

电驱系统瞬态NVH特性分析与实验研究*

黄修鹏¹, 郑光泽², 李晓峰³, 唐元斌⁴

(1. 重庆工信职业学院轨道交通学院 重庆, 401233)

(2. 重庆理工大学车辆工程学院 重庆, 400054)

(3. 重庆德音科技有限公司 重庆, 400050)

(4. 招商局检测车辆技术研究院有限公司 重庆, 401329)

摘要 为了研究新能源汽车电驱系统的振动噪声特性,构建了电驱系统结构有限元模型,并施加相应的电磁力和轴承载力,分析了电驱系统加速工况的振动噪声。首先,通过永磁同步电机的二维瞬态场分析,得到稳速工况点作用于定子齿的电磁力;其次,应用多体动力学分析得到电驱系统各稳速工况的轴承载力;然后,提取稳速工况下电磁力和轴承载力的主阶次激励,并用三次样条插值得到各阶次的瞬态激励力,进行电驱系统加速工况的振动噪声分析;最后,对比分析了半消声室台架实验结果与仿真结果。研究表明,综合考虑电磁激励和机械激励,并通过插值拟合瞬态激励的方法能有效地预测电驱系统瞬态噪声-振动-声品质(noise vibration and harshness,简称NVH)特性。

关键词 电驱系统;瞬态;噪声-振动-声品质特性;多体柔性动力学

中图分类号 TH132.4;TM341;O321

引言

随着能源产业革命和新材料、新技术的不断突破,我国新能源汽车行业得到了飞速发展^[1],整车的NVH性能也越来越受到关注。与传统的内燃机汽车相比,电动汽车的振动和噪声总体上相对较低,但在特殊的工况和频段,其NVH性能更差。电驱系统主要由电机与减速器组成,其产生振动噪声的内部综合激励主要是电机定转子引起的电磁激励与减速器齿轮引起的啮合激励。

针对电机电磁激励与减速器齿轮激励对振动噪声的影响,国内外学者开展了相关研究。Islam等^[2]研究了分数槽永磁拓扑结构、极槽配合及绕组结构等对电机振动噪声的影响。江洪等^[3]通过搭建减速器多体动力学模型,计算得到轴承处的激励力,将其加载到结构有限元模型上进行振动响应分析,再建立壳体的声学边界元模型,将振动响应分析得到的壳体表面振动映射到声学模型上,对壳体进行辐射噪声分析。冯海生等^[4]考虑变工况冲击、啮入冲击及节点冲击,结合多体动力学软件建立柔性齿轮传动系统动力学模型,分析了齿轮传动系统动特性。

于蓬等^[5-8]以集中式电动车的动力总成作为研究对象,建立了电驱系统的有限元模型,对作用于电驱系统的各种激励进行分析,并提出了电驱系统的模式实验与振动噪声实验的方法。Humbert等^[9]通过建立二维电磁场模型分析得到磁场边界,加载到三维有限元模型上,得到磁固耦合模型,进而分析了电流谐波对电驱系统振动和噪声的影响。Pellerey等^[10]在分析电磁激励时,不仅考虑了径向电磁力,还考虑了切向电磁力以及电流谐波,分析了电驱系统的NVH特性。目前,对电驱系统NVH特性的研究很少同时考虑电磁激励和轴承激励,且基本是基于稳速工况,现有电磁仿真工具对加速工况的电磁激励无法直接得到,因而无法完整地反映电驱系统的振动噪声特性。

笔者结合实验方法,建立了精确的电驱系统结构有限元模型,分别计算各稳速工况下的电磁激励和齿轮传动引起的轴承激励力,并用三次样条插值的方法得到各阶次下的瞬态激励力,进行加速工况下的电驱系统振动噪声分析,仿真分析结果和实验结果具有较好的一致性。

* 国家自然科学基金资助项目(51975080);重庆市教委科学技术研究计划资助项目(KJQN201900827)

收稿日期:2022-04-27;修回日期:2022-07-07

1 电机电磁场分析

1.1 电磁力波分析

电机绕组的交变电流产生气隙旋转磁场与转子内永磁体形成的磁场相互作用产生电磁力。铁心的磁导率比空气的磁导率大很多,磁线进入铁心时近似垂直于表面,因此进入定子铁心的径向磁密较切向和轴向磁密大很多,电机的振动主要是由径向电磁力所导致。径向电磁力可以近似表示为

$$p_r(\theta, t) \approx \frac{1}{2u_0} b_r^2(\theta, t) \approx \frac{1}{2u_0} b^2(\theta, t) \quad (1)$$

其中: u_0 为真空磁导率; θ 为机械角度; t 为时间; $b_r(\theta, t)$ 为径向气隙磁密; $b(\theta, t)$ 为气隙磁密。

忽略铁芯的磁阻,气隙磁密的瞬时值可表示为

$$b(\theta, t) = f(\theta, t) \lambda(\theta, t) \quad (2)$$

其中: $f(\theta, t)$ 为气隙磁动势; $\lambda(\theta, t)$ 为气隙比磁导。

永磁同步电机在正弦波供电时,定、转子的磁动势包括永磁体谐波的磁动势、定子谐波的磁动势及定子基波的磁动势,即

$$f(\theta, t) = F_0 \cos(p\theta - \omega_0 t - \varphi_0) + \sum_v F_v \cos(v\theta - \omega_0 t - \varphi_v) + \sum_\mu F_\mu \cos(\mu\theta - \omega_0 t - \varphi_\mu) \quad (3)$$

整数槽电机定子、转子磁场在气隙中的谐波次数可表示为

$$v = 2mk_1 \pm 1 \quad (k_1 = 0, 1, \dots) \quad (4)$$

$$u = 2k_2 - 1 \quad (k_2 = 1, 2, \dots) \quad (5)$$

其中: v, u 分别为定子、转子谐波次数; m 为绕组相数。

定子、转子磁密谐波产生的电磁力波阶数及对应的频率表示为

$$r = (v \pm u)p = 2n_1 p \quad (n_1 = 0, 1, \dots) \quad (6)$$

$$f_r = (1 \pm u)f = 2n_2 f_1 \quad (n_2 = 0, 1, \dots) \quad (7)$$

其中: r 为电磁力波阶数; p 为电机极对数; f_r 为电磁力波激振频率; f_1 为电流频率。

根据式(6)、式(7)得出电磁力波阶数为磁极数的倍数,激振频率为电流频率的偶数倍。

定子谐波和转子谐波作用产生的力波阶次较高,可以忽略;而定子基波和转子谐波作用产生的力波阶次较低,使铁心弯曲变形增大,导致电机的振动噪声也增大,是径向电磁力的主要贡献量,进行电机振动噪声分析时不可忽略。

1.2 电磁场仿真分析

笔者研究的电驱系统的电机为永磁同步电机,电机转子采用4极对内置式永磁体,定子槽数为48,定转子铁芯由硅钢片叠压而成,搭建1/8二维有限元模型。电机电磁仿真模型如图1所示。

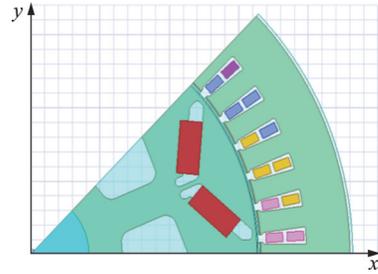


图1 电机电磁仿真模型

Fig.1 Electromagnetic simulation model of motor

将电机加速工况离散为若干个稳速点,依次分析各稳速工况。离散的电机外特性曲线如图2所示。当转速为7000 r/min、转矩为136 N·m时,对应的电流有效幅值为265 A,频率为466.67 Hz,电流初始角为55°。在不考虑谐波电流的影响下,根据式(8)输入理想的正弦三相交流电作为电流激励。

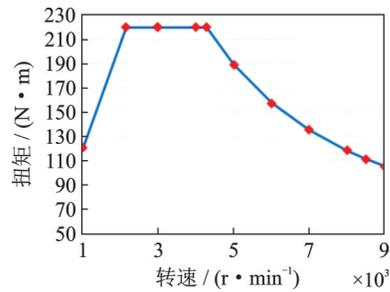


图2 离散的电机外特性曲线

Fig.2 Discrete motor external characteristic curve

$$\begin{cases} I_A = \sqrt{2} I \sin(2\pi f_1 t + G_{ma}) \\ I_B = \sqrt{2} I \sin(2\pi f_1 t + G_{ma} - \frac{2}{3}\pi) \\ I_C = \sqrt{2} I \sin(2\pi f_1 t + G_{ma} - \frac{4}{3}\pi) \end{cases} \quad (8)$$

其中: I 为电流有效值; f 为各相电流频率,与转速相关; t 为时间; G_{ma} 为电流初始角。

分析一个机械周期内的情况,电机输出扭矩波动如图3所示。由图可知,有48个峰值,其均值为138 N·m,扭矩最大波动值为16 N·m。

上述模型直接计算的是节点力,对定子的齿部进行面积分,得到各定子齿的集中力。文献[11]指出,引起电机振动的主要激励源为径向电磁力,因此

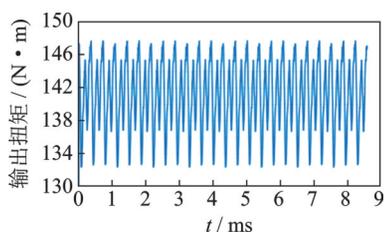


图 3 电机输出扭矩波动

Fig.3 Motor output torque fluctuations

本研究只提取某颗定子齿的径向电磁力作为后续振动响应分析。径向集中电磁力如图 4 所示。其中图 4(a)为时域电磁力,有 8 个主要峰值,对应电机的 8 个极;图 4(b)为频率电磁力,分别对应电机的 8 阶、16 阶、24 阶、32 阶和 48 阶电磁力。

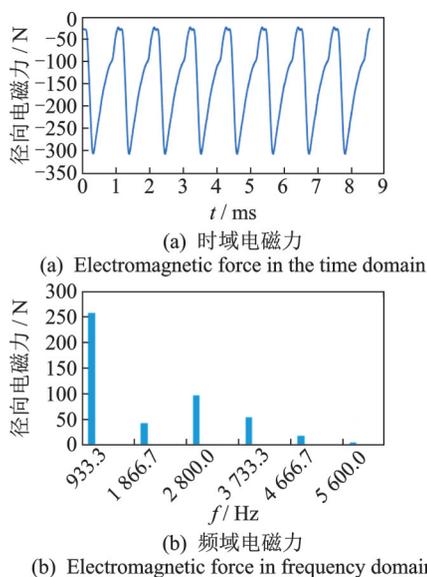


图 4 径向集中电磁力

Fig.4 Radial concentrated electromagnetic force

2 电驱系统动力学分析

文献[12]指出,柔性体对齿轮啮合特性有较大影响,因此本研究进行电驱系统多体动力学分析前,通过模态实验对电驱系统结构有限元模型进行标定,得到了较为精确的电机和减速器壳体动态特性。

2.1 电驱系统动态特性分析

在电驱系统模态分析中,定子集成的有限元等效处理较为复杂。为更加符合实际情况,定子槽间加入了等效绝缘层与等效绕组。定子总成有限元模型如图 5 所示。

以 x, y 轴为电机径向, z 轴为电机轴,将定子和

绕组考虑为正交各向异性结构。以模态振型相关性和频率误差为目标,通过调整定子、绕组及绝缘层的材料属性,使仿真模态和实验模态具有较好的一致性。定子总成材料参数表如表 1 所示。

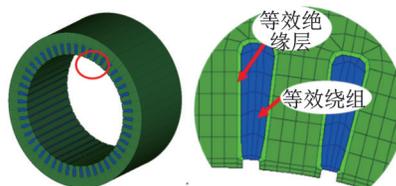


图 5 定子总成有限元模型

Fig.5 Stator assembly finite element model

表 1 定子总成材料参数表

Tab.1 Stator assembly material parameters table

材料属性	密度/ ($t \cdot mm^{-3}$)	弹性模量/ MPa	剪切模量/ MPa	泊松比
定子	7.29×10^{-9}	213 000	65 000	0.3
		140 000	20 000	
绕组	8.5×10^{-9}	85 000	3 600	0.3
		13 000	4 400	
绝缘层	7.9×10^{-9}	140		0.3

定子集成模态对比如表 2 所示。可见,仿真模态振型与实验模态振型基本一致。所关注的径向模态频率误差除了(1,4)模态频率为 6.3%,其余误差基本在 5% 以内,定子集成的仿真模态和实验模态的频率具有良好的 consistency。

表 2 定子集成模态对比

Tab.2 Modal comparison of stator assembly

模态	仿真模态/ Hz	实验模态/ Hz	误差/%	振型相关 系数
(0,2)	673	667	0.8	0.67
(1,2)	857	831	3.1	0.69
(0,3)	1 846	1 797	2.7	0.84
(1,3)	2 129	2 036	4.6	0.58
(0,4)	3 346	3 520	4.9	0.76
(1,4)	3 942	4 207	6.3	0.56
(0,5)	5 055	5 236	3.4	0.59
(0,0)	5 500	5 664	2.8	0.83

定子总成模态振型相关性如图 6 所示。除(1,3)和(1,4)的振型相关性系数小于 0.6,其余均大于 0.7,这表明仿真模态与实验模态振型的相关性较好。定子总成(0,2)模态振型对比如图 7 所示。

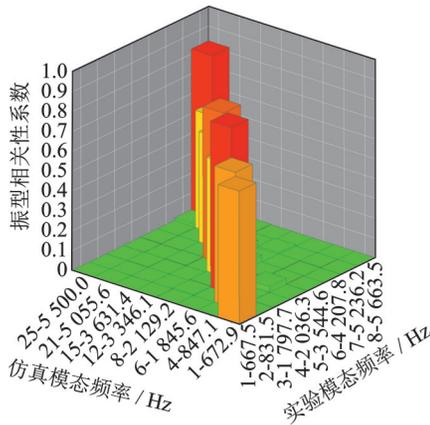


图6 定子总成模态振型相关性

Fig.6 The correlation of mode shape of stator assembly

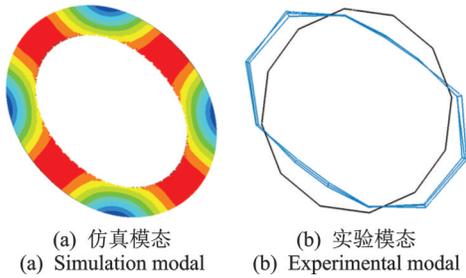


图7 定子总成(0,2)模态振型对比

Fig.7 Comparison of (0,2) mode shape

电机壳体用二阶四面体单元,网格为6 mm,材料为ADC12,定子贴片与电机壳体的过盈配合采用共节点的方式连接。电机总成有限元模型如图8所示。

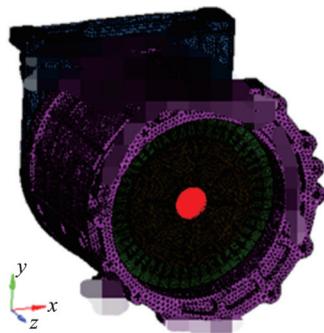


图8 电机总成有限元模型

Fig.8 Finite element model of motor

减速器壳体采用二阶四面体单元,其中网格大小为6 mm,前、后壳体的连接用bar单元和梁单元组合模拟螺栓连接,壳体材料为ADC12,螺栓材料为35号钢。减速器壳体有限元模型如图9所示。

减速器壳体模态对比如表3所示。由表可知,前6阶模态频率误差最大值为2.1%,小于3%。减速器壳体模态振型相关性见图10。振型相关性系

数除第4阶和第6阶分别为0.62和0.76外,其余均大于0.8。图11为减速器壳体第5阶模态振型对比。仿真模态和实验均表现为整体沿轴向的二阶弯曲。综上,减速器壳体仿真模态和实验模态具有良好的—致性。

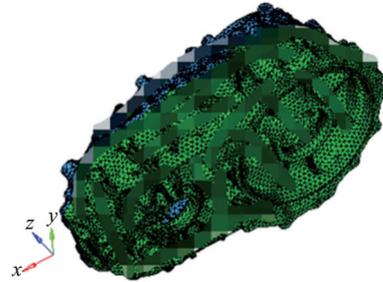


图9 减速器壳体有限元模型

Fig.9 Finite element model of reducer box

表3 减速器壳体模态对比

Tab.3 Modal comparison of reducer box

阶数	仿真频率/Hz	实验频率/Hz	误差/%	MAC值	振型
1	1 218.7	1 245.6	2.1	0.83	中间轴承处沿轴向压缩
2	1 423.8	1 446.9	1.6	0.90	整体轴向弯曲
3	1 646.6	1 673.8	1.6	0.80	差速器轴轴承孔处沿轴向压缩
4	1 930.8	1 963.4	1.6	0.62	垂直轴向的平面内扭转
5	2 103.4	2 139.5	1.7	0.81	整体沿轴向二阶弯曲
6	2 313.6	2 358.8	1.9	0.76	整体弯扭复合

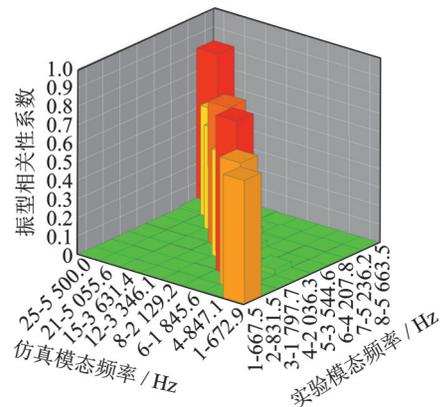
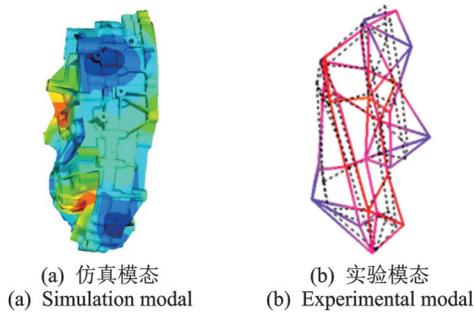


图10 减速器壳体模态振型相关性

Fig.10 The correlation of mode shape of reducer box

通过bar单元和梁单元组合模拟电机与减速器的螺栓连接,并按实际边界条件约束各悬置点。电驱系统结构有限元模型如图12所示。



(a) 仿真模态 (a) Simulation modal (b) 实验模态 (b) Experimental modal

图 11 减速器壳体第 5 阶模态振型对比

Fig.11 Comparison of the 5th mode shape of the reducer

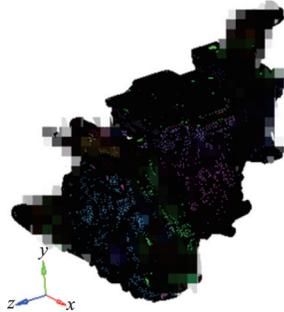


图 12 电驱系统结构有限元模型

Fig.12 Finite element model of electric drive assembly

2.2 电驱系统动力学分析

通过 AVL Excite PU 平台搭建电驱系统的动力学分析模型,该模型充分考虑结构支撑系统、齿轮副、轴及轴承等结构件和传动件的动态特性,包含齿轮微观参数、电机扭矩波动等微观因素和外部激励的影响。其中,齿轮宏观参数和驱动面微观参数分别如表 4,5 所示。利用切片法把斜齿轮分成多片,每片近似看作直齿轮,并采用 Hertz-Petersen 接触理论计算各片直齿轮的接触应力,采用 Weber/Banaschek 理论计算齿轮的弯曲应力。轴承简化为一组刚度和阻尼参数,传动轴用有限元模型替换,电驱动结构支撑系统采用 2.1 节得到的精确有限元模型,并基于模态综合法缩聚得到其动态特性。

表 4 齿轮宏观参数

Tab.4 Macro parameters of gears

参数	第 1 级齿轮		第 2 级齿轮	
	主动齿	被动齿	主动齿	被动齿
齿数	22	69	21	61
变位系数	0.293 4	-0.432 6	0.237 7	-0.163 1
法向模数/mm	1.85		3.20	
法向压力角/(°)	19		18	
螺旋角/(°)	25.5		25.0	
中心距/mm	93		145	

表 5 齿轮驱动面微观参数

Tab.5 Mic parameters of gears of driving surface μm

参数	第 1 级齿轮		第 2 级齿轮	
	主动齿	被动齿	主动齿	被动齿
齿廓鼓形量	3	3	3	3
齿廓倾斜量	0	0	0	7
齿顶修缘量	0	0	10	10
齿向鼓形量	3	3	6	6
齿向倾斜量	0	-10	0	22

电驱系统动力学分析输入的扭矩为 1.2 节分析得到的电机输出扭矩。分析工况除电磁仿真分析工况外,还需另外加上与减速器壳体有共振风险的齿轮啮合频率所对应的转速点,其转换公式为

$$n = 60f/O_{\text{order}} \quad (9)$$

其中: f 为对齿轮啮合影响较大的模态振型对应的频率^[12]; O_{order} 为齿轮啮合阶次; n 为电机输出转速。

基于电驱系统动力学模型,分析得到各稳速工况的时域轴承力,经傅里叶变换后得到频率内的轴承力。电驱系统轴承激励如图 13 所示。输入轴的前、后轴承的各方向受力在 2 566.7 Hz 处最大,为第 1 级齿轮副的啮合频率;中间轴和输出轴的前、后轴承在 781.2 Hz 处最大,为第 2 级齿轮副的啮合频率。

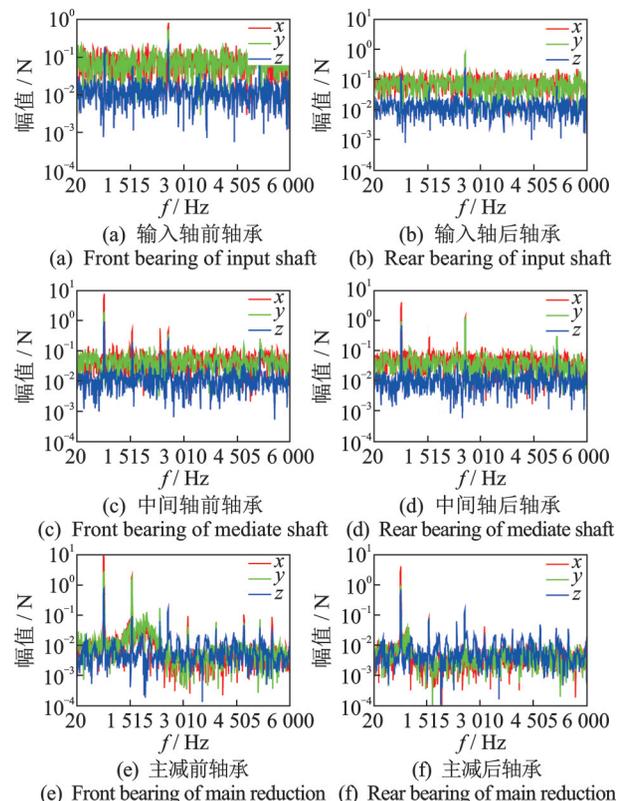


图 13 电驱系统轴承激励

Fig.13 Bearing excitation of electric power train

3 加速工况的电磁激励与轴承激励拟合

在一定频段内,电驱系统可考虑为线性结构,因此对于加速工况的模拟,可对各稳速工况下的激励力进行插值拟合,得到加速工况的激励力,再通过结构振动分析得到加速工况的振动响应。

三次样条插值方法是在一个脉冲区间上建立角度和时间的三次多项式方程,基于三次样条插值的阶次追踪比较适用于变角加速度运动的场合。三次样条插值的阶次分析,对函数 $y=f(x)$,在区间 $[a, b]$ 上给定一组节点 $a < x_0 < x_1 < x_2 < \dots < x_n < b$,可计算得到节点处对应的函数值 y_0, y_1, \dots, y_n ,设 $S(x)$ 为 $y=f(x)$ 的三次样条插值函数。

由三次样条插值函数的特点可知, $S(x)$ 在区间 $[a, b]$ 上二阶连续可微,令 $M_i=S_i''(x), i=1, 2, \dots, n$,根据三次样条函数的定义, $S(x)$ 在各个区间均可用三次多项式表示,所以 $S_i(x)$ 在 $[x_{i-1}, x_i]$ 上的表达式为

$$S_i(x) = M_{i-1} \frac{x_i - x}{x_i - x_{i-1}} + M_i \frac{x - x_{i-1}}{x_i - x_{i-1}} \quad (10)$$

经过两次微分即可获得三次样条插值函数的方程式为

$$S_i''(x) = M_{i-1} \frac{(x_i - x)^3}{6h_i} + M_i \frac{(x - x_{i-1})^3}{6h_i} + (y_{i-1} - \frac{M_{i-1}}{6} h_i^2) \frac{x_i - x}{h_i} + (y_i - \frac{M_i}{6} h_i^2) \frac{x - x_{i-1}}{h_i} \quad (11)$$

基于1.2节和2.2节的分析结果,分别提取电磁力和轴承力的主要阶次激励,然后按上述三次样条插值方法拟合得到加速工况的各阶次激励力。图14为加速工况的某轴承齿轮22阶激励力。

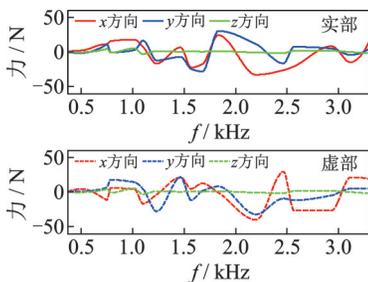


图14 加速工况的某轴承齿轮22阶激励力

Fig.14 22 order excitation force of bearing gear under accelerating condition

4 电驱系统总成振动响应与辐射噪声分析

4.1 电驱系统振动噪声实验分析

电驱系统振动噪声实验如图15所示。实验在半消声室内进行,在差速器壳体处、减速器输入轴轴承、电机壳体、悬置(左、右、后)位置处布置加速度传感器,同时在距离电驱系统外包络面1 m处的前、后、左、右、上方向布置麦克风。测试工况为全油门加速,转速为1 000~9 000 r/min,记录全转速范围内各测点振动噪声。

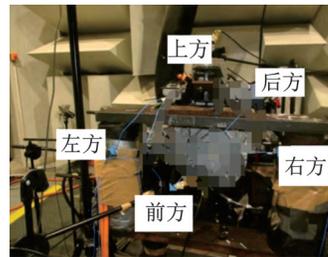


图15 电驱系统振动噪声实验

Fig.15 Vibration and noise test of electric drive system

电驱系统噪声测试结果如图16所示。由图可知,齿轮13.38阶、22阶、44阶和电机8阶对整体噪声贡献相对较大,且在500, 800~1 000, 1 400, 2 100, 2 600~2 800以及3 150 Hz频率段处出现不同程度的共振现象。图17为电驱系统振动测试结果。由图17可知:500, 800~1 000及1 400 Hz处的共振主要由左、右、后悬置的振动引起;2 100 Hz左右处的共振由输入端轴承处的振动引起,该模态为减速器壳体的第5阶模态,其振型为整体沿轴向的二阶弯曲,振动最大幅值在输入轴轴承位置处;2 600~2 800 Hz处的共振主要由差速器壳体处的振动引起;3 150 Hz主要由电机壳体的振动引起,该模态为电机定子(0,4)模态的径向涨缩引起。

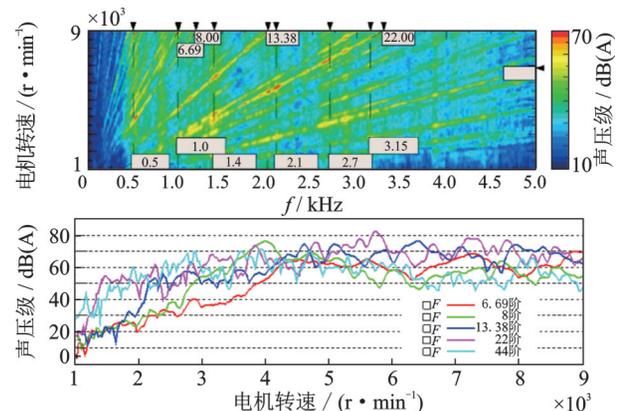


图16 电驱系统噪声测试结果

Fig.16 Electric drive system noise test results

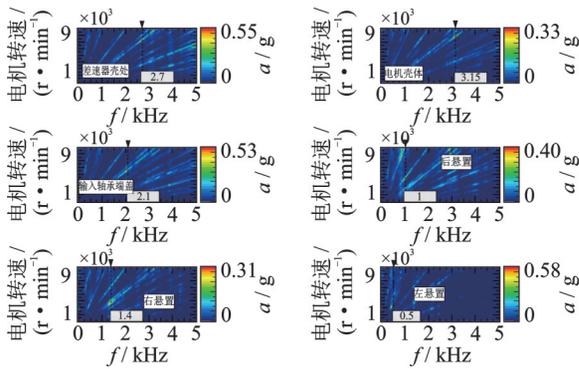


图17 电驱系统振动测试结果

Fig.17 Electric drive system vibration test results

4.2 电驱系统稳速工况的噪声分析

首先进行稳速工况分析,并与同工况的实验数据进行对比,以确认结构阻尼参数。基于Simcenter 3D仿真平台,导入2.1节得到的电驱系统结构有限元模型,根据结构模态实验得到阻尼比,设置与其趋势一致的阻尼,并采用模态叠加法分别进行电磁激励和减速器齿轮激励下的振动分析。

本研究采用声传递向量法(acoustic transfer vector,简称ATV)进行噪声分析,ATV是系统的固有特性,表示结构表面径向方向的振动速度和场点声压之间的线性关系。声学仿真模型如图18所示。

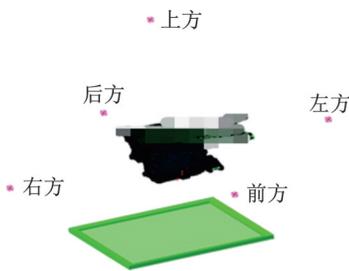


图18 声学仿真模型

Fig.18 Acoustic simulation model

用声压 P 表示单个麦克风的声压级,用 v_n 表示表面振动速度的法向量,则关于频率的关系式为

$$P = \{ATV(\omega)\}^T \{v_n(\omega)\} \quad (12)$$

其中: $ATV(\omega)$ 为声传递向量; $v_n(\omega)$ 为结构表面振动法线方向的振动速度,由振动分析得到; ω 为角频率。

在转速为7000 r/min、扭矩为136 N·m的稳速工况下,将分析数据与实验数据进行对比。电磁激励和减速器齿轮激励的噪声对比分别如图19,20所示。根据1.2节的分析,电磁激励力对应有8阶及其倍频,分别对应仿真分析的各个峰值,实验数据包含

的频率成分较多,滤掉除电磁激励外噪声值较大的齿轮激励的频率成分,由图19可知,在电磁激励频率成分处,仿真数据与实验数据有较好的一致性。根据2.2节的分析,减速器齿轮激励主要峰值对应频率为第1级齿轮副和第2级齿轮副在该转速下的啮合频率及其倍频。对于实验数据,滤掉除齿轮激励外噪声值较大的电磁激励的频率成分,由图20可知,齿轮激励的主要峰值及曲线趋势与实验结果有较好的一致性。

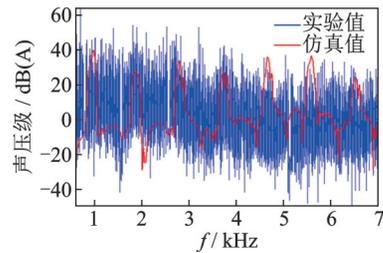


图19 电磁激励的噪声对比

Fig.19 Noise comparison of electromagnetic excitation

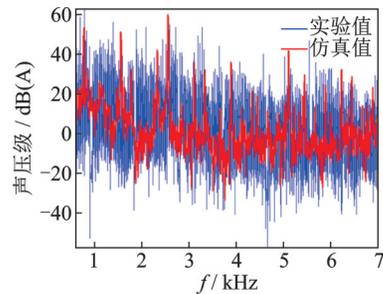


图20 减速器轴承激励的噪声对比

Fig.20 Noise comparison of reducer bearing excitation

4.3 电驱系统瞬态工况的振动分析

将第3节得到的加速工况电磁力和轴承力分别作为电机定子和减速器轴承位置处的激励,轴承内圈节点通过bar单元连接到一个节点,然后将各方向轴承力加载到该节点上。插值获得的定子齿电磁力为集中力,需要将电磁力分散加载到定子齿面的节点,因此结合定子有限元模型,编写自动加载程序,实现快速加载。

应用模态叠加法分析得到电驱系统各测点的振动响应,提取各测点的阶次响应,对比变速器壳体处的13.38阶、输入轴轴承处的22阶以及电机壳体的8阶振动位移。振动响应对比分析如图21所示。除电机8阶激励在高转速段仿真值和实验值相差较大外,其余的仿真值与实验值从1000~9000 r/min,曲线趋势基本一致,峰值所对应的转速基本相同,峰值对应的幅值最大相差22%,以对数坐标来表达,最大值相差小于3 dB。

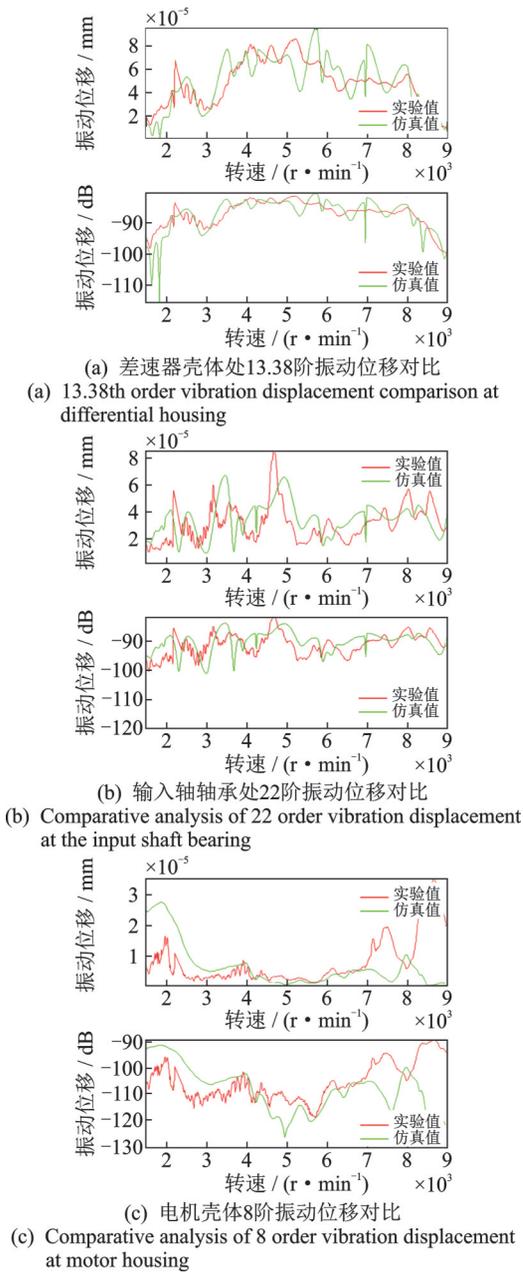


图21 振动响应对比分析
Fig.21 Comparative analysis of vibration response

4.4 电驱系统瞬态工况的噪声分析

基于声学仿真模型及分析方法,得到各噪声测点的阶次平均声压级,并与实验结果进行对比。阶次噪声对比分析结果如图22所示。在中低频段,各阶次的一致性较好,峰值所对应的转速基本相同;在高频段,存在一定的差异性,主要原因是结构对高频能量衰减相对较大,实验和仿真均存在一定的误差;齿轮22阶在5000 r/min左右处仿真值与实验值的峰值对应较好,但在幅值上相差较大,主要原因为该峰值对应的模态阻尼特性考虑不够充分。

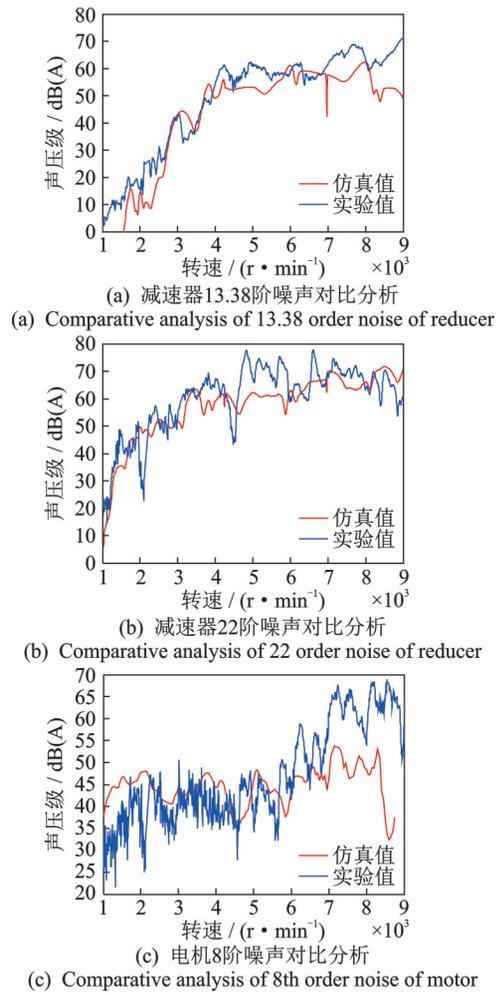


图22 阶次噪声对比分析
Fig.22 Comparative analysis of order noise

5 结论

- 1) 通过永磁同步电机二维瞬态场分析,得到各稳速工况点定子齿的径向电磁力波。建立了考虑电机和减速器壳体动态特性的电驱系统多体动力学分析模型,得到电驱系统各稳速工况的轴承激励力。
- 2) 通过定子集成(定子贴片+绝缘层+绕组)的模态实验,采用实验和仿真模态相关性分析方法,对定子集成建模方法和各向异性材料的属性进行了标定,标定后的有限元模型与实验模态结果相关性较好。关注的径向模态频率误差除(1,4)模态频率为6.3%,其余误差基本在5%以内,振型相关性系数基本大于0.7。
- 3) 提取各稳速工况下电机和减速器的主阶次激励,并采用三次样条插值的方法,得到加速工况下各阶次的激励力,并自编程序,将集中电磁力快速均匀加载到定子齿的各节点上。
- 4) 进行了电驱系统加速工况的振动响应与声

辐射分析,将半消声室台架实验结果与仿真结果进行了对比,仿真分析得到的响应曲线与实验结果有较好的一致性。

参 考 文 献

- [1] 宋城. 国家发改委等联合印发《汽车产业中长期发展规划》[J]. 中国设备工程, 2017(9): 1.
SONG Cheng. The national development and reform commission and others jointly issued the "medium and long-term development plan for the automobile industry" [J]. China Plant Engineering, 2017(9): 1.(in Chinese)
- [2] ISLAM M, ISLAM R, SEBASTIAN T. Noise and vibration characteristics of permanent magnet synchronous motors using electromagnetic and structural analyses[C]//2011 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition. Phoenix: IEEE, 2011: 3399-3405.
- [3] 江洪,刁怀伟,曹威,等. 电动汽车减速器振动特性分析及噪声辐射预测[J]. 重庆理工大学学报(自然科学版), 2016, 30(1): 7-14.
JIANG Hong, DIAO Huaiwei, CAO Wei, et al. Vibration characteristics analysis and noise radiation forecast for electric vehicle's reducer[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2016, 30(1): 7-14.(in Chinese)
- [4] 冯海生,王黎钦,郑德志,等. 考虑变工况冲击的齿轮动态啮合力分析[J]. 振动、测试与诊断, 2015, 35(2): 212-217.
FENG Haisheng, WANG Liqin, ZHENG Dezhi, et al. Analysis of gear dynamic meshing force considering the impact of variable operating conditions [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(2): 212-217.(in Chinese)
- [5] 于蓬,陈霏霏,章桐,等. 集中驱动式电动车动力总成系统振动特性分析[J]. 振动与冲击, 2015, 34(1): 44-48, 57.
YU Peng, CHEN Feifei, ZHANG Tong, et al. Vibration characteristics analysis of a central-driven electric vehicle powertrain[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(1): 44-48, 57.(in Chinese)
- [6] 于蓬,陈霏霏,章桐,等. 集中驱动式纯电动电动车动力总成噪声特性分析[J]. 机电一体化, 2015, 21(1): 7-12, 56.
YU Peng, CHEN Feifei, ZHANG Tong, et al. Acoustic characteristic analysis of central driven power train of electric vehicle[J]. Mechatronics, 2015, 21(1): 7-12, 56.(in Chinese)
- [7] 于蓬,陈诗阳,章桐,等. 电动车动力总成在机械-电磁激励下的振动分析[J]. 振动与冲击, 2016, 35(13): 99-105, 139.
YU Peng, CHEN Shiyang, ZHANG Tong, et al. Vibration response of an EV power train under mechanical-electromagnetic excitation[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(13): 99-105, 139.(in Chinese)
- [8] 于蓬,王晓华,章桐,等. 集中式驱动纯电动车振动特性试验研究[J]. 振动与冲击, 2015, 34(14): 38-44.
YU Peng, WANG Xiaohua, ZHANG Tong, et al. Experimental study on vibration characteristics of central driven pure electric vehicle[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(14): 38-44.(in Chinese)
- [9] HUMBERT L, PELLERREY P, CRISTAUDO S. Electromagnetic and structural coupled simulation to investigate NVH behavior of an electrical automotive powertrain[J]. SAE International Journal of Alternative Powertrains, 2012, 1(2): 395-404.
- [10] PELLERREY P, LANFRANCHI V, FRIEDRICH G. Coupled numerical simulation between electromagnetic and structural models influence of the supply harmonics for synchronous machine vibrations[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2012, 48(2): 983-986.
- [11] 王波. 考虑壳体变形影响的电机磁固耦合振动分析[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2018.
- [12] 郑光泽,黄修鹏,郭栋. 柔性壳体对变速器齿轮副动态啮合特性的影响分析[J]. 振动与冲击, 2017, 36(13): 140-145.
ZHENG Guangze, HUANG Xiupeng, GUO Dong. Effects of flexible gearbox body on dynamic meshing performance of its gear pair[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(13): 140-145.(in Chinese)



第一作者简介:黄修鹏,男,1990年3月生,硕士、讲师。主要研究方向为汽车动力传动系统振动噪声预测与控制。曾发表《柔性壳体对变速器齿轮副动态啮合特性的影响分析》(《振动与冲击》2017年第36卷第13期)等论文。
E-mail:huangxiupeng315@163.com

通信作者简介:郑光泽,男,1972年9月生,博士、教授、硕士生导师。主要研究方向为发动机振动噪声预测与控制技术、机械零部件可靠性设计。
E-mail:zgz@cqut.edu.cn