

制动方式对机车轮残余应力的影响

何鹏¹, 鲁松², 宋小齐¹, 黄孝卿², 高德阳¹, 谢宣¹, 范永勤¹, 陈刚², 贾军战¹, 张宏钧¹, 陆波¹

(1. 中国铁路兰州局集团有限公司, 兰州 730000; 2. 宝武集团马钢轨交材料科技有限公司, 安徽 马鞍山 243010)

摘要:以新制外径 1 066 mm 机车轮和磨耗到限机车轮(磨耗轮)为研究对象,使用 ANSYS 有限元软件建立二维弹塑性模型,对车轮制造态残余应力进行分析;使用 X 射线衍射法实测车轮辐板圆弧段残余应力且与模型计算结果进行比较,验证模型的有效性;在此基础上,模拟分析新轮和磨耗轮在正常制动及异常制动后的残余应力分布,评估服役过程中车轮的疲劳状态。结果表明:除去车轮辐板机加工的影响,辐板圆弧段残余应力分布的有限元计算与实测结果趋势一致,验证了有限元模型的合理性;新轮在不同制动工况下,残余应力均未发生变化;磨耗轮在制动过程中发生塑性变形,车轮残余应力发生显著变化,塑性变形区域的径向和周向残余应力变为拉应力,且大于原始制造态残余应力;制动过程中随热输入的增大,磨耗轮踏面的周向残余拉应力区域增大,辐板的径向残余压应力增大。因此在车轮服役后期需定期对其踏面进行检修,防止因制动带来踏面裂纹。

关键词: 机车轮; 残余应力; 制动方式; 有限元法

中图分类号: U 211.4; TB 31 **文献标志码:** A **doi:** 10.12415/j.issn.1671-7872.24012



Effect of Braking Condition on Residual Stress of Locomotive Wheel

HE Peng¹, LU Song², SONG Xiaoqi¹, HUANG Xiaoqing², GAO Deyang¹, XIE Xuan¹, FAN Yongqin¹,
CHEN Gang², JIA Junzhan¹, ZHANG Hongjun¹, LU Bo¹

(1. China Railway Lanzhou Bureau Group Co., Ltd, Lanzhou 730000, China; 2. Baowu Group Masteel Rail Transit Materials Technology Co., Ltd, Maanshan 243010, China)

Abstract: A two-dimensional elastic-plastic model was established, and ANSYS finite element software was used to analyze the residual stress of the manufacturing state of newly manufactured locomotive wheels with an outer diameter of 1066 mm and locomotive wheels worn to the limit (worn wheels). The residual stress in the arc section of the wheel plate was measured with X ray diffraction method, and was compared with the calculated result of the model to verify the effectiveness of the model. On this basis, the residual stress distribution of new and worn wheels after normal and abnormal braking was simulated and analyzed, and the fatigue assessment status of the wheel during service was evaluated. The results show that excluding the influence of machining, the distribution trend of the finite element calculation value is consistent with the measured value, the feasibility of the finite element model has been verified. The residual stress of the new wheel remains unchanged under different braking conditions. The worn wheel undergoes plastic deformation during the braking process, and the residual stress of the wheel changes significantly. The radial and circumferential residual stresses in the plastic deformation area become tensile stresses, which are greater than the residual stresses in the original manufacturing state. During the braking process, with the

收稿日期: 2024-01-12

基金项目: 安徽省重大科技专项(201903a05020052)

作者简介: 何鹏(1964—), 男, 甘肃靖远县人, 高级工程师, 主要研究方向为铁路机务管理。

通信作者: 黄孝卿(1992—), 男, 安徽广德人, 工程师, 主要研究方向为车轮有限元仿真。

引文格式: 何鹏, 鲁松, 宋小齐, 等. 制动方式对机车轮残余应力的影响[J]. 安徽工业大学学报(自然科学版), 2024, 41(3):287-293.

increase of heat input, the circumferential residual tensile stress area of the worn wheel tread increases, and the radial residual compressive stress of the spoke plate increases. Therefore, the regular maintenance of the wheel tread is required in the later stage of service to prevent tread cracks caused by braking.

Keywords: locomotive wheel; residual stress; braking condition; finite element method

我国从20世纪80年代开始发展铁路重载运输技术,虽然我国的铁路重载运输技术起步相对较晚,但发展速度非常快,目前年货运量超过39亿t。随着货车载重和速度的增加、运输频率的提高及修程修制的延长,铁路机车牵引速度、吨位不断增大,车轮的服役工况变得尤为苛刻。车轮残余应力在车轮疲劳、蠕变、磨损、应力腐蚀开裂、断裂、屈曲等方面发挥至关重要的作用^[1],残余压应力可有效提高车轮的疲劳极限^[2],残余拉应力部位是车轮抗疲劳薄弱部位^[3]。车轮的制造态残余应力是由热处理过程中不均匀温度引起的热应力和不均匀相变引起的组织应力共同作用下,导致不均匀塑性变形而产生的^[4-7]。随着车轮承受的机械-热载荷的提高,车轮内部会发生微应变,从而导致残余应力发生复杂的变化,严重影响车轮的抗疲劳性能^[8-13]。热处理过程中形成的残余压应力与制动过程中产生的压应力叠加可有效抑制车轮辐板疲劳损伤,而残余拉应力会加速车轮辐板的损伤^[14]。因此,研究制动后车轮残余应力的分布对于正确评估车轮的抗疲劳性能和改进优化车轮的检修规程具有重要意义。

车轮残余应力的测试方法主要有破坏法和无损检测2种方式。王广科等^[15]、丁涛等^[16]、潘天成等^[17]采用锯切法对制造态车轮轮辋的宏观残余应力进行测试,通过多次锯切逐渐释放应力计算原始应力,过程较为繁琐。宋文涛等^[18]、Szelażek^[19]、Муравьев等^[20]采用超声波对制造态车轮残余应力进行检测评估,测出的残余应力是超声波穿透截面残余应力的均值,无法分析复杂的应力分布梯度;Renzende等^[21]使用X射线衍射法研究重载车轮轮缘的残余应力分布,结果表明硬度与残余应力存在相关性。现有学者主要对制造态车轮的残余应力分布进行测试,对于服役过程中残余应力变化仅局限于轮轨接触表面附近区域。车轮在服役过程中,制动热应力是由不均匀温度产生的,当温度不均匀形成的热应力超过材料的屈服强度时,车轮屈服处的原始应力就会释放,形成新的残余应力,从而带动未屈服区域残余应力发生变化。在热应力的作用下,车轮辐板的残余应力水平和分布状态也会发生变化^[22],且降低了辐板抗疲劳性能。机车轮多采用踏面制动方式,制动热载荷的输入往往依赖于运行条件。此外,车

轮服役过程中的镟修使得外径不断变小,在同样制动载荷作用下车轮踏面单位面积的热输入会增大,制动过程中车轮局部区域会因此发生塑性变形,破坏原来的周向压应力,形成对车轮不利的周向残余拉应力。鉴于此,以外径1066mm的机车轮为研究对象,采用有限元法在分析车轮制造态残余应力分布的基础上,分析不同制动条件下车轮残余应力分布,以期为车轮服役过程中正确评估疲劳状态与优化检修规程提供数据参考。

1 车轮残余应力的仿真与测试

1.1 仿真方案

使用ANSYS有限元软件,以外径1066mm机车新制车轮(简称新轮)和磨耗到限车轮(简称磨耗轮)为研究对象,对车轮热处理过程进行仿真,分析新轮和磨耗到限车轮的制造态残余应力;再以制造态残余应力为基础,分析不同制动热载荷条件下车轮的残余应力分布。为使新轮轮辋得到残余压应力,对车轮进行热处理,热处理参数为淬火加热温度860℃、淬火前停留50s、踏面喷水淬火300s,淬火后600s进入回火阶段,回火温度480℃、回火时间4h。对于磨耗轮,采用ANSYS有限元软件提供单元的“杀死”功能,去除轮辋磨耗部位,分析磨耗到限车轮的残余应力。车轮热处理和制动热载荷满足轴对称条件,对新轮和磨耗轮建立轴对称模型,有限元网格模型如图1。图1中:FHP为辐板外侧靠近轮毂圆弧处(front hub plate fillet region);FRP为辐板外侧靠近轮辋圆弧处(front rim plate fillet region);BHP为辐板内侧靠近轮毂圆弧处(back hub plate fillet region);BRP为辐板内侧靠近轮辋圆弧处(back rim plate fillet region)。材料模型和热处理的边界条件参数设置参考AAR-S669标准^[23]。

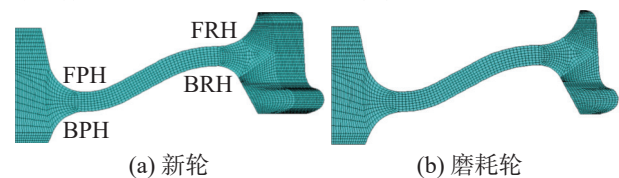


图1 新轮和磨耗轮有限元模型

Fig. 1 Finite element models of new and worn wheels

按照AAR S-660标准,设置车轮制动分析载荷:制动功率为27.6kW(全部被车轮吸收),制动时间

20 min。模型中制动热载荷以热对流形式从车轮踏面输入(如图 2), 在车轮踏面设置表面效应单元, 将制动功率的热输入施加在表面效应单元。考虑到车轮服役过程可能出现的极端条件, 制动块损坏时的加载区域如图 2(b)(c), 当车轮过曲线和道岔异常制动时取正常制动功率的 1.5 倍, 设置的 4 种制动工况如表 1。

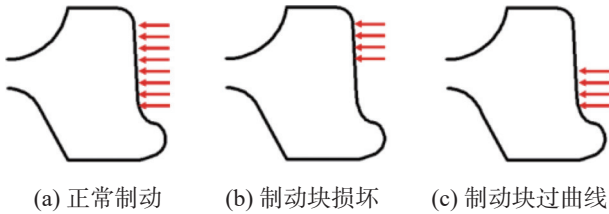


图 2 3 种制动条件

Fig. 2 Three types of braking condition

表 1 制动工况

Tab. 1 Braking cases

工况	制动条件	制动热输入/kW	工况描述
工况 1	图 2(a)	27.6	正常制动
工况 2	图 2(b)	27.6	正常热输入下闸瓦靠近外侧
工况 3	图 2(c)	27.6	正常热输入下闸瓦靠近内侧
工况 4	图 2(a)	41.4	1.5倍热输入

1.2 测试方案

考虑到车轮疲劳评估分析主要关注辐板部位, 辐板部位的残余应力宜采用 X 射线衍射方法检测。故采用 X 射线衍射方法检测车轮辐板表面径向和周向残余应力, 测试应力的几何关系如图 3。

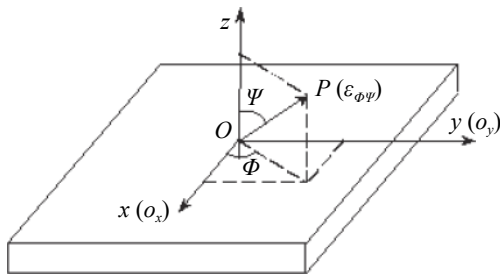


图 3 X 射线应力测试衍射几何

Fig. 3 X ray stress test diffraction geometry

设 3 个正应力分量为 σ_x , σ_y 和 σ_z , 3 个切应力分量为 τ_{xy} , τ_{xz} 及 τ_{yz} , ψ , ϕ 为空间任意方向的 2 个方位衍射角, 根据弹性力学理论, 应变 $\varepsilon_{\phi\psi}$ 可表示为

$$\varepsilon_{\phi\psi} = \frac{1}{2}S_2(\sigma_x \cos^2 \phi + \tau_{xy} \sin 2\phi + \sigma_y \sin^2 \phi - \sigma_z) \sin^2 \psi + \frac{1}{2}S_2(\tau_{xz} \cos \phi + \tau_{yz} \sin \phi) \sin 2\psi + \frac{1}{2}S_2\sigma_z + S_1(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z) \quad (1)$$

式中: $S_1 = -\nu/E$; $(1/2)S_2 = (1 + \nu)/E$; E 为材料弹性模

量; ν 为材料泊松比。 S_2 及 S_1 为 X 射线弹性常数。

多晶材料 X 射线衍射规律即布拉格方程:

$$2d \sin \theta = \lambda \quad (2)$$

式中: d 为晶面间距; θ 为布拉格角; λ 为 X 射线波长。

根据式 (2), 应变 $\varepsilon_{\phi\psi}$ 还可表示为

$$\varepsilon_{\phi\psi} = \frac{d_{\phi\psi} - d_0}{d_0} = -\frac{1}{2} \cot \theta_0 (2\theta_{\phi\psi} - 2\theta_0) \frac{\pi}{180^\circ} \quad (3)$$

式中 $2\theta_0$, d_0 为材料无应力状态下的衍射角。

辐板表面属于平面应力问题, 即 $\sigma_z = 0$, 将式 (1) 简化并令其与式 (3) 相等, 得到

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2}S_2(\sigma_x \cos^2 \phi + \tau_{xy} \sin 2\phi + \sigma_y \sin^2 \phi) \sin^2 \psi + \\ & \frac{1}{2}S_2(\tau_{xz} \cos \phi + \tau_{yz} \sin \phi) \sin 2\psi + \\ & S_1(\sigma_x + \sigma_y) = -\frac{1}{2} \cot \theta_0 (2\theta_{\phi\psi} - 2\theta_0) \frac{\pi}{180^\circ} \quad (4) \end{aligned}$$

定义参数 b_1 和 b_2 :

$$b_1 = (2\theta_{\phi\psi+} + 2\theta_{\phi\psi-})/2, \quad b_2 = (2\theta_{\phi\psi+} - 2\theta_{\phi\psi-})/2 \quad (5)$$

式中: $2\theta_{\phi\psi+}$ 及 $2\theta_{\phi\psi-}$ 为同一 ϕ 角平面内 ψ 角大小相等而方向相反条件下测得的 1 对衍射角。

空间方位角 ϕ 分别为 0° 及 90° 时, 结合式 (5), 将式 (4) 分别对 $\sin^2 \psi$ 及 $\sin 2\psi$ 求偏导并整理后得到

$$\begin{aligned} \sigma_x &= K \frac{\partial b_{1,\phi=0^\circ}}{\partial \sin^2 \psi}, \quad \tau_{xz} = K \frac{\partial b_{2,\phi=0^\circ}}{\partial \sin^2 \psi} \\ \sigma_y &= K \frac{\partial b_{1,\phi=90^\circ}}{\partial \sin^2 \psi}, \quad \tau_{yz} = K \frac{\partial b_{2,\phi=90^\circ}}{\partial \sin^2 \psi} \quad (6) \\ K &= -\frac{1}{2} \cot \theta_0 \frac{\pi}{180^\circ} \frac{1}{S_2/2} \end{aligned}$$

式中: K 为 X 射线应力常数; $S_2/2$ 及 S_1 为 X 射线弹性常数。

2 结果与分析

2.1 车轮制造态残余应力分布

2.1.1 有限元计算

车轮失效往往与径向应力和周向应力有关, 因此模拟分析新轮和磨耗轮径向和周向残余应力分布, 结果如图 4, 5。由图 4, 5 可发现: 新轮和磨耗轮辐板外侧靠近轮毂的圆弧段 (FPH) 和内侧靠近轮辋的圆弧段 (BPR) 显著径向受拉, 辐板内侧靠近轮毂的圆弧段 (BPH) 和外侧靠近轮辋的圆弧段 (FPR) 径向显著受压。对于新轮, FPH 和 BPR 部位的最大径向拉力基本相同, 204.0 MPa; 轮辋磨耗到限时, 辐板各部位径向残余应力水平有不同程度的降低, 靠近轮毂和轮辋圆弧部位的残余应力相对于新轮降低约 1/2; 磨耗轮的周向最大残余压应力为 217.0 MPa, 比新轮增加 13.0 MPa, 周向残余压应力的深度减小到 13 mm。

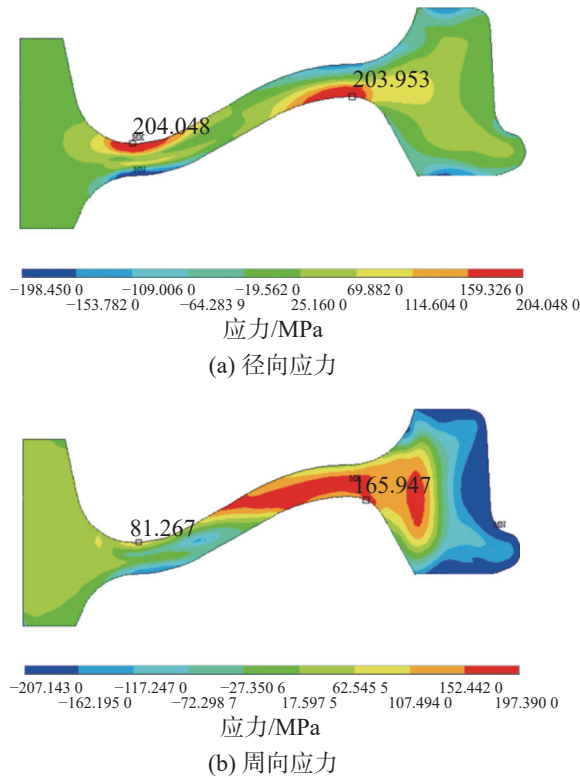


图4 新轮残余应力分布

Fig. 4 Distribution of residual stress in a new wheel

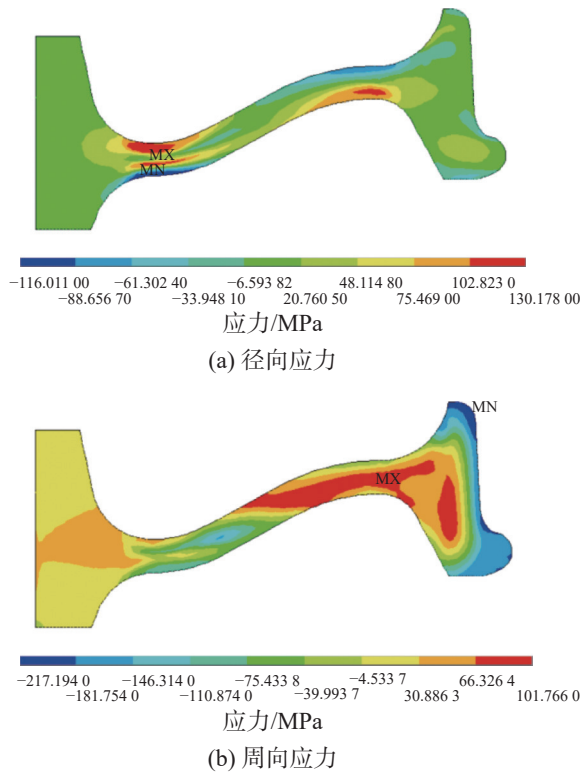


图5 磨损轮残余应力分布

Fig. 5 Distribution of residual stress in a worn wheel

2.1.2 残余应力检测

辐板圆弧段 BPR 和 FPH 残余拉应力分布处为辐板疲劳的薄弱位置,选择新制的 2 件车轮辐板

BPR 和 FPH 处的残余应力进行测试,测试示意图如图 6,测试结果如图 7。由图 7 可看出:辐板内侧靠近轮毂处 (BPR) 的径向应力在+256.6~+258.4 MPa,周向应力在+187.2~+200.8 MPa 之间;辐板外侧靠近轮毂处 (FPH) 的径向应力在+234.6~+249.5 MPa 之间,周向应力在+110.4~+118.2 MPa 之间。对照有限元计算结果,BPR 和 FPH 处的残余应力实测值较计算值偏高 21.2~54.4 MPa。这主要是因为有限元计算是在成品车轮尺寸基础上建模的,没有考虑热处理后机加工的影响,车轮热处理后的辐板表面经过 2~5 mm 的机加工,会增加辐板表面的残余拉应力。尽管实测值与计算值有一定差异,但两者趋势基本一致,表明有限元模型计算结果与实际测试结果基本一致。



(a) 辐板内侧靠近轮毂处 (b) 辐板外侧靠近轮毂处

图6 残余应力测试示意图

Fig. 6 Schematic diagram of residual stress testing

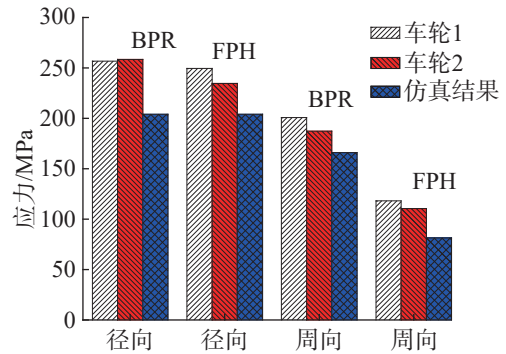


图7 车轮辐板残余应力检测结果

Fig. 7 Testing results of residual stress of wheel plate

2.2 车轮制动后残余应力分布

以制造态残余应力分布为基础,对新轮和磨损轮在正常制动及异常制动后的残余应力分布进行模拟分析。

2.2.1 新轮

制动过程中新轮在制动块和制动力均发生异常时,制动结束车轮的温度达到 389 °C,应力也达到最大值,但车轮各部位均未发生塑性变形。1.5 倍热输入异常制动刚结束时车轮温度最高,车轮应力最大,故模拟分析新轮此时的残余应力分布,结果如图 8。由图 8 可看出:1.5 倍热输入异常制动结束时车轮断面径向应力最大值出现在 FHP 位置,达

596.9 MPa; 周向应力最大值位于辐板外侧中间, 达 393.2 MPa。制动过程中 1.5 倍热输入制动后新轮 FHP 处的热应力变化过程如图 9。由图 9 可看出: 随着制动热的输入, 车轮断面热应力逐渐增大, 制动结束时热应力达到最大; 随后随温度逐渐降低, 热应力逐渐减小, 当温度冷却到环境温度时, 车轮的热应力恢复到 0。新轮在制动过程中, 车轮未发生塑性变形, 因此车轮的残余应力在制动中未发生变化。

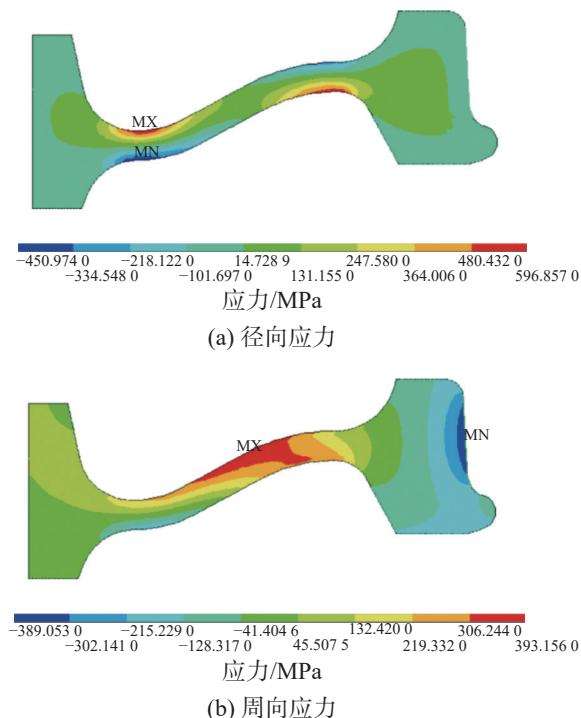


图8 新轮 1.5 倍热输入结束后的热应力分布

Fig. 8 Thermal stress distribution of a new wheel after braking with 1.5 times heat input

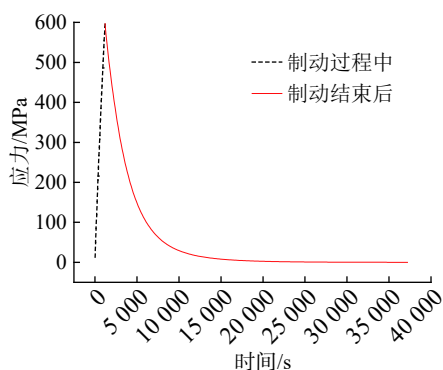


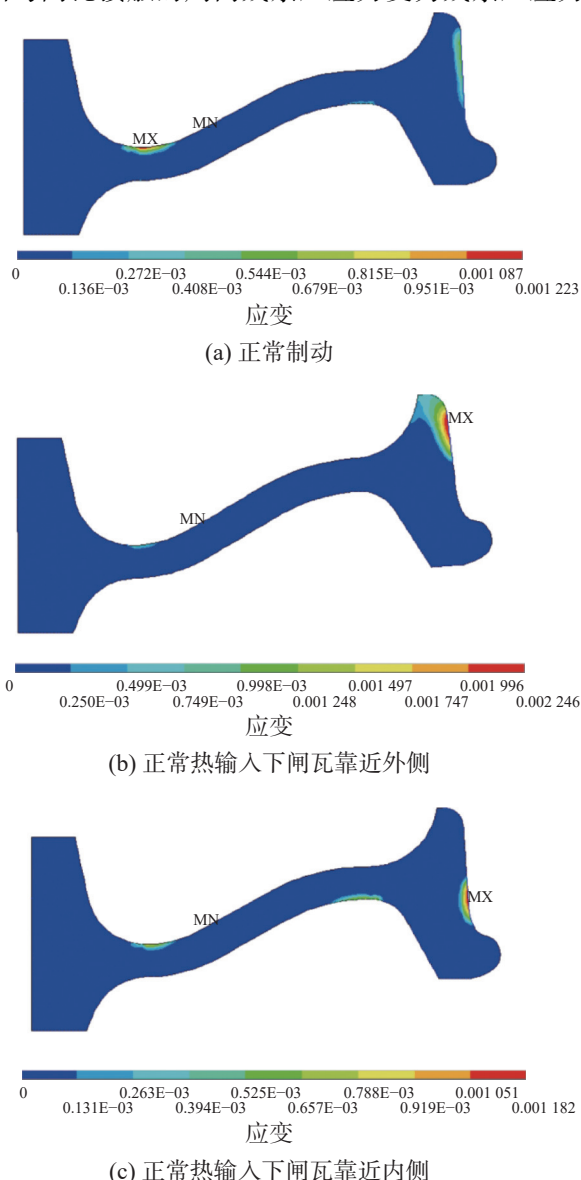
图9 1.5 倍热输入新轮 FHP 处热应力随时间变化曲线

Fig. 9 Time variation curve of thermal stress at the FHP of a new wheel with 1.5 times heat input

综上所述: 新轮在制动块异常和制动力增大的情况下制动, 车轮均未发生塑性变形; 热应力在制动结束达最大, 随温度冷却到环境温度, 制造态残余应力也没发生改变。

2.2.2 磨损轮

磨损轮按照表 1 所示 3 种不同制动工况正常热输入和正常制动 1.5 倍热输入下, 制动后车轮发生不同程度的塑性变形, 结果如图 10。从图 10 可发现: 正常热输入下, 磨损轮在制动过程中辐板外侧靠近轮毂圆弧处 (FPH)、辐板内侧靠近轮辋圆弧处 (BPR) 和车轮踏面均发生轻微塑性变形, 3 处的残余应力随之发生变化。图 11 为制动工况 2 时车轮的径向和周向残余应力分布。对比图 5 与 11 可见: 辐板 FPH, BPR 和轮辋外侧发生塑性变形区域形成新的残余应力, 塑性变形区域的径向和周向残余应力均变为拉应力, 且较制造态残余应力增大; 车轮辐板的应力重新分布后, 径向残余压应力的最大值分布位置也发生变化, 由 BPR 处变为 FPH 处, 残余压应力最大值由 116.0 MPa 减小到 111.0 MPa, 而径向残余拉应力由原来的 130.0 MPa 增大到 140.0 MPa; 车轮踏面与闸瓦接触的周向残余压应力变为残余压应力。



(c) 正常热输入下闸瓦靠近内侧

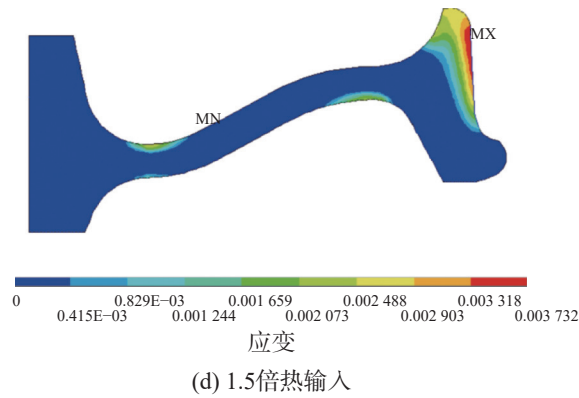


图10 不同制动工况下磨耗轮的等效塑性变形

Fig. 10 Equivalent plastic deformation of a worn wheel under different braking conditions

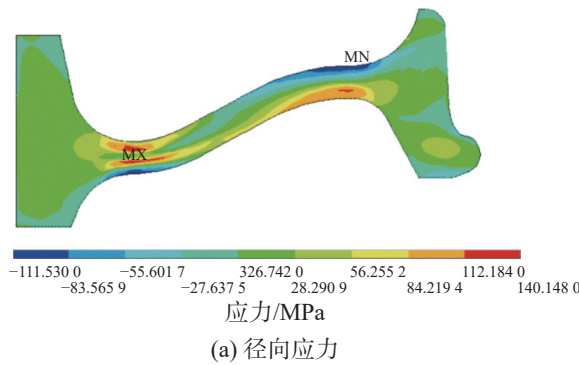


图11 制动工况 2 下磨耗轮的残余应力分布

Fig. 11 Residual stress distribution of a worn wheel under braking case 2

图 12, 13 为磨耗轮经制动工况 1, 4 后的残余应力分布, 制动工况 4 的热输入为工况 1 的 1.5 倍。对比图 12, 13 可见: 随热输入的增大, 磨耗轮踏面的周向残余拉应力区域增大, 1.5 倍热输入时, 轮辋径向残余拉应力由正常工况下的 93.6 MPa 增至 399.2 MPa, 增大 305.6 MPa; 辐板径向残余压应力由 110.6 MPa 增至 169.0 MPa, 增大了 58.4 MPa。

综上, 磨耗轮在服役过程中, 车轮踏面和辐板制造态残余应力发生变化, 由原始残余压应力转变为残余拉应力。因此, 车轮在服役后期需定期对车轮

踏面进行检修, 防止因制动带来踏面裂纹。

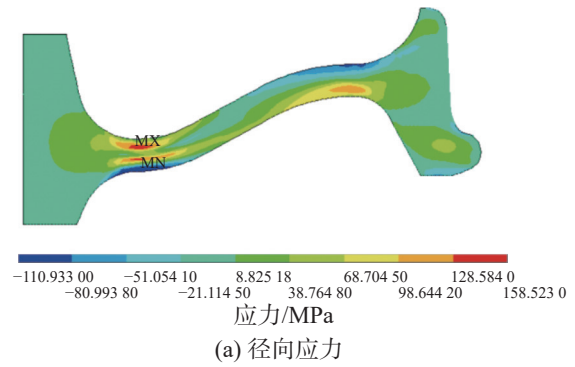


图12 制动工况 1 下磨耗轮的残余应力分布

Fig. 12 Residual stress distribution of a worn wheel under braking case 1

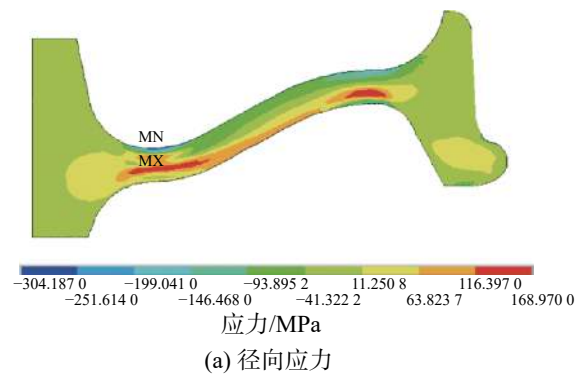
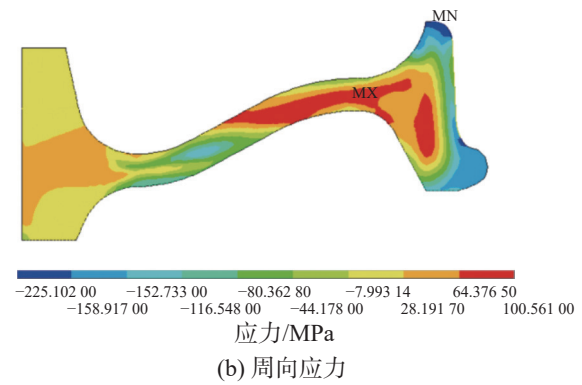
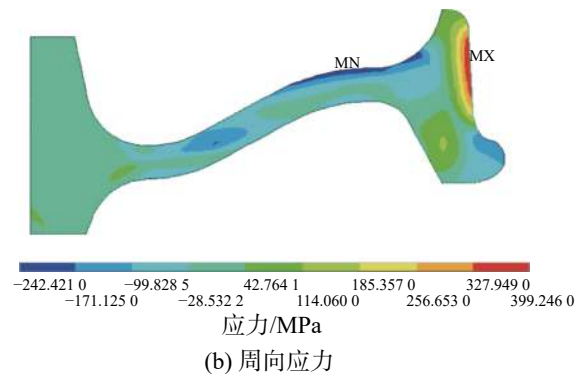


图13 制动工况 4 下磨耗轮的残余应力分布

Fig. 13 Residual stress distribution of a worn wheel under braking case 4



3 结论

以外径 1 066 mm 机车轮为研究对象,使用 ANSYS 有限元软件建立二维弹塑性模型,对新轮和磨耗轮不同制动条件下的残余应力进行分析,评估车轮服役过程中的疲劳状态,得出以下主要结论:

1) 经过机加工的车轮辐板残余应力检测值较成品车轮尺寸建模的有限元计算值偏高 21.2~54.4 MPa,但有限元计算值与实测值的分布趋势一致,由此可证明有限元模型合理可行。

2) 新轮在不同制动工况下的残余应力均未发生变化。磨耗轮在制动过程中发生塑性变形,车轮残余应力发生变化,塑性变形区域的径向和周向残余应力均变为拉应力;制动热负荷增大 1.5 倍,轮辋塑性变形区周向残余应力由原来的-170.0 MPa 变为 399.2 MPa,较原始制造态残余应力增大 229.2 MPa。

3) 磨耗轮在制动过程中随热输入的增大,踏面周向残余拉应力区域增大,1.5 倍热输入时,辐板径向残余压应力较正常工况增大 111.0 MPa。因此,在车轮服役后期需定期对其踏面进行检修,防止因制动带来踏面裂纹。

参考文献:

- [1] KWON S J, LEE D H, SEO J W, et al. Evaluation of residual stress of railway wheel regarding to deterioration[J]. In Materials Science Forum, 2010, 654:2495-2498.
- [2] 何家文,胡奈塞,张定铨.残余应力对高周疲劳性能的影响[J].西安:西安交通大学学报,1992,26(3):25-32.
- [3] 黄孝卿,沈晓辉,张磊,等.制动热应力对车轮辐板单轴疲劳影响[J].机械强度,2020,42(2):486-491.
- [4] SURA V S, MAHADEVAN S. Estimation of residual stress distribution in railroad wheels[C]// Proceedings of the 2009 ASME Joint Rail Conference. Pueblo, Colorado, USA: Rail Transportation Division, 2009:1-9.
- [5] NEJAD R M. Using three-dimensional finite element analysis for simulation of residual stresses in railway wheels[J]. Engineering Failure Analysis, 2014, 45:449-455.
- [6] NEJAD R M, FARHANGDOOST K, SHARIATI M. Numerical study on fatigue crack growth in railway wheels under the influence of residual stresses[J]. Engineering Failure Analysis, 2015, 52:75-89.
- [7] BRUNEL F, BRUNEL J F, DUFRÉNOY P, et al. Prediction of the initial residual stresses in railway wheels induced by manufacturing[J]. Journal of Thermal Stresses, 2013, 36(1):37-55.
- [8] 沈晓辉,赵亚琼,安涛,等.热处理工艺对车轮残余应力的影响[J].钢铁,2007(10):68-71.
- [9] 沈晓辉,黄孝卿,肖锋,等.热处理参数对车轮辐板残余应力及疲劳评价的影响[J].金属热处理,2017(6):178-184.
- [10] 邓荣杰,国新春,刘智,等.热处理工艺对车轮残余应力影响的研究[J].山西冶金,2023,46(5):107-109.
- [11] 于荣泉,任尊松,孙守光.车轮载荷对其残余应变应力分布特性的影响[J].铁道学报,2016,38(1):35-40.
- [12] GROSSE M, OTTLINGER P. Train measurements at railway wheels[J]. Materials Science and Engineering, 2006(437):88-92.
- [13] ZHANG Y B, JESSOP C, NIKAS D, et al. Stress relief during annealing of railway wheel steel characterized by synchrotron X ray micro-diffraction[C]// IOP Conf Series: Materials Science and Engineering. Sweden: Chalmers University of Technology, 2022:1249012043.
- [14] 杨广雪,石晓玲,肖楠,等.重载货车车轮辐板疲劳损伤研究[J].中国铁道科学,2016,37(2):85-90.
- [15] 王广科,沈晓辉,章静,等.车轮残余应力的测试仿真分析[J].塑性工程学报,2009,16(6):132-134.
- [16] 丁涛,王广科.车轮残余应力测试方法研究[J].中国机械工程,2012,23(12):1508-1511.
- [17] 潘天成,童靳于,潘紫微,等.机车车轮残余应力的仿真分析与测试[J].冶金设备,2018(2):31-34.
- [18] 宋文涛,王汝海,刘军.机车车轮与车轴残余应力的超声检测[J].国防交通工程与技术,2021,19(4):37-41.
- [19] SZELAŻEK J. Ultrasonic evaluation of residual hoop stress in forged and cast railroads wheels-differences[J]. Journal of Nondestructive Evaluation, 2015, 34(1):1-13.
- [20] МУРАВЬЕВ В В, 宋忠明.车轮生产中采用超声波检测残余应力[J].国外机车车辆工艺,2017(4):40-45.
- [21] REZENDE A B, FONSECA S T, MINICUCCI D J, et al. Residual stress characterization by X ray diffraction and correlation with hardness in a class D railroad wheel[J]. Journal of Materials Engineering and Performance, 2020, 29(9):1-5.
- [22] 陈刚,黄孝卿,丛韬,等.制动残余应力对高速列车车轮多轴疲劳的影响[J].高速铁路新材料,2022(1):59-63.
- [23] AAR WABL COMMITTEE. Analytic Evaluation of Locomotive Wheel Designs Standard: AAR S-669-2012[S]. Washington DC: Association of American Railroads, 2012.

责任编辑:何莉