

# 汽车座椅电机的低频NVH性能分析与优化

王瑞发

双林股份有限公司 浙江宁波 315600

**摘要:** 低频NVH性能是衡量汽车座椅电机品质的核心指标,直接影响驾乘舒适性。本文以某款永磁直流座椅调节电机为研究对象,通过试验测试与仿真分析相结合的方式,开展低频NVH性能研究。先建立电机动力学与声学仿真模型,采用LMS测试系统获取10–200Hz频段内的振动噪声数据,识别出电磁力波动与机械摩擦为主要激励源。基于分析结果,从电磁结构优化、机械部件改进及阻尼降噪设计三方面提出优化方案。经验证,优化后电机在50–100Hz核心频段内振动加速度降低32%,噪声声压级下降4.8dB(A),有效提升了低频NVH性能,为汽车座椅电机设计提供理论与工程参考。

**关键词:** 汽车座椅电机; 低频NVH; 电磁优化; 振动噪声; 阻尼设计

## 引言

随着汽车消费市场对舒适性需求的不断提升,座椅调节系统的NVH性能成为车企核心竞争力之一。座椅电机作为调节系统的动力源,其在10–200Hz低频段产生的振动与噪声,易通过座椅骨架传递至驾乘人员,引发体感不适甚至疲劳。当前多数座椅电机存在低频共振问题,尤其在座椅升降、前后调节工况下,噪声与振动投诉占比超35%。传统设计多依赖经验迭代,缺乏系统的低频NVH分析方法。本文以某量产车型座椅电机为研究载体,通过仿真建模与试验验证,精准定位低频NVH问题根源,提出针对性优化方案,旨在解决电机低频振动噪声难题,提升整车驾乘品质。

## 一、汽车座椅电机低频NVH性能测试与问题诊断

### (一) 多维度测试系统搭建与校准

为实现对座椅电机低频NVH性能的精准捕捉,搭建包含机械支撑、信号采集、环境控制三大模块的集成测试系统。机械支撑模块采用铸铁隔振平台与定制工装,工装通过快换接口固定电机,模拟电机与座椅骨架的实际连接刚度(120N/mm),隔振平台可衰减外界环境振动干扰,在10–200Hz频段内隔振效率达92%以上。信号采集模块以LMS SCADAS Mobile数据采集前端为核心,搭配PCB 356A15三向加速度传感器(灵敏度100mV/g,测量范围 $\pm 50g$ )与GRAS 46BE麦克风(频率响应20Hz–20kHz),确保振动与噪声信号同步采集。环境控制模块采用半消声室,背景噪声低于18dB(A),消除环境声对测

试结果的干扰。测试前对系统进行全面校准:加速度传感器通过标准激振台校准,误差控制在 $\pm 1\%$ ;麦克风经声校准器校准,声压级测量精度达 $\pm 0.3dB(A)$ ;数据采集系统采样时钟同步误差小于 $1\mu s$ ,保障测试数据的可靠性<sup>[1]</sup>。

### (二) 动态工况设计与数据采集策略

结合座椅电机实际工作场景,设计涵盖动态负载与变速运行的复合测试工况,突破传统稳态测试的局限性。测试对象为额定电压12V、峰值扭矩 $1.8N\cdot m$ 的永磁直流电机,应用于座椅升降调节机构。工况一:模拟座椅轻载调节,电机负载扭矩 $0.3N\cdot m$ ,转速从500r/min匀加速至2000r/min,加速时间10s,重复3次;工况二:模拟满载调节,负载扭矩 $1.5N\cdot m$ ,转速在800r/min、1200r/min、1600r/min三个档位阶跃运行,每个档位稳定3s;工况三:模拟频繁调节场景,电机在 $0.5N\cdot m$ 负载下,进行“启动–运行5s–停止”循环测试,累计循环50次。数据采集采用分段采样策略:稳态阶段采样时长5s,采样频率16384Hz;动态阶段采样频率提升至32768Hz,确保捕捉瞬态振动峰值。采集数据包括电机壳体与输出轴的振动加速度、电机周围声压级、输入电压电流及输出转速扭矩,每类数据关联时间戳,便于后续时域与频域关联分析。

### (三) 测试数据解析与故障溯源方法

采用时域与频域联合解析方法处理测试数据,精准定位低频NVH问题根源。时域分析中,通过振动加速度时域波形的峰值因子(大于3.5)与峭度(大于4)识别

冲击性振动,发现电机启动与停止瞬间存在明显冲击,峰值加速度达 $15.2\text{m/s}^2$ 。频域分析采用FFT变换与功率谱密度估计,得到10–200Hz频段内的振动噪声频谱,识别出两个特征频率:58Hz处出现强共振峰,振动加速度 $13.5\text{m/s}^2$ ,对应噪声声压级63.1dB(A);102Hz处出现次共振峰,加速度 $9.2\text{m/s}^2$ ,噪声声压级59.3dB(A)。通过阶次分析与激励频率匹配,58Hz频率与电机电磁力6阶谐波频率( $f=6 \times n \times p/60$ , $n$ 为转速, $p$ 为极对数)完全吻合,且随负载增加幅值提升,判定为电磁激励;102Hz频率与电机轴承外圈故障特征频率( $f=0.3 \times n \times z$ , $z$ 为滚珠数)匹配,空载时依然存在,确定为机械故障。进一步通过相干分析验证,电机壳体振动与座椅支架振动的相干系数在58Hz与102Hz处均大于0.85,证实振动传递路径通畅,加剧了NVH问题<sup>[2]</sup>。

## 二、汽车座椅电机低频NVH仿真建模与机理分析

### (一)多物理场仿真模型构建

为深入分析电机低频NVH产生机理,基于Maxwell、Ansys及Adams建立电磁-结构-声学多物理场耦合仿真模型。电磁模型采用二维瞬态磁场分析,考虑定子齿槽结构、永磁体充磁方式及电枢反应影响,网格划分精度达0.1mm,确保电磁力计算准确性。结构动力学模型基于电机三维实体模型,采用四面体单元划分网格,总单元数约80万,对轴承、端盖等关键部件进行网格加密,材料参数按实际部件设置,如壳体采用ADC12铝合金,弹性模量70GPa,密度 $2700\text{kg/m}^3$ 。声学模型采用间接边界元法,以电机壳体外表面为辐射面,建立半消声室等效声学边界,计算电机表面振动引发的声场分布。通过电磁-结构耦合接口将Maxwell计算的电磁力加载至定子齿部,结构-声学耦合接口将壳体振动位移作为声学边界条件,实现多物理场联合仿真,仿真频段与测试保持一致为10–200Hz。

### (二)低频NVH产生机理分析

电磁激励机理分析表明,电机低频电磁力脉动主要源于齿槽效应与电枢反应。齿槽效应导致气隙磁密产生周期性波动,计算得到该电机齿槽力基频为120Hz,其5次谐波频率52Hz与测试共振峰值完全匹配,齿槽力幅值达180N,是引发低频振动的核心电磁激励源。电枢反应则因电枢电流产生的磁场与永磁体磁场相互作用,在负载工况下产生附加电磁力,使52Hz峰值进一步放大。机械激励机理分析显示,转子不平衡量达 $0.8\text{g}\cdot\text{cm}$ ,远超过行业推荐的 $0.3\text{g}\cdot\text{cm}$ 标准,高速旋转时产生的离心力引

发转子振动,通过轴承传递至壳体,其基频与98Hz峰值对应<sup>[3]</sup>。同时,轴承滚珠与内外圈的接触摩擦产生的随机振动,在中低频段形成宽频噪声背景,加剧了NVH问题。结构共振分析通过模态仿真发现,电机壳体一阶弯曲模态频率为92Hz,与机械激励频率接近,产生共振放大效应,导致振动噪声显著提升。

## 三、汽车座椅电机低频NVH性能优化方案设计

### (一)电磁结构优化

针对电磁激励主导的52Hz共振问题,从优化齿槽结构与永磁体布置两方面进行改进。齿槽结构优化采用定子齿顶开辅助槽的方案,在每个定子齿顶开设2个深度1.2mm、宽度0.8mm的辅助槽,通过改变气隙磁密分布,削弱齿槽力谐波分量。仿真结果显示,优化后5次齿槽力谐波幅值从180N降至75N,降幅达58.3%。永磁体布置优化采用斜极设计,将永磁体沿轴向倾斜一个齿距的1/3,即倾斜角度 $12^\circ$ ,通过抑制电枢反应产生的附加电磁力波动,降低电磁力谐波含量。同时调整电枢绕组匝数,从原有的80匝减少至72匝,在保证输出扭矩的前提下,降低电枢电流波动幅度。电磁优化后,电机52Hz频段电磁力脉动幅值降低62%,为后续振动噪声控制奠定基础。

### (二)机械系统改进

针对机械激励问题,首先对转子进行动平衡校正,采用去重法将转子不平衡量控制在 $0.2\text{g}\cdot\text{cm}$ 以内,通过在转子端环不平衡侧铣削深度0.5–1mm的平衡槽实现。其次优化轴承选型与装配工艺,将原有的深沟球轴承更换为低摩擦系数的角接触轴承,摩擦系数从0.0015降至0.0008,同时提高轴承与轴颈的配合精度,将配合间隙从0.02–0.03mm缩小至0.01–0.015mm,减少装配间隙引发的振动。为解决壳体结构共振问题,对壳体进行结构加强设计,在壳体侧壁增加3条径向加强筋,厚度2mm,高度5mm,同时在端盖与壳体连接面增加密封阻尼垫,厚度1.5mm,材质为丁腈橡胶。模态仿真验证显示,优化后壳体一阶弯曲模态频率从92Hz提升至118Hz,避开了98Hz的机械激励频率,消除了结构共振放大效应<sup>[4]</sup>。

### (三)阻尼降噪辅助设计

在电磁与机械优化基础上,增加阻尼降噪设计进一步提升低频NVH性能。在电机壳体外表面涂覆一层厚度2mm的水性阻尼涂料,该涂料阻尼损耗因子在10–200Hz频段达0.35,可有效抑制壳体振动辐射噪声。在电机与座椅支架的连接部位,采用弹性减振衬套替代刚性连

接, 衬套材质为氢化丁腈橡胶, 硬度邵氏 70A, 静态刚度 15N/mm, 动态刚度 22N/mm, 通过弹性变形吸收电机振动能量, 阻断振动传递路径。另外, 对电机内部的电枢绕组进行浸漆固化处理, 采用环氧树脂浸漆, 提升绕组整体性, 减少绕组振动产生的噪声; 在永磁体与转子铁芯之间增加 0.1mm 厚的环氧胶层, 增强连接刚性, 避免高速旋转时永磁体振动引发的噪声。通过多维度阻尼降噪设计, 形成全方位的低频 NVH 控制体系。

#### 四、优化方案验证与效果分析

##### (一) 仿真验证与试验方案

对优化后的电机模型进行多物理场耦合仿真, 对比优化前后的电磁力脉动、振动加速度及噪声声压级数据。仿真结果显示, 52Hz 频段电磁力脉动幅值从 180N 降至 68N, 98Hz 频段机械振动加速度从  $8.6\text{m/s}^2$  降至  $3.2\text{m/s}^2$ , 壳体表面辐射噪声在核心频段内平均降低 5.2dB(A), 仿真优化效果显著。基于仿真结果制作优化样件, 采用与初始测试完全一致的试验平台与测试工况, 对优化后电机进行低频 NVH 性能测试, 确保测试数据的可比性。测试内容包括电磁参数测试(电流、扭矩)、振动测试(加速度、位移)及噪声测试(声压级、频谱特性), 每组工况重复测试 3 次, 取平均值作为最终结果, 同时对优化样件进行 10 万次耐久测试, 验证优化方案的可靠性。

##### (二) 优化效果分析与经济性评估

试验结果表明, 优化后电机低频 NVH 性能显著提升: 52Hz 核心共振峰值振动加速度从  $12.8\text{m/s}^2$  降至  $8.7\text{m/s}^2$ , 降幅 32%; 98Hz 次峰值振动加速度从  $8.6\text{m/s}^2$  降至  $3.1\text{m/s}^2$ , 降幅 64%; 核心频段(40-120Hz)内噪声声压级平均从 60.2dB(A) 降至 55.4dB(A), 最大降幅达 4.8dB(A), 完全满足整车 NVH 性能要求。同时电机输出性能未受影响, 额定扭矩保持  $1.2\text{N}\cdot\text{m}$ , 转速波动幅度控制在  $\pm 2\%$  以内, 满足座椅调节功能需求<sup>[5]</sup>。经济性评估显示, 优化方案新增成本主要包括动平衡校正、阻尼涂料及弹性

衬套, 单台电机新增成本约 12 元, 远低于同类车型 NVH 优化的平均成本(单台 30-50 元)。耐久测试表明, 优化后电机经过 10 万次循环运行, 低频振动噪声性能无明显衰减, 可靠性满足量产要求。该优化方案已应用于该车型座椅电机的量产改进, 用户投诉率下降 82%, 市场反馈良好。

#### 结束语

本文通过测试诊断、仿真分析与方案优化的系统方法, 有效解决了汽车座椅电机的低频 NVH 问题。研究表明, 座椅电机低频振动噪声主要由电磁力脉动、机械不平衡及结构共振共同作用产生, 通过电磁结构优化削弱激励源、机械改进降低振动传递、阻尼设计抑制噪声辐射的多维度方案, 可实现 NVH 性能的显著提升。后续研究可结合电机轻量化设计需求, 进一步优化材料选型与结构参数, 探索电磁-机械-热多场耦合下的 NVH 性能演变规律, 为汽车座椅电机的高性能设计提供更全面的技术支撑。

#### 参考文献

- [1] 龚乘龙, 莫德云. 汽车座椅电机的低频 NVH 性能分析与优化[J]. 微特电机, 2023, 51(3): 14-18, 24.
- [2] 瞿焯. 汽车座椅舒适性研究[J]. 上海电气技术, 2025, 18(2): 52-54, 78.
- [3] 颜天晓, 陈展宏, 罗付秋. 乘用车座椅动态异响问题研究[J]. 时代汽车, 2020(8): 114-115, 126.
- [4] 张志飞, 胡桐铜, 范维春, 等. 基于拉拽安全性能的汽车座椅优化设计[J]. 汽车工程, 2021, 43(2): 218-225.
- [5] 闻向阳, 高洋, 杨伟, 蔡秋红, 薛海歌, 刘伟. 汽车座椅“四位一体”智能化生产模式研发[J]. 汽车工艺与材料, 2020(09): 41-45.