

文章编号 1004-924X(2015)12-3430-09

基于振动相对量法的齿轮敲击振动辨识

廖芳^{1,2*}, 高卫民¹, 顾彦², 康飞², 蔺磊², 王承³

(1. 同济大学汽车学院, 上海 201804; 2. 上海汽车集团股份有限公司技术中心 整车集成部, 上海 201804;
3. 百利得安全气囊公司 CAE 部, 上海 201315)

摘要: 整车转毂振动测试中测得的手动变速器箱体振动信号包含了多种部件的振动信号, 传统方法无法从测试信号中直接获取齿轮敲击振动信号, 故无法定量评价齿轮敲击振动水平。本文提出了运用敲击振动相对量来辨识齿轮敲击振动的方法。该方法首先对箱体振动信号进行人耳特性滤波, 然后进行回归和平滑处理获得稳态振动信号。将滤波后的振动信号减去稳态振动信号, 得到的振动相对量即为非承载齿轮对的瞬态敲击振动信号, 最终可辨识出齿轮敲击振动的发生时刻、频率范围和水平。在实车试验中, 采用该方法在 3.5 s 的测试时间内, 识别出振动相对量最大的 134 个齿轮敲击振动信号, 其发生时刻与敲击振动信号回放得到的 134 个敲击噪声发生时刻完全相同, 辨识结果与人的主观感受一致, 即准确辨识出了齿轮敲击振动。得到的辨识结果可用于定量评价齿轮敲击振动水平, 校核理论模型的正确性, 研究不同参数对齿轮敲击振动水平的影响规律, 找出关键影响因素并优化处理, 从而改善齿轮敲击性能。

关键词: 齿轮敲击; 齿轮敲击振动辨识; 敲击振动相对量法; 手动变速器

中图分类号: U463.212; U467.4 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20152312.3430

Identification of gear rattle vibration by vibration relative approach

LIAO Fang^{1,2*}, GAO Wei-min¹, GU Yan², KANG Fei², LIN Lei², WANG Cheng³

(1. College of Automotive, Tongji University, Shanghai 201804, China;
2. Vehicle Integration Department, Automobile Research Center of SAIC MOTOR, Shanghai 201804, China;
3. CAE Department of Key Safety System China Operation, Shanghai 201315, China)

* Corresponding author, E-mail: fragrantking78@126.com

Abstract: Gear rattle vibration signals on the transmission housing caused by unloaded gear pairs are difficult to be identified and the rattle vibration levels can not be evaluated quantitatively, because many vibration signals are included in the transmission housing when the vibration signals are recorded in the full vehicle on a chassis dynamometer. This paper proposes a rattle vibration relative approach to identify the gear rattle vibration signals. Firstly, the vibration signals on the transmission housing were filtered by ear characteristic filtering functions, and steady vibration signals were extracted by regression and smoothing processes. Then, the relative approaches of the unloaded gear vibration were obtained by subtracting the steady vibration signals from all of the filtered vibration signals. The vibration relative approaches were taken as transient vibration signals of the unloaded gear pairs. Finally, the occurrence time, frequency and the level of the gear rattle vibration were identified.

收稿日期: 2015-08-03; 修订日期: 2015-09-28.

基金项目: 上海汽车集团种子基金-变速器关键领域重点突破项目 (No. 201107)

Through this method, 134 rattle vibration signals of the highest relative approach were identified within 3.5 s in the full vehicle test. The results show that the rattle occurrence time obtained by the relative approaches is entirely coincided with that of the 134 rattle vibration signals which are gotten by the vibration signal playback. The result of the gear rattle vibration identification is consistent to that of the subjective perception, namely, the gear rattle vibration is identified accurately. The results of the gear vibration identification can be used to quantify the rattle vibration level, verify the theory model of rattle prediction, research the effect rule of different parameters on gear rattle vibration level, find the key factors with high sensitivity to the gear rattle vibration level and to optimize gear rattle performance.

Key words: gear rattle; gear rattle vibration identification; rattle vibration relative approach; manual transmission

1 引 言

手动变速器齿轮敲击振动引起的敲击噪声问题普遍存在于轿车中^[1-3],该噪声频率分布范围广、穿透力高、容易被乘客察觉,容易使驾乘者产生疲劳和烦躁感,严重影响了车辆的乘坐舒适性和产品品质^[4-7],引起客户抱怨,给汽车生产厂商造成了巨大的经济损失^[8-12]。因此,研究与探讨手动变速器敲击噪声的根源—齿轮敲击振动十分必要。

试验方法是研究齿轮敲击振动的重要手段^[13-15],其中实车转鼓试验具有直接、可靠、使用技术成熟,能反映实际工况并可用于全面考核和评价齿轮敲击振动性能等优点,因此整车转鼓试验是国内各汽车主机厂用于测试变速器齿轮敲击振动的主要手段^[9,16]。然而整车环境下振动源较多,变速器箱体表面的振动测试信号是发动机、转鼓、承载与非承载齿轮对等多种振动信号的综合体现。其中,非承载齿轮的敲击振动信号不能直接获取,故无法定量评价齿轮敲击振动水平,因此如何辨识敲击振动信号并定量判断敲击振动水平已成为迫切需要解决的问题。

目前,一些学者已经对变速器齿轮敲击振动辨识进行了研究,并取得了一定成果。Oliver Johnson 等采用发动机台架测量得到变速器箱体振动加速度信号,通过建立加速度信号和噪声信号间的经验公式,研究了不同曲轴角度对齿轮敲击噪声的影响^[17],但此经验公式不具备重复性和普适性。张军峰在台架上对变速器输入轴端施加 0~2 500 Hz 的扫频激励来测量箱体加速度信

号,他指出加速度信号的峰值时刻即为齿轮敲击的发生时刻,并利用傅里叶变换得到的阶次彩图确定齿轮敲击频率^[18]。蔡龙生等对箱体振动信号经过希尔伯特变换、构造解析信号和形成包络信号等处理后,获得加速度信号的包络频谱,他指出若包络频谱中含有某对非承载齿轮对的啮合频率,则该对齿轮发生敲击,可根据包络频谱图中亮线的多少来判断齿轮敲击噪声的强弱^[19]。田雄等通过主观评价方法确定齿轮敲击最严重的工况,并测量了该工况下车身侧悬置的振动和驾驶员右耳的噪声信号,采用短时傅里叶变换方法获得转速-频率-振动级和声压级的彩图,通过噪声和振动彩图亮线分布确定发生了齿轮敲击噪声和振动^[16]。J Sai Prasad 等为了解整车齿轮敲击问题,首先利用主观评估方法确定齿轮敲击发生的典型工况,然后测量该工况下驾驶员右耳的噪声信号以及箱体和离合器壳体表面的振动信号,利用短时傅里叶变换方法得到转速-频率-加速度和声压级的彩图,利用彩图中亮线分布确定发生了齿轮敲击噪声,箱体上出现了齿轮敲击振动,最后指出箱体表面振动级与转速关系曲线的峰值是由齿轮敲击引起^[20]。项小雷等利用短时傅里叶变换方法得到转速-频率-加速度彩图,利用彩图中的亮线分布确定敲击振动的频谱特性^[9]。文献[9]、[18]-[20]的研究中振动信号均为多种振动信号的综合体现,受台架振动或整车上发动机和承载齿轮对等零件的振动影响较大,无法快速准确地获得齿轮敲击振动信号。另外这些方法都采用亮线分布和多少来判断齿轮敲击振动的强弱,缺乏评价指标来定量衡量敲击振动水平。

为了解决非承载齿轮对敲击振动信号不能直

接获取、无法定量评价敲击振动水平的问题,本文提出使用敲击振动相对量方法辨识齿轮敲击振动,并量化齿轮敲击振动的辨识结果,以获取齿轮敲击振动的发生时刻、频率范围和振动水平。

2 敲击振动相对量的齿轮敲击振动辨识原理与计算方法

人耳对振动信号的变化特别敏感,尤其是频谱中的突变和尖峰振动信号,振动相对量是所有振动信号与稳定振动信号的差值,用于表征振动信号中的突变成分^[21],可反映人耳对突变和尖峰振动信号的适应性。在发生齿轮敲击振动的一档爬行工况时,发动机、转鼓和承载齿轮对的振动均处于稳态,而非承载齿轮对撞击产生的敲击振动属于瞬态脉冲信号,故将包含所有振动的测试信号减去发动机、转鼓和承载齿轮对的稳态振动信号,即可得到齿轮敲击振动信号。

为提取敲击振动信号,本文将 Roland Sottek 等^[21]提出的振动相对量方法应用到齿轮敲击振动辨识中。通过时频图表示振动相对量,信号处理思路为先分别确定突变信号的时域与频域振动相对量,然后将两者进行合成,即得到振动相对量的时频图。

敲击振动相对量的计算流程如图 1 所示。图 1 中各处理步骤说明如下:

(1) 对振动加速度时域信号进行外耳和中耳特性滤波,得到信号 A。外耳和中耳的特性滤波曲线如图 2 所示^[21]。

(2) 为考虑人耳听觉系统对齿轮敲击振动感知的影响,对信号 A 进行人耳特性的带通滤波处理。耳蜗基底膜位置与该处对应的频率关系如公式(1)所示,人耳的带通滤波函数如公式(2)所示^[21]:

$$z = 18.31 \cdot \lg(6.046 \times 10^{-3} f + 1), \quad (1)$$

$$h(t) = \epsilon(t) \frac{1}{(n-1)!} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot \left(\frac{1}{\tau}\right)^{n-1} \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right), \quad (2)$$

式(1)中: z 为耳蜗基底膜位置坐标; f 为 z 处对应的耳蜗基底膜频率。式(2)中: $h(t)$ 为带通滤波函数; $\epsilon(t)$ 为单位阶跃函数; n 为滤波阶数; τ 为采

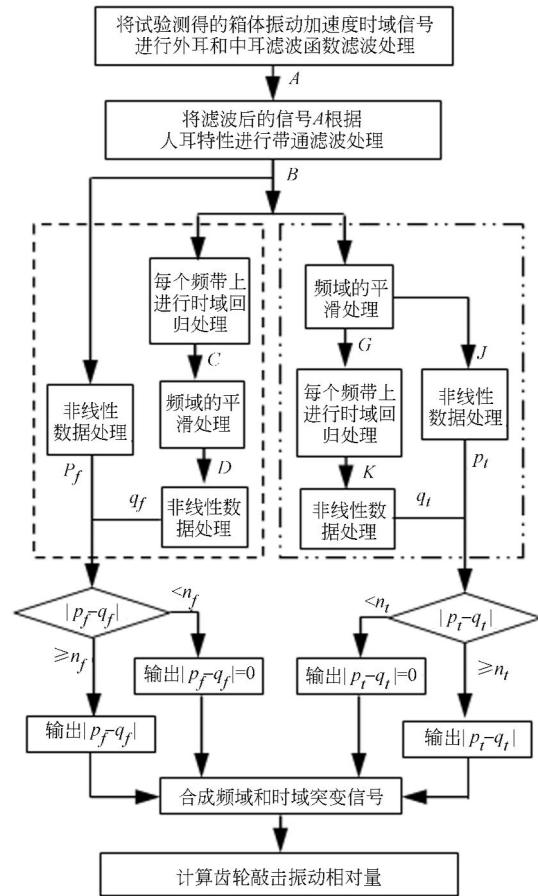


图 1 齿轮敲击振动相对量计算流程

Fig. 1 Flowchart of relative calculation of gear rattle vibration

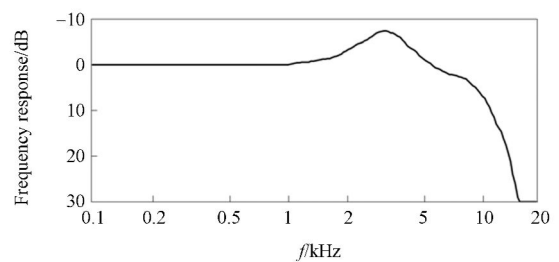


图 2 外耳和中耳特性滤波函数

Fig. 2 Feature filtering function of outer and middle ears

样间隔。

经过式(1)和式(2)的带通滤波处理后,得到考虑人耳听觉特性的信号 B,其表达式为:

$$B(t, f) = A(t, f) H[t, (f - F)], \quad (3)$$

式中: F 为阶跃函数的频率, $H[t, (f - F)]$ 为 $h[t, (f - F)]$ 的傅里叶变换,表达式为:

$$H[t, (f - F)] = \frac{1}{[1 + j2\pi(f - F)\tau]^n}$$

(3)为考察人对宽频带齿轮敲击的主观感知,对信号 B 进行非线性数据处理,通过振动级向响度级的变换,获得信号 B 的响度^[21]。根据 Stevens 定律,响度的变化与振动级的变化成非线性比例^[22],振动级向响度级的非线性转化通过公式(4)实现^[23]:

$$N_i = 0.08 \left(\frac{E_{TQ}}{E_0} \right)^v \left[(0.5 + 0.5 \frac{E}{E_{TQ}})^v - 1 \right], \quad (4)$$

式中: N_i 为第 i ($i = 1, 2, \dots, 24$) 个听觉临界频带^[23]的响度,每个听觉临界频带如表 1 所示。 E_{TQ} 为实测的纯音激励; v 为响度变化与振动信号强度变化间的比例,取值为 0.2~0.25,其体现了振动级向响度级变换的非线性; E 为人耳受到的激励,即为信号 B 对应的振动级; E_0 为参考声强 $I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2$ 所对应的激励。利用公式(4)计算得到信号 B 的响度 p_f 为发动机、转鼓、承载与非承载齿轮对的振动共同作用得到的响度。

表 1 听觉临界频带

Tab. 1 Critical frequency bands of hearing (Hz)

号数	频带	号数	频带	号数	频带
1	20~100	9	920~1080	17	3150~3700
2	100~200	10	1080~1270	18	3700~4400
3	200~300	11	1270~1480	19	4400~5300
4	300~400	12	1480~1720	20	5300~6400
5	400~510	13	1720~2000	21	6400~7700
6	510~630	14	2000~2320	22	7700~9500
7	630~770	15	2320~2700	23	9500~12000
8	770~920	16	2700~3150	24	12000~15500

(4)图 1 中虚线框内部为频域突变信号的提取环节。提取过程中,为获得频域上发动机、转鼓与承载齿轮对的稳态振动信号的发生时刻,在每个听觉临界频带上每隔 200 ms 对信号 B 进行一次回归处理,以获得稳定振动信号 C 的发生时刻。

对信号 C 在 1/24 倍频程内进行频域平滑处理,得到稳定信号 D 的频率和水平。

(5)稳定信号 D 按公式(4)进行响度变换后,得到稳定信号 q_f ,其值为发动机、转鼓与承载齿轮对的稳态振动信号共同作用得到的响度。

(6)信号 p_f 减去信号 q_f 的绝对值即为振动信号频域中所包含的突变信号 $|p_f - q_f|$ 。

(7) n_f 为 p_f 与 q_f 不同时,人耳的感受阈值:

当 $|p_f - q_f| < n_f$ 时,认为 p_f 与 q_f 相同,即 $|p_f - q_f| = 0$,并输出;当 $|p_f - q_f| \geq n_f$ 时,认为 p_f 与 q_f 不同,输出 $|p_f - q_f|$ 值;

(8)图 1 中双点划线框内部分为时域突变信号的提取,其信号处理方法与频域信号提取时的处理方法相同。为了在频域和时域突变信号合成时不重复考虑频域突变信号对齿轮敲击振动辨识的影响,将去除频域突变成分的信号 J 进行非线性处理,得到信号 p_i 。

(9)对时域与频域的突变信号进行合成,即得到敲击振动相对量的时频图。对输出间隔内每一采样点的振动相对量计算均方根值,即可得到该间隔中心时刻对应的振动相对量,用以表征齿轮敲击振动的强弱,单位为 CP (Compressed Pascal)。

根据图 1 所示的计算流程可获取振动测试信号与稳态振动信号的振动相对量,识别出齿轮敲击的瞬态振动信号。

3 齿轮敲击振动试验

对车辆开发最后验证阶段的某批次试验样车进行振动评估时,发现变速器在整车一档爬行工况下产生了严重的齿轮敲击振动,因此本文以该工况为对象,进行了齿轮敲击振动研究。

该批次车辆为前置前驱的 A 级轿车,车辆配置了横向前置的四缸发动机、膜片弹簧式离合器和五档手动变速器。试验在半消声室的转鼓上开展,采用整车道路模式研究齿轮敲击振动现象。车辆运行时,转鼓对其施加行驶阻力,模拟整车室外道路试验,试验布置如图 3 所示。

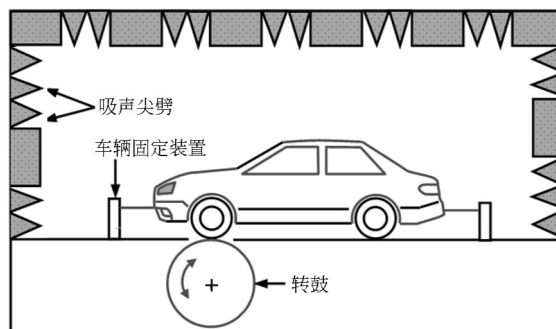


图 3 整车转鼓试验示意

Fig. 3 Schematic diagram of vehicle test on chassis dynamometer

试验时,车门和车窗正常关闭,安排 1 位试验人员驾车,变速器挂一档,驾驶员不踩油门,车辆(编号 01)处于爬行工况。通过 LMS 公司的 Testlab 系统记录该工况下箱体 6 个表面(每个表面安装一个加速度计)的三向振动加速度,测量时间为 3.5 s,试验如图 4 所示,其中(a)为实车测试示意,(b)为加速度传感器位置示意。



(a) 实车转鼓试验 (b) 传感器位置示意
(a) Full vehicle test on the chassis dynamometer (b) Sensor layout

图 4 齿轮敲击振动试验示意图

Fig. 4 Test of gear rattle vibration

获得振动信号后对其进行主观评价。发生齿轮敲击时,车内驾驶员能听到“咔嗒咔嗒”的齿轮敲击噪声。在齿轮敲击振动主观评价时,将 Testlab 软件测得的振动信号导入到朗德公司的 Artemis 软件中,对其进行多次声音回放,并记录出现“咔嗒咔嗒”声的时刻,此时刻即为敲击振动的发生时刻;“咔嗒咔嗒”声越大,则认为齿轮敲击振动越显著。

通过对一档爬行工况下箱体 6 个表面共 18 个振动信号进行声音回放发现:每个表面的三向振动加速度信号中均有与车内驾驶员同样感受到的齿轮敲击声音特征出现。以上表面 Z 向振动信号为例,在 0.01, 0.04, ..., 3.49 s 等 134 个时刻,振动信号的声音回放出现了令人厌烦的“咔嗒咔嗒”声,声音特征与齿轮敲击噪声的特征相同,因此判定在上述时刻存在强烈的齿轮敲击振动;其中 2.84 s 的振动信号回放出现的“咔嗒咔嗒”声最响,此时的齿轮敲击振动最严重。

4 敲击振动辨识

4.1 使用传统振动分析方法辨识敲击振动

振动级与短时傅里叶变换是传统的振动分析

方法。为获得齿轮敲击振动特性,首先用上述两种传统方法对齿轮敲击振动进行辨识。

4.1.1 运用振动级辨识齿轮敲击振动

振动级主要考察振动信号的平稳性和周期性,其幅值大小体现了振动强弱。计算振动级时,振动级的输出时间间隔为 0.05 s,该时间间隔内的输出加速度点数为 1280 个,计算得到上表面 Z 向振动级的时间历程如图 5 所示。由图 5 可看出上表面 Z 向振动级变化基本平稳。由于 0~3.5 s 内上表面 Z 向振动信号是发动机、转鼓与承载及非承载齿轮对等的振动信号共同作用的结果,因此,通过图 5 无法辨别出主观感受到的齿轮敲击振动信号,无法显示齿轮敲击振动水平,这表明振动级不能体现齿轮敲击特征,不适合用来分析整车一档爬行工况时的齿轮敲击振动特性。

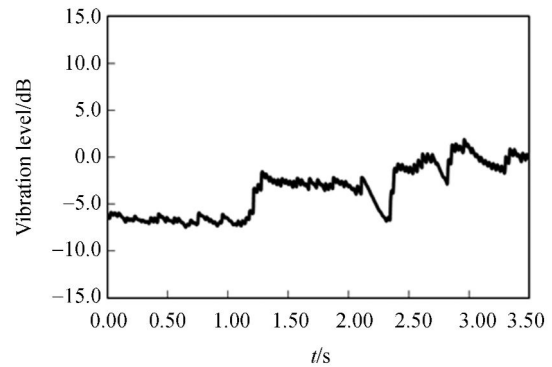


图 5 箱体上表面 Z 向振动级时间历程

Fig. 5 Time history of vibration level for transmission housing upper surface in Z direction

4.1.2 应用短时傅里叶变换辨识齿轮敲击振动

通过短时傅里叶变换可得到振动信号的时频图,该图可表征振动信号的时域与频域特征、幅值大小及其变化特点。采用短时傅里叶变换方法计算上表面 Z 向振动加速度的时频图时,谱线数为 1 024,计算得到的时频图如图 6 所示。由图 6 可知:在 200~10 000 Hz,上表面 Z 向存在明显的宽频振动,且在 0~3.5 s 内间歇性存在;从图 6 的数据中无法清晰得到齿轮敲击振动的发生时刻、频率范围和水平。

由于短时傅里叶变换得到的上表面 Z 向振动时频数据是发动机、转鼓、承载与非承载齿轮对等振动共同作用下的综合体现,因此未经过振动信号回放的时频图无法反映齿轮敲击振动信号。

对上表面 Z 向振动信号进行声音回放,得到

齿轮敲击的发生时刻。在齿轮敲击时刻,图 6 出现对应的冲击信号。敲击发生时刻对应的频率为上表面 Z 向所有振源频率的综合结果。若要获得敲击振动的频率范围,需要有齿轮敲击振动数据处理经验的工作人员进行复杂的滤波处理。由于数字滤波器的连续性和齿轮敲击信号的宽频带特征,得到的敲击振动频率范围误差较大。图 6 的时频数据无法准确反映出齿轮敲击振动水平。

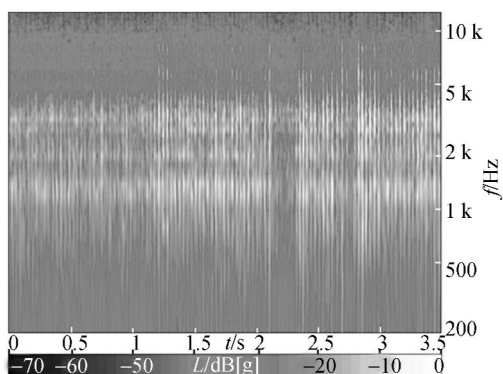


图 6 短时傅里叶变换得到的上表面 Z 向加速度时频图
Fig. 6 Time-frequency color map of acceleration on transmission housing upper surface in Z direction by short time Fourier transformation method

振动级与短时傅里叶变换方法的振动分析无法精确获得齿轮敲击振动的频率和水平,因此本文将进一步采用振动相对量方法辨识齿轮敲击振动。

4.2 使用敲击振动相对量辨识齿轮敲击振动

4.2.1 敲击振动相对量的计算与分析

根据图 1 所示的敲击振动相对量计算方法,在朗德公司的 Artemis 软件中计算了箱体上表面 Z 向加速度的振动相对量。取 3 阶滤波函数,采样时间间隔为 3.91×10^{-5} s,公式(4)中的 v 取 0.23,设 n_f 和 n_t 为 0,计算结果如图 7 所示。由图 7 可以分析出:在 0~3.50 s 内出现了 134 次较为强烈的齿轮敲击振动,敲击振动时刻与箱体上表面 Z 向振动信号的声音回放得到的 134 个强烈的敲击噪声时刻相对应,每一振动相对量的极大值处对应一次齿轮敲击;在 2.84 s,振动相对量为 219.27 CP,达到最大值,此刻对敲击振动信号回放得到的敲击噪声的主观感受也最明显;振动相对量越大,齿轮敲击振动越明显;将各敲击时刻的振动相对量相加,得到上表面 Z 向的总振动相对

量为 6068.58CP,该量体现了齿轮敲击振动的总体水平;齿轮敲击振动的频带分布范围很广,为 500~12 520 Hz;敲击振动的强度和频率在各时刻均不相同。

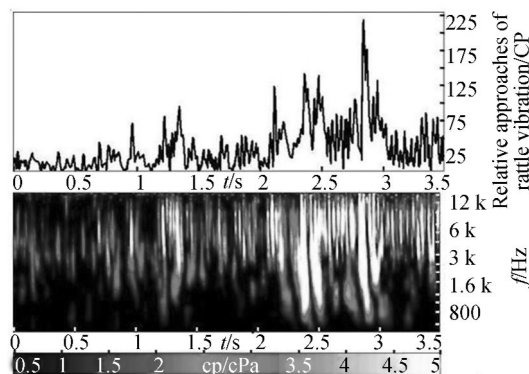


图 7 上表面 Z 向齿轮敲击振动相对量
Fig. 7 Relative approaches of rattle vibration in Z direction of upper surface

振动相对量数据客观地反映了人的主观齿轮敲击振动感受,可准确体现出齿轮敲击振动的发生时刻、频率范围和振动水平。

4.2.2 敲击振动相对量的普适性分析

为验证基于振动相对量的齿轮敲击振动识别方法的普适性,应用振动相对量的辨识方法,对 20 辆同种配置、同样阶段的样车进行一档爬行工况的齿轮敲击振动辨识,得到的 360 组箱体振动相对量时频图与图 7 类似。这里以编号为 02 的车辆箱体下表面 Z 向敲击振动辨识为例来证明振动相对量的齿轮敲击振动识别方法的普适性。

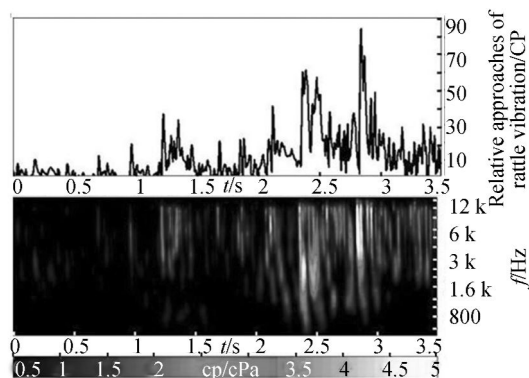


图 8 下表面 Z 向齿轮敲击振动相对量
Fig. 8 Relative approaches of rattle vibration in Z direction of down surface

在对 02 号车辆的箱体下表面进行 Z 向敲击振动辨识中,通过对振动加速度信号的声音回放,发现振动信号在 0.04, 0.06, ..., 3.49 s 等时刻共出现 115 次明显的“咔嚓咔嚓”声。该声音与齿轮敲击噪声的特征相同,因此判定在上述时刻存在强烈的齿轮敲击振动。计算得到的敲击振动相对量如图 8 所示。由图 8 可知,下表面 Z 向出现了 115 次强烈的齿轮敲击振动,这与下表面 Z 向振动信号的声音回放得到的 115 次明显的敲击噪声特征相对应,综上可知,本文提出的振动相对量的齿轮敲击振动识别方法具有普遍性与工况适用性,能用来进行齿轮敲击振动辨识。

5 结 论

在变速器齿轮敲击振动的整车转鼓试验测试中,箱体表面的振动测试信号中包含发动机、转鼓、承载与非承载齿轮对的振动信号,由于使用振动级与短时傅里叶变换等传统振动分析方法无法从测试信号中准确辨识出齿轮敲击振动信号,不能定量判断齿轮敲击振动水平,故本文提出使用振动相对量辨识齿轮敲击振动的方法。在对某轿

车一档爬行工况下的变速器齿轮敲击振动辨识过程中,使用该方法从箱体表面振动加速度信号中去掉发动机、转鼓和承载齿轮对的振动信号,在 3.5 s 的测试时间内识别出 134 个强烈的齿轮敲击振动信号,它们的发生时刻与振动信号回放得到的 134 个明显的敲击噪声发生时刻完全一致,有效反映了人主观的齿轮敲击振动感受,故可通过振动相对量时频数据准确辨识齿轮敲击信号。另外,应用该方法对相同工况、同批次 20 辆轿车共计 360 组振动信号进行了准确的齿轮敲击振动辨识,结果表明,使用振动相对量识别齿轮敲击振动的方法具有普适性。

剔除稳态振动信号后,振动相对量时频数据可客观、准确地反映出齿轮敲击振动的发生时刻、频率范围和振动水平。数据处理过程简单,结果一致性好,避免了误判。辨识结果验证了理论模型的正确性。利用该方法可研究不同整车参数时,齿轮敲击振动的发生时刻、频率范围和振动水平的变化规律,找到齿轮敲击振动的关键影响因素,在此基础上对其进行优化,可以改善齿轮敲击性能,提高乘员的乘坐舒适性。

参考文献:

- [1] 冯振东,史广奎,杨正江. 汽车变速器怠速噪声的试验研究与预测[J]. 吉林工业大学学报,1988(4): 41-47.
- FENG ZH D, SHI G K, YANG ZH J. Experiment investigation and prediction of rattle noise of automotive gear box at idling[J]. *Journey of Jilin University of Technology*, 1988(4):41-47.
- [2] CHEN S Y, TANG J Y, WU L J. Dynamics analysis of a crowned gear transmission system with impact damping: Based on experimental transmission error [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2014, 74:354-369.
- [3] GAO W M, LIAO F. Rattle noise analysis and optimization in manual transmission[C]. 2014 *IEEE International Symposium on Instrumentation & Measurement, Sensor Networks and Automation, Ottawa, Canada*: IEEE IMSNA, 2014(12):2244-2248.
- [4] 张建辉,路计庄,夏齐霄,等. 压电振子及流体对泵近场噪声的影响[J]. 光学精密工程,2006,14(4): 628-634.
- ZHANG J H, LU J ZH, XIA Q X, *et al.*. Influence of piezoelectric vibrator and fluid on close noise field of pump[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2006, 14(4): 628-634. (in Chinese)
- [5] CHEN M, WANG D, LEE H Q. Application of CAE in design optimization of a wet dual clutch transmission and driveline[C]. *Michigan, USA: SAE International*, 2014:2014-01-1755.
- [6] KALSULE D J, VIKRAM M R, AMBARDEKAR M N. Reduction of in-cab boom and transmission rattling using cost effective driveline refinement [C]. *Michigan, USA: SAE International*, 2011: 2011-26-0060.

- [7] 曾平,陈艳辉,高莹莹,等. 弹性支撑式压电骨传导听觉装置[J]. 光学精密工程, 2014,22(10):2765-2772.
ZENG P, CHEN Y H, GAO Y Y, *et al.*. Piezoelectric bone-conduction hearing device with elastic support[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2014,22(10):2765-2772. (in Chinese)
- [8] 姜劲栋,苏岩,施芹,等. 双质量振动式硅微陀螺理论和实验模态分析[J]. 光学精密工程, 2015, 23(2):467-476.
JIANG SH D, SU Y, SHI Q, *et al.*. Theory and experimental modal analysis of dualmass vibrating silicon micro-gyroscope[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2015,23(2):467-476. (in Chinese)
- [9] 项小雷,陈德鑫,李松松. 双中间轴式手动变速器齿轮敲击噪声理论及试验研究[J]. 汽车技术, 2014(11):1-16.
XIANG X L, CHEN D X, LI S S. Theoretical&experimental research of gear rattle noise of a double intermediate shaft manual transmission[J]. *Automobile Technology*, 2014(11):1-16. (in Chinese)
- [10] 冯奇. Rattling 系统的一种随机模型[J]. 同济大学学报:自然科学版, 1998, 26(4):396-400.
FENG Q. Stochastic model on a rattling system [J]. *Journal of Tongji University(Natural Science)*, 1998, 26(4):396-400. (in Chinese)
- [11] 张锁怀,沈允文,董海军,等. 单级齿轮系统的拍击振动模型[J]. 机械工程学报, 2002, 38(12):16-20.
ZHANG S H, SHEN Y W, DONG H J, *et al.*. Rattling model of a one-stage gear system [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2002,38(12):16-20. (in Chinese)
- [12] 董海军,沈允文,刘梦军,等. 含离合器的齿轮传动系统的拍击动力学行为研究[J]. 西北工业大学学报, 2004, 22(2):225-230.
DONG H J, SHEN Y W, LIU M J, *et al.*. Study on the dynamic behavior of rattling in gear system with clutch[J]. *Journal of Northwestern Polytechnical University*, 2004, 22(2):225-230. (in Chinese)
- [13] 温建明,孙宜强,冯奇. 随机阻尼 Rattling 振动的实验与分析[J]. 同济大学学报:自然科学版, 2010, 38(12):1802-1806.
WEN J M, SUN Y Q, FENG Q. Experiment analysis of stochastic damping rattling vibration[J]. *Journal of Tongji University(Natural Science)*, 2010,38(12):1802-1806. (in Chinese)
- [14] 沈岗,向东,牟鹏,等. 增速传动系统齿轮拍击振动特性研究[J]. 振动与冲击, 2015, 34(7):76-80.
SHEN G, XIANG D, MOU P, *et al.*. Vibration characteristics of gear rattling in speed increasing transmission system[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2015,34(7):76-80. (in Chinese)
- [15] GERRIT M K, FERIT K. Customer orientated approach for evaluation of transmission rattle[C]. Michigan, USA: SAE International, 2012:2012-01-0311.
- [16] 田雄,李宏成,吕先锋,等. 基于传递路径实验分析的变速器敲击噪声优化[J]. 振动工程学报, 2010, 23(6):642-648.
TIAN X, LI H CH, LÜ X F, *et al.*. A study on transmission rattle noise optimization based on transfer path test analysis [J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2010,23(6):642-648. (in Chinese)
- [17] JOHNSON O, HIRAMI N. Diagnosis and objective evaluation of gear rattle[C]. Michigan, USA: SAE International, 1991:911082.
- [18] 张军锋. 手动变速器齿轮敲击噪声的实验分析[D]. 上海:上海交通大学, 2012:30-45.
ZHANG J F. *Gear Rattle Experiment and Analysis of a Manual Transmission* [D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2012:30-45. (in Chinese)
- [19] 蔡龙生,楚俊楠,陈俐. 基于包络解调的手动变速器齿轮敲击实验研究[J]. 传动技术, 2013, 27(2):38-45, 48.
CAI L SH, CHU J N, CHEN L. Experimental study of gear rattle in a manual transmission based on envelope demodulations [J]. *Drive System Technique*, 2013,27(2):38-45,48. (in Chinese)
- [20] PRASAD J S, DAMODAR N C, NAIDU T S.

- Clutch hysteresis maximization for elimination of gear rattle in a passenger bus [C]. *Michigan, USA: SAE International*, 2013, 2013-26-0100.
- [21] SOTTEK R, GENUIT K. Models of signal processing in human hearing[J]. *International Journal of Electronics and Communications*, 2005, 59:157-165.
- [22] ZWICKER E, FASTL H. *Psychoacoustics*[M]. Berlin:Spring-Verlag, 1999:40-80.
- [23] 姜顺明. 封闭空间响度控制有源消声研究[D]. 南京:东南大学, 2012:19-25.
- JIANG SH M. *Loudness Based Active Noise Control within the Enclosure*[D]. Nanjing: Southeast University, 2012:19-25. (in Chinese)

作者简介:



廖芳(1977—),女,湖北黄石人,博士研究生,高级工程师,2004年于武汉理工大学获得硕士学位,2004年至今就职于上海汽车集团股份有限公司技术中心整车集成部,主要从事整车振动与噪声研究。E-mail: fragrantking78@126.com



高卫民(1958—),男,上海人,教授,博士生导师,1989年、2000年于同济大学分别获得硕士、博士学位,现为汉能集团副总裁,汽车事业部总经理,主要从事整车集成技术的研究。E-mail: gaoweimin79@163.com

(本栏目编辑:马健)
(版权所有 未经许可 不得转载)