-mail: ywy91@zju.edu.cn

通信作者简介: 郑旭, 男, 1989 年 9 月生, 博士、讲师。主要研究方向为振动噪声控制技术。
E-mail: zhengxu@zju.edu.cn

