

基于 OTPA 的高速车内嗡嗡噪声诊断与优化

许静超, 黄剑锋, 陆家朋, 周鑫美, 覃慧芳

(广州汽车集团股份有限公司汽车工程研究院, 广州 511434)

摘要:通过 OTPA 方法识别某车辆在高速行驶时车内出现嗡嗡噪声, 结果显示主要贡献来自 4 个转向节。其异常振动来自特定车速下轮毂轴承阶次振动与轮胎声腔振动耦合, 通过优化轮辋结构加强轮辋侧向刚度并实车验证, 车内嗡嗡声问题得到明显改善。

关键词:高速; 车内; 嗡嗡噪声; OTPA

中图分类号: U461.4

文献标志码: A

文章编号: 1006-3331(2023)05-0044-05

Diagnosis and Optimization of High-speed Hum Noise of Vehicle Inside Based on OTPA

XU Jingchao, HUANG Jianfeng, LU Jiapeng, ZHOU Xinmei, QIN Huifang

(GAC Automotive Research & Development Center, Guangzhou 511434, China)

Abstract: Through OTPA method to identify the hum noise source of a vehicle in high-speed running, which the result shows that the main contribution comes from four steering knuckles. The abnormal vibration of the knuckles is due to the coupling of the wheel hub bearing order vibration and tire cavity vibration at a specific vehicle speed. By optimizing the wheel rim structure to enhance the lateral stiffness and conducting on-vehicle verification, the hum noise of the vehicle inside is significantly improved.

Key words: high-speed; vehicle inside; hum noise; OTPA

车辆高速行驶时, 车内的嗡嗡噪声可能是多个噪声源叠加与耦合的结果, 这些噪声源主要来自动力总成、轮胎、进排气、风噪等。其传递方式错综复杂, 而且不同工况下不同噪声源凸显的程度也不一样^[1-2]。要解决高速车内嗡嗡噪声的问题, 必须判断噪声的来源或者控制噪声的传递路径。利用运行传递路径分析(OTPA)方法可以方便快速地定位噪声源, 为工程实践解决噪声问题提供解决方案。

1 OTPA 原理

汽车受到多种振动噪声源的激励, 每种激励都会通过不同路径传递到响应点进行叠加, 从而被人感受到。传递路径分析(TPA)将整车简化成线性系统, 通过建立“激励源”——“路径”——“响应”的模型来计

算不同路径对于响应的贡献量, 从而判断其中贡献量最大的路径; 再定量识别出主要贡献量, 就可以通过应用振动噪声控制手段降低响应声压总值^[3]。使用传递函数来描述车辆系统激励源“输入”和响应“输出”之间的比例关系。假设车辆受到 n 个激励源的激励力, 每个激励与响应之间对应 1 个传递函数, 总共即有 n 个传递函数, 车内响应就是各个“路径 i ”贡献量的叠加。则 TPA 的数学公式可以写成:

$$r(\omega) = [S_1(\omega) \cdots S_i(\omega) \cdots S_n(\omega)] \begin{bmatrix} H_{1r}(\omega) \\ \vdots \\ H_{ir}(\omega) \\ \vdots \\ H_{nr}(\omega) \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中: $r(\omega)$ 表示车内接受者处的噪声响应; $H_{ir}(\omega)$ 表

收稿日期: 2023-04-19。

第一作者: 许静超 (1989—), 男, 硕士; 工程师; 主要从事车辆 NVH 测试与控制工作。E-mail: xujingchao@gacrnd.com。

示施加于第 i 条激励源与响应之间的传递函数; $S_i(\omega)$ 表示第 i 条传递函数对应的激励。

由式(1)可以看出, TPA 的测试工作主要在于传递函数的测试以及激励源的识别。为了测量激励源到响应之间的传递函数, 需要断开耦合系统, 拆除激励源部件, 如动力总成、底盘悬架等, 利用力锤或者激振器在耦合位置单独激励得到车内响应直接计算得到每条路径的传递函数。而激励源一般通过载荷识别法间接求得。由于 TPA 需要拆除汽车部件, 工作量较大^[4]。

OTPA 是由 TPA 发展而来, 它不再关心实际的工作载荷, 因此不需要拆除车辆的激励源部分。可先在车辆运行状态下测量声源和接受者处的响应信号, 然后进行信号处理和频域分析, 最后直接计算得到传递率。通过这种方式计算每个传递路径的传递率, 可以识别并重点关注系统中具有显著贡献的传递路径。

首先同样假设车辆有 n 个激励源, 各个激励源沿着各自的 1 个传递路径传递到接受者处, 叠加得到响应, 其数学公式为:

$$r(\omega) = [S_1(\omega) \cdots S_i(\omega) \cdots S_n(\omega)] \begin{bmatrix} T_{1r}(\omega) \\ \vdots \\ T_{ir}(\omega) \\ \vdots \\ T_{nr}(\omega) \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中: T_{ir} 表示第 i 条激励源到响应间的传递率函数; $S_i(\omega)$ 表示第 i 条传递路径对应的激励。

公式(2)可简写成矩阵形式:

$$R = S \cdot T_{ir} \quad (3)$$

式中: R 为接受者信号矩阵; S 为源信号矩阵; T_{ir} 为传递率矩阵。

将式(3)等号两边同时乘以 S^+ , 得到传递率计算公式:

$$T_{ir} = S^+ \cdot R \quad (4)$$

S^+ 为 S 矩阵的广义逆, 求广义逆可以采用矩阵奇异值分解的方法。首先对 S 进行奇异值分解:

$$S = U \cdot \Sigma \cdot V^T \quad (5)$$

式中: U 、 V 为酉矩阵; Σ 为矩阵 S 的奇异值矩阵, 其

主对角线上的元素 λ 为矩阵 S 的奇异值, 并按从大到小的方式排列, $\lambda_1 > \lambda_2 > \cdots$, 如式(6)所示。

$$\Sigma = \begin{bmatrix} \lambda_1 & & & \\ & \cdots & & \\ & & \lambda_r & \\ & & & \cdots \end{bmatrix} \quad (6)$$

在实际测试中, 噪声干扰通常会产生较小的奇异值, 在矩阵求逆过程中可以舍弃较小的奇异值, 以降低噪声干扰。处理后得到新的奇异值矩阵 $\hat{\Sigma}$, 将 $\hat{\Sigma}$ 代入(5)再代入(4)得到新的传递率矩阵 $\hat{T}_{ir}$, 公式为:

$$\hat{T}_{ir} = V \cdot \hat{\Sigma}^{-1} \cdot U^T \cdot R \quad (7)$$

因此通过 OTPA 得到的各噪声源贡献量为:

$$\hat{R}_{ir} = S_i \cdot \hat{T}_{ir} \quad (8)$$

为了使 OTPA 计算结果更加精确, 源信号矩阵应尽可能满秩增加求逆的准确性, 所以在测试过程中应尽可能多地获取运行数据^[5]。

2 某车辆高速行驶车内嗡嗡噪声问题研究

2.1 问题表现

某新开发车型在平坦路面以 95 km/h 速度行驶时, 车内明显听到类似于轮胎空腔音的嗡嗡噪声。通过车内布置麦克风测量车内噪声, 得到的噪声频谱特性曲线如图 1 所示。

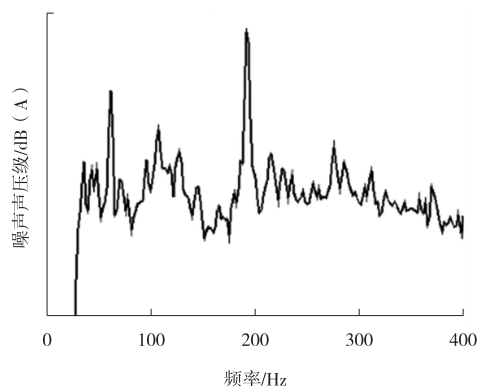


图 1 车内噪声声压级频谱曲线

从图中可以看出, 在 190 Hz 处声压级出现明显突兀的峰值, 这会令人非常烦躁。而高于或者低于该车速, 噪声声压级立马降低, 由此判断可能是由于旋

转机械产生的。由于 95 km/h 车速对应的发动机转速为 1 862 r/min,湿式双离合变速器挡位为 7。由式(9)可知发动机六阶频率^[6]为 186 Hz,与问题频率相近。此时需借助 OTPA 对噪声来源进行快速判别,以便对问题原因进行进一步解析。

$$F = O \cdot R / 60 = 186 \text{ Hz} \quad (9)$$

式中: F 为发动机六阶频率; R 为发动机转速; O 为发动机阶次。

2.2 OTPA 测试

2.2.1 运行数据采集

根据该车内噪声特性以及运行 OTPA 测试原理,利用 LMS SCADAS 振动噪声采集整车运行时的振动信号。此次测试选取发动机悬置、轮心作为结构路径贡献量,发动机、轮胎、排气近场作为空气声路径,车内为响应点。建立传递路径模型如图 2 所示,并依次布置加速度传感器和麦克风。

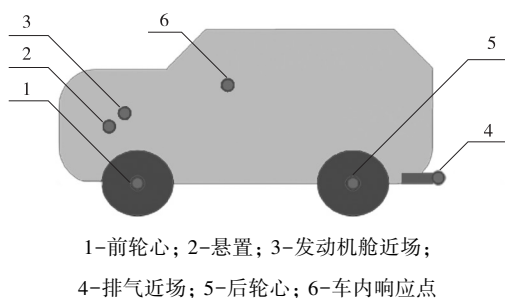


图2 测点位置

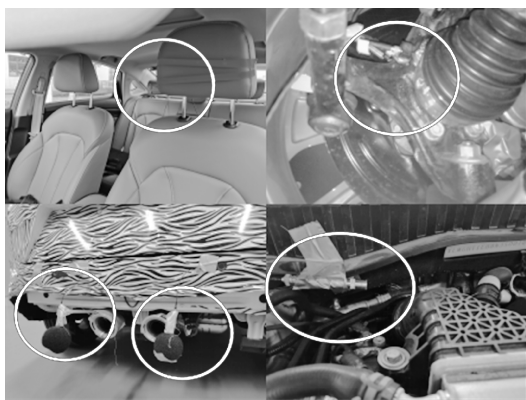


图3 部分测点布置图

令车辆在均匀路面以 95 km/h 匀速行驶采集数据 10 s 以上,测试 7 个(3 个悬置、4 个轮心)加速度测点,每个测点有 3 个方向,得到 21 个振动加速度数据,发动机舱、排气近场各布置 2 个麦克风,共 4 个声

压级测试数据,总计 25 个激励数据,车内前排布一个麦克风作为响应点数据。部分测点布置如图 3 所示。

2.2.2 OTPA 数据计算

利用激励和响应数据进行 OTPA 分析,通过公式(4)计算求得传递率。利用公式(5)将根据不同激励源传递率计算得到的车内响应进行叠加,得到的计算值与实测噪声声压级频谱曲线^[7]结果吻合较好,总声压级的差<1 dB(A),证明 OTPA 模型精度满足要求。车内噪声声压级频谱计算值与实测值曲线对比如图 4 所示。

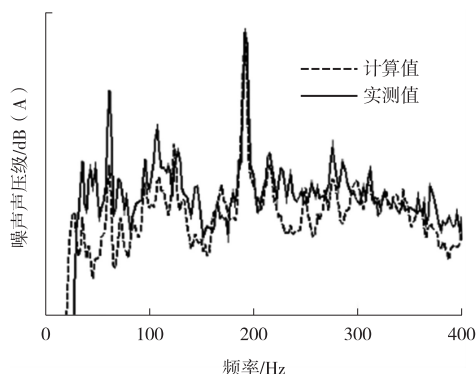


图4 车内噪声声压级频谱计算值与实测值曲线对比

2.2.3 问题原因诊断

通过公式(8)计算并对比各激励源对 190 Hz 频率车内噪声的贡献量发现,主要贡献来自轮心振动。说明激励源来自 4 个轮子传递到车内的结构噪声,于是将重点放在了轮心振动异常的调查。车内问题频率噪声贡献量对比如图 5 所示。

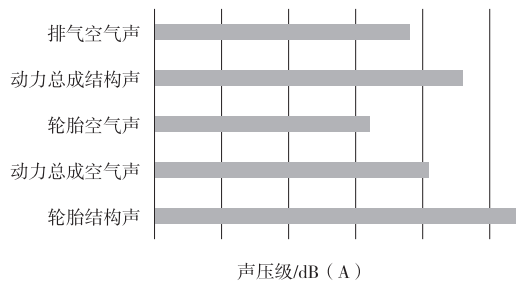
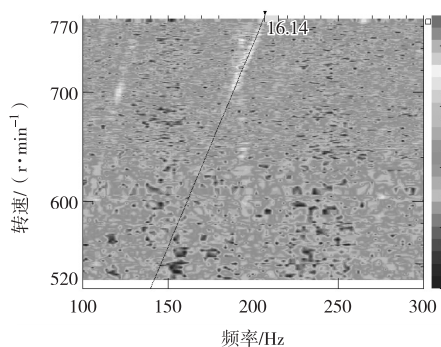
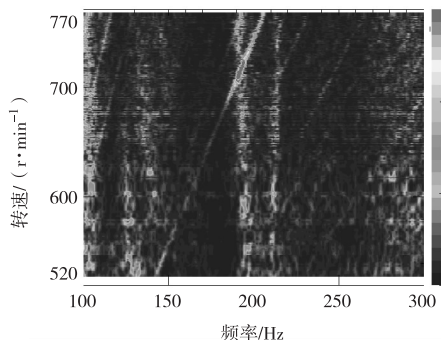


图5 车内问题频率噪声贡献量对比

由于该嗡嗡声发生在特定车速下,怀疑跟轮胎转速有关,所以在均匀路面上进行了 80~100 km/h 的匀加速测试。将车速转换成轮胎转速,得到车内声压级和轮心振动跟转速有关的瀑布图,如图 6 所示。



(a) 车内噪声声压级与轮胎转速相关的瀑布图



(b) 轮心振动与轮胎转速相关的瀑布图

图6 车内噪声与轮心振动瀑布图

从车内噪声和轮心振动瀑布图可知, 车速 95 km/h 时产生嗡嗡声对应在轮胎转速 720 r/min (频率为 190 Hz) 位置的噪声和振动都是最大值, 并且两幅图均发现嗡嗡声位置正好处于轮胎转速阶次对应的亮线与竖直亮线相交的交点。由经验判断 200 Hz 前后两条竖直亮线应该是由轮胎声腔模态产生。轮胎声腔为轮胎固有属性, 由轮胎尺寸决定, 如图 7 所示。在车辆行驶过程中, 轮胎与地面接触位置会发生变形, 产生前后两阶模态, 所以在瀑布图上可以看到 200 Hz 前后出现两条垂直的亮线^[8]。

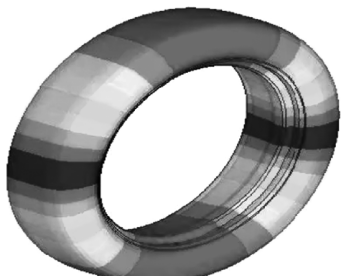


图7 轮胎声腔模态

通过计算发现瀑布图上的斜亮线对应轮胎转速 16 阶位置。

$$K = 60 \times F / R = 60 \times 190 \text{ Hz} \div 720 \text{ r/min} \approx 16 \quad (10)$$

式中: K 为阶次数; F 为问题频率; R 为问题转速。

2.3 原因分析

针对轮心存在转速 16 阶的振动问题, 发现前后轮心均有类似特性, 因为后轮心旋转机械只有轮毂轴承, 所以初步怀疑是轮毂轴承的原因。查看轴承内部结构, 是由两个相同规格的滚珠轴承构成, 每个轴承含有 14 个滚珠, 如图 8 所示。

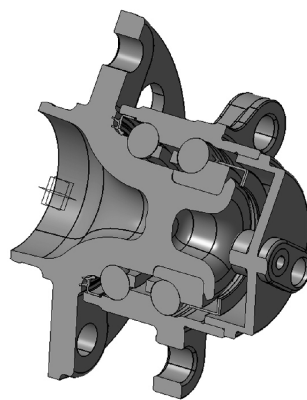


图8 轮毂轴承截面图

当轴承承受径向载荷, 轴承的中心轴会随着内圈旋转而产生不同径向位移。当轴承旋转时, 轴承中心轴起伏波动引起滚动体振动。然而轴承的阶次并不完全由滚珠数量决定, 因为对于轴承而言, 其运动部件不仅包括滚动体和内圈, 还包括保持架。其振动阶次计算公式^[9]为:

$$K = \frac{1}{2} Z (1 + D \cdot \cos \alpha / d) = \frac{1}{2} \times 2 \times 14 \times$$

$$(1 + 13.5 \text{ mm} \times \cos 36^\circ \div 66 \text{ mm}) \approx 16.3 \quad (11)$$

式中: K 为阶次数; Z 为滚珠个数 (因轮毂轴承结构为两排轴承并列布置, 故滚珠数量为一个轴承的滚珠数量乘以 2); D 为滚珠直径; d 为轴承节圆直径; α 为接触角。

计算值与实测值刚好吻合, 说明问题是轮毂轴承的滚动体通过振动所引起。由于该特性与轴承结构设计有关, 且是沿用其他车型, 短期内无法设变。因此考虑抑制轮胎空腔振动, 弱化两者耦合幅值。

2.4 优化方案

根据以往项目经验, 改善轮胎空腔音有两种方案: 一是通过轮胎填充吸音棉, 可有效改善轮胎空腔

共鸣所产生的振动;二是增加轮辋侧向刚度,可以抑制传递到轮心的轮胎空腔振动^[10]。经评估,考虑到车型定位,方案一单车成本增加过多不予考虑;而现轮辋侧向刚度较低,提高后不仅可以使高速嗡嗡声问题得到改善,也可对路噪整体有好处,因此按方案二执行。

轮辋开发过程中通过有限元仿真优化轮辋结构提升侧向刚度指标,优化前后对比如图9所示。通过优化轮辐背侧减重孔,轮辋侧向刚度从39 kN/mm提升至52 kN/mm,提升了33%。

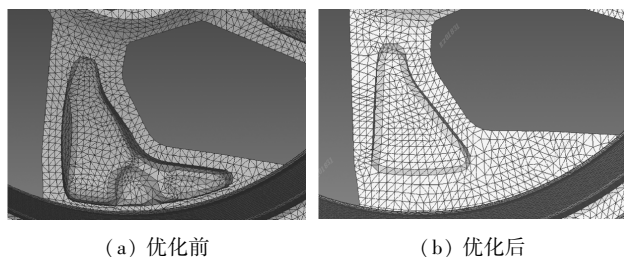


图9 轮辋优化前后对比图

2.5 结果验证

通过铣加工制出4个优化后轮辋,并更换到问题车辆上,再按原工况进行实车测试验证,车内噪声曲线如图10所示。问题频率190 Hz路噪单峰降低8 dB(A),主观感受95 km/h时的嗡嗡声也明显改善。

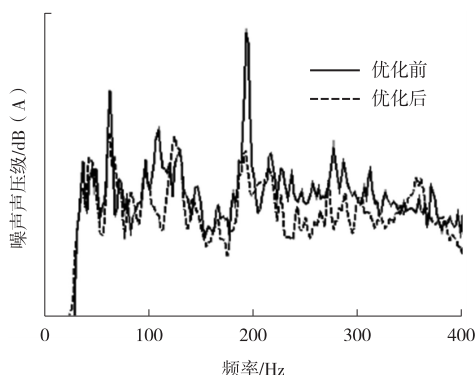


图10 车内噪声声压级频谱曲线优化前后对比

3 结束语

本文针对某车辆高速嗡嗡声问题提出了利用OTPA的方法进行噪声源识别,快速确定了问题源头来自轮心振动产生的结构声。再通过轮心匀加速振动特性表现进一步明确了原因为轮毂轴承滚珠通过内圈产生的振动。最后结合工程实际提出了增加轮辋侧向刚度以抑制轮胎空腔与轴承阶次振动耦合的方案,经实车验证效果明显。

参考文献:

- [1] 许静超,黄剑锋,白龙,等. 轿车后排路噪问题分析与改进[J]. 汽车零部件,2021(3):80-82.
- [2] 林逸,马天飞,姚为民,等. 汽车NVH特性研究综述[J]. 汽车工程,2002(3):177-181.
- [3] XU Jingchao, REN Chao, XIE Ran, et al. Road Noise Prediction Based on FRF-Based Substructuring Method[C]. Proceedings of the 19th Asia Pacific Automotive Engineering Conference & SAE-China Congress 2017: Selected Papers: 317-328.
- [4] 郭荣,袁剡,房怀庆,等. 频域传递路径分析方法(TPA)的研究进展[J]. 振动与冲击,2013,32(13):49-55.
- [5] 廖旭晖,戴旭东,陈乐乐,等. 改进的工况传递路径分析[J]. 振动与冲击,2021,40(12):196-202.
- [6] 刘宁宁,孙跃东,王岩松,等. 汽车发动机噪声主动控制系统实验研究[J]. 汽车工程,2022,44(3):442-448.
- [7] 齐全,周以齐,崔文玲. 基于OTPA方法的挖掘机驾驶室结构噪声源识别[J]. 噪声与振动控制,2017,37(2):81-84.
- [8] SUBBIAN J, PADMANABAN S, SKP A, et al. Investigation of Tyre Acoustic Cavity Mode Induced In-Cabin Noise[J]. SAE Technical Paper, 2019, 1(9):1-7.
- [9] 郭明月. 深沟球轴承结构参数对振动规律影响的仿真与试验研究[D]. 杭州:中国计量学院,2014.
- [10] 郭勇昌,张志达,谢然,等. 车轮侧向刚度对整车路噪性能的影响[J]. 机电工程技术,2021,50(3):274-277.