

重大工程装备

高速列车制动盘热-弹塑性累积变形及整形仿真

杨川¹, 孟永帅², 黄彪², 金文伟², 赵清阳³, 王北昆³, 卢耀辉^{3*}

(1. 中车长春轨道客车股份有限公司, 长春 130026; 2. 中车戚墅堰机车车辆工艺研究所股份有限公司, 江苏 常州 213011; 3. 西南交通大学 机械工程学院, 成都 610031)

摘要: **目的** 增强高速列车的制动性能, 并延长制动盘的使用寿命。**方法** 针对制动盘多次制动作用下的热-力耦合规律进行研究, 采用微元法思想计算摩擦表面的热流密度, 并考虑多次制动工况建立制动盘有限元仿真模型, 分析不同制动工况下制动盘翘曲变形量的变化规律。建立制动盘整形过程的有限元模型, 分析制动盘翘曲变形量与整形力之间的关系。**结果** 整形后的制动盘翘曲度值均低于 0.2 mm, 塑性应变不高于 0.001。**结论** 通过建立的矫正力与翘曲度之间的关联曲线, 能够为制动盘的整形修复提供有力的理论支持。

关键词: 制动盘; 热-力耦合; 有限元; 塑性应变; 翘曲变形; 整形计算

中图分类号: U270

文献标志码: A

文章编号: 1672-9242(2025)02-0096-09

DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2025.02.011

Simulation of Thermal-elastic-plastic Cumulative Deformation and Shaping of Brake Discs for High-speed Trains

YANG Chuan¹, MENG Yongshuai², Huang Biao², JIN Wenwei², ZHAO Qingyang³, WANG Beikun³, LU Yaohui^{3*}

(1. CRRC Changchun Railway Vehicles Co., Ltd., Changchun 130026, China; 2. CRRC Qishuyan Institute Co., Ltd., Jiangsu Changzhou, 213011, China; 3. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

ABSTRACT: The work aims to increase the braking performance of high-speed trains and prolong the service life of brake discs. The thermal-mechanical coupling laws of the brake disc under multiple braking were studied and the idea of micro-element method was used to calculate the friction surface of the heat flow density. The multiple braking conditions were considered to establish a finite element simulation model of the brake disc and the warping deformation of the brake disc under different braking conditions was analyzed. The finite element model of brake disc shaping process was established to analyze the relationship between brake disc warping deformation and shaping force. The warpage value of the brake disc after shaping was lower than 0.2 mm, and the plastic strain was not higher than 0.001. The correlation curve between the corrective force and the warpage is established to provide strong theoretical support for the shaping and repair of the brake disc.

KEY WORDS: brake disc; thermal-mechanical coupling; finite element; plastic strain; warping deformation; shaping calculation

收稿日期: 2024-08-07; 修订日期: 2024-10-24

Received: 2024-08-07; Revised: 2024-10-24

基金项目: 国家自然科学基金 (52375160)

Fund: The National Natural Science Foundation of China (52375160)

引文格式: 杨川, 孟永帅, 黄彪, 等. 高速列车制动盘热-弹塑性累积变形及整形仿真[J]. 装备环境工程, 2025, 22(2): 96-104.

YANG Chuan, MENG Yongshuai, Huang Biao, et al. Simulation of Thermal-elastic-plastic Cumulative Deformation and Shaping of Brake Discs for High-speed Trains[J]. Equipment Environmental Engineering, 2025, 22(2): 96-104.

*通信作者 (Corresponding author)

动车组制动盘经过长期运行后,会产生复杂的残余应力,这些应力导致盘体在拆解后发生不可逆转的翘曲变形,从而限制了其后续的维修与再利用潜力。由于制动过程中产生的温度和热应力作用,常常会出现盘体翘曲、盘面磨损等失效现象,这些失效现象与制动盘的温度和热应力分布不均紧密相关。因此,为了增强高速列车的制动性能,并延长制动盘的使用寿命,国内外众多学者针对制动盘在制动过程中产生的温度和热应力分布进行了深入研究。

卢耀辉等^[1]通过拓扑优化方法,优化了制动盘散热结构,提升了散热能力。夏德茂等^[2-3]在研究中深入考虑了制动盘磨损对热流输入的影响,并对比分析了有磨损修正和无磨损修正 2 种热载荷条件下对制动盘温度的影响。张庆贺等^[4-5]建立了全尺寸制动系统模型,优化分析了制动闸片摩擦块排布方式,发现合理排布能降低制动盘温度和应力峰值,提高性能。王东伟等^[6-7]通过三维瞬态热机耦合模型,探讨了高速列车制动系统热机耦合特性,发现制动过程中闸片温度的动态变化,形成热斑,闸片变形显著,尤其是近摩擦区,在热机耦合状态下,制动系统振动和界面接触力波动增强,但随制动过程逐渐稳定。Belhocine 等^[8]基于制动盘的周期性建立了 1/4 制动盘散热模型,对制动盘表面对流换热系数的计算方法进行了研究。Saga 等^[9]设计了一种测量制动盘动态变形的方 法,并深入研究了制动过程中盘体热变形的规律。李志强等^[10]通过测试动车组制动盘材料数据,构建了本构模型,并利用仿真分析了制动盘残余应力与翘曲变形的关系。综上所述,针对不均匀热应力导致制动盘变形的机理已有一定的研究,但面对动车组轮装制动盘拆解维修以及重复利用的工程需求,制动盘翘曲变形及对制动盘整形相关的仿真和预测方法仍鲜见报道。

本文针对制动盘多次制动作用下的热-力耦合规律进行研究,采用微元法思想计算摩擦表面的热流密度,并考虑多次制动工况建立制动盘有限元仿真模型,研究了不同制动工况下制动盘的翘曲变形量的变化规律。通过建立制动盘整形设备的有限元模型,分析制动盘翘曲变形量与整形设备整形力间的关系。本文的研究工作为预测动车组制动盘在长时间使用后的残余应力分布和翘曲变形量的变化,提供了具有实

际应用价值的方法论参考。同时,这些研究成果也为动车组轮装制动盘的后续再利用提供了坚实的理论支撑和决策依据。

1 制动盘热变形及整形仿真有限元分析

1.1 有限元模型的建立

本文采用的轮装制动盘包含车轮 1 个,盘体 2 片,螺栓+螺母+隔套各 12 个,定位销 6 个,2 个盘体内侧布置有径向条状散热筋^[11-12]。通过对模型受力进行分析,同时考虑到在有限元计算的接触处理对计算资源消耗较大,且总体模型中存在大量细小的零部件,会大幅提高网格划分的难度,因此对模型进行合理简化,建模时舍去车轴与闸片部分。轮装制动盘三维模型在软件中进行网格划分后校验,采用四面体单元对模型进行网格划分,尺寸为 3.5 mm,有限元仿真模型共有节点 114 658 个,单元 531 208 个,有限元模型如图 1 所示。

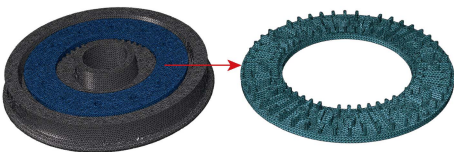


图 1 轮装制动盘系统有限元模型
Fig.1 Finite element modeling of wheel-mounted brake disc systems

在轮装制动盘的模拟与优化过程中,运用有限元分析软件对其三维几何模型进行前处理。通过精确设定材料的各项物理属性,以及细致施加与实际工况相吻合的载荷和约束条件,确保了模拟过程的高度真实性和准确性。随后,进行计算和后处理,为制动盘的优化设计提供了精准的数据支撑和决策依据。根据制动盘的实际使用工况,并结合多年产品设计开发经验,本文选择以下制动盘及其材料参数,其材料属性考虑温度影响,并且在制动盘热变形及整形仿真有限元分析时各个部件均为各向同性材料^[13-15]。轮装制动盘材料参数见表 1。

表 1 轮装制动盘材料参数
Tab.1 Material parameters for wheel-mounted brake discs

温度/℃	密度/ (g·cm ⁻³)	弹性模 量/GPa	泊松比	屈服强 度/MPa	抗拉强度/ MPa	热膨胀系数/ (10 ⁻⁶ K ⁻¹)	热传导系数/ (W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	比热容/ (J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)
20	7 751	211	0.28	1 086	1 188	10.4	38	524
200	7 751	202	0.28	972	1 070	11.6	36	575
400	7 751	187	0.29	885	1 012	13.6	32	607
600	7 751	168	0.30	407	525	14.2	29	752
700	7 751	152	0.310	95	188	14.2	27	840

1.2 边界条件和求解算法的确定

轮装制动盘热变形仿真计算模型所采用的边界条件如图2所示。所有边界条件如下：

1) 固定边界条件。在车轮的装配过程中，车轮内表面与车轴之间采用了过盈配合的连接方式，这种设计确保了两者之间的紧密连接和稳定性。基于这种连接方式，合理假定在热变形过程中，车轮能够作为固定支撑点，从而有效地消除整个系统产生的刚体位移。

2) 螺栓预紧力。螺母与螺栓螺纹紧固连接，用梁单元约束定义接触。制动盘螺栓紧固时，螺栓预加扭矩产生预应力。本文采用梁单元施加螺栓预紧力，其计算公式如下^[16-18]：

$$F_0 = \frac{\pi d_s^2 \sigma_0}{4} \quad (1)$$

$$d_s = \frac{d_2 + d_1}{2} - \frac{H}{12} \quad (2)$$

式中： d_s 为螺栓危险剖面的计算直径； H 为螺纹牙的公称工作高度； σ_0 为0.5~0.7倍螺栓材料的屈服极限； d_1 为螺纹小径； d_2 为螺纹中径。经过计算得到螺栓预紧力施加的大小为50 kN。

3) 载荷边界条件。在制动过程中，为确保列车速度得以平稳减缓，需要通过闸片与制动盘的摩擦将大部分的动能转化为热能^[19-20]。这些热能绝大部分被制动盘和闸片表面所吸收，并传递至整个制动盘。

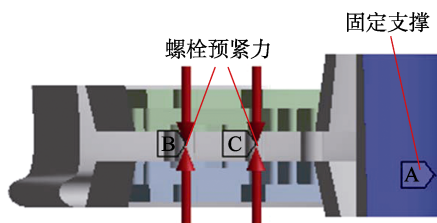


图2 螺栓预紧力及固定支撑示意图

Fig.2 Schematic diagram of bolt preload and fixing support

在制动过程中，整个制动盘承受的2类主要载荷：一是由于高速旋转所产生的强大离心力；二是由闸片与制动盘摩擦转化而来的热流载荷，它直接影响着制动部件的温度分布与热稳定性。

为了精确模拟制动过程中复杂的能量转换与热传导现象，采用了以下假设和条件来构建计算模型。首先，假设列车的动能在制动过程中被完全转化为热能。其次，在模拟闸片与制动盘之间的热传导时，将闸片对制动盘的热流输入简化为均匀地分布在制动盘的上下表面，这种均匀分布的假设使得模型更加易于处理。同时，将热流密度的输入过程简化为持续性作用，即热流是连续不断地从闸片传递到制动盘的，这进一步简化了模型，并提高了计算效率。

综上所述，为保证模型模拟真实的制动过程，采

用能量折算法计算制动盘面热流密度。在制动过程中，由摩擦生成的热量传递至制动盘与闸片等部位。因此，在进行制动盘温度计算时，还需考虑分配到制动盘的热量占比，即热量分配系数^[21]的计算。另外，在考虑制动盘面个数的基础上，每个摩擦面上的热量为：

$$Q(t) = \eta \frac{W}{n} \quad (3)$$

式中： W 为列车动能； n 为每根车轴上参加摩擦的面数； η 为热量分配系数，即制动盘吸收能量与总动能之比，见式(4)。

$$\eta = \frac{\sqrt{k_d \rho_d C_d S_d}}{\sqrt{k_d \rho_d C_d S_d} + \sqrt{k_p \rho_p C_p S_p}} \quad (4)$$

式中： k_i 、 ρ_i 、 C_i 分别表示材料的导热系数、密度以及比热容；下标 d 和 p 分别对应为制动盘和闸片的材料； S_p 为闸片的面积； S_d 为制动盘摩擦面面积。

根据能量折算法计算盘面热流密度为：

$$q(t) = \frac{dQ}{Adt} = -\eta \frac{Ma(v_0 + at)}{nA} \quad (5)$$

式中： A 为摩擦接触面积； M 为列车轴质量； v_0 为列车制动初速度； a 为制动减速度。

制动盘制动时，因为外侧线速度大，产生的热量高，所以对制动盘盘面进行分区来分别设置热流密度，盘面分区如图3所示。

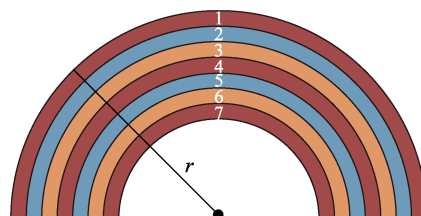


图3 制动盘盘面分区
Fig.3 Brake disc partition

因为制动时初速度和制动方式都相同，故相同分区的热流密度相同^[22]。根据式(5)可以计算得到热流密度随时间的变化曲线。不同分区下热流密度随时间变化曲线（考虑闸片不会与7区接触所以7区热流密度为0）如图4所示。

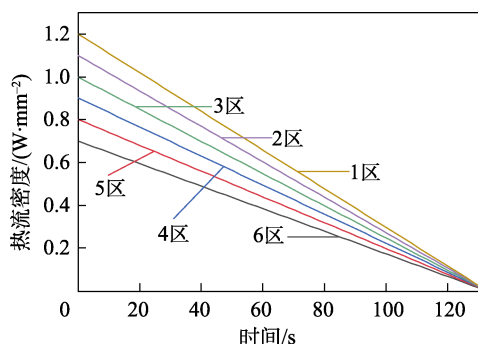


图4 不同分区下热流密度随时间变化曲线
Fig.4 Heat flow density versus time curves under different partitions

考虑到制动盘系统与外界之间热交换模拟, 对图 3 中的不同分区施加不同对流换热边界条件, 车轮与制动盘间采用线性分布对流换热系数^[23], 各部件初始温度与环境温度为 40 ℃。在制动盘高速旋转并持续制动的过程中, 其表面附近的空气会受到强制对流的作用, 形成独特的流动状态, 这种流动状态通常被认为是层流与湍流的混合。针对这种复杂的流动状态, 制动盘的对流换热系数需要进行细致的评估。该系数不仅反映了制动盘面与空气之间的热量交换速率, 还体现了制动盘散热性能的优劣。该状态下制动盘对流换热系数计算公式为^[24]:

$$h=0.037\left[\left(\frac{uL}{\nu}\right)^{\frac{4}{3}}-23\,500\right]Pr^{\frac{1}{3}}\frac{\lambda}{L}$$

(6)

式中: u 为制动盘边界层空气流速; L 为制动盘特征长度本文取制动盘直径; ν 为空气运动黏度系数, 取 $\nu=1.48\times10^{-5}\text{ m}^2/\text{s}$; Pr 为普朗特数, 本文取 0.73; λ 为导热系数。

制动盘对流换热系数的确定与流经其表面的空气速度密切相关。鉴于散热筋结构的复杂性, 理论上精确计算空气速度变得相当困难。因此, 在实际计算中, 为了简化处理, 通常假定流经散热筋处的空气流速近似等于列车的运行速度。对于制动盘面处的速度, 则主要通过制动盘平均摩擦半径位置上的平动速度与旋转速度的矢量合成来估算得到^[22]。这种估算方法虽然带有一定的近似性, 但在工程应用中, 已被证明是一种有效且实用的简化方法, 即:

$$u=\sqrt{v^2+v_r^2}$$

(7)

式中: v 为平动速度; v_r 为转动速度, 且假设 v 垂直于 v_r 。

综上所述, 制动盘热变形求解流程为: 制动盘面上的热流密度依据能量加载原则均匀施加, 内部热量通过金属热扩散传递。空气散热通过计算对流换热系数实现, 考虑车速影响, 并应用于制动盘面、背面及散热筋。随后, 结合固定载荷和螺栓预紧力, 计算制动盘的热变形量。

1.3 制动盘热变形分析

考虑到列车的制动工况对制动盘温度影响较大, 本文选取较为恶劣的 350 km/h 制动工况, 该制动工况下的必要参数见表 2。

在 Abaqus 中使用直接耦合方法实现列车连续制动, 来控制制动盘不同的热变形量, 其中每次制动都包括 2 个过程: 制动阶段、冷却阶段。在热变形仿真中, 模型需要输入热流密度与对流换热系数, 因为只有制动阶段才有热流密度的产生, 因此冷却阶段不需要热流密度输入, 但整个过程都有对流换热系数。这里假设连续制动时每次循环的换热系数都相同, 制动阶段的最高温度云图如图 5 所示。

表 2 高速列车紧急制动工况下的部分参数
Tab.2 Selected parameters of high-speed trains under emergency braking conditions

参数	数值
制动初速度 v_0	350 km/h
制动距离 s	6 500 m
加速度 a	0.73 m/s ²
重力加速度 g	9.8 m/s ²
制动时间 t	133 s
轴质量 M	17 t
总计算时间 T	1 300 s

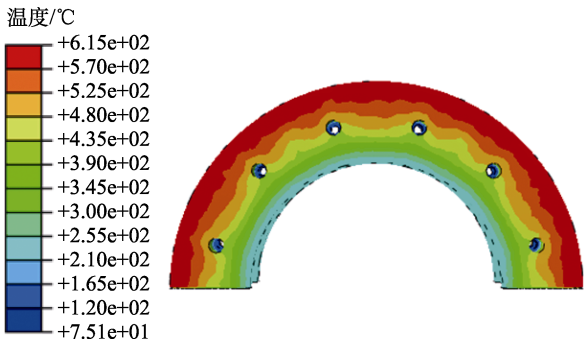


图 5 制动阶段最高温度云图
Fig.5 Maximum temperature cloud in braking phase

由表 2 可知, 制动阶段为 133 s。为了使每次制动后都充分冷却, 令整个制动时间 $T=1\,300\text{ s}$, 则易知冷却阶段为总计算时间减去制动阶段的时间。由图 6 可知, 循环制动时可以充分冷却并不影响下一次制动。

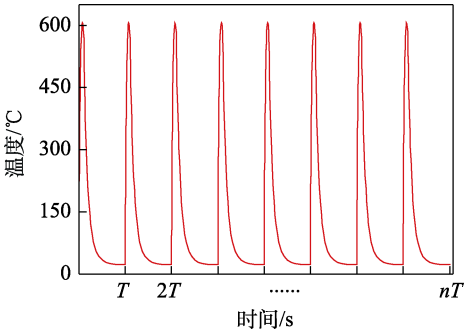


图 6 循环制动时温度随时间变化曲线
Fig.6 Temperature versus time curve during cyclic braking

1.4 整形计算数值模拟方法

高速列车制动后制动盘形变量增大会导致制动盘可靠度下降, 会导致制动性能下降、安全隐患增加和车辆维护成本增加等问题。本文拟解决此问题, 对制动盘热变形后的结果进行整形计算, 在之前循环制动下产生了 8 个具有代表性的工况, 不同工况对应了不同的变形量。整形原理如图 7 所示, 整形设备如图 8 所示。

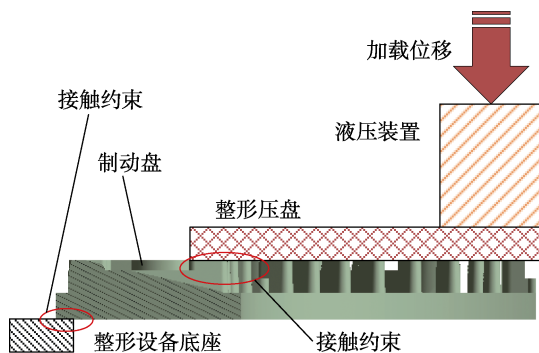


图7 制动盘整形原理

Fig.7 Principle of brake disc shaping



图8 整形设备

Fig.8 Shaping equipment

制动盘在制动后会发​​生翘曲变形，翘曲变形表示为制动盘外圈变形量较大，制动盘内圈变形量较小。因此，在整形过程中，制动盘外圈与设备底座接触，而制动盘内圈的散热筋部分与整形压盘所接触，散热筋部分承受液压装置产生由上向下的位移载荷，由此来达到将制动盘压平（整形）的效果。翘曲度的测量方法如图9所示。

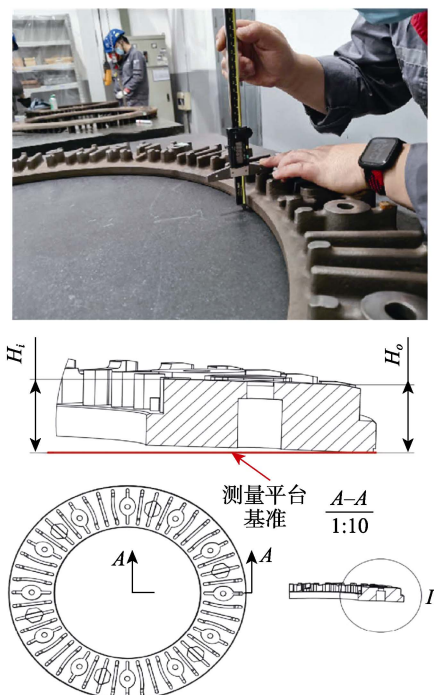


图9 翘曲度的测量方法

Fig.9 Measurement of warpage

整形前翘曲度 φ_1 计算公式为：

$$\varphi_1 = |H_i^1 - H_o^1| \quad (8)$$

式中： H_i^1 为整形前制动盘螺栓孔处的散热筋处内圈高度； H_o^1 为整形前制动盘螺栓孔处的散热筋处外圈高度。

在 Abaqus 中计算整形时，初始模型为制动盘热变形后的模型，所以矫正后的结果云图显示与热变形云图显示恰好相反，但依然可以利用螺栓孔处散热筋两端的位移，通过数学方法来判断翘曲度是否达到整形要求。整形后的翘曲度计算公式为：

$$\varphi_2 = \left| H_i^1 - H_i^2 \right| - \left| H_o^1 - H_o^2 \right| \quad (9)$$

式中： H_i^2 为整形后制动盘螺栓孔处的散热筋处内圈高度； H_o^2 为整形后制动盘螺栓孔处的散热筋处外圈高度。

2 结果及分析

2.1 热变形与结果分析

本文对制动盘热-弹塑性累积进行了计算，得到了以下结论。工况 1~8 的变形依次增大，最大变形量分别为 0.295、0.503、0.696、0.915、1.012、1.15、1.299、1.57 mm。1.57 mm 与在实际使用后的制动盘翘曲度实测结果 1.5 mm 接近。工况 1、3、6、8 下的计算结果如图 10 所示，由于变形量较小，图片展示时放大 40 倍。

从图 10 中可以清晰地观察到，在制动盘经历紧急制动的过程中，其热变形量随着制动次数的增加呈现出显著的上升趋势。随着制动循环的连续进行，制动盘不仅承受了来自制动系统的强大摩擦力，还经历了温度的急剧升高和随后的冷却过程。这种频繁的温升和冷却循环，使得制动盘材料在微观层面上经历了反复的塑性变形。这种塑性变形并不是一次性的，而是随着制动次数的累积而逐渐累积起来。

具体来说，每次制动时，制动盘摩擦面都会受到强烈的周向压缩应力，导致材料产生塑性应变。在制动结束后，随着制动盘的冷却，虽然部分应力会释放，但塑性应变却会永久性地保留下来。随着制动次数的不断增加，这种塑性应变会不断累积，最终导致制动盘的热变形量逐渐增加。这种塑性应变的累积，不仅影响了制动盘的热变形量，还会使螺栓载荷逐步增加，且后续运用过程中交变载荷变大，更直接影响制动盘的可靠性。另外，随着塑性应变的不断累积，制动盘的强度、硬度和韧性等力学性能都会逐渐降低。因此，当制动盘的服役时间越长，其可靠性也就越低。

在制动起始阶段，制动盘摩擦面首要面临的是显著的周向压缩应力，而径向与轴向应力相对较小。此阶段，摩擦面温度急剧升高，导致材料屈服强度显著降低，进而使压应力超过材料的屈服点，从而在摩擦

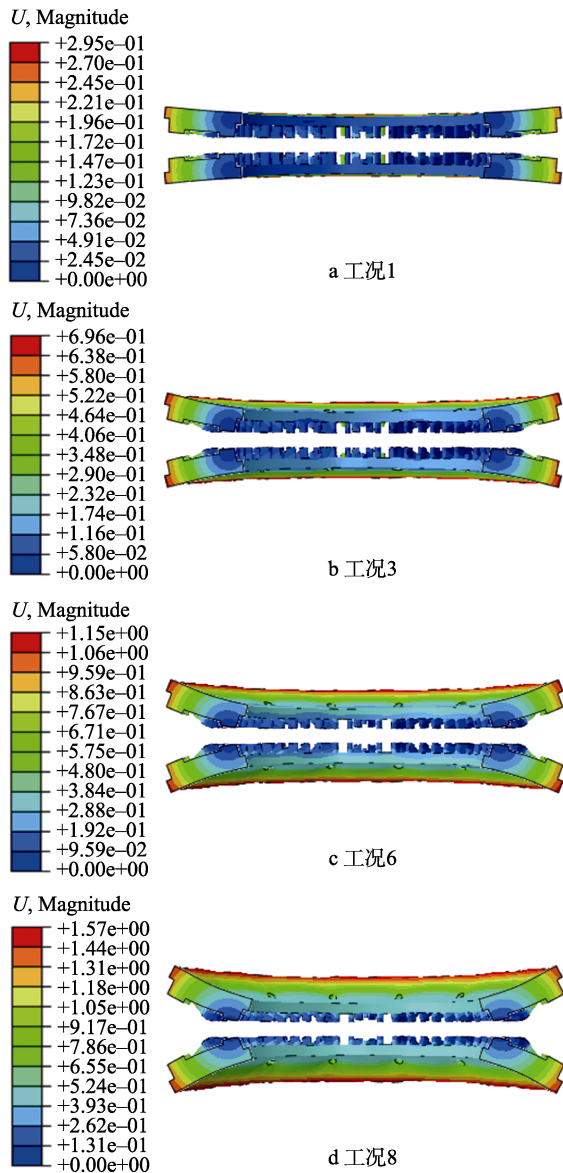


图 10 不同工况下的热变形计算结果

Fig.10 Calculation results of thermal deformation under different working conditions: a) condition 1; b) condition 3; c) condition 6; d) condition 8

面表层引发压缩塑性应变。随着制动过程的进行, 周向压缩应力逐渐减弱, 并在制动即将结束时转变为周向拉伸应力^[24-25]。制动盘的最高温度往往出现在制动后期。制动结束后, 随着制动盘的冷却, 周向拉伸应力逐渐减小并趋于稳定。当制动盘完全冷却至室温时, 摩擦面会残留一定的拉应力。这是由于制动过程中的温升和热应力共同作用, 导致表面形成压缩塑性应变。在制动结束后的冷却过程中, 由于结构约束, 摩擦面附近的塑性应变无法完全恢复, 从而在摩擦面表层形成残余拉应力, 而盘体内为了维持应力平衡则形成残余压应力。由于多次制动导致的这种应力分布现象重复发生, 导致制动盘内部形成了明显的不均匀的梯度型应力分布, 这种应力分布会以翘曲变形的形式释放。

2.2 整形仿真结果分析

从整形前后的结果文件中提取坐标 y 方向的位移结果, 将每一节点的坐标都代入公式 (10) 中得到整形后制动盘实际变形量 ΔU , 将 ΔU 的值映射到 Abaqus 中得到云图结果, 如图 11 所示。

$$\Delta U = \|U_2 - U_1\| - \|U_1 - U_0\| \quad (10)$$

式中: U_0 为制动盘原始 y 方向坐标; U_1 为制动盘热变形后制动盘 y 方向坐标; U_2 为制动盘整形后 y 方向坐标。

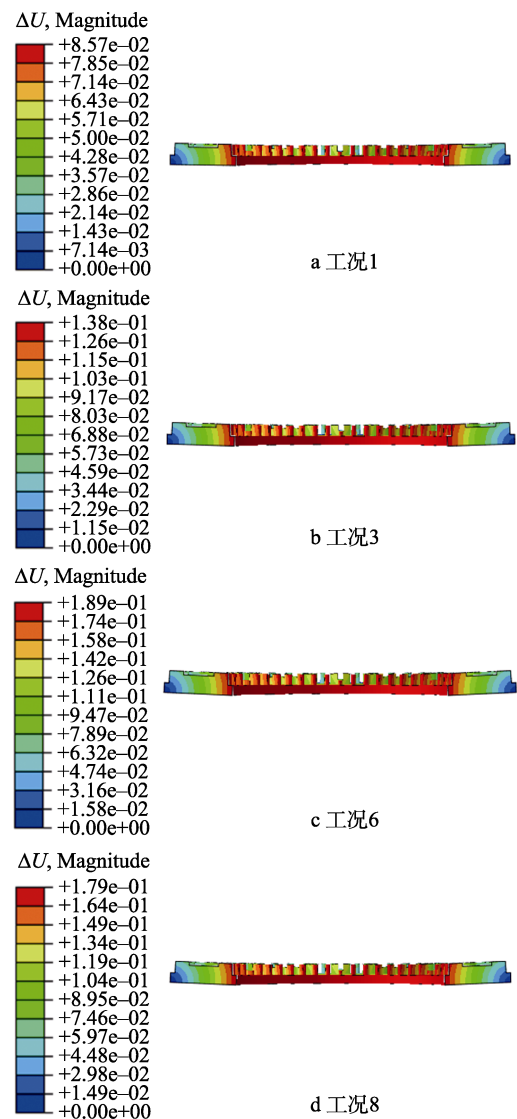


图 11 不同工况下整形后的变形结果

Fig.11 Deformation results after shaping under different working conditions: a) condition 1; b) condition 3; c) condition 6; d) condition 8

整形前后制动盘的翘曲度变化对比如图 12 所示。在整形前, 针对制动盘的 8 个不同工况进行了测试, 结果显示每个工况下的翘曲度均超过了 0.2 mm 的阈值。这一数据直观地反映了制动盘在未经整形前存在的显著翘曲问题。更为关键的是, 随着制动盘在制

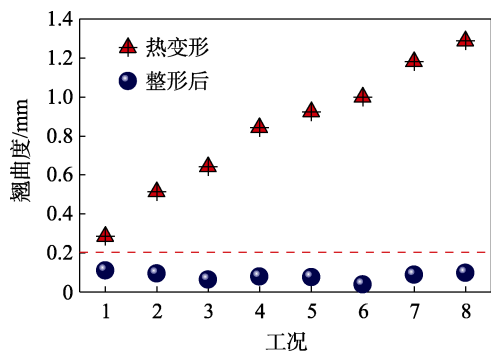


图 12 整形前后制动盘翘曲度对比

Fig.12 Brake disc warpage before and after shaping

动过程中最大热变形的增大,其翘曲度也呈现出不断增大的趋势。这进一步表明,制动盘在高温和频繁制动条件下,其结构稳定性和可靠性受到了严重影响。

然而,经过整形处理后,制动盘的翘曲度得到了显著改善。从图 12 中可以看到,整形后的制动盘在

8 个工况下的翘曲度均控制在 0.2 mm 以下,这一数据完全符合制动盘使用的合理范围。因此,经过整形处理的制动盘已经成功克服了原先的翘曲问题,其可靠度得到了显著提高。这不仅延长了制动盘的使用寿命,更为车辆的安全行驶提供了有力保障。这一成果再次证明了整形处理在制动盘修复和性能提升方面的重要作用。

如图 13 所示,在对制动盘进行整形的详细分析中,特别关注了工况 1、3、6、8 下的塑性应变结果。这些特定工况下的塑性应变数据提供了关于制动盘矫正后性能状态的重要信息。在最大 1.57 mm 的工况下,制动盘的塑性应变也被有效地控制在了一个非常低的水平,具体数值不超过 0.001。这一结果直接反映了制动盘在经历整形矫正后,其材料在受到外力作用时发生的永久变形程度较小,所以可以判断制动盘矫正后的可靠性较高。

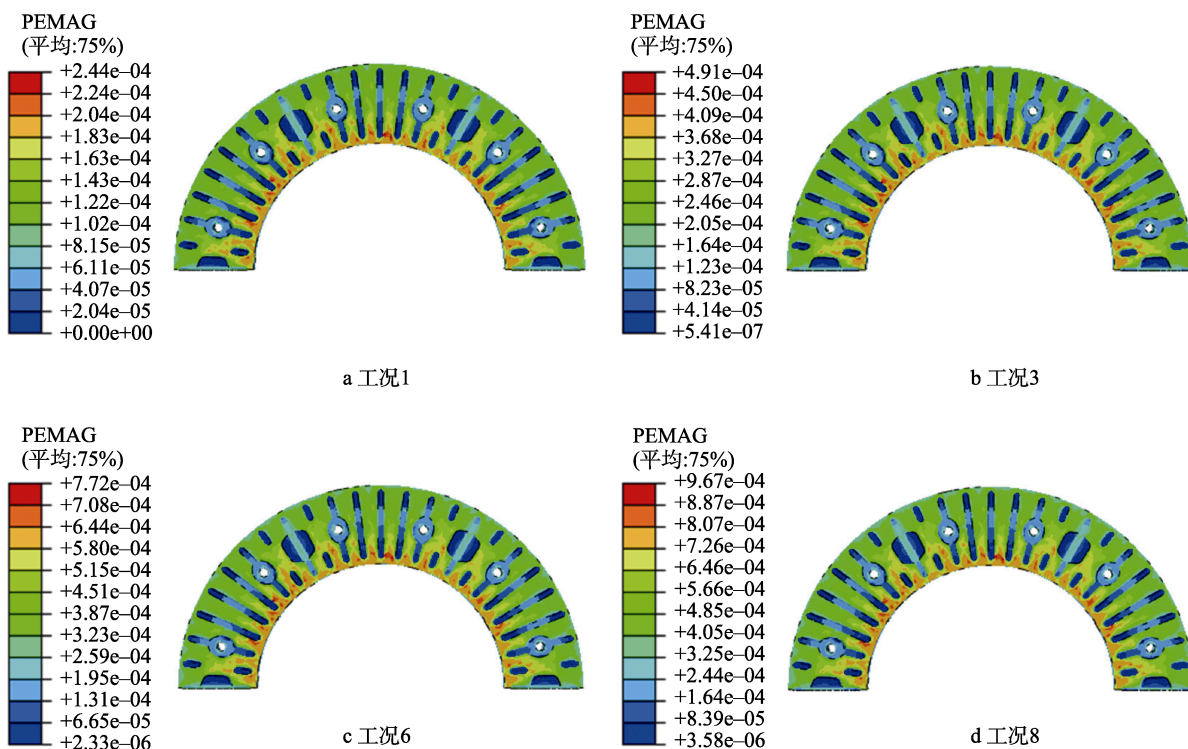


图 13 不同工况下整形后的塑性应变结果

Fig.13 Plastic strain results after shaping under different working conditions: a) condition 1; b) condition 3; c) condition 6; d) condition 8

在制动盘整形工艺的优化过程中,巧妙地简化了整形装置的设计,将复杂的液压系统与整形压盘功能集成为一个单一的、向下施加的矫正力。这一矫正力的强度与整形压盘与制动盘散热筋的接触面积精确匹配,不仅避免了因矫正力不均而导致的非必要应力集中,还确保了整形过程的精确性和高效性。这一创新的整形策略在不同工况下均展现出了适宜的矫正力大小,从而确保了制动盘整形后的性能,如图 14 所示。

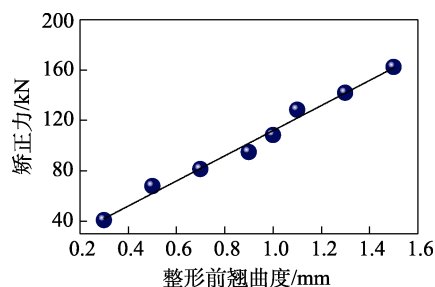


图 14 整形力与翘曲度的关系

Fig.14 Relationship between shaping force and warpage

3 结论

本文采用微元法思想计算摩擦表面的热流密度,并考虑多次制动工况建立制动盘有限元仿真模型,计算不同制动工况下制动盘的翘曲变形量,并通过建立制动盘整形设备有限元模型,分析制动盘翘曲变形量与整形设备整形力间的关系,得出以下结论:

1) 通过对制动盘热-弹塑性累积进行计算,发现在制动盘紧急制动的过程中,其热变形量随着制动次数的增加呈现出显著的上升趋势。

2) 通过对已有热-弹塑性累积变形的制动盘进行整形仿真计算,整形后的制动盘翘曲度值均低于0.2 mm,塑性应变不高于0.001。

3) 通过建立的矫正力与翘曲度之间的关联曲线,能够为制动盘的整形修复提供有力的理论支持。这一研究结果不仅证明了整形处理在制动盘修复和性能优化中的关键作用,证明该方法可以有效延长了制动盘的使用寿命,为车辆的安全运行提供了更为坚实的保障。

参考文献:

- [1] 卢耀辉,史潇博,唐波,等. 列车制动盘散热特性分析及拓扑优化[J]. 大连交通大学学报, 2024, 45(1): 62-66.
LU Y H, SHI X B, TANG B, et al. Heat Dissipation Characteristic Analysis and Topology Optimization Design of Train Brake Disc[J]. Journal of Dalian Jiaotong University, 2024, 45(1): 62-66.
- [2] 夏德茂,奚鹰,周亚红. 热载荷确定方法对制动盘温度场影响的研究[J]. 中国工程机械学报, 2015, 13(5): 388-393.
XIA D M, XI Y, ZHOU Y H. Impact of Thermal Loading Determination on Brake Disc Temperature Field[J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2015, 13(5): 388-393.
- [3] 夏德茂,奚鹰,朱文翔,等. 摩擦片材料和结构对制动器热弹性失稳影响[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2016, 44(1): 119-127.
XIA D M, XI Y, ZHU W X, et al. Effect of Material Properties and Structure of Frictional Pad on Thermo-elastic Instability of Disc Brake[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2016, 44(1): 119-127.
- [4] 张庆贺,卢纯,吴元科,等. 基于接触压力分布和非均匀热流密度的列车制动盘热机耦合分析[J]. 机械工程学报, 2023, 59(3): 165-175.
ZHANG Q H, LU C, WU Y K, et al. Thermo-Mechanical Analysis of Railway Brake Disc with the Consideration of Contact Pressure Distribution and Non-Uniform Heat Flux Density[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(3): 165-175.
- [5] 陈孝婷,卢纯,莫继良,等. 考虑摩擦升温的铁路列车制动摩擦块高温磨损机制演变[J]. 中国表面工程, 2023, 36(3): 142-151.
CHEN X T, LU C, MO J L, et al. Evolution of High-Temperature Wear Mechanism of Railway Train Brake Friction Block Considering Frictional Heat[J]. China Surface Engineering, 2023, 36(3): 142-151.
- [6] 王东伟,吴霄,项载毓,等. 高速列车盘形制动系统热机耦合特性分析[J]. 西南交通大学学报, 2021, 56(2): 428-436.
WANG D W, WU X, XIANG Z Y, et al. Investigation on Thermo-Mechanical Coupling Characteristics of Disc Brake System of High-Speed Train[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2021, 56(2): 428-436.
- [7] 顾华锋,王阳,张琦,等. 重型汽车盘式制动器制动噪声试验及有限元分析[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2017, 31(4): 27-33.
GU H F, WANG Y, ZHANG Q, et al. Experimental and Finite Element Analysis of Heavy-Duty Automobile Disc Brake Noise[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2017, 31(4): 27-33.
- [8] BELHOCINE A, OMAR W Z W. CFD Analysis of the Brake Disc and the Wheel House through Air Flow: Predictions of Surface Heat Transfer Coefficients (STHC) during Braking Operation[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2018, 32(1): 481-490.
- [9] SAGA S I, TOYOSAKI Y. Measurement and Evaluation Method of Dynamic Deformation of Brake Disc[J]. Quarterly Report of RTRI, 2018, 59(4): 255-261.
- [10] 李志强,郑轶男,张晓康,等. 制动工况对高速列车制动盘残余应力及翘曲变形影响研究[J/OL]. 西南交通大学学报, 2024: 1-8. (2024-04-17). <https://kns.cnki.net/kcms/detail/51.1277.U.20240416.1344.012.html>.
LI Z Q, ZHENG Y N, ZHANG X K, et al. Study on the Influence of Braking Conditions on Residual Stress and Warping Deformation of Brake Disc of High-Speed Train[J/OL]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2024: 1-8. (2024-04-17). <https://kns.cnki.net/kcms/detail/51.1277.U.20240416.1344.012.html>.
- [11] 罗明生. 热接触模型在制动盘热机耦合仿真计算中的适用性分析研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2020.
LUO M S. Applicability Analysis and Research of Thermal Contact Model in Thermal-Mechanical Coupling Simulation Calculation of Brake Disc[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2020.
- [12] 吕雪梅,王曦,罗明生. 考虑接触热阻的高速列车制动盘热机耦合行为分析[J]. 机械工程学报, 2021, 57(22): 296-304.
LYU X M, WANG X, LUO M S. Analysis of Thermal-Mechanical Coupling Behavior of Brake Disc of High Speed Trains Considering Thermal Contact Resistance[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(22): 296-304.
- [13] 罗勇牙. 工程铠装电力电缆剥线机的研制[D]. 北京: 华北电力大学, 2020.
LUO Y Y. Development of Stripping Machine for Engineering Armored Power Cable[D]. Beijing: North China

- Electric Power University, 2020.
- [14] 崔伟清, 罗勇牙, 邢迪雄. 手持式铠装电缆剥线器侧板的拓扑优化设计[J]. 现代制造技术与装备, 2019, 55(9): 31-32.
- CUI W Q, LUO Y Y, XING D X. Topology Optimization Design of Side Panel of Hand-Held Armored Cable Stripper[J]. Modern Manufacturing Technology and Equipment, 2019, 55(9): 31-32.
- [15] 崔伟清, 罗勇牙. 便携式工程铠装电力电缆剥线机的应用研制[J]. 机械管理开发, 2019, 34(4): 8-9.
- CUI W Q, LUO Y Y. Application and Development of Portable Engineering Armored Power Cable Stripping Machine[J]. Mechanical Management and Development, 2019, 34(4): 8-9.
- [16] 孙泽远. 分体式轮装制动盘结构设计及成型工艺研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2020.
- SUN Z Y. Structural Design and Molding Technology Research of Split Wheel-Mounted Brake Disc[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2020.
- [17] 王道鹏. 160 km/h 市域车 SiCp/A356 制动盘结构工艺仿真与试验研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2022.
- WANG D P. Process Simulation and Experimental Study on SiCp/A356 Brake Disc Structure of 160 km/h City Car[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2022.
- [18] 王向东. 面向增材制造的动车组制动盘结构优化设计[D]. 兰州: 兰州交通大学, 2023.
- WANG X D. Structural Optimization Design of EMU Brake Disc for Additive Manufacturing[D]. Lanzhou: Lanzhou Jiatong University, 2023.
- [19] 赵崇, 王成龙, 王睿楠, 等. 基于 ABAQUS 的通风式制动盘连续制动的热性能仿真研究[J]. 传动技术, 2021, 35(3): 3-7.
- ZHAO C, WANG C L, WANG R N, et al. Research on Thermal Performance Simulation of Ventilated Brake Disc Based on ABAQUS[J]. Drive System Technique, 2021, 35(3): 3-7.
- [20] 赵静海, 李国鹏, 王德宸. 制动盘热仿真分析方法研究[J]. 汽车零部件, 2015(8): 77-79.
- ZHAO J H, LI G P, WANG D C. Study of Brake Disc Thermal Simulation Method[J]. Automobile Parts, 2015(8): 77-79.
- [21] 史潇博. 列车制动盘温度场数值模拟及散热性能的优化设计[D]. 成都: 西南交通大学, 2023.
- SHI X B. Numerical Simulation of Temperature Field of Train Brake Disc and Optimal Design of Heat Dissipation Performance[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2023.
- [22] 初明泽. 高寒环境下动车组制动盘温度场和热应力场分析[D]. 大连: 大连交通大学, 2019.
- CHU M Z. Analysis of Temperature Field and Thermal Stress Field of EMU Brake Disc in Cold Environment[D]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2019.
- [23] 吕雪梅. 碳纤维复合陶瓷制动盘结构完整性仿真研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2021.
- LYU X M. Simulation Study on Structural Integrity of Carbon Fiber Composite Ceramic Brake Disc[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2021.
- [24] 初明泽, 宿崇, 米小珍. 基于微元法的高速制动盘瞬态温度场仿真分析[J]. 制造业自动化, 2020, 42(3): 79-84.
- CHU M Z, SU C, MI X Z. Transient Temperature Field Simulation Analysis of High Speed Brake Disc Based on Infinitesimal Element Method[J]. Manufacturing Automation, 2020, 42(3): 79-84.
- [25] 张新芳. 160 km/h 货车制动盘热—应力及强度分析[D]. 成都: 西南交通大学, 2012.
- ZHANG X F. Thermal-Stress and Strength Analysis of 160 km/h Freight Car Brake Disc[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2012.