

学
术
交
流机车滚动试验台轨道轮对强度
及联接安全分析

夏应贵, 王凯平

(株洲时代装备技术有限公司, 湖南 株洲 412001)



作者简介：夏应贵（1974-），男，工程师，现从事机车车辆检测设备研发工作。

摘 要：以中国北车大同电力机车有限责任公司滚动试验台中轨道轮对为模型，研究了轮轴在不同工况下的应力分布及其变化规律，轨道轮在承受轴重静载荷和动载荷情况下轮和轴的接触应力，同时也对轨道轮对在高速旋转状态下，轮轴配合联接的安全进行了校核计算。分析结果对轨道轮对设计以及轮轴尺寸配合的设计具有一定的参考作用。

关键词：轨道轮对；强度；应力；载荷；公差；过盈；有限元分析；高速旋转

中图分类号：U260.14*6

文献标识码：A

文章编号：1000-128X(2012)03-0079-04

Track Wheel Set Strength & Joint Security Analysis of Locomotive Rolling Test-bed

XIA Ying-gui¹, WANG Kai-ping²

(Zhuzhou Times Equipment Technology Co., Ltd., Zhuzhou, Hunan 412001, China)

Abstract: Taking track wheel set of rolling test-bed in NCR Datong electric locomotive Co., Ltd. as object, distributing of track wheel shaft stress and the variation rule of different working condition were studied, and the tangency stress of the track wheel and shaft with the wheel bearing the still load and acting load was analyzed. The security of interference fit joints was considered while track wheel set worked at high rotary speed. This study was useful to track wheel set design and dimension matching between wheel and shaft.

Key words: track wheel set; strength; stress; load; tolerance; interference; FEA; high rotary speed

0 引言

整车性能测试滚动试验台无论是在机车出厂试验还是在研究性试验中都具有无可替代的优势，特别是随着近几年轨道交通的快速发展，各主机厂及机务段建造整车性能测试滚动试验台的需求日益增强。在滚动试验台设备中，能够模拟无限长钢轨的轨道轮对，无疑是滚动台中最值得关注的关键部件。轨道轮的强度以及轮轴联接是否安全可靠是一个共性问题，因此在轨道轮设计阶段对其强度的评估是非常重要的。有限元技术的发展为经典弹性理论无法解决的复杂应力问题提供了重要方法。本文以中国北车大同电力机车有限责任公司的“和谐号”电力机车滚动试验台中轨道轮为例，根据接触力学理论，考虑轨道轮的结构和载荷进行建模，分别对不同过盈量对接触应力的影响以及轮对在不同载荷工况下的应力分布情况进行探讨。

1 轨道轮对结构简介

轨道轮对由轨道轮与车轴组成，两者通过温差法压装而成，其中轨道轮采用直辐板整体碾钢车轮，辐板上设有2个吊装孔，轨道轮滚动圆直径为1 370 mm，车轴为实心轴，车轴和轮毂的配合面的直径为250 mm，轴毂有效接触长度为200 mm，需要传递的扭矩 $T=45\ 000\ \text{Nm}$ 。轨道轮几何结构见图1所示。轨道轮与车轴的联结方式采用过盈联结，如果过盈量过小不能保证联结所需要的扭转力矩，而过大的过盈量会使轴毂联结处的应力过大而使轮轴强度降低。

2 有限元模型

为了建模方便，对轨道轮做了一定的简化：模型中未考虑注油孔等小孔，未考虑结构中棱角结构的倒角。建立轨道轮有限元模型时，对轮对整体进行有限元网格划分。采用八节点六面体单元，实体单元总数249 768个，节点261 610个，轨道轮有限元模型如图2所示。

收稿日期：2011-06-24

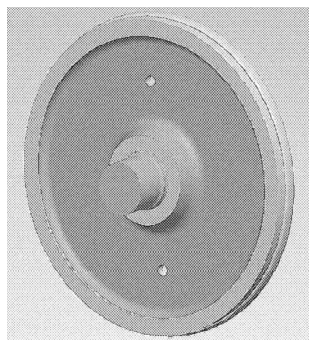


图1 轨道轮几何结构图

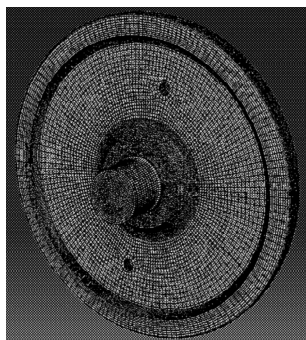


图2 轨道轮有限元模型

车轮采用CL60钢,轨道轮和车轴的弹性模量为210 GPa,泊松比为0.3。

轮轴接触区域定义为接触,接触类型采用面面接触,车轴的端面施加全约束限制刚体位移。

3 载荷工况

考虑轨道轮装置的实际受力情况和运行工况比铁道机车车辆车轮要简单得多,参照欧洲铁路联盟标准UIC510-5规定的车轮的运用工况,再加上只有过盈量的无载荷工况,按如下4个载荷工况对轨道轮进行了计算:

①无载荷工况:过盈量 Δ ;

②垂直静载荷工况:垂直静载荷 p +过盈量 Δ ;

③直线运行工况:垂直动载荷 p_1 +过盈量 Δ ;

④曲线运行工况:垂直动载荷 p_2 +横向动载荷 H_2 +过盈量 Δ ;

其中, $p=0.5P$, $p_1=0.625P$, $p_2=0.625P$, $H_2=0.35P$,此处 P 为机车轴重。

本计算中,按 $P=350\ 000\text{ N}$,工况1中过盈量 Δ 从0.01 mm每步递增0.01 mm至0.35 mm,工况2、3、4中过盈量 $\Delta=0.25\text{ mm}$ 计算。

4 计算结果及分析

为了比较过盈量对应力的影响,第一工况,计算了过盈量从0.01 mm递增到0.35 mm时的接触应力变化情况。通过对不同过盈量情况下轮毂配合面处的轮毂和轴的应力变化分析,来探讨过盈量对轮对应力的影响以及对应力集中的影响。不同过盈量情况下的计算结果见表1所示。

表1 不同过盈量下有限元分析主要结果

过盈量/mm	轮毂最大等效应力/MPa	最大接触应力/MPa	辐板最大等效应力/MPa	车轴最大等效应力/MPa
0.20	329.9	117.2	85.2	154.3
0.25	412.4	146.2	106.4	193.1
0.30	494.8	175.3	127.7	229.7
0.35	577.2	204.3	148.9	268.2

由表1可知,随着过盈量的增加,轮毂和轴上的最大等效应力、最大接触应力均增大。

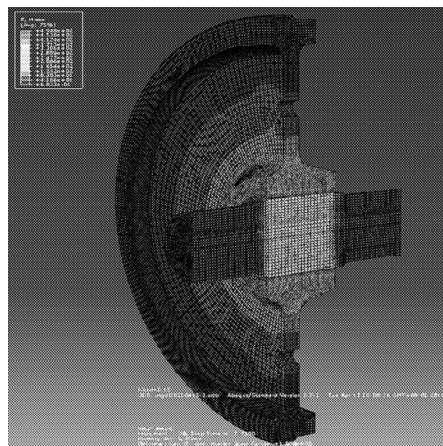


图3 过盈量为0.25 mm时轨道轮应力分布云图

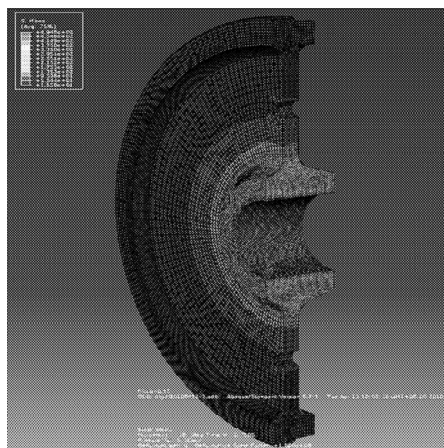


图4 过盈量为0.25 mm时轮毂的应力分布云图

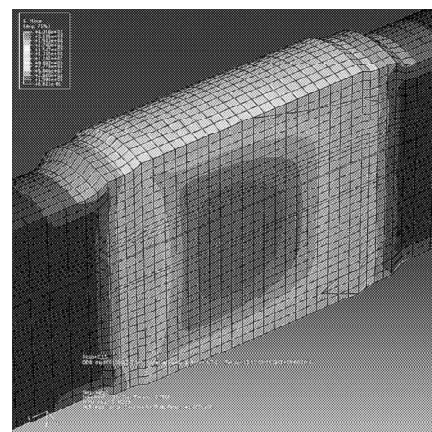


图5 过盈量为0.25 mm时车轴的应力分布云图

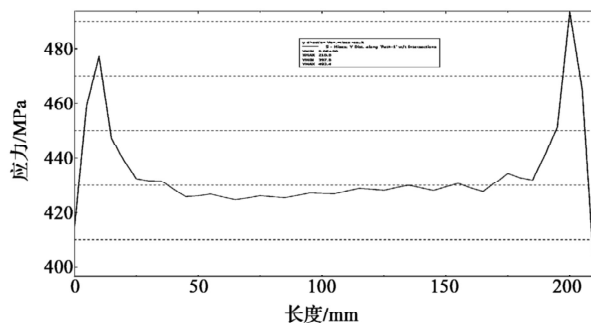


图6 轮毂孔表面处应力沿轴向分布图

图3~图5是过盈量为0.25 mm时轨道轮、轮毂、车轴的应力分布云图,图6是轮毂孔表面处应力沿轴向分

常数	$\mu = 0.09$
配合直径	$d = 250 \text{ mm}$
接合长度	$l = 200 \text{ mm}$
被包容件内径	$d_1 = 0 \text{ mm}$
包容件外径	$d_2 = 1370 \text{ mm}$

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \gamma_1, \quad C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \gamma_2$$

C_1 、 C_2 为简化计算式而引用的计算系数。

式中： γ_1 、 γ_2 为材料的泊松比，查机械设计手册表9-41； E_1 、 E_2 为材料的弹性模量，MPa； R_2 为配合面轮廓算术平均偏差； δ_{s2} 为材料屈服点，MPa； $P_{\min}$ 为传递载荷所需最小压强，MPa； $P_{\max}$ 为零件不产生塑性变形所允许的最大压强，MPa； $\delta_{e\min}$ 为最小计算过盈量， μm ； $\delta_{\min}$ 为考虑压平后，传递载荷所需的最小过盈，mm； $\delta_{\max}$ 为不产生塑性变形所允许的最大过盈，mm。具体如下：

$\gamma_1 = \gamma_2 = 0.3$ ； $E_1 = E_2 = 2.1 \times 10^5$ ； $R_2 = 1.6 \times (1.6 + 3.2)$ ； $\delta_{s2} = 410$ ；

$$P_{\min} = \frac{2T}{u\pi d^2 l}；$$

$$P_{\max} = \frac{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{\sqrt{3 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^4}} \delta_{s2}；$$

$$\delta_{e\min} = P_{\min} \times d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \times 10^3；$$

$$\delta_{\min} = (\delta_{e\min} + 2 \times R_2) \times 10^{-3}；$$

$$\delta_{\max} = P_{\max} \times d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)。$$

经计算：

$P_{\min} = 25.5 \text{ MPa}$ ； $P_{\max} = 228.8 \text{ MPa}$ ；

其中最小计算过盈量： $\delta_{e\min} = 0.063 \text{ mm}$ ；

$\delta_{\min} = 0.078 \text{ mm}$ ； $\delta_{\max} = 0.564 \text{ mm}$ ；

故设计过盈量为0.20~0.25 mm在所求最小过盈与最大过盈之间。

5.2 高速压配合联接过盈量的确定

当轴高速转动时，在联接件的配合面上，可能因包容件配合孔的扩大量 $2u_a$ 大于被包容件外径的扩大量 $2u_i$ ，使有效过盈量减少 $2(u_a - u_i)$ ，从而降低承载能力，甚至造成设备事故。根据参考文献[4]，旋转产生的过盈损失为：

$$\Delta = 2(u_a - u_i) =$$

$$\frac{v^2 d}{4} \left\{ \frac{\rho_a}{E_a} \left[(3 + \nu_a) + (1 - \nu_a) \frac{d^2}{d_2^2} \right] - \frac{\rho_i}{E_i} \left[(3 + \nu_i) \frac{d_i^2}{d_2^2} + (1 - \nu_i) \frac{d^2}{d_2^2} \right] \right\} 99.8\%。$$

对于生产中常用的实心轴与相同材料的轮毂相配合的联接，上式可以简化为

$$\Delta = \frac{dd_2^2 \omega^2}{16} \times \frac{\rho}{E} (3 + \nu)$$

这样，在设计高速压配合联接时，应按下式确定装配时的有效最小过盈

$$(\delta_{e\min})_{\omega} = \delta_{e\min} + \Delta$$

本项目中， $v = 1.2 \times 120 = 144 \text{ km/h}$ ， ρ 为材料密度。

根据以上参数得

$$\Delta = 0.0055 \text{ mm}$$

所以装配时的有效最小过盈量为

$$(\delta_{e\min})_{\omega} = \delta_{e\min} + \Delta = 0.063 + 0.0055 = 0.0685 \text{ mm}$$

5.3 联接的松脱速度计算

在配合联接设计中，当转速达到一定值时，即当 $\Delta = \delta_{e\min}$ 时，联接就会发生松脱。其松脱转速为 $n_1(\text{r/min})$ ：

$$n_1 = \frac{120}{\pi} \left(\frac{\delta_{e\min}}{dd_a} \right)^{\frac{1}{2}} \left\{ \frac{\rho_a}{E_a} \left[(3 + \nu_a) + (1 - \nu_a) \frac{d^2}{d_2^2} \right] - \frac{\rho_i}{E_i} \left[(3 + \nu_i) \frac{d_i^2}{d_2^2} + (1 - \nu_i) \frac{d^2}{d_2^2} \right] \right\}^{\frac{1}{2}}$$

对于实心轴与相同材料的轮毂相配合的联接，松脱转速可以简化为

$$n_1 = \frac{120}{\pi} \left(\frac{(\delta_{e\min})_{\omega} E}{dd_2^2 \rho (3 + \nu)} \right)^{\frac{1}{2}}$$

根据以上参数，松脱转速计算结果为

$$n_1 = 14514 \text{ (r/min)}$$

当滚动台为最高试验速度144 km/h时，轨道轮最高转速为

$$n = \frac{10^6 v}{\pi \times d} = \frac{10^6 \times 144}{\pi \times 1370} = 558 \text{ (r/min)}$$

由此可见松脱转速远远大于轨道轮最高转速。

5.4 高速下联接所能承受的扭矩

当轨道轮在高速旋转时，由于过盈损失，传递载荷的能力有所下降。不同转速下的承载能力，实际上与其松脱转速的数值有密切关系，当转速为 n 时，联接所能传递的扭矩为

$$T_n = T \left[1 - \left(\frac{n}{n_1} \right)^2 \right]$$

式中： T 为联接处在静止状态时所能传递的扭矩； n_1 为松脱转速。

因此本项目计算结果为：

$$T_n = T \left[1 - \left(\frac{n}{n_1} \right)^2 \right] = T \left[1 - \left(\frac{558}{14514} \right)^2 \right] = 0.998T$$

故此联接在工作转速下，其承载能力为静态时的
(下转第85页)

②改进结构通过了100万次的强化疲劳试验, 疲劳性能已远远超过初始结构产品, 能够满足100万km的运用要求。

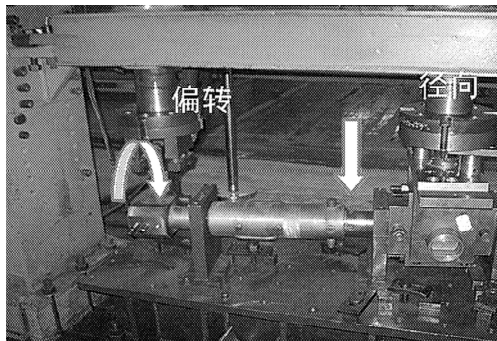


图9 强化疲劳试验安装图



图10 初始结构

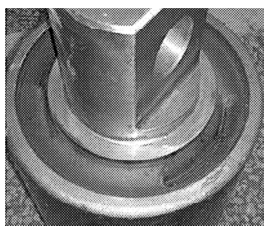


图11 改进结构

表3 2结构设计产品疲劳情况对比

次数	初始结构	改进结构
10 万次	完好	完好
25 万次	破坏	完好
100 万次	/	完好

7 装车使用情况

目前, 改进结构的电机吊杆橡胶关节已装车150台

份, 共1 800件产品, 已经在线运行3年, 运行公里数达到60万km, 情况良好, 没有出现上述橡胶鼓出和开胶的情况。

8 结语

通过对某大功率机车电机吊杆橡胶关节的结构优化, 得出以下结论:

①橡胶形状由直筒型改为圆弧形, 可有效地降低产品的偏转刚度, 增强抗偏转能力。

②在橡胶端面开设橡胶槽, 增加偏转方向橡胶自由面, 可有效地降低应变, 增强抗偏转能力。

③本文研究的这种产品结构, 特别适用于径向刚度要求较大, 需要频繁承受较大偏转载荷的橡胶关节。

参考文献:

- [1] 田振辉, 谭惠丰. 橡胶复合材料疲劳破坏特性[J]. 复合材料学报, 2005, 22(1): 32-35.
- [2] 田振辉, 谭惠丰. 钢丝/橡胶复合材料疲劳损伤累积[J]. 复合材料学报, 2004, 21(2): 60-64.
- [3] 刘宇艳, 田振辉. 橡胶复合材料在循环载荷下的疲劳损伤特性[J]. 橡胶工业, 2003, 50(12): 713-716.
- [4] 马卫华, 罗世辉, 王自力. 轮对自由横动量对2C₀机车轮缘磨损的影响[J]. 电力机车与城轨车辆, 2005, 3(2): 13-16.
- [5] 马卫华, 马加哲, 罗世辉. 中间轴自由横动量对2C₀机车动力学性能影响分析[J]. 石家庄铁道学院学报, 2005, 2(2): 18-22.
- [6] 潘文彬. 电机吊杆橡胶关节研制报告[R]. 株洲: 株洲时代新材料科技股份有限公司, 2010.

(上接第82页)

6 结论

①不同过盈量时, 轮毂和轴的最大等效应力均发生在轮轴配合面边缘内侧附近, 应力值随着过盈量的增大而增大, 通过分析优化过盈量的合理范围, 可以得出过盈量在0.20~0.25 mm范围内应力分布和应力值较理想。

②不同工况条件下, 轮毂和轴的最大等效应力均发生在轮轴配合面边缘内侧附近, 主要由轮轴过盈引起, 对外载荷影响不明显, 当车轮受到横向载荷时, 在车轮幅板和轮毂的过渡圆弧处应力较未受横向载荷的工况下显著增大。

③过盈量设定在0.20~0.25 mm范围内, 其值大于传递载荷所需最小过盈量, 小于材料达到屈服应力产生

塑性变形所允许的最大过盈量。

④其松脱转速远大于轨道轮最高转速。

⑤轨道轮在最高转速工作状态下, 其配合联接的承载能力降低很小。

参考文献:

- [1] TB/T 2817—1997, 铁道车辆用辗钢整体车轮技术条件[S].
- [2] TB/T 3115—2005, 机车车辆动力学性能台架试验方法[S].
- [3] 孙永鹏. KZ4A型机车车轮强度计算和轮对模态分析[J]. 电力机车与城轨车辆, 2005, 28(5).
- [4] 曾昭翔. 高速旋转状态下压配合联接的设计计算[J]. 北方交通大学学报, 1993, 17(1).
- [5] 俞展猷. 轮轨接触应力的研究[J]. 铁道机车车辆, 2006(6).

(本篇文章为南车株洲电力机车研究所有限公司2011年度学术交流论文)