

DOI: 10.7652/xjtuxb201303024

应用传递路径分析方法对方向盘抖动贡献量的研究

侯锁军^{1,2}, 史文库¹, 毛阳¹

(1. 吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室, 130022, 长春; 2. 河南机电高等专科学校, 453000, 河南新乡)

摘要: 针对某国产样车存在的怠速时方向盘抖动的问题,采用传递路径分析方法寻找定位方向盘抖动的具体原因,将发动机 4 个悬置在 x 、 y 、 z 方向的振动作为路径输入端,以方向盘在 z 方向的振动作为目标点,建立了传递路径的分析模型。通过获取各条传递路径的传递函数来识别各输入端的工作载荷,计算了各条传递路径对方向盘抖动的贡献量,从而找出了发动机激励和悬置系统固有频率之间存在耦合的问题。根据弹性支撑系统的隔振要求,将发动机悬置系统固有频率设计为 18 Hz,不仅解决了样车存在的怠速时方向盘抖动的问题,而且表明了用于车内振动分析的传递路径方法的正确性和有效性。

关键词: 传递路径分析; 方向盘; 贡献量; 悬置

中图分类号: U461.4 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)03-0132-05

Vehicle Steering Wheel Wobbling Contribution Investigation by Transfer Path Analysis

HOU Suojun^{1,2}, SHI Wenku¹, MAO Yang¹

(1. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130022, China;
2. Henan Mechanical and Electrical Engineering College, Xinxiang, Henan 453000, China)

Abstract: For the steering wheel wobbling at idle speed in a vehicle, the theory and modeling process of transfer path analysis (TPA) were first introduced in details. To localize the source of the problem, a 12×1 TPA model was constructed with x , y and z direction vibration of four engine mounts as the path input, and wheel vibration in z direction as a target. After obtaining the transfer function and working loads, the contribution of every transfer path was computed, and the coupling between the engine excitation and the mounting system was identified as the root of the problem, the stiffness of engine mount was then redesigned following the vibration isolation requirement of elastically supported system. The result verifies the convenience of TPA for vehicle vibration diagnosis.

Keywords: transfer path analysis; steering wheel; contribution; moun

在整车开发过程中,汽车振动、噪声和声振粗糙度的性能(NVH)是评价车辆的重要指标。车辆行驶过程中受到各种振动或噪声的激励,每一种激励都通过不同的路径传递到多个响应点并最终叠加,从而引起整车的振动或噪声问题,为了有效地改善

振动噪声的问题,需要对引起问题的主要传递路径进行识别和改进^[1-3]。本文采用传递路径分析(TPA)来识别系统中占主导作用的声-振传递路径,通过控制振源或改进这些传递路径,来达到控制整车振动与噪声的目的^[4-5]。

在某国产样车的开发过程中,当怠速为 800 r/min 时由发动机系统引起方向盘抖动剧烈,严重影响了驾驶员的驾驶舒适性,为找出具体原因,根据 TPA 理论,将发动机 4 个悬置在 x 、 y 、 z 方向的振动作为路径输入端,以方向盘在 z 方向的振动作为目标点,建立了 12×1 的传递路径分析模型,通过传递函数及工作载荷计算了各传递路径对方向盘振动的贡献量。由传递路径贡献量分布图和方向盘频谱图,分析了频率为 27 Hz 时方向盘振动出现的峰值,此时对方向盘振动贡献量最大的部位是发动机左、右前悬置,通过重新设计发动机悬置系统的固有频率,使方向盘抖动的问题得到了解决。

1 传递路径分析原理与建模

1.1 传递路径分析原理

振动与噪声是一种能量的传递,主要是从系统的主动端(产生工作载荷激励)开始,沿着物理连接或通过空气进行传播,最终到达系统的被动端(产生振动或噪声响应)。系统被动端的振动与噪声响应是所有传递路径贡献量的总和,每一条传递路径贡献量都与一个独立的传递路径及载荷有关,TPA 的主要目的就是研究能量的传递过程,如图 1 所示。

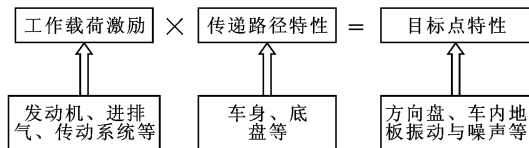
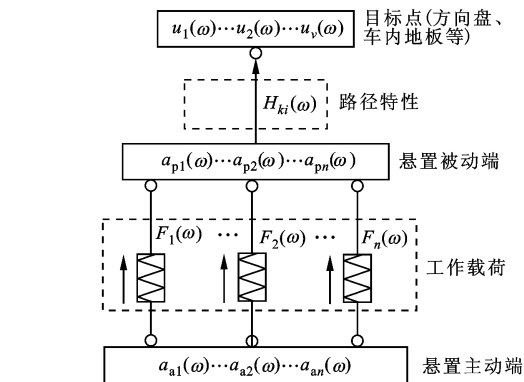


图1 传递路径分析方法的原理图

1.2 TPA 建模理论

如图 2 所示,以发动机悬置主动端到车内方向盘或车内地板的振动系统为例,介绍了传递路径的



$a_{ai}(\omega)$ ($i=1,2,\dots,n$): 悬置主动端的加速度; $a_{pi}(\omega)$: 悬置被动端的加速度; $F_i(\omega)$: 悬置端的工作载荷; $H_{ki}(\omega)$ ($k=1,2,\dots,v; i=1,2,\dots,n$): 传递函数; $u_k(\omega)$ ($k=1,2,\dots,v$): 目标点加速度; ω : 频率

图2 振动系统示意图

分析方法,以及建模的基本理论^[6-8]。

根据 TPA 理论,目标点(方向盘或车内地板)的传递路径的总贡献量为

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

由式(1)可知,若要求得目标点的总贡献量,则需要先获取系统的传递函数及实际工况下的工作载荷。

1.3 传递函数的获取及工作载荷的识别

频率响应函数(FRF)由系统特性确定,测试过程中采用力锤或激振器进行激振,并用加速度传感器测试输出信号,通过对每一条传递路径 FRF 的辨识组成传递函数矩阵。

本文采用逆矩阵法来计算工作载荷,其表达式为

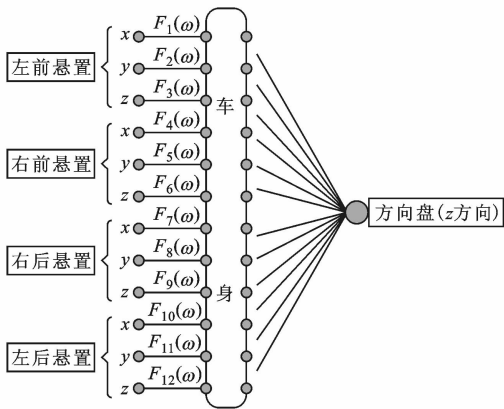
$$\begin{bmatrix} F_1(\omega) \\ \vdots \\ F_2(\omega) \\ \vdots \\ F_n(\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11}(\omega) & H_{12}(\omega) & \cdots & H_{1n}(\omega) \\ H_{k1}(\omega) & H_{k2}(\omega) & \cdots & H_{kn}(\omega) \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ H_{v1}(\omega) & H_{v2}(\omega) & \cdots & H_{vn}(\omega) \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} u_1(\omega) \\ \vdots \\ u_2(\omega) \\ \vdots \\ u_v(\omega) \end{bmatrix} \quad (2)$$

一般情况下,测试过程中传递路径分析模型的输入端和输出端的数量并不对等,所以式(2)中“+”表示求取矩阵的广义逆。在获取了传递函数矩阵及工作载荷后,即可得到目标点的传递路径贡献量。

2 传递路径方法的应用

2.1 系统描述

某样车在试车过程中发现,方向盘在怠速工况(800 r/min)下的抖动比较严重,有手麻的感觉,为了找出问题的根源,本文采用 LMS 公司的 Test. lab 数据采集前端和 TPA 模块,对方向盘处的振动贡献量进行了摸底分析。该样车的动力总成按纵向布置,在发动机的前后各安装 2 个悬置进行支撑,取方向盘在 z 方向(垂直方向盘所在平面)的振动为目标点,发动机从悬置到目标点共有 12 条传递路径,因此可以建立一个 12×1 的传递路径分析模型(见图 3)。

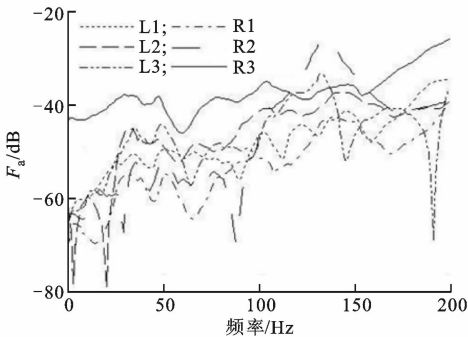


$F_i(\omega)$ ($i=1,2,\cdots,12$):悬置主、被动端的工作载荷

图 3 传递路径的分析模型

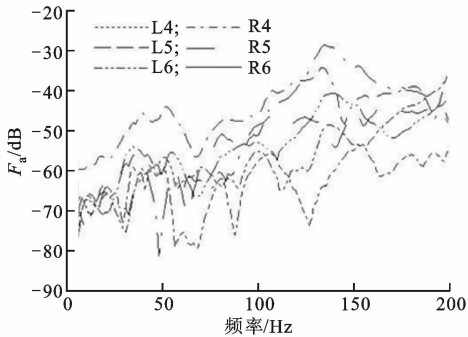
2.2 传递函数的测试

本文研究的频率范围为 0~200 Hz,方向盘 z 方向到发动机的各悬置在 x 、 y 、 z 方向的 FRF 试验结果如图 4 所示。在试验测试过程中,将动力总成拆除,分别在方向盘及发动机的 4 个悬置被动端布置加速度传感器,共布置了 5 个加速度传感器。试验采用 LMS 公司的 Test. lab 数据采集前端和 TPA 模块,为了提高效率,采用互易法进行测试,并



L1、L2、L3; x 、 y 、 z 方向的左前悬置;R1、R2、R3; x 、 y 、 z 方向的右前悬置

(a)左、右前悬置



L4、L5、L6; x 、 y 、 z 方向的左后悬置;R4、R5、R6; x 、 y 、 z 方向的右后悬置

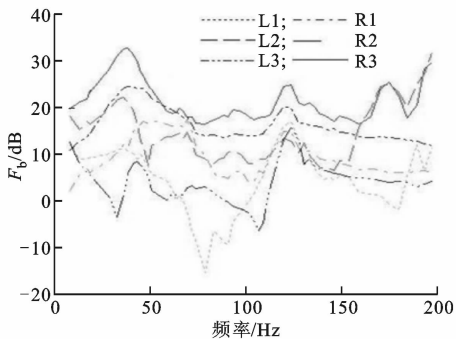
(b)左、右后悬置

图 4 方向盘的频率响应函数

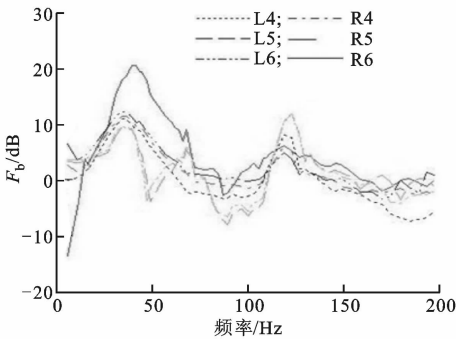
用力沿 z 方向锤敲击方向盘,同时采集各测点传感器的加速度信号、目标点激励、输入端采集响应信号,进而获得传递函数。为了对比各条曲线之间的相对值,图 4~图 10、图 12 中的频率响应函数幅值 F_a 、工作载荷幅值 F_b 、振动幅值 F_c 和贡献量幅值均采用 dB 标尺转化。

2.3 工作载荷识别及模型验证

在试验过程中,发动机保持 800 r/min 怠速运转状态,测出方向盘处的振动响应数据,根据测试得到的 FRF 数据结合式(2),可以得到各条传递路径的工作载荷,如图 5 所示。



(a)左、右前悬置输入端



(b)左、右后悬置输入端

图 5 工作载荷的识别结果

为了验证本文建立的传递路径分析模型的正确性,将获得的数据在 LMS/TPA 模块中进行分析处理,对各条传递路径的贡献量进行合成,并与实际测试得到的方向盘在 z 方向的振动结果进行了比较,结果如图 6 所示。

3 方向盘抖动贡献量分析

3.1 贡献量分析

通过图 4、图 5 测试的发动机悬置到方向盘的频率响应函数数据,以及发动机悬置端的工作载荷数据,结合式(1)计算得到各条传递路径对方向盘在

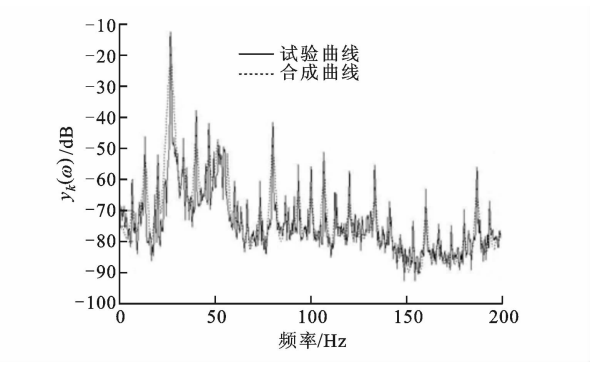


图 6 方向盘 z 方向的振动试验与合成曲线

z 方向振动的贡献量,如图 7 所示。怠速工况下方向盘的振动频谱如图 8 所示。各条传递路径对方向盘振动贡献量的比较如图 9 所示。

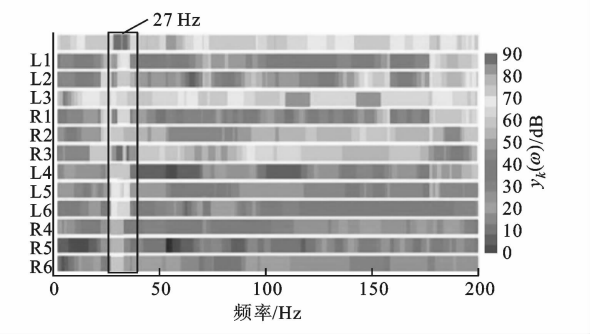


图 7 传递路径贡献量的分布

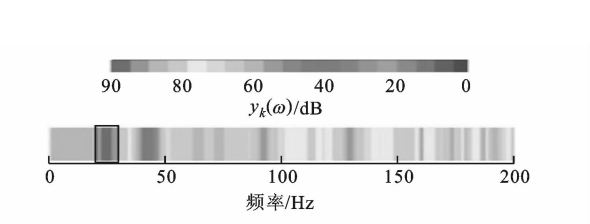


图 8 方向盘的振动频谱

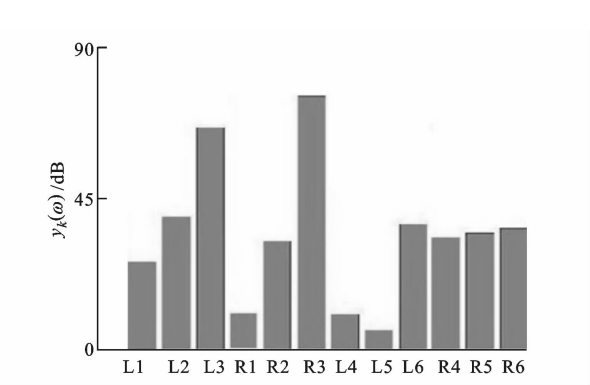


图 9 各传递路径对方向盘振动贡献量的比较

由图 7、图 8 可以看出,方向盘沿 z 方向振动时,在 27 Hz 中有一个峰值(图 7 中的矩形框处),本文研究的样车的发动机为四缸机,怠速转速为

800 r/min,因此 27 Hz 正是发动机的二阶激励,说明方向盘怠速抖动的问题是由发动机引起的。

由图 9 可以看出,右前悬置(z 方向)和左前悬置(z 方向)对于方向盘在 z 方向振动的贡献量最大,为主要的传递路径,而右前悬置 x 方向、左后悬置 x 方向及左后悬置 y 方向的贡献量最小。

3.2 路径及工作载荷分析

如图 10 所示,分别在左、右前悬置(z 方向)的工作载荷曲线,左、右前悬置(z 方向)到方向盘的传递函数曲线,以及方向盘在 z 方向的振动曲线中划等频率线,在 27 Hz 下传递路径上的工作载荷和传递函数幅值均比较大,说明发动机的二阶激励与悬置系统的固有频率发生了耦合。为了解决这一问题,应该对 z 方向上的右前悬置及左前悬置的刚度重新进行设计。

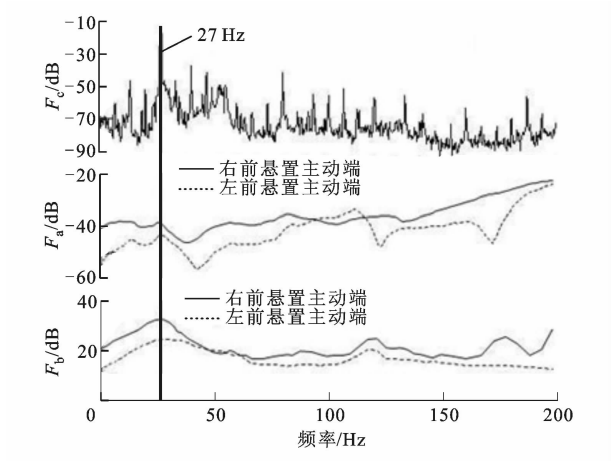


图 10 方向盘在 z 方向的等频率划线分析

4 改进方案及试验验证

通过对原车悬置动刚度的测试,发现峰值频率在 27 Hz 左右,即悬置系统固有频率为 27 Hz。根据弹性支撑隔振理论,需要将悬置系统固有频率前移到 18 Hz,使发动机怠速运转的二阶频率大于悬置系统固有频率的 1.4 倍,以降低发动机振动的传递率,同时可避免发动机怠速激励频率与悬置系统固有频率的耦合。新设计的悬置刚度与原车悬置刚度的对比曲线如图 11 所示。

将新设计的悬置装于样车上,让发动机处于怠速状态,再次对方向盘在 z 方向的振动进行测试,根据试验结果(见图 12)发现,方向盘振动在 27 Hz 时没有出现峰值,并且整体振动幅值下降了 3~4 dB。

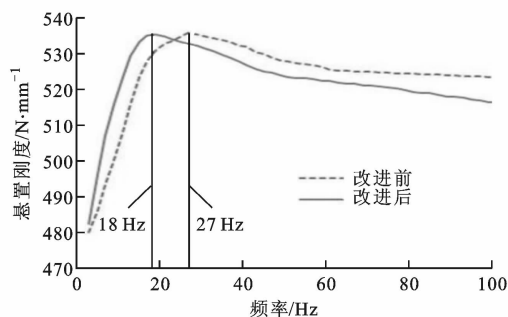


图11 改进前、后的悬置刚度曲线

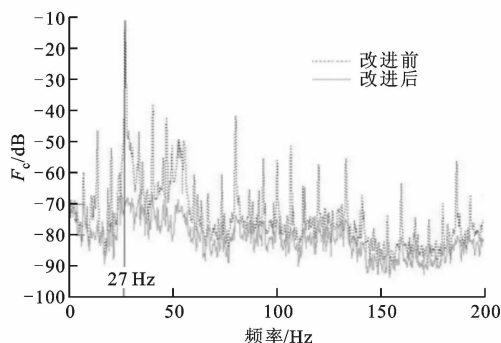


图12 改进前、后的方向盘振动的对比曲线

5 结 论

本文通过对发动机悬置在 z 方向传递路径的理论分析和试验验证,得到的结论如下。

(1)本文建立的发动机4个悬置到方向盘的传递路径分析模型是正确的,结果准确、可靠。运用传递路径分析方法获得的贡献量可以快速准确的找出方向盘抖动问题的主要原因。

(2)本文根据TPA方法找出了方向盘发生抖动故障的原因,制定了样车的改进方案和措施,将悬置系统的固有频率由27 Hz设计为18 Hz,从而解决了方向盘抖动的问题。

(3)研究表明,运用传递路径分析方法可以快速准确地对车内振动问题进行定位,为找出引起问题的主要原因、解决问题的方法提供了指导和依

据。因此,TPA方法在整车振动控制及NVH问题的分析中具有很好的实际应用价值。

参考文献:

- [1] 庞剑, 谌刚, 何华. 汽车噪声与振动: 理论与应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2006: 77-89.
- [2] VAN-DER AUWERAER H, MAS P, DOM S, et al. Transfer path analysis in the critical path of vehicle refinement: the role of fast, hybrid and operational path analysis [C]//SAE 2007 Noise and Vibration Conference and Exhibition. Washington DC, USA: SAE, 2007: 1-5.
- [3] DUBBAKA K R, ZWENG F J, HAQ S U. Application of noise path target setting using the technique of transfer path analysis [C]//SAE 2003 Noise & Vibration Conference and Exhibition. Washington DC, USA: SAE, 2003: 1-15.
- [4] LINDEN P, KEPPENS P, RAFF T, et al. Determination of the noise contributions of engine surfaces [C]//SAE 2001 Noise & Vibration Conference & Exposition. Washington DC, USA: SAE, 2001: 1-9.
- [5] DAVID B, ANDREAS S. Comparison of time and frequency domain source path contribution analysis for engine noise using a noise and vibration engine simulator [C]//SAE Brasil Noise and Vibration Conference. Washington DC, USA: SAE, 2008: 1-10.
- [6] MAIA N M M, SILVA J M M, RIBEIRO A M R. The transmissibility concept in multi-degree-of-freedom systems [J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2001, 15(1): 129-137.
- [7] FONTUL M, RIBEIRO A M R, SILVA J M M, et al. Transmissibility matrix in harmonic and random processes [J]. Journal of Shock and Vibration, 2004, 11(5/6): 563-571.
- [8] DEKLERK D, RIXEN D. Component transfer path analysis method with compensation for test bench dynamics [J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2010, 24(6): 1693-1710.

(编辑 管咏梅)