

# 三缸机传动系扭振试验研究和仿真分析<sup>\*</sup>

方 健, 刁 坤, 汪晓虎

(泛亚汽车技术中心有限公司 上海, 201201)

**摘要** 动力总成的传动系统扭振问题一直是汽车噪声、振动和声振粗糙度(noise, vibration and harshness, 简称 NVH)领域研究的热点和难点, 针对某型三缸机中型多用途汽车(multi-purpose vehicles, 简称 MPV)高挡位低转速加速时车内振动和噪声问题, 基于半消声室转鼓客观测试试验, 运用传递路径分析方法, 建立了传动系路径激励的识别方法。针对该三缸机动力总成, 建立六自由度三缸机传动系扭振集总参数动力学模型, 利用 Matlab-Simulink 软件进行仿真分析, 实现了传动系扭振的准确预测和传动系扭振关键参数的分析。研究发现, 传动系扭振受到发动机燃烧扭矩、发动机转速、传动系转动惯量和扭转刚度的影响显著, 提出的传动系扭振前期开发策略为整车 NVH 性能的开发奠定了基础。

**关键词** 三缸发动机; 传动系统; 扭振特性; 转鼓试验; 集总参数模型

**中图分类号** TB535; U46

## 引 言

随着汽车工业的发展及人类对车内舒适性的要求提高, 汽车 NVH 问题日益受到关注。动力总成的传动系扭振引起的 NVH 问题一直是业内研究的热点和难点<sup>[1-3]</sup>。在低油耗、低排放和低成本的研发目标下, 车企大力推广大扭矩、高功率和轻量化的三缸发动机, 这也导致了传动系统的扭振问题愈加突出。

研究人员对扭振的发生机理和关键因素展开了大量的试验研究和仿真分析。在测试手段方面, 多采用脉冲式扭振传感器对传动系扭振进行观测, 而 Polytec 公司的非接触式回转式激光测振仪<sup>[4]</sup>基于多普勒效应原理, 无额外附加质量, 测试精度更高, 应用也越来越为广泛。在试验研究方面, 文献<sup>[5-6]</sup>针对 MPV 的传动系扭振引起的车内轰鸣声问题开展了大量的试验研究, 认为主减速器输入端的扭转交变力矩是主要激励源, 并验证了扭振减振器和双质量飞轮对车内轰鸣声的改善效果, 但其研究重点针对前置后驱车型(含长驱动轴), 未能解释前置前驱车辆的发动机低转速扭振产生的原因。同时, 国内外各整车企业也开展了大量的传动系扭振试验, 不仅验证了双质量飞轮<sup>[7-8]</sup>或扭振吸振器<sup>[9-10]</sup>对传动系扭振改善效果, 还重点关注了离合器刚度和阻

尼<sup>[11-12]</sup>的影响, 但未能深入分析传动系扭振的影响因素。在仿真分析方面, Han 等<sup>[13]</sup>通过建立曲轴系的有限元模型, 研究了传动系固有特性对其弯曲和扭转振动特性的影响, 但有限元模型仿真时间长, 占用计算资源大, 难以实现整个传动系的有限元建模。文献<sup>[14-15]</sup>建立了曲轴系多自由度集总参数模型, 相比有限元模型, 其物理概念清晰, 计算速度快, 使用简单, 但仅考虑了发动机曲轴系, 未考虑液力变矩器、变速箱、减速器、半轴、车轮和车身对传动系扭振的影响。此外, 鲜有文献针对三缸发动机的激励特性对传动系扭振的影响展开研究。

笔者基于某型配置了三缸发动机的前置前驱中型 MPV, 针对其在高挡位低转速中油门加速时发生的车内声振品质问题, 在半消声室转鼓上开展 NVH 性能客观测试。首先, 通过关键传递路径的相关性分析, 确定了传动系扭振是引起车内 NVH 问题的主要激励源; 其次, 基于该车辆的传动系统结构, 建立了六自由度三缸机传动系扭振集总参数动力学模型, 结合虚拟仿真识别模型关键参数, 实现了传动系扭振的准确预测; 最后, 通过对该模型仿真分析计算, 明确了传动系扭振的关键影响因素和优化方向, 并有针对性地制定了基于传动系扭振的整车 NVH 性能开发策略。该研究为深入研究传动系扭振的发生机理和关键影响因素以及指导整车 NVH

<sup>\*</sup> 泛亚汽车技术中心有限公司研发资助项目  
收稿日期: 2018-09-05; 修回日期: 2019-02-25

性能开发奠定了重要基础。

## 1 传动系扭振引起的车内振动噪声问题试验

### 1.1 问题描述

试验车辆为前置前驱中型 MPV,其动力总成为小排量涡轮增压三缸发动机(点火阶次为 1.5 阶)和配置了液力变矩器(torque converter,简称 TC)的 6 挡自动变速箱。对该车辆进行 NVH 主观评估时发现,当车辆处于高挡位低转速中油门(4,5,6 挡,1 200~1 800r/min,25~40%油门)时,整车发生抖动,驾驶员座椅和地板感受明显,并伴随车内显著轰鸣声。考虑到三缸发动机的点火间隔长(三缸机点火间隔角为  $240^\circ$ ,高于四缸机的  $180^\circ$ ),燃烧激励大(相比同扭矩的四缸发动机,约大 33%),激励频率更低(三缸机燃烧激励为 1.5 阶,四缸机为 2.0 阶),其传动系扭振特性远低于四缸机,同时车内振动随着发动机转速的提高而降低,认为该高挡位低转速车内振动问题可能与传动系统的扭振有关,因此试验研究重点关注了传动系的扭振特性。

### 1.2 试验设备、测点和工况

为了排除路面激励和环境噪声的干扰,测试试验选择在半消声室的声学转鼓上进行。扭振的测量采用的是德国 Polytec RLV-5500 回转式激光测振仪(非接触式),方向盘、座椅导轨、转向节和悬置主被动端的振动加速度的测量分别采用 PCB-356A16 和 PCB-356A25 三向振动加速度传感器,车内噪声的测试采用 PCB-377A60 随机场麦克风,数据采集系统为 LMS 的 44 通道数据采集系统。

扭振信号的测点为差速器输出端,即半轴靠近差速器侧的端部,扭振幅值信号测点布置如图 1 所示。振动信号的测点有 12 个,包括方向盘的 12 点



图 1 扭振幅值信号测点布置

Fig. 1 Installation of rotational laser vibrometer

和 9 点方位(2 个)、前排主副驾座椅导轨(2 个)、左右两侧的转向节(2 个)、动力总成悬置的主被动端(3 个悬置,共计 6 个),振动信号测点布置如图 2 所示。车内噪声信号的测点有 3 个,包括前排驾驶员右耳处、中排右侧座椅位置和后排座椅中间位置(该车辆有 3 排座椅),噪声信号测点布置如图 3 所示。



(a) 方向盘  
(a) Steering wheel  
(b) 座椅导轨  
(b) Seat track



(c) 转向节  
(c) Knuckle

图 2 振动信号测点布置

Fig. 2 Installation of acceleration transducer

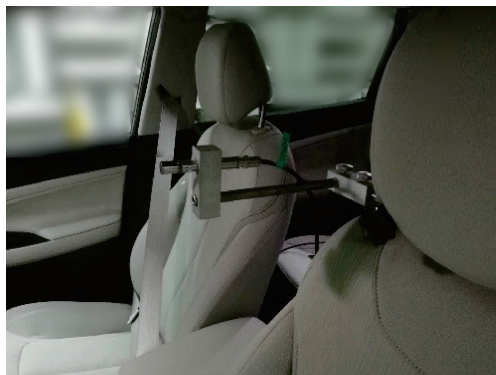


图 3 噪声信号测点布置

Fig. 3 Installation of microphone

试验测试工况包括恒定车速-发动机转速-油门的稳态工况和恒定油门的加速工况。其中,由于高挡位低转速中油门是主观评估时发生 NVH 问题的工况,故本次试验以 5 挡,1 200~2 000r/min,30%油门为重点评估和分析工况,研究车内 NVH 问题的激励源及整车和传动系的 NVH 特性。

### 1.3 试验数据分析

笔者采用差速器输出端半轴转速波动的均方根

值描述传动系的扭振特征,简称扭振幅值。扭振幅值越大,则传动系的扭振激励越大。图 4 为 5 挡, 1 200~2 000r/min,30%油门工况时,测试得到的扭振幅值随发动机转速的变化曲线。由图 4 可知,当油门开度恒定时,扭振幅值随着发动机转速的提高而降低。

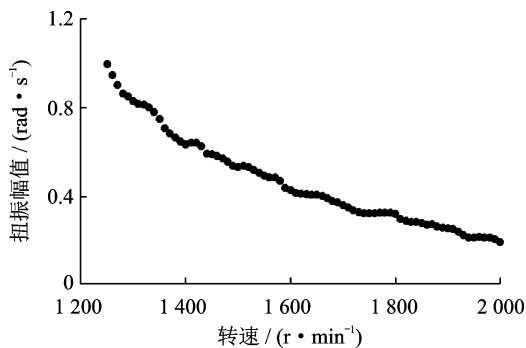


图 4 扭振幅值试验测试结果

Fig. 4 Torsional vibration test result

图 5 分别为扭振幅值、转向节  $x$  向振动加速度和驾驶员座椅导轨  $x$  向振动加速度的时频图。由图可知:a. 驾驶员座椅导轨的  $x$  向振动加速度以 1.5 阶的振动为主,这与转向节的  $x$  向振动加速度和扭振幅值的阶次特征一致;b. 座椅导轨和转向节的振动加速度的 1.5 阶次幅值与扭振幅值的变化趋势一致,且随着发动机转速的提高而逐渐降低;c. 分析发

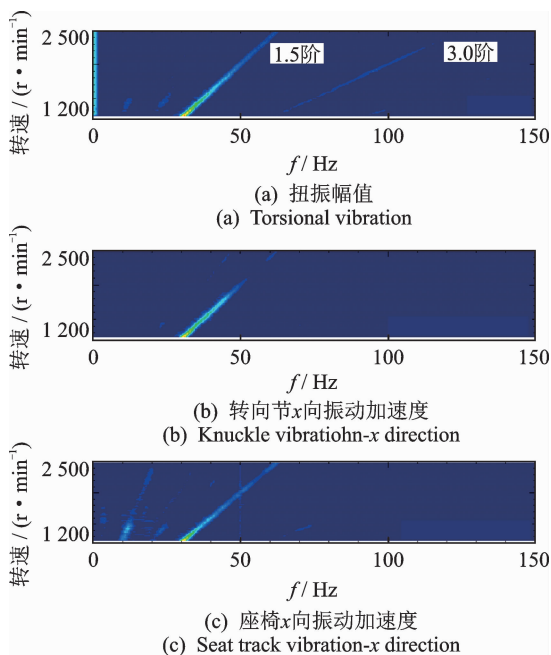


图 5 传动系统扭振、转向节  $x$  向振动和驾驶员座椅导轨  $x$  向振动时频图

Fig. 5 Time-frequency diagram of torsional vibration, knuckle vibration and seat track vibration

现,扭振频率主要低于 50Hz,与传动系主要部件的柔性模式无关,为动力总成引起的传动系强迫滚振现象。

车辆在行驶过程中,动力总成的激励传递到车身主要通过 2 个途径:动力总成-悬置-车身;动力总成-传动系统-车身。为了锁定引起上述加速行驶车内 NVH 问题的主要传递路径,提取了座椅导轨、转向节和悬置安装点车身侧的  $x$  方向 1.5 阶振动加速度信号,分析三者之间的相关性,如图 6 所示。研究发现:座椅导轨和转向节的  $x$  向振动加速度具有较高的相关性,呈显著的线性关系;座椅导轨与悬置车身侧的振动加速度线性相关性较差。由此可判断,该工况下的车内 NVH 问题是由动力总成的激励通过传动系传递到车身所引起的。由于传动系的扭振是引起该问题的激励源,因此建立传动系扭振集总参数模型,研究传动系扭振的关键影响因素。

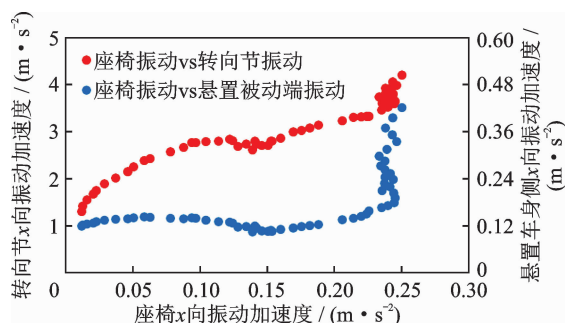


图 6 座椅振动、转向节振动和悬置车身侧  $x$  向振动的相关性分析

Fig. 6 Correlation analysis of vibration of seat track, knuckle and powertrain mount body side

## 2 六自由度三缸机传动系扭振集总参数模型

笔者建立的传动系扭振模型为多自由度集总参数模型,是将传动系统简化为由集中质量、当量阻尼和当量扭转刚度组成的多自由度离散化模型。

### 2.1 模型的建立

笔者以某中型 MPV 配置的小排量涡轮增压三缸发动机的传动系统为基础,建立六自由度三缸机传动系扭振集总参数动力学模型,如图 7 所示。其中,发动机的连杆、活塞和平衡轴等组件已等效计算到集总参数模型中。图 7 中: $k_1$  为柔性盘和泵轮之间连接轴的当量扭转刚度; $k_2$  为离合器输入端和输出端之间的当量摩擦扭转刚度; $k_3$  为变速箱输入轴

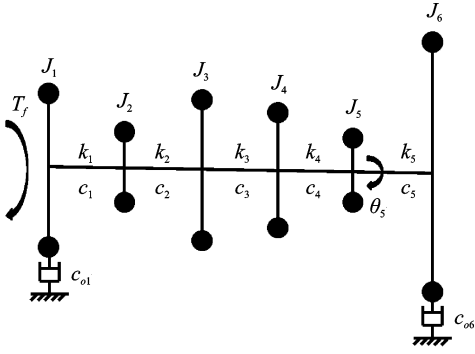


图7 六自由度三缸机传动系扭振集总参数模型

Fig.7 Lumped parameter model of 3-cylinder engine and driveline system with 6-Dofs

和输出轴齿轮之间的当量啮合刚度； $k_4$ 为差速器输出轴和半轴之间的当量扭转刚度； $k_5$ 为半轴和车轴之间的当量扭转刚度； $c_{01}$ 为活塞受到的等效外阻尼系数； $c_{06}$ 为车轮和车身受到的等效外阻尼系数； $c_i$ 为惯性质量 $J_i$ 和 $J_{i+1}$ 之间的等效内阻尼系数； $T_f$ 为发动机的燃烧激励力矩。

假设：a. 扭振系统为线性的多自由度离散系统；b. 忽略传动系统所受到的拉压和弯曲振动；c. 为了合理简化模型，将不同部件之间连接刚度较高的多个部件视为同一集中质量，包括发动机曲轴系（含曲轴、活塞连杆、平衡轴和带轮等）与柔性盘，液力变矩器泵轮和离合器输入端，离合器输出端与涡轮以及变速器输入轴，变速器输出轴和差速器，车轮与车身（已将车身平动质量转化为等效转动惯量）；d. 各部件之间的连接件视为仅具有扭转刚度的弹性轴；e. 连接件的转动惯量平均分配到其两端的集中质量上；f. 存在速比的部件，通过等效动能原则将其转动惯量和扭转刚度转化为当量转动惯量和当量扭转刚度。

$J_1 \sim J_6$ 分别为六自由度系统的各转动惯量，其表达式为 $J_1 = J_e + J_{fl}$ ， $J_2 = J_p + J_{ci}$ ， $J_3 = J_{co} + J_{ti} + J_{ti}$ ， $J_4 = J_{wo} + J_d$ ， $J_5 = J_{hs}$ ， $J_6 = J_w + J_v$ 。其中： $J_e$ 为发动机传动机构绕曲轴中心线的当量转动惯量，包含曲轴、活塞连杆、平衡轴和带轮等机构； $J_{fl}$ 为柔性盘绕曲轴中心线的当量转动惯量； $J_p$ 和 $J_{ti}$ 分别为液力变矩器泵轮和涡轮绕曲轴中心线的当量转动惯量； $J_{ci}$ 和 $J_{co}$ 分别为液力变矩器中离合器输入端和输出端绕曲轴中心线的当量转动惯量； $J_{ti}$ 和 $J_{wo}$ 分别为变速器输入轴和输出轴分别绕各自轴向中心线的当量转动惯量； $J_d$ 为差速器绕变速器输出轴中心线的当量转动惯量； $J_{hs}$ 为半轴绕其自身轴向中心线的当量转动惯量； $J_w$ 为车轮绕车轴中心线

的当量转动惯量； $J_v$ 为车身平动质量转化成绕车轴中心线的当量转动惯量。

根据牛顿第二定律，对图7所示的传动系统建立扭转振动微分方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\boldsymbol{\theta}} + \mathbf{C}\dot{\boldsymbol{\theta}} + \mathbf{K}\boldsymbol{\theta} = \mathbf{T}$$

其中： $\mathbf{M}$ 为转动惯量矩阵； $\mathbf{K}$ 为刚度矩阵； $\mathbf{T}$ 为激振力矩向量； $\boldsymbol{\theta}$ 为角位移向量； $\mathbf{C}$ 为阻尼矩阵， $\mathbf{C} = \mathbf{C}_c + \mathbf{C}_o$ ； $\mathbf{C}_c$ 为内阻尼矩阵； $\mathbf{C}_o$ 为外阻尼矩阵。

表达式分别为

$$\mathbf{M} = \text{diag}(J_1, J_2, J_3, J_4, J_5, J_6)$$

$$\mathbf{C}_c = \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_3 & c_3 + c_4 & -c_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_4 & c_4 + c_5 & -c_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_5 & c_5 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C}_o = \text{diag}(c_{01}, 0, 0, 0, 0, c_{06})$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_{01} + c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_3 & c_3 + c_4 & -c_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_4 & c_4 + c_5 & -c_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_5 & c_5 + c_{06} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_3 & k_3 + k_4 & -k_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_4 & k_4 + k_5 & -k_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_5 & k_5 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{T} = (T_f, 0, 0, 0, 0, 0)$$

$$\boldsymbol{\theta} = \{\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \theta_5, \theta_6\}$$

## 2.2 模型结构参数的确定

六自由度三缸机传动系扭振集总参数模型的参数确定采用以下方法：a. 各部件当量转动惯量都是在三维CAD模型中计算获得，其中变速器输出端之后部件的转动惯量需通过减速比进行相应的转换；b. 各部件之间的连接件当量扭转刚度可通过建立CAE仿真模型计算获得近似值；c. 阻尼系数分为外阻尼系数和内阻尼系数，主要参考文献[5, 14]的经验值；d. 燃烧激励力矩是通过缸压传感器测试发动机各缸缸压，并计算获得不同发动机转速下的点火阶次燃烧力矩。传动系集总参数模型的模型参数如表1所示。发动机30%油门时的燃烧力矩测试

值如表 2 所示。

表 1 传动系集总参数模型的模型参数

Tab.1 Parameters of driveline system model

当量转动惯量/(10 <sup>-2</sup> kg·m <sup>-2</sup> )						
J <sub>1</sub>	J <sub>2</sub>	J <sub>3</sub>	J <sub>4</sub>	J <sub>5</sub>	J <sub>6</sub>	/
3.96	0.97	6.12	0.27	0.14	765.75	/
当量扭转刚度/(10 <sup>4</sup> N·m·rad <sup>-1</sup> )						
k <sub>1</sub>	k <sub>2</sub>	k <sub>3</sub>	k <sub>4</sub>	k <sub>5</sub>	/	/
2.020	0.018	1.966	0.197	0.202		
当量阻尼系数/(N·m·(rad·s <sup>-1</sup> ) <sup>-1</sup> )						
c <sub>1</sub>	c <sub>2</sub>	c <sub>3</sub>	c <sub>4</sub>	c <sub>5</sub>	c <sub>01</sub>	c <sub>06</sub>
0.3	1.0	0.3	0.3	0.1	0.3	3.0

表 2 发动机 30%油门时的燃烧力矩测试值

Tab.2 Firing torque of 3-cylinder engine at 30% pedal

转速/(r·min <sup>-1</sup> )	输出力矩/(N·m)	燃烧力矩/(N·m)
1 200		155.2
1 400		166.9
1 600		164.5
1 800		150.5
2 000		136.9

### 2.3 模型的验证

基于建立的六自由度三缸机传动系扭振集总参数动力学模型,运用 Matlab Simulink 软件完成系统的瞬态动力学仿真分析,实现传动系扭振的预测,研究其动态响应特性。为了便于与试验结果对比,以验证模型的有效性,仿真工况与上文的主要试验测试工况一致(5 挡,1 200~2 000r/min,30%油门)。

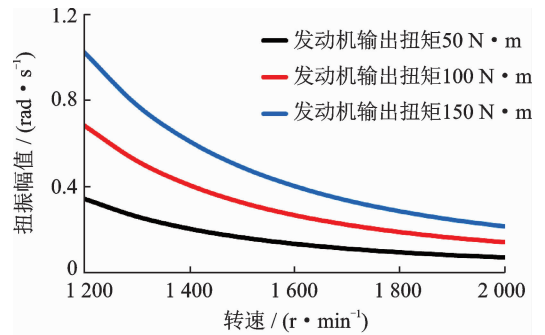
图 8 为六自由度三缸机扭振集总参数模型预测结果与整车转鼓台架测试结果的对比。由图 8 可知:a.传动系扭振集总参数动力学模型的预测结果与试验测试结果具有较好的一致性;b.转鼓测试的扭振幅值随着转速变化时,会存在一定的不稳定波动,这可能是由于发动机在实际运行时,燃烧力矩的

大小存在波动所致。仿真时输入的燃烧力矩是由多个稳态计算值拟合而成的,不存在时变的不确定波动,因此仿真预测结果更加平滑。

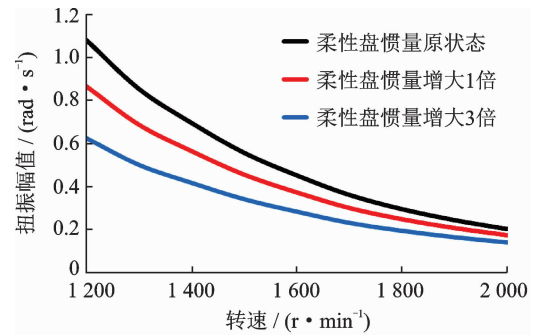
综上所述,仿真预测结果具有较高的精度,验证了模型的有效性。

### 3 扭振的关键影响因素及 NVH 开发策略

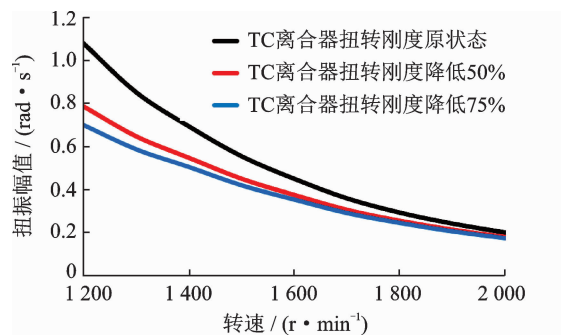
基于建立的六自由度三缸机传动系扭振集总参数动力学模型,利用瞬态仿真分析法对传动系扭振的关键影响因素进行分析。研究发现,发动机输出扭矩、传动系转动惯量、发动机转速和传动系扭转刚度对扭振幅值的影响显著。图 9 为扭振幅值的关键影响因素分析。



(a) 扭振幅值随发动机输出扭矩的变化  
(a) Effect of engine torque on torsional vibration



(b) 扭振幅值随柔性盘转动惯量的变化  
(b) Effect of flexible disc inertia on torsional vibration



(c) 扭振幅值随液力变矩器离合器扭转刚度的变化  
(c) Effect of TC clutch torsional stiffness on torsional vibration

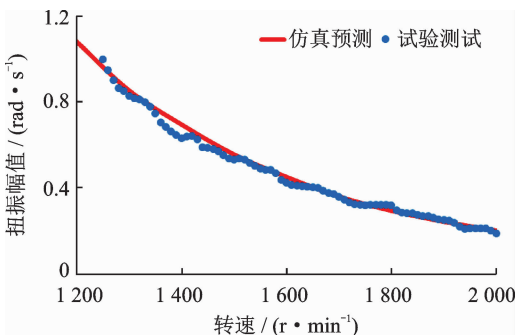
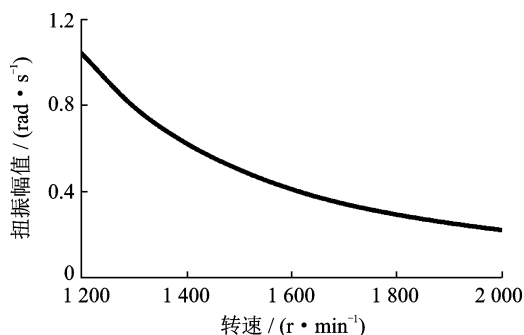


图 8 模型预测结果与试验结果的对比

Fig.8 Correlation of predicted result and test result



(d) 扭振幅值随发动机转速的变化  
(d) Effect of engine speed on torsional vibration

图9 扭振幅值的关键影响因素分析

Fig.9 Key impact factors of torsional vibration

图9(a)为不同发动机输出扭矩对扭振幅值影响。由图9(a)可知,随着发动机扭矩的降低,扭振幅值也线性降低。在整车NVH开发前期时,需结合整车扭振灵敏度制定发动机的限扭曲线,控制低转速高档位时的发动机输出扭矩,以降低传动系扭振幅值,提升车内的声振品质。

图9(b)为不同变速箱柔性盘惯量对扭振幅值的影响。由图9(b)可知,随着柔性盘惯量的增加,扭振幅值也随之降低。由于该款三缸发动机配置了液力变矩器,无飞轮结构设计,柔性盘的转动惯量也较小(仅约 $0.01\text{kg}/\text{m}^2$ ),在整个传动系中所占比重非常小,且受到动力总成内部空间的限制,因此通过增加柔性盘的转动惯量对扭振幅值的降低贡献有限。

液力变矩器离合器滑差(torque converter control slip,简称TCC Slip)是变速箱标定的重要控制指标之一,可实现不同工况下的TCC Slip值的需求设置。图9(c)为液力变矩器(torque converter,简称TC)离合器扭转刚度对扭振幅值的影响。由图9(c)可知,随着TC离合器扭转刚度的减小,扭振幅值显著降低。在整车NVH开发时,对于配置了TC的自动变速箱(automatic transmission,简称AT)或无级自动变速箱(continuously variable transmission,简称CVT),可以通过增大TCC Slip值,降低离合器的摩擦扭转刚度,显著降低传动系扭振,提升扭振引起的车内声振品质,但该方案需综合平衡NVH、油耗和TC耐久性能。

图9(d)为在恒定发动机输出扭矩时( $150\text{N} \cdot \text{m}$ 输出扭矩)的扭振幅值随转速变化曲线。由图9(d)可知:a.随着发动机转速的提高,扭振幅值逐渐降低;b.在低转速区,扭振幅值的降低速率较大,随着发动机转速的增大,扭振幅值的降低速率逐渐减小。

因此,在低转速区间,提高发动机转速对降低扭振幅值贡献显著。在整车NVH开发时,可以通过提高变速箱速比和发动机升挡转速的方式,使发动机在大负荷工况下工作在高转速区间,避开低转速大负荷工况,从而避免扭振引起车内NVH问题发生。

## 4 结束语

笔者首先基于某三缸机中型MPV的半消声室转鼓试验,运用传递路径分析法,锁定了引起该车辆高档位低转速时车内NVH抱怨的主要激励源——传动系扭振;其次,基于该转鼓试验的扭振幅值测试结果,结合CAE仿真识别模型的关键参数,建立了六自由度三缸机传动系扭振集总参数动力学模型,实现了传动系扭振的准确预测,验证了模型的有效性;最后,通过传动系扭振的关键影响因素研究发现,发动机输出扭矩、传动系转动惯量、传动系扭转刚度和发动机转速对扭振幅值的影响非常显著,为传动系扭振的优化和整车NVH性能的提升提供了理论依据。本研究对扭振引起的车内NVH问题的激励源识别方法、传动系扭振发生机理和关键影响因素分析研究奠定了基础,对于整车的扭振NVH前期性能开发具有指导意义。

## 参 考 文 献

- [1] NESTORIDES J. Handbook on torsional vibration [M]. [S. l.]: Cambridge University Press, 1958:1-2.
- [2] KAZUhide T, MICHAEL P. Input torque shaping for driveline NVH improvement and torque profile approximation problem with combustion pressure[C]// FISITA 2012 World Automotive Congress. Berlin, Germany: Springer, 2012.
- [3] 吴光强, 栾文博. 汽车传动系相关NVH问题的动力学研究论述[J]. 机械工程学报, 2013, 49(24): 108-116.  
WU Guangqiang, LUAN Wenbo. Review of dynamic research for NVH problems related to automotive driveline [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(24): 108-116. (in Chinese)
- [4] MILES J, LUCAS M, HALLIWELL A, et al. Torsional and bending vibration measurement on rotors using laser technology [J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 226(3): 441-467.
- [5] 王媛文, 董大伟, 孙梅云, 等. 多级扭振减振器在降低车内噪声中的应用[J]. 内燃机工程, 2017, 38(3): 123-130.

- WANG Yuanwen, DONG Dawei, SUN Meiyun, et al. Application of multi-DOF torsional vibration absorber to reduce interior noise [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2017, 38(3): 123-130. (in Chinese)
- [6] 王媛文,董大伟,鲁志文,等. 传动系扭振引起的车内轰鸣声实验[J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(1): 160-168.
- WANG Yuanwen, DONG Dawei, LU Zhiwen, et al. Experimental study on booming noise caused by driveline torsional vibration [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(1): 160-168. (in Chinese)
- [7] GUPTA K, CHOUDHARY A, BIDRE R. NVH performance improvement study using a dual mass flywheel (DMF), inertia ring type tuned torsional vibration damper (TVD) and single mass flywheel (SMF) in a front engine and rear wheel driveline architecture [C] // SAE Technical Paper. Alabama, Michigan, US: SAE International, 2017.
- [8] 袁旺,田子龙,杨志坚,等. 乘用车加速工况动力传动系扭振分析与改进[J]. 汽车工程, 2018, 40(1): 91-97.
- YUAN Wang, TIAN Zilong, YANG Zhijian, et al. Analysis and improvement of the torsional vibration of car powertrain under acceleration condition[J]. Automotive Engineering, 2018, 40(1): 91-97. (in Chinese)
- [9] MOORTHY S, RAO M, RAGHAVENDRAN P. Torsional vibration analysis of the driveline on light weight rear wheel drive vehicle [C] // SAE Technical Paper. Pune, India: SAE International, 2017.
- [10] 杨文英,郝志勇,郑旭,等. 轴系扭振诱发的车内异响诊断及优化[J]. 振动、测试与诊断, 2018, 38(2): 401-406.
- YANG Wenying, HAO Zhiyong, ZHENG Xu, et al. An investigation and optimization of an abnormal vehicle noise caused by the crankshaft torsional vibration of a gasoline engine [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(2): 401-406. (in Chinese)
- [11] 王昆,苏彬,吉丽超,等. 传动系扭振对MPV车内轰鸣声影响的控制研究[J]. 噪声与振动控制, 2018, 38(2): 77-82.
- WANG Kun, SU Bin, JI Lichao, et al. Study on the control of MPV interior booming induced by torsional vibration of driveline systems [J]. Noise and Vibration Control, 2018, 38(2): 77-82. (in Chinese)
- [12] 康强,李洁,顾鹏云,等. 传动系扭振影响车内低频声振舒适性的作用机理[J]. 噪声与振动控制, 2018, 38(3): 94-98.
- KANG Qiang, LI Jie, GU Pengyun, et al. Impact mechanism of drivetrain torsional vibration on the car's low frequency interior nvh performance [J]. Noise and Vibration Control, 2018, 38(3): 94-98. (in Chinese)
- [13] HAN S, LEE W, CHO B, et al. Three-dimensional crankshaft vibration analysis including gyroscopic effect [C] // SAE Technical Paper. Detroit, Michigan, US: SAE International, 1994.
- [14] 上官文斌,陈超,段小成,等. 发动机曲轴系统扭转振动建模与实测分析[J]. 振动、测试与诊断, 2012, 32(4): 560-567.
- SHANGGUAN Wenbin, CHEN Chao, DUAN Xiaocheng, et al. Modeling and experimental analysis of torsional vibration in engine crankshaft system [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 32(4): 560-567. (in Chinese)
- [15] SHANGGUAN W, PAN X. Multi-mode and rubber-damped torsional vibration absorbers for engine crankshaft systems [J]. International Journal of Vehicle Design, 2008, 47(1/2/3/4): 176-188.



**第一作者简介:**方健,男,1972年5月生,高级工程师。主要研究方向为整车前期设计和性能集成开发。

E-mail: Jian\_Fang@patac.com.cn

**通信作者简介:**刁坤,男,1986年1月生,博士、工程师。主要研究方向为振动噪声控制技术。

E-mail: Kun\_diao@patac.com.cn