

# 盘式制动器旋转结合面的热-结构耦合特性

李小彭, 孙德华, 梁友鉴, 赵光辉

(东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819)

**摘 要:** 为探索盘式制动器制动盘与制动片之间的摩擦生热规律及其热流分配规律,应用有限元软件对汽车紧急制动过程进行模拟,研究了制动器在制动过程中温度场、应力场的分布规律及其变化特征. 研究结果表明:在制动过程中,系统的应力场和温度场分布都不均匀,二者沿径向和轴向都有较大的梯度,而沿周向的梯度相对较小;由于热应力和机械应力的作用,制动盘会发生热变形,从而使接触状态改变,并导致压力分布的变化,而接触压力的变化反过来又影响摩擦热流的输入;制动盘的变形既是温度场和应力场耦合作用的结果,也是振动摩擦耦合作用的结果.

**关 键 词:** 制动系统;温度场;应力场;振动;摩擦

**中图分类号:** U 463.51

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1005-3026(2015)04-0521-06

## Thermal-Structure Coupling Characteristics of Brake's Rotating Joint Surface

LI Xiao-peng, SUN De-hua, LIANG You-jian, ZHAO Guang-hui

(School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China.

Corresponding author: LI Xiao-peng, professor, E-mail: xpli@me.neu.edu.cn)

**Abstract:** In order to explore the frictional heat and the heat distribution between brake disc and friction plate, the process of emergency braking was simulated using the finite element software. The distribution and variation characteristics of temperature field and stress field were studied. The results showed that the distribution of temperature field and stress field is uneven during the braking process. Their gradients in radial and axial directions are greater, but in circumferential direction is relatively smaller. The thermal and mechanical stress will lead to thermal deformation of the brake disc, which can change contact state and pressure distribution. The change of contact pressure will affect the friction heat input. The thermal deformation of the brake disc is not only the coupling result of the temperature and stress fields, but also the coupling result of the vibration and friction.

**Key words:** braking system; temperature field; stress field; vibration; friction

汽车紧急制动过程中产生的热变形会使制动系统材料的刚度重新分布,导致制动盘和摩擦片之间压力分布及接触状态的改变,这将会影响汽车的制动稳定性和舒适性. 因此,盘式制动器旋转结合面的热-结构耦合特性研究具有重要的意义.

长期以来国内外学者对此进行了大量的研究工作<sup>[1-3]</sup>. 文献[4]用 ANSYS 建立了制动盘和摩擦片的实体模型,模拟了制动过程中制动盘瞬态

温度场和应力场的分布规律,初步探讨了制动盘产生径向裂纹的原因. 文献[5]研究了在恒减速工况下汽车盘式制动器制动盘和制动块的制动摩擦行为,分析了摩擦副表面温度场和应力场的相互作用,基于热应力分析结果,采用热疲劳分析方法,预测制动盘制动中热应力裂纹的萌生. 文献[6]运用计算量相对较大的隐式有限元法对制动器摩擦副对偶件进行分析,在数学和物理层面将热传导方程和力平衡方程联立,以此求解了制动

过程中的热弹性问题. 文献[7]建立了制动盘和制动块的二维模型, 将制动盘与制动块的非均匀接触等效为均匀接触, 通过数值方法计算了制动时的温度场和应力场分布. 文献[8]通过对盘式制动器制动过程的数值模拟与实验, 表明制动过程中摩擦系数的变化和热弹性不稳定性导致制动盘表面法向和切向制动力的波动变化, 从而引起制动时的低频热抖动. 但是, 上述研究均是从温度场与应力场耦合作用的角度来研究制动盘的热变形情况.

本文建立了制动系统的有限元模型, 分析了制动过程中制动系统的温度场、应力场的分布情况及变化特征, 并从振动摩擦耦合作用的角度对相关现象予以了阐述. 本文的研究为以后制动器的设计、优化、选材等方面提供了一定的理论依据.

## 1 制动系统有限元模型的建立

采用桑塔纳轿车的通风盘式制动器, 主要选取制动盘和摩擦片作为研究对象, 其中制动盘的材料为 HT250, 摩擦片的材料为树脂复合材料. 计算分析所需参数见表 1~表 3.

表 1 摩擦副的几何尺寸  
Table 1 Geometric size of friction pair

摩擦副	内半径	外半径	厚度	包角	密度	泊松比
	mm	mm	mm	(°)	( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	
制动盘	76	126	20	360	7 220	0.3
摩擦片	78	124	10	60	1 550	0.3

表 2 制动器的物理性能参数  
Table 2 Physics parameters of brake

摩擦副	导热系数	比热	热膨胀系数 $\times 10^6$	弹性模量
	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	$\text{K}^{-1}$	GPa
制动盘	48.46	419	4.39	105
摩擦片	1.212	1465	11.65	2.2

表 3 整车部分参数  
Table 3 Parameters of vehicle

汽车满载质量	轴距	质心高	轮胎滚动半径	重心至后轴距
kg	mm	mm	mm	mm
1 798	2 715	500	317	1 285

因为制动过程中温度变化比较大, 所以采用随温度变化的摩擦系数, 如表 4 所示<sup>[9]</sup>.

表 4 摩擦系数  
Table 4 Coefficient of contact surface

温度/°C	20	100	200	300	400
摩擦系数	0.37	0.38	0.41	0.39	0.24

在实际制动过程中, 制动盘和摩擦片吸收了几乎全部的摩擦热, 而且本文主要分析制动盘和摩擦片产生的制动摩擦现象, 因此建模时不考虑制动钳<sup>[9-10]</sup>; 轮毂连接部分与制动盘的热-结构耦合研究关系不大, 此部分结构也做简化处理. 根据系统结构及载荷的对称性, 建立其二分之一模型并忽略一些细小结构如倒角、退刀槽等. 制动系统的简化模型如图 1 所示. 约束制动盘内圈除绕轴向旋转和温度之外的所有自由度, 约束摩擦片除沿轴向的位移和温度之外的所有自由度; 依据文献[9]计算制动压力为 3.73 MPa, 盘片间的导热系数为  $25 \text{ k W/m} \cdot \text{K}$ ; 依据文献[10]设置盘式制动器的对流换热系数, 热流分配系数为 7.29; 取初始温度与环境温度为  $20^\circ\text{C}$ . 网格采用 8 节点 6 面体的 C3D8RT 单元, 并采用扫掠方式划分, 得到制动盘和摩擦片的网格图如图 2 所示.

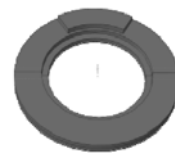


图 1 制动盘简化模型  
Fig. 1 Simplified model of brake disc

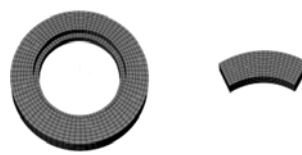


图 2 制动盘和摩擦片的网格图  
Fig. 2 Grid graphs of brake disc and friction plate

## 2 制动系统温度场分析

对汽车的紧急制动过程进行仿真, 即速度从 100 降到 0 km/h 的过程, 历时 2.96 s. 制动盘在整个制动过程中的温度分布云图如图 3 所示.

由图 3 可知, 制动盘的最高温度在整个制动过程中呈现先增后减的趋势. 在制动初期, 制动盘周向存在明显的温差, 在制动后期周向温差明显减小. 因为制动后期速度减小的同时, 摩擦生热和散热也减少. 在径向, 摩擦接触区的温度明显高于非接触区. 这是因为在制动过程中, 摩擦接触区域

有大量的摩擦热流输入,从而使该区域的温度显著升高.而非摩擦区域的温升主要依靠热传导,同时内外圈还直接与周围空气对流换热,所以制动盘径向会产生明显的温度梯度.

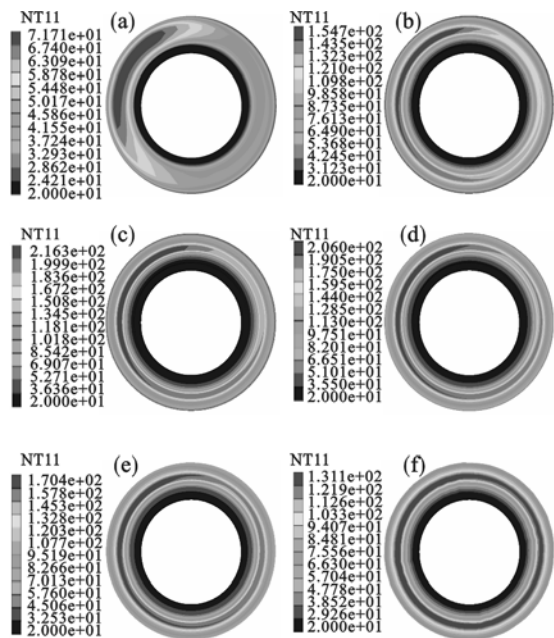


图3 不同制动时刻制动盘的温度云图

Fig. 3 Temperature nephograms at different braking time

(a)—0.1 s; (b)—0.5 s; (c)—1 s; (d)—2 s;  
(e)—2.5 s; (f)—2.96 s.

制动盘的轴向温度云图如图4所示.

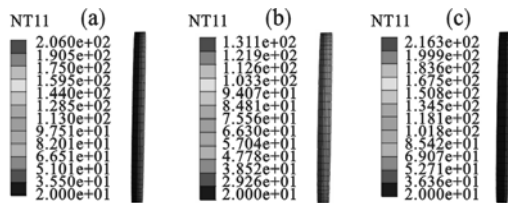


图4 制动盘不同时刻的轴向温度图

Fig. 4 Axial temperature nephograms of brake disc at different braking time

(a)—0.1 s; (b)—0.5 s; (c)—2.96 s.

由图4可知,温度沿轴向扩散的速度远小于径向,而且温度较低.实际中制动盘带有通风孔,散热能力更强,由此推断可知,在制动结束时,制动盘轴向的温度应该比仿真结果更小一点.从整体趋势上看,制动盘的轴向温度一直处于上升状态.

## 2.1 制动盘沿径向的温度分布

制动盘上的测点分布如图5所示.为了更直观地观察制动过程中制动盘沿径向的温度变化情况,提取制动盘同一半径方向上不同点的温度值,得到制动盘径向不同测点的温度变化曲线,如图6所示.

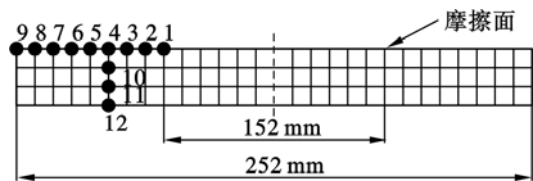


图5 制动盘上测点分布图

Fig. 5 Distribution of measuring points on brake disc

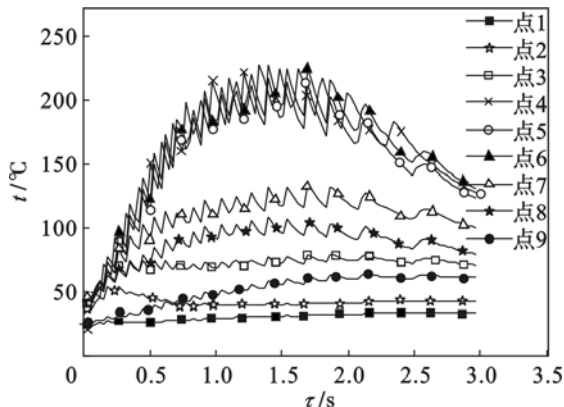


图6 制动盘沿径向各点温度变化曲线

Fig. 6 Temperature curves of brake disc radial points

由图6可知,制动盘边缘处点1,2,9的温度呈逐渐上升趋势,其他点则是先升后降.这是因为这些点没有在摩擦接触区域内,其温度变化主要靠热传导和对流换热.制动盘表面上温度最高的点6,在1.7 s时温度达到225 °C.由点4,6,8的温度大小可知,制动盘的温升不仅与摩擦生热量有关,还与制动盘受到的接触压力和对流换热有关,制动盘的温升是热-结构耦合作用的结果.

## 2.2 制动盘沿轴向的温度分布

提取图5中的点4,10,11,12的温度数据,4个测点的温度变化曲线如图7所示.

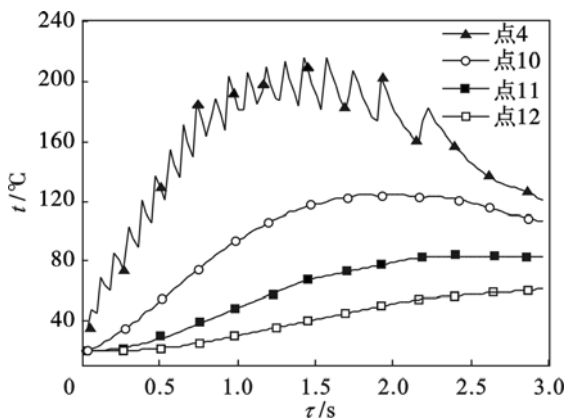


图7 制动盘轴向各点的温度变化曲线

Fig. 7 Temperature curves of brake disc axial points

由图7可知,温度最大值出现在点4.由于摩擦表面受到摩擦热流输入和对流换热的影响,点4的温度变化曲线呈锯齿状.制动盘沿轴向的温

度梯度最大值出现在 1.5 s 左右,大概为 200 °C. 制动盘轴向的温度梯度比径向的更加明显,这是因为制动盘内部不能直接与外部空气对流换热,其温度变化主要依赖热传导.

### 2.3 制动盘沿周向的温度分布

提取点 4 所在圆周上 10 个点的温度来模拟点 4 在一周内的温度变化,其温度变化曲线如图 8 所示.

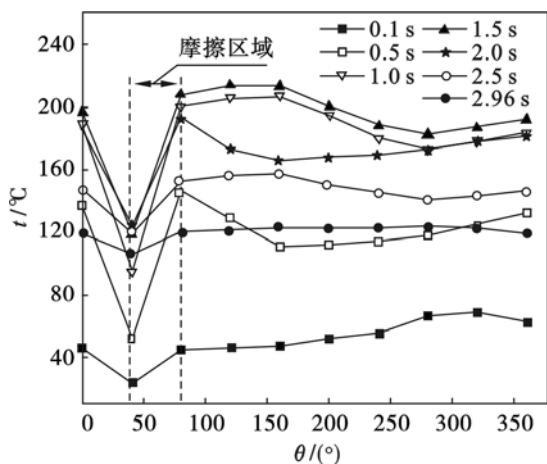


图 8 制动盘沿周向的温度分布  
Fig. 8 Circumferential temperature distribution of brake disc

由图 8 可知,制动盘沿圆周方向的温度也有一定的梯度.在摩擦接触区域,节点的温度明显上升,这是因为这一区域输入了大量的摩擦热流.在非摩擦区域,制动盘的温度变化主要依靠热传导和对流换热.在周向进入摩擦区域,温度迅速上升,离开摩擦区域之后则缓慢下降.周向温度的最大梯度值出现在  $t=1.0$  s 时,最大值达到 110 °C 左右.

### 2.4 摩擦片的温度分布

为了研究摩擦片的温度变化情况,提取不同制动时刻摩擦片的温度云图,如图 9 所示.

由图 9 可知,摩擦片的温度最大值出现在摩擦区域的出口处.在制动初期,随着制动时间的增加,温度先上升,而后温度逐渐降低.摩擦片的温度在径向的分布也不均匀,摩擦区域的温度明显高于非摩擦区域.因为摩擦区域有大量的摩擦热流输入,而且这一区域的散热条件较差,所以温度从摩擦接触区域向两边逐渐减小,梯度明显.

## 3 制动盘的应力场分析

### 3.1 制动盘的等效应力云图

对制动过程进行有限元模拟,得到制动盘不同时刻的等效应力云图,如图 10 所示.

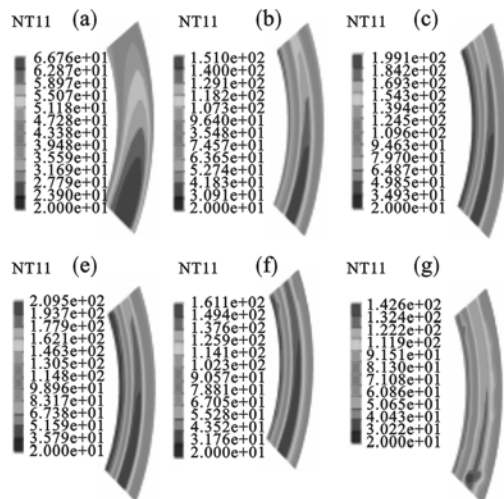


图 9 不同制动时刻摩擦片的温度云图  
Fig. 9 Temperature nephograms of friction plate at different braking time

(a)—0.1 s; (b)—0.5 s; (c)—1.0 s;  
(d)—1.5 s; (e)—2.0 s; (f)—2.96 s.

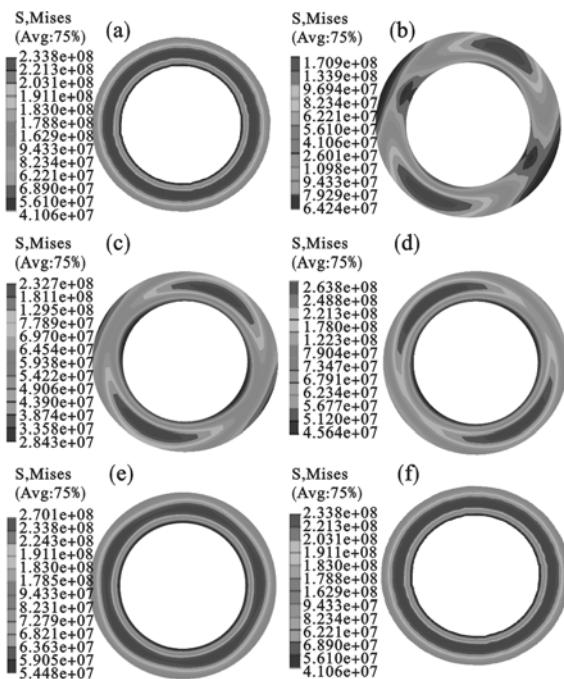


图 10 不同制动时刻制动盘的等效应力云图  
Fig. 10 Equivalent stress nephograms of brake disc at different braking time

(a)—0.1 s; (b)—0.5 s; (c)—1.0 s; (d)—1.5 s;  
(e)—2.5 s; (f)—2.96 s.

由图 10 可知,随着制动时间的增加,等效应力逐渐增大,最大约为 270 MPa. 随后,应力开始逐渐减小并趋于稳定.最大应力值出现在摩擦接触区域,等效应力从接触区域向两边逐渐减小,梯度明显.这是因为在摩擦接触区域,温度最高,所以相应的热应力也最大.

### 3.2 制动盘的等效应力沿径向分布

提取图 5 中的点 1 到点 8 的应力值,应用 4

次多项式拟合出其变化规律,可得制动盘径向各点的等效应力随时间的变化曲线,如图11所示。

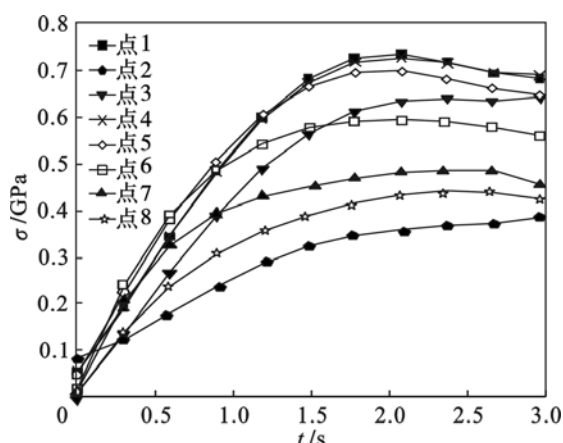


图11 制动盘径向各点等效应力的变化曲线  
Fig. 11 Equivalent stress curves of radial points

由图11可知,随着时间的增加,摩擦产生的热流不断输入,等效应力逐渐增加并在2.0 s左右达到最大值。而后随着速度的减小,热流输入强度减弱,制动盘表面温度逐渐降低,等效应力也慢慢减小并趋于稳定。应力最大点是制动盘与轮毂相接触的点1,其次是制动盘摩擦接触区域中间点4,5,此处温度高、热变形严重,对应的热应力也大。

### 3.3 制动盘等效应力沿轴向分布

提取制动盘轴向4个点的应力值进行拟合,可得其等效应力随时间的变化曲线,如图12所示。

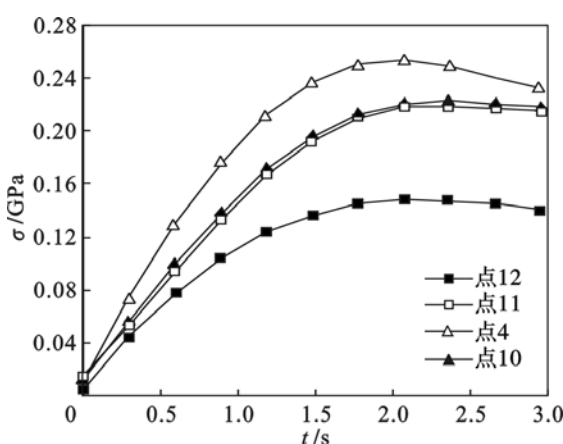


图12 制动盘轴向各点等效应力的变化曲线  
Fig. 12 Equivalent stress curves of axial points

由图12可知,制动盘轴向等效应力最大值出现在点4。随着制动时间的增加,等效应力也快速增大,并在1.7 s附近达到最大值,约为250 MPa。制动盘表面点4的应力变化趋势本应该与温度变化趋势相似,呈锯齿状分布,每次在经过摩擦片

时,应力应该有明显的变化。因为此处采用数据拟合,所以锯齿状不能显示出来。

### 3.4 制动盘等效应力沿周向分布

提取制动盘上点4所在圆周上的6个点在不同时刻的应力值,可得制动盘不同时刻的等效应力沿圆周方向的变化曲线,如图13所示。

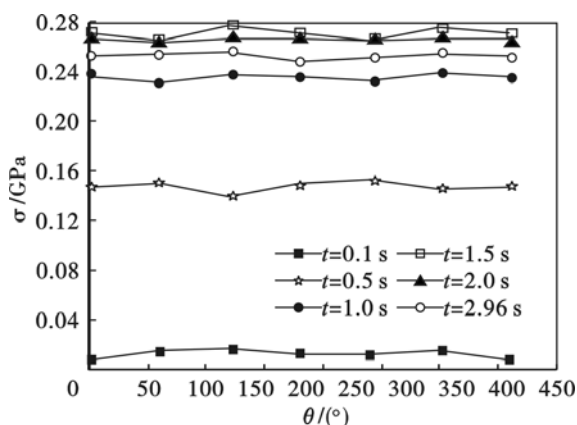


图13 制动盘等效应力沿周向分布  
Fig. 13 Distribution of brake disc's equivalent stress along circumferential direction

由图13可知,应力沿周向的分布基本平稳。等效应力从0到1.5 s是逐渐增大的,从1.5 s到制动结束则逐渐减小。因为在制动初期,大量的摩擦热流输入使制动盘发生热变形,并产生较大的热应力。在制动后期,随着转速的降低,热流输入量减少。在对流换热作用下,温度开始逐渐降低,弹性阶段的变形开始恢复,热应力减小。

## 4 结 论

1) 在制动过程中,制动盘和摩擦片的温度分布都不均匀。制动初期,温度逐渐升高,当达到某一最高值后开始减小,最后趋于稳定。在轴向和径向都有大的温度梯度,圆周方向的温度梯度相对较小。

2) 制动过程中,应力分布和温度分布类似,都是先增大后逐渐减小再趋于稳定。应力沿径向和轴向都有明显波动,而圆周方向的应力梯度较小。

3) 在摩擦接触区域,大量的摩擦热流输入使温度升高,热应力增大,进而使制动盘发生热变形。而热变形又会使接触区域的压力重新分布,这样又会影响温度的变化。可见,制动盘的热变形是温度场和应力场耦合作用的结果。

### 参考文献:

- [1] Mackin T J, Noe S C, Ball K J, et al. Thermal cracking in disc brakes[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2002, 9(1):

- 63 – 76.
- [ 2 ] Jacobsson H. Disc brake judders considering instantaneous disc thickness and spatial friction variation [ J ]. *Journal of Automobile Engineering*, 2003, 217(5) : 325 – 342.
- [ 3 ] Jaeyoung K, Charles M K, Farshid S. Dynamic instability of a thin circular plate with friction interface and its application to disc brake squeal [ J ]. *Journal of Sound and Vibration*, 2008, 316(1) : 164 – 179.
- [ 4 ] 黄健萌, 高诚辉, 唐旭晟, 等. 盘式制动器热 – 结构耦合的数值建模与分析 [ J ]. *机械工程学报*, 2008, 44(2) : 145 – 150.  
( Huang Jian-meng, Gao Cheng-hui, Tang Xu-sheng, et al. Numerical modeling and analysis of the thermal-structure coupling of the disc brake [ J ]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2008, 44(2) : 145 – 150. )
- [ 5 ] Yevtushenko A, Kuciej M, Yevtushenko O. Temperature and thermal stresses in material of a pad during braking [ J ]. *Archive of Applied Mechanics*, 2011, 81(6) : 715 – 726.
- [ 6 ] Choi J H, Lee I. Finite element analysis of transient thermoelastic behaviors in disk brakes [ J ]. *Wear*, 2004, 257(1/2) : 47 – 58.
- [ 7 ] Voldrich J. 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.
- [ 8 ] Altuzarra O, Amezuza E, Aviles R. Judder vibration in disc brakes excited by thermoelastic instability [ J ]. *Engineering Computations*, 2002, 19(4) : 411 – 430.
- [ 9 ] 汪世义. 汽车气压盘式制动器热 – 结构耦合分析 [ D ]. 武汉: 武汉理工大学, 2012.  
( Wang Shi-yi. Thermal structure coupled simulation for air disc brake [ D ]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2012. )
- [ 10 ] 余为高. 通风盘式制动器热 – 机耦合仿真分析及寿命预测 [ D ]. 广州: 华南理工大学, 2010.  
( Yu Wei-gao. Thermal-mechanical coupled simulation and life prediction for a ventilated disc brake [ D ]. Guangzhou: South China University of Technology, 2010. )

( 上接第 520 页 )

- [ 10 ] Li X B, Fu W A, Zhou Q S, et al. Reaction behavior and mechanism of anatase in digestion process of diasporic bauxite [ J ]. *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*, 2010, 20(1) : 142 – 146.
- [ 11 ] Li X B, Zhou Q S, Wang H Y, et al. Hydrothermal formation and conversion of calcium titanate species in the system  $\text{Na}_2\text{O}-\text{Al}_2\text{O}_3-\text{CaO}-\text{TiO}_2-\text{H}_2\text{O}$  [ J ]. *Hydrometallurgy*, 2010, 104(2) : 156 – 161.
- [ 12 ] 李小斌, 李永芳, 刘祥民, 等. 复杂硅酸盐矿物 Gibbs 自由能和焓的一种近似计算方法 [ J ]. *硅酸盐学报*, 2001, 29(3) : 232 – 237.  
( Li Xiao-bin, Li Yong-fang, Liu Xiang-min, et al. A simple method of estimation of Gibbs free energy and enthalpy of complicate silicates [ J ]. *Journal of the Chinese Ceramic Society*, 2001, 29(3) : 232 – 237. )
- [ 13 ] 温元凯, 邵俊, 陈德伟. 含氧酸盐矿物生成自由能的计算 [ J ]. *地质科学*, 1978(4) : 348 – 357.  
( Wen Yuan-kai, Shao Jun, Chen De-wei. Calculation of standard free energies of formation of oxyacid salt minerals [ J ]. *Scientia Geologica Sinica*, 1978(4) : 348 – 357. )
- [ 14 ] 杨显万, 何蔼平, 袁宝州. 高温水溶液热力学数据计算手册 [ M ]. 北京: 冶金工业出版社, 1983.  
( Yang Xian-wan, He Ai-ping, Yuan Bao-zhou. Manual of thermodynamic data calculation in high temperature aqueous [ M ]. Beijing: Metallurgical Industry Press, 1983. )
- [ 15 ] 梁英教, 车荫昌. 无机物热力学数据手册 [ M ]. 沈阳: 东北大学出版社, 1993.  
( Liang Ying-jiao, Che Yin-chang. Handbook of the thermodynamic data for inorganic substances [ M ]. Shenyang: Northeastern University Press, 1993. )