

基于有限元技术的制动盘压装力计算

王 飞, 王凤洲

(中车青岛四方车辆研究所有限公司 制动事业部, 山东 青岛 266112)

摘 要: CRH5A 型动车组制动盘经过多次压装后, 盘毂内孔直径尺寸普遍存在超差的情况, 导致过盈量很难满足既有检修技术规范的要求, 大量盘毂内孔直径尺寸超差的制动盘报废, 增加了动车组的检修成本。为了降低动车组的检修成本, 通过计算分析及试验验证, 确定盘毂孔及车轴盘座的最小过盈量为 0.208 mm, 压装力计算数值为 230~345 kN, 满足新造制动盘压装力 225~400 kN 的要求; 通过对 8 个盘毂孔直径超差且过盈量为 0.208 mm 的制动盘进行压装试验和反压试验, 实际测得的压装力均大于 225 kN 并与计算值较吻合, 且反压过程中制动盘未出现滑动现象, 说明制动盘压装合格。试验表明本文推荐的最小过盈量 0.208 mm 是合理的, 可用于修订既有检修规程。

关键词: CRH5A 型动车组; 制动盘; 压装; 过盈量; 有限元分析

中图分类号: U266.2; U264.351

文献标识码: A

doi: 10.13890/j.issn.1000-128x.2017.05.005

Fitting-on Force Analysis of Brake Disc Based on Finite Element Technology

WANG Fei, WANG Fengzhou

(Brake Business, CRRC Qingdao Sifang Rolling Stock Research Institute Co., Ltd., Qingdao, Shandong 266112, China)

Abstract: After CRH5A EMUs brake discs were repeatedly mounted on wheelsets by pressed-on fitting, the inner hole diameter of the hub would usually be out of the limits of tolerance, so it was difficult for the interference to meet the existing maintenance technical specifications. As a result, a lot of discs which the inner hole diameters of the hub were out of the limits of tolerance were scrapped and the EMUs maintenance cost increases. In order to reduce the maintenance cost of EMUs, the minimum interference of the hub and axle was determined to 0.208 mm by calculation and tests, and calculated value of fitting-on force was 230~345 kN, which satisfied the requirement of new brake disc fitting-on force of 225~400 kN; Eight hubs which the inner hole diameters were out of the limits of tolerance and interference of 0.208 mm were mounted on wheelsets by pressed-on fitting and tested by counter-pressure, and the results showed that the actual measured fitting-on force was greater than 225 kN and conformed to calculated values, and the discs didn't incur any displacement on the axle in the counter-pressure tests, which indicated that the brake disc pressure was qualified. This showed that the minimum interference 0.208 mm recommended in this article was reasonable and could be used to revise existing maintenance technical specifications.

Keywords: CRH5A EMUs; brake disc; fitting-on; interference value; finite elements analysis

0 引言

目前, CRH5A 型动车组检修分为 5 个等级^[1]。一级和二级检修为运用检修, 三级、四级和五级检修为高级修, CRH5A 型动车组三级检修是指新造或五级修后, 运行 120 万 km 或 1.5 年(以先到为准)进行的高

级修; 四级检修是指新造或五级修后, 运行 240 万 km 或 3 年(以先到为准)进行的高级修; 五级检修是指新造或五级修后, 运行 480 万 km 或 6 年(以先到为准)进行的高级修。

进行 CRH5A 型动车组转向架高级修时, 动力轮对均需进行分解检修, 其中制动盘需从车轴上退卸; 非动力轮对进行状态检修, 制动盘不需要退卸。制动盘退卸后, 经检修合格后可重新压装。但压装前, 需检

测制动盘盘毂内孔直径以及车轴盘座直径并计算过盈量, 过盈量满足要求的制动盘才能重新进行压装, 如果过盈量不满足要求, 制动盘报废^[2]。

经过调研, CRH5A 型动车组制动盘经过多次拆卸后, 盘毂内孔直径尺寸存在超差的情况。经统计, 动车组高级修时该类故障率约为 68%, 且故障率随着高级修次数的增多呈上升趋势。盘毂内孔直径超差导致过盈量很难满足要求, 很多未磨损到限的制动盘报废, 极大增加了动车组的检修成本。

为了降低动车组的检修成本, 需降低制动盘的报废率。本文通过计算分析及试验验证, 在满足压装力和使用安全的前提下, 重新确定盘毂孔及车轴盘座的最小过盈量。本文的研究成果可以为修订既有检修技术规范提供参考。

1 过盈量的理论计算

目前, CRH5A 型动车组新造制动盘盘毂孔及车轴盘座尺寸名义值为 194 mm, 规定的配合公差为 H6/(+0.254, +0.285) mm, 过盈量计算为 0.225~0.285 mm。

1.1 极限载荷的分析

车轴在实际运行过程中遇到的最恶劣的极限载荷有 4 种。

载荷一: 按照相关标准^[3-4], 转向架构架横向超常振动加速度为 10g。CRH5A 型动车组动力轮对制动横梁质量为 78 kg, 制动夹钳单元质量为 72 kg。制动夹钳单元通过螺栓紧固在制动横梁上, 因此属于刚性连接。在横向超常振动加速度 10g 作用下, 制动夹钳单元和制动横梁对单个制动盘的横向力为

$$F_1=(78+72+72) \times 10 \times 9.8/2 \approx 11 \text{ kN} \quad (1)$$

载荷二: 转向架构架横向振动加速度实测最大值为 2.1g^[5], 在横向振动加速度 2.1g 作用下, 制动夹钳单元和制动横梁对单个制动盘的横向力为

$$F_2=(78+72+72) \times 2.1 \times 9.8 \approx 4.6 \text{ kN} \quad (2)$$

载荷三: 制动盘的最大制动扭矩为

$$T=\mu F_3 r=9 \text{ 638 N}\cdot\text{m} \quad (3)$$

式中: T 为制动盘的最大制动扭矩; μ 为摩擦副的最大瞬时摩擦系数, μ 取 0.4; F_3 为最大闸片压力 (紧急制动与停放制动叠加), F_3 取 96 kN; r 为摩擦半径, r 取 251 mm。

载荷四: 按照相关标准规定^[3-4], 制动盘需承受 100g 的横向加速度冲击载荷。CRH5A 型动车组制动盘质量为 130 kg, 在横向冲击加速度 100g 作用下, 制动盘承受的横向力为

$$F_4=130 \times 100 \times 9.8/1000=127.4 \text{ kN} \quad (4)$$

综上所述, 制动盘承受的最大横向力为

$$F=F_1+F_2+F_4=143 \text{ kN}$$

最大制动扭矩为

$$T=9 \text{ 638 N}\cdot\text{m}$$

1.2 理论分析结果

制动盘承受 143 kN 的横向力及 9 638 N·m 的扭矩时, 盘毂和车轴过盈连接所需的径向压强为

$$P \geq \frac{\sqrt{F^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2}}{\pi d l f} \quad (5)$$

式中: P 为径向压强; F 为最大横向力, 取 143 kN; T 为最大制动扭矩, 取 9 638 N·m; d 为盘毂孔及车轴盘座直径, 取 194 mm; l 为盘毂孔及车轴盘座长度, 取 120 mm; f 为盘毂孔与车轴盘座的摩擦系数, 取 0.08^[6]。

根据式 (5) 计算, 径向压强为 $P=30 \text{ MPa}$ 。

根据厚壁圆筒理论^[7-8], 过盈连接传递载荷所需的最小过盈量为

$$\Delta_{\min} = P d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \quad (6)$$

式中: Δ_{\min} 为最小过盈量; P 为径向压强; d 为盘毂孔及车轴盘座直径, 取 194 mm; C_1 为车轴的刚性系数; C_2 为盘毂的刚性系数; E_1 为车轴的弹性模量, 取 200 GPa; E_2 为盘毂的弹性模量, 取 200 GPa。

车轴的刚性系数为

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 \quad (7)$$

盘毂的刚性系数为

$$C_2 = \frac{d^2 + d_2^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2 \quad (8)$$

式中: d_1 为车轴 (CRH5A 型动车组车轴为空心车轴) 内孔直径, 取 65 mm; d_2 为盘毂外径, 取 250 mm; μ_1 为车轴的泊松比, 取 0.3; μ_2 为盘毂的泊松比, 取 0.3。

根据式 (7) 和式 (8) 进行计算, 车轴的刚性系数 $C_1=0.95$, 盘毂的刚性系数 $C_2=4.3$ 。

根据式 (6) 计算, 最小过盈量 $\Delta_{\min}=0.16 \text{ mm}$ 。

考虑到 1.3 的安全系数, 本文推荐的最小过盈量为 $\Delta_{\min}=0.208 \text{ mm}$ 。

2 压装力的有限元计算

制动盘由盘毂、盘体、压环及紧固件组成, 制动盘通过盘毂与车轴的过盈连接而固定在车轴上。通过理论计算分析, 盘毂孔及车轴盘座的最小过盈量取 0.208 mm。

基于 Hypermesh 软件和 Ansys 软件, 建立盘毂与车轴的有限元模型, 设置合理的接触及边界条件, 模拟盘毂的压装过程, 计算出接触面的径向压力、盘毂的 von-Mises 应力以及最终的压装力^[9]。

由于影响压装过程的因素诸多, 为了简化模型, 做如下假设:

- ①盘毂的压装方向平行于车轴方向, 盘毂无偏斜;
- ②压装速度恒定不变;

③压装过程中，盘毂孔与车轴盘座的摩擦系数恒定不变；

④盘毂与车轴的压装变形为弹性变形。

2.1 有限元模型

通过 Hypermesh 软件建立盘毂与车轴的有限元模型，如图 1 所示。盘毂的有限元模型是根据现车盘毂的实际结构尺寸模型划分的网格，车轴的有限元模型为简化的空心轴网格模型。其中：盘毂内孔直径为 194 mm，长度为 120 mm，车轴内孔直径为 65 mm，外径为 194 mm。

有限元模型采用 SOLID185 单元，共 101 849 个单元和 47 437 个节点。

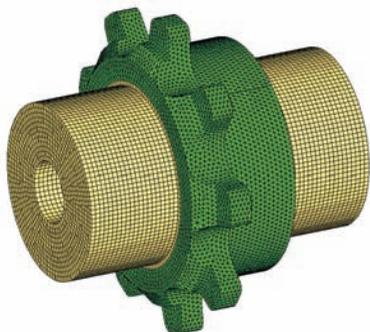


图 1 盘毂和车轴的有限元模型

2.2 接触及边界条件的定义

通过 Ansys 软件设置有限元模型的接触及边界条件并进行求解。

盘毂内孔与车轴轴座接触方式为面面接触^[10]，采用 TARGE170 单元模拟目标面，采用 CONTA174 单元模拟接触面，目标面和接触面形成接触对。为了保证计算收敛并提高计算的精度，接触对网格划分要相对加密。

采用 TARGE170 单元和 CONTA174 单元可以模拟大滑动和摩擦的大变形，并且可以提供更好的接触压力，适应于本文的压装过程计算工况。

接触算法采用默认的增强的拉格朗日算法^[11]，摩擦系数 0.08。

为了定义接触的初始状态，设置 KEOPT(9)=4，程序在计算初始接触状态的时候只考虑 CNOF 的设置值，不考虑接触部件的几何位置造成的侵入或间隙，而且过盈量是逐步施加的，最后设置 CNOF 值（过盈量）为 0.208 mm。

为了模拟制动盘压装过程的约束方式，车轴内孔表面节点采用全自由度约束，盘毂压装面施加横向位移，横向位移数值设置为 120 mm 且通过逐步方式施加。

2.3 材料参数

参照车轴材质以及盘毂材质的拉伸试验数据，车轴和盘毂材质的弹性模量可取 200 GPa，泊松比可取 0.3，车轴材质的屈服强度可取 820 MPa，盘毂材质的屈服强度可取 560 MPa。

2.4 仿真计算结果

压装完成后，接触面径向压力云图如图 2 所示，最大径向压强为 54.1 MPa，小于盘毂材质的屈服强度 560 MPa，属于弹性变形；最大径向压强出现在盘毂 9 个法兰齿位置，这是因为该处分布着法兰齿导致圆筒厚度最大，径向压强最大。

盘毂的 von-Mises 应力云图如图 3 所示，盘毂最大 von-Mises 应力为 248 MPa，出现在 2 个法兰齿之间的过渡圆弧上，小于盘毂材质的屈服强度 560 MPa。

根据力平衡原理，车轴内孔表面节点沿压装方向的节点力总和即为压装力。压装完成后，提取车轴内孔表面的节点力，沿压装方向的节点力总和为 230 kN，即最终压装力为 230 kN。

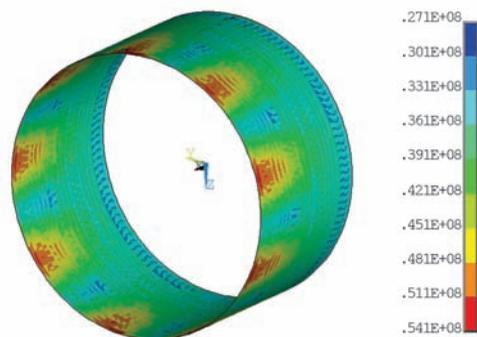


图 2 接触面的径向压力云图（单位：Pa）

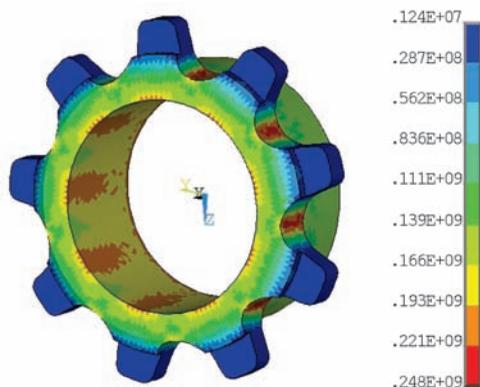


图 3 盘毂的 von-Mises 应力云图（单位：Pa）

本文理论计算及仿真计算采用的摩擦系数为 0.08，实际上，盘毂孔与车轴盘座之间的摩擦系数具有一定的波动性且不容易控制，压装前会在车轴盘座表面涂固体润滑剂用于降低压装阻力及稳定摩擦系数^[12]。通过调研及分析，摩擦系数范围一般在 0.08~0.12 之间。

压装力计算公式：

$$Y = f \pi d l P \quad (9)$$

式中： Y 为压装力； P 为径向压强； d 为盘毂孔及车轴盘座直径； l 为盘毂孔及车轴盘座长度； f 为盘毂孔与车轴盘座的摩擦系数。

根据式 (6) 和式 (9)，压装力计算公式为

$$Y = f \Delta_{\min} \pi l / \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \quad (10)$$

根据式 (10)，在弹性变形范围内，压装力与摩

擦系数成正比例关系, 所以当接触摩擦系数为 0.12, 压装力为 345 kN。即: 当盘毂孔与车轴盘座接触过盈量为 0.208 mm 时, 制动盘最终压装力为 230~345 kN。而目前 CRH5A 型动车组新造制动盘盘毂孔及车轴盘座压装力规定为 225~400 kN, 即使过盈量为 0.208 mm, 制动盘压装力同样满足技术要求。

3 试验验证

为了验证盘毂内孔直径超差但盘毂孔与车轴盘座接触过盈量为 0.208 mm 的制动盘最终压装力是否在 230~345 kN 范围内, 对 8 个制动盘进行了压装试验。试验结果如表 1 所示, 实际测得的制动盘压装力在 282.2~363.5 kN 范围内。与实际测量值相比, 计算值偏小, 这主要是因为在实际压装过程中, 盘毂不可能完全沿车轴平行方向运动, 盘毂必然存在一定的偏斜, 这会导致盘毂承受额外的阻力, 导致测得的压装力偏大。

压装完成后, 对这 8 个制动盘进行反压试验, 制动盘未出现滑动现象, 说明压装合格。

表 1 试验结果和仿真计算结果对比

序号	盘毂孔径/mm	过盈量/mm	压装力/kN
1	194.060	0.208	292.9
2	194.060	0.208	363.5
3	194.060	0.208	337.4
4	194.070	0.208	313.5
5	194.060	0.208	282.2
6	194.060	0.208	335.0
7	194.060	0.208	282.2
8	194.060	0.208	344.8

4 结论

①通过理论计算, 过盈量为 0.208 mm 时, 制动盘可以承受实际运行过程中遇到的各种极限工况而不会发生滑动现象。

②通过有限元计算, 过盈量为 0.208 mm 时, 制动盘压装力范围为 230~345 kN; 与实际测得的压装力范围 282.2~363.5 kN 相比, 计算值较准确。说明本文提

出的压装力计算方法能够较准确地算出制动盘的压装力。

③经过计算分析及试验验证, 过盈量为 0.208 mm 且盘毂内孔直径超差的制动盘压装力仍然可以满足新造制动盘压装力 225~400 kN 的要求。

④本文推荐的制动盘压装最小过盈量 0.208 mm 较合理且经过了少量制动盘的压装试验。为了进一步验证其合理性, 建议增加制动盘的压装数量, 并对压装后的制动盘进行线路运用考核试验。若经过大量的压装试验及运用考核后, 制动盘压装情况及运用情况都良好, 本文推荐的最小过盈量 0.208 mm 可以应用于和谐 5A 型动车组高级修检修规程的修订。

参考文献:

- [1] 和谐 5A 型动车组四级检修规程: TG/CL147—2014 [S]. 北京: 中国铁道出版社, 2014.
- [2] 动车组轮对组成暂行技术条件: TJ/CL281—2013 [S]. 北京: 中国铁道出版社, 2013.
- [3] Railway applications-Rolling stock equipment-Shock and vibration tests: IEC 61373:2010 [S]. Geneva: IEC, 2010.
- [4] 轨道车辆 机车车辆设备 冲击和振动试验: GB/T 21563—2008 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.
- [5] 李秋泽. CRH5 型动车组用 CW250 型转向架结构及动力学性能分析 [D]. 北京: 北京交通大学, 2007.
- [6] 闻邦椿. 机械设计手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2010.
- [7] 杨桂通. 弹塑性力学引论 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2013.
- [8] 陈明祥. 弹塑性力学 [M]. 北京: 科学出版社, 2007.
- [9] 章巧芳, 贾虹. 轮轴过盈联接有限元分析 [J]. 机械强度, 2006, 28(4): 543-546.
- [10] 赵华, 尹辉. 各种柱筒与轴的过盈配合分析 [J]. 石油机械, 1998, 26(2): 7-10.
- [11] 徐秉业. 接触力学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1992.
- [12] 轨道车辆轮对组装技术条件: TB/T 1718—2003 [S]. 北京: 中国铁道出版社, 2003.

作者简介: 王飞 (1986-), 男, 工程师, 硕士, 主要从事制动盘的研究开发工作。

动态消息

国内首列自主化氢能源永磁直驱 低地板有轨电车正式下线

2017 年 9 月 6 日, 国内首列自主化氢能源永磁直驱低地板有轨电车在中车四方股份正式下线。中车时代电

气负责牵引变流器、辅助变流器、永磁牵引电动机等核心部件研制。

该款有轨电车采用铰接型转向架、独立轮驱动以实现 100% 低地板技术; 列车运行全程由氢燃料电池供电, 续航里程长, 可以实现全线无接触网运行, 而且运行全程排放出来的只有水, 做到了“零”排放, 具有安全可靠、绿色环保等显著优势。

(袁文辉)