

The Matching Analysis of the Friction Pair Considering the Temperature Field and Stress Field of the Brake Disc

Zewang Yuan¹, Zhenqiang Liu², Qifeng Qiao¹, Chun Tian¹, Zhonghai Wang²

¹Institute of Rail Transit, Tongji University, Shanghai

²CRRC Changchun Railway Vehicles Co., LTD., Changchun Jilin

Email: 0746yzw@tongji.edu.cn

Received: Oct. 24th, 2016; accepted: Nov. 6th, 2016; published: Nov. 9th, 2016

Copyright © 2016 by authors and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

Abstract

Three different types of brake discs, 25Cr2MoVA, QT700-2 and HT250 were matched with two different types of brake pads, powder metallurgy and composite material, and the temperature field and thermal stress field simulation analyses of the brake discs were conducted under different combination of materials by using FEA software. The results indicate that the temperature of the 25Cr2MoVA brake disc is the lowest and the thermal stress of the HT250 is the least under twice emergency braking condition in 100 km/h. The matching performance is the best between the 25Cr2MoVA brake disc and the powder metallurgy brake pad through consideration of the temperature resistance and mechanical properties of the material.

Keywords

Brake Disc, Temperature Field, Stress Field, Friction Pair, Matching Performance

考虑制动盘温度场和应力场的 摩擦副匹配性分析

袁泽旺¹, 刘振强², 乔启峰¹, 田 春¹, 汪忠海²

¹同济大学铁道与城市轨道交通研究院, 上海

²中车长春轨道客车股份有限公司, 吉林 长春
Email: 0746yzw@tongji.edu.cn

收稿日期: 2016年10月24日; 录用日期: 2016年11月6日; 发布日期: 2016年11月9日

摘要

对25Cr2MoVA、QT700-2和HT250三种材料的制动盘和粉末冶金、合成材料两种闸片进行配对, 采用有限元软件对不同材料组合条件下的制动盘进行温度场和应力场仿真分析。结果表明: 100 km/h两次紧急制动工况下25Cr2MoVA制动盘温度最低, HT250制动盘热应力最小。综合考虑材料本身耐受温度的能力和力学性能, 25Cr2MoVA制动盘与粉末冶金闸片匹配性最佳。

关键词

制动盘, 温度场, 应力场, 摩擦副, 匹配性

1. 引言

随着城轨列车设计速度的提高, 运营线路的延长, 制动盘服役的环境也变得日益严峻。摩擦制动的过程实际上是列车动能通过摩擦作用转换成热能, 最终通过制动盘和闸片耗散到大气的过程。列车速度的提高意味着制动盘需要承受的热能在增加, 线路的延长、站点的增加导致热量在盘体中的累积作用加剧。对于列车制动装置而言, 要求其具有高而稳定的摩擦系数, 温度升高会引起摩擦系数的下降。制动盘和闸片摩擦瞬间会导致接触表面温度急剧升高, 盘体产生很大的温度梯度, 由此产生的热应力可能会超过制动盘的强度极限。对于制动盘而言, 热量的输入是周期性的, 这种周期性的温度变化会引起制动盘的热疲劳失效。因此, 深入研究制动盘温度场和应力场分布, 对于高性能制动装置的开发设计以及最佳制动摩擦材料的匹配选择具有很好的工程应用价值和理论指导意义。

铁道车辆制动盘选用的材料一般有灰铸铁、球墨铸铁和铸钢等, 制动闸片材料一般有合成材料和粉末冶金等。实际应用过程中, 摩擦副之间的匹配基本上根据经验按照列车运行速度进行大致组合。本文以时速 100 km/h 的城轨列车制动盘为研究对象, 对常见制动摩擦材料进行匹配, 采用有限元软件 marc 分析最恶劣工况即两次紧急制动工况下制动盘的温度场和应力场分布情况, 比较不同材料组合下制动盘的温度和热应力结果, 选择最佳的摩擦副材料组合。

2. 有限元模型建立及边界条件确定

2.1. 有限元模型建立

本文以某城轨列车拖车制动盘为研究对象, 其结构参数见表 1, 用 Pro/E 建立制动盘的三维模型。根据制动盘循环对称的结构和工作特点, 选取单侧制动盘的九分之一作为分析对象, 导入到 Hypermesh 进行网格划分。建立的有限元模型图 1 所示, 该模型包含个 43,682 节点, 209,528 个单元。

2.2. 热传导方程的确定

制动过程中闸片与制动盘摩擦将列车的动能转化成热能, 产生的大部分热量通过摩擦面被制动盘和闸片吸收。随着制动的进行, 制动盘温度不断升高, 制动盘内部出现热传导, 制动盘各个界面与空气进

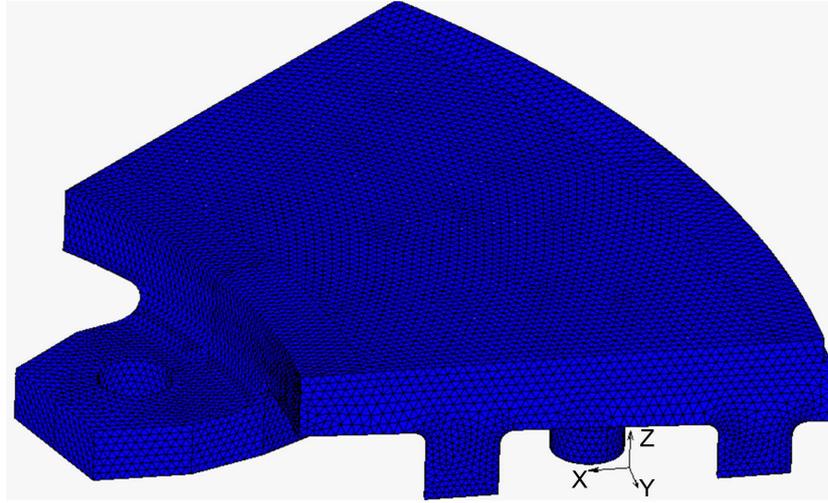


Figure 1. Simulation model of 1/9 onside disc
图 1. 单侧制动盘九分之一仿真模型

Table 1. Structure parameters of the disc
表 1. 制动盘结构参数

外径(mm)	厚度(mm)	摩擦面积(cm ²)
640	80	1706

行热对流和热辐射。

根据传热学理论[1] [2]，对于无内热源的各向同性材料，其热传导方程为：

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

其中： T 为物体的瞬态温度， $^{\circ}\text{C}$ ； ρ 为材料密度， kg/m^3 ； c 为材料比热容， $\text{J}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$ ； λ 为材料导热系数， $\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$ ； t 为过程进行时间， s 。

其初始条件为：

$$T(x, y, z) = T_0 \quad (2)$$

在制动盘所有的换热界面上

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n_i} = h_i (T - T_0) + \epsilon_i \sigma (T^4 - T_0^4) \quad (3)$$

在参与摩擦的界面上

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial z} = -q + h_z (T - T_0) + \epsilon_z \sigma (T^4 - T_0^4) \quad (4)$$

其中： T_0 为物体的初始温度， $^{\circ}\text{C}$ ； T 为制动盘瞬时温度， $^{\circ}\text{C}$ ； n_i 为各界面的法向单位向量； z 为摩擦界面的法向单位向量； h_i 为各界面的对流换热系数， $\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ ； h_z 为摩擦界面的对流换热系数， $\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ ； ϵ_i 为各界面的辐射换热系数， $\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ ； ϵ_z 为摩擦界面的辐射换热系数， $\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ ； σ 为斯蒂芬-波尔兹曼常数， $\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}^4)$ 。

由传热学理论可知，在不考虑热辐射时，无内热源的各向同性材料的热传导方程在 marc 中可转化为如下温度场仿真计算模型[3]:

$$[C(T)]\{\dot{T}\} + [K(T) + H(T)]\{T\} = \{Q(T)\} \quad (5)$$

其中: $[C(T)]$ 为比热矩阵; $\{\dot{T}\}$ 为温度对时间的导数; $[K(T)]$ 为传导矩阵; $H(T)$ 为对流换热系数矩阵; $\{T\}$ 为节点温度向量; $Q(T)$ 为节点热流率向量。

热流密度 $q(t)$ 为:

$$q(t) = \frac{\eta \gamma m a (v_0 - at)}{nA} \quad (6)$$

其中:

$$\gamma = \frac{\sqrt{\rho_d \lambda_d c_d}}{\sqrt{\rho_d \lambda_d c_d} + \sqrt{\rho_p \lambda_p c_p}} \quad [4] \quad (7)$$

ρ_d, λ_d, c_d 分别为制动盘的密度、导热系数和比热容, ρ_p, λ_p, c_p 分别为闸片的密度、导热系数和比热容; η 为动能转化成热能的效率, 参照文献[5]取 $\eta = 0.9$; m 为轴重, kg; a 为制动减速度, m/s^2 ; v_0 为制动初速度, m/s; t 为制动时间, s; n 为摩擦面数目; A 为摩擦面积, m^2 。

计算所需的车辆及运行参数见表 2。

根据式(6)和(7), 代入相应的参数值可得不同摩擦副配对情况下制动盘的热流密度, 绘制制动过程中热流密度随时间的变化曲线见图 2。

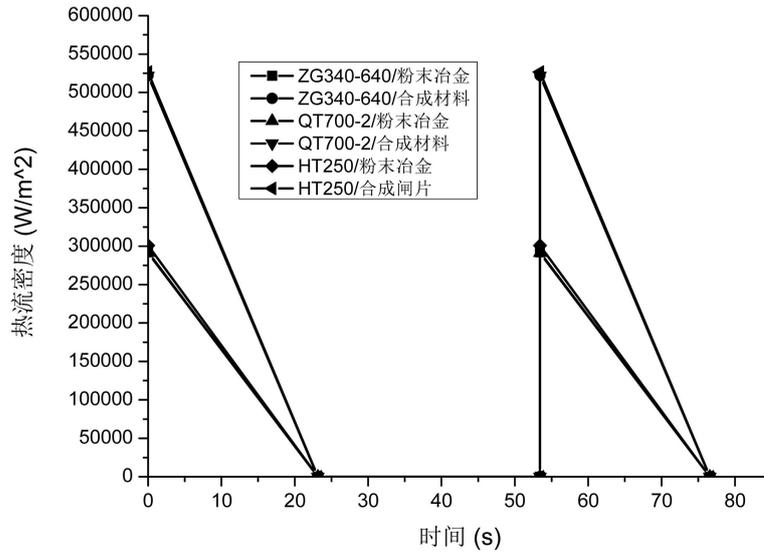


Figure 2. Curve: heat flux varies time
图 2. 热流密度随时间变化曲线

Table 2. Parameters of vehicle and operation
表 2. 车辆及运行参数

轴重(kg)	紧急制动减速度(m/s^2)	制动初速度(km/h)	启动加速度(m/s^2)	摩擦面数(--)
14000	1.2	100	1.2	4

2.3. 对流换热系数的确定[6] [7]

制动和加速过程中, 制动盘处于空气的强迫对流散热状态, 制动盘内缘空间比较封闭, 可以认为处于对流换热状态。

气流通过制动盘摩擦面可以采用纵掠平板对流换热模型。气流纵掠平板的雷诺数

$$R_{e_m} = \frac{u_\infty x}{\nu} \quad (8)$$

根据空气流动状态, 盘面的对流换热系数为:

层流, $R_{e_m} \leq 5 \times 10^5, 0.6 < P_{r_m} < 50$,

$$h = 0.664 R_{e_m}^{\frac{1}{2}} P_{r_m}^{\frac{1}{3}} \frac{\lambda_a}{d} \quad (9)$$

湍流, $5 \times 10^5 < R_{e_m} \leq 10^8, 0.6 < P_{r_m} < 60$,

$$h = 0.037 (R_{e_m}^{0.8} - 23500) P_{r_m}^{\frac{1}{3}} \frac{\lambda_a}{d} \quad (10)$$

气流通过制动盘盘缘可以采用横掠单管的模型。气流横掠单管时,

$$R_{e_m} = \frac{u_\infty d}{\nu} \quad (11)$$

在 $1 < R_{e_m} \leq 10^6, 0.7 < P_{r_m} < 500$ 时, 其对流换热系数为:

$$h = C_1 R_{e_m}^{n_1} P_{r_m}^{m_1} \frac{\lambda_a}{d} \quad (12)$$

气流通过散热筋可以采用横掠管束的模型。气流横掠管束时, 其对流换热系数为:

$$h = C_2 R_{e_m}^{n_2} P_{r_m}^{m_2} \frac{\lambda_a}{d} \quad (13)$$

其中: P_{r_m} 为普朗特常数, 通过文献[8]查得 $P_{r_m} = 0.703$; λ_a 为空气导热系数, 通过文献[8]查得 $\lambda_a = 0.0259 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{C})$; ν 为空气运动粘度, 通过文献[8]查得 $\nu = 1.48 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$; u_∞ 为空气来流速度, m/s , 可近似认为是车速; d 为制动盘特征尺寸, m ; 系数 $C_1, n_1, m_1, C_2, n_2, m_2$ 可通过文献[7]查得。自然对流换热系数取 $5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$ 。将对流换热系数随时间变化的曲线绘制如下图 3。

2.4. 热应力方程

marc 求解热应力场时不必再重新建立有限元模型, 可以通过软件中的热机耦合模块, 将已求解的节点温度值作为载荷施加到制动盘结构分析模型上。热应力的计算方程[9]为:

$$\sigma = \alpha E (T - T_0) \quad (14)$$

其中: σ 为热应力, MPa ; α 为热膨胀系数, $^\circ\text{C}^{-1}$; E 为弹性模量, MPa ; T_0 为物体的初始温度, $^\circ\text{C}$; T 为制动盘瞬时温度, $^\circ\text{C}$ 。

2.5. 材料参数

制动盘因本身材料性质, 其耐受温度和承受热应力的能力不一样, 同时与之配对的闸片材料不一样也影响到摩擦热的分配情况。为研究摩擦材料在不同配对条件下对制动盘温度场和应力场的影响, 需要选择不同制动盘和闸片材料并进行组合。针对常用摩擦制动材料, 选取 25Cr2MoVA、QT700-2 和 HT250 三种材料作为制动盘分析所用材料, 选取粉末冶金和合成材料作为闸片材料, 各种摩擦材料的材料参数见表 3。

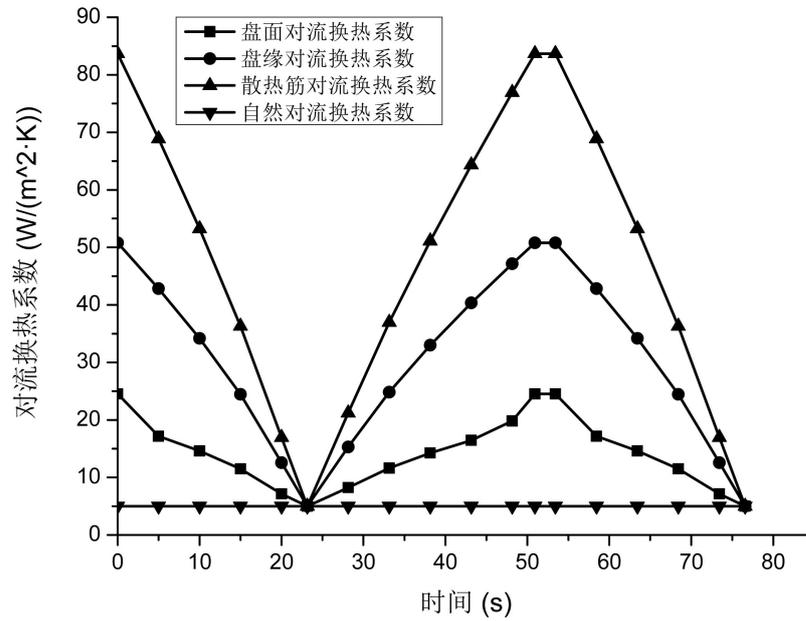


Figure 3. Curve: convective heat transfer coefficient varies time
图 3. 对流换热系数随时间变化曲线

Table 3. Parameters of friction materials
表 3. 摩擦材料参数

材料种类	密度 kg/m ³	弹性模量 GPa	泊松比 -	导热系数 W/(m ² ·C)	比热容 J/(kg·C)	热膨胀系数 10 ⁻⁶ /°C
25Cr2MoVA [10]	7840	214	0.30	41.8	460	11.5
QT700-2 [11]	7090	169	0.31	38.0	531	10.8
HT250 [11]	7280	138	0.26	48.5	460	11.7
粉末冶金 [12]	5500	200	0.30	74.0	436	11.0
合成材料 [13]	2595	1.50	0.25	1.21	1465	30.0

3. 结果分析

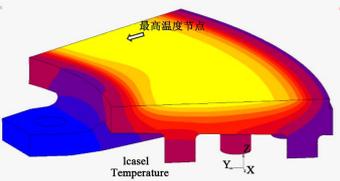
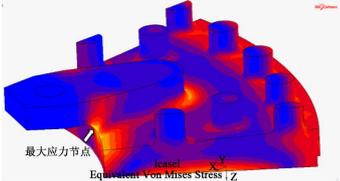
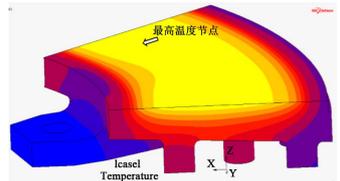
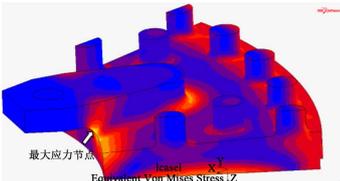
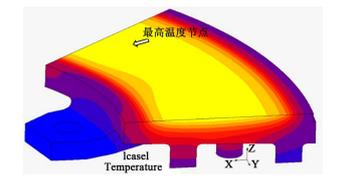
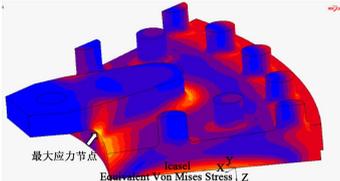
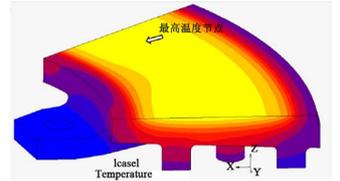
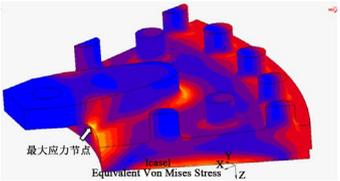
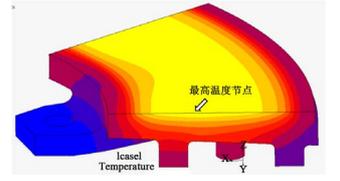
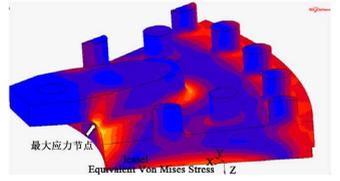
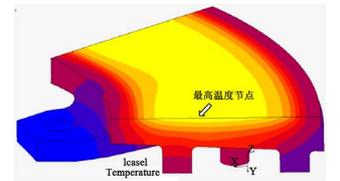
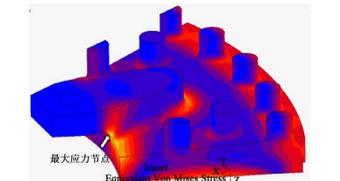
经 marc 求解可得到制动盘任意节点任意时刻的温度值和热应力值，综合列出了不同摩擦材料组合下最大温度时刻的温度云图和最大热应力时刻的应力云图见表 4。不同摩擦材料组合下制动盘最高温度节点时间历程曲线和最大热应力时间历程曲线见图 4 和图 5。

3.1. 温度分析

(1) 各种摩擦材料组合下，制动盘最高温度均出现在摩擦表面靠近摩擦半径处，见表 4 中温度云图指示，且都在材料许用范围内。这是因为热量是由制动盘与闸片摩擦作用产生，经由摩擦表面向盘体内部传导以及通过空气的对流换热耗散，摩擦表面靠近摩擦半径处的位置是热源产生与散热最不充分的交接部位。

(2) 对比表 4 中同种材料制动盘的最高温度，采用粉末冶金闸片要比采用合成闸片低 60% 以上。原因在于摩擦材料会影响热流在制动盘和闸片两者之间的分配，而合成材料的导热系数和密度都比较小，致使产生的摩擦热大量的流入到制动盘。

Table 4. Temperature field and thermal stress field nephogram of disc
表 4. 制动盘温度场和热应力场温度云图

摩擦副	温度场		热应力场	
	最高温度时刻温度云图	温度标尺/°C	最大热应力时刻应力云图	应力标尺/MPa
25Cr2MoVA/ 粉末冶金		118.9 109.6 100.4 91.21 81.99 72.77 63.56 54.34 45.12 35.90 26.69		139.7 125.7 111.8 97.87 83.95 70.02 56.09 42.16 28.24 14.31 0.384
25Cr2MoVA/ 合成材料		192.9 176.4 159.9 143.4 126.9 110.4 93.89 77.40 60.90 44.40 27.90		249.8 224.9 200.0 175.1 150.2 125.3 100.4 75.44 50.53 25.62 0.713
QT700-2/ 粉末冶金		119.6 110.2 100.9 91.52 82.16 72.80 63.44 54.08 44.72 35.37 26.01		107.8 97.01 86.26 75.50 64.75 54.00 43.25 32.50 21.75 11.00 0.244
QT700-2/ 合成材料		194.5 177.8 161.0 144.2 127.5 110.7 93.92 77.15 60.38 43.61 26.85		193.1 173.8 154.6 135.3 116.0 96.78 77.51 58.24 38.97 19.71 0.437
HT250/ 粉末冶金		121.0 111.7 102.4 93.17 83.91 74.64 65.38 56.11 46.85 37.59 28.32		87.61 78.89 70.16 61.44 52.72 43.99 35.27 26.54 17.82 9.097 0.373
HT250/ 合成材料		193.0 176.8 160.5 144.3 128.1 111.9 95.68 79.46 63.25 47.03 30.81		153.4 138.1 122.8 107.5 92.27 77.00 61.73 46.46 31.19 15.92 0.652

(3) 对比表 4 中配对同种闸片材料时三种材料制动盘的最高温度，差别不大。原因在 25Cr2MoVA、QT700-2 和 HT250 涉及到热流分配系数的材料参数值差别不大。但从三种材料本身耐受温度的能力来看，25Cr2MoVA 最优、QT700-2 次之，HT250 稍逊。

(4) 由图 4 可见，各个组合下节点温度随时间的变化趋势是一致的，随着制动过程的进行制动盘最高温度先增加后减小。出现最高温度的时间点基本相近，第一次紧急制动最高温度均出现在 12 s 左右，第二次紧急制动最高温度均出现在 65 s 左右。说明温度随时间变化趋势与摩擦材料参数关系很小，主要取决于制动过程的变化。

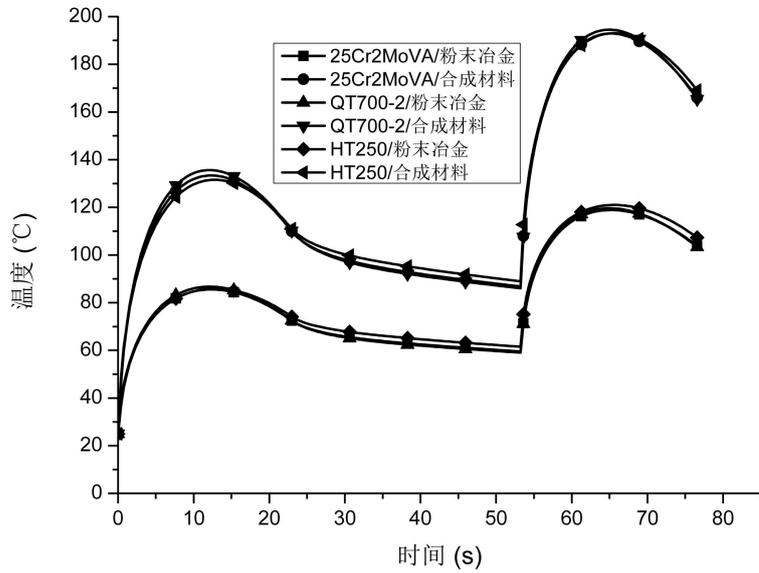


Figure 4. Curve: temperature varies time of maximum temperature node
 图 4. 最高温度节点温度时间历程曲线

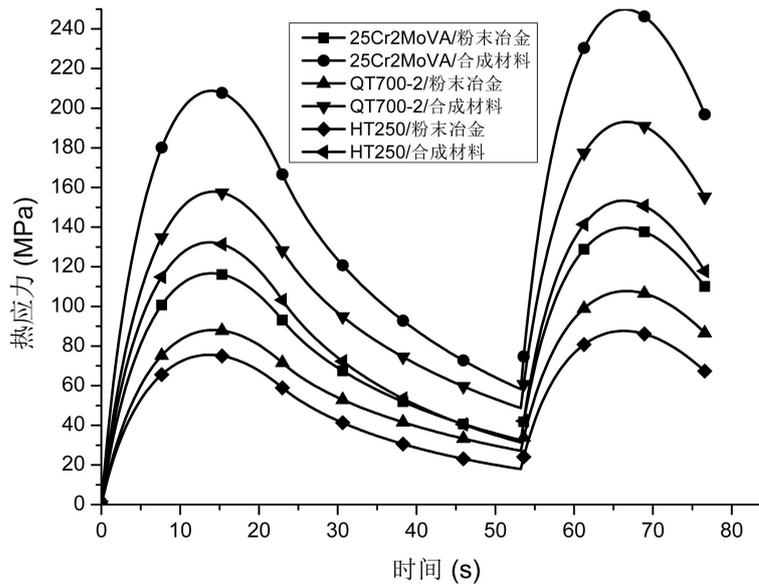


Figure 5. Curve: thermal stress varies time of maximum temperature node
 图 5. 最大热应力节点应力时间历程曲线

3.2. 热应力分析

(1) 不同摩擦材料组合下, 制动盘最大热应力值均出现在盘爪根部与制动盘内表面结合处, 整个盘爪与内盘面结合部位都是应力集中区, 见表 4 中应力云图指示, 但都处在材料许用范围内。各个组合均出现应力集中且分布情况相同, 说明与材料参数无关。

(2) 对比表 4 中同种材料制动盘的最大热应力, 采用粉末冶金闸片要比采用合成闸片低 80%左右。原因在于闸片材料不同, 制动过程中制动盘瞬时温度值不同, 从而导致热应力出现较大差别。

(3) 对比表 4 中配对同种闸片材料时制动盘最大热应力大小, HT250 最大热应力值最小、QT700-2

次之、25Cr2MoVA 最大。从热应力方程可知, 三种制动盘材料参数不一样, 在温度基本相同的情况下, 热应力会出现差异。由此可见, 弹性模量与热膨胀系数的乘积大小对热应力影响很大。但从材料本身的力学性能来看, 考虑到热疲劳累积效应, 铸钢材料要优于铸铁材料。

(4) 由图 5 可见, 各个组合下节点热应力随时间的变化趋势是一致的, 均随着制动过程的进行先增加后减小。出现最大热应力的时间点也基本相近, 第一次紧急制动最大热应力均出现在 15 s 左右, 第二次紧急制动最大热应力均出现在 65 s 左右, 但不同组合的热应力峰值有变化。说明热应力变化趋势与摩擦材料参数关系很小, 主要取决于制动过程的变化。

4. 结论

(1) 25Cr2MoVA、QT700-2、HT250 三种制动盘材料在同种闸片配对情况下, 最高温度差别不大, 最大热应力值依次降低。综合考虑制动盘温度场和应力场以及材料本身对温度的耐受能力和力学性能, 25Cr2MoVA 最优, QT700-2 次之, HT250 稍逊。

(2) 相比合成闸片, 粉末冶金闸片能明显降低制动盘最高温度和最大热应力。

(3) 摩擦材料对制动盘最高温度和最大热应力随时间变化的趋势基本上不影响。

基金项目

“十二五”国家科技支撑计划项目资助(2015BAG13B01-11); 国家自然科学基金项目资助(U1534205)。

参考文献 (References)

- [1] 杨世铭. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2010: 41-49.
- [2] 丁群, 谢基龙. 基于三维模型的制动盘温度场和应力场分析[J]. 铁道学报, 2002, 24(6): 34-38.
- [3] 冯超, 孙丹丹, 陈火红. 全新 Marc 实例教程与常见问题解析[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2012: 324-325.
- [4] Gao, C.H. and Lin, X.Z. (2002) Transient Temperature Field Analysis of a Brake in a Non-Axisymmetric Three-Dimensional Model. *Journal of Materials Processing Technology*, **129**, 513-517.
[http://dx.doi.org/10.1016/S0924-0136\(02\)00622-2](http://dx.doi.org/10.1016/S0924-0136(02)00622-2)
- [5] 李继山, 林祐亭, 李和平. 高速列车合金锻钢制动盘温度场仿真分析[J]. 铁道学报, 2006, 28(4): 45-48.
- [6] 陈礼. 流体力学与热工基础(第二版) [M]. 北京: 清华大学出版社, 2012: 146-149.
- [7] 战洪仁. 工程传热学基础[M]. 北京: 中国石化出版社, 2014: 91-96.
- [8] 赵秋萍, 李春雷. 化工原理实验[M]. 成都: 西南交通大学出版社, 2014: 201-203.
- [9] Hwang, P. and Wu, X. (2010) Investigation of Temperature and Thermal Stress in Ventilated Disc Brake Based on 3D Thermo-Mechanical Coupling Model. *Journal of Mechanical Science and Technology*, **24**, 81-84.
<http://dx.doi.org/10.1007/s12206-009-1116-7>
- [10] 哈尔滨锅炉厂有限责任公司. 锅炉压力容器金属材料下[M]. 北京: 化学工业出版社, 2008: 25-28.
- [11] 《机械工程材料性能数据手册》编委会. 机械工程材料性能数据手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1995: 751-771.
- [12] 孙超. 摩擦块排布对制动盘温度场及热应力场的影响[D]: [硕士学位论文]. 大连: 大连交通大学, 2012.
- [13] 符阳. 盘式制动器热—机耦合的数值仿真与分析[D]: [硕士学位论文]. 北京: 煤炭科学研究总院, 2007: 25.

期刊投稿者将享受如下服务：

1. 投稿前咨询服务 (QQ、微信、邮箱皆可)
2. 为您匹配最合适的期刊
3. 24 小时以内解答您的所有疑问
4. 友好的在线投稿界面
5. 专业的同行评审
6. 知网检索
7. 全网络覆盖式推广您的研究

投稿请点击：<http://www.hanspub.org/Submission.aspx>

期刊邮箱：ojtt@hanspub.org