

工况传递路径法在路噪问题诊断中的应用

□ 宁波吉利汽车研究开发有限公司长兴分公司/吴叶彬

首先研究传递路径法的基本原理，并详细阐述工况传递路径方法（OPAX）的试验步骤及实施要求。针对某款轿车路噪大问题，通过应用工况传递路径的试验分析方法，高效地识别出各个激励源路径的贡献量，并通过设计针对性的优化方案，成功有效地降低了车辆路噪。

随着汽车工业的快速发展，近年来客户对于汽车行驶时的NVH性能（即Noise噪声、Vibration振动、Harshness舒适性）越来越关注，由此促使汽车工程师不断提升NVH相关技术研究。汽车是一个复杂的结构体，由很多零部件组成，并且各个零件有不同的连接方式，有刚性连接，也有弹性橡胶连接，因此导致车内的振动噪声现象都是由多个激励源经由多个传递路径的耦合影响抵达车内目标舒适点叠加形成的。为了更好地诊断排查车内振动噪声问题点，就要考虑分析汽车各个激励源及各个不同传递路径的贡献大小情况，有针对性地去排查解决NVH问题。传递路径分析方

法（即TPA:Transfer path analysis）是目前NVH技术领域较为常用且重要的NVH问题诊断方法。

传递路径分析方法不仅可以计算分析系统的响应，更重要的是可以通过测取的工况激励数据和相关传递函数，最后识别出对目标响应影响最大的激励源和传递路径贡献量，从而为下一步着重分析关键点问题给出方向和明确点。

传统传递路径分析方法在应用中主要有以下不足：进行单一传递路径测试时会因为边界约束条件的变化导致测试误差；另外需要应用间接后处理的方法测试激励源导致测量误差；测量程序复杂，还需要拆卸车辆主动端零件来测试传递函

数，需要较大的工作量。OPAX方法是LMS公司的Karl Janssens等人提出的，该方法基于参数建模对工况载荷进行识别，相比传统TPA方法更加便捷。

传递路径分析方法基本原理

1.传统TPA方法

使用传统的TPA进行汽车NVH问题研究时，一般将问题表示为“源—路径—目标响应”，通过计算每个激励源经由各条传递路径施加到目标位置上的响应，将这些响应叠加，可获得所有激励源通过所有路径传递到目标体上的总响应。

汽车作为一个复杂的结构体通常会受到 m 个激励力的作用，每个激励力有 $X/Y/Z$ 三个方向的分量，每一激励力又有 n 个传递路径，那么这个激励力分量和对应的某个传递路径就产生一个系统的目标响应分量。假设以车内噪声值作为系统目标响应，那么在线性系统的假设基础上，这个由结构载荷输入并通过各个传递路径产生的目标响应可以表示为

$$P_{mnk} = \sum H_{mnk}(\omega) \times F_{nk}(\omega)$$

式中， P_{mnk} 相当于接受体总响应， $H_{mnk}(\omega)$ 是传递函数（即“路径”）， $F_{nk}(\omega)$ 是激励力（即“源”）。

2.OPAX方法

传统TPA方法通常使用逆矩阵法求解工作载荷，为了准确精度还需要拆卸依附点主动端零件，耗时耗力。而OPAX方法在传统TPA方法基础上做了改进，该方法主要采用了参数化模型进行工况载荷识别，测试获取实际运行工况数据进行建模，同时试验获取各个路径传递函数数据。不需要拆卸车辆，在保证实验精度的同时缩短了工作周期，更具有应用灵活性。

OPAX方法试验步骤及实施

1.实际运行工况振动数据采集

首先所要采集的数据有目标点：车内前排和后排噪声；激励源：引起目标点的所有激励点的振动（包含主动端和被动端振动）；指示点：为了让OPAX试验更加准

确，最好是每个激励源点处附近再增加至少2个测点（即indicator指示点，增加的点越多越好，对试验结果精度更高）；参考点：考虑到汽车的激励源较多，可能在测试时不能一次性采集到全部数据，因此需要预留一个或几个参考点，用于分组进行测试；该参考点要保证每次都要参与测试获取数据。

2.系统频响函数测试

OPAX方法也需要测试系统的频响函数，但不需要拆车，这样相对于传统的TPA就可以缩短工作周期。所要获取的频响函数包含测试激励点处被动端的原点FRF以及该处到目标点的FRF，可以不需要测试被动端激励到主动端响应的频响函数。

3.OPAX参数化载荷识别模型的建立

应用OPAX方法建立分析模型，首先要计算出相关激励源工作载荷。OPAX方法中的载荷识别是利用试验采集的激励点振动响应数据建立参数化模型进行载荷识别，这种方法的优点在于所获取的振动数据都是相互独立解耦的，这样就使得复杂的问题简单化了。

运行工况所需要测试的数据包含有：目标点：车内前后排噪声；激励点：底盘各个依附点主动端的加速度 a_{ai} 和被动端的加速度 $a_{pi}(\omega)$ ；频响函数：激励点到目标点的频响函数 $H_{ki}(\omega)$ 。结构载荷 $F_i(\omega)$ 可以等式为各路径耦合点加速度信号的函数

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

式中， $K_i(\omega) = -m_i\omega^2 + jc_i\omega + k_i$ ； m_i ， c_i ， k_i 分别表示弹性元件的动质量、阻尼和静刚度； ω 为角速度； j 为虚数向量。

4.运行工况载荷计算

在整车系统中，某一传递路径对目标位置噪声的贡献量 y_{ki} 可以表示： $y_{ki}(\omega) = H_{ki}(\omega)F_i(\omega)$ ；式中： $H_{ki}(\omega)$ 为传递路径 i 上的频响函数； $F_i(\omega)$ 为传递路径 i 上的激励力；而汽车作为一个复杂的结构体具有 n 条传递路径，由此可定义车内目标点的总响应是所有传递路径的影响叠加：

$$y_k(\omega) = \sum_{i=1}^n H_{ki}(\omega)F_i(\omega)$$

以上可知，激励力和各路径频响函数是分析的输入参数，因此进行路径贡献量分析的主要工作是工作载荷和频响函数的获取。在分析结构载荷路径贡献量时，可引入待定参数 m_i 、 c_i 、 k_i 的估计值，将估计值带入公式 $K_i(\omega) = -m_i\omega^2 + jc_i\omega + k_i$ 进行综合计算；就可以得到弹性元件的动刚度，进而求得结构载荷。

5.传递路径贡献量分析

最后是计算各传递路径的贡献量，并对主要贡献量的传递路径进行激

励载荷以及路径传递函数分析。运行工况识别后，每个目标点的路径贡献量可以通过被动端载荷乘以响应路径的载荷所得。结合上述得每条传递路径在目标点的贡献量：

$$y_{ki}(\omega) = H_{ki}(\omega)F_i(\omega) = H_{ki}(\omega)(-m_i\omega^2 + jc_i\omega + k_i) \frac{a_{ai}(\omega) - a_{pi}(\omega)}{-\omega^2}$$

根据上述计算得出的传递路径贡献量可以得出针对性的优化改进方向。

OPAX实例应用

汽车在道路上行驶时，路面会对轮胎产生激励，该激励会通过底盘悬架各个连接点传递到车内驾驶员耳旁，由此产生的低频路噪的传递路径复杂，影响因素较多。针对这种较复杂的路噪问题，应用OPAX方法可以快速有效地分析出各个传递路径对车内噪声的贡献量，为路噪分析诊断提供依据。本文以某轿车车型在粗糙路面行驶时的车内轰鸣声问题排查为案例，结合LMS公司的OPAX软件模块，详细讲述OPAX方法在路噪问题诊断中的应用。

1.实际运行工况数据获取

路噪问题包含有低频结构声和低频空气声；由于主观评价抱怨的是结构相关的低频带隆隆声，因此可以简化诊断分析要求，不考虑高频声，只分析低频结构声。一般汽车低频路噪的激励源主要来源于底盘轮胎，该车型的前悬架为麦弗逊式，后悬架为单纵臂扭力梁式。经过逐一系统细化可得到主要的路噪激励源处的连接点有：前悬系统：左右前减振器、左右前摆臂（摆臂前端连接点）、左右后摆臂（摆臂后端连接点）；后悬系统：左右后减振器、左右后弹簧、左右后扭力梁连接点等。结构振动传递路径模型图如图1所示。

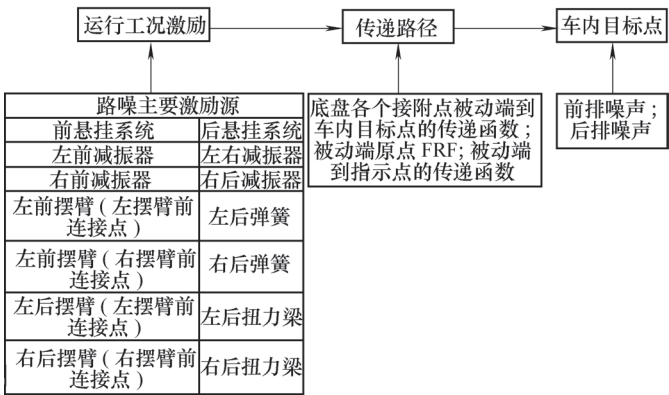


图1 结构振动传递路径模型

根据图1完成所有测点的数据采集，车辆试验工况是匀速60km/h，道路是粗糙沥青路面。

分析所测试的车内噪声频谱图得出，路噪的问题主要是后排120~135Hz频带噪声有较大峰值，对应主观评价隆隆声感觉较明显且无法接受，需要诊断优化。

2.传递函数的测量

根据图1完成各个传递函数的测量，主要是测试底盘各个激励接附点处被动端的原点FRF以及该处到目标点的FRF，还有测试被动端到各个参考点的频响函数。

3.工作载荷识别及传递路径贡献量分析

完成上述步骤之后，即可把数据导入LMS软件的OPAX模块进行载荷识别和贡献量分析。OPAX分析第一步先做互谱处理，互谱需要噪声和振动都为同样的参考点，那么就要求每次测试必须留点不能移动保持每次都测试到，这个留下的点就可以作为参考点使用。务必注意，采集数据时振动和噪声必须设置为同样的采集频带，否则互谱不能处理。另外注意频响函数测试的采集频带和分辨率必须跟实际工况数据一样。第二步将互谱处理出来的数据全部导入input，进行PCA处理，最后使用PCA的reference spectral 的数据（PRCM:0001:S）导入TPA模块进行载荷识别以及各个传递路径贡献量分析。选取后排噪声作为目标点分析问题频率125Hz的传递路径贡献量，计算结果如图2所示。

从图2可以看出，底盘接附点

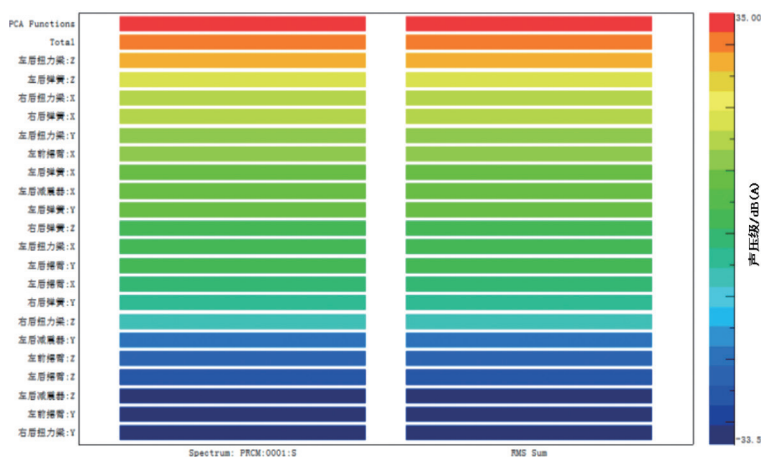


图2 OPAX分析结果传递路径贡献

左后扭力梁Z向振动是影响后排125Hz噪声最主要的路径，需要着重对该路径进行深入分析及优化方案处理。

4. 传递函数和激励力相关性分析

图3是左/右后扭力梁这两处接附点位置的传递函数和激励力（工作载荷）的相关性分析。

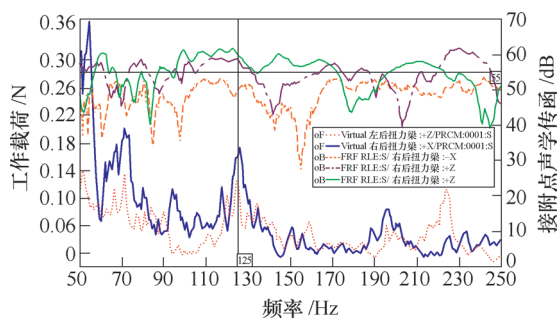


图3 传递函数和工作载荷相关性分析

从图3可以看出，在125Hz问题频率下：左/右后扭力梁的激励载荷大（Z向和X向），X向主要是载荷的问题，而左后扭力梁Z向的后排NTF也超标，因此耦合了路径影响。后续的改进方向既要考虑降低该处的激励力，同时也要优化该处的传递函数，这样才更有助于路噪的优化。

5. 方案措施验证

经过分析，从降低后扭力梁处的激励进行优化。优化的思路是提高该处衬套橡胶的隔振性能，具体方案是将原状态衬套空心位置水平安装（Y向）更改为图4所示垂直安装状态，有助于提高衬套的隔振率。

图5所示是优化方案结果对比。可以看出，将后扭力梁衬套空心

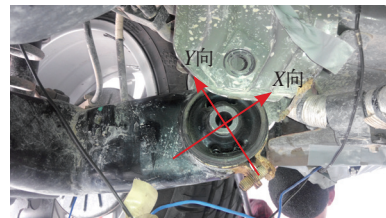


图4 后桥衬套安装角度调整优化方案

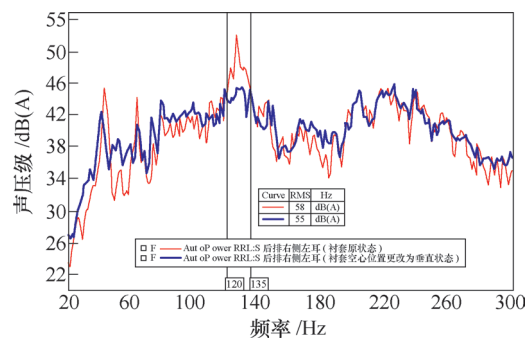


图5 优化方案结果对比

位置安装角度调整为垂直状态后，车内后排噪声问题频带120~135Hz的RMS值降低约有3dB(A)，问题频带噪声峰值由52dB(A)降低到约46dB(A)，车内路噪优化效果明显。由此说明，OPAX方法对路噪的问题诊断起到有效作用。

结语

以某轿车在粗糙路面行驶时的车内隆隆声问题排查为案例，结合LMS公司的OPAX软件模块，详细分析了OPAX方法在路噪问题分析诊断中的应用。分析结果表明，通过工况传递路径分析方法可以高效地识别出复杂结构系统的激励源及传递路径对车内目标点的主次影响，从而为具体的设计修改指明方向，有针对性地做出优化方案，缩短研究分析周期，具有重要的工程应用价值。 **AUTO1950**