

某客车行驶轰鸣声研究

林小燕

(厦门金龙联合汽车工业有限公司, 福建 厦门 361023)

摘要:针对某客车行驶轰鸣声问题,通过试验和仿真分析,提出优化顶盖骨架这一传递路径的方案。结果表明,该优化方案有效、可行。

关键词:客车; 轰鸣声; 声腔模态; 顶盖骨架

中图分类号:U467.4⁺93

文献标志码:B

文章编号:1006-3331(2022)04-0039-04

Research on Booming Noise of a Bus While Running

LIN Xiaoyan

(Xiamen King Long United Automotive Industry Co., Ltd., Xiamen 361023, China)

Abstract:For the problem of the booming noise in a driving bus, this paper proposes the optimization scheme for the transfer path of the roof framework through the test and simulation analysis. The results show that the optimization scheme is effective and feasible.

Key words:bus; booming noise; sound cavity mode; roof framework

汽车车内轰鸣声有明显的低频属性,声频通常在 200 Hz 以下^[1-6],普通的吸声降噪措施对轰鸣声几乎没有作用。本文针对某客车行驶产生轰鸣声的问题进行试验和仿真分析,找到其产生的原因;通过控制传递路径,提出改变车身顶棚骨架的固有频率以避免共振,从而消除轰鸣声的解决方案;并通过仿真和试验验证该方案的效果。

1 轰鸣声问题分析

某 12 m 客车在行驶过程中驾驶员右耳位置存在严重的车内轰鸣现象,主观上表现为明显的耳压感。由于该噪声低频成分多,强度高,用 C 计权加以评价会更准确,故本文均采用 C 计权表示。振动噪声传递过程可以描述为“激励源”、“传递路径”和“响应”三个环节^[7]。本文首先通过测试分析“响应”的数据特征,确定轰鸣声的“激励源”,再通过测试确定“激励源”到“响应”的“传递路径”;最后提出相应的解决方案。

1.1 激励源的测试分析

不同激励源引起的客车轰鸣声频率不尽相同,动

力传动系统引起的轰鸣声频率在 10~200 Hz 内,而路面激励引起的轰鸣声则集中在 10~20 Hz 频率段。为了判断该车轰鸣声的主要激励源,本文采用排除法,通过试验首先判断激励源是否是传动系统。

客车在同一路面同一方向上分别以 30 km/h、50 km/h 和 80 km/h (发动机对应的转速分别为 1 260 r/min、1 340 r/min 和 1 145 r/min) 匀速行驶,驾驶员右耳位置车内噪声频谱如图 1 所示。

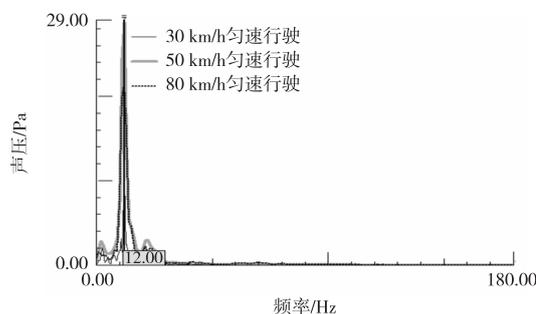


图1 驾驶员右耳位置车内噪声频谱

由图 1 可知,3 个车速下车内驾驶员右耳位置噪声峰值频率均为 12 Hz,虽然发动机工作频率变化,但

收稿日期:2021-11-30。

第一作者:林小燕(1990—),女,硕士;工程师;主要从事车辆 NVH 研究工作。E-mail:1506144600@qq.com。

所测点噪声峰值频率不变,说明造成驾驶员右耳位置轰鸣声的主要原因不是发动机的激励。另外,样车以 50 km/h 匀速行驶时的声压明显高于 30 km/h 和 80 km/h,下文将针对 50 km/h 匀速行驶工况进行分析。

接下来将路面作为激励源进行试验分析。分别采集该车在高架好路(沥青路面)、市区一般路(沥青路面)、水泥路以 50 km/h 匀速行驶过程中驾驶员右耳位置的车内噪声,结果见表 1。每种路面至少采集 2 次有效数据,每次测量时间均不低于 15 s,测试结果为测试数据稳态噪声的声压级平均值;对于出现的间歇噪声不参与平均值计算,各次数据统计结果之差不超过 1.5 dB(C)。

表 1 优化前 50 km/h 匀速行驶工况下驾驶员右耳位置车内噪声测试结果

路面	测试次数	均值/dB(C)
高架好路(沥青路面)	第一次测试	98.86
	第二次测试	99.51
市区一般路(沥青路面)	第一次测试	101.08
	第二次测试	101.32
水泥路	第一次测试	109.81
	第二次测试	109.21

由表 1 可知,路面越差,噪声越大,轰鸣越严重,说明该车轰鸣声与路面激励相关。下面将针对轰鸣声最严重的水泥路面工况进行分析。

为了进一步分析该车轰鸣声的主要激励源,在该车前后轴头(轮胎与车桥连接处)各布置 1 个三向加速度传感器,采集该车在水泥路面上以 50 km/h 匀速行驶时,轴头的主要振动(Z 向振动)频率,其频谱如图 2 所示(样车行进方向为前)。

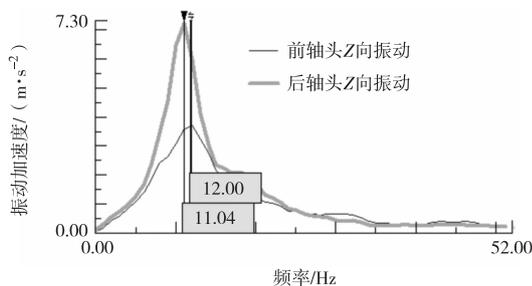


图 2 50 km/h 匀速行驶振动频谱

由图 2 可知,50 km/h 匀速行驶工况下,前、后轴头 Z 向振动在 12 Hz 附近均存在能量峰值,结合车内

噪声频谱峰值情况,说明车内噪声在 12 Hz 处存在的能量峰值主要来源于路面激励。

1.2 轰鸣传递路径的确定

不同频段的噪声传入车内的路径也不一样。车内轰鸣属于低频段噪声,是通过结构声传递^[8]。

1.2.1 传递路径确定测试

根据经验,客车顶棚骨架模态很有可能分布在 12 Hz 附近,所以首先需要确定传递路径是否是顶棚骨架。为了确定振动噪声传递路径,分别在客车顶棚骨架前天窗位置、后天窗位置、回风口位置布置三向加速度传感器,采用锤击法测得它们的原点 Z 向传递函数如图 3 所示。

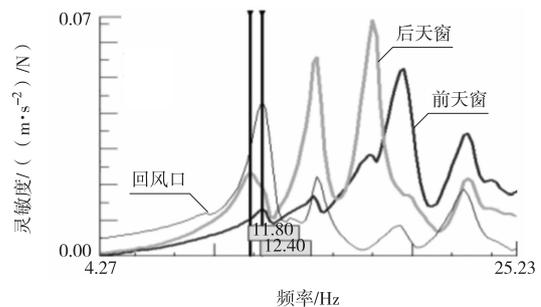


图 3 客车顶棚骨架前天窗、后天窗、回风口位置原点 Z 向传递函数

由图 3 可知,振动能量峰值较高的频率后天窗在 11.8 Hz 附近、前天窗和回风口在 12.4 Hz 附近,与车内噪声主要频率、路面激励主要频率相近。由此基本可以判断:路面激励通过悬架传递至车身,引起车身顶盖共振,从而产生车内轰鸣声。

1.2.2 车内声腔模态仿真分析

由轰鸣声产生机理可知,除了激励和车身骨架模态外,还有一个重要环节就是车内声腔模态,只有车内的声腔模态频率与车身振动频率相近或一致时,才会产生轰鸣声。声腔是非常复杂的结构,计算声腔模态基本上是采用有限元方法^[9-11],理论计算很难实现。在使用声学有限元计算声腔模态时,网格单元尺寸要与计算的模态频率有对应关系,模型中的网格单元尺寸由式(1)确定。

$$L \leq c / (6f_{\max}) \quad (1)$$

式中: L 为网格单元尺寸; c 为声速; f_{\max} 为最大模态频率。

需要注意的是,声腔模型的局部网格尺寸划分一般要求最小波长含有6个网格单元,本文计算的最高模态频率为200 Hz,而空气中的声速 $c=340\text{ m/s}$,故所建立的网格单元尺寸 $L\leq 283.3\text{ mm}$ 。

建立声腔模型时,首先借用车身造型内曲面构建闭合的声腔表面模型,再根据座椅布置图构建座椅的表面模型(主要是靠背及座垫模型),然后根据声腔的表面模型及座椅的表面模型构建声腔的实体模型,最后是构建座椅的实体单元。其中,声腔和座椅的表面模型由三角形单元构成,声腔和座椅的实体模型由四面体单元构成;声腔的材质为空气,座椅的材质为泡棉。综合考虑计算时间与精度,设定声腔模型网格的目标尺寸为100 mm,座椅实体模型网格的目标尺寸为40 mm,所建立的声学模型如图4所示,共有816 814个单元、519 925个节点。

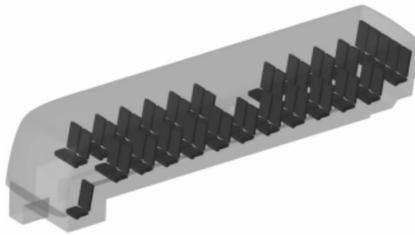


图4 车内声腔模型

利用Hyper Work软件进行求解,得到车内空腔前4阶模态,其中,第一阶模态如图5所示。

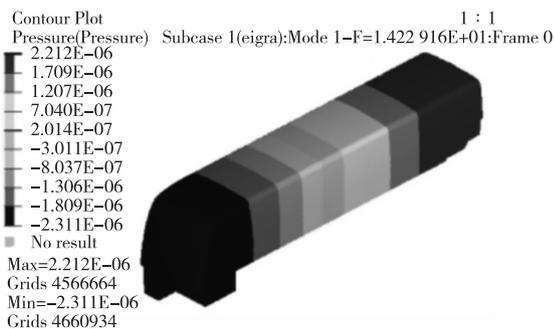


图5 车内声腔第一阶模态

前4阶声腔模态的频率如下:第一阶为14.2 Hz,第二阶为27.3 Hz,第三阶为41.3 Hz,第四阶为49.8 Hz。

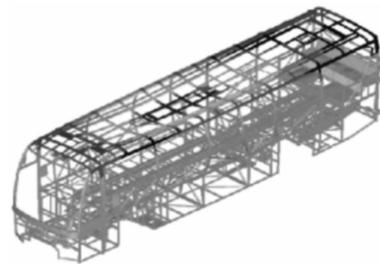
由上可知,车内第一阶声腔模态频率与车身顶盖一阶振动模态频率相近。基本可以判定:来自于路面的激励通过悬架传入车身,车身顶盖骨架的第一阶模

态和车内声腔的第一阶模态引起了耦合,导致车内空气体积发生变化,产生了车内轰鸣声。

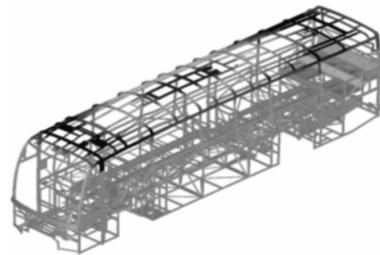
2 解决方案与效果验证

2.1 解决方案

基于上述分析,综合考虑效果、成本等因素,选择对车身顶部骨架进行优化。将原状态下顶盖主弧杆规格由 $60\text{ mm}\times 50\text{ mm}\times 2.0\text{ mm}$ 改为 $60\text{ mm}\times 50\text{ mm}\times 3.0\text{ mm}$,小弧杆规格保持 $30\text{ mm}\times 50\text{ mm}\times 2.0\text{ mm}$ 不变,以增加顶盖骨架的刚度,提高顶盖骨架的固有频率,避免与声腔模态频率耦合。这样顶盖骨架质量从380.3 kg增加到408.3 kg,对车身整体质量影响不大。顶盖骨架整改前后的Z向一阶呼吸模态如图6所示,整改前后的固有频率分别为14.2 Hz和15.8 Hz,振型不变。



(a) 整改前模态



(b) 整改后模态

图6 顶盖骨架Z向一阶呼吸模态

2.2 效果验证

图7为优化前后客车在同一段水泥路面同一方向上以50 km/h匀速行驶时的驾驶员右耳位置噪声频谱。优化后车内驾驶员右耳位置平均噪声为101.9 dB(C),比优化前的平均噪声降低了7.6 dB(C);主要频段能量峰值从优化前的28.77 Pa降到了7.85 Pa,优化效果明显,现场主观感受良好,轰鸣声消失。

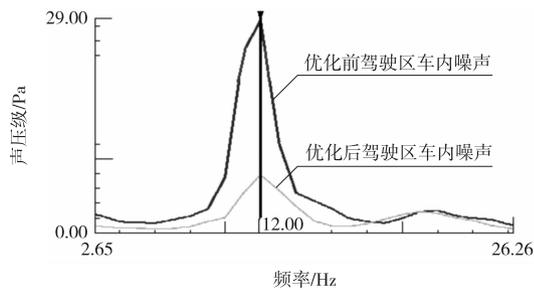


图7 50 km/h 匀速行驶时的驾驶员右耳位置噪声频谱

3 结束语

车辆各个系统都有各自的模态,如果相关联的系统模态相同或相近,或者某系统模态与激励频率相同或相近,在运行过程中就会发生共振。所以在设计阶段必须制定好所有系统的模态频率表,包括整车模态频率表、车身模态频率表、激励模态频率表等。在生产过程中严格按照频率表中的要求控制系统模态,从而确保整车 NVH 性能开发成功。

参考文献:

- [1] 赵向阳. 基于快速识别流的汽车内轰鸣声控制研究[J]. 河南农业大学学报,2015,49(6):806-810.
- [2] 刘海. 基于声固耦合的客车内低频降噪分析与改进[D]. 厦门:厦门理工学院,2017.
- [3] 刘伟. 基于声固耦合的车内低频噪声分析与降噪设计[D]. 重庆:重庆理工大学,2015.
- [4] 李文武. 某MPV车内轰鸣噪声试验分析与降噪[D]. 镇江:江苏大学,2016.
- [5] 王维松,李增喜,李军帅,等. 某SUV后主减速器振动引起车内轰鸣问题的研究[J]. 农业装备与车辆工程,2017,55(9):101-104.
- [6] 卓建明. 某客车行驶轰鸣声分析与改进[J]. 客车技术与研究,2016,48(2):56-58.
- [7] 牛浩龙. 不同路面激励下某微型客车NVH特性分析[D]. 北京:北京林业大学,2012.
- [8] 穆国宝. 汽车内轰鸣声分析及优化[J]. 汽车工程师,2014(7):37-39.
- [9] 庞剑. 汽车车身噪声与振动控制[M]. 北京:机械工业出版社,2015:8-12.
- [10] 周水庭,刘海,张财智. 客车车内声场的声固耦合分析[J]. 机电技术,2017,12(6):97-102.
- [11] 吴光强,盛云,方园. 基于声学灵敏度的汽车噪声声固耦合有限元分析[J]. 机械工程学报,2009,45(3):222-228.