文章编号：1003－1251(2024)03－0090－07

基于 OPAX 的驾驶舱内结构噪声传递路径研究

白镇熇，孙 硕，王楷焱，陈 克

（沈阳理工大学 汽车与交通学院，沈阳 110159）

摘 要：对车内结构噪声进行合理降噪的有效方法是阻断振动能量传递最大的路径，为此建立传递路径模型并进行噪声贡献量分析。首先，基于发动机舱内机械构造规划出由振源到驾驶舱的多级传递路径，并在振动能量传递的连接点处设置路径拐点；然后，采用扩展工况传递路径分析（operational path analysis with exogeneous inputs，OPAX）方法确定路径中各拐点对车内噪声的贡献量，并将噪声拟合值与实测值进行分析对比。结果表明，不同路径拐点对车内结构噪声影响明显不同，其中橡胶悬置拐点对车内噪声影响最大，该处噪声拟合值与实测值也最为接近，噪声峰值达到63.5 dB，副车架拐点对车内噪声影响次之，噪声峰值为53.2 dB，排气吊耳拐点对车内噪声影响较小，噪声峰值仅为38.7 dB。采用本文方法可有效确定对车内结构噪声影响最大的路径。

关 键 词：车内结构噪声；传递路径规划；路径拐点；扩展工况传递路径分析

中图分类号：U467.4⁺93 **文献标志码**：A **DOI**：10.3969/j.issn.1003－1251.2024.03.013

Research on the Path of Structural Noise in the Cockpit Based on OPAX

BAI Zhenhe，SUN Shuo，WANG Kaiyan，CHEN Ke

（Shenyang Ligong University，Shenyang 110159，China）

Abstract：The effective method of noise reduction is to block the path with the largest vibration energy transfer，so the transmission path model is established and the noise contribution is analyzed. Firstly，a multistage transmission path from vibration source to cockpit is planned based on the mechanical structure in the engine compartment，and the path inflection point is set at the connection point of vibration energy transmission. Then，the operational path analysis with exogeneous inputs（OPAX）method is used to determine the contribution of each inflection point in the path to the interior noise，and the noise fitting value is analyzed and compared with the measured value. The results show that the influence of different path inflection points on the interior structure noise is obviously different. The inflection point of rubber suspension has the largest influence on the interior noise，and the fitted noise value is also the closest to the measured value，with the noise peak value at 63.5 dB. The inflection point of subframe has the second influence on the interior noise，with the noise peak value at 53.2 dB. The peak noise is only 38.7 dB. The method presented in this paper can effectively determine the path that has the greatest influence on the noise of the interior structure.

Key words：interior structural noise；transfer path planning；path inflection point；operational path analysis with exogeneous inputs

收稿日期：2023－08－03

基金项目：辽宁省教育厅高等学校基本科研项目（LJKMZ20220603）

作者简介：白镇熇（1998—）男，硕士研究生；陈克（1965—），通信作者，男，教授，博士，研究方向为汽车系统动力学与控制。

随着汽车制造技术的不断进步,驾驶舱内的结构噪声逐渐成为评价汽车性能优劣的重要指标之一。动力总成的振动通过悬置、排气歧管传递到整个车身,振动的车身结构与空气耦合使得驾驶舱内产生结构噪声。

针对车内结构噪声问题,许多学者采用传递路径分析(transfer path analysis,TPA)方法开展了研究[1]。文献[2-3]通过 TPA 方法对悬置路径进行了噪声贡献量分析,并针对后悬置的异常振动,分别通过改进悬置结构与增强悬置刚度的方法进行了优化。李树华等[4]采用奇异值分解的运行工况传递路径分析(operational transfer path analysis,OTPA)方法对车内噪声问题进行了研究,该方法可更准确地对传递路径特征进行表征。Huang 等[5]采用区间分析方法对噪声信号进行准确定位,提高了 TPA 方法对噪声信号的获取精度。莫愁等[6]采用逆子结构法识别传递路径中的非耦合频响函数,在保证 TPA 方法精度的前提下,有效减少了工作量。尽管上述研究采用 TPA 方法为车内降噪问题提供了解决方向,但均未考虑噪声的不同传递路径及振动能量传递最大的路径获取方法。文献[7-8]采用 TPA 方法研究车内噪声问题,虽然考虑了不同传递路径对车内噪声的影响,但未考虑各路径中具有不同振动能量的拐点对车内噪声的贡献量。

本文针对不同传递路径及各路径不同拐点对车内噪声的影响进行研究。首先,根据乘用车的机械构造构建两组传递路径模型,并将挠性连接处或振动能量传递存在明显变化处设为拐点;然后,采用扩展工况传递路径分析(operational path analysis with exogeneous inputs,OPAX)方法对路径模型进行数据处理,获取每条路径中的频响函数与动载荷,进行噪声贡献量分析,并将噪声拟合值与实测值对比。通过对比分析振动源沿多级路径传递到车内的过程,确定对车内结构噪声影响最大的路径,为后续路径优化设计提供基础依据。

1　基本原理

1.1　OPAX 基本原理

OPAX 采用参数化模型对载荷进行识别[9],即通过大量工况数据和少量频响函数建立方程组,反解出刚度,确定工作载荷,并得到响应点贡献量[10]。由于采用了大量工况数据建立方程,因此不仅要设置噪声目标点,还需设置额外指示点,目标点和额外指示点统称为响应点。

建立载荷识别模型是 OPAX 方法的核心内容。结构动载荷计算式为

$$F_i(\omega)=K_i(\omega)\frac{[a_{ai}(\omega)-a_{pi}(\omega)]}{-\omega^2} \tag{1}$$

式中:ω 为频率;$F_i(\omega)$ 表示第 i 条路径上的结构动载荷;$K_i(\omega)$ 表示第 i 条路径上的动刚度系数;$a_{ai}(\omega)$、$a_{pi}(\omega)$ 分别表示第 i 条路径上主、被动端振动加速度。

常用的动刚度参数化模型有单自由度(SDOF)模型和多频带宽(MB)模型。SDOF 模型只适用于弹性元件连接的情况[11],其动刚度识别模型表示为

$$K_i(\omega)=-m_i\omega^2+\mathrm{j}c_i\omega+k_i \tag{2}$$

式中 m_i、c_i 和 k_i 分别为第 i 条路径上弹性元件的质量、阻尼系数和刚度系数,均为待识别参数。MB 模型则适用于刚性连接[12],其通过划分较小的频率带宽求解刚性连接的动刚度。MB 中某一频带动刚度系数的近似表达式为

$$K_i(\omega)=k_i \tag{3}$$

下面以 SDOF 为例,说明采用 OPAX 方法求解动刚度系数的过程。

假设有 n 条传递路径,则额外指示点、目标点的总贡献量 $u_h(\omega)$ 为

$$u_h(\omega)=\sum_{i=1}^{n}H_{hi}(\omega)\,F_i(\omega) \tag{4}$$

式中 $H_{hi}(\omega)$ 表示第 i 条路径的被动端结构至目标点 h 之间的频响函数。

将式(1)、式(2)代入式(4)得到

$$u_h(\omega)=\sum_{i=1}^{n}H_{hi}(\omega)(-m_i\omega^2+\mathrm{j}c_i\omega+k_i)\cdot\frac{[a_{ai}(\omega)-a_{pi}(\omega)]}{-\omega^2}=\sum_{i=1}^{n}-m_i[\omega^2G_{hi}(\omega)]+c_i[\mathrm{j}\omega G_{hi}(\omega)]+k_iG_{hi}(\omega) \tag{5}$$

其中

$$G_{hi}(\omega)=H_{hi}(\omega)\frac{[a_{ai}(\omega)-a_{pi}(\omega)]}{-\omega^2} \tag{6}$$

假设选取 z 个阶次切片,各阶次切片选取 r 个转速采样点数据[13],将式(5)改写为矩阵形式,如式(7)所示。

$$\boldsymbol{A}_h\boldsymbol{X}=\boldsymbol{B}_h \tag{7}$$

其中

$$\boldsymbol{A}_h=\begin{bmatrix}
-\omega_{11}^2G_{h1}(\omega_{11}) & \mathrm{j}\omega_{11}G_{h1}(\omega_{11}) & G_{h1}(\omega_{11}) & \cdots & -\omega_{11}^2G_{hn}(\omega_{11}) & \mathrm{j}\omega_{11}G_{hn}(\omega_{11}) & G_{hn}(\omega_{11})\\
-\omega_{21}^2G_{h1}(\omega_{21}) & \mathrm{j}\omega_{21}G_{h1}(\omega_{21}) & G_{h1}(\omega_{21}) & \cdots & -\omega_{21}^2G_{hn}(\omega_{21}) & \mathrm{j}\omega_{21}G_{hn}(\omega_{21}) & G_{hn}(\omega_{21})\\
\vdots & \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots & \vdots\\
-\omega_{r1}^2G_{h1}(\omega_{r1}) & \mathrm{j}\omega_{r1}G_{h1}(\omega_{r1}) & G_{h1}(\omega_{r1}) & \cdots & -\omega_{r1}^2G_{hn}(\omega_{r1}) & \mathrm{j}\omega_{r1}G_{hn}(\omega_{r1}) & G_{hn}(\omega_{r1})\\
-\omega_{12}^2G_{h1}(\omega_{12}) & \mathrm{j}\omega_{12}G_{h1}(\omega_{12}) & G_{h1}(\omega_{12}) & \cdots & -\omega_{12}^2G_{hn}(\omega_{12}) & \mathrm{j}\omega_{12}G_{hn}(\omega_{12}) & G_{hn}(\omega_{12})\\
-\omega_{22}^2G_{h1}(\omega_{22}) & \mathrm{j}\omega_{22}G_{h1}(\omega_{22}) & G_{h1}(\omega_{22}) & \cdots & -\omega_{22}^2G_{hn}(\omega_{22}) & \mathrm{j}\omega_{22}G_{hn}(\omega_{22}) & G_{hn}(\omega_{22})\\
\vdots & \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots & \vdots\\
-\omega_{r2}^2G_{h1}(\omega_{r2}) & \mathrm{j}\omega_{r2}G_{h1}(\omega_{r2}) & G_{h1}(\omega_{r2}) & \cdots & -\omega_{r2}^2G_{hn}(\omega_{r2}) & \mathrm{j}\omega_{r2}G_{hn}(\omega_{r2}) & G_{hn}(\omega_{r2})\\
\vdots & \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots & \vdots\\
-\omega_{1z}^2G_{h1}(\omega_{1z}) & \mathrm{j}\omega_{1z}G_{h1}(\omega_{1z}) & G_{h1}(\omega_{1z}) & \cdots & -\omega_{1z}^2G_{hn}(\omega_{1z}) & \mathrm{j}\omega_{1z}G_{hn}(\omega_{1z}) & G_{hn}(\omega_{1z})\\
-\omega_{2z}^2G_{h1}(\omega_{2z}) & \mathrm{j}\omega_{2z}G_{h1}(\omega_{2z}) & G_{h1}(\omega_{2z}) & \cdots & -\omega_{2z}^2G_{hn}(\omega_{2z}) & \mathrm{j}\omega_{2z}G_{hn}(\omega_{2z}) & G_{hn}(\omega_{2z})\\
\vdots & \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots & \vdots\\
-\omega_{rz}^2G_{h1}(\omega_{rz}) & \mathrm{j}\omega_{rz}G_{h1}(\omega_{rz}) & G_{h1}(\omega_{rz}) & \cdots & -\omega_{rz}^2G_{hn}(\omega_{rz}) & \mathrm{j}\omega_{rz}G_{hn}(\omega_{rz}) & G_{hn}(\omega_{rz})
\end{bmatrix} \tag{8}$$

$$\boldsymbol{X}=[\,m_1\ c_1\ k_1\cdots m_n\ c_n\ k_n\,]^{\mathrm{T}} \tag{9}$$

$$\boldsymbol{B}_h=[\,u_h(\omega_{11})\ u_h(\omega_{21})\ \cdots u_h(\omega_{r1})\ u_h(\omega_{12})\ u_h(\omega_{22})\ \cdots u_h(\omega_{r2})\ \cdots u_h(\omega_{1z})\ u_h(\omega_{2z})\ \cdots u_h(\omega_{rz})\,]^{\mathrm{T}} \tag{10}$$

式中 ω_{jl} 为不同转速不同阶次对应的频率，$\omega_{jl}=l\cdot R_j/60$，$l$ 表示阶次切片的数目（$l=1,2,\cdots,z$），R_j 表示第 j 个采样点的发动机转速（$j=1,2,\cdots,r$），单位为 min^{-1}。

反解出矩阵 $\boldsymbol{X}$ 中的参数 m_i、c_i 和 k_i，即得到悬置元件的动刚度系数 $K_i(\omega)$，将其代入式(1)即可求出 m 阶次的结构动载荷 $F_i(\omega)$。

1.2 声压级测试原理

为研究产生车内噪声的传递路径，需测量工况下车内噪声并记录指定时间内的声压级情况。依据国标 GB/T 18697—2002[14]，采用 A 计权声压级作为评价参数。平均 A 计权声压级 $L_{\mathrm{P,A}}$ 计算式为

$$L_{\mathrm{P,A}}=10\ \mathrm{lg}\left[\frac{1}{N}\sum_{s=1}^{N}10^{0.1(L_{\mathrm{P},s}+K_s)}\right] \tag{11}$$

式中：$L_{\mathrm{P},s}$ 为第 s 个测点处的频带声压级；K_s 为第 s 个测点处的 A 计权频带修正值；N 为测点总数。

2 多级 OPAX 模型构建

2.1 传递路径模型

动力总成与悬置系统通过橡胶悬置柔性连接，存在振动能量变化，设置为传递路径的能量拐点；副车架与动力总成下方的后悬置通过刚性连接，但副车架的主要用途之一是隔振与降噪，故也将此处作为路径的能量拐点；动力总成与排气歧管连接的传递路径中，整个排气系统管道均通过法兰刚性连接，无能量变化，但排气系统与车架通过排气吊耳柔性连接，存在能量变化，故将此处设为该路径的能量拐点。

根据上述能量拐点的设置，建立由动力总成激励产生的两条多级传递路径，如图 1 所示。

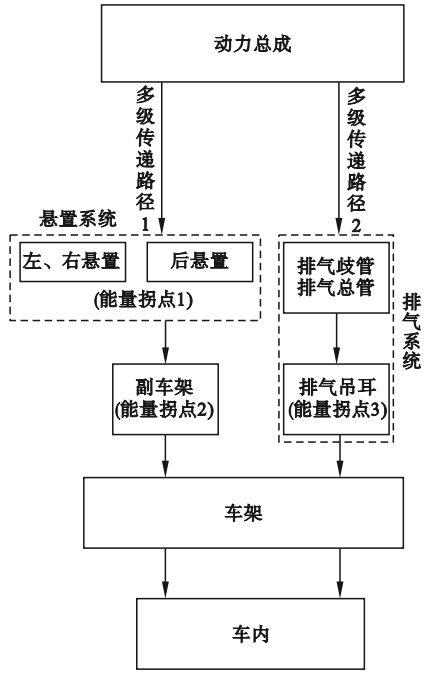


图 1 传递路径图

Fig. 1 Transfer path diagram

2.2 数据采集

数据采集对象为国产某型号 SUV，其采用横置 4 缸 4 冲程汽油机，最大扭矩 186 N·m，发动机

怠速转速为 800 r/min。设置为发动机由怠速至 4 000 r/min的定值匀加速工况,加速度保持在 1 m/s^2。动力总成通过三点橡胶悬置支撑,其中左右悬置的结构形式为方块形橡胶悬置,长 83.5 mm、宽 49 mm,后悬置为较常见的八字型衬套型橡胶悬置,直径 45 mm,后悬置与副车架通过全螺纹螺栓刚性连接,螺栓长 18 mm,排气总管与车架通过前后两处橡胶排气吊耳连接,吊耳长 61.5 mm、宽 50 mm。

按图 1 中两条多级路径分别进行噪声实验。实验所需仪器包括:西门子 LMS SCADAS 32 通道数采前端,采样频率大于 10 kHz;PCB 三向加速度传感器,灵敏度为 100 mV/g,分辨率为 0.000 1 g;GRAS 声学传感器,灵敏度为 14.5 mV/Pa。测量数据包括:驾驶员右耳侧目标点噪声、后排中间位置处额外指示点噪声以及路径振动拐点主被动端加速度和发动机转速。部分拐点处加速度传感器布置如图 2 所示。



图 2　部分拐点处加速度传感器布置

Fig. 2　Acceleration sensor distribution at some points

2.2.1　路径响应点处噪声信号

由于乘用车采用的发动机缸数、进气形式以及布置方式有所差异,故发动机在加速时的振动阶次及其对车内的噪声阶次影响均有所不同。因此,对每条多级路径进行贡献量分析前,需要确定影响车内噪声的主要阶次,以及在能量拐点处贡献量较大的振动阶次。

驾驶员右耳侧的噪声能量阶次组成如图 3 所示,可以看出,造成该车驾驶舱内噪声问题的能量阶次主要为 2 阶次。

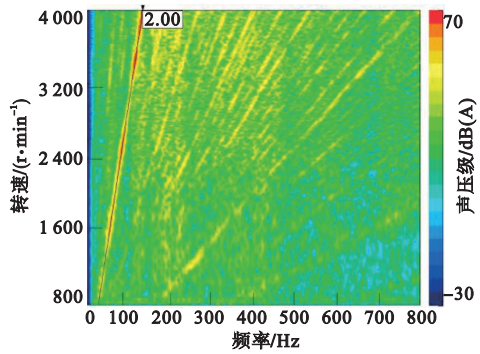


图 3　驾驶员右耳侧噪声能量阶次

Fig. 3　Noise energy level on driver's right ear

2.2.2　路径拐点处振动信号

路径拐点处振动信号包括橡胶悬置、副车架螺栓以及排气吊耳的主被动端振动加速度信号。图 4 为后悬置主被动端 *Y* 向振动能量阶次 colormap 图,对比图 4(a)和图 4(b)可以看出,由于悬置隔振,振动能量经过后悬置被动端 *Y* 向后明显减少,但峰值依然显著,该车动力总成 2 阶次载荷激励仍为主要贡献。通过振动信号处理可知,其他拐点处的主要激励同样由 2 阶次振动产生。

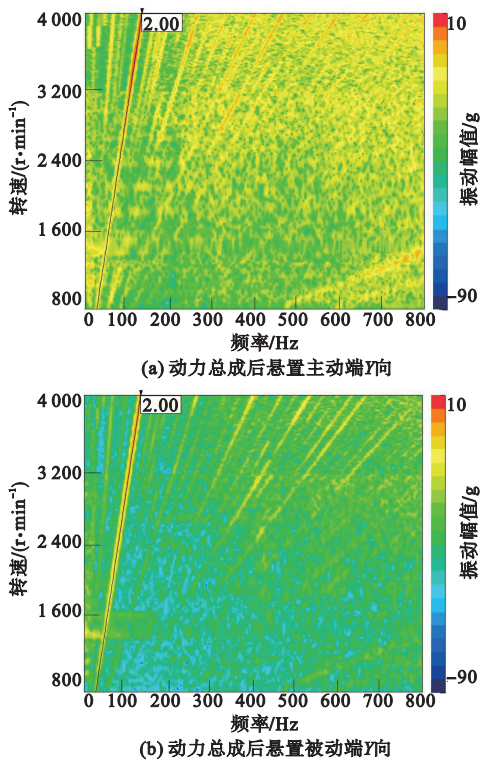


图 4　振动能量阶次 colormap 图

Fig. 4　Vibrational energy order colormap

2.3 多路径频响函数测试

应用 LMS Test Lab 中 Impact Testing 模块进行锤击法频响函数测试,获取式(4)中的频响函数 $H_{hi}(\omega)$。频响函数用来描述系统输入信号与输出信号之间的比值,是系统的固有特性,与系统本身有关,与激励、响应等外界因素无关。因此,在进行锤击法频响函数测试过程中,实验车辆保持静止状态。

频响函数的测试精度直接影响噪声贡献量的精度。工程上一般采用相干系数衡量测试精度,实验过程中相干系数越接近 1,说明获取的频响函数质量越高[15]。图 5 和图 6 分别为规划的两条多级传递路径中部分激励点到噪声目标点的频响函数曲线以及对应的相干曲线。可见,各测点在频率为 0 ~ 3 200 Hz 内的相干系数均值都在 0.9 以上(后悬置 Y 向为 0.95,后端排气吊耳 Y 向为 0.99),获取的频响函数质量较高,可以进行后续贡献量分析。

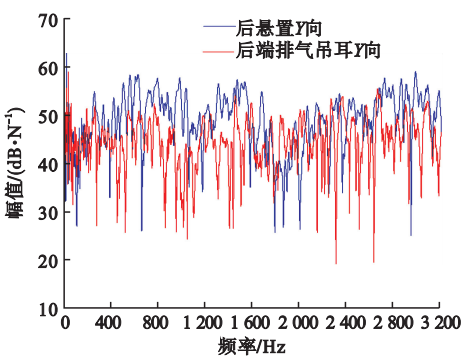


图 5 部分路径拐点到驾驶员右耳侧的频响函数

Fig. 5 Frequency response function from part of the path points to the driver's right ear side

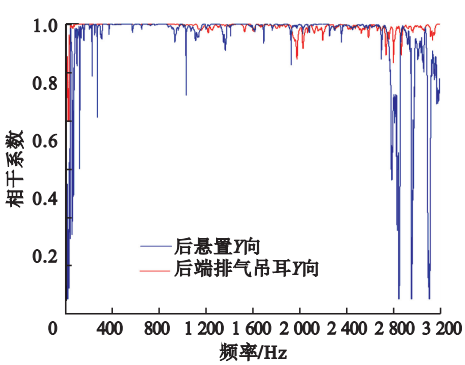


图 6 部分路径拐点到驾驶员右耳侧的相干曲线

Fig. 6 Coherence curves from part of the path points to the driver's right ear side

2.4 多路径结构动载荷识别

对动刚度参数化模型进行选择,在传递路径能量拐点处连接件为弹性元件,如橡胶悬置、排气吊耳,选择 SDOF 模型进行载荷识别,连接件处为刚性连接,如副车架螺栓处,选择 MB 载荷识别模型。为保证结构动载荷拟合识别成功,即所求动刚度的数量不能超过方程数量,通过 LMS Test Lab 软件中 OPAX 模块进行 SDOF 拟合时,将式(2)中 m_i 缩减为 0,此时动刚度模型方程未知数数量为 27 个,方程数量为 187 个,满足拟合要求。通过 MB 拟合时选择在 30 Hz 带宽进行动刚度求解。

动刚度识别后,将其代入式(1),得到能量通过各个拐点时的动载荷。振动能量通过后悬置拐点 X、Y、Z 方向时识别到的 2 阶次动载荷如图 7 所示,可以看出,相比其他方向,工况下后悬置 Y 方向在 3 500 ~ 4 000 r/min 附近载荷变化较大,峰值达到近 54 N。因此,后悬置 Y 方向是振动能量传递较大的一处路径拐点。

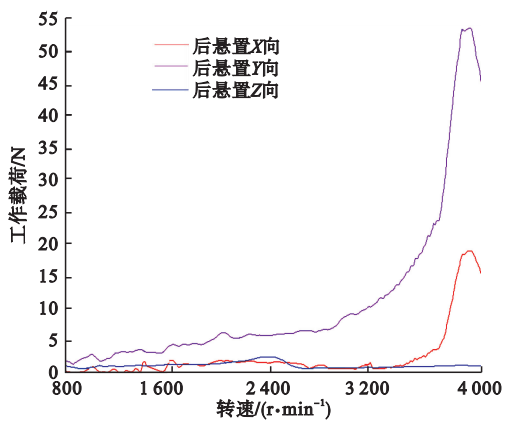


图 7 动力总成后悬置 2 阶次动载荷

Fig. 7 Second order dynamic load of the powertrain rear mount

3 车内噪声多路径传递分析

3.1 多级路径贡献量分析

得到两条多级传递路径中各拐点处的动载荷及频响函数后,根据式(4)计算全部拐点处 X、Y、Z 三向振动输入信号对车内噪声输出信号的贡献量,将各拐点处全部三向噪声贡献量分矢量进行合成,即可得到振动通过各个拐点处对车内噪声的拟合情况。

为将贡献量分析的计算结果简明可视化,从而快速评估关键传递路径,采用贡献图的方式显示振源通过两条路径对车内噪声的贡献量。

3.1.1　动力总成 – 悬置系统 – 副车架 – 驾驶室传递路径贡献量分析

根据 2.2.1 中对响应点处的阶次分析,重点关注 2 阶次下的噪声贡献量。悬置拐点对目标点噪声贡献量如图 8 所示,可见后悬置 Y 方向拐点在转速为 3 485 r/min 及 3 942 r/min 附近时对车内噪声的贡献量最大,此时车内噪声拟合声压达到 60.7 dB 及 63.5 dB。副车架拐点对目标点噪声贡献量如图 9 所示,可见左后副车架螺栓 Z 方向拐点在转速为 3 694 r/min 附近时对车内噪声贡献量最大,此时车内噪声拟合声压达到 53.2 dB。

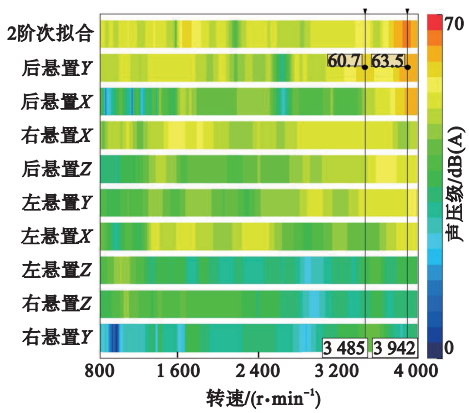


图 8　悬置拐点对目标点噪声贡献量

Fig. 8　Noise contribution of the suspension point to the target point

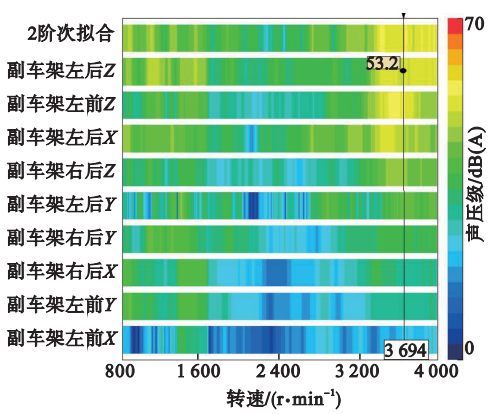


图 9　副车架拐点对目标点噪声贡献量

Fig. 9　Noise contribution of the subframe point to the target point

3.1.2　动力总成 – 排气吊耳 – 驾驶室传递路径贡献量分析

该传递路径中排气吊耳拐点对目标点的噪声贡献量如图 10 所示,可见排气吊耳 Y 向拐点在转速为 974、1 914 及 3 558 r/min 附近时对车内噪声贡献量较大,此时车内的噪声拟合声压分别达到 35.8、38.7 及 37.5 dB。

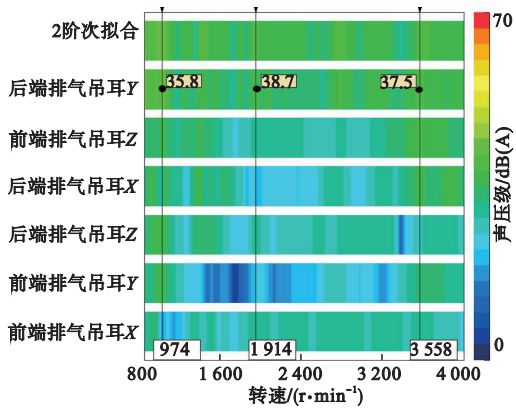


图 10　排气吊耳拐点对目标点噪声贡献量

Fig. 10　Noise contribution of exhaust lug point to the target point

3.2　不同传递路径对噪声的影响对比

将由动力总成开始、经过悬置系统与排气系统的两条传递路径各个方向的噪声贡献量进行叠加,得到 800 ~ 4 000 r/min 转速下振动能量分别经过两条路径时对目标点噪声的拟合值,并与噪声实测值进行对比,结果如图 11 所示。

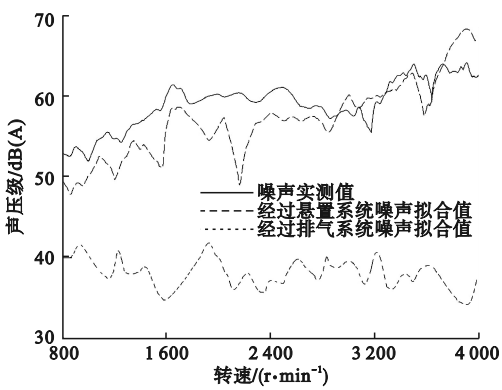


图 11　不同传递路径的车内噪声拟合值与实测值对比

Fig. 11　Comparison of fitted and measured values of interior noise in different transfer paths

由图 11 可见,相比于排气系统路径拐点,经过悬置路径拐点拟合得到的噪声值更接近车内噪声实测值,进一步验证了车内结构噪声产生的主要原因是动力总成振动经过悬置后传入车内。

4　结论

本文以某型号 SUV 为研究对象、OPAX 方法为研究手段,规划出两条多级传递路径,研究其对车内结构噪声的影响,得到以下结论。

1)阶次分析能更准确地定位噪声目标点与激

励源振动拐点处的异常阶次,可更有针对性地对多级传递路径进行分析。

2)在传递路径中设置的所有拐点中,振动能量通过后悬置拐点 Y 向时结构动载荷达到 54 N,拟合噪声达到 63.5 dB,该拐点对车内噪声的贡献量最大。

3)通过设置多条传递路径,并对各拐点的噪声贡献量进行分析对比,能够更有效地定位产生噪声问题的振动传递路径,为后续进行隔振优化提供依据。

参考文献(References):

[1] 郭荣,裘剡,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.
GUO R,QIU S,FANG H Q,et al. Advance in studying on transfer path analysis methods in frequency domain[J]. Journal of Vibration and Shock,2013,32(13):49 – 55. (in Chinese)

[2] 程栏,兰靛靛,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.
CHENG L,LAN D D,HUANG Y H. Transfer path analysis technology as solution to vehicle interior roaring noise[J]. Journal of Xiamen University of Technology,2018,26(1):14 – 18. (in Chinese)

[3] 郭世辉,刘振国,臧秀敏,等. 工况载荷下传递路径分析方法[J]. 噪声与振动控制,2016,36(2):104 – 107.
GUO S H,LIU Z G,ZANG X M,et al. Transfer path analysis under loading conditions[J]. Noise and Vibration Control,2016,36(2):104 – 107. (in Chinese)

[4] 李树华,陈克. 基于阶次和传递路径分析的电驱动总成对车内噪声影响[J]. 噪声与振动控制,2023,43(1):203 – 209.
LI S H,CHEN K. Analysis of influence of electric drive assembly on vehicle interior noise based on order and transfer path analysis[J]. Noise and Vibration Control,2023,43(1):203 – 209. (in Chinese)

[5] HUANG H B,WU J H,HUANG X R,et al. A novel interval analysis method to identify and reduce pure electric vehicle structure-borne noise[J]. Journal of Sound and Vibration,2020,475:115258.

[6] 莫愁,许辉勇. 基于逆子结构传递路径分析方法的汽车车内噪声整改[J]. 汽车零部件,2016(7):11 – 14.
MO C,XU H Y. Rectifying the interior noise of a car based on inverse sub-structuring transfer path analysis method[J]. Automobile Parts,2016(7):11 – 14. (in Chinese)

[7] 刘钢,王圣波,杨依,等. 基于悬置结构传递路径优化车内轰鸣声[J]. 机械设计与制造,2023(5):198 – 201.
LIU G,WANG S B,YANG Y,et al. Optimization of vehicle roar based on transfer path analysis of suspension structure[J]. Machinery Design & Manufacture,2023(5):198 – 201. (in Chinese)

[8] 唐公明,陈德博,耿磊,等. 基于车身悬置动刚度的车内降噪研究[J]. 汽车零部件,2023(4):42 – 45.
TANG G M,CHEN D B,GENG L,et al. Research on interior noise reduction based on dynamic stiffness of cab suspension[J]. Automobile Parts,2023(4):42 – 45. (in Chinese)

[9] FAN R P,SU Z Q,MENG G,et al. Application of sound intensity and partial coherence to identify interior noise sources on the high speed train[J]. Mechanical Systems and Signal Processing,2014,46(2):481 – 493.

[10] 赵薇. 机械振动传递路径系统传递性的研究与应用[D]. 沈阳:东北大学,2012.

[11] 陈克,杜充. 基于 OPAX 方法的车内噪声传递路径分析[J]. 沈阳理工大学学报,2019,38(5):56 – 60.
CHEN K,DU C. Transfer path analysis of interior noise based on OPAX method[J]. Journal of Shenyang Ligong University,2019,38(5):56 – 60. (in Chinese)

[12] MARX M,SHEN X,SOFFKER D. A data-driven online identification and control optimization approach applied to a hybrid electric powertrain system[J]. IFAC Proceedings Volumes,2012,45(2):153 – 158.

[13] 刘永,谷立臣,胡子凌. 阶次分析的非平稳工况瞬时转速波动提取方法[J]. 机械设计与制造,2022(8):88 – 90,94.
LIU Y,GU L C,HU Z L. The extraction method of the instantaneous speed fluctuation with the analysis of the order under non-stationary condition[J]. Machinery Design & Manufacture,2022(8):88 – 90,94. (in Chinese)

[14] 全国声学标准化技术委员会. GB/T 18697—2002 声学 汽车车内噪声测量方法[S]. 北京:中国标准出版社,2002.

[15] 赵玲玲,魏静,张爱强,等. 集成式动力总成振动噪声分析与主动控制研究[J]. 振动工程学报,2021,34(4):828 – 837.
ZHAO L L,WEI J,ZHANG A Q,et al. Vibro-acoustic analysis and active control of integrated powertrain systems[J]. Journal of Vibration Engineering,2021,34(4):828 – 837. (in Chinese)

(责任编辑:宋颖韬)