

轮毂电机驱动电动汽车转向节疲劳寿命分析*

李禄源¹ 王悦廉² 于学天² 韩萌¹ 边增远¹ 庄晔²

(1. 吉林省产品质量监督检验院, 长春 130103; 2. 吉林大学, 汽车底盘集成与仿生全国重点实验室, 长春 130022)

【摘要】为有效评估某轮毂电机驱动电动汽车转向节的疲劳寿命, 基于实测道路载荷谱开展悬架多体动力学建模与路谱信号的虚拟迭代分析, 获得转向节载荷谱输入文件, 并结合惯性释放结果、材料应力-寿命曲线($S-N$ 曲线)和Miner线性累积损伤准则对转向节开展疲劳寿命分析, 最后进行了转向节疲劳试验。仿真和试验结果均表明: 转向节疲劳危险点主要在转向横拉杆和减振器下端连接杆与转向节相连的区域; 转向节满足整车行驶 16×10^4 km后不发生疲劳破坏的设计寿命要求。

关键词: 电动汽车 分布式驱动 转向节 载荷谱 多体动力学 虚拟迭代 疲劳寿命

中图分类号: U462.3*6 **文献标志码:** A **DOI:** 10.20104/j.cnki.1674-6546.20230534

Research on Fatigue Life Analysis of In-Wheel-Motor-Driven Electric Vehicle Steering Knuckles

Li Luyuan¹, Wang Yuelian², Yu Xuetian², Han Meng¹, Bian Zengyuan¹, Zhuang Ye²

(1. Jilin Province Product Quality Supervision and Inspection Institute, 130103; 2. National Key Laboratory of Automotive Chassis Integration and Bionics, Jilin University, Changchun 130022)

【Abstract】To effectively evaluate the fatigue life of in-wheel-motor-driven electric vehicle steering knuckles, virtual iterative analysis of suspension multi-body dynamics modeling and road spectrum signals is conducted based on the measured road load spectrum, from which the input file of steering knuckles load spectrum is obtained. Fatigue life analysis on the steering knuckle is conducted by combining the inertia release results, material $S-N$ curve and Miner linear cumulative damage criterion, and Fatigue tests are conducted on the steering knuckles for verification. Findings from both simulations and experiments indicate that the primary fatigue risk areas are at the interfaces between the steering tie rod and the lower shock absorber connecting rod. The steering knuckle design satisfies the requirement for a fatigue-free lifespan over a driving distance of 16×10^4 km.

Key words: Electric vehicle, Distributed drive, Steering knuckles, Load spectrum, Multi-body dynamics, Virtual iteration, Fatigue life

【引用格式】 李禄源, 王悦廉, 于学天, 等. 轮毂电机驱动电动汽车转向节疲劳寿命分析[J]. 汽车工程师, 2025(4): 36-43.

LI L Y, WANG Y L, YU X T, et al. Research on Fatigue Life Analysis of In-Wheel-Motor-Driven Electric Vehicle Steering Knuckles[J]. Automotive Engineer, 2025(4): 36-43.

1 前言

轮毂电机驱动电动汽车将车辆的动力装置、传

动装置和制动装置整体布置到轮毂内, 简化了车辆的动力总成机械部分, 具有结构紧凑、传动效率高、转矩分配灵活的优势。这种布置形式导致簧下质

*基金项目: 国家市场监督管理总局科技计划项目(2022MK022)。

通信作者: 王悦廉(1998—), 男, 湖北仙桃人, 博士研究生, 主要研究方向为车辆多体动力学与耐久性, yuelian21@mails.jlu.edu.cn。

量增加较多、悬架各部件载荷增加,需重点关注各部件的耐久性能。

悬架转向节的耐久性研究过程中,需要确定转向节的连接关系并获取对应连接点的载荷谱,但存在连接点部位的受力载荷谱难以直接通过试验测得的问题。针对悬架内部载荷的提取,常用方法有虚拟试验场(Virtual Proving Ground)技术^[1]、约束载荷加载法和虚拟迭代技术。虚拟试验场技术^[2]通过全仿真分析的方式求解内部载荷,但准确的虚拟路面的建立难度较大,复杂路面的扫描获取也存在困难。约束载荷加载法将实测轮心激励加载到整车模型的轮心位置,从而提取出转向节连接点处的受力载荷,该方法忽略了部件惯性的影响,对模型的精度要求高,各类准确性不足都会对连接点处的载荷产生很大影响。值得注意的是,该仿真方法无法考虑簧上质量对模型的影响,与实际工况不符,试验与仿真结果存在偏差。虚拟迭代^[3]通过轮胎六分力传感器测量获得实车轮心六分力,建立动力学模型,利用FEMFAT软件完成虚拟迭代仿真^[4],获得轮心垂向位移,并以此及其余五分力作为动力学模型的驱动载荷,获得目标部件转向节连接点处的载荷,进而在单位载荷加载下对转向节有限元模型进行惯性释放分析。基于惯性释放应力场结果文件、整车载荷分解提取的转向节疲劳分析载荷谱和转向节材料参数,选择合理的方法进行转向节疲劳寿命分析,即可得到转向节疲劳损伤分布云图,找出疲劳危险点。

为了高效准确地获得转向节疲劳寿命,本文采用虚拟迭代仿真分析的方式获取目标部件的载荷谱,对转向节进行疲劳寿命预测仿真,并开展转向节疲劳台架试验,通过转向节在基础循环次数下的试验结果,验证疲劳寿命预测结果的有效性^[5]。

2 道路载荷谱信号采集

2.1 典型路面测试信号的采集

为了获得精确的整车零部件疲劳载荷,为后续动力学仿真和疲劳仿真提供输入,选取多种典型路面,如高速环形跑道、二号环道、标准坡道等,并按不同权重分配相应的试验里程,如表1所示,不同的强化路面具有代表性和概括性,可充分反映实车行驶

状况。

为在车轮轴头处测量车轮六分力,获取整车仿真激励载荷,根据需要的信号种类选取MSC公司的LW12.8-50型车轮力传感器,可同时测量车轮受到的3个方向的力和力矩,并需在车轮轴头处测量加速度信号,以获取轮心响应,验证载荷分解仿真激励结果。传感器布置情况如图1所示。

表1 道路载荷谱信号采集试验里程分配

道路种类	里程/km	比例/%
高速环形跑道	84.38	56.24
二号环道	20.05	13.36
标准坡道	0.56	0.37
绕8字行驶	1.74	1.16
比利时路	3.95	2.63
长波路	1.00	0.67
扭曲路	0.30	0.20
搓板路	1.60	1.07
蛇形卵石路	0.25	0.17
路拱交叉路	0.01	0.01
大路拱路	0.58	0.39
弯道反向坡道	0.54	0.36
破损颠簸路和井盖路	0.56	0.37
沙石路	0.82	0.55
砾石路	0.56	0.38
模拟市区工况路	13.00	8.67
连续路	20.10	13.40
合计	150.00	100.00



(a)前轮



(b)后轮

图1 实车六分力传感器布置情况

为监测实际道路试验过程中悬架上部分部位的应力变化情况,还需布置应变测量装置,对于主应力方向明确的应变测量,一般使用应变片即可,但实际工作过程中,主应力的方向并不明确,因此在这些位置布置应变花,统一用数据采集系统采集信号。

2.2 路谱试验数据预处理

通常,采集的路面载荷谱不能直接用于仿真计算。路面测试工况复杂、环境恶劣,信号采集过程中的各种干扰因素会导致最终采集的信号出现各种异常,影响后续分析结果的精度,因此,必须对采集到的信号进行滤波、重新采样、缩减等处理^[6]。

采集到的原始信号及其处理过程如图2所示:首先初步检查信号的完整性,不存在测试信号丢失的情况;接着进行幅值谱分析,确认信号是否服从正态分布,判断信号的准确性;然后根据信号的类型和分析用途等进行分类,对数据进行简单处理,如根据后续仿真的要求转换信号的单位、根据应变片的布置情况利用应变信号计算主应力等;最后,对获得的数据进行去除毛刺、漂移等处理,以不同的采样频率进行测试,最终选择将信号按 256 Hz 重新采样,在尽可能简化载荷谱的同时,保留更多的波峰、波谷值,保证耐久性预测结果相对准确,用低通滤波器滤除 40 Hz 以上的高频信号,去除干扰噪声,处理好的载荷用于虚拟迭代。图2中, F_x 、 F_y 、 F_z 分别为车轴轴头在 x 、 y 、 z 方向的受力, M_x 、 M_y 、 M_z 分别为车轴轴头在 x 、 y 、 z 方向所受力矩。本文测试信

号的数据处理主要在 nCode Glyph Works 及 FEMFAT 软件中进行。

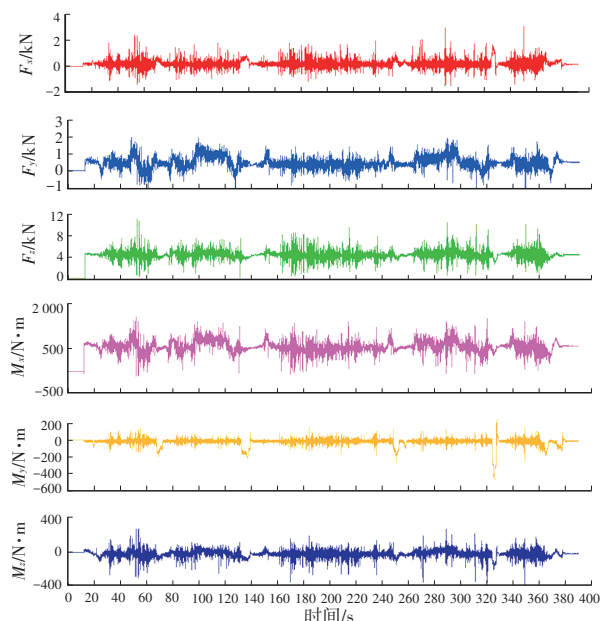


图2 路面测试采集信号处理

3 前悬架系统的多体动力学建模

获得路谱后,通过多体动力学仿真获取目标构件处的受力情况,本文的研究对象为前悬架的转向节部件,故根据实车上测量获得的硬点数据和特性参数,基于 Adams/Car 软件对前悬架系统进行动力学建模,为了尽可能使模型与实车相符,对减振器阻尼特性、衬套特性等参数进行了试验测量,并在模型中添加相关属性数据。

在轮心处建立垂直向上的位移输入,作为后续虚拟迭代过程中输入的接口,对输入进行不断修正,同样在轮心处添加垂直向上的力响应,用于输出位移驱动下的垂向力数据^[7]。完成设置后输出为 .adm 文件,为后续虚拟迭代作准备,搭建完成的悬架动力学模型如图3所示,值得注意的是,各连接件间的连接关系需保证与实际连接关系一致。



图3 前悬架动力学模型

4 道路载荷谱的虚拟迭代

道路试验采集到的载荷谱信号直接用于动力学模型仿真会引起模型倾覆,仿真失败,需要通过虚拟迭代将垂向力信号转换成位移信号进行仿真。虚拟迭代是对非线性系统进行逆向求解的过程,将复杂的动力学系统简化为线性系统进行表达,通过多次迭代求解,对反函数进行修正,使输入信号经过系统后获得的输出信号与实际目标信号逐渐接近^[8]。

首先,将多体动力学模型作为未知系统,设置白噪声作为位移输入信号 $u_0(s)$,对系统产生激励响应信号 $y_0(s)$,求得系统的传递函数为:

$$F(s)=y_0(s)/u_0(s) \quad (1)$$

进而可根据式(1)求得逆函数 $F^{-1}(s)$ 。

其次,以路试实测信号作为目标信号 $y_d(s)$,根据逆函数 $F^{-1}(s)$ 计算初始输入信号:

$$u_1(s)=F^{-1}(s)y_d(s) \quad (2)$$

然后,利用初始驱动信号激励多体动力学模型得到响应信号 $y_1(s)$,因为传递函数不能精确表征多体动力学模型,所以目标信号 $y_d(s)$ 与响应信号 $y_1(s)$ 之间存在一定的误差。

最后,用修正算法固定逆传递函数 $F^{-1}(s)$ 。将得到的响应值与目标值进行对比判定,误差较大时需要重新计算,通过式(3)进行反复迭代,直到使迭代收敛;对目标信号与响应信号进行时域和频域对比,如果误差均方根值为零或目标信号与响应信号接近,则认为收敛较好;对相对损伤值进行比较,如果迭代信号与试验数据的相对损伤值接近1,则认为收敛较好,如果在0.5~1.5范围内收敛,认为虚拟迭代结果可以接受,停止迭代,最终得到的输入信号即轮心 z 向位移。迭代公式为:

$$u_{k+1}(s)=u_k(s)+F^{-1}(s)[y_d(s)-y_k(s)] \quad (3)$$

式中: $y_k(s)$ 为第 k 次迭代的响应信号, $u_k(s)$ 为第 k 次驱动信号。

整个流程可以在FEMFAT软件的虚拟迭代(Virtual Iteration, VI)模块中实现,该模块通过调用Adams/Car中的求解器对搭建的多体动力学模型进行仿真。首先,根据仿真要求输入位移信号,对白噪声进行设置,生成的其中一个通道的白噪声信号如图4所示,将生成的白噪声作为输入,得到响应信号后,求取传递函数。

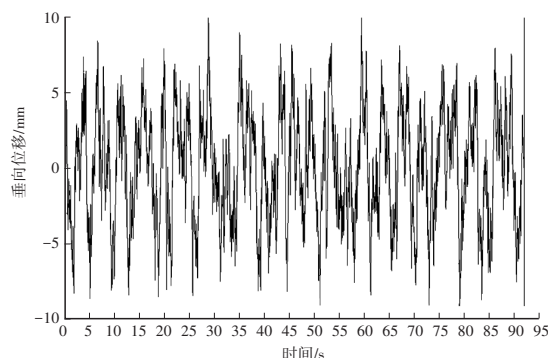


图4 初始随机白噪声信号

然后求出逆函数,同时以实测载荷谱作为目标信号进行虚拟迭代,反求出第一次载荷输入,驱动多体模型,将得到的响应值与目标值进行对比,误差较大时重新计算,直到使迭代收敛,得到轮心 z 向位移。

一般在10~20步内收敛完成,取其中最接近1的一组信号进行后续的动力学驱动求解。迭代过程中,左、右轮的驱动信号收敛过程如图5所示,经过10次迭代计算后收敛到1.2附近,收敛效果较好。

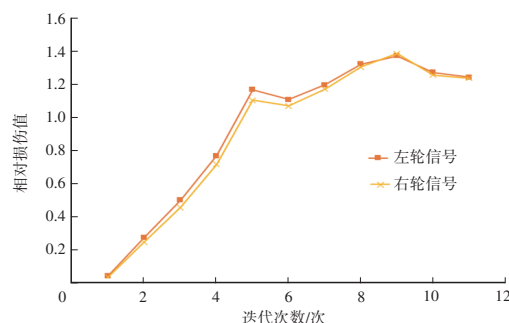


图5 相对损伤值收敛过程

最后一次迭代的驱动信号如图6所示,将其与其余五分力一起作为输入,添加到Adams/Car软件中建立的前悬架动力学模型的轮心处,驱动动力学模型,得到转向节各连接点处各方向的载荷谱。

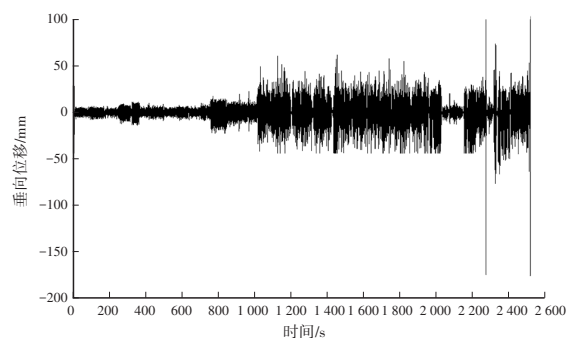


图6 左前轮轮心处垂向位移信号

5 转向节部件有限元仿真分析

为获得各连接点处不同载荷输入下转向节各部分的受载情况,需要对转向节部件进行有限元静力分析。获得构件的主要受力部位后,在受力部位施加载荷,以HyperMesh作为前处理器、Nastran为求解器、HyperView为后处理器,开展模型的惯性释放分析。转向节有限元模型的建立主要分为以下几个步骤:

- 模型导入。将转向节三维模型导入有限元软件。
- 几何特征的简化及清理。对几何特征缺失的情况进行检查与清理,填补导入过程中破损的面等,并根据半径对倒角、圆角等进行处理,提高分析计算的效率和网格单元的质量。
- 单元类型的选择。采用3D单元对转向节进行网格划分,结果如图7所示。
- 连接关系设定。在各连接点处添加铰接点,见图7,将其作为单位力的输入点进行惯性释放,并作为后续疲劳仿真载荷谱的输入点。
- 材料属性的添加。添加转向节的材料属性,以提高仿真的准确性。



图7 转向节有限元网格划分

使用HyperWorks软件中的HyperMesh模块建立转向节有限元模型,并使用其中的Optistruct求解器进行转向节惯性释放分析^[9]。

有限元惯性释放分析中建立的平衡方程为:

$$\mathbf{F} + \mathbf{M}\ddot{\boldsymbol{\varphi}} = 0 \quad (4)$$

式中: \mathbf{F} 为外部载荷矩阵, $\ddot{\boldsymbol{\varphi}}$ 为加速度矩阵, \mathbf{M} 为质量矩阵。

转向节的惯性释放结果如图8所示,得到每个加载点位置载荷单独作用时各节点位移分布情况。

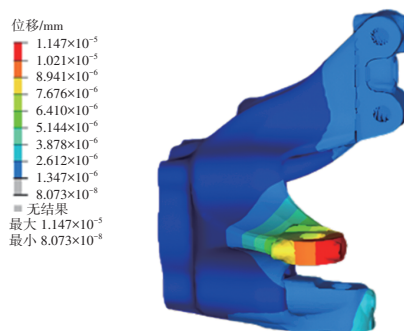


图8 转向节惯性释放结果

6 转向节疲劳寿命预测分析

以虚拟迭代得到的轮心处垂向位移和轮心处其余五分力作为驱动对前悬架系统的动力学模型进行激励,仿真获取转向节各连接点处的载荷谱。

悬架系统受随机载荷作用,对于随机载荷谱,名义应力法主要用于应力水平未超过材料屈服强度时的疲劳分析,局部应力应变法能有效考虑结构局部高应力(超过屈服强度)状态下的塑性变形,主要用于结构最大应力超过屈服强度时的疲劳分析。通过应力-寿命(S-N)法对悬架动力学系统进行疲劳分析,平均应力修正方法选择古德曼(Goodman)法^[10],分析结果中最大应力未超过屈服强度,故本文疲劳分析选择名义应力法。

目前,疲劳累积损伤理论主要有线性、非线性和双线性累积损伤理论3类。线性疲劳累积损伤理论中的Miner理论^[11]是线性累积损伤方式中的经典理论,本文采用Miner理论对悬架系统进行损伤累积计算。

设构件在某载荷水平 S 下的疲劳寿命为 N ,则1个循环造成的损伤 D 为:

$$D = 1/N \quad (5)$$

在载荷水平 S_i 下经过 n_i 次循环造成的损伤为:

$$D_i = n_i/N_i \quad (6)$$

式中: N_i 为载荷水平 S_i 下的疲劳寿命。

在 m 个应力水平 S_i 作用下各经过 n_i 循环,其总损伤可以表达为:

$$D_m = \sum_{i=1}^m \frac{n_i}{N_i} \quad (7)$$

零件在载荷循环作用下产生的损伤累加值达到1时发生疲劳破坏。

综合部件疲劳载荷谱、有限元分析结果、材料S-N曲线进行零部件疲劳寿命分析^[12],得到零部件

的疲劳损坏危险点。

值得注意的是, $S-N$ 模块需根据实际的材料特性生成相应的 $S-N$ 曲线, 以满足疲劳寿命的计算要求。此外, 还需要对疲劳分析方法进行设置, 如选择合适的平均应力修正方法、单轴或多轴应力分析等, 以得到更为精确的疲劳分析结果。

在 nCode 中进行结构总的应力分布计算, 基本思想是根据有限元计算的结果先求出每个加载点位置载荷单独作用时产生的应力分布, 然后将各加载点位置载荷产生的应力进行线性累加得到总的应力加载过程, 通过疲劳理论对应力作用的累积结果进行计算。

得到疲劳损伤云图如图 9 所示, 最大损伤值为 5.28×10^{-8} , 对应载荷段循环次数为 1.89×10^7 次, 依据循环次数和原始路谱数据等比例选取单次循环长度为 0.015 km 的强化路面数据, 计算可得该转向节在强化路面下的有效行驶里程为 $28.35 \times 10^4 \text{ km}^{[13]}$ 。

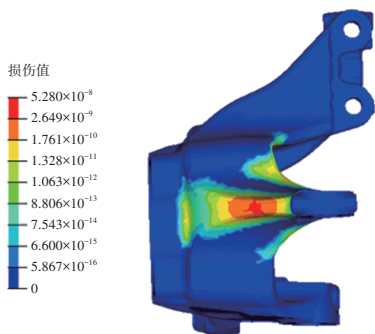


图9 转向节疲劳分析结果

根据 GB/T 18388—2005《电动汽车 定型试验规程》的耐久性要求, 电动汽车可靠性行驶里程不得少于 5 000 km。同时, 本文研究对象的设计要求在车辆行驶 $16 \times 10^4 \text{ km}$ 的里程范围内不发生疲劳破坏, 在强化路面下, 转向节在车辆行驶 $28.35 \times 10^4 \text{ km}$ 后发生疲劳破坏, 耐久性符合设计目标, 且满足国家标准的耐久性要求。

同时可以观察到, 损伤值较大的部分出现在转向节节臂处, 可通过已有的使用损伤情况、路试试验, 以及台架试验对结构的疲劳情况进行比对, 确认仿真分析的正确性。

7 不同载荷工况下转向节疲劳试验验证

首先截取典型路面的路谱片段, 分路况开展虚拟迭代, 分解得到转向节各主要连接点处的疲劳载荷谱, 之后根据随机载荷的时间长度系数, 将各路

况下的各连接点处疲劳载荷等效至 $16 \times 10^4 \text{ km}$ 的用户道路情况。最后, 结合准静态法和材料的 $S-N$ 曲线数据开展转向节的疲劳寿命评估。由惯性释放分析结果可知, 侧向力载荷为转向节的失效主导载荷。

复杂的工作条件使悬架关键零部件的疲劳寿命很难仅依靠理论计算得到。因此, 要检验零部件的疲劳寿命及可靠性能否达到设计要求, 必须对其进行疲劳试验。零部件在工作过程中所承受的载荷通常为随机载荷, 然而, 受试验条件及试验成本等因素的限制, 随机疲劳试验难度较大。为此, 从寿命等效的原则出发, 利用恒幅载荷下的 $S-N$ 曲线模型及随机载荷下的疲劳寿命预测模型, 建立随机载荷作用下零部件可靠性评估的等效应力试验法, 在随机应力作用下, 转向节的疲劳寿命为 N^* , 根据寿命等效原则, 得到疲劳寿命为 N^* 时对应的恒幅等效应力为:

$$S_{\text{eq}} = \sqrt{\frac{C}{N^*}} \quad (8)$$

式中: b 、 C 为材料疲劳性能参数, 与材料属性、试样形状及加载方式等有关。

对实测道路载荷进行雨流计数, 结合实测道路载荷的幅值分布特点以及台架试验循环次数要求进行加速试验谱的编制。

转向节节臂力疲劳试验加载方案为: 在转向节与转向横拉杆连接处加载 Y 方向的力, 载荷为对称等幅 5.417 1 kN 的循环力, 试验载荷加载频率为 10 Hz, 基础循环次数为 150×10^4 次, 终止循环次数为 300×10^4 次。疲劳试验设备信息如表 2 所示。

表2 转向节节臂力疲劳试验设备

设备名称	设备型号	传感器名称	传感器型号	规格
IST 试验系统 (6-7)	SH/TC-AI-D6-07	位移传感器	SH/TC-DT-D6-07	$\pm 75 \text{ mm}$
		力传感器	SH/TC-FT-D6-07	$\pm 25 \text{ kN}$
钢直尺	SH/TC-MS-07-11			600 mm
数显扭力扳手	CG-LG00030			340

固定转向节部件, 在其实际工况连接点处施加单一方向的恒幅循环载荷, 使用多个样件重复单通道台架试验^[14], 提高试验的可靠性, 设置不同的加载循环次数, 测试转向节的疲劳损伤情况, 其中一组试验工况的试验过程如图 10 所示。



图10 转向节节臂疲劳试验台架

具体试验过程及结果如表3所示,通过多次试验确认多数情况下样件在预期循环次数下未失效,其中的失效样件可能存在缺陷等其他因素影响加速了失效,而其失效部位与仿真结果一致,最终通过重复试验确认转向节部件最先发生疲劳破坏的位置与仿真分析得到的结果一致,转向节试验样件在基础循环 150×10^4 次时,均未出现疲劳断裂,与转向节疲劳寿命分析结果相同,表明转向节的疲劳寿命满足相关标准要求,验证了转向节疲劳寿命分析仿真结果具有一定的正确性。

表3 转向节节臂疲劳试验结果

试样编号	循环次数/ $\times 10^4$ 次	试验节点	试验结果	备注	试样编号	循环次数/ $\times 10^4$ 次	试验节点	试验结果	备注
P00048341/42-T0033481-001	150	基础循环次数	未失效	旧材料	P00048341/42-T0033481-004	150	基础循环次数	未失效	失效,旧材料
	300	试验终止循环次数	未失效			177.542 7	试验终止循环次数	失效	
P00048341/42-T0033481-002	150	基础循环次数	未失效	新材料	P00048341/42-T0033481-005	150	基础循环次数	未失效	新材料
	300	试验终止循环次数	未失效			300	试验终止循环次数	未失效	
P00048341/42-T0033481-003	150	基础循环次数	未失效	旧材料	P00048341/42-T0033481-006	150	基础循环次数	未失效	旧材料
	300	试验终止循环次数	未失效			300	试验终止循环次数	未失效	

8 结束语

本文基于整车试验场耐久性道路实测路谱对轮毂电机驱动电动汽车转向节进行了疲劳寿命分析,并对疲劳寿命结果进行了试验验证,结果表明,转向节疲劳台架试验终止循环次数的试验结果与仿真分析结果中的结构疲劳失效危险点区域基本吻合,仿真误差在可接受范围。

参考文献

- [1] 王超. 基于虚拟试验场的车轮六分力提取方法研究[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2023.
WANG C. Research on Wheel Six-Component Force Extraction Method Based on Virtual Proving Ground[D]. Chongqing: Chongqing University of Technology, 2023.
- [2] 蔡剑, 吴泽勋, 车媛媛, 等. 基于虚拟试验场技术的汽车悬架缓冲块虚拟调校[J]. 汽车工程师, 2024(1): 37-42.
CAI J, WU Z X, CHE Y Y, et al. Virtual Tuning of Automobile Suspension Jounce Bumper Based on VPG[J]. Automotive Engineer, 2024(1): 37-42.
- [3] 付似愚. 基于虚拟迭代的下控制臂载荷提取及验证[J]. 机械研究与应用, 2022, 35(6): 73-75+80.
FU S Y. Load Extraction and Verification of Lower Control Arm Based on Virtual Iteration Method[J]. Mechanical Research & Application, 2022, 35(6): 73-75+80.
- [4] 王子怡. 基于虚拟迭代的汽车疲劳耐久载荷谱提取[D].

重庆: 重庆大学, 2022.

- WANG Z Y. Extraction of Fatigue Endurance Load Spectrum of Automobile Based on Virtual Iteration[D]. Chongqing: Chongqing University of Technology, 2022.
- [5] 何正规. 某电动轿车转向节疲劳寿命分析与疲劳载荷谱编制方法研究[D]. 长春: 吉林大学, 2022.
HE Z G. Research on Fatigue Life Analysis and Fatigue Load Spectrum Compilation Method of Steering Knuckle of an Electric Car[D]. Changchun: Jilin University, 2022.
- [6] 孙英杰. 基于虚拟迭代的叉车车架疲劳寿命分析及程序载荷谱编制[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2022.
SUN Y J. Fatigue Life Analysis and Program Load Spectrum Compilation of Forklift Truck Frame Based on Virtual Iteration[D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2022.
- [7] 刘亚军. 基于车轮六分力测量的某商用车车架疲劳寿命分析研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2018.
LIU Y J. The Fatigue Life Analysis of a Commercial Vehicle Frame Based on the Measured Wheel Six-Component Force[D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2018.
- [8] 付春雨, 曾超, 刘宏杰, 等. 基于虚拟迭代的装载机后处理支架载荷谱获取方法[J]. 现代制造工程, 2021(1): 17-21.
FU C Y, ZENG C, LIU H J, et al. Obtaining Load Spectrum Method of Loader's Post-Processing Bracket Based on

- Virtual Iteration[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2021(1): 17-21.
- [9] 张金豹, 胡铮, 张金乐, 等. 疲劳S-N曲线预测模型进展综述[J]. 科学技术与工程, 2023, 23(13): 5390-5411.
ZHANG J B, HU Z, ZHANG J L, et al. Review of Advances in Fatigue S-N Curve Prediction Models[J]. Science Technology and Engineering, 2023, 23(13): 5390-5411.
- [10] 周东龙. 基于虚拟迭代的某轻卡后桥疲劳分析研究[D]. 太原: 中北大学, 2019.
ZHOU D L. Fatigue Analysis of a Light Truck Rear Bridge Based on Virtual Iteration[D]. Taiyuan: North University of China, 2019.
- [11] 夏望. 电动汽车减速器疲劳寿命分析与预测方法研究[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2020.
XIA J. Research on Fatigue Life Analysis and Prediction Method of Electric Vehicle Gear Reducer[D]. Chongqing: Chongqing University of Technology, 2020.
- [12] 韩崇瑞. 基于刚柔耦合动力学仿真的塔式起重机疲劳寿命分析[D]. 北京: 北京建筑大学, 2022.
HAN C R. Fatigue Life Analysis of Tower Cranes Based on Rigid-Flexible Coupled Dynamics Simulation[D]. Beijing: Beijing University of Civil Engineering and Architecture, 2022.
- [13] 赵炳豪. 汽车轮边减速器壳体的轻量化设计与疲劳寿命分析[D]. 新乡: 河南科技学院, 2023.
ZHAO B H. A Dissertation Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Master of Engineering [D]. Xinxiang: Henan Institute of Science and Technology, 2023.
- [14] 杜建, 黄丽美, 魏敏先, 等. 转向节多轴虚拟试验台架载荷谱应用研究[J]. 机械强度, 2023, 45(1): 198-208.
DU J, HUANG M L, WEI M X, et al. Application Research on Load Spectrum of Setting Knuckle Multi-Axis Virtual Test Bench[J]. Journal of Mechanical Strength, 2023, 45(1): 198-208.

(责任编辑 斛 畔)

修改稿收到日期为2024年4月29日。

《汽车工艺与材料》投稿须知

《汽车工艺与材料》于1986年创刊,是由中国第一汽车集团有限公司主办的国内外公开发行的汽车材料与制造技术类月刊,目前已入选《中文核心期刊要目总览》(第二版)、RCCSE中国准核心期刊(B+)、中国核心期刊(遴选)数据库、中国学术期刊综合评价数据库、欧洲学术出版中心数据库(EuroPub)、哥白尼精选期刊数据库(ICJ Journals Master List)、EBSCO International数据库、J-Gate数据库。

《汽车工艺与材料》以“为中国报道汽车制造,为汽车引领工艺材料”为办刊宗旨,致力于报道以汽车轻量化技术和智能制造技术为核心的先进制造技术与材料应用技术,重点关注电动汽车蓄电池、电机、电控关键材料技术,燃料电池材料技术,高强度钢、铝镁合金、非金属材料及其成形技术,连接技术,智能装备与绿色制造等,以期通过高质量学术内容的出版和传播助推行业创新技术的交流与发展。

《汽车工艺与材料》杂志关注领先的整车及零部件企业和材料、装备等供应商,及时报道汽车行业最新的产品设计、制造、材料、加工技术、生产装备、检测技术等方面的成功案例。

主要栏目:

AT&M视界、生产现场、材料应用、生产装备、检测技术、数字化园地、行业动态等。

投稿要求:

- (1)来稿须具有独创性并与实践相结合,文章字数最好控制在5 000~8 000字之内。
- (2)来稿不能在国内、外公开杂志上发表过,请勿一稿多投。
- (3)来稿的试验方法、试验数据、试验结论必须准确、可靠。
- (4)来稿须包括以下项目:题名、作者姓名、作者单位、摘要(200字左右)、参考文献等。来稿采用word文档的格式。
- (5)来稿文章格式应符合一般科技论文格式,或参考近期本刊所刊登文章格式。
- (6)文章必须附有公开发表的、体现本领域最新研究成果的参考文献,且在文中应标注文献引用处。
- (7)本刊使用网站投稿,投稿网址:<http://qegyycl.cbpt.cnki.net>,咨询电话:0431-82026054。

竭诚欢迎汽车行业及相关领域的专家学者积极向本刊投稿。