

# 基于传递路径的整车底板振动优化方法\*

刘雪莱<sup>1,2</sup>, 赵阳阳<sup>1</sup>, 王东<sup>1</sup>

(1. 上海汽车集团股份有限公司技术中心 上海, 201804)

(2. 华南理工大学机械与汽车工程学院 广州, 510640)

**摘要** 针对搭载软连接副车架车型在加速时产生的底板振动开展研究。首先,通过整车试验定位引起该问题的激励源;其次,基于扩展工况传递路径分析方法对动力总成与底板间的各条路径对振动的贡献量进行分析,并结合模态试验结果,识别出引起振动的主要路径和关键部件;然后,建立包含动力总成和副车架的 12 自由度模型,仿真得到单位激励条件下关键路径衬套的支反力;最后,以降低支反力为目标对副车架与车身连接衬套的刚度进行优化设计,并进行了整车试验验证。结果表明:动力总成激励与副车架刚体模态耦合引起了副车架共振及底板振动,副车架与车身连接的两个后衬套是振动传递的关键路径,优化后实车底板振动峰值下降超过 30%。

**关键词** 传递路径分析;底板振动;动力学建模;系统优化;扩展工况传递路径分析

**中图分类号** TH113;TB53

## 引言

传递路径分析 (transfer path analysis, 简称 TPA) 作为广泛用于车辆系统振动噪声分析的方法<sup>[1]</sup>, 可以对引起车内振动噪声 (noise vibration and harshness, 简称 NVH) 问题进行有效的路径分解, 识别出引起整车振动噪声的激励源和关键部件, 进行有针对性的改进和优化<sup>[2]</sup>。经典的 TPA 方法精度较高, 数据稳定性好<sup>[3]</sup>, 但是需要进行大量的传递函数测试, 因此周期长、成本高, 工程运用推广较为困难。为了解决这一问题, 快速 TPA、多级 TPA 等方法应运而生, 但都无法对试验所需资源和周期有实质性的减少<sup>[4]</sup>。为了克服传统 TPA 的弊端, 研究人员提出了基于工况的传递路径分析 (operational TPA, 简称 OPA) 方法<sup>[5]</sup>, 通过奇异值分解计算各条路径对目标振动的贡献量。该方法不需要通过测试传递函数建立响应矩阵, 仅需要实际工况下的数据即可完成, 周期短、效率高, 但整体计算精度较低, 路径间存在耦合时容易出现贡献量丢失的现象<sup>[6]</sup>。

与前 2 种方法不同, 扩展工况传递路径分析 (operational-X TPA, 简称 OPAX) 方法<sup>[7]</sup> 在计算精度与资源效率间进行了较好的折中, 以实测工况数据为主加上少量的传递函数测试, 通过等效的集总参数化模型识别出较为精确的工况载荷和各条路径的贡献量。同时, 该方法可以实现弹性连接原件的动刚度快速计算<sup>[8]</sup>。传递路径分析方法发展了数十

年, 各类方法不断迭代优化, 工程中的实际运用越来越广泛<sup>[9]</sup>。

动力总成作为汽车的动力输出部件, 由于本身的燃烧不平衡特性以及变速箱内齿轮啮合特性, 是整车 NVH 问题最主要的振动源之一, 通过悬置、进排气系统及传动轴等部件将振动传递到车内。研究人员通过经典 TPA 的方法, 建立了从动力总成到车内的传递路径模型, 通过台架试验<sup>[10]</sup>和实车试验<sup>[11]</sup>识别出动力总成的激励载荷以及传递动力总成振动的关键路径。基于识别出的载荷和路径进行关键部件结构或刚度的优化, 从而实现 NVH 问题的改善<sup>[12]</sup>。相类似的研究方法也运用在纯电动汽车中<sup>[13]</sup>。OPA 方法由于其较高的效率, 工程中也运用于快速识别动力总成载荷传递的情况<sup>[14]</sup>。为了提升计算精度, 在进行传函计算时, 往往要对信号进行奇异值分析和主惯量分解<sup>[15]</sup>以减少噪声信号对结果的影响。Landweber 迭代法也被运用于多个激励源的解耦分析, 以提升 OPA 方法的稳定性<sup>[16]</sup>。这些方法也能有效地分析动力总成到车身的各条路径对车内噪声的贡献量<sup>[17]</sup>。OPAX 方法目前在工程中的运用相对较少, 主要用于悬置、衬套等元件的刚度识别和载荷分析<sup>[2,8,18]</sup>。从上述研究可以看出, 当传递路径分析迭代优化出全新的方法后, 都会被用来分析动力总成对车内引起的振动噪声问题, 但研究的重点主要集中在悬置系统中。随着汽车对 NVH 性能要求的逐渐提高, 与悬置连接的副车架也通过橡胶衬

\* 上海汽车集团股份有限公司技术中心研发资助项目  
收稿日期: 2021-10-13; 修回日期: 2021-12-11

套与车身软连接以降低车内振动,而这一设计使得传递路径系统更加复杂。

笔者针对整车加速过程中底板抖动问题开展研究,建立了包含悬置、副车架衬套在内的整车OPAX模型,利用建立的模型识别出路径中所有橡胶弹性元件的动刚度,计算出工况下各条路径传递的载荷和对底板振动的贡献量,找出引起问题的原因和关键零件。基于分析结果,建立包含动力总成和副车架的动力学模型,以衬套支反力最低为目标对关键路径上的衬套刚度进行优化,并通过整车试验验证了优化效果。

## 1 OPAX模型的建立

### 1.1 实车问题

某款MPV车型(搭载4缸机、2.0T+8AT动力总成)在5挡50%节气门开度工况下,驾驶室底板存在明显整车 $x$ 向振动。整车坐标系定义如下: $x$ 轴水平向整车行驶后方; $z$ 轴垂直向上; $y$ 轴根据右手定则确认<sup>[19]</sup>。加速工况地板 $x$ 向振动信号如图1所示。当发动机转速在2 000~2 400 r/min区间时,底板的前排和中排振动明显加剧,振动总能量(overall,简称OA)值突起,2阶激励能量分布与OA值一致,说明此处的振动激励源主要是动力总成的2阶激励载荷。工程中结合主、客观结果认为,2阶激励引起的底板振动小于0.15g属于正常可接受范围。由图可以看出:振动峰值在2 050和2 300 r/min处,峰值均超过0.15g;随着转速上升到2 400 r/min,振动幅值降低到0.15g以下,恢复到正常水平。

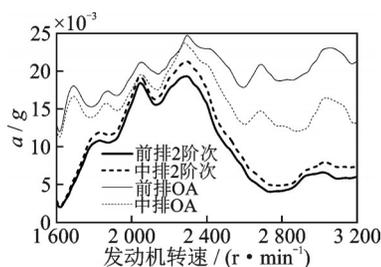


图1 加速工况地板 $x$ 向振动信号

Fig.1 Floor vibration signal of  $x$ -direction under acceleration condition

解决该问题需要分析出各条路径对底板振动的贡献量,找出传递振动的关键路径以及关键零件,提出针对性的优化方案。

### 1.2 模型建立

由图1可知,底板振动的转速范围为2 000~

2 400 r/min,对应2阶激励频率为67~80 Hz。在这个频率范围,振动主要是通过结构件传递到车内,在建模时主要考虑结构传递路径。

问题车辆动力总成是通过发动机悬置、变速箱悬置与车身连接,并通过一个下拉杆与副车架连接。为了改善整车NVH品质,提升副车架的隔振能力,通过4个衬套连接副车架与车身。整车传递路径及响应点如图2所示。

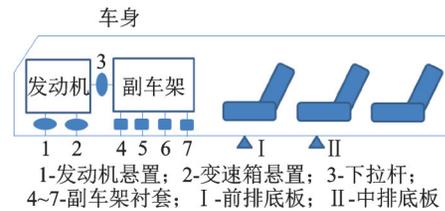


图2 整车传递路径及响应点

Fig.2 Transmission path and response point for vehicle

基于“激励源-传递路径-目标响应点”的简化分析模型,假设从动力总成一共有 $n$ 条路径传递振动到车内,则到车内第 $q$ 个响应点<sup>[2]</sup>有

$$y_q(\omega) = \sum_{j=1}^n G_{qj}(\omega) F_{qj}(\omega) \quad (1)$$

其中: $y_q(\omega)$ 为第 $q$ 个响应点的振动量; $G_{qj}(\omega)$ , $F_{qj}(\omega)$ 分别为第 $j$ 条路径到第 $q$ 个响应点的传递函数(frequency response function,简称FRF)和第 $j$ 条路径的实际工况载荷; $\omega$ 为动力总成的激励频率。

弹性元件(悬置、衬套)的主要材料都是天然橡胶,其自身动刚度远低于主、被动侧的金属件。建立“刚度-阻尼-质量”模型对动刚度进行等效<sup>[6]</sup>,即

$$K_j(\omega) = -m_j\omega^2 + jc_j\omega + k_j \quad (2)$$

其中: $K_j(\omega)$ 为第 $j$ 条路径弹性元件的动刚度; $m_j, c_j, k_j$ 分别为弹性元件的等效质量、阻尼和刚度。

基于弹性元件动刚度法求解载荷的原理<sup>[11]</sup>,结合式(1)、式(2)可知,第 $q$ 个响应点的振动量为

$$y_q(\omega) = \sum_{j=1}^n G_{qj}(\omega) (-m_j\omega^2 + jc_j\omega + k_j) \times \frac{a_{aj}(\omega) - a_{pj}(\omega)}{-\omega^2} \quad (3)$$

其中: $a_{aj}(\omega), a_{pj}(\omega)$ 分别为弹性元件主、被动侧的振动加速度。

在实际计算过程中,对不同转速、不同阶次下采集到的响应点的响应值以及弹性元件的主、被动侧振动加速度进行分析,利用最小二乘法拟合出所有弹性元件的“刚度-阻尼-质量”模型参数<sup>[10]</sup>,进而实现刚度的识别以及各路径贡献量的分析。

每个悬置或衬套在空间中都包含 $x, y, z$ 这3个振动传递方向,此处坐标方向与整车坐标系方向相

同<sup>[11]</sup>。动力总成通过 2 个悬置和 4 个副车架衬套将振动传递到底板,共计  $6 \times 3 = 18$  条路径。所有路径均为橡胶元件连接,具体的工况载荷均可由式(2)计算得到。目标响应点选择主观评估存在抱怨的底板前排和中排,建立的 OPAX 传递路径模型如图 3 所示。

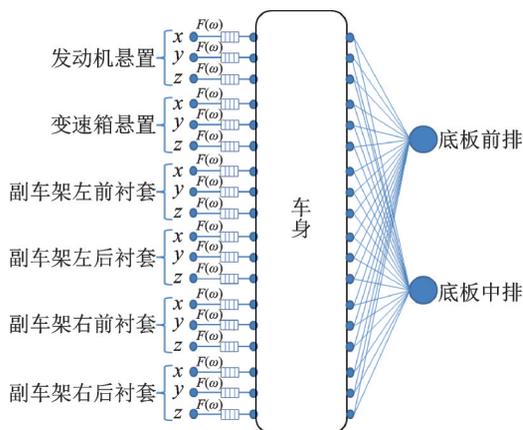


Fig.3 OPAX transfer path model

## 2 实车试验及结果分析

### 2.1 试验数据采集

为了识别出各条路径的悬置、衬套动刚度以及计算出对底板振动的贡献量,需要进行的试验有:①各条路径到车内响应点的频响函数;②运行工况下各路径和响应点数据。

在测量各路径到响应点频响函数时,要拆除动力总成以及副车架。2 个悬置仅保留与车身纵梁连接的金属外壳,4 个衬套仅保留内管以及与车辆连接的螺栓。在响应点布置加速度传感器,采用力锤逐个敲击悬置的金属外壳和衬套内管,敲击点尽可能靠近悬置、衬套的弹性中心点。

传递函数结果如图 4 所示,是所有  $x$  向路径点到前、后排响应点  $x$  向的 FRF,数值越大表明单位力引起的响应越大。由图可以看出:前、后排底板对副车架左前、左后及右后衬套  $x$  向激励最敏感;所有路径的 FRF 值在 67~80 Hz 范围内都低于目标值。

在底板振动响应点以及各传递路径的悬置和衬套的主、被动侧布置加速度传感器,采集不同节气门开度条件和车辆整个加速过程中各位置的振动加速度信号。加速度传感器布置如图 5 所示,加速工况副车架左后衬套  $x$  向振动如图 6 所示。

### 2.2 载荷识别及贡献量分析

利用上节试验得到的结果进行计算,得到各条

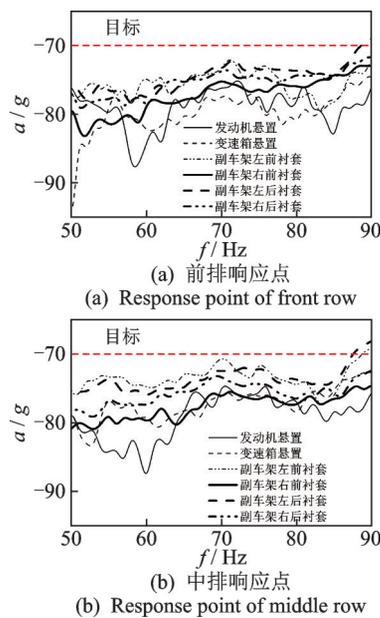


图 4 传递函数结果

Fig.4 Test result of FRF



图 5 加速度传感器布置

Fig.5 Acceleration sensor arrangement

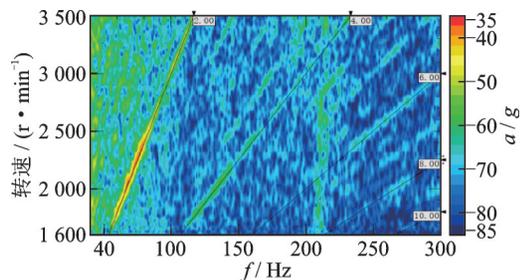


图 6 加速工况副车架左后衬套  $x$  向振动

Fig.6 Vibration of rear left bush of subframe in  $x$  direction under acceleration condition

传递路径的载荷、贡献量以及弹性元件的动刚度。通过式(1)仿真得到底板 2 阶振动量,加速工况地板  $x$  向 2 阶振动对比如图 7 所示。由图可以看出,仿真结果与试验结果一致性较好,2 050 和 2 300 r/min 两处峰值误差分别为 0.2% 和 4.1%。

为了验证模型的准确性,对副车架衬套进行动刚度试验,并与通过 OPAX 方法计算出的衬套刚度进行对比,副车架左后衬套  $z$  向动刚度如图 8 所示。

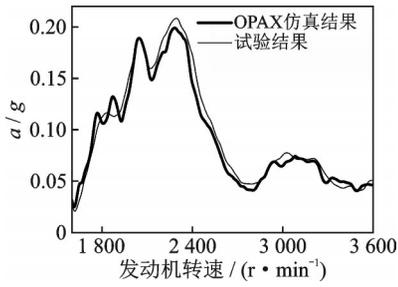


图 7 加速工况地板  $x$  向 2 阶振动对比

Fig.7 Comparison of 2-order vibration of floor in  $x$  direction under acceleration condition

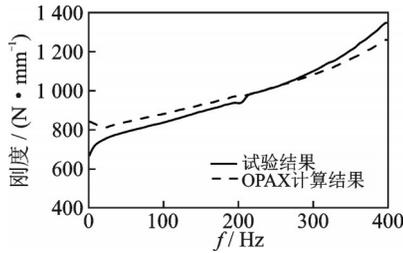


图 8 副车架左后衬套  $z$  向动刚度

Fig.8 Dynamic stiffness in  $z$  direction of left rear bush

在 50~400 Hz 范围内,衬套刚度计算值与试验值误差都在 5% 以内,验证了模型的准确性。

地板振动主要是由于  $x$  向路径引起,  $y$  和  $z$  向路径贡献量较小。各路径  $x$  向对底板中排振动贡献量如图 9 所示,各路径  $x$  向峰值处载荷如图 10 所示,副车架左、右后衬套  $x$  向载荷如图 11 所示。2 050 和 2 300 r/min 两处问题转速振动贡献量最大的路径均为副车架的左、右后衬套。2 050 r/min 处左后衬套的  $x$  向路径贡献量超过 20%, 2 300 r/min 处右后衬套  $x$  向路径贡献量达到 30%。

由式(1)可知,贡献量是由载荷和 FRF 乘积决定的。所有路径的 FRF 均未超过设计目标值,表明地板的振动主要是由于路径传递载荷过大所引起。由图 10, 11 可以看出:副车架的左、右后衬套载荷明显大于其余路径,与贡献量结果一致;在问题转速附近,这 2 条路径载荷达到了 50 N,而在其余转速范围的载荷均低于 20 N;车辆  $x$  向地板振动是由于副车架的左、右后衬套载荷过大所引起。

对副车架进行模态试验,在副车架框架上布置 10 个加速度传感器,并用激振器激励副车架与下拉杆悬置的连接点,激励得到的副车架 FRF 总和以及识别出的副车架模态结果分别如图 12 及表 1 所示。副车架在 67.5 和 80.1 Hz 存在 2 阶阵型  $x$  向平动的刚体模态,与问题转速对应的发动机 2 阶激励频率相对应。副车架和衬套系统的刚体模态是引起路径载荷过大的原因。

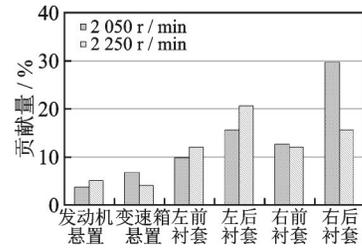


图 9 各路径  $x$  向对底板中排振动贡献量

Fig.9 Contribution of each path to vibration of middle row of floor at  $x$ -direction

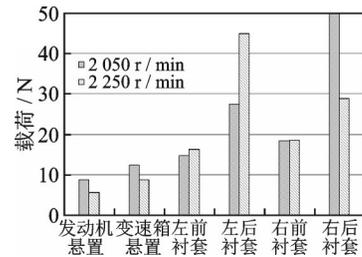


图 10 各路径  $x$  向峰值处载荷

Fig.10 Load peak value of each path at  $x$ -direction

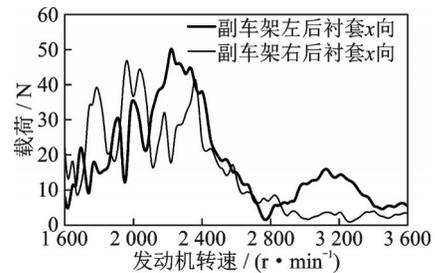


图 11 副车架左、右后衬套  $x$  向载荷

Fig.11  $x$ -direction load of left and right rear bushing of subframe

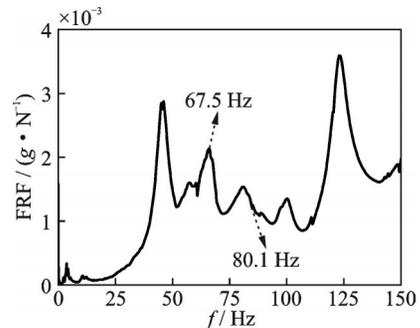


图 12 副车架 FRF 总和

Fig.12 FRF sum of subframe

表 1 副车架模态结果

Tab.1 Modal results of subframe

阶次	$f/\text{Hz}$	振型	阶次	$f/\text{Hz}$	振型
1	45.4	$z$ 向平动	4	80.1	$x$ 向平动
2	56.7	$x$ 轴转动	5	100.2	$z$ 轴转动
3	67.5	$x$ 向平动 + $y$ 轴转动	6	123.4	1 阶垂弯

### 3 底板振动优化

副车架的刚体模态由副车架本身质量、惯量及连接衬套的刚度决定。由于副车架设计空间、结构材料等很难更改,因此通过搭建动力学模型,对衬套刚度进行优化,来实现对动力总成振动的衰减以及对底板振动的控制。

#### 3.1 12自由度动力学模型的建立

为了研究副车架衬套刚度对动力总成振动的控制影响,建立了考虑动力总成和副车架的12自由度动力学模型,如图13所示,模型中分别包含了动力总成、副车架的6个自由度。发动机悬置、变速箱悬置、副车架4个与车身连接的衬套接地,下系杆两端分别连接动力总成和副车架。分别在动力总成和副车架的质心建立坐标系  $O_e-x_e y_e z_e$  和  $O_s-x_s y_s z_s$ ,方向参考整车坐标系。

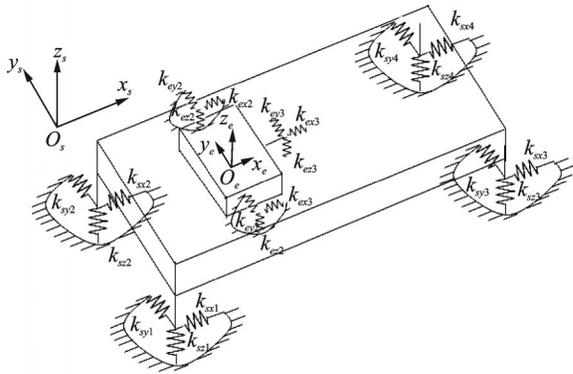


图13 12自由度动力学模型

Fig.13 12 degrees of freedom models

静平衡状态下动力总成以及副车架的3个平动、3个转动位移分别为:  $q_e^T = (x_e, y_e, z_e, \alpha_e, \beta_e, \gamma_e)$ ;  $q_s^T = (x_s, y_s, z_s, \alpha_s, \beta_s, \gamma_s)$ 。对于模型中第  $i$  个悬置和第  $j$  个衬套,在其局部坐标系  $O_{ei}-x_{ei} y_{ei} z_{ei}$ ,  $O_{sj}-x_{sj} y_{sj} z_{sj}$  的刚度、阻尼矩阵分别为  $k_{ei} = \text{diag}(k_{exi}, k_{eyi}, k_{ezi})$ ,  $k_{sj} = \text{diag}(k_{sxj}, k_{syj}, k_{szj})$  和  $c_{ei} = \text{diag}(c_{exi}, c_{eyi}, c_{ezi})$ ,  $c_{sj} = \text{diag}(c_{sxj}, c_{syj}, c_{szj})$ 。

基于坐标转换矩阵,建立在动力总成激励下各个悬置、衬套相对于发动机和副车架的相对位移量<sup>[20]</sup>。基于位移量计算结果,建立模型的动力学分析方程为

$$\begin{bmatrix} M_e & 0 \\ 0 & M_s \end{bmatrix} \ddot{q} + \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^3 c_{ei} E_{ei} & c_{e3} E_{s3} \\ 0 & \sum_{j=1}^4 c_{sj} E_{sj} \end{bmatrix} \dot{q} + \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^3 k_{ei} E_{ei} & k_{e3} E_{s3} \\ 0 & \sum_{j=1}^4 k_{sj} E_{sj} \end{bmatrix} q = F_e \quad (4)$$

其中:  $q^T = [q_e^T, q_s^T]$ ;  $M_e, M_s$  分别为动力总成和副车架的惯性质量矩阵<sup>[19]</sup>;  $F_e$  为发动机输出激励;  $E_{ei}, E_{sj}$  分别为第  $i$  个悬置和第  $j$  衬套的坐标转换矩阵<sup>[19]</sup>。

忽略系统阻尼,根据式(4)可以计算出动力学模型的系统模态,副车架模态仿真与试验结果对比如表2所示。可以看出,各阶模态频率计算与试验的一致性较好,误差均小于4%,验证了模型的准确性。

表2 副车架模态仿真与试验结果对比

Tab.2 Comparison of modal simulation and test results of subframe

阶次	f/Hz		误差/ %	阶次	f/Hz		误差/ %
	试验	仿真			试验	仿真	
1	45.4	45.1	0.9	4	80.1	81.5	1.7
2	56.7	56.5	0.4	5	100.2	101.5	1.3
3	67.5	64.9	3.8	6	123.4	—	—

#### 3.2 系统优化

利用所建立的模型研究衬套刚度对整个加速过程中底板振动的影响。在模型动力总成曲轴中心处施加绕  $y$  轴的单位扭矩扫频激励,计算整个扫频过程中副车架左后衬套的动刚度,其支反力仿真结果如图14所示。由图可以看出:在67.5和80.1 Hz这2个副车架刚体模态频率处,衬套  $x$  向和  $z$  向均出现峰值; $x$  向支反力明显大于  $z$  向支反力,这是由于两处模态频率对应的阵型均表现为  $x$  向平动。

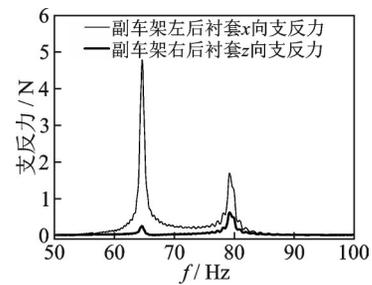


图14 副车架左后衬套支反力仿真结果

Fig.14 Simulation results of reaction force of left rear bush of subframe

考虑到发动机在常用转速条件下主阶次激励频率范围内(50~100 Hz),副车架存在至少2阶模态,以2个副车架后衬套  $x$  向2个模态频率处支反力最小为目标进行优化,则优化目标函数为

$$F(X) = \min(L_1 f_{zr1} + L_2 f_{zr2}) \quad (5)$$

其中:  $f_{zr1}, f_{zr2}$  为车架后衬套  $x$  向2个模态频率处支反力峰值;  $L_1, L_2$  为权重系数,本研究取  $L_1 = L_2 = 0.5$ 。

以副车架与车身相连的4个衬套的  $x$  向和  $z$  向

刚度为设计变量进行优化,即

$$X = \{k_{sr1} k_{sr2} k_{sr3} k_{sr4} k_{sz1} k_{sz2} k_{sz3} k_{sz4}\} \quad (6)$$

考虑到车辆左右受载平衡,2个前衬套之间和2个后衬套之间的三向刚度需要保持一致。此外,衬套 $x$ 向和 $z$ 向刚度分别承担着整车平顺性和支撑性,变化范围不能超过 $-30\% \sim 80\%$ ,因此优化模型的约束条件为

$$\begin{cases} k_{sr1} = k_{sr2} \\ k_{sr3} = k_{sr4} \\ k_{sz1} = k_{sz2} \\ k_{sz3} = k_{sz4} \end{cases} \quad (7)$$

其中: $0.7k_{sr1} \leq k_{sr1} \leq 1.8k_{sr1}$ ;  $0.7k_{sz1} \leq k_{sz1} \leq 1.8k_{sz1}$ 。

采用序列二次规划法对所建立的优化模型进行参数优化,优化前后设计参数对比见表3。优化前后副车架后衬套 $x$ 向支反力对比见图15。可以看出:优化后2个副车架刚体模态频率分别从67.5和80.1 Hz移动到了76.0和83.5 Hz;2个频率的支反力峰值分别下降了45.8%和17.1%,优化效果明显。

表3 优化前后设计参数对比

状态	$k_{sr1}$	$k_{sr3}$	$k_{sz1}$	$k_{sz3}$
优化前	970	2 400	615	910
优化后	1 164	2 650	1 045	1 602

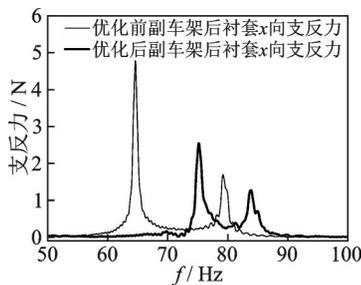


图15 优化前后副车架后衬套 $x$ 向支反力对比

Fig.15 Comparison of  $x$ -direction reaction force of rear bushing of subframe before and after optimization

### 3.3 实车验证

基于上一节的结果对衬套刚度进行改进并装车验证。优化前后加速工况地板 $x$ 向振动对比如图16所示。可以看出:与优化前相比,前排和中排振动峰值分别降低了32%和36%;驾驶员主观分析无抱怨;振动峰值转速移动到了2 320 r/min,对应发动机2阶激励频率为77.3 Hz,与仿真计算的频率

76 Hz误差仅为1.7%。仿真模型得到了进一步验证。

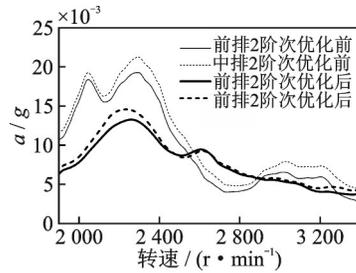


图16 优化前后加速工况地板 $x$ 向振动对比

Fig.16 Comparison of floor  $x$ -direction vibration under acceleration condition before and after optimization

## 4 结论

1) 针对车辆在加速时产生的地板振动开展研究,基于扩展工况传递路径分析方法,建立动力总成-副车架-车身OPAX分析模型,通过模型仿真得到的振动峰值以及衬套动刚度与试验的误差均在5%以内。

2) 引起2 050和2 300 r/min两处转速地板振动的关键路径是副车架与车身连接的左、右后衬套 $x$ 向。结合模态试验发现,副车架在67.5和80.1 Hz存在2阶阵型 $x$ 向平动的刚体模态,与问题转速对应的发动机2阶激励频率一致,使得在这两处转速下左、右后衬套 $x$ 向支反力过大,引起地板振动。

3) 建立包含动力总成、副车架以及衬套的12自由度动力学模型,通过对比模型计算及试验得到的模态频率,验证了模型的有效性。利用模型对衬套刚度进行优化并进行实车验证,结果表明,与优化前相比,前排和中排振动峰值分别降低了32%和36%,优化效果明显。

## 参 考 文 献

[1] WANG Z W, ZHU P. A system response prediction approach based on global transmissibilities and its relation with transfer path analysis methods[J]. Applied Acoustics, 2017, 123: 29-46.

[2] 陈剑,邓支强,曾维俊,等.基于扩展工况传递路径分析的驾驶室振动传递路径二级建模应用研究[J].振动与冲击, 2018, 37(3): 72-78, 90.

CHEN Jian, DENG Zhiqiang, ZENG Weijun, et al. Transfer path two-level modeling for cab vibration based on OPAX method [J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(3): 72-78, 90. (in Chinese)

[3] YE S, HOU L, ZHANG P, et al. Transfer path

- analysis and its application in low-frequency vibration reduction of steering wheel of a passenger vehicle [J]. *Applied Acoustics*, 2020, 157:107021.
- [4] 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 Rong, QIU Shan, FANG Huaiqing, 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)
- [5] SITTER G D, DEVRUENDT C, GUILLAUME P, et al. Operational transfer path analysis [J]. *Mechanical Systems & Signal Processing*, 2010, 24(2):416-431.
- [6] KLERK D D, OSSISOV A. Operational transfer path analysis: theory, guidelines and tire noise application [J]. *Mechanical Systems & Signal Processing*, 2010, 24(7):1950-1962.
- [7] JANSSENS K, GAIDATSY P, GIELEN L, et al. OPAX: a new transfer path analysis method based on parametric load models [J]. *Mechanical Systems & Signal Processing*, 2011, 25(4):1321-1338.
- [8] 莫愁, 陈吉清, 兰凤崇. 扩展工况传递路径分析方法改进 [J]. *振动与冲击*, 2015, 43(8):129-133, 173.  
MO Chou, CHEN Jiqing, LAN Fengchong. Improvement of operational-X transfer path analysis method [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2015, 43(8): 129-133, 173.(in Chinese)
- [9] SEIIS M V V D, KLERK D D, RIXEN D J. General framework for transfer path analysis: History, theory and classification of techniques [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2016(68/69): 217-244.
- [10] KLERK D D, RIXEN D J. Component transfer path analysis method with compensation for test bench dynamics [J]. *Mechanical Systems & Signal Processing*, 2010, 24(6):1693-1710.
- [11] QIN W, SHANGGUAN W B, LUO G H, et al. A method for estimating mount isolations of powertrain mounting systems [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2018, 426:278-295.
- [12] XIA E, CAO Z L, ZHU X W, et al. A modified dynamic stiffness calculation method of rubber isolator considering frequency, amplitude and preload dependency and its application in transfer path analysis of vehicle bodies [J]. *Applied Acoustics*, 2021, 175:454-463.
- [13] 王少华, 谭博欢, 张邦基, 等. 纯电动客车振动试验分析及动力总成隔振优化 [J]. *振动与冲击*, 2021, 40(1): 226-232.  
WANG Shaohua, TAN Bohuan, ZHANG Bangji, et al. Vibration test analysis and powertrain vibration isolation optimization of pure electric bus [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2021, 40(1):226-232.(in Chinese)
- [14] LEE D, LEE J W, DONG E U. Operational transfer path analysis based on deep neural network: numerical validation [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2020, 34(3):1023-1033.
- [15] CHENG W, BLAMAUD D, CHU Y, et al. Transfer path analysis and contribution evaluation using SVD- and PCA-based operational transfer path analysis [J]. *Shock and Vibration*, 2020, 2020:1-23.
- [16] CHENG W, ZHU Y, LU J B, et al. An accurate and reliable operational transfer path analysis for transfer path contribution evaluation based on Landweber iterative method [J]. *Measurement Science and Technology*, 2020, 31(2): 325-346.
- [17] LIU N N, SUN Y D, WANG Y S, et al. Mechanism of interior noise generation in high-speed vehicle based on anti-noise operational transfer path analysis [J]. *Journal of Automobile Engineering* 2021, 235 (1) : 273-287.
- [18] WANG Z W, ZHU P S, SHEN Y, et al. An improved OPAX method based on moving multi-band model [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 122: 321-341.
- [19] 刘晓昂, 上官文斌, 秦际宏, 等. 不同模型计算动力总成刚体模态方法 [J]. *振动、测试与诊断*, 2016, 36(2): 269-275.  
LIU Xiaolang, SHANGGUAN Wenbin, QIN Jihong, et al. Calculation of natural frequency for a powertrain using different models [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2016, 36 (2) : 269-275. (in Chinese)
- [20] 上官文斌, 方致远, 李利平, 等. 动力总成-副车架悬置系统的刚体模态和位移控制计算方法 [J]. *华南理工大学学报(自然科学版)*, 2021, 49(3):1-7.  
SHANGGUAN Wenbin, FANG Zhiyuan, LI Liping, et al. Calculation method for rigid mode and displacement control of powertrain-subframe mounting system [J]. *Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition)*, 2021, 49(3):1-7.(in Chinese)



**第一作者简介:**刘雪莱,男,1988年11月生,博士、高级工程师。主要研究方向为复杂弹性体非线性建模、整车NVH分析及载荷识别。曾发表《解耦液压悬置建模及时域仿真研究》(《振动与冲击》2021年第40卷第20期)等论文。  
E-mail: liuxuelaiaaaa@126.com