

某工程车轴箱结构优化及强度分析

穆云飞¹, 黄志辉¹, 朱世昌²

(1. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031;

2. 宝鸡中车时代工程机械有限公司 技术研发中心, 陕西 宝鸡 721003)

摘要:针对某工程车转向架新设计的轴箱存在诸多理论设计缺陷的问题, 对其进行结构优化。依据 EN 13749:2005《铁路应用转向架构架结构要求的规定方法》, 计算了结构优化后轴箱在超常工况、运营工况及起吊工况所受载荷, 并对其进行有限元计算。计算结果表明: 轴箱满足超常工况、运营工况及起吊工况的强度要求; 运营工况时, 轴箱应力较大位置处节点的应力计算结果仍在 Goodman-Smith 疲劳极限包络线内, 轴箱疲劳强度满足设计要求。

关键词:工程车; 轴箱; 结构优化; 强度分析; 疲劳分析

中图分类号: U270.33 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2021)01-0043-06

0 引言

为了适应铁路发展的需求, 工程车最高运行速度要达到 160 km/h, 设计了一种适用于大轴重、高速铁路运用的工程车转向架。作为工程车转向架重要的承载、连接部件, 轴箱负责将轮对和构架联系在一起, 使轮对沿钢轨的滚动转化为转向架及车体沿线路的平动, 同时还承受车辆的质量, 传递各方向的作用力^[1]。因此, 为满足大轴重、高速铁路工程车的运行要求, 新设计了一种工程车轴箱。通过仿真分析, 发现该转向架轴箱存在质量较大、轴箱体与转臂固连处存在应力集中、长时间工作易出现疲劳损伤等诸多理论设计缺陷。为保证大轴重、高速铁路工程车安全平稳运行, 需对新设计的工程车轴箱进行结构优化。利用 CATIA 软件对结构优化后的工程车轴箱进行实体建模, 再分别使用 HyperMesh 软件和 ANSYS 软件对模型进行有限元网格划分和计算, 绘制出轴箱 Goodman-Smith 疲劳极限图^[2]。以强度计算结果和 Goodman-Smith 疲劳极限图为依据, 校核轴箱是否满足强度及疲劳要求^[3]。

1 新设计的工程车轴箱介绍

新设计的工程车轴箱采用的是轴箱体与转臂一体式结构, 为转臂式定位。其中, 轴箱体一侧与转臂固连, 另一侧设计有垂向减振器安装座、轮对起吊座, 新设计的工程车轴箱实体模型如图 1 所示。在三维建模软件测得新设计的工程车轴箱质量为 207.8 kg, 相比于其他工程车轴箱质量较大。此外在轴向载荷作用下, 轴箱体与转臂固连处存在应力集中的现象, 图 2 是该工况下新设计的工程车轴箱应力云图。在日常运营过程中, 由于转向架的蛇形运动, 轴箱受到周期性轴向交变载荷作用, 轴箱体与转臂固连处应力变化较大, 长时间工作易出现疲劳损伤, 不利于工程车的运行安全^[4]。为解决上述问题, 需对新设计的工程车轴箱进行结构优化。

收稿日期: 2020-05-27 责任编辑: 车轩玉 DOI: 10.13319/j.cnki.sjztdxxbzb.20200043

基金项目: 国家重点研发计划(2016YFB1200501)

作者简介: 穆云飞(1996—), 男, 硕士研究生, 研究方向为车辆设计理论及强度分析。E-mail: 1017016484@qq.com

穆云飞, 黄志辉, 朱世昌. 某工程车轴箱结构优化及强度分析[J]. 石家庄铁道大学学报(自然科学版), 2021, 34(1): 43-48.

©1994-2021 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

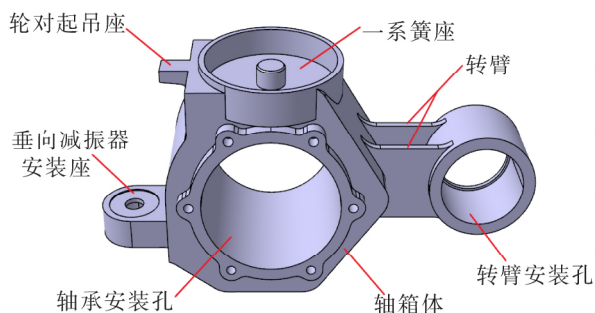


图 1 新设计的工程车轴箱实体模型

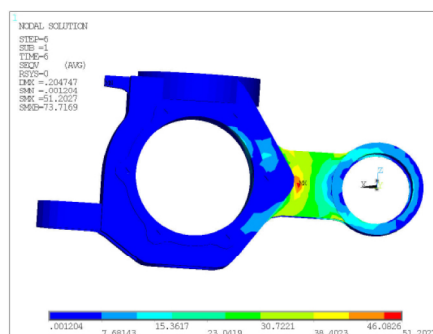


图 2 新设计的工程车轴箱应力云图(单位:MPa)

2 结构优化后工程车轴箱介绍

针对新设计的工程车轴箱质量较大的问题,对其应力较小但质量较大的部分做减重处理。将轴箱体做成筒状结构,既可以保证轴箱有足够的强度,还可以减轻质量。针对新设计的工程车轴箱的轴箱体与转臂固连处存在应力集中、长时间工作易出现疲劳损伤的问题,增加轴箱体与转臂的固连面积,分散轴箱体与转臂固连处的应力,避免出现应力集中的情况。同时将垂向减振器安装座优化成和转臂连为一体的结构,增加垂向减振器安装座根部的结构强度。结构优化后工程车轴箱质量为 115.3 kg,其实体模型如图 3 所示。

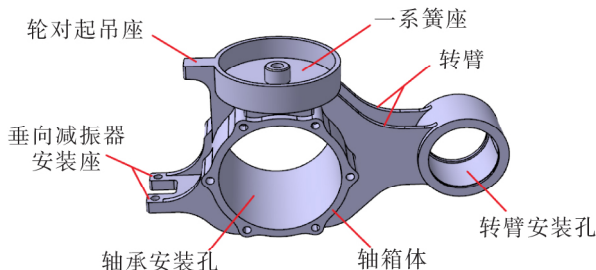


图 3 结构优化后工程车轴箱实体模型

结构优化后工程车轴箱定位转臂通过其安装孔内的橡胶弹性节点与构架的转臂定位座相连;垂向减振器安装座通过垂向减振器与构架相应的减振器座相接。轮对起吊座与构架相应的起吊装置配合,不仅可以保证轮对在整车起吊的过程中不脱离转向架,还可以在车辆运行中充当一系横向止挡,既减少了转向架零部件的数量,结构紧凑,又降低了转向架的生产成本。

3 结构优化后工程车轴箱强度及疲劳评定标准

EN 13749:2005《铁路应用转向架构架结构要求的规定方法》(以下简称 EN 13749)适用范围较广,包含的试验载荷类型多样,载荷工况组合方式明确^[5]。因此,EN 13749 标准在铁路行业内应用广泛,得到了业内人士的普遍认可,本文同样采用 EN 13749 标准对结构优化后工程车轴箱进行强度和疲劳性能校核。

4 结构优化后工程车轴箱载荷计算

根据 EN 13749 标准,轴箱所受载荷分为两类,一类是超常工况载荷,另一类是运营工况载荷。其中,超常工况载荷用于轴箱强度计算分析,运营工况载荷用于轴箱疲劳强度计算分析^[6]。考虑到轴箱实际应用情况,加入了起吊工况的载荷和强度计算,以校核结构优化后工程车轴箱轮对起吊座是否满足起吊工况的强度要求。

4.1 轴箱载荷计算所需参数

由于此轴箱应用于大轴重、高速铁路运用工程车,为保证强度计算结果有足够的安全余量,计算轴箱载荷时均采用极限质量作为质量参数。工程车共有 2 个转向架,每个转向架有 2 组轮对,其轴箱超常工况、运营工况及起吊工况所受载荷计算所需参数如表 1 所示。

表 1 轴箱载荷计算所需参数

属性	轴重 RSL/t	轮对 质量 m_w/t	一系簧 下质量 m_t/t	转向架 质量 m^+/t	重力加 速度 $g/$ ($m \cdot s^{-2}$)	垂向减振 器最大阻 尼力 F_d/kN	整车启动 牵引力 F_s/kN	整车正常 运营牵引 力 F_c/kN	整车紧急 制动力 F_{be}/kN	整车正 常运营 制动力 F_{bc}/kN	起吊时一 系弹簧反 作用力 F_q/kN
数值	23	1.23	2.04	11.02	9.81	15	350	175	180	140.4	57.83

4.2 超工况载荷计算

(1)垂向载荷 $F_{z \max}$ 。 $F_{z \max} = \frac{1.4g}{2} \times (RSL - 4m_w) = 143.93 \text{ kN}^{[7]}$ 。

(2)横向载荷 $F_{y \max}$ 。 $F_{y \max} = \frac{\left(10^4 + \frac{RSL}{3}g\right)}{2}N = 42.6 \text{ kN}$ 。

(3)纵向载荷 $F_{x \max}$ 。 $F_{x \max} = \frac{3m_t g}{2} = 30.02 \text{ kN}$ 。

(4)垂向减振器最大载荷 $F_{d \max}$ 。 $F_{d \max} = 1.5F_d = 22.5 \text{ kN}$ 。

(5)牵引载荷 $F_{t \max}$ 。 $F_{t \max} = 1.3 \times \frac{F_s}{8} = 56.88 \text{ kN}$ 。其中,1.3 为超工况下的牵引载荷系数。

(6)制动载荷 $F_{b \max}$ 。 $F_{b \max} = 1.3 \times \frac{F_{be}}{8} = 29.25 \text{ kN}$ 。其中,1.3 为超工况下的制动载荷系数。

4.3 运营工况载荷计算

(1)垂向载荷 F_z 。 $F_z = \frac{g}{2} \times (RSL - m_w) = 106.79 \text{ kN}$ 。

(2)横向载荷 F_y 。 $F_y = \frac{0.5(4F_z + 2m^+g)}{8} = 40.21 \text{ kN}$ 。

(3)纵向载荷 F_x 。 $F_x = 0.1 \times \frac{4RSL}{2}g = 45.13 \text{ kN}$ 。

(4)垂向减振器载荷 F_d 。 $F_d = 15 \text{ kN}$ 。

(5)牵引载荷 F_t 。 $F_t = 1.1 \times \frac{F_c}{8} = 24.60 \text{ kN}$ 。其中,1.1 为运营工况下的牵引载荷系数。

(6)制动载荷 F_b 。 $F_b = 1.1 \times \frac{F_{be}}{8} = 19.31 \text{ kN}$ 。其中,1.1 为运营工况下的制动载荷系数。

4.4 起吊工况载荷计算

起吊工况时,轴箱轮对起吊座与构架相应的起吊装置接触,整个包含轴箱、轮对、齿轮箱等在内的一系簧下质量和一系弹簧反作用力全部靠轴箱轮对起吊座和转臂来支撑。此时,作用在轴箱的载荷 F_{qd} :

$$F_{qd} = \frac{m_t g}{2} + F_q = 67.84 \text{ kN}。$$

根据 EN 13749 标准和结构优化后工程车轴箱的结构特征,超工况载荷共包含 6 种加载工况,如表 2 所示;运营工况载荷共包含 12 种加载工况,如表 3 所示;起吊工况载荷包含 1 种加载工况。

表 2 超常载荷加载工况

工况	1	2	3	4	5	6
垂向载荷 F_z	$F_{z \max}$	$F_{z \max}$	$F_{z \max}$	$F_{z \max}$	$F_{z \max}$	$F_{z \max}$
横向载荷 F_y	$F_{y \max}$	$F_{y \max}$	$F_{y \max}$	$F_{y \max}$	$F_{y \max}$	$F_{y \max}$
纵向载荷 F_x	$F_{x \max}$	$-F_{x \max}$	$F_{t \max}$	$-F_{t \max}$	$F_{b \max}$	$-F_{b \max}$
垂向减振器载荷 F_d	$F_{d \max}$	$F_{d \max}$	$F_{d \max}$	$F_{d \max}$	$F_{d \max}$	$F_{d \max}$

表 3 运营载荷加载工况^[8]

工况	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
垂向载荷 F_z	F_z	F_z	$(1+\alpha+\beta)F_z$	$(1+\alpha+\beta)F_z$	$(1-\alpha-\beta)F_z$	$(1-\alpha-\beta)F_z$	F_z	F_z	F_z	F_z	F_z	F_z
横向载荷 F_y	—	—	F_y	F_y	$-F_y$	$-F_y$	—	—	—	—	—	—
纵向载荷 F_x	F_x	$-F_x$	F_x	$-F_x$	F_x	$-F_x$	—	—	F_t	$-F_t$	F_b	$-F_b$
垂向减振器载荷 F_d	—	—	—	—	—	—	F_d	$-F_d$	—	—	—	—

注: α 、 β 分别为车体侧滚和浮沉产生的垂向动载荷占 F_z 的百分比,分别为 0.1 和 0.2。

5 结构优化后工程车轴箱的有限元计算

5.1 轴箱有限元模型约束及载荷施加

将轴箱实体模型以 SOLID186 四面体单元离散。轴箱网格大小以 20 mm 为主,离散出的有限元模型如图 4 所示。轴箱有限元模型共有 13 487 个单元,26 675 个节点。结构优化后工程车轴箱由 ZG270 钢铸造而成^[8],其弹性模量为 2.1×10^5 MPa,泊松比为 0.27,密度为 7.85×10^3 kg/m³,拉伸极限强度为 500 MPa,屈服极限强度为 270 MPa,疲劳极限强度为 253 MPa,轴箱的疲劳极限强度为 147.20 MPa^[9]。

超常工况和运营工况时,在轴承安装孔上方 120°施加径向约束;根据横向载荷方向,分别在轴箱与前、后端盖连接的螺栓孔施加横向约束;在转臂安装孔的位置添加垂向弹簧单元,并约束弹簧单元的垂向自由度。起吊工况时,在轮对起吊座下方与构架相应的起吊装置接触的位置施加固定约束;在转臂安装孔的位置添加垂向弹簧单元,并约束弹簧单元的垂向自由度。

超常工况和运营工况时,轴箱垂向载荷施加在轴箱一系簧座处、垂向减振器载荷施加在垂向减振器安装座处、横向载荷施加在转臂安装孔与橡胶弹性节点接触的位置及一系簧座处、纵向载荷以压力载荷的形式施加在转臂安装孔左/右部 120°范围内^[5]。起吊工况时,作用在轴箱的载荷以压力载荷的形式施加在轴承安装孔下方 120°范围内。轴箱有限元模型施加的载荷如图 5 所示。

5.2 轴箱有限元模型计算结果

将轴箱有限元模型导入 ANSYS 软件,求解各节点应力,并利用后处理功能查看计算结果。超常工况时,轴箱有限元计算结果如表 4 所示。图 6 是超常载荷第 3 工况轴箱应力云图,图 7 是起吊工况时轴箱应力云图。

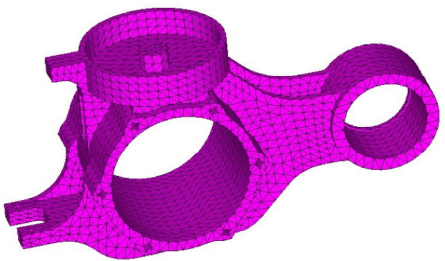


图 4 轴箱有限元模型

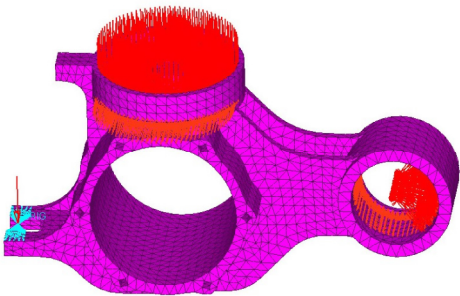


图 5 轴箱有限元模型载荷施加示意图

表 4 超常工况轴箱有限元计算结果

工况	最大应力/MPa	最大应力位置
1	125.62	减振器安装座圆弧处
2	125.72	减振器安装座圆弧处
3	149.22	转臂上部圆弧过渡区
4	125.76	减振器安装座圆弧处
5	125.63	减振器安装座圆弧处
6	125.71	减振器安装座圆弧处

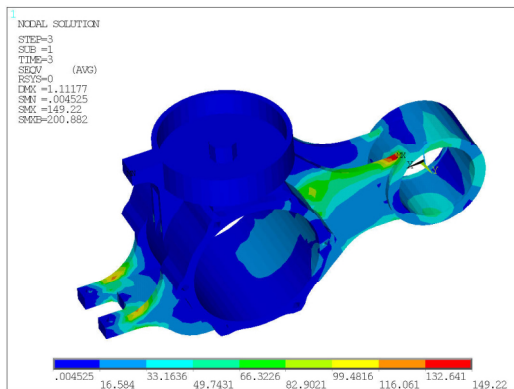


图 6 超常载荷第 3 工况轴箱应力云图(单位:MPa)

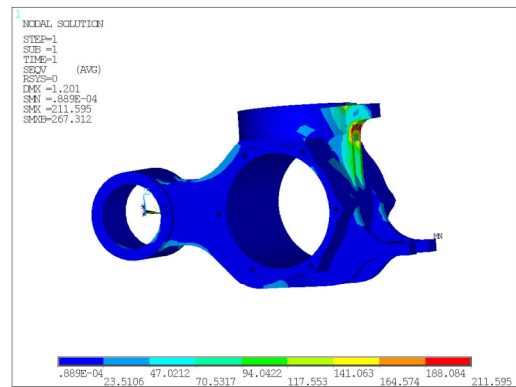


图 7 起吊工况时轴箱应力云图(单位:MPa)

由有限元计算结果可知,轴箱在超常工况时最大应力值出现在第 3 工况,应力值为 149.22 MPa,最大应力点在转臂上部圆弧过渡区,小于此工况 ZG270 钢的许用应力 270 MPa,安全系数为 1.81,满足超常工况的强度要求;轴箱在起吊工况时最大应力值为 211.60 MPa,在轮对起吊座下部圆弧过渡区,小于此工况 ZG270 钢的许用应力 270 MPa,安全系数为 1.28,满足起吊工况的强度要求。

运营工况时,轴箱的最大应力值出现在第 3 工况,应力值为 98.94 MPa,最大应力点在转臂上部圆弧过渡区,小于此工况轴箱的疲劳极限 147.20 MPa,安全系数为 1.49,满足运营工况的强度要求,图 8 是运营载荷第 3 工况轴箱应力云图。在轴向载荷作用下,轴箱体与转臂固连处无应力集中,长时间工作不易出现疲劳损伤,图 9 是该工况下轴箱应力云图。

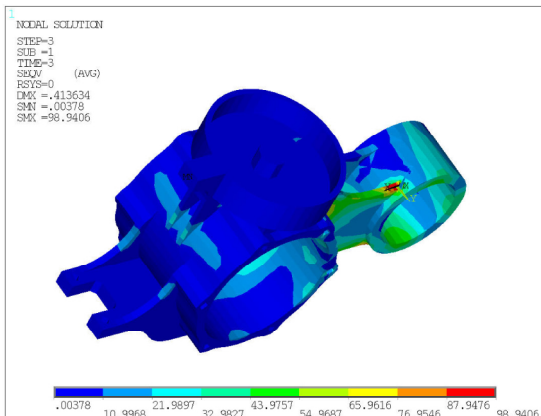


图 8 运营载荷第 3 工况轴箱应力云图(单位:MPa)

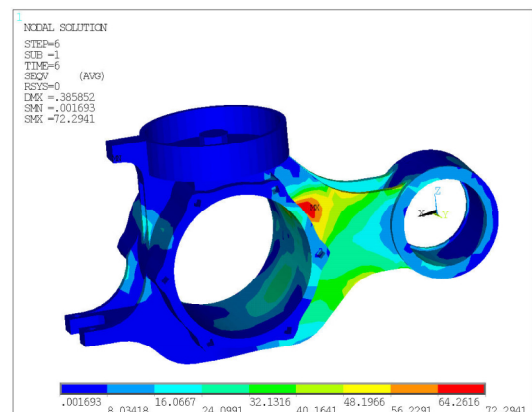


图 9 轴向载荷作用下轴箱应力云图(单位:MPa)

由有限元计算结果可知,轴箱在运营工况时应力较大的位置在转臂上部圆弧过渡区、转臂下部圆弧过渡区、垂向减振器安装座圆弧处、轴箱体与转臂固连处。根据 ORE B12/RP17 投影法计算出轴箱上述位置节点的平均应力 σ_m 和应力幅 σ_a [7]。

根据轴箱材料属性绘制出 Goodman-Smith 疲劳极限图,并将上述节点的平均应力 σ_m 和应力幅 σ_a 作为数据点置于 Goodman-Smith 疲劳极限图中 [10]。最终得到的轴箱疲劳校核结果如图 10 所示。

由图 10 可知,轴箱应力较大位置节点的计算结果全部在 Goodman-Smith 疲劳极限包络线内,

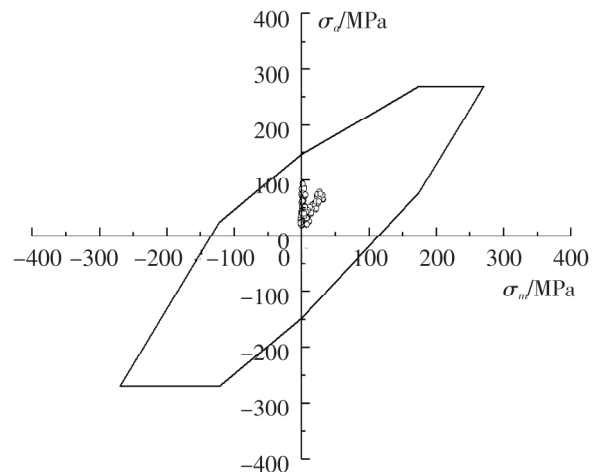


图 10 轴箱疲劳校核结果

轴箱疲劳强度满足设计要求^[11]。

6 结论

结构优化后工程车轴箱质量为 115.3 kg,较新设计的工程车轴箱减重 44.5%。在轴向载荷作用下,轴箱体与转臂固连处无应力集中,长时间工作不易出现疲劳损伤。结构优化后工程车轴箱满足超常工况、运营工况及起吊工况的强度要求,且疲劳强度满足设计要求。

参 考 文 献

- [1]严隽毫,傅茂海. 车辆工程[M]. 3 版. 北京: 中国铁道出版社, 2008.
- [2]项彬, 史建平, 郭灵彦, 等. 铁路常用材料 Goodman 疲劳极限线图的绘制与应用[J]. 中国铁道科学, 2002(4): 74-78.
- [3]周新鹏, 李冠军, 罗彦云, 等. 一种动车组用分体式轴箱体强度校核方法研究[J]. 电力机车与城轨车辆, 2018, 41(2): 26-30.
- [4]濮良贵, 陈国定, 吴立言. 机械设计[M]. 9 版. 北京: 高等教育出版社, 2003.
- [5]肖守讷, 杨冰, 曲天威, 等. EN 13749 标准在机车轴箱体强度分析中的推演应用[J]. 机车电传动, 2013(2): 38-41.
- [6]薛文根. 铝合金材料在轨道车辆轴箱体上的应用[J]. 机车车辆工艺, 2020(1): 10-11.
- [7]孙伟. 车轮不圆对轴箱转臂疲劳强度的影响[D]. 成都: 西南交通大学, 2015.
- [8]吴敏, 黄志辉. 八轴机车轴箱三维结构设计及强度计算[J]. 内燃机车, 2008(11): 15-17, 55-56.
- [9]郑伟. CRH380B 转向架构架结构强度及可靠性分析[D]. 兰州: 兰州交通大学, 2017.
- [10]肖乾, 王磊, 谭祖宾, 等. 铁路轨检车轴箱疲劳强度分析[J]. 华东交通大学学报, 2015, 32(5): 6-9.
- [11]赵明成, 李幸人, 马呈祥, 等. 18 t 轴重客运电力机车轴箱体强度分析[J]. 铁道机车与动车, 2018(1): 30-33, 5.

Structural Optimization and Analysis of Strength of an Engineering Vehicle Axlebox

Mu Yunfei¹, Huang Zhihui¹, Zhu Shichang²

(1. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China;

2. CRRC Technology R&D Center, Baoji Times Construction Machinery Co. Ltd., Baoji 721003, China)

Abstract: Aiming at the problems of many theoretical design defects in the newly designed axlebox of an engineering vehicle bogie, the structure was optimized. According to EN 13749:2005 “Railway Applications-Methods of Specifying Structural Requirements of Bogie Frames”, the load of the axlebox after structural optimization under abnormal conditions, operating conditions and lifting condition was calculated, and finite element calculation was carried out. The calculation results show that the axlebox satisfies the strength requirements of abnormal conditions, operating conditions and lifting conditions. In the operating conditions, the calculation results of the nodes at the larger axlebox stress are still within the envelope of the Goodman-Smith fatigue limit. The axlebox fatigue strength meets the design requirements.

Key words: engineering vehicle; axlebox; structural optimization; analysis of strength; analysis of fatigue