

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.01.022

交流电传动重型轨道车转向架构架强度分析与研究

魏培豪, 李文科, 张栎元, 王青海, 任向武, 苏潇何

(中车永济电机有限公司, 山西 永济 044502)

摘要:为研究交流电传动重型轨道车转向架构架强度,利用有限元方法,针对电传动重型轨道车的转向架运用工况,对构架进行强度分析,并根据计算结果优化上盖板结构,再次进行静强度及模态分析。结果表明:其满足相关标准及应用需求。

关键词:轨道车辆;转向架构架;强度分析;疲劳分析;模态分析

中图分类号:U260.331 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2025)01-0104-05

Strength Analysis and Reserch on Bogie Frame of AC Transmission Heavy Rail Car

WEI Peihao, LI Wenke, ZHANG Liyuan, WANG Qinghai, REN Xiangwu, SU Xiaohu

(CRRC Yongji Electric Co., Ltd., Yongji 044502, China)

Abstract:To study the strength of the bogie frame of AC transmission heavy rail car, finite element method was applied to analyze the strength of the frame under the operating conditions of the bogie of the electric drive heavy rail motor car. The upper cover plate structure was optimized based on the calculation results, and static strength and modal analysis was performed again. The results showed that the relevant standards and application requirements were met.

Keywords:rail car; bogie frame; strength analysis; fatigue analysis; modal analysis

0 引言

近年来随着国家对铁路等基础建设的投资力度不断加大,我国铁路不断建设和开通运营,铁路工务系统在对铁路维护配套设备的需求量增加的同时对其也提出了更高的要求^[1]。目前轨道车多为机械或液力传动,在高海拔、高寒及长大坡道连续制动使用时具有一定的局限性。随着川藏线的建设如火如荼,电传动轨道车无疑具有很大市场潜力。转向架作为轨道车的重要部件,对整车的走行以及制动等有着极其重要的影响。转向架构架作为转向架主要承载部件,其强度对转向架牵引力及运行品质均有重要影响^[2]。

本文以某型电传动重型轨道车转向架构架为研究对象,根据标准规定的载荷和工况以及整车技术要求对构架强度进行分析验证,为后续电传动轨道车转向架的结构设计提供理论及运用依据。

1 构架结构及有限元模型简介

1.1 构架结构简介

转向架构架整体为“日”字形结构,由左侧梁、右侧梁、中间横梁以及端梁组成。左侧梁、右

侧梁和中间横梁均为板材焊接的箱型结构,并在内部适当位置布有筋板,以增强构架整体的强度和刚度,侧梁及横梁上安装有电机吊座、制动座、减振器座、拉杆座等结构,前、后端梁均为圆管结构。构架主体采用 Q345B 高强度钢制造。

1.2 构架有限元模型简介

本构架总体采用六面体实体单元进行离散,单元总体尺寸为 10 mm。在构架应力复杂、应力梯度较大等重点部位进行网格细化,划分的网格稍密。构架整体离散后的模型共有节点 728 908 个,单元 497 050 个,构架模型离散图如图 1、图 2 所示。其中 x 正方向表示车辆前进方向, y 正方向表示车辆前进方向的左侧, z 正方向表示垂直向上^[3]。

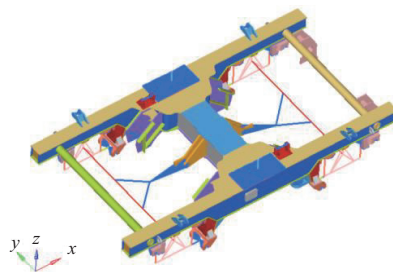


图 1 构架有限元模型 1

第一作者简介:魏培豪(1993—),男,山西永济人,工程师,硕士,研究方向为轨道车结构设计,weiph93@163.com。

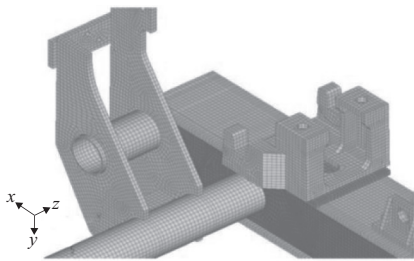


图2 构架有限元模型2

2 强度分析

2.1 构架静强度评估标准

构架静强度考核采用第四强度理论,即在任意应力状态下,结构不发生失效的条件为

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2}((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2)} \leq [\sigma]$$

(1)

式中: σ_e 为 von Mises 等效应力; σ_1 、 σ_2 、 σ_3 分别为第一、第二、第三主应力; $[\sigma]$ 为许用应力。

构架材料特性如表 1 所示。

表 1 构架材料特性

密度/ (kg/m ³)	弹性模量/ MPa	泊松比	屈服强度/ MPa	极限强度/ MPa
7 850	2.1×10 ⁵	0.3	345	510~660

构架静强度验收标准如表 2 所示。

表 2 构架静强度验收标准

材质	抗拉强度/MPa	最大应力/MPa
Q345B	510~660	<345

2.2 构架疲劳强度评估标准

构架疲劳强度考核采用 Goodman 疲劳极限图,当构架在各工况下的最小应力和最大应力均位于疲劳极限图包络线内,则构架疲劳强度满足要求。疲劳极限图根据 UIC 615-4:2003,采用

ERRI B12/RP17 提供的钢材疲劳极限图,如图 3 所示。

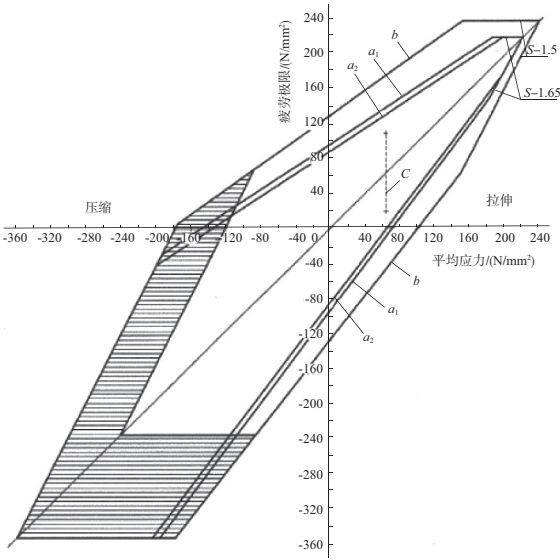


图3 钢材疲劳极限图

2.3 构架静强度计算

1) 构架超常载荷

超常载荷工况由运用时可能出现的最大载荷组成,用以验证此工况下转向架是否会产生持续永久的变形^[4]。

超常载荷包括构架每侧最大垂向载荷、构架每侧最大横向载荷、电机起动/短路转矩、紧急制动载荷、一个车轮 100% 减载、10% 轨道扭曲载荷等。

2) 构架静强度计算工况

根据构架超常载荷与转向架运用工况,组合成电传动轨道车构架静强度工况(超常载荷作用)如表 3 所示。其中 F_{zmax} 表示构架每侧最大垂向载荷; F_{EM} 表示电机垂向振动载荷; F_{xmax} 表示转向架启动牵引纵向载荷; F_{x1max} 表示每轮对菱形载荷; F_{mcj} 表示紧急制动时每单元摩擦力; F_{zg} 表示转向架抬升载荷; F_{zdl} 表示紧急制动时牵引拉杆总的纵向载荷。

表 3 电传动轨道车构架超常载荷工况表(考核构架的静强度)

载荷工况	构架每侧垂向载荷/N		轮对最大 横向载荷/N	纵向 载荷/N	电机载荷	制动座 载荷/N	扭曲载荷	说明
	F_{z1}	F_{z2}						
1	$F_{zmax}/2$	$F_{zmax}/2$	0	0	0	0	0	—
2	$F_{zmax}/2$	$F_{zmax}/2$	$+F_{ymax}$	0	0	0	0	—
3	$F_{zmax}/2$	$F_{zmax}/2$	$+F_{ymax}$	0	0	0	10% 轨道扭曲/mm	—
4	$F_{zmax}/2$	$F_{zmax}/2$	$-F_{ymax}$	0	0	0	-10% 轨道扭曲/mm	—

续表3

载荷工况	构架每侧垂向载荷/N		轮对最大 横向载荷/N	纵向 载荷/N	电机载荷	制动座 载荷/N	扭曲载荷	说明
	F_{z1}	F_{z2}						
5	$F_{zmax}/2$	$F_{zmax}/2$	0	0	0	0	一个车轮 100%减载	—
6	$F_{zmax}/2$	$F_{zmax}/2$	0	$+F_{xmax}$	$+F_{EM}/N, +M_{t1}/Nm$	0	0	正向牵引
7	$F_{zmax}/2$	$F_{zmax}/2$	0	$+F_{xmax}$	$-F_{EM}/N, +M_{t1}/Nm$	0	0	正向牵引
8	$F_{zmax}/2$	$F_{zmax}/2$	0	$-F_{xmax}$	$+F_{EM}/N, -M_{t1}/Nm$	0	0	反向牵引
9	$F_{zmax}/2$	$F_{zmax}/2$	0	$-F_{xmax}$	$-F_{EM}/N, -M_{t1}/Nm$	0	0	反向牵引
10	$F_{zmax}/2$	$F_{zmax}/2$	0	$+F_{zdj}$	$+F_{EM}/N$	$+F_{mcj}$	0	正向制动
11	$F_{zmax}/2$	$F_{zmax}/2$	0	$+F_{zdj}$	$-F_{EM}/N$	$+F_{mcj}$	0	正向制动
12	$F_{zmax}/2$	$F_{zmax}/2$	0	$-F_{zdj}$	$+F_{EM}/N$	$-F_{mcj}$	0	反向制动
13	$F_{zmax}/2$	$F_{zmax}/2$	0	$-F_{zdj}$	$-F_{EM}/N$	$-F_{mcj}$	0	反向制动
14	$F_{zmax}/2$	$F_{zmax}/2$	0	0	$+F_{EM}/N, +M_{t3}/Nm$	0	0	正向电机短路
15	$F_{zmax}/2$	$F_{zmax}/2$	0	0	$-F_{EM}/N, +M_{t3}/Nm$	0	0	正向电机短路
16	$F_{zmax}/2$	$F_{zmax}/2$	0	0	$+F_{EM}/N, -M_{t3}/Nm$	0	0	反向电机短路
17	$F_{zmax}/2$	$F_{zmax}/2$	0	0	$-F_{EM}/N, -M_{t3}/Nm$	0	0	反向电机短路
18	$F_{zmax}/2$	$F_{zmax}/2$	0	$+F_{x1max}$	0	0	0	正向曲线通过
19	$F_{zmax}/2$	$F_{zmax}/2$	0	$-F_{x1max}$	0	0	0	反向曲线通过
20	F_{zg}		0	0	0	0	0	—

注:电机载荷 M_i 的正负分别代表电机的正向旋转与反向旋转;扭曲载荷为轨道扭曲或考虑低速脱轨引起的转向架轮重变化对构架产生的扭曲作用。

3) 构架静强度计算结果与分析

将构架有限元模型导入 ANSYS, 根据表 3 不同工况的载荷情况进行仿真分析, 将仿真结果进行处理后得到各工况下的 von Mises 应力分布情

况。计算结果显示, 在所有的工况计算中, 最大应力均小于母材屈服强度, 满足静强度要求。最大安全系数 2.09, 最小安全系数 1.12。各计算工况最大应力结果如表 4 所示。

表 4 各计算工况最大应力结果										单位:MPa
工况	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
最大应力	171.18	293.68	307.57	296.02	288.83	195.12	211.58	209.69	226.52	193.31
工况	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
最大应力	209.75	201.82	218.64	164.92	181.40	167.72	184.55	180.91	181.68	174.47

通过计算, 在所有工况中, 工况 2、工况 3、工况 4 的应力较大, 其最大应力分别为 293.68 MPa、307.57 MPa、296.02 MPa, 对应的应力部位均为侧梁上盖板过渡圆弧, 其应力云图如图 4—图 6 所示。

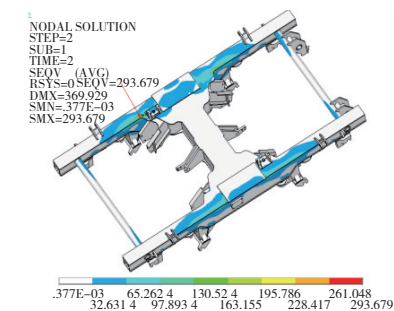


图 4 工况 2 应力云图

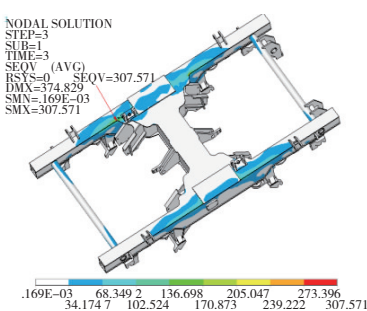


图 5 工况 3 应力云图

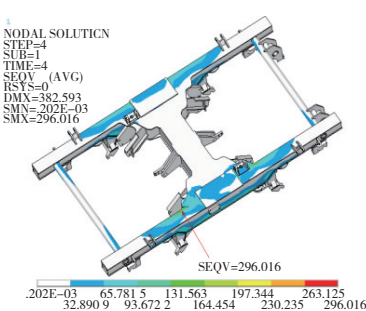


图 6 工况 4 应力云图

3 转向架结构优化

根据上述分析结果,转向架构架各工况的分析结果均低于母材的屈服强度,但是应力的分布不均匀,转向架侧梁局部应力较大,最大应力在上盖板过渡圆弧处。初步判定是由于过渡圆弧半径较小引起的应力集中。在不影响转向架其他结构

布置的情况下,优化上盖板过渡圆弧,再次对工况 2、工况 3、工况 4 进行计算,结果如图 7—图 9 所示。

优化上盖板结构后整体应力变得更加平滑,最大应力位置由转向架侧梁上盖板过渡圆弧处变为一系簧安装座圆弧过渡处,最大应力分别降为 205.356 MPa、214.975 MPa 与 216.512 MPa,安全系数由 1.17、1.12、1.17 分别提高到 1.68、1.60、1.59。

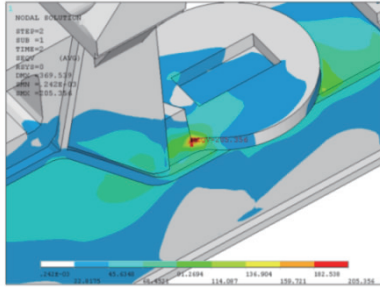


图 7 优化后工况 2 局部应力云图

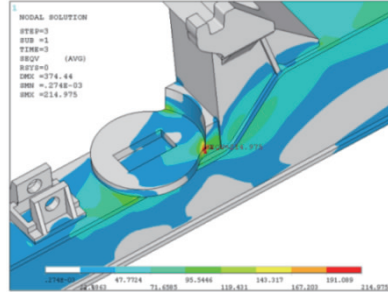


图 8 优化后工况 3 局部应力云图

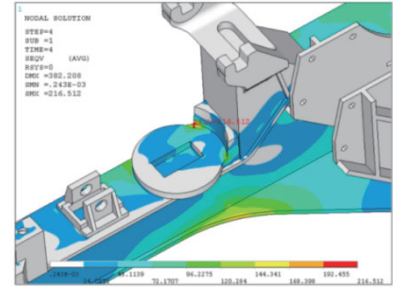


图 9 优化后工况 4 局部应力云图

4 构架疲劳强度计算工况

将优化后的构架根据构架模拟主要运营载荷组合成如下疲劳工况,车体侧滚 $\alpha = 0.1$,车体浮沉 $\beta = 0.2$,如表 5 所示。

表 5 构架主要运营工况

载荷 工况	构架每侧垂向载荷/N F_{z1}	纵向 载荷/N F_{z2}	纵向 载荷/N F_{x1}	纵向 载荷/N F_{x2}	纵向 载荷/N F_{y1}	纵向 载荷/N F_{y2}	纵向 载荷/N F_{y3}
1	F_z	F_z	0	0	0	0	0
2	F_z	F_z	$+F_x$	0	0	0	0
3	F_z	F_z	$-F_x$	0	0	0	0
4	$(1+\alpha-\beta)F_z$	$(1-\alpha-\beta)F_z$	0	0	0	0	0
5	$(1+\alpha-\beta)F_z$	$(1-\alpha-\beta)F_z$	0	F_y	0	0	0
6	$(1+\alpha+\beta)F_z$	$(1-\alpha+\beta)F_z$	0	0	0	0	0
7	$(1+\alpha+\beta)F_z$	$(1-\alpha+\beta)F_z$	0	F_y	0	0	0
8	$(1-\alpha-\beta)F_z$	$(1+\alpha-\beta)F_z$	0	0	0	0	0
9	$(1-\alpha-\beta)F_z$	$(1+\alpha-\beta)F_z$	0	$-F_y$	0	0	0
10	$(1-\alpha+\beta)F_z$	$(1+\alpha+\beta)F_z$	0	0	0	0	0
11	$(1-\alpha+\beta)F_z$	$(1+\alpha+\beta)F_z$	0	$-F_y$	0	0	0
12	$(1+\alpha-\beta)F_z$	$(1-\alpha-\beta)F_z$	0	F_y	5%轨道 扭曲/mm		
13	$(1+\alpha+\beta)F_z$	$(1-\alpha+\beta)F_z$	0	F_y	5%轨道 扭曲/mm		
14	$(1-\alpha-\beta)F_z$	$(1+\alpha-\beta)F_z$	0	$-F_y$	5%轨道 扭曲/mm		
15	$(1-\alpha+\beta)F_z$	$(1+\alpha+\beta)F_z$	0	$-F_y$	5%轨道 扭曲/mm		

续表5

载荷 工况	构架每侧垂向载荷/N F_{z1}	纵向 载荷/N F_{z2}	纵向 载荷/N F_{x1}	纵向 载荷/N F_{x2}	纵向 载荷/N F_{y1}	纵向 载荷/N F_{y2}	纵向 载荷/N F_{y3}
16	$(1+\alpha-\beta)F_z$	$(1-\alpha-\beta)F_z$	0	F_y	-5%轨道 扭曲/mm		
17	$(1+\alpha+\beta)F_z$	$(1-\alpha+\beta)F_z$	0	F_y	-5%轨道 扭曲/mm		
18	$(1-\alpha-\beta)F_z$	$(1+\alpha-\beta)F_z$	—	$-F_y$	-5%轨道 扭曲/mm		
19	$(1-\alpha+\beta)F_z$	$(1+\alpha+\beta)F_z$	—	$-F_y$	-5%轨道 扭曲/mm		

将构架母材以及主焊缝的计算结果进行处理,得到其在主要运营工况下的 Goodman 图如图 10、图 11 所示。从图中看出该构架各测点疲劳强度均在疲劳极限图包络线内,未超过其母材及焊缝区疲劳极限,因此构架疲劳强度满足其标准要求。

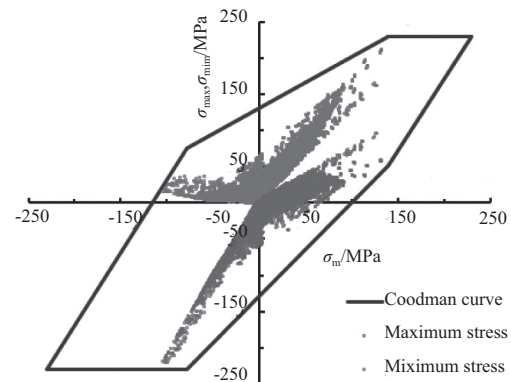


图 10 母材的 Goodman 图

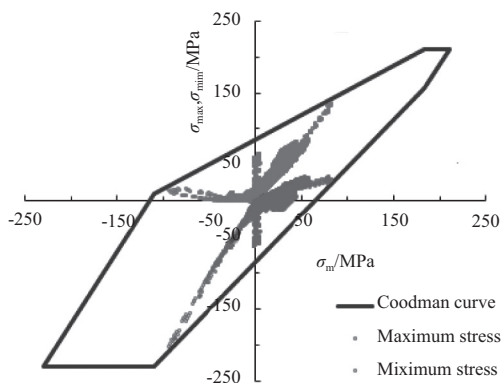


图 11 主焊缝的 Goodman 图

5 转向架模态分析

为确定轨道车在运用过程中转向架构架的振

动情况,验证其刚度的合理性,了解运用过程中转向架构架的变形趋势,对转向架的模态进行了分析,结果如表 6 所示,各阶振型如图 12—图 14 所示。

表 6 模态分析结果

模态阶数	振动频率/Hz	模态振型
1	37.15	扭转振动
2	57.96	1 阶垂弯
3	64.93	菱形变形

我国对机车转向架构架 1 阶的振动频率要求不低于 7.5 Hz,本构架模态分析结果显示,其 1 阶模态频率为 37.15 Hz,远高于 7.5 Hz。

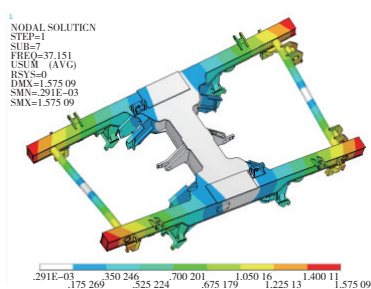


图 12 1 阶振型-扭转振动

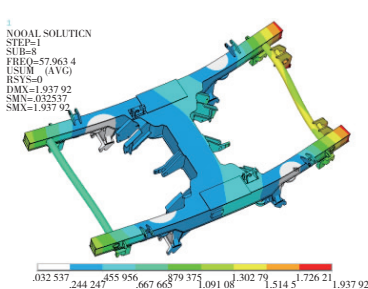


图 13 2 阶振型-1 阶垂弯

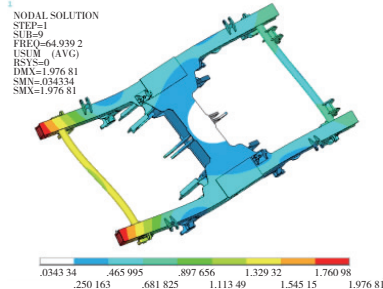


图 14 3 阶振型-菱形变形

6 结语

从优化后分析结果可以看出本构架的静强度计算结果均满足静强度设计要求。在对上盖板过渡圆弧进行优化后,提高了构架的使用安全系数,且构架的应力分布更加均匀。其母材及主焊缝的疲劳强度均满足标准要求,模态分析结果表明构架有足够的刚度,且不会与车体发生共振^[5-7]。

本文通过对本构架强度、模态的分析以及结构优化,确保了电传动轨道车在运行时的安全性,为该转向架的推广与应用积累了经验,并为电传动轨道车转向架的设计提供了一定的指导。该型转向架目前已根据出厂试验大纲完成厂内试验验证,完全满足设计应用要求。

参考文献:

- [1] 赵博洋,李江利,李谷越. 重型轨道车转向架构架的强度计算分析[J]. 湖北农机化,2018(9):52.
- [2] 张莎. 一种轨道工程车转向架构架强度及模态分析[J]. 铁道技术监督,2019,47(6):64-68.
- [3] 刘顺东,王广超. 新型 CFRP 地铁转向架构架强度分析[J]. 机械制造与自动化,2023,52(1):100-104.
- [4] TB/T 3549.1—2019 机车车辆强度设计及试验鉴定规范 转向架 第 1 部分:转向架构架[S].
- [5] 赵勇成. SS7E 型电力机车转向架构架静强度研究[D]. 兰州:兰州交通大学,2015.
- [6] 吴丹,李晋武. 高速转向架构架强度及模态分析研究[J]. 兰州交通大学学报,2013,32(1):161-163.
- [7] 刘寅华,李芾,黄运华,等. 变轨距货车转向架构架疲劳强度及模态分析[J]. 铁道车辆,2007,45(11):1-4.

收稿日期:2023-05-29