

地铁车辆制动摩擦副温度场动态演变规律

袁泽旺

(广州铁路职业技术学院 机车车辆学院, 广东 广州 511300)

摘要: 传统的平均热流温度仿真模型未考虑闸片接触制动盘的热累积效应, 无法真实再现摩擦副温度场的分布状态和演变过程。针对这一问题, 本文构建了反映闸片和制动盘动态接触过程的热机耦合模型, 借助全尺寸制动台架试验验证了模型有效性, 并开展了典型工况下的温度场仿真计算, 结果表明: 制动盘和闸片旋出端温度高于旋入端, 温度场在径向上呈带状分布, 最高温度带出现在靠外圆周附近; 制动盘温度时程曲线具有波动性, 距离表面越近波动幅值越大, 波动周期随时间增加而变长; 闸片仅表面温度存在波动且程度低于制动盘; 同厚度位置处的制动盘温度高于闸片。本文通过揭示制动盘与闸片温度场的时间波动规律及空间非均匀分布特征的形成机理, 可为精准评估制动热容量、快速判定热损伤位置提供理论依据与技术支持。

关键词: 地铁车辆; 制动摩擦副; 热机耦合; 移动热源; 温度场; 台架试验

中图分类号: U270.35

文献标识码: A

Dynamic Evolution of Temperature Field for Brake Pair on Metro Vehicles

YUAN Zewang

(School of Locomotive and Vehicle, Guangzhou Railway Polytechnic, Guangzhou 511300, Guangdong, China)

Abstract: The traditional simulation model for temperature using average heat source does not take the thermal accumulation effect of brake pad contacting disc into account, and thus cannot truly reproduce the distribution state and evolution process of the temperature field of brake pair. To address this issue, a thermomechanical coupling model reflecting the dynamic contact process between brake pad and disc was constructed. The model was verified through full-scale brake rig tests, and temperature field simulations were carried out under typical working conditions. The results show that the temperature at the outer end of the brake disc and pad is higher than that at the inner end, and the temperature field is distributed in a band-like pattern in the radial direction, with the highest temperature band located near the outer circumference. The temperature time history curves of the brake disc are fluctuating, and the amplitude of fluctuation increases with increasing distance from the surface, with the fluctuation period increasing over time. The temperature of the brake pad only fluctuates on the surface and to a lesser extent than that of the brake disc. At the same thickness position, the temperature of the brake disc is higher than that of the brake pad. By revealing the formation mechanism of the temporal fluctuation characteristics and spatial non-uniform distribution characteristics of the brake disc and pad temperature field, it provides a technical approach for accurately assessing thermal capacity and efficiently identifying locations of thermal damage.

Key words: metro vehicles; brake pairs; thermomechanical; moving heat source; temperature field; rig test

收稿日期: 2025-08-10

作者简介: 袁泽旺, 讲师, 博士, 研究方向为列车制动与安全技术

基金项目: 广东省教育厅青年人才创新项目“铝基复合制动盘表面磨损沟槽演变过程数值模拟”(编号: 2024KQNCX211); 广州铁路职业技术学院新引进人才科研启动项目“轨道车辆制动摩擦副测温方法研究”(编号: GTXYR2315)

1 引言

随着城市边缘的不断延伸,新建地铁的运营速度越来越快,盘形制动因其具有制动热容量大、散热性能强、抗冲击性能好等特点,在地铁列车上的应用越来越普遍^[1]。制动摩擦副作为地铁列车制动系统的关键执行部件,是保障列车安全、可靠、平稳停车的最后一道防线。在运用过程中,摩擦副需要处于一个安全的温度范围。针对不同摩擦副材料,UIC CODE 541-3 对其安全使用的温度范围给出了明确的规定^[2]。一旦超过最大许用温度,摩擦副的性能将会急剧降低^[3],结构被破坏的可能性也会增大,出现诸如热裂纹^[4-5]、热斑^[6-7]和热磨损^[8-9]等失效现象。此外,制动温升也会改变接触面摩擦系数,从而极大地影响制动性能^[10]。制动时,列车运行的动能会转化为热能,并分配到制动盘和闸片上。制动停车阶段,列车行驶速度实时变化,致使作用于摩擦副的热载荷动态波动;同时,制动盘与闸片的不规则结构会显著影响摩擦热的传递过程,进一步加剧摩擦副温度场的非均匀分布。因此,探究制动摩擦副温度场的动态演变规律,精准掌握制动全过程的温升特性,对稳定制动系统工作性能、提升地铁列车运营安全水平具有重要工程意义。

随着有限元技术的发展,借助数值手段可以轻松实现摩擦副三维温度场动态仿真^[11-13]。温度场计算的准确性与热流模型关系密切,主流的热流模型包括平均热流模型、改进的平均热流模型、混合高斯热流模型和热机耦合模型。平均热流模型计算的是摩擦副的平均温度,计算温度曲线既无法反映温度的真实波动状态,也无法再现温度场的非均匀分布状态。改进的平均热流模型^[13]和混合高斯热流模型^[14]虽然在一定程度上能反映温度的动态波动,但是温度场依然是均匀分布的。热机耦合模型能够复现制动盘与闸片的动态接触过程,可真实地反映出制动过程中摩擦副温度场的动态变化过程。基于热机耦合模型,国内外学者开展了摩擦块排布方式对温度场和应力场的影响研究^[15]、闸片热磨损行为演变规律研究^[16]、不同制动工况下的温度场分布研究^[17]等应用研究,研究结果为制动盘和闸片的设计改进、安全评估和寿命预测等工作提供了帮助。然而,当前的研究主要集中在对热机耦合模型的应用,对于摩擦副温度场的时空分布特征及其形成

机理还缺乏深入的探讨。本文通过建立制动盘与闸片直接接触的热-机耦合模型,开展典型制动工况下的有限元数值计算,探究摩擦副温度场的动态演变过程,以期为准评估制动热容量、高效判断热损伤部位提供技术支撑。

2 数值建模

2.1 数学模型

2.1.1 热流密度模型

本文的研究对象为地铁列车制动盘和闸片,其中,制动盘为肋板式通风制动盘,闸片为UIC标准型合成闸片。根据制动实质,摩擦制动将列车运行动能转化为摩擦热能,摩擦副中总的热流密度 q_{total} 表示为式(1):

$$q_{\text{total}} = \frac{\eta}{nS} \frac{d\left[\frac{1}{2}m(v_0^2 - v_t^2)\right]}{dt} \quad (1)$$

式中, η 为动能转化为摩擦热能的效率, n 为每轴制动盘摩擦面的数量, S 为闸片扫掠面积, t 为制动时间, v_0 为制动初始速度, v_t 为瞬时速度。瞬时速度表达式见式(2):

$$v_t = v_0 - at \quad (2)$$

式中, a 为制动减速度。

输入制动盘的热流 q_d 与总热流的关系见式(3):

$$q_d = \gamma q_{\text{total}} \quad (3)$$

式中, γ 为制动盘与闸片之间的热流分配系数,其表达式见式(4)^[15]:

$$\gamma = \frac{\sqrt{\rho_d c_d \lambda_d}}{\sqrt{\rho_d c_d \lambda_d} + \sqrt{\rho_p c_p \lambda_p}} \quad (4)$$

式中, ρ_d 、 c_d 、 λ_d 和 ρ_p 、 c_p 、 λ_p 分别为制动盘和闸片的密度、比热容和导热系数。

2.1.2 热传导方程

在笛卡尔坐标系下,可以写出制动盘的瞬态温度分布 $T(x, y, z, t)$ 热传导方程,如下:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{\rho_d c_d}{\lambda_d} \frac{\partial T}{\partial t}, \quad -\frac{d_0}{2} \leq x, y \leq \frac{d_0}{2}, \quad 0 \leq z \leq \delta, t \geq 0 \quad (5)$$

非静态问题的边界条件和初始条件建立如下:

(1) 制动盘摩擦面的边界条件见式(6):

$$\lambda_d \frac{\partial T}{\partial z} = q - h_{\text{rub}}(T - T_a) - \varepsilon \sigma (T^4 - T_a^4), \quad -\frac{d_0}{2} \leq x, y \leq \frac{d_0}{2}, z = \delta, t \geq 0 \quad (6)$$

(2) 制动盘圆周面的边界条件见式(7):

$$\lambda_d \left(\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} \right) = h_{rim} (T - T_a) - \varepsilon \sigma (T^4 - T_a^4),$$

$$-\frac{d_0}{2} \leq x, y \leq \frac{d_0}{2}, \delta - \delta_0 \leq z \leq \delta, t \geq 0 \quad (7)$$

(3) 制动盘通风道表面的边界条件见式(8)和式(9):

$$\lambda_d \left(\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} \right) = h_{vane} (T - T_a) - \varepsilon \sigma (T^4 - T_a^4),$$

$$-\frac{d_0}{2} \leq x, y \leq \frac{d_0}{2}, 0 \leq z \leq \delta - \delta_0, t \geq 0 \quad (8)$$

$$\lambda_d \frac{\partial T}{\partial z} = h_{vane} (T - T_a) + \varepsilon \sigma (T^4 - T_a^4), -\frac{d_0}{2}$$

$$\leq x, y \leq \frac{d_0}{2}, z = \delta - \delta_0, t \geq 0 \quad (9)$$

$$\frac{\partial T}{\partial z} = 0, -\frac{d_0}{2} \leq x, y \leq \frac{d_0}{2}, z = 0, t \geq 0 \quad (10)$$

在初始时刻, 温度分布初始条件见式(11):

$$T(x, y, z, t) = T_0, -\frac{d_0}{2} \leq x, y \leq \frac{d_0}{2}, 0 \leq z$$

$$\leq \delta, t = 0 \quad (11)$$

式中, T 代表瞬态温度分布 $T(x, y, z, t)$; K ; δ 是制动盘总厚度, m; δ_0 是单侧制动盘体的厚度, m; d_0 是制动盘外径, h_{rub} 、 h_{rim} 和 h_{vane} 分别是制动盘摩擦面、圆周面和通风道的对流散热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; ε 为发射率, 取 $0.55^{[18]}$; σ 是斯特藩 - 玻尔兹曼 (Stefan-Boltzmann) 常数, $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$; T_a 是环境温度, K。

2.1.3 散热系数模型

根据传热理论^[18-19], 可得到制动盘摩擦面、圆周面和通风道热对流散热系数的经验表达式, 见式(12)~(14)。由于闸片处于自然对流状态, 其热对流散热系数设为 $5 W/(m^2 \cdot K)$ 。

(1) 对于制动盘摩擦面, 其对流散热系数表达式见式(12):

$$h_{rub} = 0.037(Re^{0.8} - 23500)Pr^{0.33}\lambda_a/d_0 \quad (12)$$

(2) 对于制动盘圆周面, 其对流散热系数表达式见式(13):

$$h_{rim} = C\lambda_a Re^n Pr^m/d_0 \quad (13)$$

(3) 对于制动盘通风道, 其对流散热系数表达式见式(14):

$$h_{vane} = \begin{cases} 0.046 \left[1 + \left(\frac{d_h}{l} \right)^{0.67} \right] Re^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\lambda_a}{d_h} \right), & Re > 10^4 \\ 3.72 \left(\frac{Re}{Pr} \right)^{0.33} \left(\frac{d_h}{l} \right)^{0.33} \frac{\lambda_a}{d_h}, & Re \leq 10^4 \end{cases} \quad (14)$$

式中, Pr 为普朗特数, λ_a 为空气的导热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; Re 为雷诺数, d_h 为水力直径, m, 其表达式见式(15); l 为通却风道的长度, m; 系数 C 、 n 和 m 可通过 Re 的数值获得。 Re 的表达式为 $Re = \rho_a v d_0 / \mu_a$, 其中 ρ_a 为空气的密度, kg/m^3 ; v 为地铁列车的速度, m/s; μ_a 为空气黏度, $kg/(m \cdot s)$ 。

$$d_h = \frac{2Bd_1 \left(\frac{\theta d_0}{2\pi} - S_p \right)}{d_0 \left(B + \frac{\theta d_0}{2\pi} - S_p \right)} \quad (15)$$

式中, B 为通风道的宽度, m; d_1 是制动盘的内径, m; S_p 闸片摩擦面的面积, m^2 ; θ 为闸片包角, rad。

2.2 有限元模型

2.2.1 网格模型

网格模型包含制动盘与闸片两部分, 用于模拟制动过程中闸片贴靠并压紧制动盘的工况。在保证模型可靠性与计算准确性的前提下, 为降低计算工作量, 对称结构仅保留一半, 即仅建立单侧制动盘与单块闸片的网格模型。同时, 去除了几乎不影响计算结果准确性的螺栓孔和散热筋倒角等结构。网格单元类型采用 hex8, 网格模型包含 7374 个单元和 10916 个节点 (图1)。

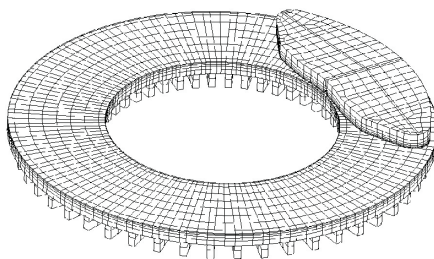


图1 制动盘和闸片有限元网格模型

2.2.2 材料参数

制动盘和闸片分别为铝基复合材料和有机材料。用于仿真的摩擦副材料性能见表1。根据表中数据, 结合式(4)计算可得热分配系数为 0.91。

表1 制动盘和闸片材料性能参数^[15]

性能	制动盘	闸片
密度/ (kg/m^3)	2820	2180
比热容/ $(J/kg \cdot ^\circ C)$	900	1090
导热系数/ $[W/(m \cdot ^\circ C)]$	152.5	1.67

2.2.3 仿真参数

针对地铁列车典型制动工况开展仿真计算, 相关计算参数见表2。计算工况分别为: 初速度

40 km/h、60 km/h、80 km/h 和 100 km/h，制动减速度为 1.2 m/s^2 ，轴重为 14 000 kg。

表 2 计算工况参数

项目	数值
轴重 m/kg	14 000
减速度 $a/(\text{m/s}^2)$	1.2
初速度 $v_0/(\text{km/h})$	40、60、80、100
车轮半径 R_w/m	0.42
动能转化为摩擦热的效率 η	0.9
每轴制动盘摩擦面数量 $n/\text{个}$	4
制动盘外径 d_0/m	0.64
制动盘内径 d_1/m	0.35
制动盘厚度 $2\delta/\text{m}$	0.135
单侧制动盘厚度 δ_0/m	0.025
通风道长度 l/m	0.128
通风道宽度 B/m	0.02
闸片扫掠面积 S/m^2	0.19
闸片包角 θ/rad	1.48
闸片摩擦面 S_p/m^2	0.036
初始温度 $T_0/^\circ\text{C}$	50
环境温度 $T_a/^\circ\text{C}$	28

2. 2. 4 模型验证

为验证热机耦合仿真模型的有效性，借助全尺寸制动试验台架开展制动验证试验，试验台架结构原理图如图 2 所示。在全尺寸试验台架上的制动盘与交流电机、齿轮箱、可变飞轮系统串联在同一根轴上，同时在轴上安装有测量制动力矩的扭矩传感器和测量速度的转速传感器。交流电机负责将试验台加速到试验所需的速度；可变飞轮系统用于模拟列车的载荷，再通过气压制动夹钳的动作来实现闸片压紧制动盘进而实现制动减速。试验所用的闸片与制动盘与仿真计算所用完全一致，其现场实物如图 3 所示。在制动盘上距离摩擦表面 1 mm 处安装有热电偶，用于采集制动过程中的温升。

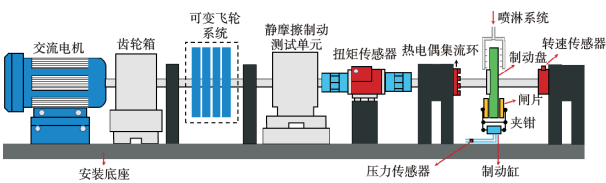


图 2 制动试验台架原理图

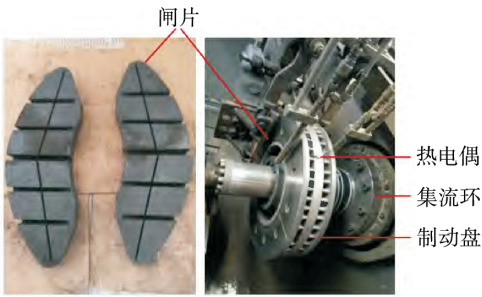
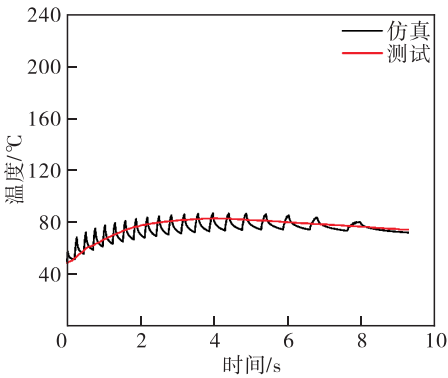
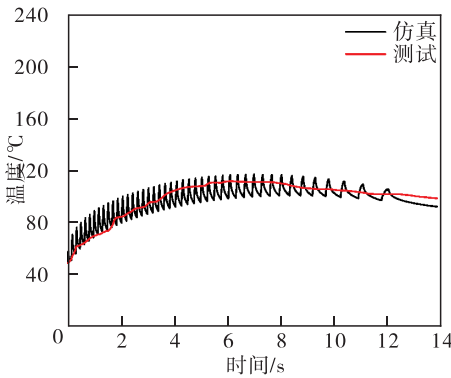


图 3 试验用的闸片与制动盘

各制动速度工况下仿真温度与测试温度的对比结果如图 4 所示。制动初速度越快，制动峰值温度也越高，同时仿真温度的波动幅度越大。各速度工况下测试温度曲线较为平滑，而仿真温度曲线均呈明显的周期波动性，但无论在何种速度工况下，测试温度曲线基本上都处于仿真温度曲线范围内。由于仿真模型再现了闸片与制动盘摩擦的动态接触过程，因此仿真温度曲线呈现出明显的波动性。与仿真温度曲线不同，测试温度曲线则更为平滑。其原因在于，热电偶采集的是距制动盘表面 1 mm 处的温度，表面温度经厚度方向的热传导后，波动程度已被大幅削弱，因此未表现出明显的波动性。通过观察可知，仿真温度曲线的波动中心线与测试温度曲线吻合度较高，各速度工况下最高仿真温度与最高测试温度的误差在 0.84% ~ 4.50% 之间，由此可以确定所建立的热机耦合模型是准确有效的。



(a) v_0 为 40 km/h



(b) v_0 为 60 km/h

图 4 各制动速度下仿真温度与测试温度对比

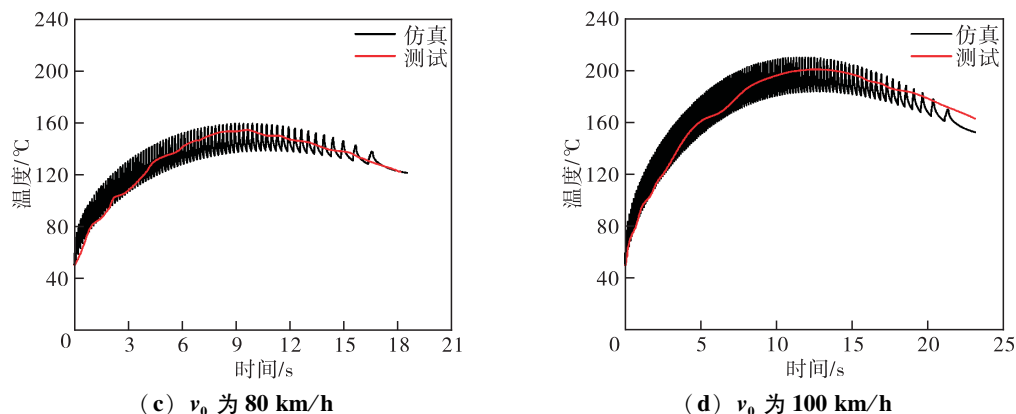


图 4 各制动速度下仿真温度与测试温度对比 (续)

3 仿真结果

3.1 时间分布特征

闸片与制动盘的接触特征导致热量输入具有周期性,从而引起表面温度出现波动。然而,热量从表面传导至内部的过程中会发生衰减,温度波动性也随之减弱。

为探究温度在制动盘厚度方向上的演变规律,本研究从制动盘表面沿厚度方向依次选取了网格模型上的 4 个节点,分别位于表面以及距离表面 1.5 mm、4 mm 和 7 mm 处,这些节点位置涵盖了表面温度、测试点附近温度、磨损到限点温度。在仿真工况初速度为 40 km/h 下紧急制动,4 个节点处的温度随时间的分布曲线如图 5 所示。由图可知,随时间变化温度曲线呈现出波动性,且距离表面越近,波动的幅值越大。在初速度为 40 km/h 的计算工况中,表面温度波动的幅值高达 15.96 °C。盘体在吸收经表面传导而来的热量并升温,同时也充当了热量蓄能器,在一定程度上削弱了热量的波动,使盘体内部温度曲线的波动幅值低于表面。随着时间推移,制动过程中列车的速度以及闸片与制动盘的接触频率在不断降低,温度曲线的波动周期不断变长,越接近制动结束时刻,温度曲线波动的周期越长。

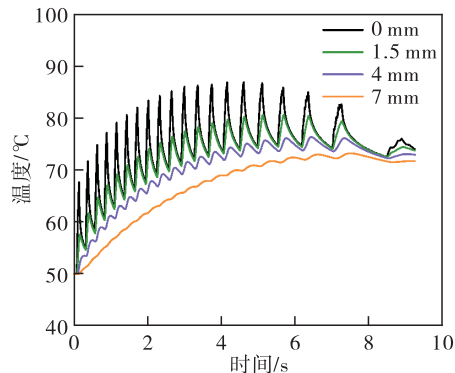


图 5 制动盘温度随时间的分布曲线

为探究温度在闸片厚度方向上的演变规律,从闸片表面沿厚度方向依次选取了网格模型上的 4 个节点,分别位于表面以及距离表面 1 mm、2.5 mm 和 5 mm 处。由于闸片的导热性能远不及制动盘,热量在厚度方向上的传导能力有限。为准确掌握闸片温度在厚度方向上的演变过程,闸片的有限元网格模型在厚度方向上要比制动盘密集。仿真工况初速度为 40 km/h 下紧急制动,闸片厚度方向上 4 个节点的温度曲线随时间的变化如图 6 所示,由图可知,闸片表面温度曲线存在一定程度的波动,但闸片内部其他位置的节点温度曲线则非常光滑,几乎不存在波动现象。在制动过程中,闸片与制动盘始终保持摩擦接触状态,这意味着闸片表面持续存在热载荷的输入。然而,与闸片接触的制动盘表面位置及其温度是时刻变化的,从而导致闸片表面温度呈现出波动现象。与制动盘类似,热量从闸片表面传导至内部的过程中,温度的轻微波动会被闸片材料吸收,故闸片内部的温度曲线几乎都是光滑的。通过与制动盘温度进行对比可知,同厚度位置处的制动盘温度要高于闸片温度,这与合成闸片导热系数较低有关;导热系数过低会使热量聚集在表面,难以传导至内部。

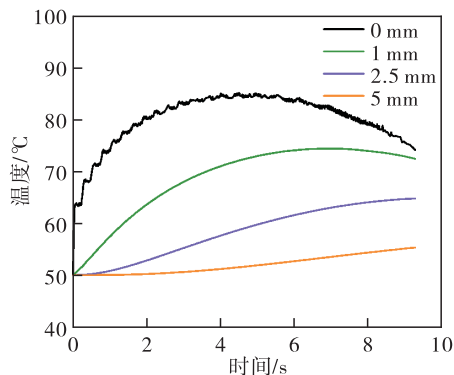


图 6 闸片厚度方向上的温度分布曲线

3.2 空间分布特征

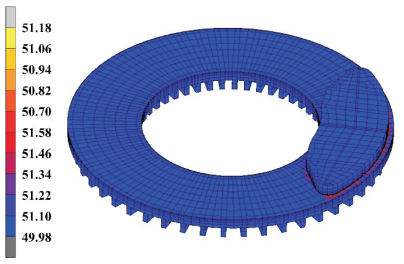
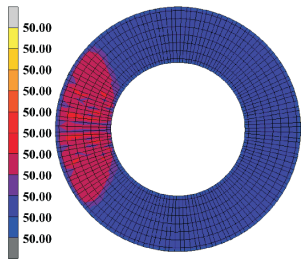
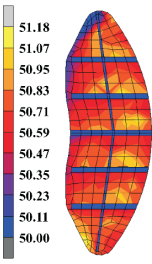
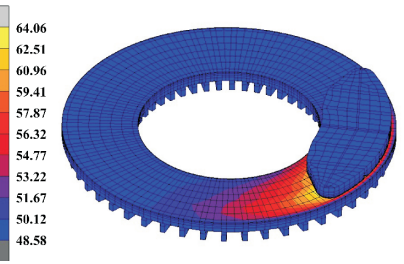
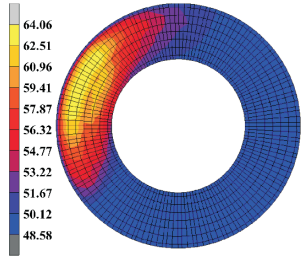
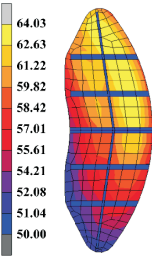
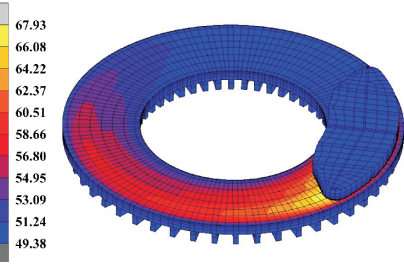
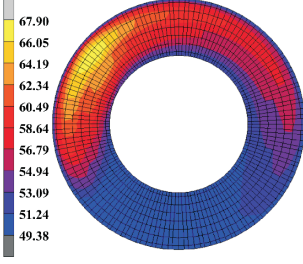
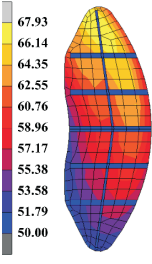
制动过程中，与闸片相接触的制动盘区域是时刻变化的，这意味着输入到制动盘上的热载荷是一种移动热载荷，热载荷移动的速度以及幅值大小均与制动盘转速有关。为探究移动热载荷作用下制动盘与闸片的温度场演变规律，本研究选取了制动初始时刻（ $t=0.0025\text{ s}$ ）、制动盘转动 90° （ $t=0.05\text{ s}$ ）、 180° （ $t=0.15\text{ s}$ ）、 360° （ $t=0.25\text{ s}$ ）和制动结束时刻（ $t=9.26\text{ s}$ ）的温度场作为观察对象，并以表格的形式展示出各时刻摩擦副整体、制动盘和闸片的温度场分布云图及最高温度数值，如表 3 所示。

在制动初始阶段，摩擦热集中在接触区，故制动盘和闸片高温区集中在接触区内，且最高温度位置偏向制动盘旋出闸片一端。在与闸片接触

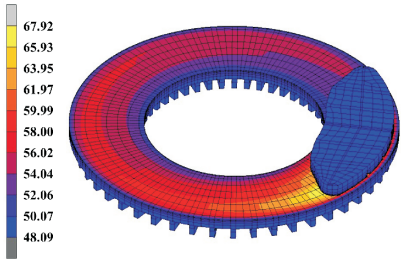
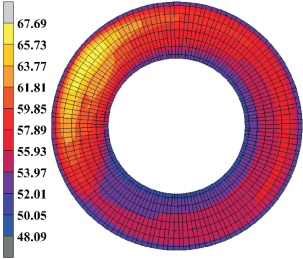
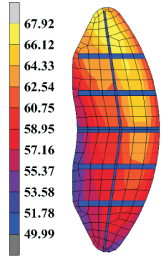
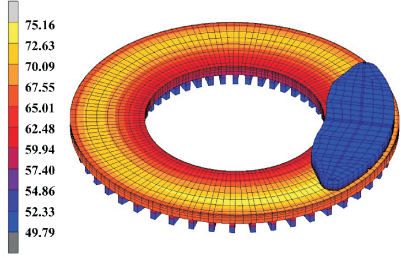
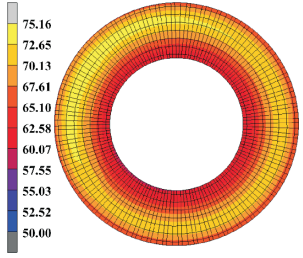
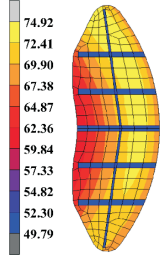
的时段内，制动盘处于热输入状态；在接触时段外，制动盘处于散热状态。在一个转动周期内，制动盘最高温度位置必然出现在旋出闸片的区域附近。与旋入端相比，闸片旋出端所接触的制动盘温度更高，因此在圆周方向上，闸片的最高温度位置也必然出现在旋出端，从旋出端到旋入端，闸片温度呈现出梯度分布。

随着制动过程的不断推进，制动盘和闸片的温度不断升高，温度梯度实时变化，高温区逐步扩散到制动盘和闸片的整个表面。与闸片脱离接触后，制动盘旋出部位因缺少热载荷输入，且存在热对流和热传导作用，热量分别耗散至大气环境和传导至制动盘内部，从而导致制动盘在接触区外的温度始终低于接触区。

表 3 不同制动时刻摩擦副温度场分布

时间/s	摩擦副	制动盘	闸片
0.0025			
	$T_{\max} = 51.18\text{ }^\circ\text{C}$	$T_{\max} = 50\text{ }^\circ\text{C}$	$T_{\max} = 51.18\text{ }^\circ\text{C}$
0.05			
	$T_{\max} = 64.06\text{ }^\circ\text{C}$	$T_{\max} = 64.06\text{ }^\circ\text{C}$	$T_{\max} = 64.03\text{ }^\circ\text{C}$
0.15			
	$T_{\max} = 67.93\text{ }^\circ\text{C}$	$T_{\max} = 67.90\text{ }^\circ\text{C}$	$T_{\max} = 67.93\text{ }^\circ\text{C}$

续表

时间/s	摩擦副	制动盘	闸片
0.25	 $T_{\max} = 67.92\text{ }^{\circ}\text{C}$	 $T_{\max} = 67.69\text{ }^{\circ}\text{C}$	 $T_{\max} = 67.92\text{ }^{\circ}\text{C}$
9.26	 $T_{\max} = 75.16\text{ }^{\circ}\text{C}$	 $T_{\max} = 75.16\text{ }^{\circ}\text{C}$	 $T_{\max} = 74.92\text{ }^{\circ}\text{C}$

在接近制动结束阶段，制动盘的转速越来越低，热量可以通过传导的方式充分扩散。沿圆周，制动盘温度的分布相对均匀，但最高温度依然分布在旋出端附近；闸片的高温分布带虽然有所延长，但依然能看出旋出端高于旋入端，这与合成闸片的导热系数过低有关。

沿径向，无论是制动盘还是闸片，温度场均呈现清晰的带状分布，且最高温度带分布在外圆周附近，但不是最外侧。在接触区域内越靠近外圆周，摩擦半径与摩擦线速度越大，产生的摩擦热也就越多。但由于外圆周表面与空气存在对流现象，因此最高温度带分布在外圆周附近。以最高温度带为中心，温度向内、外圆周逐步降低。

4 结论

本文构建制动盘与闸片直接接触的热机耦合模型，采用全尺寸制动台架对模型进行了验证，开展了典型制动工况下的有限元数值计算，得到如下主要结论。

(1) 仿真温度的波动中心线与测试温度曲线吻合度较高，各速度工况下最高仿真温度与最高测试温度的误差在 0.84% ~ 4.50% 之间，验证了仿真模型的有效性。

(2) 制动盘温度曲线随时间变化产生波动，且距离表面越近，波动的幅值越大，波动周期随

制动时间增加而不断变长。闸片温度的波动现象基本只存在于表面位置，且波动程度低于制动盘温度。

(3) 同厚度位置处的制动盘温度要高于闸片温度。

(4) 制动盘和闸片表面温度场并非均匀分布。沿圆周，旋出端温度高于旋入端；沿径向，温度场呈现出明显的带状分布，最高温度带出现在外圆周附近。

所建立的热机耦合模型再现了制动温度的动态演变过程，生动揭示了制动盘和闸片温度场时间波动特征和空间非均匀分布特征的形成机制，为准确评估地铁车辆制动盘热容量和判断热损伤位置提供了有效手段。然而，本研究为提高模型的计算效率和收敛性，在建模过程中对螺栓孔等结构特征进行了简化，导致螺栓孔等局部结构特征处的温度场无法得到反映。未来可构建更为精细的有限元模型，进一步开展局部结构特征处的温度场研究。

参考文献：

[1]王震,孟繁辉,孔德鹏,等.城市轨道交通车辆基础制动装置选型及统型[J].城市轨道交通研究,2024,27(8):309-313.

(下转第 48 页)

- 优化分析[J]. 公路, 2019, 64(3): 88-94.
- [15] 曾准. 基于 BIM 的临近高压线的高架桥钢箱梁施工技术[J]. 科技通报, 2021, 37(9): 99-102.
- [16] 邓海, 乐威. 武汉市二环线高架桥钢箱梁承载力研究[J]. 钢结构, 2015, 30(3): 42-45.
- [17] TIAN J, LUO S, WANG X, et al. Crane lifting optimization and construction monitoring in steel bridge construction project based on BIM and UAV[J]. *Advances in Civil Engineering*, 2021, 2021: 5512229.
- [18] 汪劲丰, 张良, 向华伟, 等. 城市钢箱梁桥横向分块施工分析[J]. 桥梁建设, 2017, 47(1): 109-113.
- [19] 叶锦华. 空间受限条件下龙门吊拆除旧梁关键技术研究[J]. 公路, 2021, 66(8): 175-180.
- [20] 交通运输部. 公路桥梁抗风设计规范: JTG/T 3360-01—2018[S]. 北京: 人民交通出版社股份有限公司, 2019.
- [21] 中华人民共和国住房和城乡建设部, 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. 钢结构设计标准: GB 50017—2017[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2017.
- [22] 交通运输部. 公路桥梁拆除工程技术规范(征求意见稿)[S]. 北京: 交通运输部, 2020.
- [23] 交通运输部. 公路桥涵地基与基础设计规范: JTG 3363—2019[S]. 北京: 人民交通出版社股份有限公司, 2019.

(上接第 26 页)

- [2] International Union of Railway. Brake-disc brakes and their application-general conditions for the approval of brake pads; UIC541-3[S]. 8th ed. Paris: International Union of Railway, 2017.
- [3] CHAU N, QUAN D, TAN N, et al. Numerical investigation of material and structural influence on transient temperature behavior in disc brakes during single-stop braking[J]. *International Journal of Heat and Technology*, 2024, 42(4): 1337-1348.
- [4] 李杰, 王莉, 王晓燕, 等. 延缓高速列车制动盘热裂纹扩展的机理和关键技术综述[J]. 交通运输工程学报, 2024, 24(6): 26-42.
- [5] LI Z, WANG S, LI J, et al. Study on mechanism of radial long cracks propagation on sliding surface of wheel brake discs[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2024, 159: 108123.
- [6] PANIER S, DUFRENOY P, WEICHERT D. An experimental investigation of hot spots in railway disc brakes[J]. *Wear*, 2004, 256(7-8): 764-773.
- [7] KASEM H, BRUNEL J, DUFRENOY P, et al. Thermal levels and subsurface damage induced by the occurrence of hot spots during high-energy braking[J]. *Wear*, 2011, 270(5-6): 355-364.
- [8] 于文峰, 高祺洋, 段德莉, 等. 高速列车用闸片摩擦学行为与磨损寿命研究[J]. 摩擦学学报(中英文), 2025, 45(4): 557-570.
- [9] 蒋鑫池, 卢纯, 莫继良, 等. 考虑磨损率随温度变化的列车制动摩擦块高温磨损仿真分析[J]. 机械工程学报, 2024, 60(7): 195-202.
- [10] 周高伟, 段军军, 史月昆, 等. 制动过程中闸片材料与制动盘温度关系试验研究[J]. 润滑与密封, 2023, 48(1): 142-149.
- [11] 杨广楠, 吕宝佳, 宋跃超, 等. 轮装制动盘制动过程温度场位移场分析[J]. 铁道机车车辆, 2025, 45(3): 33-41.
- [12] GRZES P, OLIFERUK W, ADAMOWICZ A, et al. The numerical-experimental scheme for the analysis of temperature field in a pad-disc braking system of a railway vehicle at single braking[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2016, 75: 1-6.
- [13] YUAN Z, TIAN C, WU M, et al. Modeling and model validation of thermal behavior of railway disc during single braking[J]. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 2021, 13(5): 051017.
- [14] YUAN Z, TIAN C, WU M, et al. A modified uniformly distributed heat source method for predicting braking temperature of railway brake disc[J]. *International Journal of Rail Transportation*, 2022, 10(2): 216-229.
- [15] 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耦合分析[J]. 机械工程学报, 2023, 59(3): 165-175.
- [16] 刘雄强, 卢纯, 孙田龙, 等. 多次制动工况下列车制动闸片摩擦块磨损行为的演变规律分析[J]. 摩擦学学报(中英文), 2025, 45(8): 1128-1139.
- [17] Surendra K, Sourav K, Nasir H. Parametric numerical study of the thermo-structural contact behavior of a brake disc/pad tribosystem[J]. *Journal of The Institution of Engineers*, 2025, 106(6): 1821-1830.
- [18] LIMPET R. Brake Design and Safety[M]. 3rd ed. Warrendale: SAE International, 2011.
- [19] BERGMAN T L, LAVINE A S, INCROPERA F P, et al. Fundamentals of Heat and Mass Transfer[M]. 8th ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2017.