

OTPA在某型重卡室内降噪上的应用

金业壮^{1,2}, 李 军²

¹沈阳航空航天大学航空宇航学院, 辽宁 沈阳

²米勒贝姆振动与声学系统(北京)有限公司, 北京

收稿日期: 2023年8月9日; 录用日期: 2023年9月19日; 发布日期: 2023年9月27日

摘 要

本文以某型号重型卡车舱室为研究对象, 在阐述运行工况下传递路径分析方法(OTPA, 即Operational Transfer Path Analysis)测试分析基本原理的基础上, 采用OTPA测试方法, 并对其进行了整车振动噪声的传递路径分析, 创建了不同的传递路径模型, 进而识别该重型卡车舱室噪声的主要贡献量。使用OTPA方法可以通过串扰消除补充计算传递函数来分解相干性的激励源。同时, 具体分析了结构声与空气声的子传递路径对其贡献量大小。结果表明: 某型重卡10档WOT工况下室内噪声的主要贡献量来自于结构声传递, 其主要来源于悬置被动侧; 而动力总成辐射成为了空气声传递的主要贡献; 针对室内噪声3阶成分在1200 rpm处存在的问题, 其主要的贡献量为进气系统的辐射噪声; 而在1600 rpm处存在的问题, 其主要贡献源于悬置系统与进气系统的结构声传递。

关键词

重型卡车, OTPA, 降噪, 结构声, 空气声

Application of OTPA in the Noise Reduction of the Cabin of Some Type of Heavy Truck

Yezhuang Jin^{1,2}, Jun Li²

¹College of Aerospace Engineering, Shenyang Aerospace University, Shenyang Liaoning

²Mueller-BBM VAS Co., Ltd., Beijing

Received: Aug. 9th, 2023; accepted: Sep. 19th, 2023; published: Sep. 27th, 2023

Abstract

This paper takes the cabin of the some type of heavy truck as the research object. Based on the ba-

文章引用: 金业壮, 李军. OTPA在某型重卡室内降噪上的应用[J]. 应用物理, 2023, 13(9): 380-393.

DOI: 10.12677/app.2023.139042

sis principle of OTPA test and analysis, the OTPA test method is adopted to analyze the transmission path of vehicle vibration and noise and different transmission path models are established to identify the main contribution of the cabin noise of the heavy truck. Even if the excitation source has a certain degree of crosstalk, the OTPA method can compensate for the calculation of the transfer function through the CTC function. At the same time, the contribution of structural-borne noise and air-borne noise is analyzed. The results show that the main contribution of cabin noise of some types of heavy trucks under 10-gear WOT condition comes from structural-borne noise which mainly comes from the passive side of the suspension. Powertrain radiation is the main contribution of air-borne noise. Aiming at the problem of the third-order components of the cabin noise at 1200 rpm, the main contribution is the radiated noise of the intake system. The main contribution to the problem at 1600 rpm is from the structural-borne noise of the mounting system and the intake system.

Keywords

Heavy Truck, OTPA, Noise Reduction, Structural-borne Noise, Air-borne Noise

Copyright © 2023 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 概述

考虑某型卡车驾驶室内噪声过大的问题, 借助 OTPA 测试分析方法对其进行了整车振动噪声的传递路径分析, 建立不同的传递路径模型, 进而识别车内噪声的主要贡献量。日本的 Noumura K. 和 Yoshida J. 首先开展了无外激励试验下车辆内部声音传递路径分析方法的研究并成功地应用在本田汽车噪声故障诊断方面[1]; De Klerk D [2]等人正式推出了运行工况下传递路径分析的理论、指南和轮胎噪声应用; 德国 BBM 公司的 Alex Sievi 等成功地将 OTPA 应用于获取轨道车辆噪声隔离[3]; 清华大学的王彬星等研究了乘用车在运行工况下车内噪声的能量传递路径分析[4]; 上海交通大学仲典[5]等运用工况下传递路径分析方法来辨识车内噪声源; 长春轨道客车高阳等利用 OTPA 方法对高速列车车头的气动噪声开展了探索性的研究[6]。

待测试车型为重型卡车, 其车内噪声可分为两种不同来源, 一是发动机进气噪声、排气噪声、表面辐射噪声等通过车身壁板、车门窗的缝隙等直接传入车内的, 也称为空气传声(air-Borne noise); 二是发动机路面激励与传动系扭振产生的振动通过车身连结处传递给车身的, 从而使车身壁板振动向外辐射噪声, 被称为结构传声(structure-Borne noise)。在卡车车内噪声分析时, 必须将上述两种噪声源结合起来做综合分析, 从而找出影响最大的噪声源。

2. OTPA 的测试分析原理与建模

2.1. OTPA 测试分析方法与原理

用输入和输出自由度表征线性系统的模型如下:

$$H(j\omega)x(j\omega) = y(j\omega) \quad (1)$$

$H(j\omega)$ 是输入矢量到输出矢量的传递函数矩阵, 输入和输出的变量数量不同。在应用时, 激励点输

入的变量数值会大于响应输出的变量数值,汽车 NVH 中典型的应用是确定动力及输出系统到驾驶员耳边的噪声的传递函数。(1)式中传递函数可表示为:

$$H_{ij} = \left. \frac{y_i}{x_j} \right|_{x_k=0}; k \neq j \quad (2)$$

用 OTPA 方法同一时刻激励得到传递函数。可以把方程式(1)进行转换:

$$\begin{bmatrix} x^{(1)} \\ \vdots \\ x^{(m)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_{11} & \cdots & H_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{m1} & \cdots & H_{mn} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y^{(1)} \\ \vdots \\ y^{(n)} \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中 m 代表输入的自由度, n 代表输出的自由度, 汽车进行加速工况测试时(试验跑道上), 利用电脑进行存储不同激励与响应的数据块, 激励一直变化。假设在此过程中, 输入、输出之间的关系是线性且固定, 则对测试数据模块 r , 方程(3)可以变为:

$$\begin{bmatrix} x_1^{(1)} & \cdots & x_1^{(m)} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ x_r^{(1)} & \cdots & x_r^{(m)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_{11} & \cdots & H_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{m1} & \cdots & H_{mn} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_1^{(1)} & \cdots & y_1^{(n)} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ y_r^{(1)} & \cdots & y_r^{(n)} \end{bmatrix} - \mu \quad (4)$$

该方程式(模型)所有的传递函数彼此线性独立, 其中 μ 为不能通过输入量模型化的剩余项。如果激励源存在一定程度的相关性, OTPA 分析方法可以通过串扰消除法(CTC)补充计算传递函数来分解激励源的相关性。如果不同单位物理量参与求解, 则必须进行加权最小二乘法的计算, 可简化方程式(4)为:

$$XH + \mu = Y \quad (5)$$

对 FFT 的每一条谱线进行计算, 方程式左乘以 X^T , 保证剩余项矢量处在输入矩阵的零空间位置上, 即 $X^T \mu = 0$, 则

$$H = (X^T X)^{-1} X^T Y = X^+ Y \quad (6)$$

X^+ 称为 X 矩阵的伪逆矩阵。

$$X^+ \triangleq (X^T X)^{-1} X^T \quad (7)$$

将方程式(6)带入方程式(5)中:

$$\mu = (1 - X(X^T X)^{-1} X^T) Y \quad (8)$$

激励信号之间存在相干, 常被认为是 OTPA 面临的问题。

利用方程式(6)解传递函数矩阵 H 的过程中, 如果输入信号之间有相关关系或测量噪声存在, 必须用奇异值分解去消除错误计算。对 X 可以进行奇异值分解:

$$X = U \Sigma V^T \quad (9)$$

奇异值分解可以用特征值分解可以表示为:

$$X^T X = V \Sigma^T U^T U \Sigma V^T = V (\Sigma^T \Sigma) V^T \quad (10)$$

$$X X^T = U \Sigma V^T V \Sigma^T U^T = U (\Sigma \Sigma^T) U^T \quad (11)$$

上述方程式右侧是方程式左侧的特征值分解。 X 非 0 奇异值的平方与 $X^T X$ 或 $X X^T$ 非 0 特征值的平

方相等。左奇异向量 U 的列为 XX^T 的特征向量, 右奇异向量 V 的列为 $X^T X$ 的特征向量。物理上认为 V 可做输入向量 X 的正交基向量, U 向量可视为输出向量 X 的正交基向量, Σ 为奇异值矩阵, 每一个特定的输入乘以奇异值标量即对应输出。通常 Σ_{ii} 是一个非增型, 奇异值对角阵就由 X 唯一来确定。

可用奇异值分解法计算伪逆矩阵 X^+

$$X^+ = V \Sigma^{-1} U^T \quad (12)$$

其中 Σ^{-1} 为 Σ 的逆矩阵, 将奇异值分解中的 Σ 矩阵简略的几个补充可以构成 $m \times m$ 的方阵, 将(12)式带入(6)式中可得:

$$\tilde{H} = V \Sigma^{-1} U^T Y \quad (13)$$

测量噪声在不同条件测试中是不一样的, 交叉验证说明最小的奇异值量就是噪声的影响, 删除这些奇异值显然有助于提高传递函数评估的精度。

运行工况下的传递路径分析(OTPA)是利用串扰消除(CTC)与奇异值分解(SVD)等信号处理方法来确认运行工况下输入与输出之间的线性传递函数(TF)。串扰消除可以保证传递函数是线性独立的, 能有效进行传递路径分析(TPA), 进而判断声源的传输及在最终响应中所占的比例或贡献量。按奇异值分解(SVD)方法能够获得准确的各主分量来描述传递函数。利用不同组工况数据计算的输入与输出之间的传递函数矩阵必然会引入测量噪声, 通常需要忽略一些很小的主分量以降低测量噪声对计算传递函数的影响[2]。

2.2. OTPA 模型的搭建

OTPA 的本质是利用实际工况中的信号去描述系统的动态特性。车辆的部件经常彼此间相互解耦。例如: 发动机上的响应主要受发动机燃烧影响, 反应了发动机的燃烧特性; 后桥差速器或者轮轴的响应则反应了内部齿轮噪声、以及从轮胎传递的路面噪声激励。因此这些信号可以用来作为输入变量。但是需要注意的一点, 车身和底盘的连接点, 包含发动机、路面、齿轮激励, 这类型的信号不能用作表征噪声源的信号, 但是它可以用来分析哪个连接点是传递最多的路径。见图 1 所示, 我们需要在结构上划分出激励、路径、和响应层级。在 OTPA 计算中, 不同层级的信号不能一起作为输入/激励信号。由于算法要对信号进行串扰消除, 不同层级的输入信号会导致结果混杂、错乱。实际测试中, 假如结构的某个激励源没有被考虑, 相干成分会被别的信号分配, 以下几点需要考虑:

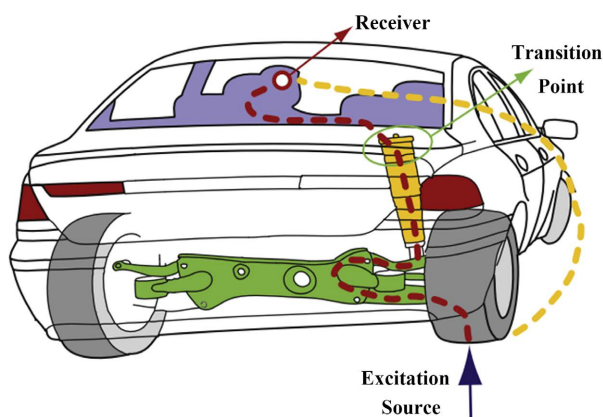


Figure 1. Excitation source, transition point and receiver

图 1. 激励、路径和响应层级

- 在结构不同位置选择此处的响应信号作为系统激励信号输入, 能够分离这些激励在驾驶员耳旁位置的响应、贡献。

- 针对一个激励源不同位置的响应点, 可以识别源的激励如何传播到相邻的结构中。
- 用传递路径上的点作为 OPA 的输入, 能够确定哪条路径振动、噪声传递最大, 但是不能确定振动、噪声的最终来源。
- 在结构上增加响应点, 能够区分振动、噪声是如何从相邻的部件一步一步传入到车内。

2.3. OPA 模型质量

考虑合成响应与测试响应是否一致是 OPA 模型质量的确认关键, 该方法可以通过计算方程式(8)中最小二乘法残留项 μ 的幅值, 或进行合成响应与实测响应的幅值比较来实现:

$$\tilde{Y} = X V \Sigma^{-1} U^T Y \quad (14)$$

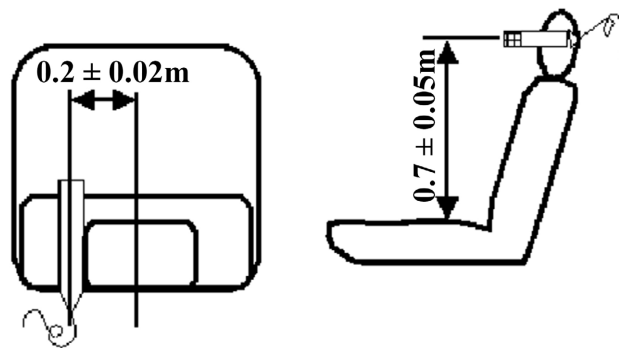
可用奇异值 Σ 中的某一个值来表示 \tilde{Y} 和 Y 之间的差异, 而差异的主要来源如下:

- OPA 计算方法过滤掉了输入与输出信号中包含的额外信号;
- 输入信号的选择并没有涵盖所有可能的响应信号源;
- 系统在记录数据块上可能存在着非线性, 添加大量数据块到传递函数矩阵的计算中, 如果随着数据块的增加而传递函数矩阵发生改变就说明系统可能存在一定程度的非线性;
- 输入通道越多其输入量可以显著减小输入间的串扰, 减少测量噪声, 从而提高计算传递函数的精度。另外由于加速过程中激励源的幅值和方向的不断改变使得加速工况下的计算结果要明显优于匀速工况。

3. 某卡车 OPA 试验与测试

3.1. 某卡车车内噪声传递路径分析方法

OPA 建模过程中结合实际情况对模型进行了适当简化。本项目的研究对象为重型卡车, 且主要关注驾驶室内整体的噪声声压级, 为此 OPA 建模时忽略了风噪对车内噪声影响。从而重点研究发动机传动系、动力总成和进排气等噪声对车内噪声的贡献。整车系统的目标或输出响应为车内驾驶员耳旁位置噪声(测点位置见图 2 所示)。



(a) Microphone position at driver's ear (Top view) (b) Microphone position at driver's ear (Side view)
(a) 驾驶员耳旁传声器位置(俯视图) (b) 驾驶员耳旁传声器位置(侧视图)

Figure 2. Location of noise measurement points near the driver's ear
图 2. 驾驶员耳旁噪声测点位置

车内噪声主要源于结构噪声和空气噪声, 其结构噪声从发动机振动传递路径角度可分为动力总成左前和右前、左后和右后等 4 个悬置源; 每个悬置按空间正交坐标分为 x 向(前后水平)、y 向(左右横向)和 z 向(上下竖直), 简化模型只考虑各点处在三个方向上的线自由度而将各方向之间的角自由度弱化为零。

同理, 用轮系与车桥每个悬挂点位置的 x 、 y 、 z 三个方向的振动作为传动系及路面结构激励的输入源; 排气系统与车身连接处的 x 、 y 、 z 方向的振动作为排气系统结构激励的输入源, 鉴于进气系统位置的限制, 选取两个进气与车身连接处的 x 方向的振动作为进气系统结构激励的输入源。

发动机动力总成可看做具有六个外表面, 空气噪声源则源于发动机左表面和右表面、上表面和下表面、前表面和后表面的辐射噪声及进气口与排气口噪声等。利用通道串扰消除可将各个传播路径之间的影响弱化成不相关, 各噪声传播路径导致的结构传声和空气传声的总和即为车内总噪声, 可表达为:

$$P_{DRE} = \sum P_{i,\text{str}} + \sum P_{i,\text{air}} \quad (15)$$

式中右边首项为结构传声, 下标 i 表示从第 i 个结构噪声传递来的, 每个位置又分为 x 、 y 、 z 三个方向进行激励; 右端第二项为空气传声, 下标 j 表示从第 j 个空气噪声源传递来的, 见图 3 示:

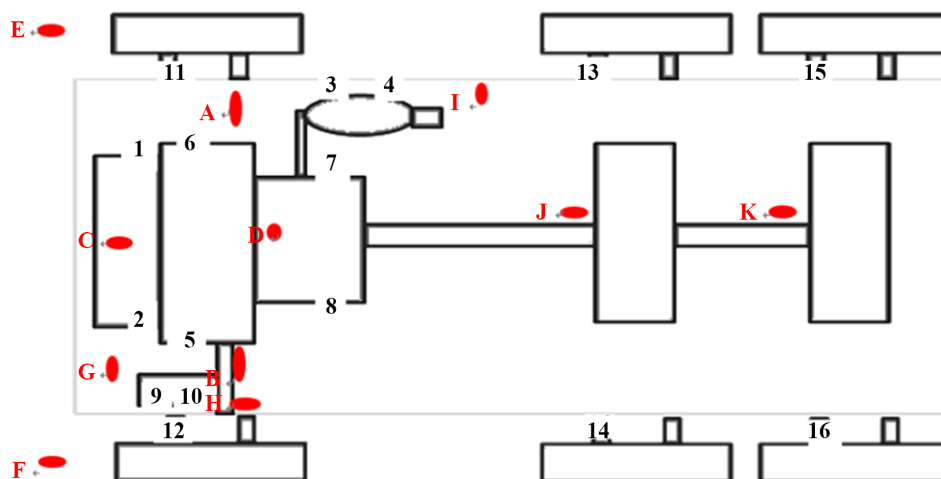


Figure 3. Positions of Accelerometer and microphone
图 3. 振动加速传感器与麦克风布置示意图

OTPA 结构声贡献量分析中:

- 1) 测点 1、2 路径代表风扇合成贡献量。
- 2) 测点 3、4 路径代表排气系统合成贡献量。
- 3) 测点 5、6、7、8 路径代表悬置系统合成贡献量。
- 4) 测点 9、10 路径代表进气系统合成贡献量。
- 5) 测点 11、12 路径代表前轮系合成贡献量。
- 6) 测点 13、14、15、16 路径代表后轮系合成贡献量。

OTPA 空气声贡献量分析中:

- 1) 测点 A、B、C、D 路径代表动力总成辐射合成贡献量。
- 2) 测点 E、F 路径代表前轮胎噪合成贡献量。
- 3) 测点 G、H 路径代表进气辐射合成贡献量。
- 4) 测点 I 路径代表排气口辐射贡献量。
- 5) 测点 J、K 路径代表后桥辐射合成贡献量。

3.2. 试验对象

某型重型卡车。

3.3. 测点位置及传感器布置

实际测试点与传感器位置详见表 1 所示。

Table 1. Test positions and sensor number
表 1. 测点位置及传感器布置

	位置	数量	通道	
麦克风	左侧	1	1	
	右侧	1	1	
	动力总成及驾驶室	靠近风扇侧	1	1
		变速箱	1	1
	司机右耳侧	1	1	
	进气	进气口近场及空滤	2	2
	排气	排气口 50 cm	1	1
	前轮系	左右车轮近场	2	2
	传动系	两差速器	2	2
	小计		12	12
加速度传感器	动力总成悬置	左前悬置被动端	1	3
		右前悬置被动端	1	3
		左后悬置被动端	1	3
		右后悬置被动端	1	3
	前轮系	左前轮胎支臂	1	3
		右前轮胎支臂	1	3
	后轮系	左中轮胎支臂	1	3
		右中轮胎支臂	1	3
		左后轮胎支臂	1	3
		右后轮胎支臂	1	3
	进气系统	进气与车身连接处上部	1	1
		进气与车身连接处中部	1	1
	排气系	排气与车身连接位置	2	6
	风扇	风扇与车身连接处	2	6
	小计		16	44
	转速	发动机转速	光电转速传感器	1
传动轴转速		磁电转速传感器	1	1
小计		2	2	

3.4. 测试工况

怠速: AC_off

匀速: 40 km/h、50 km/h、60 km/h、70 km/h、80 km/h

加速: POT&WOT (9~12g)

3.5. 试验设备仪器

该重型卡车室内测试设备包括 BBM 数采分析系统、光电传感器、磁电传感器、BSWA 传声器和 PCB 加速度传感器, 具体配置可参见表 2。

Table 2. Test system list

表 2. 实验设备清单

序号	设备仪器名称	规格型号	有效日期
1	BBM-MKII 数采前端	MF06	2018.07.31
2	磁电转速传感器	--	2018.07.31
3	光电转速传感器	--	2018.07.31
4	BSWA 1/2 麦克风	MP201	2018.07.31
5	PCB 三向加速度传感器	356A26	2018.07.31

4. 试验内容及结果分析

4.1. 试验内容

以驾驶员右耳旁噪声作为响应点, 用 OTPA 的方法研究车内噪声的主要贡献路径。

4.2. OTPA 试验结果

4.2.1. 驾驶员耳边噪声传递路径贡献量分析

以某卡车 10 档全加速工况为例, 结合车内噪音整体声压级较大问题, 经过 OTPA 分析后结果见图 4、图 5:

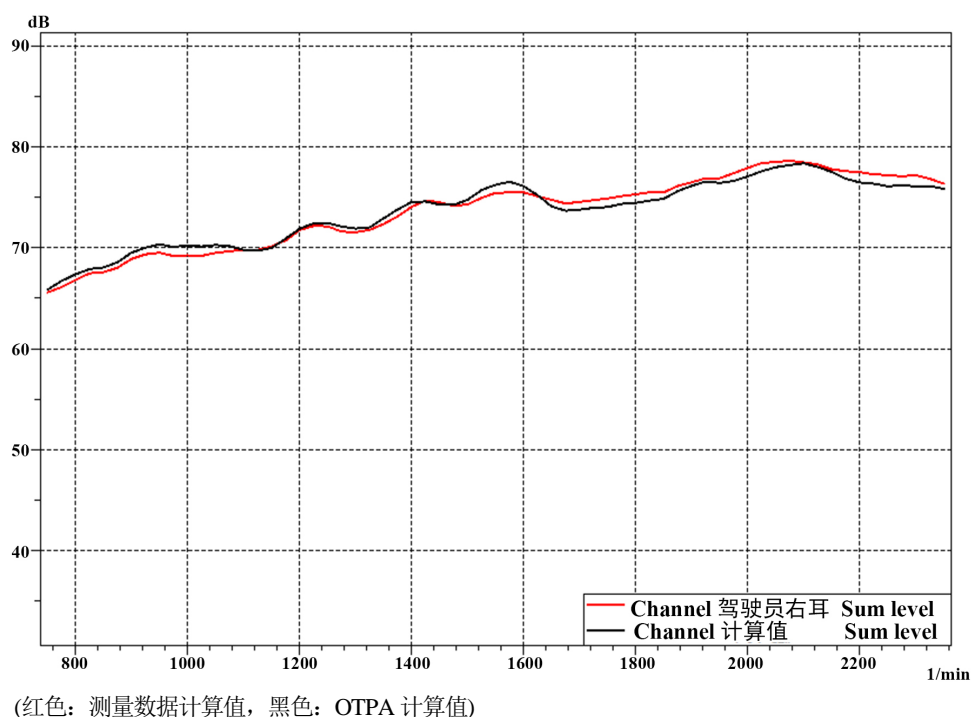
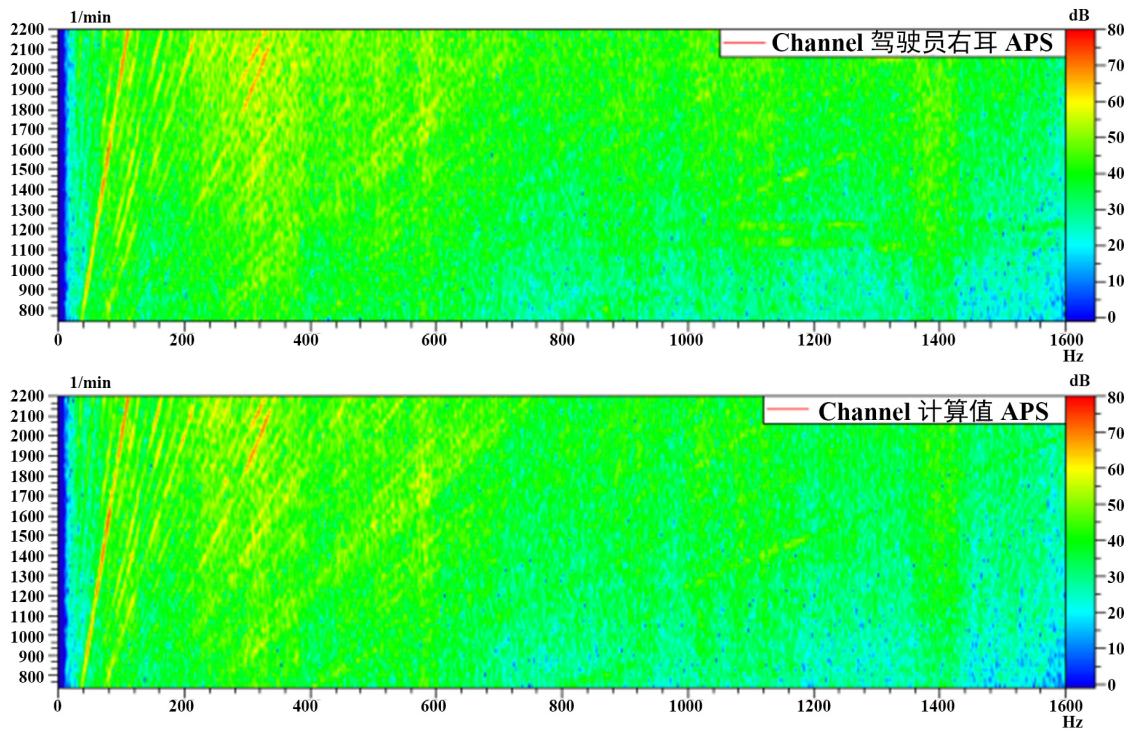


Figure 4. Overall level curve of the DRE microphone tracked by engine speed at driver's ears (Red: Test results, Black: OTPA results)

图 4. 车辆驾驶者耳边噪声随发动机转速变化的 overall 曲线



(上图为测量数据分析结果, 下图为 OSPA 拟合数据分析结果)

Figure 5. The Colormap curve of DRE microphone tracked by engine speed at driver's ears (Upper: Test result, Below: OSPA result)

图 5. 车辆驾驶者耳边噪声随发动机转速变化 Colormap 曲线

借助 OSPA 测试方法获取的驾驶员耳旁位置噪声曲线与实测驾驶员耳旁位置噪声曲线高度重合, 可利用 OSPA 合成计算方法得到各路径贡献量分析与实际的路径贡献。

针对车内噪音整体声压级较大的问题, 利用 OSPA 方法分析各传递路径对室内噪声的贡献量见下图 6 所示:

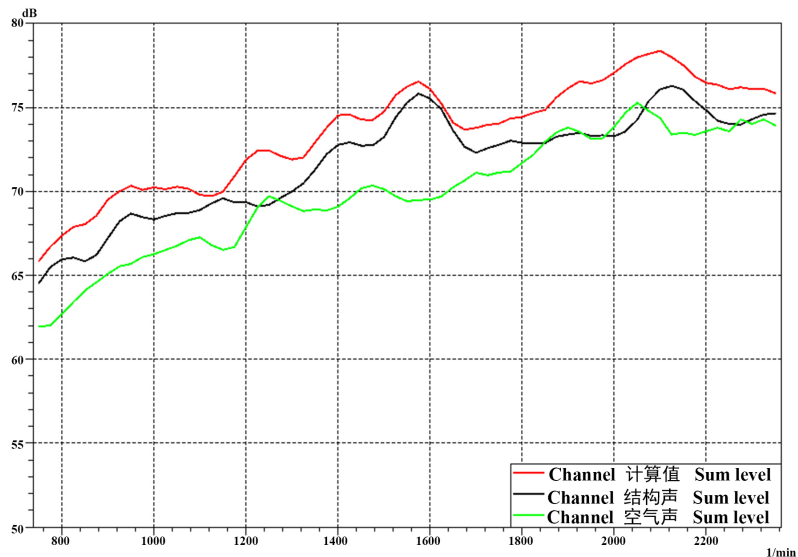


Figure 6. The results of contribution analysis of overall result at driver's ears

图 6. 驾驶员耳旁噪声 overall 总贡献量分析结果

由上见图 6 所示, 结构声传递对室内驾驶员右耳侧噪音总体声压级的贡献量最大, 空气声传递仅对部分转速区域内有一定贡献量。以下具体分析结构声与空气声的子传递路径对其贡献量大小。

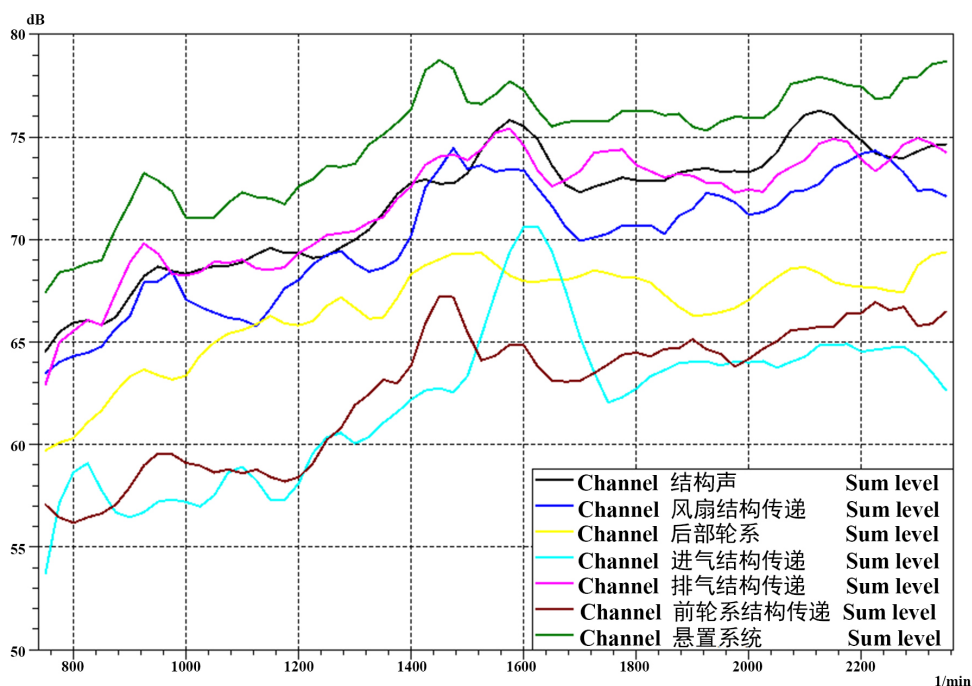


Figure 7. The results of contribution analysis of structure-borne noise and sub paths

图 7. 结构声传递以及各子路径贡献量分析结果

见图 7 所示, 在结构声传递中, 悬置系统的贡献量为最大, 其次分别为排气系统, 风扇, 后轮系, 前轮系以及进气系统。由于 OSPA 在计算贡献量的过程中会考虑到各测点的相位关系, 因此会出现总结构声传递的贡献量要小于悬置系统传递的贡献量。为了更加直观的理解该分析过程, 选取怠速工况下三个传递路径的 FFT 结果进行对比。

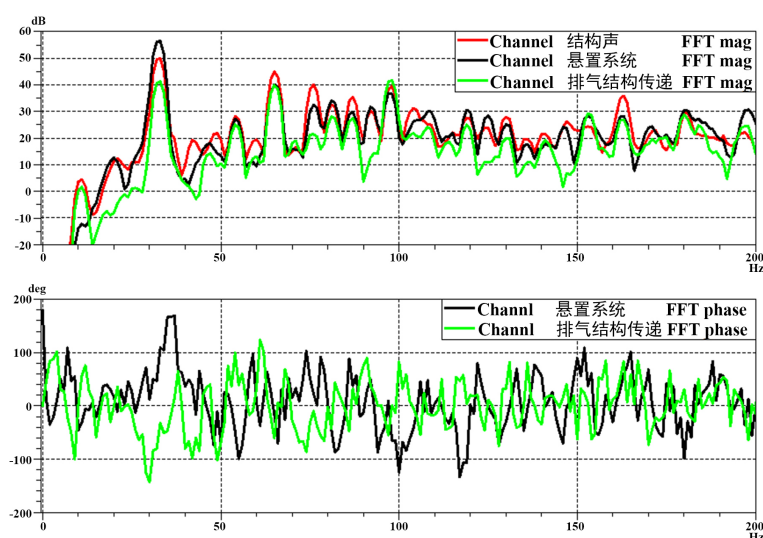


Figure 8. FFT compare result of structure-borne noise, exhaust system and mount system

图 8. 结构声、排气系统及悬置系统怠速工况下 FFT 结果对比分析图

见图 8 所示, 部分频段内总结构声的贡献量大小要小于悬置系统的贡献量, 其原因可以参照 FFT 相位图, 因为各系统间的矢量叠加的作用, 故产生总结构贡献值小于部分系统的贡献值现象。此处以排气和悬置系统为例, 在某些频段的相位差会大于 90 度。

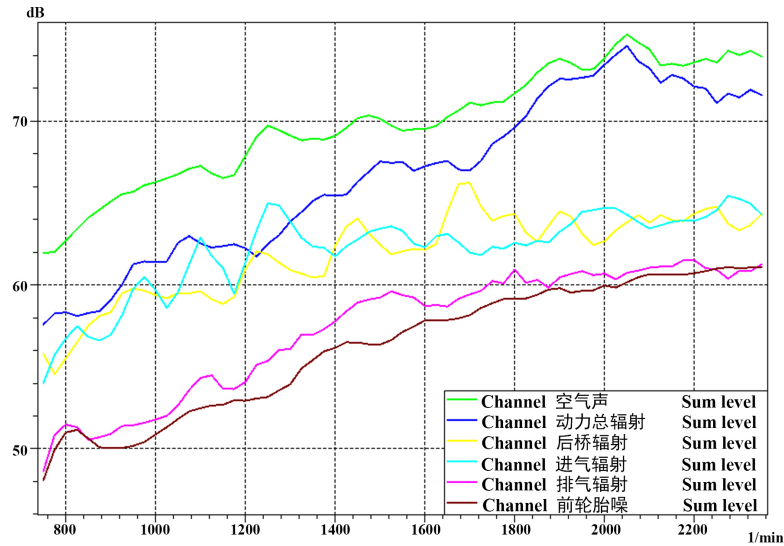


Figure 9. The results of contribution analysis of air-borne noise and sub paths
图 9. 空气声传递以及各子路径贡献量分析结果

见图 9 所示, 在空气声传递中, 动力总成辐射的贡献量为最大, 其次分别为后桥辐射、进气口辐射、排气辐射以及前轮胎噪。动力总成辐射在 1800 rpm 到 2200 rpm 区域内对空气声传递的影响显著, 同时也对室内噪声起到了一定的影响。

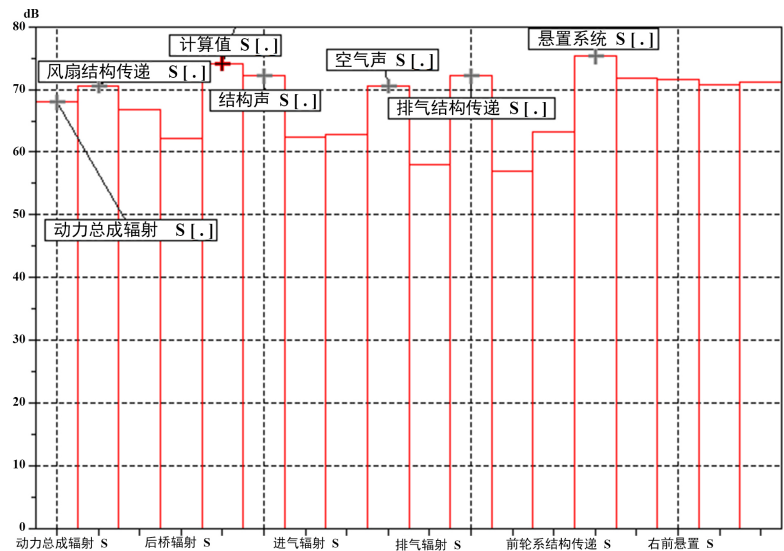


Figure 10. Comparative analysis of all transmission paths contribution to the overall level of interior noise
图 10. 各传递路径对车内噪声 overall 总贡献量对比分析

见图 10 所示, 对车内噪声贡献量最大的系统为悬置系统的结构声传递, 此外, 排气系统和风扇系统的结构传递的贡献量也很大。但这里需要说明的是, 该车型排气及风扇测试点位置与悬置被动侧比较接

近, 会存在传递路径重叠的现象, 因此, 在考虑具体问题的时候, 需要结合排气与风扇系统特有的频率范围进行分析判断。建议下次测试将悬置主动侧作为参考点进一步分析。

4.2.2. 驾驶员耳旁噪声典型问题的贡献量分析

以 10 档 WOT 工况下室内噪声随发动机转速变化 3 阶部分问题为例, 具体分析室内加速过程中 1200 rpm 左右出现的噪音峰值和 1600 rpm 左右处峰值问题发生的原因, 以及各传递路径对该处问题的贡献量分析。

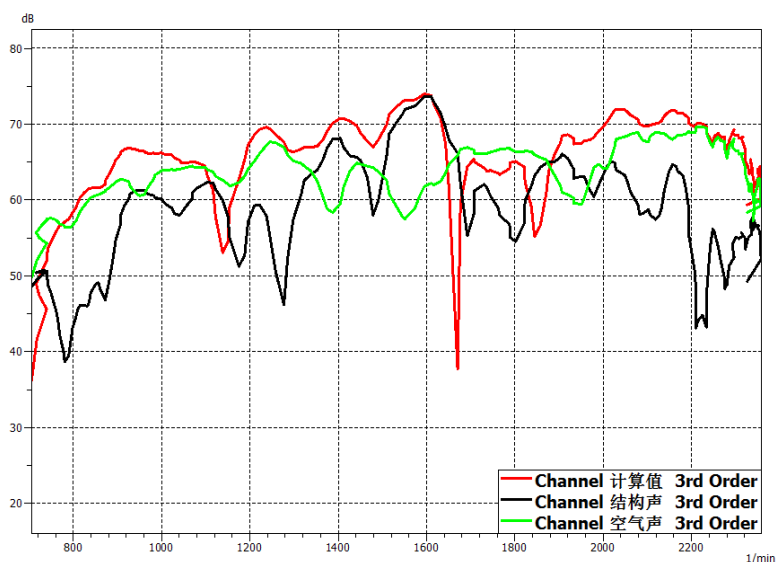


Figure 11. The comparative analysis of the contribution result of 3rd order interior noise

图 11. 车内 3 阶噪声成分总贡献量对比分析

如见图 11 所示, 对于 1200 rpm 处峰值问题主要贡献量为空气声传递, 而对于 1600 rpm 处峰值问题主要贡献量为结构声传递。下面具体分析各子系统的贡献量大小。

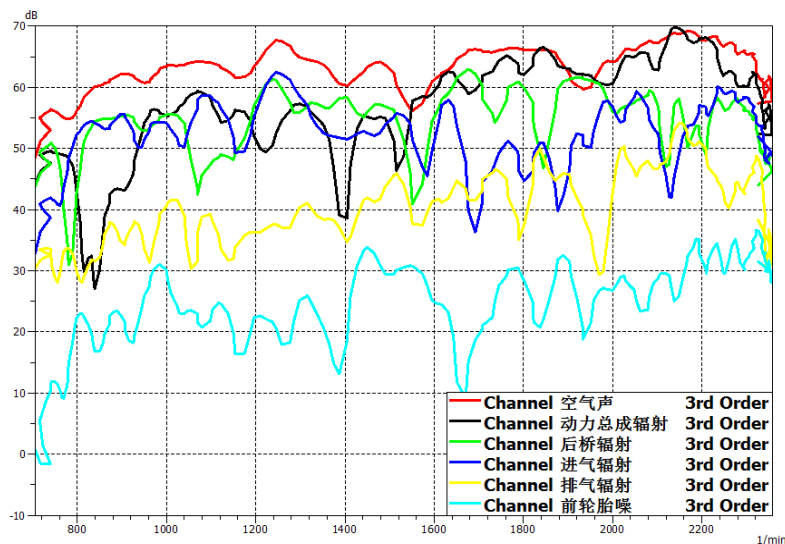


Figure 12. The comparative analysis of the contribution result of 3rd order interior noise at 1200 rpm

图 12. 车内 3 阶 1200 rpm 噪声问题贡献量对比分析

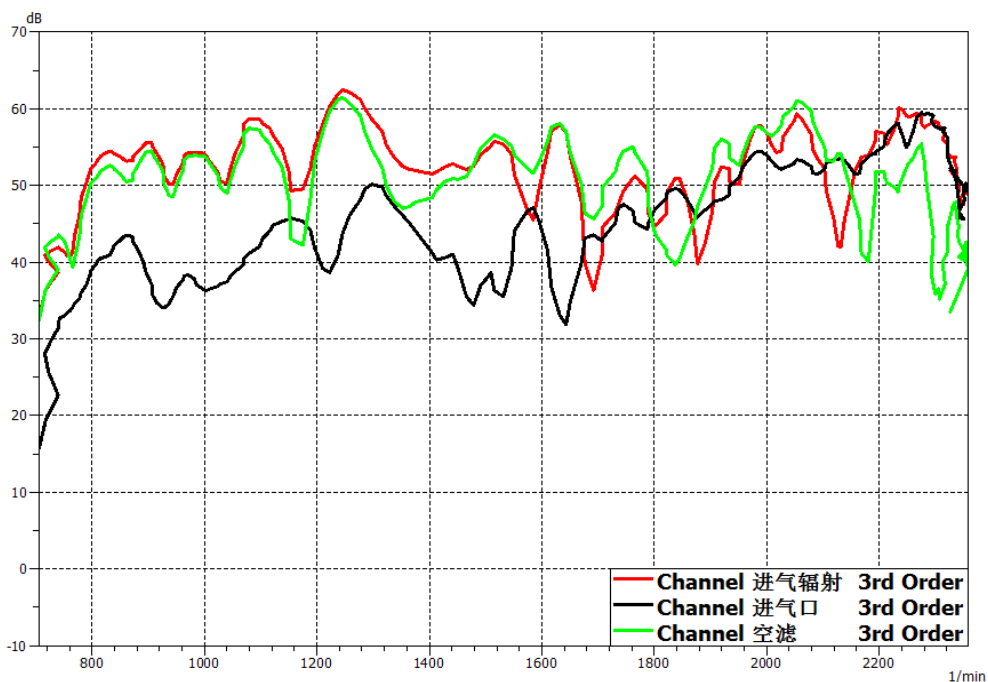


Figure 13. The comparative analysis of the contribution result of 3rd order intake noise at 1200 rpm

图 13. 车内 3 阶 1200 rpm 噪声问题进气辐射贡献量对比分析

如见图 12、图 13 所示，对于 1200 rpm 处峰值问题主要贡献量为空气声传递，进气系统辐射噪音对其贡献量最大，其中空滤的辐射噪音又占主要成分。因此，下一步可以对进气系统的辐射进行问题的验证。

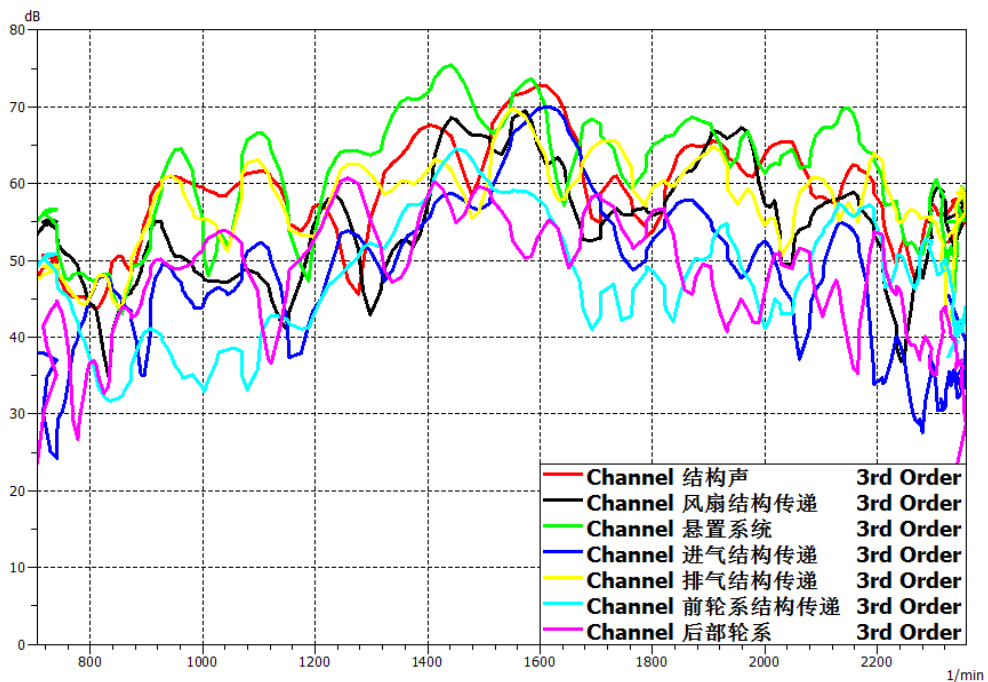


Figure 14. The comparative analysis of the contribution result of 3rd order at 1600 rpm

图 14. 车内 3 阶 1600 rpm 车内噪声问题贡献量对比分析

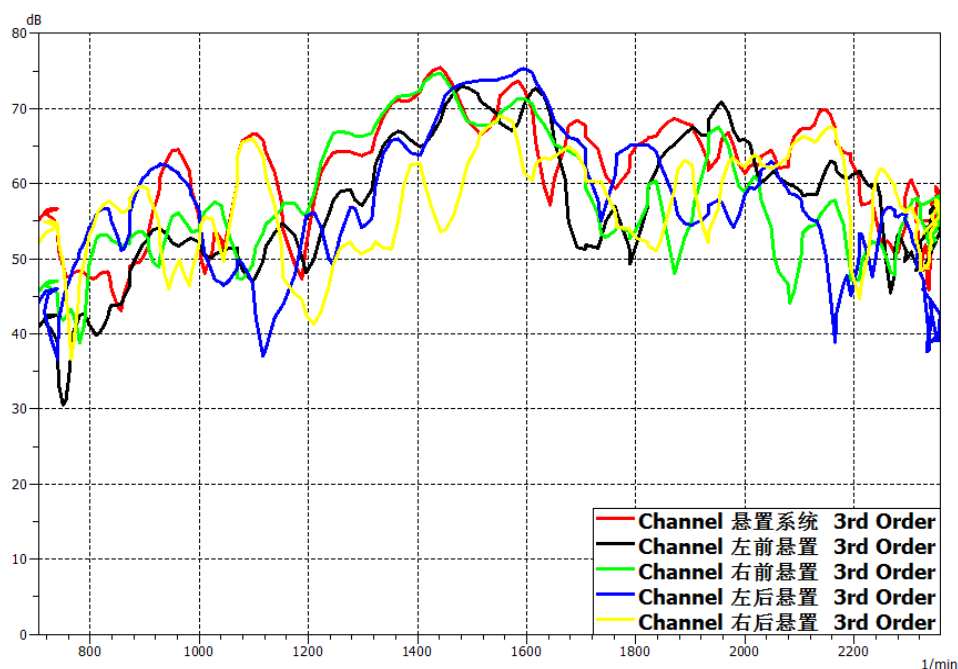


Figure 15. The comparative analysis of the contribution result of 3rd order at 1600 rpm mount system

图 15. 车内 3 阶 1600 rpm 悬挂系统噪声问题贡献量对比分析

如图 14、图 15 所示, 对于 1600 rpm 处峰值问题主要贡献量为结构声传递, 而其中进气系统结构传递和悬置系统对其贡献量最大, 左后悬置在悬置系统贡献量中占主要成分。因此, 下一步可以针对这两个系统进行验证。

5. 结论

1) 某型重卡 10 档 WOT 工况下室内噪声的主要贡献量来自于结构声传递, 其主要来源于悬置被动侧; 建议首先考虑各悬置的隔振量是否达到要求; 而对于空气声传递的整体贡献量来说, 动力总成辐射成为了主要的贡献。

2) 针对室内噪声 3 阶成分在 1200 rpm 处存在的问题, 经 OTPA 分析, 其主要的贡献量为进气系统的辐射噪声; 而在 1600 rpm 处存在的问题, 其主要来源于结构声传递, 主要贡献源于悬置系统与进气系统。

参考文献

- [1] Noumura, K. and Yoshida, J. (2006) Method of Transfer Path Analysis for Vehicle Interior Sound with No Excitation Experiment: F2006D183.
- [2] De Klerk, D. and Ossipov, A. (2010) Operational Transfer Path Analysis: Theory, Guidelines and Tire Noise Application. *Mechanical Systems and Signal Processing*, **24**, 1950-1952. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2010.05.009>
- [3] Sievi, A., Guo, T.A. and Jun, L.I. (2017) Application of OTPA as a Multi-Dimensional Tool for Gaining a Deep Understanding of the Sound Transmission of Rail-Bound Vehicles. Inter-Noise, Hong Kong.
- [4] 王彬星, 郑四发, 郝鹏, 等. 运行工况下车内噪声的能量传递路径分析[J]. 噪声与振动控制, 2011, 31(5): 71-74.
- [5] 仲典, 蒋伟康. 工况传递路径分析用于辨识车内噪声源[J]. 噪声与振动控制, 2016, 36(3): 110-114, 146.
- [6] 高阳, 李新一, 吴健. 高速列车车头气动噪声研究[J]. 铁道机车车辆, 2017, 37(5): 17-21, 30.