

文章编号:1006-1355(2015)02-0184-04

混合传递路径分析(TPA)方法的准确性验证

唐贵基, 陈卓群

(华北电力大学 能源动力与机械工程学院, 河北 保定 071003)

摘要:分析了混合TPA的计算方法,即将传统TPA方法,与有限元模型仿真计算所得传递函数相结合,以达到减少计算工作量、缩短实验周期。论文针对某车型传动系统扭振引起的车内轰鸣问题,搭建混合传递路径分析模型,在准确识别副车架与车身耦合处载荷力的基础上,确认贡献量较大的传递路径,并将各传递路径对目标点的声压贡献量进行矢量叠加,拟合出车内目标点声压谱图。分析得到的目标点噪声情况与试验测得结果能够很好的吻合,重现了问题频段的频谱特征,证明了混合TPA方法的准确性。

关键字:振动与波;混合TPA;载荷识别;逆矩阵法;声传递向量;贡献量分析

中图分类号:O422.6

文献标识码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2015.02.041

Validation of the Accuracy of Hybrid Transfer Path Analysis (TPA) Method

TANG Gui-ji, CHEN Zhuo-qun

(College of Energy, Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Baoding 071003, Hebei China)

Abstract: The method for hybrid transfer path analysis (TPA) was introduced. This method combined the traditional TPA method with the transfer functions from the finite element modeling so as to reduce the computer-time consuming and save the cost of the testing. Aiming at the interior booming problem induced by torsional vibration of vehicle's drive systems, the hybrid TPA model was established for analyzing the transmission path of vibration. On the basis of accurately recognizing the load force at the joint between the auxiliary frame and the vehicle's body, the transfer paths which have large contribution to the vibration transmission were confirmed. The vector superposition for sound pressure contribution from each transfer path to the target points was done. And the sound pressure spectrum diagrams at the target points inside the vehicle were obtained by curve's fitting. The sound pressure spectrum diagrams from this method can agree well with the results directly measured in the test. And the accuracy of this method was verified.

Key words: vibration and wave; hybrid TPA; load identification; inverse matrix method; acoustic transfer vector; contribution analysis

汽车作为一个复杂的机械系统,在运行当中会受到多种振动噪声源的激励,各激励通过不同的路径,经过衰减、传递到各个响应点。为了有效的降低振动噪声,研究人员常常采用传递路径分析方法(TPA—Transfer Path Analysis)对各种传递路径进行预测和分析,该方法已被证明是一种可靠的振动、噪声问题分析方法^[1]。

但在传统TPA分析过程中,应用逆矩阵法进行载荷力识别,需要测量大量的传递函数,并且为了避免系统耦合的影响,在传递函数测量之前需要拆掉发动机、副车架等与车身耦合的部件,实验过程比较繁琐、耗时。为了提高分析效率,工程师们又总结出了工况传递路径分析(OPA)方法,该方法虽然简单快捷,但由于各路径之间的交叉耦合,容易造成主要路径的错误识别,同时OPA方法对遗漏的传递路径不能很好的进行分辨。也有研究人员提出了混合TPA方法,将传统TPA方法与有限元计算相结合,既保证了分析理论的正确性,又能够得益于有限元计算的灵活高效。

相比之下,笔者更倾向于混合TPA的分析思

收稿日期:2014-09-22

作者简介:唐贵基(1962—),男,博士,教授,博士生导师,山东龙口人,主要致力于机械结构动特性分析、振动与噪声控制、状态监测与故障诊断等方面的研究工作。

E-mail: tanggjlk@ncepubd.edu.cn

路。而且随着有限元方法的成熟,现阶段所搭建的内饰车身(Trimmed Body)模型已经相当精确,以往的分析结果表明,在低频段(200 Hz 以下)仿真计算所得振振、振声传递函数与试验测得结果基本吻合。因此,本文将考虑应用混合 TPA 方法对某车型的车内轰鸣问题进行分析,相较于传统 TPA 方法,此次分析过程的不同之处在于,所有的传递函数均为有限元计算所得,因此大大减少了试验人员的工作量,同时提高了分析效率。本文结合传递路径分析原理详细阐述了本次分析过程,并将最终的分析结果与实际情况进行对比,验证该方法的准确性。

1 传统传递路径分析(TPA)原理

TPA 的核心思想是将整个机械系统简化为“激励源——传递路径——响应点”分析模型,如图 1 所示。激励源可分为结构激励源(如发动机振动、路面不平度及轮胎自身振动等)及噪声激励源(发动机辐射噪声、进气噪声、排气噪声及风噪等);传递路径包括发动机悬置路径、排气吊钩路径、副车架安装衬套路径及发动机各辐射面到车内声腔路径等;通常重点考察的响应点有车内驾驶员耳旁、后排乘客耳旁声压级,以及方向盘、地板振动加速度等。

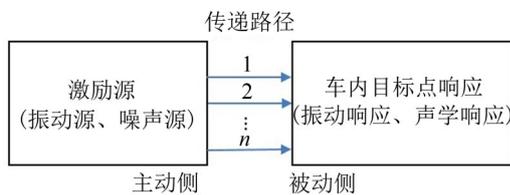


图 1 传递路径分析模型

以声学问题为例,目标点的声压响应可表示为激励载荷(结构载荷或声学载荷)与其对应路径传递函数的乘积和,如公式(1)所示

$$(\omega) = \sum_{i=1}^n \text{NTF}_i(\omega) \times F_i(\omega) + \sum_{j=1}^m \text{NTF}_j(\omega) \times Q_j(\omega) \quad (1)$$

其中 $F_i(i=1, 2, \dots, n)$ 表示为振动源作用在系统上的载荷力, $Q_j(j=1, 2, \dots, m)$ 表示为噪声源作用在系统上的声载荷,单位为体积加速度, NTF_i 和 NTF_j 分别代表激励点到声压目标响应点的传递函数^[2]。

传统 TPA 模型建立通常包含三个步骤:

(1) 通过体积声源激励测得激励点到目标响应点的 NTF,可利用线性系统的互易性,在响应处激励,在耦合点被动侧采集响应;

(2) 采集指定工况下振动或噪声数据,包括耦合点主动侧、被动侧以及目标点处数据,如果一次性测点无法测完,需额外布置一个相位参考点;

(3) 采用力锤激励,测量各激励点被动侧之间

传递函数,测试前需要断开耦合部件。

通过以上所测得数据,即可进行载荷力识别,进而得到各传递路径的贡献量分析。其中第三步采集传递函数的工作量较大,并且在利用锤击法测量传递函数时,由于部分测点附近空间狭小,实际操作困难,且难以保证数据的准确性,严重影响分析效率。如果应用有限元方法计算求得这些传递函数,将会避免上述问题。

2 问题描述及混合 TPA 模型建立

针对某车型 5 档急加速过程中所出现的车内后排轰鸣问题,经过前期排除,问题根源锁定为传动系扭振,在频率为 130 Hz~150 Hz 范围内整个传动系振动较大,并且振动能量主要集中在发动机 2.3 阶、2.7 阶和 3.8 阶。针对这一问题,应用混合 TPA 方法进行分析,重点考虑前后副车架各安装点、发动机后悬置安装点及传动轴中间支撑,共计 10 个激励位置的车内声压贡献量。

2.1 工况数据采集及处理

由于在前期排查过程中已将问题根源锁定在传动轴扭振,因此本次 TPA 试验中仅考虑振动激励。在文中上述各安装点车身侧处布置三向加速度传感器,同时每个测点附近还需各布置一个三向加速度传感器作为参考点(具体原因在下文逆矩阵法中将介绍),由于测点较多,一次测试无法采集所有数据,需要另外布置相位参考点。同时为了验证 TPA 各路径贡献量叠加结果是否准确,在车内后排乘客耳旁布置麦克风,采集车内噪声声压值。针对该车型车内轰鸣问题,工况选择为 5 档急加速,发动机的转速范围为 1 500 r/min~4 000 r/min。选用 LMS SCADAS 数据采集系统,传感器为三向压电式加速度传感器,安装方式如图 2 所示,图中传感器位置为前副车架右后安装点被动侧。



图 2 前副车架右后安装点被动侧

在 LMS Test. Lab 中对数据进行处理时需保留各点之间的相位信息,因此数据类型选择 Spectrum,并保存三维彩图,计算时选择相位参考点所在通道

为参考通道。由于数据为分批次测得,在导入 LMS Virtual. Lab 中进行计算时,不同组数据转速切片之间转速偏差不能太大,因此测试过程中每组数据测试 3 次,尽量选择转速相近的数据进行后续计算工作。所处理数据另存为 UNV 格式,便于导入 LMS Virtual. Lab 中进行计算。

2.2 仿真计算各测点之间振振传递函数

随着有限元法精度的不断提高,以及多年来在内饰车身(TB-Trimmed Body)有限元模型搭建中积累的经验,经车型设计初期多轮优化,200 Hz 内基于 TB 模型所计算的模态及传递函数与试验所得结果基本吻合。所以本文考虑将有限元模型计算所得传递函数结果应用到载荷力识别中,从而减小传统 TPA 模型搭建的工作量。

首先在 LMS Virtual. Lab 中导入 TB 有限元模型,将事先计算好的 TB 模型 0 Hz~200 Hz 模态 op2 文件导入软件中,设定传递函数输入点和输出点,其中输入点为各副车架安装点车身侧、发动机后悬置车身侧以及传动轴中间支撑,输出点包括上述所有输入点,同时包含所有参考点,每个点的自由度均设为 X、Y、Z 三个方向,并确保各点位置与试验时传感器所布位置相同。

分别在各输入点处施加单位载荷,最终计算得到共计 1 800 个振振传递函数。

2.3 基于 ATV 方法计算振声传递

声学传递向量 ATV(Acoustic Transfer Vector)是系统的一个固有属性,是结构法线方向振动速度与场点声压之间的一种线性关系。在小压力扰动情况下,可以认为声学方程是线性的,因此可以在输入(车身结构表面处)和输出(车内声场某场点声压)之间建立线性关系,如果将结构表面离散成有限个单元,声场内某点处声压可由公式(2)计算所得。

$$P = \{ATV(\omega)\}^T \{v_n(\omega)\} \quad (2)$$

式中 $\{ATV\}$ 为声传递向量; v_n 为结构表面法线方向上的振动速度; ω 为角频率。

在副车架各安装点车身侧、发动机后悬置安装点车身侧及中间支撑处分别施加 X、Y、Z 三个自由度方向上的单位载荷力,基于 TB 车身模态分析结果计算出车身结构的振动响应,以此作为声腔模型的边界条件,结合声学传递向量 ATV,即可得到各耦合点到车内声腔场点的振声传递函数。本次分析中只选择了后排乘客耳旁声压作为响应点,共计 10 个载荷输入点,每个点 3 个自由度,因此最终计算得到 30 个振声传递函数。

3 应用逆矩阵法进行载荷识别

由系统的运动学方程可知

$$\begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \vdots \\ a_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} & \cdots & H_{1n} \\ H_{21} & H_{22} & \cdots & H_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{m1} & H_{m2} & \cdots & H_{mn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_n \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中 $[a]$ 为车身侧加速度, $[F]$ 为耦合点处载荷力, $[H]$ 为载荷激励点到车身侧各点的频响函数。已知 $[a]$ 及 $[H]$, 由公式(2)可计算 $[F]$

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} & \cdots & H_{1n} \\ H_{21} & H_{22} & \cdots & H_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{m1} & H_{m2} & \cdots & H_{mn} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \vdots \\ a_m \end{bmatrix} \quad (4)$$

为了保证逆矩阵的精度,满足矩阵超静定的 $m \geq 2n$ 的条件,因此本次试验中,每个激励点附近额外布置一个三向加速度传感器作为参考点^[3-5]。

以本次试验为例,前、后副车架各有 4 个安装点,后悬置车身侧和传动轴中间支撑各 1 个测点,以及各测点附近的参考点,每个点采集 X、Y、Z 三个方向的数据,因此本次分析的传递矩阵 $[H]$ 为一个 60×30 矩阵,对应上文中计算所得的 1 800 个振振传递函数。

在 LMS Virtual. Lab 中应用载荷识别模块,选用逆矩阵法,导入先前计算所得振振传函数数据,以及工况数据处理所得频谱三维彩图。通过计算得到各耦合点处车身受到的激励力谱图,均以三维彩图形式呈现。图 3 所示为后副车架右前安装点 Y 向载荷力。

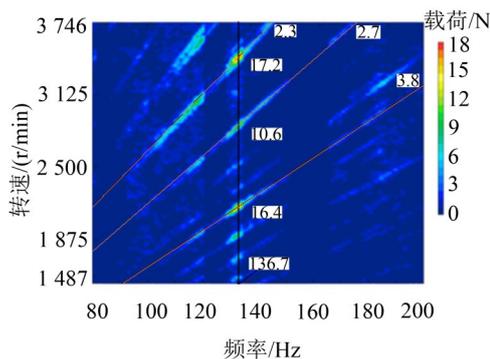


图 3 后副车架右前安装点 Y 向载荷力

从图 3 中可以看出,在 130 Hz~150 Hz 范围内存在高亮度能量带,说明在这一频段内后副车架右前安装点对车身存在较大的作用力,尤其在发动机 2.3 阶、2.7 阶和 3.8 阶处最为明显,频率取 136.7 Hz 时,对应三个阶次的载荷力分别为 17.2 N、10.2 N 和 16.4 N。图中反映出的信息与实际情况相吻合,证明将基于有限元模型计算得到的传递函数应用到载荷识别中是可行的。

4 混合 TPA 计算结果分析与验证

以上述所得载荷力为激励,基于2.3节中求得的振声传递函数计算出车内后排乘客耳旁声压响应,并与实测车内噪声结果对比,分别如图4和图5所示。

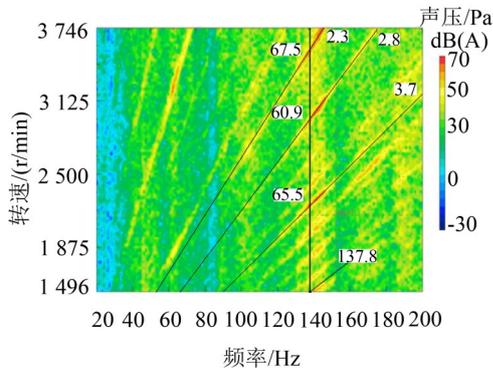


图4 计算的后排乘客耳旁声压谱图

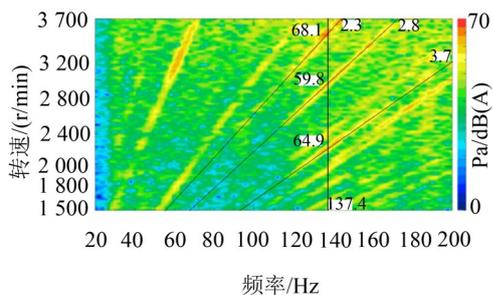


图5 实测的后排乘客耳旁声压

对比图4和图5可以得出,两图在130 Hz~150 Hz频段范围内均存在高亮度能量带,并且均能够明显的分辨出2.3阶、2.8阶和3.7阶这三个问题阶次。在计算得到的声压彩图中,频率在137 Hz附近时,对应三个问题阶次的声压值分别为67.5 dB(A)、60.9 dB(A)、65.5 dB(A),而试验实测结果为68.1 dB(A)、59.8 dB(A)、64.9 dB(A)。从上述对比可以看出,通过混合TPA分析得到的车内噪声情况与实测结果能够很好的对应,并且能够再现问题频率特征,充分证明了该方法的准确性。

与传统TPA相同,应用混合TPA方法也可以分析各路径对目标点响应的贡献量。图6为发动机转速在2 272 r/min时,部分传递路径对车内声压贡献量的分析结果,通过该图可以清晰的辨别出,在140 Hz附近,对后排乘客耳旁噪声贡献最大的路径为后副车架右前安装点Y向和后副车架左前安装点Z向,这也为后续优化方案的制定提供了可靠的依据。

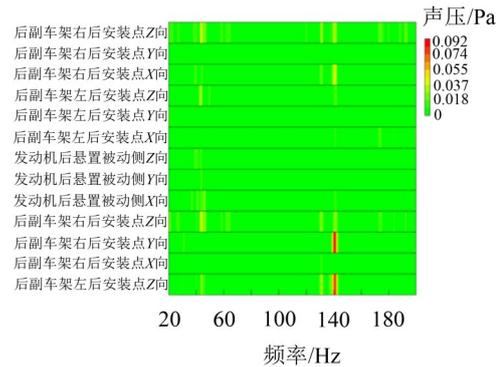


图6 转速为2 272 r/min时部分路径的贡献量分析结果

5 结语

经上述分析证明,所论述的混合TPA方法能够准确的识别各耦合点载荷力,并且通过对各路径的贡献量进行矢量叠加拟合出目标点响应,准确的重现问题频率特征。混合TPA相比于传统TPA,在保证了基本功能和分析精度的同时,更具备了简单快捷的优点,试验人员只需在指定工况下采集各耦合点车身侧振动数据即可,其他工作均可基于有限元模型加以分析,大大缩短了试验周期,并且基于有限元模型进行分析更加便于验证整车结构局部调整对目标点响应的影响,使得优化方案的制定更加灵活有效。

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.
- [2] 郭荣, 裘刻, 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(13): 49-55.
- [3] 刘东明, 项党, 罗清, 等. 传递路径分析技术在车内噪声与振动研究中的应用[J]. 噪声与振动控制, 2007, 8(4): 73-77.
- [4] 冯海星, 高云凯, 刘爽. 基于传递路径分析的车内噪声源识别[J]. 机械设计, 2013(7): 19-24.
- [5] 金鹏, 王彦, 江克峰, 等. 工况传递路径分析方法在车辆噪声振动问题中的应用研究[J]. 汽车技术, 2009 S1: 37-39.
- [6] 冯国平, 黄修长, 刘兴天, 等. 基于振动功率流的船艏传递路径分析[J]. 噪声与振动控制, 2010, 4(2): 5-9.
- [7] 乔宇锋, 黄其柏, 李天匀. 工况传递路径分析(OPA)方法在应用中的缺陷[J]. 噪声与振动控制, 2010, 10(5): 133-136.