

文章编号: 1005-0523(2015)05-0006-04

铁路轨检车轴箱疲劳强度分析

肖乾¹, 王磊¹, 谭祖宾², 袁其刚²

(1. 华东交通大学现代轨道车辆研究所, 江西 南昌 330013; 2. 南车洛阳机车有限公司, 河南 洛阳 471002)

摘要: 轨检车是检测轨道的主要设备之一, 轴箱疲劳强度直接影响其运行安全。以铁路轨检车轴箱为分析对象, 依据 UIC615-4 的轴箱试验验收标准规定的轴箱疲劳强度的校验方法和某型号轨检车的数据资料, 完成了轨检车轴箱在不同工况下的受力分析。采用 Hypermesh 和 ABAUQS 软件建立轨检车轴箱的有限元模型并分析轨检车不同工况下的应力应变。然后结合轴箱静强度和动强度标准以及 Goodman-Smith 疲劳极限图评价轨检车轴箱的疲劳强度。计算结果表明, 轨检车轴箱危险点位于簧座内侧的肋板焊接处, 几种工况下最大的 Mises 应力为 219.6 MPa, 满足静强度要求; 轴箱上危险点应力幅和平均应力分别为 51.14 MPa 和 127.85 MPa, 其疲劳强度满足要求。

关键词: 轨检车; 轴箱; 疲劳强度; 有限元分析

中图分类号: U211.4; U273.5

文献标志码: A

DOI: 10.16749/j.cnki.jecjtu.2015.05.002

随着我国高速列车的不断开行, 对高速列车的稳定性、安全性以及舒适性的要求越来越高。同时我们还注意到, 高速列车和重载列车对轨道的破坏作用更大, 这也是导致轨道状态不断恶化的原因。所以增加轨道动态监测势在必行。比较常用的动态监测轨道状态的设备是铁路轨检车, 铁路轨检车主要用于钢轨探伤, 探伤设备的固定支架一般与轴箱相连; 因此, 轴箱的疲劳强度将直接影响轨检车的运行安全和检测安全。

作为转向架上一个重要的部件, 轴箱使焊接结构与车轮轮对联系在一起, 不但承受着车体的垂向载荷, 而且还将各方向的作用力传递出去。如果在轨检车运行过程中疲劳强度过小, 必然会影响轨检车的安全, 甚至导致事故发生; 因此对轨检车轴箱的疲劳强度加以分析重要且必要。国内外有较多学者对不同机车的轴箱做过很多研究, 杨继震^[1]对 CRH2 动车组的拖车轴箱强度做了较为详细的研究; 刘万选等^[2]对 Y25 型新型转向架的轴箱做了强度性能分析; YAN Jia-sen 等^[3]对高速铁路轴箱轴承载荷分布进行了分析研究; A.M. СОКОЛОВ 等^[4]对俄罗斯货车轴箱装置的可靠性进行详细介绍, 并对轴箱装置结构进行了一些改进。但少有学者对铁路轨检车轴箱的疲劳强度有过研究。本文用 Pro/E 软件对轨检车轴箱进行三维实体建模, 利用有限元软件对其进行有限元处理和分析, 得到轨检车轴箱各个部位的应力分布情况, 利用 Goodman-Smith 疲劳极限图对轨检车轴箱进行疲劳强度的校核, 把计算分析结果作为轨检车轴箱的强度性能评定的依据。

1 轴箱疲劳强度计算和评价方法

轴箱的疲劳强度分析基本是采用 UIC615-4 的轴箱试验验收标准或者欧洲联盟标准 BS EN 12082-1998^[5]。这两种试验验收标准对轴箱规定的标准基本相同, 在规定轴箱的疲劳强度校验时, 要求轴箱的 von Mises 应力必须小于轴箱的屈服极限^[6]。

轴箱的疲劳强度计算, 国内外常用有限元法作为其计算方法, 有限元法首先需要知道某一节点处的平均应力和动应力幅值, 分别按照式(1)、式(2)来计算:

收稿日期: 2015-05-10

基金项目: 国家自然科学基金项目(51565013)

作者简介: 肖乾(1977—), 男, 副教授, 博士, 研究方向为轮轨关系。

$$\sigma_{\text{mean}} = \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2}; \quad (1)$$

$$\sigma_{\text{dynamic}} = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2}。 \quad (2)$$

其中: σ_{mean} 为节点平均应力值; σ_{dynamic} 为节点动应力幅值,也可以称之为平均应力幅值; σ_{max} 和 σ_{min} 分别为最大应力和最小应力,可以通过有限元软件计算直接得到^[7]。

2 轴箱有限元分析

2.1 有限元模型

结合某型号轨检车轴箱的数据资料,利用 pro/E 软件对该型号轨检车轴箱进行三维实体建模,建好的轨检车轴箱整体结构图见图 1。考虑到该轴箱不是完全对称,为了使计算结果更接近于精确值,采取以轨检车轴箱整体为研究对象。在 Hypermesh 软件中,选择自由三维四面体实体单元对轴箱进行网格划分^[8],网格划分完毕之后,离散出 199 402 个单元和 47 089 个节点,如图 2 所示。



图 1 轴箱整体结构图

Fig. 1 Overall structure of axle-boxes



2 轴箱有限元模型

Fig. 2 Finite element model of axle-boxes

轴箱材料 ZG25MnNi 的材料参数为杨氏模量 $E=206\ 000\ \text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$,泊松比 $\mu=0.3$,材料属性中,屈服强度 $\sigma_s=260\ \text{MPa}$,抗拉疲劳极限 $\sigma_b=485\ \text{MPa}$,疲劳强度极限 $\sigma_r=190\ \text{MPa}$ 。

2.2 载荷工况的确定

通过某型号轨检车的数据资料,结合 UIC615-4 的载荷定义标准以及列车的实际运行状况,分析得到以下几种工况^[1]。

2.2.1 超常载荷工况

$$R_{\text{max}} = \pm \alpha (Q_0 - m^*g/2) \approx 118.644\ \text{kN}。 \quad (3)$$

其中: R_{max} 为作用在轴箱上的超常垂向载荷,kN; α 为载荷浮动系数,此处是在超常载荷下取 2; Q_0 为车轮静态垂力,这里根据车体的自重和载重取 69.122 kN; m^* 代表轴箱的簧下质量,这里取 2 t; g 为重力加速度 $9.8\ \text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ 。

2.2.2 模拟运营载荷工况

垂向静载荷

$$R_z = (Q_0 - m^*g/2) \approx 59.322\ \text{kN}; \quad (4)$$

垂向动载荷

$$R_d = \pm \beta (Q_0 - m^*g/2) \approx 29.661\ \text{kN}。 \quad (5)$$

其中: R_z 是作用在轴箱上的垂向静载荷,kN; R_d 是作用在轴箱上的垂向动载荷,kN; β 为载荷浮动系数,此处是在模拟运营载荷下取 0.5。

2.2.3 计算载荷工况

垂向混合载荷

$$R_{\text{h}}=R_z+R_d=88.983 \text{ kN}。 \quad (6)$$

其中: R_{h} 是作用在轴箱上的垂向混合载荷,kN。

2.3 边界条件与载荷施加

一般情况下,轴箱与轴承接触的部分承担了轴箱的绝大部分受力,本模型在轴孔上部的 120° 范围内施加径向约束限制轴箱的位移^[2]。结合轨检车轴箱的实际工作情况,在轨检车轴箱两侧的簧座上施加对称载荷,为了方便操作,在Hypermesh软件中给该模型的两侧簧座上首先建立一个刚性连接,然后再施加集中力,改变集中力的大小即可在不同工况之间切换,使计算更加方便^[9]。

3 计算结果分析

在列车静止与运动条件下,轨检车轴箱分别受到静载荷与动静混合载荷的作用。在超常载荷工况下,轨检车轴箱的最大应力出现在簧座内侧的肋板焊接处,大小为219.6 MPa,这个计算的应力值小于超常载荷下轨检车轴箱材料ZG25MnNi的许用应力(260 MPa)。因此,轨检车轴箱的静强度满足要求。

通过有限元软件导出的轨检车轴箱各节点载荷,任意两种模拟运营载荷工况下的应力差以及平均应力均可以计算出来,通过计算,轨检车轴箱在任意两种模拟运营载荷工况条件下平均应力依次为127.85,102.28 MPa和76.71 MPa,对应的应力幅值分别为25.57,51.14 MPa和25.57 MPa。

将以上计算出的3点纳入轨检车轴箱材料的疲劳强度极限图中^[10],见图3。由图3可知,轨检车轴箱上所承受的平均应力和应力幅值均在轴箱材料的疲劳强度极限图的允许范围之内。因此,轨检车轴箱的疲劳强度也满足要求。

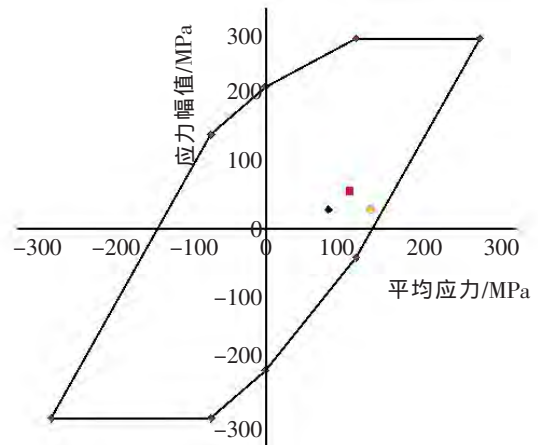


图3 ZG25MnNi的Goodman-Smith图
Fig. 3 Goodman-Smith diagram of ZG25MnNi

4 结束语

轨检车轴箱的疲劳强度分析,目前主要采用的是UIC标准,其中有限元的计算方法也是国内外普遍使用的方法。按照UIC标准定义其约束条件和载荷工况,然后在有限元软件中计算轴箱所受的平均应力和应力幅,并最终完成轨检车轴箱在超常载荷和模拟运营载荷工况下的疲劳强度分析。计算结果发现即使在超常载荷工况条件下,轨检车轴箱所受的最大应力出现在簧座内侧的肋板焊接处,大小为219.6 MPa,该计算应力值小于轨检车轴箱材料ZG25MnNi的许用应力(260 MPa),因此轨检车轴箱的静强度满足要求。在模拟运营工况条件下,任意两种工况的应力差以及平均应力均在轴箱材料的疲劳极限图的允许范围之内,也就是说轨检车轴箱的疲劳强度均满足要求。

参考文献:

- [1] 杨继震.CRH2动车组拖车轮对轴箱强度分析[D].北京:北京交通大学,2007.
- [2] 刘万选,王红,商跃进.Y25型新型转向架轴箱强度性能分析[J].兰州交通大学学报,2010,29(4):115-118.

- [3] YAN JIASEN,ZHU LONGQUAN,ZHAO SANXING,et al. Analysis on load distribution of high-speed railway axle box bearings [J]. Bearing,2012(10):12-16.
- [4] COKOJOB A M. Reliability analysis of freight car axle boxes in russia[J]. 国外铁道车辆,2008,45(5):38-40.
- [5] UIC615-4. Triebfahrzeuge: drehgestelle and laulverke“festigkeitsprufung an stmkturen von drehgestellrahmen”[S].Paris,Prance, 2003.
- [6] 徐灏. 疲劳强度[M]. 北京: 机械工业出版社,1988:26-55.
- [7] 肖乾,周素霞,周新建,等.动车组测力轮对的疲劳强度分析[J].机械强度,2011,33(6): 895-899.
- [8] 周新建,王若飞.基于 Hypermesh 的立式加工中心立柱结构的拓扑优化[J].华东交通大学学报,2013,30(6):78-83.
- [9] 郑红霞,谢基龙,周素霞,等.基于有限元仿真车轮多轴疲劳强度分析[J].北京交通大学学报,2009,33(4):54-59.
- [10] 项彬,史建平,郭灵彦,等.铁路常用材料 Goodman 疲劳极限图的绘制与应用[J].中国铁道科学,2002,23(4): 72-76.

Research on Fatigue Strength of Axle-boxes in Railway Track Inspection Car

Xiao Qian¹, Wang Lei¹, Tan Zubin², Yuan Qigang²

(1.Institute of Modern Railway Vehicles, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China;

2.CSR Luoyang Locomotive Co., Ltd., Luoyang 471002, China)

Abstract:The track inspection car is one of the main equipment for rail detection and the fatigue strength of axle-boxes affects the safe operation of track inspection car directly. Taking axle boxes of the railway track inspection car as the analysis object, based on the calibration method of axle-boxes fatigue strength specified in UIC615-4 axle-boxes test acceptance standard and a certain type of track inspection car data, this paper conducts stress analysis of the track inspection car axle-boxes. A finite element model is established for the axle-boxes of the track inspection car. Then, stress and strain of the track inspection car under different conditions are analyzed by using Hypermesh and ABAUQS software. According to the axle-boxes static strength and Goodman-Smith fatigue limit diagram, it evaluates the fatigue strength of the track inspection car axle-boxes. Calculation results show that the danger point of track inspection car axle-boxes is at the spring seat inner rib weld, and the largest Mises stress of several conditions is 219.6 MPa, meeting the requirements of static strength. It finds out that the danger point stress amplitude and mean stress are 51.14 MPa and 127.85 MPa with the fatigue strength meeting the requirements.

Key words:track inspection car; axle-box; fatigue strength; finite element analysis

(责任编辑 刘棉玲)