

提升机盘形制动器闸瓦三维瞬态温度场 仿真与试验研究

朱真才, 史志远, 彭玉兴, 陈国安

(中国矿业大学 机电工程学院, 江苏 徐州 221116)

摘要: 结合提升机盘形制动器的实际运行工况, 基于热传导理论及积分变换法, 运用多物理场耦合数值分析软件对正常制动工况下闸瓦的温度场进行仿真计算, 得到闸瓦三维瞬态温度场随时间的变化规律。同时, 模拟提升机实际制动工况, 采用 X-DM 型调压变速摩擦磨损试验机评价无石棉闸瓦材料与 16Mn 钢对摩时的摩擦磨损性能, 采集闸瓦在试验过程中的温升数据, 最后将仿真结果和试验数据进行对比分析。结果表明: 闸瓦温度随径向距离增加而增大, 摩擦热量主要集中于摩擦表面层, 闸瓦温度在制动过程中先升后降。与试验结果对比分析表明, 仿真计算结果与试验结果之间的最大误差为 3.28%, 二者之间吻合良好, 从而证明了所用仿真计算方法的正确性和适用性。

关键词: 三维瞬态温度场; 制动; 闸瓦; 提升机

中图分类号: TH117.3

文献标识码: A

文章编号: 1004-0595(2008)04-0356-05

机械设备的制动过程是将系统的机械能转化为摩擦热能的过程。在制动过程中, 闸瓦固定不动, 因受到持续摩擦热流的作用而使温度迅速升高; 这不仅加剧闸瓦材料的磨损, 而且会使其摩擦系数降低, 严重时会出现热衰退甚至失效, 对机械制动的制动安全构成严重威胁^[1]。因此, 开展制动闸瓦摩擦温升研究十分重要。目前, 国内外对闸瓦的温升进行了研究, 如王致杰等^[2]建立了基于神经网络的提升机闸瓦摩擦系数综合预测模型, 探讨了温升对闸瓦摩擦系数的影响; 王志刚^[3]研究了低速状态下提升机闸瓦的温度变化规律; 肖兴明等^[4]将闸瓦的温度场考虑为 1 个平面问题, 并将闸瓦简化成无限大平板处理; Matysiak 等^[5~14]研究了非提升机闸瓦材料的温度场变化情况。以上关于理论研究的文献, 将闸瓦温度场简化为二维问题进行考虑, 与实际温升的三维瞬态分布情况差异较大; 关于试验研究的文献, 试验工况、所选试样材料等与矿井提升机摩擦制动的实际情况不一致。所以所得研究结果难以客观有效地反映提升机制动闸瓦实际的摩擦温升规律。为此, 本文作者模拟提升机制动过程中的实际工况, 运用热传导及摩擦学理论, 建立提升机闸瓦三维瞬态温度场理论模型, 并通过数值仿真和试验研究考察正

常制动过程中闸瓦温度场的变化规律。

1 理论模型

图 1 所示为提升机盘形制动副的几何模型。可以看出, 闸瓦温度场 $T(r, \phi, z, t)$ 为关于极坐标系和时间 t 的函数, 为非线性瞬态问题, 其柱坐标形式的瞬态热传导微分方程为:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{\rho \cdot c}{\lambda} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1)$$

式中: λ 为闸瓦导热系数; ρ 为闸瓦密度; c 为闸瓦比热容; r 为闸瓦上某点 M 径向尺寸; ϕ 为闸瓦上某点 M 与极轴中心角; z 为闸瓦上某点 M 厚度尺寸。

闸瓦边界与空气自然对流换热, 属于第三类边界条件, 则边界换热条件为:

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial r} + h_1 T = h_1 T_0 = f_1(t)$$

$$r = a, \quad t \geq 0, \quad 0 \leq \phi \leq \phi_0, \quad 0 \leq z \leq l \quad (2a)$$

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial r} + h_2 T = h_2 T_0 = f_2(t)$$

$$r = b, \quad t \geq 0, \quad 0 \leq \phi \leq \phi_0, \quad 0 \leq z \leq l \quad (2b)$$

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial z} + h_3 T = q + h_3 T_0 = f_3(t)$$

$$z = 0, \quad t \geq 0, \quad 0 \leq \phi \leq \phi_0, \quad a \leq r \leq b \quad (2c)$$

基金项目: 教育部科学技术研究重点项目资助 (107054); 教育部新世纪优秀人才支持计划项目资助 (NCET-04-0488)。

收稿日期: 2007-05-28; 修回日期: 2007-09-10 联系人朱真才, e-mail: zhuzhencai@vip.163.com

作者简介: 朱真才, 男, 1965 年生, 教授, 博士生导师, 目前主要从事机械装备可靠性及摩擦学研究。

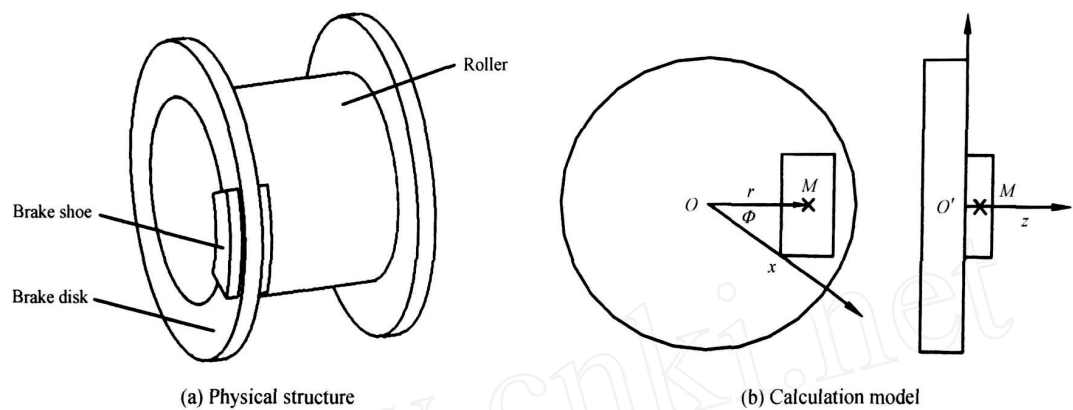


Fig 1 Geometric model of winder disc braking pair
图 1 提升机盘形制动副的几何模型

$$\begin{aligned} \lambda \frac{\partial T}{\partial z} + h_4 T &= h_4 T_0 = f_4(t) \\ z=l, \quad t \geq 0, \quad 0 \leq \phi \leq \phi_0, \quad a \leq r \leq b &\quad (2d) \\ -\lambda \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial \phi} + h_5 T &= h_5 T_0 = f_5(t) \\ \phi=0, \quad t \geq 0, \quad 0 \leq z \leq l, \quad a \leq r \leq b &\quad (2e) \\ \lambda \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial \phi} + h_6 T &= h_6 T_0 = f_6(t) \\ \phi=\phi_0, \quad t \geq 0, \quad 0 \leq z \leq l, \quad a \leq r \leq b &\quad (2f) \\ T(r, \phi, z, t) &= T_0 \end{aligned}$$

$t=0, \quad a \leq r \leq b, \quad 0 \leq \phi \leq \phi_0, \quad 0 \leq z \leq l \quad (2g)$
式中： h_i 为边界对流换热系数（ $i=1,2\cdots 6$ ）； T_0 为闸瓦初始温度。

结合式 (2),采用积分变换法求解式 (1),对空间变量进行正、逆变换,将原热传导方程简化为时间变量 t 的常微分方程后求解,将求得的温度函数对空间变量进行逆变换,得到关于时间和空间变量的温度函数解析式^[15]：

$$\begin{aligned} T(r, \phi, z, t) &= \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{Z(\beta_m, z)}{N(\beta_m)} \\ &\frac{\Phi(v_n, \phi)}{N(v_n)} \frac{R_v(\gamma_i, r)}{N(\gamma_i)} e^{-\alpha(\beta_m^2 + \gamma_i^2 + v_n^2)t} \cdot \\ &\left[\frac{1}{T_0} + \int_0^t e^{-\alpha \beta_m^2 \tau} A(\gamma_i, v_n, \beta_m, \tau) d\tau \right] \end{aligned} \quad (3)$$

式中： $Z(\beta_m, z)$ 为特征函数，
 $Z(\beta_m, z) = \cos \beta_m (l - z)$ ；

β_m 为特征值， $\beta_m \tan \beta_m l = H_3$ ，其中 $H_3 = \frac{h_3}{\lambda}$ ；

$N(\beta_m)$ 为范数，

$$\frac{1}{N(\beta_m)} = 2 \frac{\beta_m^2 + H_3^2}{l(\beta_m^2 + H_3^2) + H_3}$$

$\Phi(v_n, \phi)$ 为特征函数，

$$\begin{aligned} \Phi(v_n, \phi) &= v_n \cdot \cos v_n \phi + H_5 \cdot \sin v_n \phi; \\ v_n \text{ 为特征值, } \tan v_n \phi_0 &= \frac{v_n (H_5 + H_6)}{v_n^2 - H_5 H_6}, \end{aligned}$$

其中 $H_5 = \frac{h_5}{\lambda}, H_6 = \frac{h_6}{\lambda}$ ；

$N(v_n)$ 为范数，

$$\frac{1}{N(v_n)} = 2 \left[(v_n^2 + H_5^2) \cdot \left[\Phi_0 + \frac{H_6}{v_n^2 + H_6^2} \right] + H_5 \right]^{-1};$$

$R_v(\gamma_i \cdot r) = S_v \cdot J_v(\gamma_i \cdot r) - V_v \cdot Y_v(\gamma_i \cdot r)$ ，为特征函数； $J_v(\gamma_i \cdot r)$ 为第一类 v 阶贝塞尔函数；

$Y_v(\gamma_i \cdot r)$ 为第二类 v 阶贝塞尔函数；

$$\begin{aligned} S_v &= \gamma_i \cdot Y_v'(\gamma_i \cdot b) + H_2 \cdot Y_v(\gamma_i \cdot b); \\ U_v &= \gamma_i \cdot J_v'(\gamma_i \cdot a) - H_1 \cdot J_v(\gamma_i \cdot a); \\ V_v &= \gamma_i \cdot J_v'(\gamma_i \cdot b) + H_2 \cdot J_v(\gamma_i \cdot b); \\ W_v &= \gamma_i \cdot Y_v'(\gamma_i \cdot a) - H_1 \cdot Y_v(\gamma_i \cdot a); \end{aligned}$$

γ_i 为特征值， γ_i 满足超越方程：

$$U_v \cdot S_v - W_v \cdot V_v = 0;$$

$N(\gamma_i)$ 为范数，

$$\frac{1}{N(\gamma_i)} = \frac{\pi^2}{2} \frac{\gamma_i^2 U_v^2}{B_2 \cdot U_v^2 - B_1 \cdot V_v^2},$$

其中： $B_1 = H_1^2 + \gamma_i^2 [1 - (v/\gamma_i a)^2]$ ，
 $B_2 = H_2^2 + \gamma_i^2 [1 - (v/\gamma_i b)^2]$ 。

2 数值仿真

2.1 参数确定

采用数值分析软件作为仿真工具进行计算. 为了便于仿真结果与试验数据比较,试验中采用尺寸为长度 25 mm、宽度 25 mm、厚度 6 mm 的闸瓦试样进行建模;以 XD-M 型调压变速摩擦磨损试验机所模拟的提升机制动工况作为仿真参数 (见表 1)进行

表 1 摩擦副材料参数
Table 1 Friction pair material parameters

Material	$\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	$c/[\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}]$	$k/[\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}]$	T_0/K
Asbestos-free	2206	2530	0.295	293.0
16Mn steel	7866	473	53.200	293.0

条件约束.假设制动过程中制动盘的角速度实时变化,而制动比压不变化.

试验材料选用 WSM-3 新型环保无石棉闸瓦,其基体材料主要为粉状丁晴改性树脂,加以丁晴橡胶;增强材料为芳纶纤维和玻璃纤维;固体润滑剂为石墨;摩擦性能调节剂为长石粉和硅灰石等.

2.2 闸瓦试样网格划分

在闸瓦试样的建模过程中,采用 4 节点三角形单元划分网格,并按温升速度确定网格稠密程度,闸瓦表面共分为 39 769 个单元,63 653 个自由度.由于闸瓦摩擦表层温升最快,所以摩擦表面单元划分最稠密,依次为侧面和上表面.

2.3 计算结果与分析

考虑矿井提升机盘形制动器的正常工况(比压范围为 0~0.98 MPa,速度范围为 0~12 m/s)以及行标 JB/T 3721-1999 规定,在比压 0.98 MPa、闸瓦试样中心速度 7.5 m/s 条件下进行试验.图 2 所示

引起外侧温升较高;在长度 y 方向(即制动盘周向)的温度变化不明显;在闸瓦厚度 z 方向的温度从摩擦表面到非摩擦表面逐渐降低,且摩擦表面温升非常迅速,表层温度较其它部分高得多.制动结束时,闸瓦整体温度最大值达 330.7 K(57.7 °C),最小值为 293.0 K(20.0 °C);从闸瓦的整个温度分布可以看出,摩擦表面积聚热量最多.所以,相对来讲,摩擦表面最容易出现热衰退,从而引起闸瓦失效,影响提升机盘形制动器的制动性能.

综上所述,闸瓦摩擦表面的温度最高且变化剧烈.为了进一步探讨制动过程中摩擦表面的温度变化规律,对其在不同时间的温度分布情况进行仿真,部分仿真结果示于图 3 可见,在整个制动过程中,

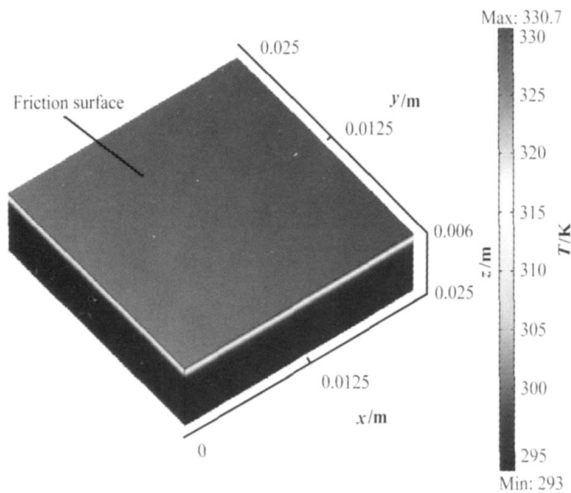


Fig 2 Temperature field of brake shoe at the end of braking process
图 2 制动结束时闸瓦温度场结果

为制动初速度 7.5 m/s、制动比压 0.98 MPa、制动时间 4.11 s 时所得闸瓦温度场的仿真结果.可以看出,闸瓦摩擦表面的温度分布并不均匀,沿闸瓦宽度 x 方向(即制动盘径向)的温度升高.这是因为制动盘外侧线速度较大,导致闸瓦试样的热流密度增大,

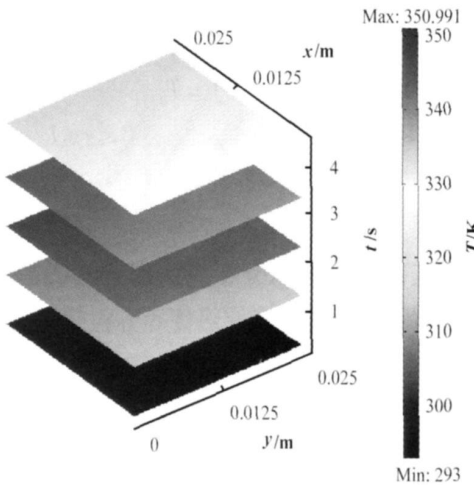


Fig 3 Variations of friction surface temperature with time
图 3 摩擦面温度随时间变化的情况

闸瓦摩擦表面的温度先升后降;在开始制动的 2 s 以内,摩擦表面温度呈上升趋势且一直延续到 2 s 左右,其最大值为 350.9 K(77.9 °C);此后温度开始下降;最终达到制动结束时的 331.0 K(58.0 °C)左右.无石棉闸瓦材料的温度变化对闸瓦材料力学性能将产生一定影响,但温度升至 (77.9 °C) 时,闸瓦的力学特性变化很小,不会影响到闸瓦的摩擦磨损特性.

另外,从图 3 还可以看出,在同一时刻,闸瓦摩擦表面温度沿制动盘周向几乎不发生变化;但沿制动盘径向的变化较明显.

3 试验验证

在 XDM 型调压变速摩擦磨损试验机上进行模拟制动试验,以测量闸瓦摩擦表面中心点在制动过程中的温升情况.因提升机盘形制动器在工作时呈对称分布,所以试验时采用如图 4 所示的布片方式.当模拟盘形制动器进行试验时,外加比压 p 同时作用于 2 块闸瓦,使其与制动盘进行摩擦以达到制动目的;同时关闭摩擦磨损试验机的温控系统(冷却

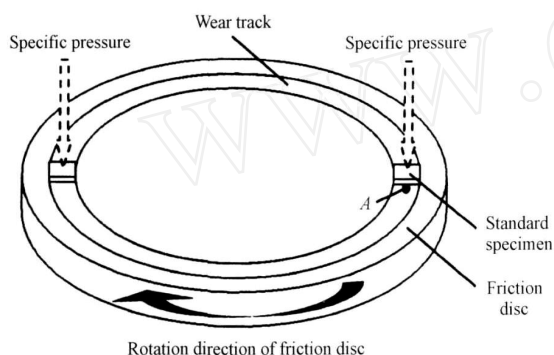


Fig 4 Contact schematic diagram of brake shoe standard specimen on friction disc

图 4 闸瓦标准试样与摩擦盘接触示意图

水和鼓风机等);通过热电偶测量闸瓦温度,由于闸瓦试样厚度尺寸较小以及受试验机结构的限制,难于直接在闸瓦试样上安装热电偶,故将热电偶置于制动盘上尽量靠近图 4 中 A 点处.

为了便于对比,制动试验中的工况参数和仿真工况参数一致,即制动初速度 $v = 7.5 \text{ m/s}$,制动比压 $p = 0.98 \text{ MPa}$,摩擦副材料见表 1.

图 5 所示为 A 点温度的实测值与仿真值随时间变化的关系曲线.可以看出,实测值与仿真值的最大误差为 3.28%,吻合较好.从图 5 还可见,在制动过程中,摩擦表面的温度随制动过程的进行先增后减;仿真计算温度开始下降的时间约为 2.1 s,而实测温度开始下降的时间在 2.4 s 左右;在 2.2 s 前实测温度低于仿真温度,而在 2.2 s 后实测温度明显高于仿真温度.这是因为热电偶的热容较大且吸热,相对于仿真计算过程的温升较缓慢;在实测温度达到最大值后热电偶向闸瓦放热,所以实测温度的下降慢于仿真温度.

4 结论

a 提出综合求解闸瓦三维瞬态温度场的方法,该方法可以直观、定量地描述提升机在制动过程

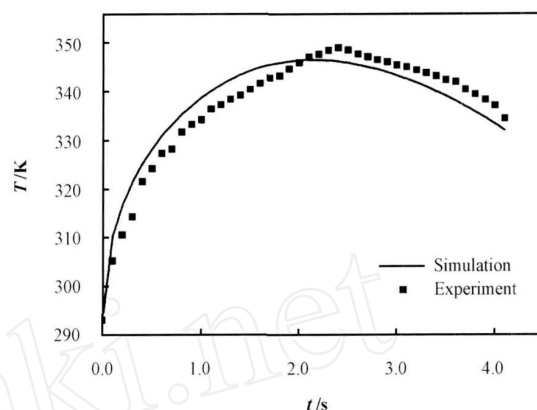


Fig 5 Comparison between simulation results and experimental data

图 5 仿真结果和实验结果比较

中盘形制动器闸瓦的温度场变化规律.

b 闸瓦温升沿几何尺寸上的分布并不均匀,摩擦表面温度远高于非摩擦面温度,距制动盘中心点越远,闸瓦温度越高;闸瓦的整体温度变化出现 1 个先升后降的过程;闸瓦摩擦表面温升很快,在制动时间约 2 s 时,摩擦表面中心点处的温度达到最大值 350.9 K (77.9 °C),所以闸瓦摩擦表面是闸瓦整体中最易发生热衰退的部位.

c 仿真计算结果与试验结果吻合较好,最大误差为 3.28%,表明三维瞬态温度场理论模型以及数值仿真计算方法的正确性和有效性.

参考文献:

- [1] 史志远,朱真才,陈国安.提升机盘形制动器闸瓦材料摩擦性能实验研究[J].润滑与密封,2006(12):99-101.
Shi Z Y, Zhu Z C, Chen G A. Experimental study on friction behaviors of brake shoes materials for hoist winder disc brakes[J]. Lubrication Engineering, 2006(12):99-101.
- [2] 王致杰,王崇林,李冬,等.闸瓦温升与摩擦系数对提升机安全制动的的影响机理研究[J].煤炭学报,2005,30(B08):149-152.
Wang Z J, Wang C L, Li D, et al. Study on the influence mechanism of the temperature rise and frictional coefficient of brake shoe on braking of mine hoist[J]. Journal of China Coal Society, 2005, 30(8):149-152.
- [3] 王志刚.盘形制动器制动过程能量分析及温度场计算[J].四川工业学院学报,2004,(8):19-20.
Wang Z G. Energy analysis for disc-brakes during braking and temperature field calculation[J]. Journal of Sichuan University of Science and Technology, 2004, (8):19-20.
- [4] 肖兴明,张欣.提升机盘式制动器温升研究[J].中国矿业大学学报,1993,22(4):13-20.
Xiao X M. Study on the temperature rise disc brake of mine hoist [J]. Journal of China University of Mining and Technology,

- 1993, 22(4): 13-20.
- [5] Matysiak S J, Yevtushenko A A, Ivanyk E G. Contact temperature and wear of composite friction elements during braking[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(1): 193-199.
- [6] 彭旭东, 曾群峰. 聚醚醚铜基复合材料的热性质和物理性质预测及其摩擦销三维温度场的数值模拟[J]. 摩擦学学报, 2005, 25(4): 353-357.
- Peng X D, Zeng Q F. Prediction of thermal and physical properties of filled polyetheretherketone composites and simulation of 3-d temperature field of the pin made from them[J]. Tribology, 2005, 25(4): 353-357.
- [7] 王营, 曹献坤, 姚安佑, 等. 盘式制动器摩擦片的温度场研究[J]. 武汉理工大学学报, 2001, 23(7): 22-24.
- Wang Y, Cao X K, Yao A Y, *et al*. Study on the temperature field of disc brake friction flake[J]. Journal of Wuhan University of Technology, 2001, 23(7): 22-24.
- [8] Afferrante L, Ciavarella M, Decuzzi P, *et al*. Transient analysis of frictionally excited thermoelastic instability in multi-disk clutches and brakes[J]. Wear, 2003, 254(1-2): 136-146.
- [9] Malak Naji, Al-Nimr M. Dynamic thermal behavior of a brake system[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2001, 28(6): 835-845.
- [10] Yevtushenko A, Ivanyk E. Determination of temperatures for sliding contact with applications for braking systems[J]. Wear, 1997, 206(1-2): 53-59.
- [11] Josef Voldrich. Frictionally excited thermoelastic instability in disc brakes-transient problem in the full contact regime[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2007, 49(2): 129-137.
- [12] 林谢昭, 高诚辉, 黄健萌. 制动工况参数对制动盘摩擦温度场分布的影响[J]. 工程设计学报, 2006, 13(1): 45-48.
- Lin X Z, Gao C H, Huang J M. Effects of operating condition parameters on distribution of friction temperature field on brake disc[J]. Journal of Engineering Design, 2006, 13(1): 45-48.
- [13] 程西云, 蒋松, 邓小桅, 等. 含磨屑粗糙表面接触滑动摩擦副温度场的计算[J]. 重庆大学学报, 2000, 23(3): 23-27.
- Cheng X Y, Jiang S, Deng X W, *et al*. The study on the contact temperature fields of sliding friction pairs with debris containing[J]. Journal of Chongqing University, 2000, 23(3): 23-27.
- [14] Ji-Hoon Choi. Finite element analysis of transient thermoelastic behaviors in disk brakes[J]. Wear, 2004, 257(1-2): 47-58.
- [15] 史志远. 提升机盘形制动器闸瓦摩擦学行为研究[D]. 徐州: 中国矿业大学机电工程学院, 2007.
- Shi Z Y. Research on tribological behavior of brake shoe for mine winder disc brake[D]. Xuzhou: College of Mechanical and Electrical Engineering, China University of Mining and Technology, 2007.

Simulation and Experimental Research on Three Dimensional Transient Temperature Field of Brake Shoe for Winder Disc Brake

ZHU Zhen-cai, SHI Zhi-yuan, PENG Yu-xing, CHEN Guo-an

(College of Mechanical and Electrical Engineering, China University of Mining and Technology, Xuzhou 221116, China)

Abstract: Combining practical operating condition of mine winder disc brake, based on the heat conduction theory and integral-transform method, simulation of temperature field under normal braking condition was carried out by applying numerical analysis software, and the variation laws of three-dimensional transient temperature field were obtained. Friction and wear experiment of asbestos-free brake shoe material against 16Mn steel friction disc was conducted using X-DM friction tester under the condition of winder brake. The experiment data was compared with simulation results. It's found that the brake shoe's temperature increased with radial distance, and frictional heat was mainly concentrated on the surface layer, the brake shoe's temperature increased firstly and then decreased. Comparison between simulation and experiment shows that they are in good agreement with maximum error of 3.28%, which indicates that the simulation method of 3D transient temperature field of brake shoe is valid and practical.

Key words: 3D transient temperature field, braking, brake shoe, winder

Author: ZHU Zhen-cai, born in 1965, Professor, e-mail: zhuzhencai@vip.163.com