基于部件传递路径分析的轮心六分力载荷识别方法研究

孔剑　毛光军　李有哲　黄应来　单喜乐

（吉利汽车研究院（宁波）有限公司，宁波 315336）

【摘要】为获得汽车轮心载荷，对路试工况下的轮心六分力识别方法进行了研究。利用主成分分析法解决激励源多参考强耦合的路噪问题，采用虚拟点转换技术将试验测得的平动传递函数转化为轮心处的六分力传递函数，并通过试验验证了虚拟点变换（VPT）方法的正确性。基于部件传递路径分析（TPA）技术，结合逆矩阵和现场测量的方法，对车速为40 km/h、粗糙路面工况下的轮心六分力刚性约束力（Blocked Force）进行识别，车内噪声预测结果与实测结果相吻合，验证了该方法的有效性。

关键词：轮心载荷　六分力　虚拟点转换　部件传递路径分析

中图分类号：TH113.1　　**文献标志码：**A　　**DOI：**10.20104/j.cnki.1674-6546.20240416

Research on Six-Components Wheel Force Identification Method Based on CTPA

Kong Jian, Mao Guangjun, Li Youzhe, Huang Yinglai, Shan Xile

(Geely Automobile Research Institue, Ningbo 315336)

【**Abstract**】In order to obtain the wheel center load, the six-component force identification method under road test condition is studied. The principal component analysis method is used to solve road noise problem with multi-reference strong coupling of excitation source. The Virtual Point Transformation (VPT) technique is used to convert the measured translational FRF into the six-component FRF at the wheel center, and the correctness of the VPT method is verified by experiments. Based on component-based Transfer Path Analysis (TPA) technology, combined with matrix inverse method and in-situ method, the six-component wheel center Blocked force under rough road conditions at a vehicle speed of 40 km/h was identified. The predicted in-vehicle noise was consistent with the measured noise value, which verified the effectiveness of the method.

Key words: Wheel center load, Six-components force, Virtual Point Transformation, Component-based TPA

【引用格式】孔剑, 毛光军, 李有哲, 等. 基于部件传递路径分析的轮心六分力载荷识别方法研究[J]. 汽车工程师, 2026(4): 29-34.

KONG J, MAO G J, LI Y Z, et al. Research on Six-Components Wheel Force Identification Method Based on CTPA[J]. Automotive Engineer, 2026(4): 29-34.

1　前言

随着电动汽车结构的发展变化，路噪已成为整车NVH性能开发的难点之一[1]。路面激励对轮胎轮心产生的力与力矩直接影响车内路噪水平。在开发前期轮胎选型、路噪CAE仿真分析预测和后期实车路噪调校问题解析中，均需进行轮心力载荷提取作为激励依据，而轮心载荷获取一直是NVH路噪性能开发的难题之一。

轮胎6自由度载荷是指轮心3个平动力与3个转动力矩。通常，轮胎6自由度轮心力的直接获取较为困难，而在高精度高带宽的路噪动态工况载荷下获取难度更高，现阶段主要采用六分力传感器直接获取或结合仿真技术采用传递函数矩阵求逆方

法获取[2-3]。但目前六分力仪主要应用于汽车耐久、平顺性等研究领域，适用频率小于80 Hz，而路噪的研究频率带宽一般要求达到400 Hz，故采集数据的频率精度不能满足要求。此外，应用六分力传感器时，需对轮胎进行工装适配改制，操作复杂且影响轮胎实际动态响应特性，会影响获取轮胎力载荷特征的精准度[4-6]。利用CAE方法计算轮心到目标点的6个分量的传递函数，涉及悬架、衬套等非线性结构，建模存在一定误差，传递函数的仿真精度有待大量试验验证。以往利用仿真结合逆矩阵方法获取的轮心力为界面接触力，该载荷随系统结构的安装状态变化而变化，不能真实表征轮胎的固有特性。

本文基于部件传递路径分析（Transfer Path Analysis，TPA）理论，利用现场测量法对运行工况下的轮心载荷进行识别[7]。根据路噪耦合特性，采用主成分分析法对路噪工况数据进行多参考分析，利用试验方法得到的轮心传递函数结合虚拟点变换（Virtual Point Transformation，VPT）技术获取轮心到转向节各参考点的6个自由度的振动传递函数，利用矩阵求逆的方法计算出轮心载荷的6个自由度分量，并利用提取的轮心六分力对车内路噪进行预测，与车内实测噪声进行对比，进一步验证该轮心六分力识别方法的准确性。

2 轮心载荷识别理论

2.1 部件TPA

经典TPA识别的载荷是激励源与安装结构接触面的接触力，该接触力随激励源和安装结构的特定系统的变化而变化，难以满足通用多变状态预测工程分析的要求，更难以进行全新结构系统的性能预测。与经典TPA不同，部件TPA试图将激励源内部激励等效到连接界面主动端，采用约束刚性力（Blocked Force）表征激励源的固有特性，约束刚性力指实现主动部件被“刚性约束”时，在连接界面需要施加的力，是对激励源特性不变载荷的描述。刚性约束力仅与主动件相关，不受主、被动部件之间的动态变化影响[8-10]。

假设一个系统由激励源A和安装部件结构B组成，如图1所示。

传统TPA需引入多个参考点，以图1中节点4为例，利用矩阵求逆法得到2个部件的接触面接触力F_{r2}：

$$F_{r2}=[\boldsymbol{H}_{43}^{B}]^{-1}\boldsymbol{a}_4 \tag{1}$$

式中：$\boldsymbol{H}_{43}^{B}$为接收件B上连接点3与结构B上参考点4之间的频率响应函数（Frequency Response Function，FRF）矩阵，a_4为参考点4的加速度响应。

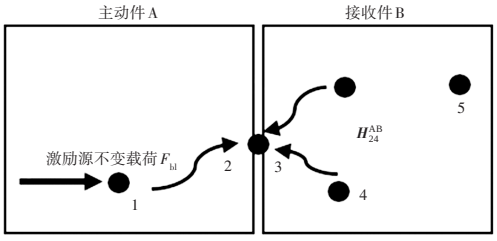


图1 测试系统

测试过程要求A和B是解耦的，因此，需将主动件A和接收件B分离。

部件TPA可获取激励源的不变载荷，在不进行车辆拆解的情况下，可在实车装配状态利用现场测量法方法获得。在不断开主动件A与接收件B的情况下直接进行传递函数测试。为获得刚性约束力$F_{blocked}$，同样需引入多个参考点，以图1中节点4为例，利用逆矩阵法求解2个部件连接点处的刚性约束力：

$$F_{Blocked2}=[\boldsymbol{H}_{42}^{AB}]^{-1}\boldsymbol{a}_4 \tag{2}$$

式中：$\boldsymbol{H}_{42}^{AB}$为主动件A上连接点2与结构B上参考点4之间的频率响应函数矩阵。

传递函数测试过程中，主动件A和接收件B为耦合状态，测试在实际安装状态下进行。

利用部件TPA反求得到激励源不变载荷F_{bl}，结合耦合状态下的系统传递函数，利用频域子结构方法进行整车虚拟装配，在无真实物理样机集成的情况下预测装车状态下的整体响应和各路径贡献量，进而实现虚拟装配车辆的NVH性能预测。

2.2 路噪多参考TPA

车辆行驶过程中受到多种路面激励、动力系统激励和风噪激励等。其中，路面激励、动力系统激励、风噪激励之间不相关，且主要贡献频率不同。但4个车轮通过悬架与车身相连，不完全解耦，车轮之间的路面激励部分相关。因此，路噪问题通常采用多参考TPA进行分析。利用主成分分析技术对工况数据进行主成分分解转化，然后基于分解得到的主成分进行TPA分析[11-12]。各车轮转向节处测点（参考点）的振动加速度X_i存在一定的耦合关系，各参考点间的自功率谱非对角矩阵可表示为：

$$\overline{\boldsymbol{G}_{XX}}=\boldsymbol{X}\boldsymbol{X}^{*}=\begin{bmatrix} X_1X_1^{*} & X_1X_2^{*} & \cdots & X_1X_n^{*} \\ X_2X_1^{*} & X_2X_2^{*} & \cdots & X_2X_n^{*} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ X_nX_1^{*} & X_nX_2^{*} & \cdots & X_nX_n^{*} \end{bmatrix} \tag{3}$$

式中：$\boldsymbol{X}^*$为$\boldsymbol{X}$的复共轭，n为参考点数量。

与车内噪声响应$\boldsymbol{Y}$的互功率谱表示为：

$$\overline{\boldsymbol{G}_{YX}}=\boldsymbol{Y}\boldsymbol{X}^*=\begin{bmatrix}Y_1X_1^* & Y_1X_2^* & \cdots & Y_1X_n^*\\ Y_2X_1^* & Y_2X_2^* & \cdots & Y_2X_n^*\\ \vdots & \vdots & & \vdots\\ Y_mX_1^* & Y_mX_2^* & \cdots & Y_mX_n^*\end{bmatrix} \tag{4}$$

式中：m为车内噪声响应点数量。

车内噪声由四轮多参考耦合激励源引发，可对式(3)进行对角化处理，将该多参考耦合问题解耦简化为独立的单参考激励分量。根据奇异值分解理论，存在酉矩阵$\boldsymbol{U}$满足：

$$\boldsymbol{X}\boldsymbol{X}^*_{n\times n}=\boldsymbol{U}_{n\times n}\boldsymbol{\Sigma}_{n\times n}\boldsymbol{V}^*_{n\times n} \tag{5}$$

式中：$\boldsymbol{\Sigma}_{n\times n}=diag(\sigma_1,\sigma_2,\cdots,\sigma_n)$为$n$阶对角矩阵，$\sigma_1\sim\sigma_n$为奇异值，$\boldsymbol{U}^*_{n\times n}$为矩阵$\boldsymbol{U}$的共轭转置矩阵，$\boldsymbol{V}^*_{n\times n}$为一个$n\times n$的酉矩阵的共轭转置。

激励源可分解为多个非相关独立的主成分量，即可分解为独立的单参考信号。构建单参考激励分量虚拟自谱及其与车内噪声的虚拟互谱为：

$$\boldsymbol{X}\boldsymbol{X}^*=\boldsymbol{U}\left[\boldsymbol{X}'\boldsymbol{X}'^*\right]\boldsymbol{U}^{\mathrm{H}} \tag{6}$$

$$\boldsymbol{Y}\boldsymbol{X}'^*=\left[\boldsymbol{Y}\boldsymbol{X}^*\right]\boldsymbol{U} \tag{7}$$

式中：$\boldsymbol{X}'$为虚拟参考，$\boldsymbol{X}'^*$为虚拟参考的共轭，$\boldsymbol{U}$和$\boldsymbol{U}^{\mathrm{H}}$为正交矩阵。

则由各独立激励产生的车内噪声谱可表征为：

$$Y'_{i,j}=\frac{G_{Y_iX'_j}}{\sqrt{G_{X'_jX'_j}}}=\frac{Y_iX'^*_j}{\sqrt{X'_jX'^*_j}} \tag{8}$$

式中：$G_{Y_iX'_j}$为第i个车内噪声与第j个虚拟参考激励的互谱，$G_{X'_jX'_j}$为第j个参考激励的自谱。

相应的单参考独立激励信号谱可表征为：

$$X'_{i,i}=\frac{G_{X_iX'_j}}{\sqrt{G_{X'_jX'_j}}}=\frac{X_iX'^*_j}{\sqrt{X'_jX'^*_j}} \tag{9}$$

式中：$G_{X_iX'_j}$为第i个虚拟参考激励与第j个虚拟参考激励的互谱。

2.3 VPT转换

由于空间结构限制等原因，某些激励点无法直接激励，响应点无法直接采集数据，如轮心作为车轮和悬架系统的连接点，但轮心处的传递函数很难通过直接激励和采集响应获取。轮心载荷力包括3个平动自由度和3个旋转自由度，旋转自由度的载荷及传递函数通常难以直接获得。利用虚拟点转换技术可解决上述问题，假设虚拟点周围一定区域内在分析频率范围内是刚性的，在虚拟点附近测量足够多的激励和响应，结合几何坐标信息，应用几何缩减，将激励及响应转换到虚拟点处。第k个力在虚拟点处的6自由度向量可表示为：

$$\begin{bmatrix}F_x\\F_y\\F_z\\M_{xx}\\M_{yy}\\M_{zz}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}1 & 0 & 0\\0 & 1 & 0\\0 & 0 & 1\\0 & -z_{ck} & y_{ck}\\z_{ck} & 0 & -x_{ck}\\-y_{ck} & x_{ck} & 0\end{bmatrix}\begin{bmatrix}F_x\\F_y\\F_z\end{bmatrix}_k \tag{10}$$

式中：(x_{ck},y_{ck},z_{ck})为激励点k与虚拟点c的相对坐标，F_x、F_y、F_z分别为x、y、z向的平动载荷，M_{xx}、M_{yy}、M_{zz}分别为绕x、y、z轴的转动扭矩载荷。

同理，将k点的3个平动响应向量虚拟点转化为虚拟点c的3个平动响应向量和3个转动响应向量组成的响应向量，实现响应点与响应虚拟点的转化：

$$\begin{bmatrix}\boldsymbol{a}_x\\\boldsymbol{a}_y\\\boldsymbol{a}_z\end{bmatrix}_k=\begin{bmatrix}1 & 0 & 0 & 0 & z_{ck} & -y_{ck}\\0 & 1 & 0 & -z_{ck} & 0 & x_{ck}\\0 & 0 & 1 & y_{ck} & -x_{ck} & 0\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\boldsymbol{a}_x\\\boldsymbol{a}_y\\\boldsymbol{a}_z\\\boldsymbol{R}_{xx}\\\boldsymbol{R}_{yy}\\\boldsymbol{R}_{zz}\end{bmatrix} \tag{11}$$

式中：$\boldsymbol{a}_x$、$\boldsymbol{a}_y$、$\boldsymbol{a}_z$分别为x、y、z向的平动响应向量，$\boldsymbol{R}_{xx}$、$\boldsymbol{R}_{yy}$、$\boldsymbol{R}_{zz}$分别为绕x、y、z轴的转动响应向量。

利用VPT技术，通过对多个不同的激励和响应进行测量，可获得轮心位置到参考点及响应点的6个自由度的FRF矩阵。值得注意的是，为保证转化精度，VPT转化需提供精确的几何坐标。

3 轮心六分力识别

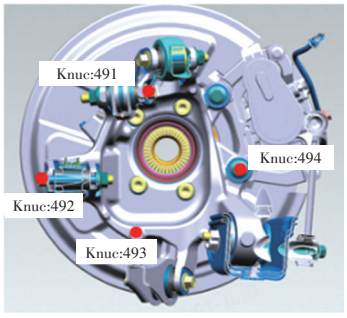
3.1 运行工况信号采集

本文对某车型在粗糙路面上以40 km/h的车速匀速行驶工况下的轮心六分力载荷进行提取，以验证该轮心载荷识别方法的可行性，测试路面如图2所示。在试验样车每个车轮转向节上布置4个不在同一平面的三向加速度传感器作为参考点，如图3a所示，测得对应位置的振动加速度。利用三向振动加速度传感器（PCB品牌，型号为356A32，灵敏度为50 mV/g）进行数据采集，部分实车测点如图3b所示。以车内4位乘员外耳位置为目标点，采集振动噪声信号，采用多参考TPA对时域试验数据进行处理，以每个轮的1个z向振动为多参考通道，计算参考点与目标点间的互功率谱。在进行路噪分析时，利用计算得到的自功率谱与互功率谱信号对工况数据进行主成分分解，再进行传递路径分析。

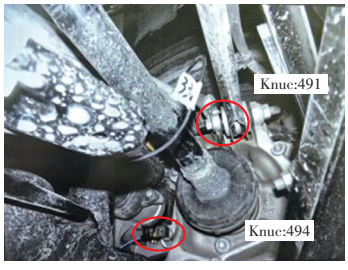


(a)粗糙路面　　(b)路面颗粒

图2　试验场粗糙路面



(a)右后轮参考测点布置



(b)实车部分测点

图3　右后轮工况数据采样点

3.2　FRF测试

使用逆矩阵法获得轮心处载荷前,需获得响应点的工况加速度和轮心至响应点的传递函数,即轮心载荷灵敏度。轮心载荷灵敏度的准确性直接影响轮心载荷提取的精确性,目前大多通过仿真获得,但对仿真模型精度要求较高,且需大量试验对模型进行验证。整车CAE模型中存在大量的橡胶阻尼等非线性部件,导致仿真精度存在一定的误差。鉴于此,为提高精确度,采用试验结合VPT数据转化的方法获取轮心载荷灵敏度。

经典TPA方法识别的是激励源与安装结构之间的接触力,接触力受限于激励源和安装系统的特定系统,因此,轮胎-悬架强耦合系统的接触力难以满足通用多变状态的预测工程分析。本文基于部件TPA方法能够在实车装配状态利用现场测量方法获得激励源特性不变载荷。

基于逆矩阵方法识别轮胎轮心六分力约束刚性力载荷,通常需要确定施加的单位载荷(4个轮心为输入点,每个点6个自由度方向),结合转向节测点(16个测点,每个点3个方向)的响应确定传递函数矩阵。通过测量4个轮心不同位置多个测点平动方向的传递函数矩阵,利用VPT技术获得轮心6个自由度到参考点及响应点的传递函数。

3.2.1　力传递函数测试

受轮心空间结构限制,载荷无法直接激励轮心,扭矩激励操作难度大,难以直接获取轮心六分力载荷灵敏度,故基于部件TPA在整车状态下进行传递函数测试。如图4所示,本文自制了铝合金轻质高刚度工装,利用5个一体相连的螺柱与轮胎刚性连接,既保证了轮心周边结构的刚性,又提供了传感器的安装位置和力锤激励位置。在消声室环境下采用力锤激振法测量传递函数。为保证较好的低频传递函数特性及足够的激励力,采用大力锤橡胶锤头在与轮心刚性连接的高刚度工装上进行脉冲激励。



图4　轮心传递函数测试

分别在各车轮5个工装六角螺栓上布置三向加速度传感器作为轮心VPT转化的指示点,在工装上的5个激励小平台的3个方向(x、y、z)进行轮心传递函数测试,同时通过试验获取各车轮上5个激励点至所有转向节4个参考点及车内目标点的力传递函数。

3.2.2　VPT六分力传递函数转化

轮心虚拟点转化通过建立轮心一定区域内在分析频率范围内为刚性的假设,利用轮心足够多的激励和响应,基于几何坐标信息,应用几何缩减实现将激励及响应转换至轮心虚拟点处。根据整车模型轮心激励点测点坐标及轮心周边5个指示点的坐标建立几何模型,在上述整车状态下测试各激励点到轮心周边指示点、转向节参考点到响应点的传递函数FRF,利用VPT技术完成轮心传递函数的转化,得到4个轮心6个自由度到所有参考点及车内目标点的传递函数,构建力-振动传递函数和传递函数矩阵。其中,左前轮轮心6个自由度到车内噪声响应的传递函数如图5所示。

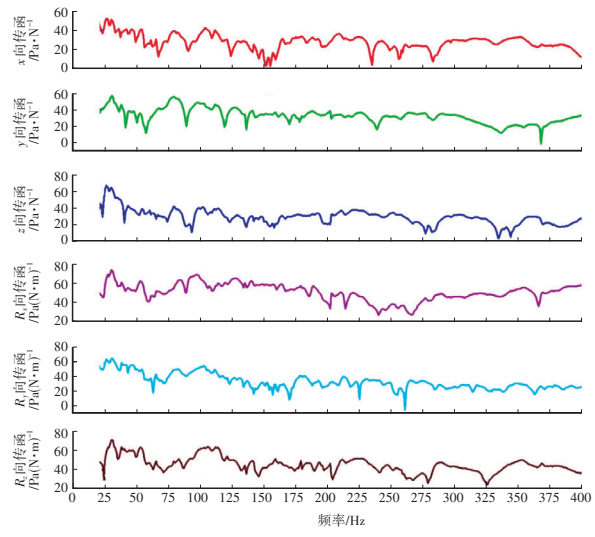


图5　左前轮轮心6个自由到车内噪声的传递函数

为验证VPT转化获得FRF方法的正确性，利用直接力和力矩的方法对轮心进行激励，以获取轮心传递函数。其中，利用等大的反向y向激励实现轮心R_z（绕z轴转动）的纯力矩激励，获得轮心R_z向扭矩激励的车内声音响应灵敏度，图6所示为试验得到的扭矩响应传递函数和VPT转化结果对比，两者结果基本一致，验证了利用上述试验结合VPT转化的方法获取轮心载荷响应灵敏度的有效性。

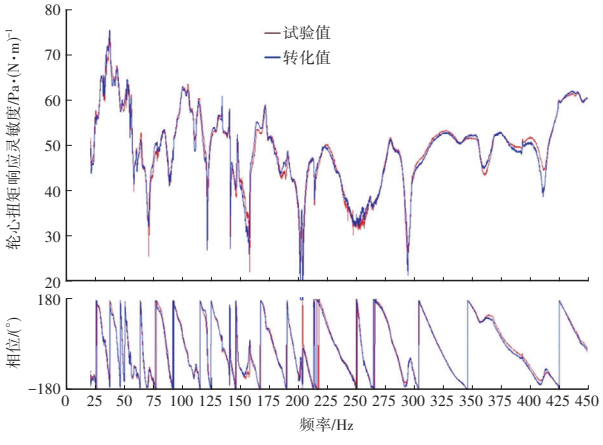


图6　VPT转化结果验证

3.3　轮心力载荷识别

轮心六分力载荷识别方法具体流程如图7所示。利用测试获得的轮胎转向节参考点工况载荷下的加速度和VPT转化得到的轮心到参考点和目标点的6自由度传递函数，采用逆矩阵法即可获得对应工况下的轮心载荷。

将主成分分析得到的虚拟功率互谱与轮心载荷6自由度传递函数导入LMS TPA模块，通过奇异值分解逆矩阵法计算出轮心六分力载荷。在逆矩阵计算中，通过控制条件数量确保载荷识别的精度，识别出的轮心六分力载荷如图8所示。

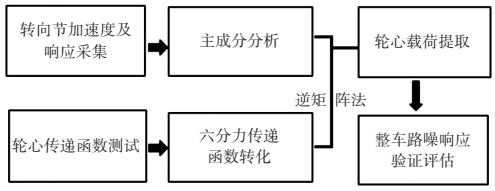


图7　轮心载荷识别流程

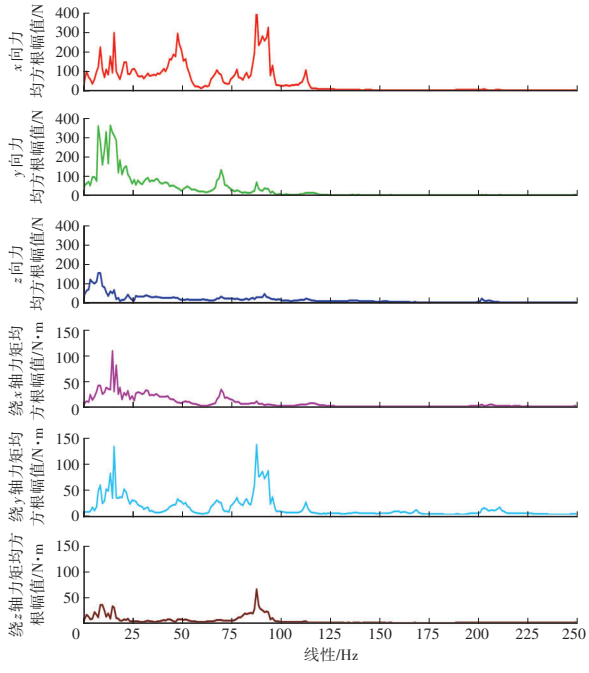


图8　轮心六分力载荷

基于部件TPA技术，测量过程中轮胎无需脱离轮心安装点，故可方便地获取所需的转向节加速度工况数据和轮心传递函数数据，同时保证车辆的状态稳定一致。结合逆矩阵和现场测量的方法，得到对应工况的轮心载荷，此载荷是轮胎激励源的固有属性，仅与结构主动件轮胎相关，因此，可利用该载荷预测新结构状态下结构目标点的响应。

4　轮心六分力结果验证

通过识别提取的轮心六分力及其到车内噪声响应点的六分力传递函数，进行粗糙路面40 km/h匀速行驶工况下车内噪声的预测，并与实测噪声进行对比验证，结果如图9所示。由图9可知，由轮心六分力预测的车内噪声响应结果与道路实测结果一致性较好，两者在400 Hz以内频段的噪声能量均方根（Root Mean Square，RMS）值相差不超过1.5 dB(A)，且车内路噪主要峰值特征均有很好的拟合结果，尤其是92 Hz附近的路噪。

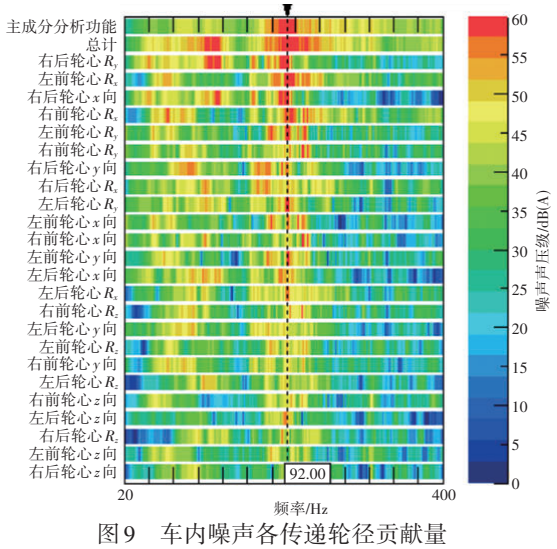


图9　车内噪声各传递轮径贡献量

5　结束语

本文基于部件TPA原理，结合主成分分析方法和虚拟点转化技术及逆矩阵方法进行了轮心六分力识别，并对车内相应点噪声进行预测，预测结果与实测结果一致性较好，车内响应点的主要噪声峰值均得到很好拟合，验证了该轮心六分力识别方法的可行性与准确性，可为轮胎选型、路噪性能开发目标设定、性能预测、问题诊断、结构优化等提供参考。

参　考　文　献

[1] 邵志跃. 电动汽车引起城市交通噪声变化初探[J]. 噪声与振动控制, 2018, 38(4): 128-133.
SHAO Z Y. Preliminary Study on Changes of Urban Road Traffic Noisecaused by Electric Vehicles[J]. Noise And Vibration Control, 2018, 38(4): 128-133.

[2] 曾庆懿, 汪海涛, 吉丽超, 等. 基于轮心载荷的整车路噪分析与优化研究[J]. 噪声与振动控制, 2020, 40(4): 183-189.
ZENG Q Y, WANG H T, JI L C, et al. Research on Vehicle Road Noise Analysis and Optimization Based on Wheel Center Load[J]. Noise And Vibration Control, 2020, 40(4): 183-189.

[3] 刘东明, 岳亮亮, 龚超, 等. 六自由度轮心力在车内噪声分析中的应用[J]. 噪声与振动控制, 2014, 34(1): 101-103+108.
LIU D M, YUE L L, GONG C, et al. Application of 6-DOF Wheel Center Forces to the Analysis of-DOF Wheel Center Forces to the Analysis of Interior Road NoiseInterior Road Nois[J]. Noise and Vibration Control, 2014, 34(1): 101-103+108.

[4] 邓江华, 孙健颖, 李奥飞. 基于主成分分析的运行工况车轮轮心载荷识别方法研究[J]. 噪声与振动控制, 2019, 39(4): 145-149.
DENG J H, SUN J Y, LI A F. Research on Operational Six-Axis Wheel Force Identification Method Based on Principal Component Analysis[J]. Noise and Vibration Control, 2019, 39(4): 145-149.

[5] 卢炽华, 李永超, 刘志恩, 等. 轮心激励下车辆结构路噪传递路径分析[J]. 振动与冲击, 2021, 40(18): 42-46+79.
LU C H, LI Y C, LIU Z E, et al. Vehicle Structural Road Noise Transmission Path under Wheel Excitation[J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(18): 42-46+79.

[6] 栾世杰, 于佳伟, 郑松林. 整车载荷相关性分析方法与道路模拟试验优化应用[J]. 机械科学与技术, 2021, 40(12): 1944-1951.
LUAN S J, YU J W, ZHENG S L. Vehicel Load Correlation Analysis Method and Optimation Application of Road Simulation Test[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2021, 40(12): 1944-1951.

[7] 杨星瑶, 卢炽华, 刘志恩, 等. 现场测量表征激励源的部件传递路径分析方法研究[J]. 声学技术, 2022, 41(6): 894-902.
YANG X Y, LU C H, LIU Z E, et al. Research on the Component-Based TPA Method Via in-Situ Measurement to Characterize Excitation Source[J]. Technical Acoustics, 2022, 41(6): 894-902.

[8] DE MELO F X, DE OLIVEIRA L P R. Combining Classical and Component-Based TPA for Equivalent Load Identification[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2020, 42(4/5): 12-16.

[9] MOORHOUSE A T, ELLIOTT A S, EVANS T A. In Situ Measurement of the Blocked Force of Structure-Borne Sound Sources[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 325(4/5): 679-685.

[10] International Organization for Standardization. Acoustics-Characterization of Sources of Structureborne Sound and Vibration-Indirect Measurement of Blocked Forces: ISO 20270: 2019[S/OL]. Geneva, Switzerland: ISO, 2019 (2019-11)[2024-12-10]. https://www.iso.org/standard/67456.html.

[11] KIDO I, UEYAMA S, HASHIOKA M, et al. Tire and Road Input Modeling for Low-Frequency Road Noise Prediction [J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2011, 4(2): 1277-1282.

[12] 范朝梦. 基于传递路径分析方法的车内振动控制研究[D]. 长春: 吉林大学, 2018.
FAN Z M. Research on Vehicle Interior Vibration Control Based on Transfer Path Analysis Method[D]. Changchun: Jilin University, 2018.

（责任编辑　弦　歌）

修改稿收到日期为2025年3月8日。