

某客车加速车内轰鸣声问题诊断与优化研究

余以才, 马帅威, 房 坚

(扬州亚星客车股份有限公司, 江苏 扬州 225116)

摘 要:针对某型燃油客车在 1 200~1 500 r/min 加速区间驾驶区存在异常轰鸣声问题, 本文采用“问题定位-路径排查-根源分析-优化验证”的系统方法进行研究。通过多工况噪声测试、频谱分析、频率响应函数(FRF)测试及模态测试, 确定轰鸣的根源为变速箱-缓速器组合体的局部弹性模态(70~130 Hz)与车辆钣金件模态发生耦合共振, 进而产生混响噪声。据此提出壳体加强型变速箱优化方案。实车验证表明, 优化后车辆在 3、4、5 挡加速时, 车内噪声分别平均降低 3.1 dB(A)、2.5 dB(A)、2.5 dB(A), 主观舒适度显著提升。研究结果表明, 对动力总成组合部件的弹性模态进行优化, 是解决此类宽频耦合型加速轰鸣声的有效途径, 可为同类客车的噪声控制提供技术参考。

关键词:燃油客车; 轰鸣声; 噪声频谱; 弹性模态

中图分类号: U467.4⁺93

文献标志码: A

DOI: 10.15917/j.cnki.1006-3331.2026.02.011

Study on Diagnosis and Optimization of Interior Booming Noise During Acceleration for a Bus

SHE Yicai, MA Shuaiwei, FANG Jian

(Yangzhou Yaxing Motor Coach Co., Ltd., Yangzhou 225116, China)

Abstract: To address the abnormal booming noise in the driver's area of a specific fuel bus during acceleration in the 1 200~1 500 r/min range, this paper adopts a systematic research method of “problem identification—path investigation—root cause analysis—optimization verification.” Through multi-condition noise testing, spectrum analysis, Frequency Response Function (FRF) testing, and modal testing, this study confirms that the booming noise is caused by the coupled resonance between the local elastic mode (70~130 Hz) of the transmission-retarder assembly and the modes of the vehicle's sheet metal parts, which intensifies the interior reverberant noise. Based on these findings, this paper proposes an optimized transmission with a reinforced housing. The real vehicle verification shows that after optimization, the interior noise during acceleration in 3rd, 4th, and 5th gears decreases by an average of 3.1 dB(A), 2.5 dB(A), and 2.5 dB(A), respectively, and subjective riding comfort improves significantly. The study results indicate that optimizing the elastic modes of powertrain assembly components is an effective means to solve this type of broadband coupled acceleration booming problem, providing a technical reference for noise control in similar buses.

Key words: fuel-powered bus; booming noise; noise spectrum; elastic modes

客车轰鸣声会在车内产生较高的声压级, 导致驾乘人员不适, 并严重降低车内声品质^[1]。在乘用车领域, 发动机振动噪声较小, 车身蒙皮、底盘封板、内饰

钣金件等结构辐射的噪声更易凸显, 因此针对轰鸣声的研究较为充分^[2-4]。相比之下, 客车发动机振动剧烈, 轰鸣声成因更为复杂, 相关研究相对较少。

收稿日期: 2025-08-26。

第一作者: 余以才(1973—), 男, 工程师, 主要从事客车车身设计与验证, 新平台规划与开发工作。E-mail: sheyicai@asiastarbus.com。

通信作者: 马帅威(1996—), 男, 硕士, 助理工程师, 主要从事客车 NVH 研究与性能提升工作。E-mail: mashuaiwei@asiastarbus.com。

客车轰鸣声的发生工况可归纳为3种:怠速、匀速和加速。其典型特征是发动机运行于某一转速区间时,车内出现较大轰鸣声,车体振动也可能加剧。其中,怠速工况的轰鸣声主要由悬置系统刚体模态引起,可通过调整悬置刚度来抑制^[1];匀速工况的轰鸣声多源于悬架模态或动力总成扭转振动,可通过优化车架或在源头减小动力总成的扭转振动来解决^[5-7];加速工况的轰鸣声则大多由动力总成扭转振动引发,常伴随驱动桥上方的齿轮敲击声,其解决方案包括增加惯量盘、采用扭转减振器或调整离合器刚度^[8-9];此外,也有少数案例是由悬置系统问题导致^[10]。需要指出的是,对于频率范围在60~150 Hz的加速轰鸣声,其激励源通常是大面积钣金件(如蒙皮、底盘封板)的模态共振,而非橡胶悬置对应的刚体模态(5~20 Hz)。由于此频段的振动传递路径复杂,通过路径优化抑制噪声的难度较大,因此工程实践中多采取源头控制策略。然而,关于动力总成弹性模态与车内钣金件耦合引发轰鸣声的具体机理,相关研究相对较少。

针对某型燃油客车驾驶区在特定转速区间出现的加速轰鸣声,本文采用系统性的路径排查方法,对车架、车身蒙皮、底盘钣金、悬架、驱动桥及动力总成等关键部位进行振动与噪声测试。初步分析发现,动力总成与车身、蒙皮、钣金件等结构的模态特性存在潜在耦合关联。为精准定位该轰鸣声的诱发根源并制定降噪方案,本文将剖析模态耦合的作用机制,梳理振动噪声的传递路径,并阐述针对性的优化措施及最终验证效果。

1 问题发现

加速工况下,当某客车转速处于1 200~1 500 r/min范围时,驾驶员位置出现异常轰鸣声,主观感受较差。

1) 在进行原地升速试验时,于驾驶员内耳处采集噪声数据,其声压级曲线与噪声频谱如图1所示。

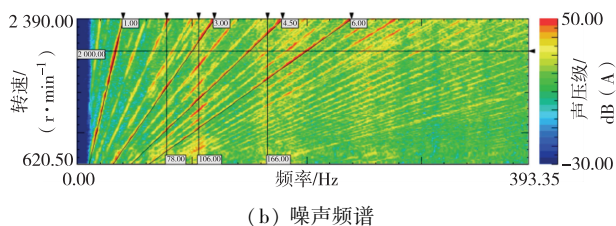
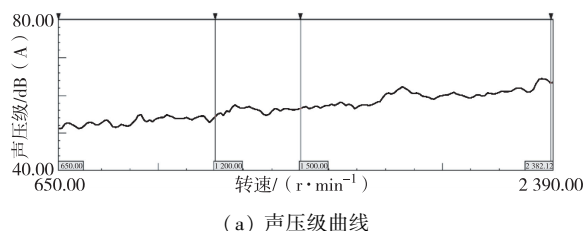


图1 原地升速工况驾驶员内耳处声压级曲线与噪声频谱图

从图1可以看出,在1 200~1 500 r/min转速范围内,驾驶员内耳处噪声未见明显突变,但其对应的噪声频谱图却存在较密集的共振带,其中78 Hz和106 Hz处的共振带最为明显。

2) 分别在全油门加速工况(Wide Open Throttle, WOT)、带挡滑行及匀速工况下,于驾驶员内耳处采集噪声数据。图2为5挡WOT下的声压级曲线和噪声频谱图。

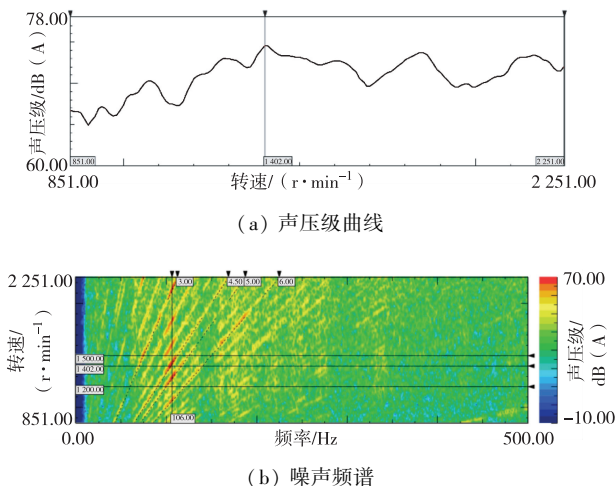


图2 WOT下驾驶员内耳处声压级曲线与噪声频谱图

由图2可知,在WOT下,驾驶员内耳处存在较明显的106 Hz共振带。

在带挡滑行和匀速工况下,驾驶员内耳处的声压级曲线和噪声频谱图与原地升速工况相似,整体噪声未见异常,但106 Hz的共振带仍然存在。由于该工况下激励强度较低,共振现象比较轻微,声压级未发生明显突变。

2 路径排查

本文采用由上到下、由前到后的方法,着重对车辆的前围蒙皮、底部钣金、车桥悬架、动力总成等部件进行排查,以明确振动根源。

2.1 车辆前围蒙皮

对车辆的左前侧围、中门顶盖和车头顶盖进行测

试。在5挡WOT工况下,左前侧围在问题转速范围内振动响应较为明显;车头测点的共振频率与驾驶员内耳处一致,该处大钣金在106 Hz附近存在明显的共振峰值。尽管已通过增加支撑提高了该钣金的刚度,但轰鸣声仍然存在。车头测点频谱图如图3所示。

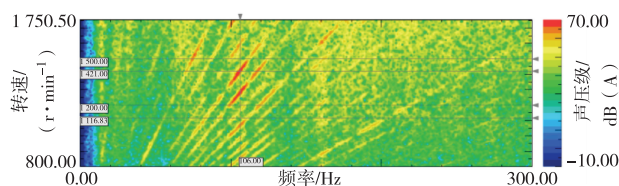


图3 车头测点频谱图

2.2 底部钣金

2.2.1 前轮挡板

按照由上到下的排查顺序,对车辆底部钣金件进行检测。为分析振动传递路径,在5挡WOT下对比了驾驶员内耳处与前轮挡板处的噪声频谱,分别如图4和图5所示。

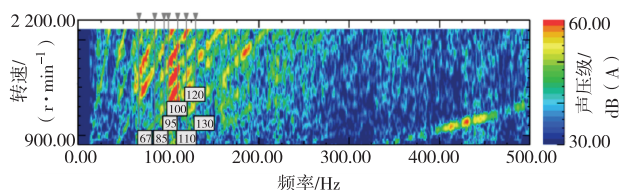


图4 驾驶员内耳处噪声频谱图

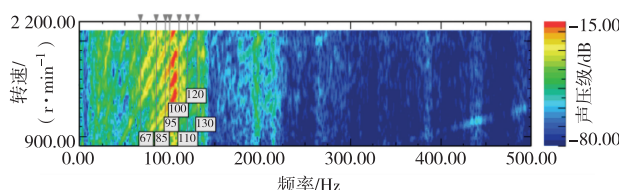


图5 前轮挡板处噪声频谱图

对比分析表明,前轮挡板在100~110 Hz范围内存在明显的共振带,该共振带的中心频率与驾驶员内耳处噪声的峰值频率吻合。

2.2.2 其他钣金

对车辆底部其他类似前轮挡板的钣金件进行频率响应函数(Frequency Response Function, FRF)原点测试。从FRF曲线可知,第一排座椅下方的垂向面板在71.5、92、115 Hz处出现共振峰,驾驶员座椅后下方的面板在74、85、106.5 Hz处出现共振峰,踏板位置在121.5 Hz处出现共振峰。第一排座椅下方垂向面板对应的FRF曲线如图6所示。

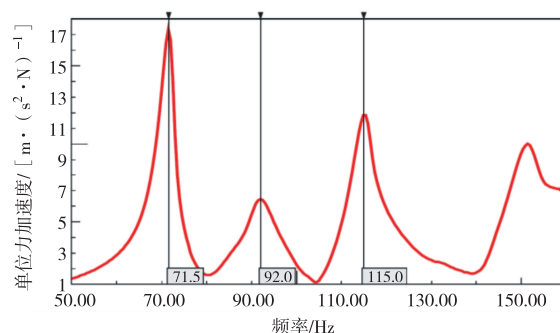


图6 第一排座椅下方垂向面板FRF曲线

整车钣金件在67~130 Hz范围内存在大量局部模态,因此,通过规避钣金件模态来解决加速轰鸣声的方法具有较大的局限性。

2.3 车桥悬架

按照由前到后的排查顺序,在5挡WOT下对前后车桥悬架进行检测,并与驾驶员内耳处频谱图(图4)进行比对。

2.3.1 前桥前悬

对前减振器和前气囊的被动端,以及前桥前方车架进行检测。频谱分析表明,前减振器被动端、前气囊被动端和前桥前方车架均在67~130 Hz范围内存在宽频共振带,该特征与驾驶员内耳频谱(图4)一致。这说明振动经由前悬结构传递至车辆前端,进而激发了钣金件的共振。前减振器被动端的测试频谱图如图7所示。

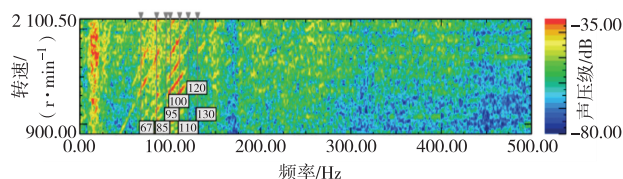


图7 前减振器被动端频谱图

2.3.2 后桥后悬

对后桥进行了三向振动测试,其中后桥X向的测试频谱如图8所示。

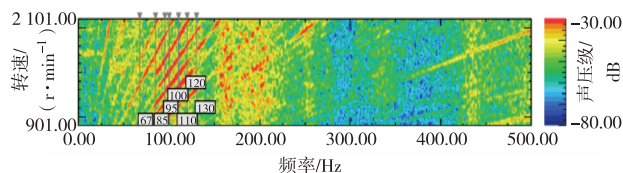


图8 后桥X向频谱图

由图8可知,后桥X向在67~130 Hz范围内存在明显的共振带,其振动峰值显著高于前轴相关部件,而后桥的Y向和Z向几乎没有该共振带。这说明振

动由传动轴一侧传递而来的可能性较大。

2.4 动力总成

对动力总成部件进行测试。在 WOT 下, 其频谱分析表明, 变速箱在 67~130 Hz 范围内存在明显共振带。变速箱 X 向的频谱图如图 9 所示。图 10 与图 11 分别为整车状态下变速箱壳体的模态振型图与单体变速箱的 FRF。

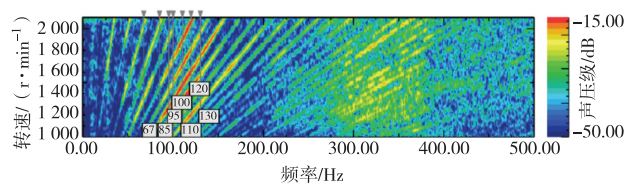


图9 变速箱X向频谱图

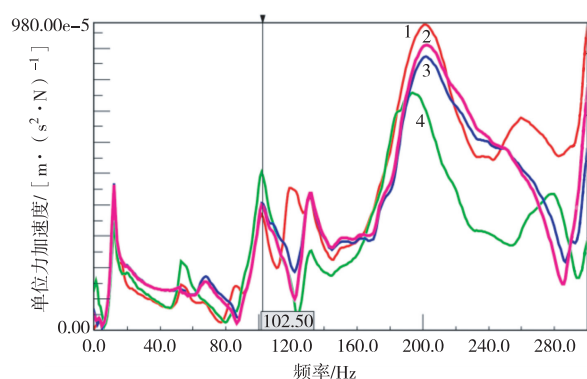


图10 整车状态变速箱模态振型

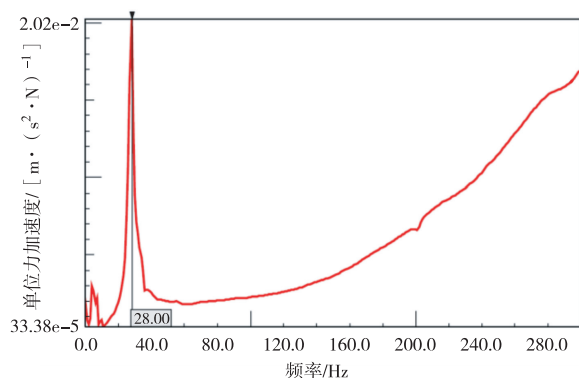


图11 单体变速箱 FRF

图10展示了在变速箱右侧壳体处施加激励时, 各测点的频响曲线。图中线1至线4分别对应变速箱上壳体、下壳体、左前主动端及右前主动端的响应。从此图可以看出, 在102 Hz附近, 变速箱壳体及辅助悬置安装点处存在一个明显的响应峰值。然而, 图11所示的单体变速箱 FRF 显示, 在300 Hz以下, 其频响曲线并未出现显著的结构共振峰。

通过对动力总成进行刚体模态测试及仿真分析, 得到图12所示的动力总成仿真示意图。从图中可

知, 该车的宽频打鼓声是由缓速器位置频率为105.93 Hz的局部弯曲模态所致。试验测得的振型与仿真结果吻合良好。

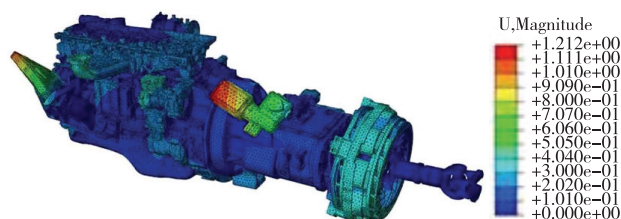


图12 动力总成仿真示意图

综上所述, 该轰鸣声根源为变速箱与缓速器结合后的局部模态被激励, 产生的振动经车架传递至整车钣金件, 导致钣金件振动增大, 从而在加速过程中产生轰鸣声。

3 问题优化

将原变速箱更换为壳体加强型变速箱, 并在整车状态下对该加强型变速箱进行测试。图13为整车状态壳体加强型变速箱模态, 图中曲线对应变速箱上壳体的响应。

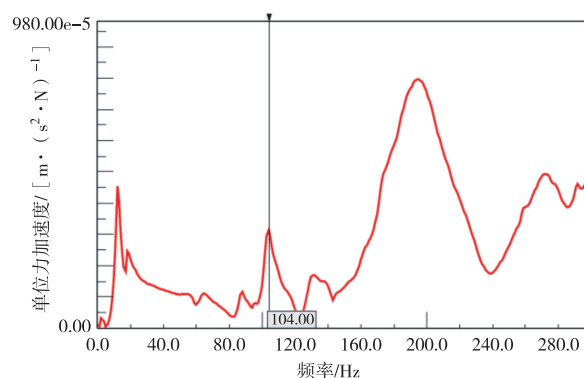


图13 整车状态下壳体加强的变速箱模态

从图13可知, 更换为壳体加强型变速箱后, 共振频率略有上移, 且振动幅值显著下降。这表明, 加强壳体虽未消除该模态, 但有效抑制了其被激励后的振动响应。结合原状态变速箱单体 FRF 的测试结果 (该测试在300 Hz以下未发现显著的结构共振峰), 可以推断, 导致加速轰鸣声的主要振型是变速箱与缓速器结合部的弯曲模态。

在5挡 WOT 下, 对比了原状态变速箱与壳体加强型变速箱的声压级和噪声频谱, 分别如图14和图15所示。

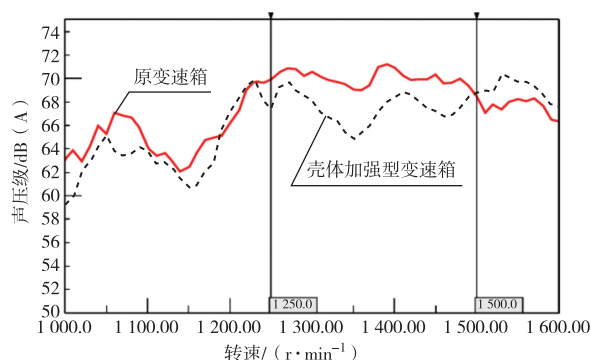
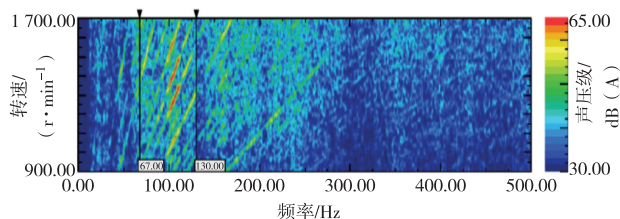
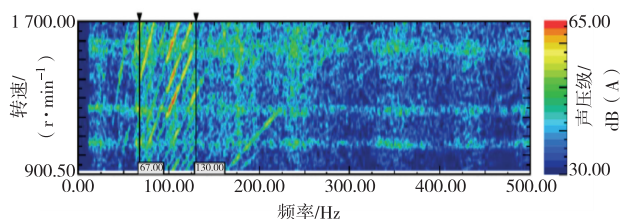


图14 5挡声压级对比



(a) 原变速箱



(b) 壳体加强型变速箱

图15 5挡噪声频谱对比

由图14可知,更换变速箱后,在67~130 Hz频率范围内:5挡轰鸣声明显的转速区间为1250~1500 r/min,噪声平均降低2.5 dB(A);4挡轰鸣声明显的转速区间为1000~1500 r/min,噪声平均降低2.5 dB(A);3挡轰鸣声明显的转速区间为1300~1500 r/min,噪声平均降低3.1 dB(A)。主观上轰鸣声明显降低,改善效果显著。

综合所有测试结果,可得出以下结论:原单体变速箱在300 Hz以内未发现弹性体模态,但与缓速器实车装配后,因其连接刚度相对薄弱,会激发70~130 Hz的局部弹性模态。该组合体模态与整车钣金件的敏感模态区间(67~130 Hz)高度重叠。此模态被发动机扭矩波动激发后,振动经车架传递至钣金件,引发结构耦合与声学混响,导致车内轰鸣。通过更换壳体加强型变速箱,提升了变速箱-缓速器组合体的模态刚度,从而抑制了其弯曲振型,降低了模态振动幅值。

因此,解决此问题的根本途径是使变速箱-缓速器组合体的模态频率避开整车钣金件的敏感区间(67~130 Hz),或将其模态幅值降低至少3 dB。据此改进后,主观感受得到显著改善。

4 结束语

本文针对某客车加速轰鸣问题,揭示了其源于变速箱-缓速器组合体在70~130 Hz频段的局部弹性模态与整车钣金件模态耦合共振的新机制,突破了传统仅关注动力总成扭转振动的局限。采用壳体加强型变速箱优化方案后,实车验证结果显示:3~5挡加速工况下车内噪声平均降低2.5~3.1 dB(A),主观舒适度显著改善。所建立的系统性诊断方法为同类问题提供了有效解决思路。

当前优化虽抑制了振动响应,但尚未实现模态完全避频。后续需进一步优化连接结构以提升模态刚度,同时结合仿真与试验探索避频策略,并开展多工况、多车型验证以增强方案鲁棒性,系统提升客车噪声与振动综合性能。

参考文献:

- [1] 卓建明. 基于TPA-PCA-MA的客车怠速轰鸣声分析与优化[J]. 客车技术与研究, 2021, 43(6): 15-17.
- [2] 王海涛, 刘鹏, 李平, 等. 关于某SUV车内轰鸣声的分析与研究[J]. 汽车工程学报, 2012, 2(6): 464-467.
- [3] 乔向华. 某SUV车型加速车内轰鸣声问题分析[J]. 汽车零部件, 2016(4): 74-77.
- [4] 王晓宏, 林文干, 李浩亮, 等. 某轻型客车加速中车内轰鸣声现象研究[J]. 专用汽车, 2021(3): 72-75.
- [5] 盛精, 向铁明, 王梦光, 等. XMQ6182G型客车低频轰鸣声仿真分析与抑制[J]. 华侨大学学报(自然科学版), 2022, 43(4): 425-431.
- [6] 卓建明. 某客车行驶车内轰鸣声分析与改进[J]. 客车技术与研究, 2016, 38(2): 56-58.
- [7] 林小燕. 某客车行驶轰鸣声研究[J]. 客车技术与研究, 2022, 44(4): 39-42.
- [8] 林银聚. 某后置发动机客车内轰鸣声原因及改进[J]. 客车技术与研究, 2021, 43(2): 26-28.
- [9] 刘国政, 史文库, 商国旭, 等. 某客车车内轰鸣与传动系扭转试验研究[J]. 汽车工程, 2018, 40(4): 431-436.
- [10] 程栏, 兰璇璇, 黄玉辉. 传递路径分析方法在车内轰鸣声问题中的应用[J]. 厦门理工学院学报, 2018, 26(1): 14-18.