

# 基于刚柔耦合的轨道车辆转向架构架疲劳分析\*

廖爱华, 黄旭, 方宇

(上海工程技术大学城市轨道交通学院 上海, 201620)

**摘要** 对某型地铁车辆转向架构架在运行使用过程中局部区域出现裂纹的问题, 首先, 基于固定界面模态综合法, 通过构架主自由度缩减得到了该型构架柔性体模型, 从而建立该型地铁车辆刚柔耦合多体动力学模型; 然后, 结合一种基于柔性体计算结构动应力的方法, 探讨该型构架的动应力响应, 得到该型构架的振动特性; 最后, 采用准静态应力叠加法对构架电机吊座结构进行了疲劳寿命预测。仿真结果与该型构架实际出现疲劳破坏的位置吻合, 从而验证了基于刚柔耦合模型对构架进行疲劳分析方法的正确性。结果表明, 利用这种方法可以在构架前期开发阶段为其疲劳寿命预测提供理论依据。

**关键词** 转向架构架; 多体动力学; 刚柔耦合; 疲劳寿命  
**中图分类号** TH113

## 引言

转向架构架作为地铁车辆的主要承载部件, 其承受着频繁的随机载荷, 所受工况比较恶劣。以某型地铁车辆转向架构架为例, 该型车辆转向架构架在运行使用过程中构架多次出现裂纹现象, 构架的使用寿命远远小于设计寿命<sup>[1]</sup>, 该现象严重影响了地铁车辆的运行安全性。因此, 对影响地铁车辆运行安全的关键部件转向架构架进行疲劳分析以及疲劳寿命预测显得尤为重要。

国内外学者在结构的疲劳分析这个领域做了大量的研究, 这些方法同样可以应用于转向架构架的分析和研究中。目前国内外对于结构的疲劳分析主要从实验<sup>[2]</sup>和仿真<sup>[3-6]</sup>两个角度作为切入点。线路实测动应力实验及疲劳实验比较昂贵, 且线路实测动应力实验受线路、气候条件的影响较大。而仿真主要依靠多体动力学仿真联合有限元分析的准静态叠加法来实现结构动应力的计算, 该方法适用于结构固有频率远离外部载荷频率的情况。由于地铁车辆转向架构架所承受的是复杂的耦合动载荷场, 结构局部刚度较小, 很可能出现局部共振现象。此时除了外部载荷激励, 还需考虑局部共振造成的自振激励。因此, 本研究以构架结构自身振动特性

作为出发点, 建立构架柔性体模型, 并结合地铁车辆刚柔耦合多体动力学仿真得到构架结构的动应力响应, 从而得到构架的振动特性, 并依据此对该型构架进行疲劳分析, 进而得到其疲劳破坏机理, 最后基于准静态应力叠加法预测构架电机吊座的疲劳寿命。

## 1 柔性构架的建立

### 1.1 柔体动力学理论

柔性体理论主要基于固定界面模态综合法<sup>[7]</sup>, 其基本思想是赋予柔性体一个模态集, 采用模态法展开, 用模态向量和模态坐标的线性组合表示物体的弹性位移, 通过计算每一时刻物体的弹性位移来表示其变形, 令柔性部件  $r$  的界面固定, 并建立模态矩阵, 其中模态矩阵可表示为

$$\boldsymbol{\varphi}_r = [\boldsymbol{\varphi}_{IN}, \boldsymbol{\varphi}_{IC}] \quad (1)$$

其中:  $\boldsymbol{\varphi}_{IN}$  为主模态矩阵;  $\boldsymbol{\varphi}_{IC}$  为约束模态矩阵。

主模态  $q_N$  是界面自由度固定时所对应的固有模态, 其与内部自由度一一对应; 而约束模态  $q_C$  是指依次释放每一边界自由度, 使其产生单位位移而形成的静位移分布所构成的静态模态, 则可得

$$s = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \boldsymbol{\varphi}_{IN} & \boldsymbol{\varphi}_{IC} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_C \\ q_N \end{bmatrix} \quad (2)$$

\* 上海市研究生教育创新计划学位点引导布局与建设培育资助项目(13SC002); 上海市自然科学基金资助项目(15ZR1419200)

收稿日期: 2015-04-01; 修回日期: 2015-05-21

其中:  $\mathbf{I}$  和  $\mathbf{0}$  分别为单位矩阵和零矩阵;  $\mathbf{s}$  为位移矩阵。

通过转换,得到柔性体的运动方程

$$\hat{\mathbf{M}}\dot{\mathbf{s}} + \hat{\mathbf{K}}\mathbf{s} = f(\theta, t) \quad (3)$$

其中:  $\hat{\mathbf{M}}, \hat{\mathbf{K}}$  分别为转换后的质量矩阵和刚度矩阵;  $f$  包含柔性体约束模态力和固有模态力;  $\theta$  为多体系统状态变量;  $t$  为时间变量。

由于模态矩阵中,存在惯性耦合,需对其进行正则化转换,消除刚体模态,重新代入柔性多体系统中,采用拉格朗日建立整个系统的方程,从而得到系统的解。

## 1.2 建立柔性构架

该型转向架构架主体采用牌号为 DIN-ST52 结构钢,材料的弹性模量为  $2.1 \times 10^5$  MPa,泊松比为 0.29,密度为  $7.8 \times 10^3$  kg/m<sup>3</sup>,极限强度标准值为 510 MPa,屈服强度标准值为 355 MPa。选取 SHELL63, SOLID45 以及 MASS 三类单元来建立构架的有限元模型,依据模态综合法,选取若干固定交互点进行主自由度缩减,最终得到柔性构架。

## 2 柔性体结构应力计算方法

传统的刚体动力学模型忽略了结构内部的相对位移,若结构在运动过程中发生了共振,此时如若按照传统结构静强度计算方法,计算得到的应力会小于实际结构应力。所以,从结构动力学的角度出发,以结构模态位移为基础,通过模态应力恢复计算结构应力。

柔性体中的某一节点的模态位移  $X$  可以由若干阶模态振型相互叠加得到

$$X = \sum_{j=1}^H h_j \omega_j = H\omega \quad (4)$$

其中:  $h_j$  为第  $j$  阶模态频率;  $\omega_j$  为第  $j$  阶频率对应的模态位移。

根据模态综合法,模态矩阵  $\mathbf{H}$  是由静模态与特征模态组合而成,静模态的数量等于约束特征点的自由度的总和,特征模态是通过求解式(5)得到

$$(\mathbf{C} - \lambda\mathbf{M})\mathbf{y} = 0 \quad (5)$$

其中:  $\mathbf{M}$  为质量矩阵;  $\mathbf{C}$  为刚度矩阵;  $\lambda$  为特征值;  $\mathbf{y}$  为特征模态。

通过求解式(6,7)得到广义质量矩阵  $\bar{\mathbf{M}}$ ,刚度矩阵  $\bar{\mathbf{C}}$

$$\bar{\mathbf{M}} = \mathbf{H}^T \mathbf{M} \mathbf{H} \quad (6)$$

$$\bar{\mathbf{C}} = \mathbf{H}^T \mathbf{C} \mathbf{H} \quad (7)$$

通过求解式(8,9)进行模态矩阵的正则化,得到柔性体的模态信息

$$(\bar{\mathbf{C}} - \lambda\bar{\mathbf{M}})\bar{\mathbf{y}} = 0 \quad (8)$$

$$\bar{\mathbf{H}} = \bar{\mathbf{H}}\bar{\mathbf{Y}} \quad (9)$$

其中:  $\bar{\mathbf{Y}}$  为特征模态集;  $\bar{\mathbf{H}}$  为正则化模态矩阵。

依据有限元离散理论可得

$$\epsilon_i^e = \mathbf{B}_i^e(X_i^e)u_i^e \quad (10)$$

$$\sigma_i^e = \mathbf{D}_i^e \epsilon_i^e = \mathbf{D}_i^e \mathbf{B}_i^e u_i^e \quad (11)$$

其中:  $\mathbf{B}_i^e$  为节点  $i$  的应变场矩阵;  $\mathbf{D}_i^e$  为节点  $i$  的弹性矩阵;  $u_i^e, \epsilon_i^e, \sigma_i^e$ , 分别为节点  $i$  对应的节点位移、应变和应力。

通过代入柔性体某一节点  $i$  的模态位移可推出柔性体中某节点  $i$  的应力与应变。将式(4)分别带入式(10,11)则可推出式(12,13)

$$\epsilon_i^e = \mathbf{B}_i^e(X_i^e)H_i^e \omega = \mathbf{B}_i^e(X_i^e) \sum_{j=1}^H h_{ji}^e \omega_j = \sum_{j=1}^H h_{ji}^e \omega_j = H_i^e \omega \quad (12)$$

$$\sigma_i^e = \mathbf{D}_i^e \mathbf{B}_i^e(X_i^e)H_i^e \omega = \mathbf{D}_i^e \mathbf{B}_i^e(X_i^e) \sum_{j=1}^H h_{ji}^e \omega_j = \sum_{j=1}^H h_{ji}^e \omega_j = H_i^e \omega \quad (13)$$

其中:  $X_i^e$  为节点  $i$  对应产生的模态位移;  $h_{ji}^e$  为节点  $i$  对应的第  $j$  阶模态;  $h_{ji}^e$  为节点  $i$  对应的第  $j$  阶模态产生的应变场;  $h_{ji}^e$  为节点  $i$  对应的第  $j$  阶模态产生的应力场。

由此可知,只要获取柔性体中每个节点的模态位移,则可以得到柔性体中每一个节点的动应力响应。

## 3 地铁车辆刚柔耦合多体动力学模型的建立与仿真

利用 1.2 节得到的柔性构架,根据该型地铁车辆真实动力学参数以及结构参数,最终建立该型地铁车辆的刚柔耦合多体动力学模型如图 1 所示。在建模过程中对柔性构架所受初始载荷进行预平衡,则在动力学仿真过程中柔性构架所承受的随机载荷也就模拟了车辆运行过程中构架的实际受力状态。

以该型地铁车辆在满载 AW2 下时速 72 km/h 作为仿真的边界条件,并以美国五级谱作为轨道激励进行仿真,仿真时间设为 80 s。

### 3.1 构架整体结构动应力响应分析

构架属于准对称结构形式,在不影响仿真计算

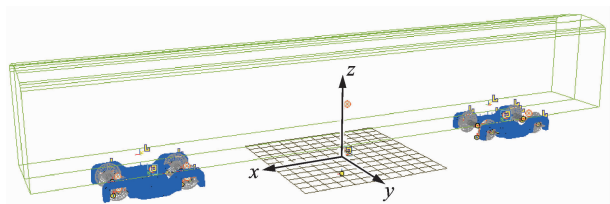


图 1 地铁车辆刚柔耦合多体动力学模型

Fig. 1 The rigid-flexible coupling multibody dynamics model of metro vehicle

的精度并能缩短计算时间的情况下,选取构架的一半区域作为分析对象。结合实际情况,由于安装座结构均为整体铸件结构,运营过程无任何裂纹情况发生,未出现疲劳破坏现象,所以计算结构动应力响应时没有考虑在内,构架结构应力分布云图如图 2 所示。

构架最大应力节点号为 47 292,输出该节点的动应力历程如图 3 所示。

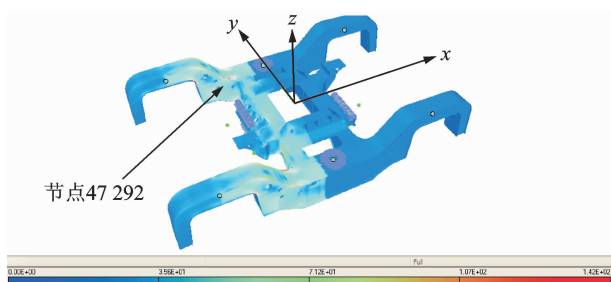


图 2 构架结构应力分布云图

Fig. 2 The structure stress distribution of frame

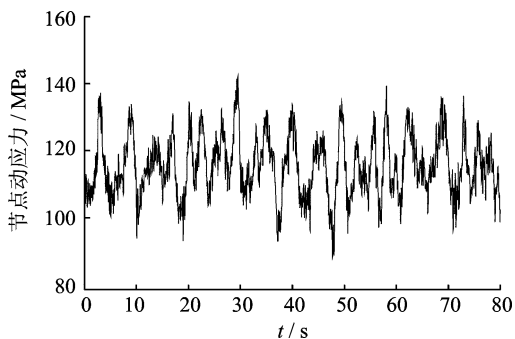


图 3 节点 47 292 动应力

Fig. 3 The dynamic stress of node 47 292

节点 47 292 处的应力最大值为 142.3 MPa,小于该型构架母材的许用应力 178 MPa,符合构架的强度要求。由于结构的破坏主要是由结构动应力的幅值引起的,应力幅值扰动是引起结构破坏的主要原因。应力幅值过大的区域主要集中在电机吊座区域、齿轮箱吊座区域、横梁和侧梁连接区域。该型构架电机吊座区域的应力幅值分布云图如图 4 所示,仿真结果与构架实际出现疲劳破坏的位置(图 5)大

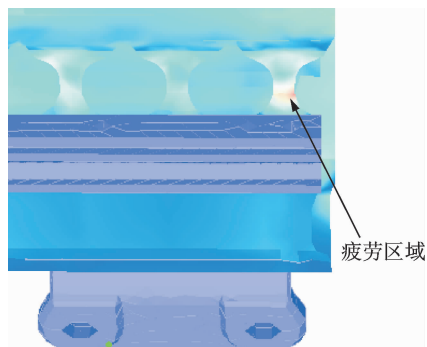


图 4 构架应力幅值分布云图

Fig. 4 The stress amplitude distribution of frame



图 5 构架裂纹位置

Fig. 5 The crack area of frame

体一致。

由于电机吊座工字型加强板(图 4)整体所受应力幅值较大,从而导致该处(图 5)加强板底部焊缝区域经常出现裂纹。针对此处焊缝区域,取其中应力幅值最大的一个节点(337 853)进行分析,该节点的动应力如图 6 所示。

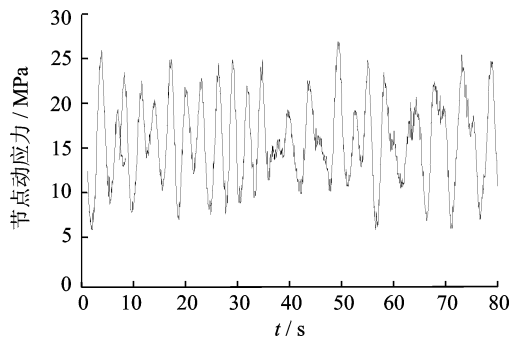


图 6 焊缝节点动应力

Fig. 6 The dynamic stress of node in weld bead

由图 6 得知,焊缝处节点最大应力值为 27.6 MPa,电机吊座加强板采用的是对接焊缝,且焊缝焊接材料为脆性材料。依据 BS7608 焊接疲劳标准,该处的焊缝区域的疲劳强度极限值要远远小于母材,这也是该处经常出现裂纹的主要原因。

### 3.2 构架各局部区域疲劳分析

以该型地铁车辆在满载 AW2 下时速 80 km/h 作为仿真的边界条件,并以美国五级谱作为轨道激励进行仿真,仿真时间设为 80 s。分别对上述易疲劳区域进行疲劳分析,得到各区域的应力幅值分布云图,并输出各个区域的应力幅值最大节点的动应力图。

1) 电机吊座区域疲劳分析结果如图 7,8 所示。

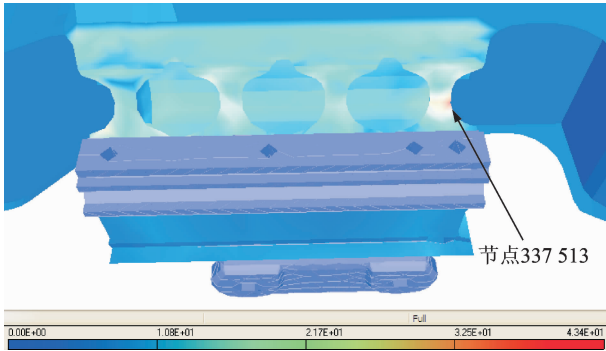


图 7 电机吊座区域应力幅值分布云图

Fig. 7 The stress amplitude distribution of motor suspension

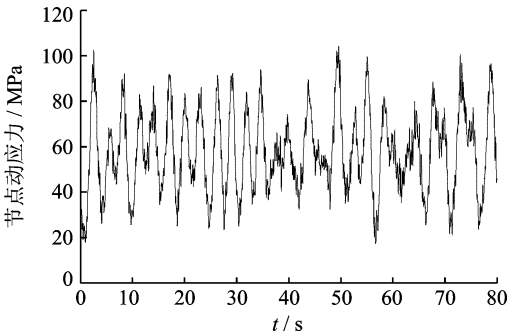


图 8 80 km/h 工况下节点动应力

Fig. 8 The dynamic stress of node under the working condition of 80 km/h

2) 齿轮箱吊座区域疲劳分析结果见图 9,10。

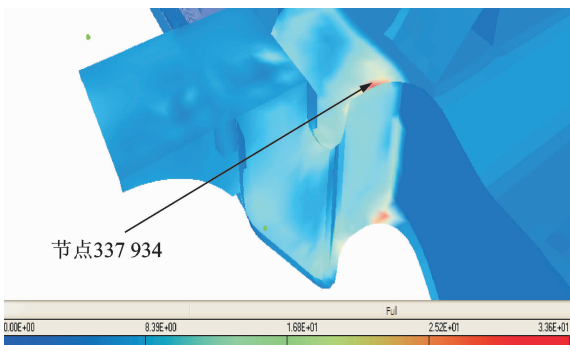


图 9 齿轮箱吊座应力幅值分布云图

Fig. 9 The stress amplitude distribution of gear suspension

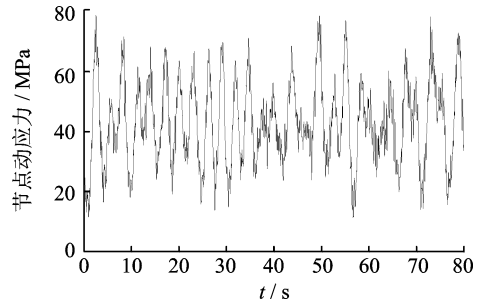


图 10 80 km/h 工况下节点动应力

Fig. 10 The dynamic stress of node under the working condition of 80 km/h

3) 横梁-侧梁连接区域疲劳分析结果如图 11, 12 所示。

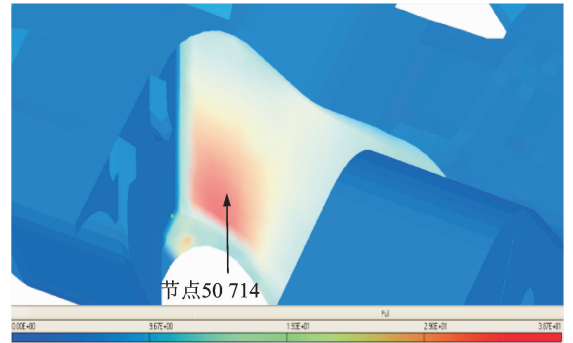


图 11 横梁-侧梁连接区域应力幅值分布云图

Fig. 11 The stress amplitude distribution of the connection area between beam and side beam

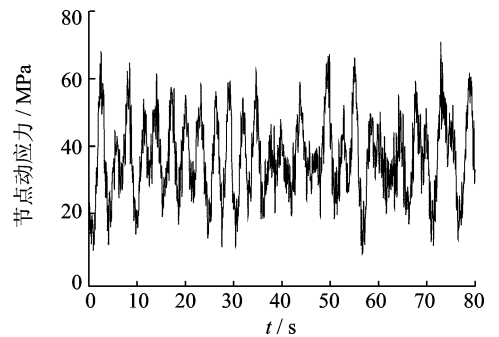


图 12 80 km/h 工况下节点动应力

Fig. 12 The dynamic stress of node under the working condition of 80 km/h

由图 7,图 9,图 11 得知,电机吊座区域的最大应力幅值为 43 MPa,相对于齿轮箱吊座区域和横梁-侧梁连接区域的最大应力幅值较大。由图 8、图 10、图 12 可看出,电机吊座区域的结构动应力比齿轮箱吊座区域以及横梁-侧梁连接区域整体要大,这也解释了该型构架在运行过程中电机吊座出现裂纹频率较高的原因。

## 4 基于准静态应力叠加法的电机吊座结构疲劳寿命预测

准静态应力叠加法的主要思想是计算任一时刻相同结构位置和相同作用方向的单位静态载荷所引起的弹性应力应变状态,然后将其与之对应的载荷谱叠加得到结构的动应力,结合材料 S-N 曲线,并修正平均应力,最后依据线性损伤累计原则对结构开展疲劳寿命预测。

### 4.1 单位载荷作用下的电机吊座结构惯性释放有限元分析

惯性释放的原理<sup>[8]</sup>是通过构造一个自平衡力系来模拟约束不足时的结构静态响应。在电机吊座质心处施加沿  $x, y, z$  正方向单位力以及绕  $x, y, z$  3 个坐标轴顺时针的单位转矩。限于篇幅,以单位垂向载荷作用下为例,电机吊座应力、应变分布云图如图 13 所示。

从图 13 可以看出,应力较大的部位主要集中在电机吊座四块工字型加强板区域,工字型加强板区域整体应力较大。

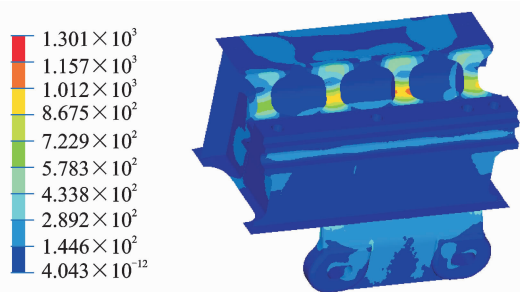


图 13  $z$  方向单位载荷作用下的应力分布云图

Fig. 13 The stress distribution under unit load along  $z$  direction

### 4.2 电机吊座边界载荷的计算

依据建立的地铁车辆刚柔耦合多体动力学模型,根据该型车辆实际运行线路参数选取一段长为 10 km 的线路。以该型地铁车辆在满载 AW2 工况下时速 72 km/h 速度运行,采用美国五级谱作为激励谱,获取电机吊座的边界载荷  $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$ ,其中电机吊座垂向力如图 14 所示。

### 4.3 电机吊座疲劳寿命预测结果

依据上述得到电机吊座有限元分析结果以及动力学仿真获得的电机吊座边界载荷,利用 nCode 仿

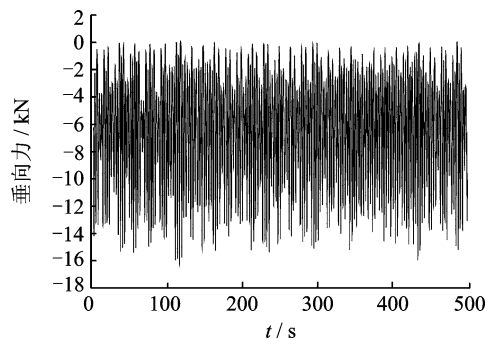


图 14 电机吊座垂向力  $F_z$

Fig. 14 The vertical force  $F_z$  of motor suspension

真得到电机吊座结构疲劳寿命分布云图,如图 15 所示。

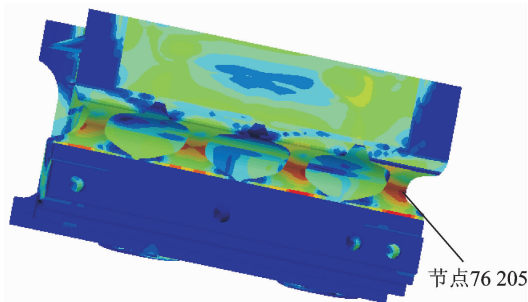


图 15 电机吊座结构疲劳寿命分布云图

Fig. 15 The fatigue life distribution of motor suspension

由图 15 得知,电机吊座安装座整体铸件结构为无限寿命,疲劳寿命最短的位置出现在电机吊座工字型加强板与电机安装座的焊缝连接处,仿真获得的电机吊座疲劳寿命较短位置与实际电机吊座发生疲劳破坏的位置吻合的很好。仿真计算得到的电机吊座结构疲劳寿命为  $1.53 \times 10^5$  次循环,每次循环 10 km,则可计算得到电机吊座节点最短寿命为 153 万 km。根据地铁检修部门提供的数据,电机吊座处出现裂纹平均里程为 139 万 km,两者误差为 10%。

## 5 结论

1) 该型构架结构应力最大值为 142.3 MPa,小于该型构架母材的许用应力 178 MPa,符合构架的强度要求。应力幅值扰动是引起结构破坏的主要原因,该型构架应力幅值过大的区域主要集中在电机吊座区域、齿轮箱吊座区域、横梁-侧梁连接区域。仿真结果与该型构架实际出现疲劳破坏的位置吻合,从而验证了基于刚柔耦合模型对结构进行疲劳

分析方法的正确性。

2) 采用准静态应力叠加法对构架易疲劳区域-电机吊座结构进行疲劳寿命预测,仿真得到电机吊座节点最短寿命为153万km。计算结果符合地铁检修部门提供的数据;电机吊座该处出现裂纹平均里程为139万km。仿真结果与实际数据误差为10%,可知仿真可信性及正确度较高。

### 参 考 文 献

- [1] 金国龙,谢雄耀,王如路. 上海地铁1号线车辆转向架寿命预测数值分析[J]. 地下空间与工程学报, 2009, 5(5): 860-866.  
Jin Guolong, Xie Xiongyao, Wang Rulu. Lifetime prediction of the bogie frame of shanghai metro line 1 by 3D FEM [J]. Chinese Journal of Underground Space and Engineering, 2009, 5(5): 860-866. (in Chinese)
- [2] Han S H, An D G, Kwak S J, et al. Vibration fatigue analysis for multi-point spot-welded joints based on frequency response changes due to fatigue damage accumulation [J]. International Journal of Fatigue, 2013, 48 (1): 170-177.
- [3] Wannenburg J, Heyns P S, Raath A D. Application of a fatigue equivalent static load methodology for the numerical durability assessment of heavy vehicle structures [J]. International Journal of Fatigue, 2009, 31 (10): 1541-1549.
- [4] Kagnici F. Vibration induced fatigue assessment in vehicle development process [J]. World Academy of Science Engineering and Technology, 2012(64): 88-93.
- [5] 张磊安,黄雪梅,王娜,等. 风电叶片单点疲劳加载过程数值仿真与试验[J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34 (4): 732-736.  
Zhang Leian, Huang Xuemei, Wang Na, et al. Numerical simulation and test on MW wind turbine blade single fatigue loading process [J]. Journal of Vibrati-

on, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(4): 732-736. (in Chinese)

- [6] 兆文忠,魏鸿亮,方吉,等. 基于主S-N曲线法的焊接结构虚拟疲劳试验理论与应用[J]. 焊接学报, 2014, 35(5): 75-79.  
Zhao Wenzhong, Wei Hongliang, Fang Ji, et al. The theory and application of the virtual fatigue test of welded structures based on the master S-N curve method [J]. Transactions of the China Welding Institution, 2014, 35(5): 75-79. (in Chinese)
- [7] 李兴泉,邓兆祥,李传兵,等. 模态综合的子结构主模态截断方法[J]. 西南交通大学学报, 2014, 49(1): 173-178.  
Li Xingquan, Deng Zhaoxiang, Li Chuanbing, et al. Substructure Normal Modes Selection Method for Component Mode Synthesis [J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2014, 49(1): 173-178. (in Chinese)
- [8] 扶原放,金达锋,乔蔚炜. 惯性释放原理在车架结构优化设计中的应用[J]. 机械设计与研究, 2009, 25(1): 65-67.  
Fu Yuangfang, Jin Dafeng, Qiao Weiwei. Application of inertia relief in vehicle frame structure optimization [J]. Machine Design and Research, 2009, 25(1): 65-67. (in Chinese)



**第一作者简介:**廖爱华,女,1978年1月生,博士、副教授。主要研究方向为车辆结构动力学、有限元分析及车辆故障诊断等。曾发表《A numerical simulation of elastoplastic contact analysis of compressor by overspeeding》(《Advances in Mechanical Engineering》2014, No. 4)等论文。

E-mail: aiwa7816@126.com

