

ULF 轻轨列车制动盘温度场及热应力分析

戴鑫亮, 王伯铭

(西南交通大学 机械工程学院, 四川 成都 610031)

摘 要: 为研究 ULF 轻轨列车制动盘在制动时温度场以及热应力的分布情况, 对其建立了三维有限元模型, 通过对制动盘施加合适的边界条件, 模拟制动盘在工作状况下热流的产生以及热量的散失, 并通过 ABAQUS 进行求解。其结果表明在制动过程中制动盘温度随时间先急剧上升而后下降, 且沿径向递增, 无稳态传热过程。制动盘热应力分布与温度场分布相关, 但是制动盘热应力由内圆周沿径向先递减后递增, 最大应力位置出现在制动盘边缘。因此, 对于热应力而言, 制动盘边缘为其薄弱部位。

关键词: ULF 轻轨列车; 制动盘; 温度场; 热应力; 有限元方法

中图分类号: U239.3; U260.35

文献标识码: A

doi: 10.13890/j.issn.1000-128x.2018.03.019

Temperature Field and Thermal Stress Analysis of ULF Light Rail Trains Brake Disc

DAI Xinliang, WANG Boming

(School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China)

Abstract: To research the distribution of temperature field and the thermal stress of ULF light rail trains, the three-dimensional finite element model was constructed, and according to apply proper boundary condition to the brake disc, the heat flux generation and the heat dissipation of brake disc were simulated and computed by ABAQUS. The result showed that in the process of brake, the temperature of brake disc rose severely at first and then decreased with time, and increased in the radial direction without steady-state heat transfer. The distribution of thermal stress was related to the temperature field. However, the thermal stress of the brake disk increased after the inner circumference decreased first. The maximal thermal stress appeared in the edge of the brake disc. Therefore, the weak part is its edge for brake disc.

Keywords: ULF light rail trains; brake disc; temperature field; thermal stress; FEM

0 引言

列车制动盘是影响列车制动性能的关键部件。在制动过程中制动盘温度会在短时间内急剧上升, 产生较大的热应力, 如果热应力超过了材料的强度极限, 制动盘就会产生裂纹, 严重影响列车运行的安全性。本文以超级低地板(简称 ULF)轻轨列车拖车制动盘为研究对象, 分析其在紧急制动时的温度以及热应力分布情况。

ULF 轻轨列车, 是由奥地利 SGP(现被西门子收购)和伊林公司联合开发的一款 100% 低地板轻轨列车。其

地板面高度仅有 197 mm, 是世界上现有低地板轻轨列车中地板面高度最低的^[1]。ULF 轻轨列车所采用的门架式转向架结构较为特殊, 集成了较多先进的转向架设计理念, 但是这种转向架在我国尚未得到运用。

1 ULF 轻轨列车制动盘结构、安装位置及所选材料

ULF 轻轨列车的空气制动部分采用盘形制动, 但是对于动车和拖车其制动盘采用不同的安装方式以适应结构的需求。对于动车, 制动盘安装于牵引电机电枢轴上, 而对于拖车制动盘安装于独立轮外侧, 与独立轮通过螺栓相连接, 如图 1 所示。

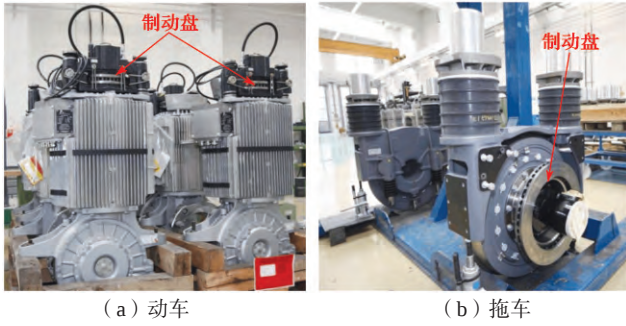


图1 制动盘安装位置

拖车制动盘外径相比动车制动盘要大, 利用UG对拖车制动盘建立三维模型, 其结构如图2所示。图2中制动盘由3部分组成, 1为制动盘盘面, 2为制动盘裙面, 3为制动盘帽面。制动盘盘面与闸片通过摩擦相互作用提供制动力, 而制动盘帽面与独立轮相连接, 以传递制动力。



图2 制动盘结构

拖车制动盘与动车制动盘均采用蠕墨铸铁。蠕墨铸铁具有良好的综合性能, 在高温下有较高强度、氧化生长较小、组织致密、导热性能好等特点, 是适用于制作制动盘的材料之一。

2 热力学参数分析计算

列车基本参数如表1所示, 在对ULF轻轨列车拖车制动盘进行热应力分析计算前, 先对列车制动过程做如下假设:

- ①列车紧急制动仅采用摩擦制动;
- ②列车制动时90%的动能转化为制动盘的热能^[2];
- ③拖车与动车在采用空气制动时的制动率相同;
- ④假设列车制动过程为匀减速^[3]。

基于上述假设,

表1 ULF 轻轨列车基本参数

项目	数值
最大轴重	<12 t
载客量 (4人/m ²)	136人
最高运行速度	70 km/h
启动加速度	1.3 m/s ²
最大运营减速度	1.8 m/s ²
轮径最大/最小值	690 mm/610 mm

本文对制动盘建立三维热力学模型, 在考虑热传导、热对流以及热辐射的情况下对制动盘进行瞬态温度以及热应力分析。

2.1 热流密度计

由动能定理可知, 任意时间制动盘的热流密度为^[3]

$$q(t) = \eta \times \frac{m_h v_0 a - m_h a^2 t}{n\pi(R^2 - r^2)} \quad (1)$$

式中: $q(t)$ 为单位时间内制动盘产生的热流密度; η 为转换率; m_h 为重车质量; v_0 为制动初速度; t 为时间; n 为闸片数量; R 为摩擦片外径; r 为摩擦片内径。

由于制动盘的热流是由盘面与摩擦片相互作用产生, 故实际流入制动盘的热量还受制动盘与摩擦片流

量分配系数的影响。实际流入制动盘的热流密度为^[4]

$$q_i(t) = \frac{1}{1 + \frac{\lambda_p c_p \rho_p}{\lambda_d c_d \rho_d}} q(t) = 0.987 q(t) \quad (2)$$

式中: $q_i(t)$ 为实际流入制动盘的热流密度; λ_p 为闸片导热系数; c_p 为闸片比热容; ρ_p 为闸片密度; λ_d 为制动盘导热系数; c_d 为制动盘比热容; ρ_d 为制动盘密度。

2.2 换热系数计算

制动盘主要换热面为制动盘盘面、内部散热筋以及裙面, 对于受迫对流, 各个表面的对流系数与其雷诺数有关, 当雷诺数 $Re \leq 5 \times 10^5$ 时^{[5]279}, 各个表面为层流, 对流系数为^[6]

$$\begin{pmatrix} h_{f1} \\ h_{f2} \\ h_{f3} \end{pmatrix} = 0.664 \lambda \times Pr^{1/3} \text{diag}(Re_1^{0.5}, Re_2^{0.5}, Re_3^{0.5}) \begin{pmatrix} 1/l_1 \\ 1/l_2 \\ 1/l_3 \end{pmatrix} \quad (3)$$

式中: h_{f1} 为盘面受迫对流系数; h_{f2} 为单根散热筋受迫对流系数; h_{f3} 为裙面受迫对流系数; λ 为空气的热导率; Pr 为空气的普朗特常数; Re_1 为盘面雷诺数; Re_2 为单根散热筋雷诺数; Re_3 为裙面雷诺数; l_1 为盘面特征长度; l_2 为单根散热筋特征长度; l_3 为裙面特征长度。

当雷诺数 $Re \leq 5 \times 10^5$ 时^{[5]279}, 各个表面变为湍流, 其对流系数为

$$\begin{pmatrix} h_{f1} \\ h_{f2} \\ h_{f3} \end{pmatrix} = 0.037 \lambda \times Pr^{1/3} \text{diag}(Re_1^{0.8} - 23000, Re_2^{0.8} - 23000, Re_3^{0.8} - 23000) \begin{pmatrix} 1/l_1 \\ 1/l_2 \\ 1/l_3 \end{pmatrix} \quad (4)$$

对于自然对流, 各个表面的对流系数为

$$\begin{pmatrix} h_{n1} \\ h_{n2} \\ h_{n3} \end{pmatrix} = \lambda \text{diag}(0.135(PrGr_s)^{1/3}, 0.135(PrGr_s)^{1/3}, 0.1(PrGr_c)^{1/3}) \begin{pmatrix} 1/l_1 \\ 1/l_2 \\ 1/l_3 \end{pmatrix} \quad (5)$$

式中: h_{n1} 为盘面自然对流系数; h_{n2} 为单根散热筋自然对流系数; h_{n3} 为裙面自然对流系数; Gr_s 为平板格拉晓夫数; Gr_c 为圆柱面格拉晓夫数。

对于辐射换热, 其计算公式为^{[5]280}

$$\begin{pmatrix} h_{r1} \\ h_{r2} \\ h_{r3} \end{pmatrix} = \sigma_0 \text{diag}(T_1^4 - T_0^4, T_2^4 - T_0^4, T_3^4 - T_0^4) \cdot \text{diag}(\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3) \begin{pmatrix} 1/(T_1 - T_0) \\ 1/(T_2 - T_0) \\ 1/(T_3 - T_0) \end{pmatrix} \quad (6)$$

式中: h_{r1} 为盘面辐射换热系数; h_{r2} 为单根散热筋辐射换热系数; h_{r3} 为裙面辐射换热系数; σ_0 为斯蒂芬-玻尔兹曼系数; T_1 为盘面表面温度; T_2 为单根散热筋表面温度; T_3 为裙面温度; T_0 为环境温度; ε_1 为盘面表面黑度; ε_2 为单根散热筋表面黑度; ε_3 为裙面表面黑度。

对于制动盘盘面, 单根散热筋以及裙面的综合换热系数, 在列车尚未静止的情况下应为式(3)或式(4)与式(6)的叠加, 即

$$\begin{pmatrix} h_1 \\ h_2 \\ h_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} h_{r1} \\ h_{r2} \\ h_{r3} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} h_{r1} \\ h_{r2} \\ h_{r3} \end{pmatrix} \quad (7)$$

当列车静止时, 其对流系数为式(5)与式(6)的叠加, 即

$$\begin{pmatrix} h_1 \\ h_2 \\ h_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} h_{n1} \\ h_{n2} \\ h_{n3} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} h_{r1} \\ h_{r2} \\ h_{r3} \end{pmatrix} \quad (8)$$

列车制动初速度为 70 km/h, 列车制动减速度为 1.8 m/s², 计算时间从制动 0 时刻开始到 10.8 s 后列车完全静止过程中制动盘的综合换热系数, 其结果如表 2 所示。10.8 s 之后, 制动盘主要的换热方式为热传导、自然对流以及辐射换热。

表 2 制动盘的散热筋、盘面及裙面换热系数表 J/(m²·K)

k	时间 /s	散热筋	盘面	裙面
0	0	55.58	49.49	37.07
1	1	52.95	42.94	31.37
2	2	50.17	36.25	29.73
3	3	47.24	29.41	27.99
4	4	44.10	22.39	26.13
5	5	40.73	19.52	24.14
6	6	37.06	17.76	21.95
7	7	32.97	15.80	19.54
8	8	28.30	13.56	16.77
9	9	22.69	10.88	13.45
10	10	15.13	7.25	8.96
11	10.8	11.76	4.56	6.32

由于换热系数并不是常量, 所以本文对换热系数与时间的变化关系进行线性插值, 其结果如式(8)所示。通过线性插值的方式可得任意一时刻制动盘的换热系数:

$$h(t) = \frac{t-t_{k+1}}{t_k-t_{k+1}} h_k + \frac{t-t_k}{t_{k+1}-t_k} h_{k+1}, \quad t_k \leq t \leq t_{k+1}, \quad k=0,1,\dots,n-1 \quad (9)$$

式中: t 为时间; $h(t)$ 为 t 时刻制动盘所对应的换热系数。

3 制动盘有限元模型的建立

本文通过 HyperMesh 对制动盘建立有限元模型, 该有限元模型共使用 C3D8T 单元 65 713 个, Beam 单元 13 个, 其网格划分如图 3 所示。制动盘以及摩擦片

的材料如表 3 所示。

在制动盘盘面的内外两侧摩擦环内分别施加热流, 假设制动盘初始温度与环境温度相同, 均为 20 ℃, 整个热分析中考虑列车在 10.8 s 内的制动过程, 以及在 10.8~30.8 s 中制动盘冷却的过程, 通过大型有限元计算软件 ABAQUS 对模型进行求解。

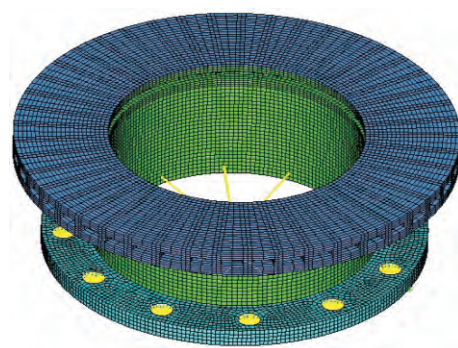


图 3 制动盘网格划分

表 3 制动盘及摩擦片材料属性表

特性	制动盘	闸片
密度/(kg·m ⁻³)	7 200	1 990
弹性模量/MPa	2.2×10^3	1.25×10^5
泊松比	0.28	0.25
比热容/(J·(kg·K) ⁻¹)	460	1 000
膨胀系数	1.25×10^{-5}	1×10^{-5}
热导率/(W·(kg·K) ⁻¹)	42	0.92

4 制动盘有限元计算结果分析

本文主要从制动盘温度场以及热应力的分布两方面对其结果进行分析, 在整个制动以及冷却过程研究温度以及应力的时域变化。

4.1 制动盘温度场分析

制动盘在整个列车制动过程中所达到的最高温度为 222.6 ℃, 其出现的时间为 7.656 s, 此时刻制动盘整体温度分布如图 4 所示(图中温度单位为摄氏度)。

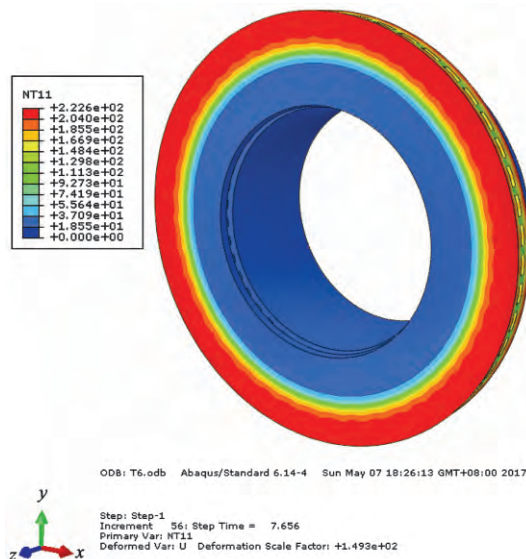


图 4 $t=7.656$ s 时制动盘温度分布

由分析结果可以看出制动盘温度较高的部分出现在摩擦环内, 并且由于时间较短, 制动盘内环面的温度并没有明显上升; 在摩擦环与内环面的交界处, 出现温度过渡环, 整个温度场沿盘面圆周方向分布趋势近乎一致; 但是由于制动盘内部存在散热筋, 所以在

制动过程中, 温度过渡环边缘的温度分布存在波动。

在 $t=10.8\text{ s}$ 时, 列车停止运动, 此时制动盘表面温度场如图 5 所示, 其过渡环宽度变大, 表明热量沿径向向制动盘内环面流动。但此时制动盘最高温度仅有 $205.9\text{ }^{\circ}\text{C}$, 说明在制动过程后期, 散热量大于流入制动盘的热流量。

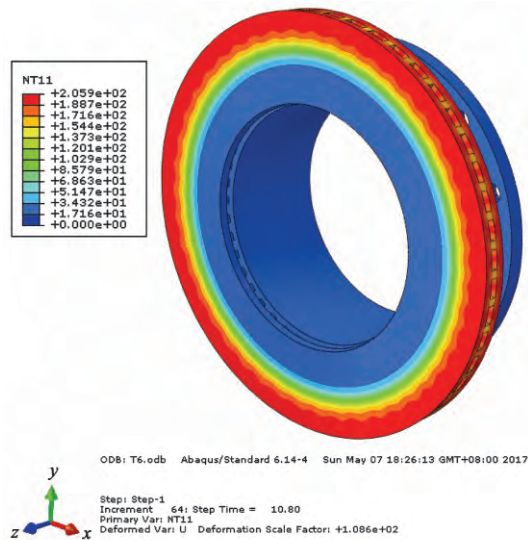


图 5 $t=10.8\text{ s}$ 时制动盘温度分布

在经过 20 s 的冷却时间后制动盘表面温度分布如图 6 所示。制动盘最高温度下降为 $169.3\text{ }^{\circ}\text{C}$, 由于摩擦环内无热流量, 摩擦环内温度下降。

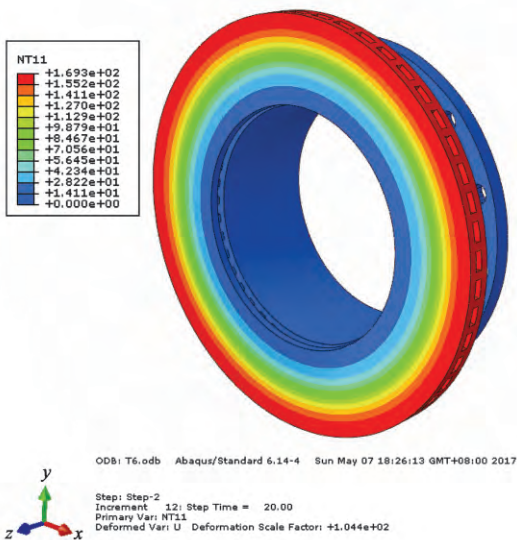


图 6 $t=30.8\text{ s}$ 时制动盘温度分布

由于制动盘温度场沿圆周方向变化趋势近似相同, 为得到制动盘盘面温度场的时域变化, 沿制动盘面径向选取节点, 分析其温度随时域的变化特性, 对制动盘外盘面, 取同一径向位置编号为 31034、31037、31038 等 23 个节点, 其温度变化历程如图 7 所示。结果反映出制动盘外表面温度在时间为 $0\sim 7.565\text{ s}$ 时温度急速上升, 但是并未达到稳态传热, 在 $7.565\sim 10.8\text{ s}$ 时温度下降, 在 $10.8\sim 30.8\text{ s}$ 的过程中由于受迫对流消失, 制动盘自然冷却过程中, 温度下降速度减弱, 由于制

动盘内部存在热传导, 所以制动盘内环面依然存在温度上升的点。

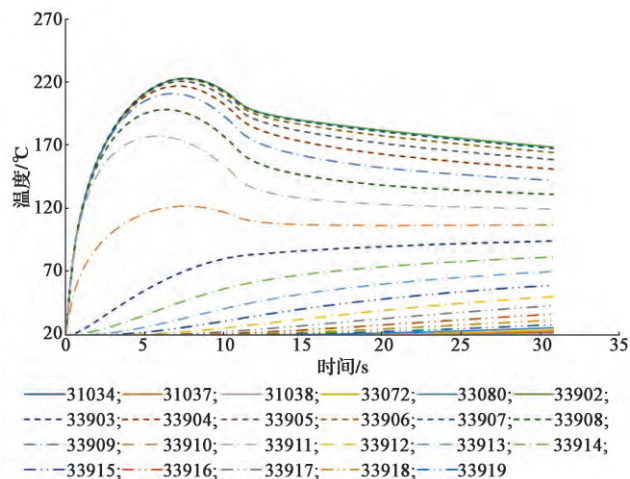


图 7 制动盘外盘面节点温度变化历程

通过对各节点温度随时间以及半径变化的数据进行插值可得, 制动盘半径连续变化时, 其温度场沿径向的分布, 其结果如图 8 所示。可观察其规律为温度沿半径递增, 而沿时间外环面呈现先增后减的趋势, 内环面温度持续增加。

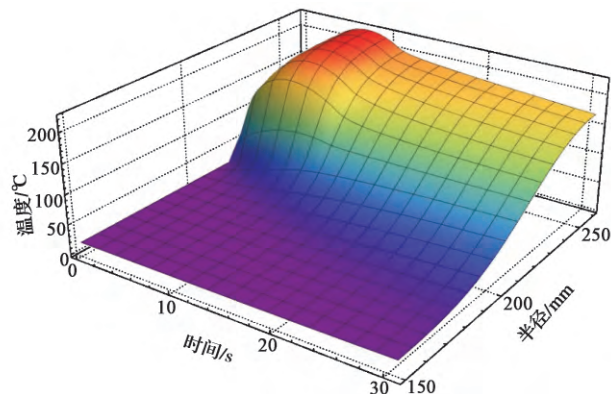


图 8 制动盘外盘面温度沿径向变化时间历程

对于制动盘盘面内表面选取节点编号为 3499、3500、3501 等 18 个节点温度变化历程如图 9 所示, 其变化趋势与制动盘外表面相同, 但是由于内表面的内径小于外表面, 其整体换热系数小于外表面, 所以处

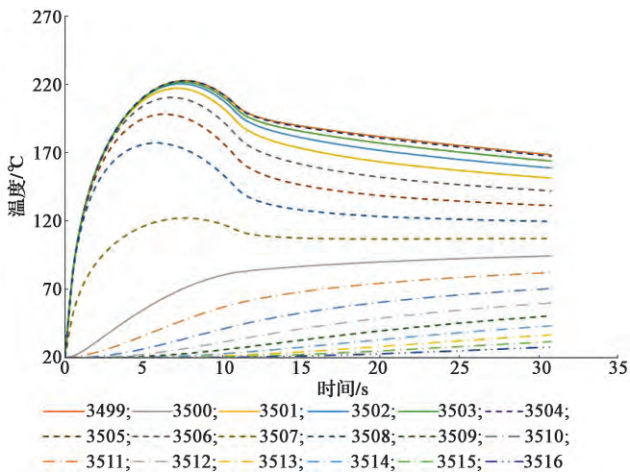


图 9 制动盘内盘面节点温度变化历程

于相同圆周位置的节点温度会略高于外表面。对内表面径向节点温度随时间以及半径变化的数据进行插值得图 10 所示的温度变化历程。

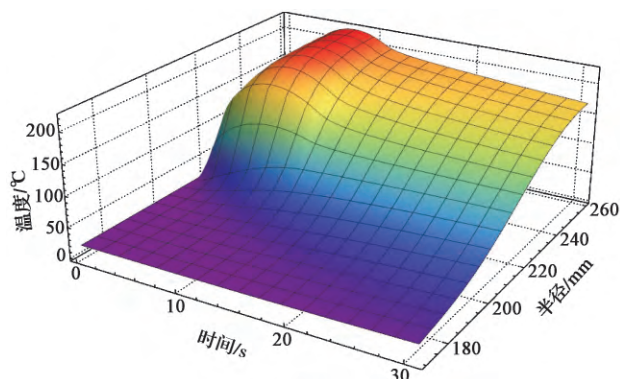


图 10 制动盘内盘面温度沿径向变化时间历程

4.2 制动盘热应力分析

制动盘受热膨胀所产生的热应力为^[6]

$$\sigma = \alpha E(T - T_0) \quad (10)$$

式中： σ 为热应力； α 为材料的膨胀系数； E 为材料的弹性模量； T_0 为初始温度； T 为某时刻温度。

从列车开始制动到制动盘冷却时间结束的过程中，制动盘最大 Mises 应力为 221.1 MPa，出现时间为 7.656 s。该时间制动盘整体热应力分布如图 11 所示，图中应力单位为 Pa。

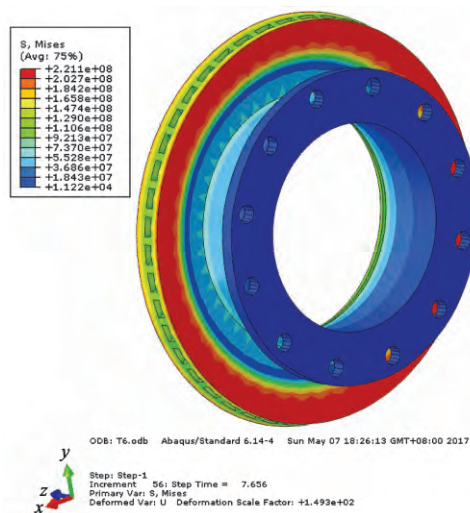


图 11 $t=7.656$ s 时制动盘热应力分布

制动盘最大应力出现在制动盘盘面外侧的边缘，而热应力较小位置出现在温度变化的过渡环上。由式 (9) 可知热应力与其膨胀系数以及温度变化有关，但是材料受热发生膨胀的过程中内层材料会受到外层材料的挤压。制动盘外环面由于温度较高，所以热应力较大，而内环面材料由于受到外层材料的挤压程度较大，所以其应力大于过渡环面所受应力。对于制动盘盘面外侧编号为 31034、31037、31038 等 23 个节点，其热应力随时间的变化关系如图 12 所示；制动盘盘面内侧编号为 3499、3500、3501 等 18 个节点的热应力 - 时间变化关系如图 13 所示。

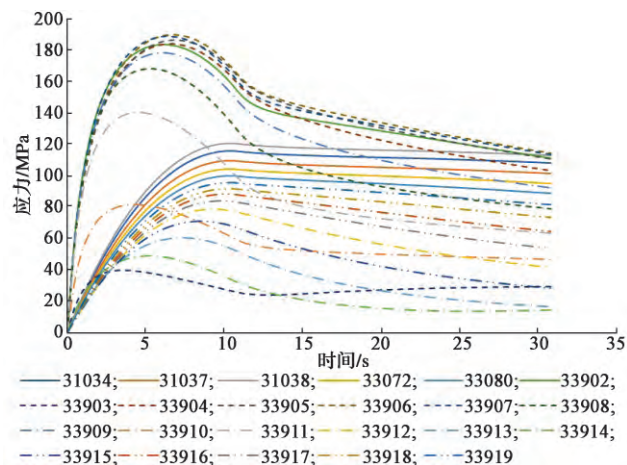


图 12 制动盘外盘面节点应力变化历程

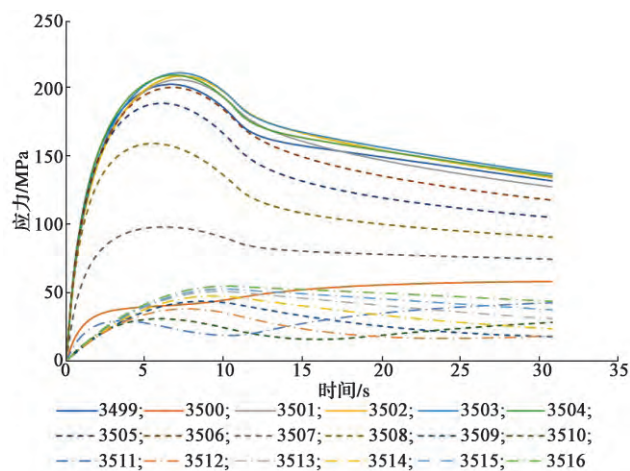


图 13 制动盘内盘面节点应力变化历程

内外盘面热应力变化规律相似，对于外环面，其热应力主要受温度差影响，所以变化趋势与温度变化趋势相同，而内环面其应力主要受到外部材料挤压影响，所以变化趋势与外环面相同，但是没有外环面变化得那么剧烈。对于过渡环面上的热应力其变化趋势比较复杂，其应力受到温度以及材料相互挤压 2 个因素的综合影响，所以整体未呈现出先增后减的趋势。在制动过程中其应力主要受温度影响，而在冷却过程中，其应力主要受材料挤压的影响，所以其应力先增后减再增加。对内外盘面节点热应力插值得其随半径连续分布的应力场，如图 14、图 15 所示。

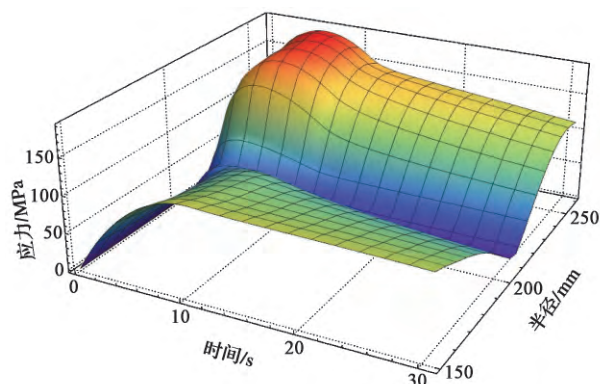


图 14 制动盘外盘面应力沿径向变化时间历程

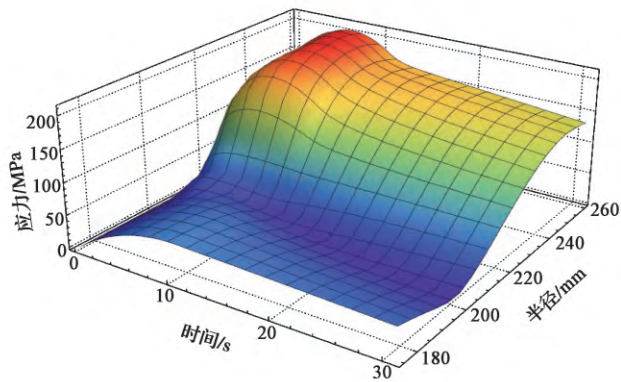


图 15 制动盘内盘面应力沿径向变化时间历程

可以看出, 在半径为 200~220 mm 的范围内, 制动盘热应力较小, 但是制动盘整体沿时间的变化趋势还是先升高后降低。

5 结语

制动盘在整个制动过程及冷却过程中, 其温度较高位置出现在摩擦环区域内, 在制动盘的裙面以及帽面部分, 其温度并未发生较大改变。散热筋在制动过程中对制动盘盘面温度在圆周分布上有影响, 使温度沿圆周方向的分布出现波动。对于制动盘热应力的分布其大体趋势与温度分布相同, 但是在过渡环面内的热应力反而小于制动盘内外环面。最大热应力出现在

制动盘盘面边缘, 此位置相对于其他位置更容易因热应力而出现损伤。制动盘内面与裙面相连, 所以强度相对于外表面更大。本文对于制动盘的温度场及热应力的分析计算结果, 可为制动盘整体强度的研究提供一定的参考和借鉴。

参考文献:

- [1] 陈翰芹. ULF197 型超低地板城市轻轨车辆 [J]. 机车电传动, 1996(2): 43.
- [2] Belhocine A, Abu Bakar A R, Bouchetara M. Thermal and structural analysis of disc brake assembly during single stop braking event [J]. Australian Journal of Mechanical Engineering, 2016, 14(1): 26–38.
- [3] Yevtushenko A A, Grzes P, Adamowicz A. Numerical analysis of thermal stresses in disk brakes and clutches (a review) [J]. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 2015, 67(2): 170–188.
- [4] 顾磊磊, 左建勇, 朱剑月, 等. 基于有限元法的动车组制动盘制动能力分析 [J]. 机车电传动, 2009(5): 7–9.
- [5] 姚萍萍. 高性能粉末冶金制动摩擦材料 [M]. 长沙: 中南大学出版社, 2015: 278–281.
- [6] 陈德玲, 张建武, 周平. 高速轮轨列车制动盘热应力有限元研究 [J]. 铁道学报, 2006(2): 39–43.

作者简介: 戴鑫亮 (1992–), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为城市轨道交通车辆设计与理论。

(上接第 89 页)

- [4] 付淳川. 高速铁路信号系统网络安全风险评估方法研究 [D]. 成都: 西南交通大学, 2017.
- [5] 肖女娥. 风险评估技术在铁路信号系统中的研究与应用 [D]. 成都: 西南交通大学, 2009.
- [6] 王亚涛. 基于 Petri 网的城市轨道交通信号系统脆弱性研究 [D]. 北京: 北京交通大学, 2016.
- [7] 胡晓. 城市轨道交通信号系统安全风险评价 [D]. 成都: 西南交通大学, 2012.
- [8] 万千. 高速铁路信号系统安全证据链可信性评价方法研究 [D]. 北京: 北京交通大学, 2016.
- [9] 李洋. 列控系统车载 ATP 的功能安全评估技术研究与应用 [D]. 杭州: 浙江大学, 2013.
- [10] Melchers R E. On the ALARP approach to risk management [J]. Reliability Engineering & System Safety, 2001, 71(2): 201–208.

- [11] 吴煜, 李从东. 二拉平原则 (ALARP) 应用分析——以工业系统风险评价为例 [J]. 山东财政学院学报, 2005(3): 47–49.
- [12] Bowles D S. ALARP EVALUATION: USING COST EFFECTIVENESS AND DISPROPORTIONALITY TO JUSTIFY RISK REDUCTION [J]. Proceedings of the Us Society on Dams Annual Lecture, 2003 (1): 1–17.
- [13] Braband J. On the Justification of a Risk Matrix for Technical Systems in European Railways [C] // FORMS/FORMAT 2010. Berlin: Springer Berlin Heidelberg, 2011: 185–193.
- [14] Jia X Y, Niu H M. Study of Railway Dangerous Freight Safety Transport Based on Risk Analysis [J]. Journal of Lanzhou Jiaotong University, 2009, 28 (6): 132–136.

作者简介: 莫志刚 (1974–), 男, 博士研究生, 高级工程师, 主要从事工程管理研究。

动态消息

《机车电传动》编辑部声明

为顺应网络环境下期刊出版的新要求, 推进期刊网络出版传播, 凡向本刊投稿并被本刊录用, 在著作权法的框架内, 该论文的复制权、发行权、信息网络传播权、

翻译权、汇编权等权利在全世界范围内转让给本刊及本刊授权的相关数据库。凡被本刊录用的稿件将同时通过因特网、手机等进行网络出版或提供信息服务, 根据本刊编辑部稿酬标准一次性支付作者著作权使用报酬 (即稿费, 包含印刷版、光盘版和网络版等各种使用方式的报酬)。

《机车电传动》编辑部