

文章编号:1671-6833(2018)04-0092-05

汽车鼓式制动器的多工况热-力耦合仿真分析

张三川,郭向利,田金坤

(郑州大学 机械工程学院,河南 郑州 450001)

摘 要:制动器是保障汽车行驶安全的核心零部件,为解决鼓式制动器制动过程中其动态性能的测试难题,运用 ANSYS 仿真模拟试验的分析方法,研究了制动鼓在紧急、多次重复和连续等多工况制动条件下的制动力和摩擦热对制动鼓的耦合作用.结果表明,紧急制动时制动鼓内表面易出现高温闪点;重复制动时制动鼓温度和应力都比较大,会造成制动效能下降和裂纹生成;持续制动时高温会引起等效应力增大,并可能出现热衰退现象.

关键词:鼓式制动器;热-力耦合;仿真分析;高温闪点;热衰退

中图分类号:U462.3 文献标志码:A doi:10.13705/j.issn.1671-6833.2018.01.018

0 引言

制动器是保障汽车行驶安全的核心部件,制动过程中承受制动力和摩擦热的强耦合作用,实际测定其动态性能难度很大,因此对制动器进行温度场及应力场的耦合分析,可以为制动器结构优化设计提供理论支持.制动工况对制动器的热-力耦合特性有比较显著的影响程度<sup>[1]</sup>,毕厚煜等<sup>[2]</sup>对刹车片在模态分析的基础上进行了热力耦合分析,其结果表明仿真分析对制动器性能研究具有良好的有效性.楚拯中等<sup>[3]</sup>对盘式制动器进行了耦合仿真,得到了温度场与应力场分布规律,并分析了两者间耦合关系,但是未考虑摩擦副材料温变特性对结果的影响.马迅等<sup>[4]</sup>研究了鼓式制动器紧急制动工况温度场变化情况,但是未考虑制动蹄等边界条件影响.因此,笔者拟对某商用车后轮鼓式制动器进行有限元建模,并考虑制动鼓材料的温变特性,采用直接耦合方法对其在不同工况下进行仿真分析,以期为后续深入研究鼓式制动器的制动性能提供一定的参考依据.

1 鼓式制动器有限元分析原理

1.1 热-力耦合分析原理

在 ANSYS 中采用更新 Lagrange 方法进行热-力耦合求解,即在每次迭代计算开始前,首先更新

制动器几何形状,在新的 Lagrange 坐标下采用非线性方程迭代解法求解温度场方程,收敛后在同一增量步中更新温度值,检测热应变并求解力平衡方程,收敛后进行下一次迭代计算.由能量守恒和力平衡,可得到制动鼓结构瞬态温度场和应力应变场分析有限元方程<sup>[5]</sup>:

$$\dot{\mathbf{u}}^T(\mathbf{K}_u\dot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{M}_T\dot{\mathbf{T}}(t) - \mathbf{F}(t)) = 0; \quad (1)$$
$$\mathbf{T}^T(\mathbf{C}_u\dot{\mathbf{T}}(t) + \mathbf{M}_u\dot{\mathbf{u}}(t) - \mathbf{D} - \mathbf{Q} - \mathbf{K}_T\mathbf{T}(t)) = 0, \quad (2)$$

式中:  $\mathbf{K}_u$  为力学刚度矩阵;  $\mathbf{M}_T$  为热学刚度矩阵;  $\mathbf{C}_u$  为热容矩阵;  $\mathbf{K}_T$  为热传导矩阵;  $\mathbf{M}_u$  为热力耦合矩阵;  $\mathbf{Q}$  为热载荷矢量;  $\mathbf{D}$  为耗散矢量.

1.2 瞬态热传导理论

制动器因摩擦不断产生的热量大部分被制动鼓吸收,而制动鼓内部因为温差而发生热传导现象.因此只需确定传热控制方程及其定解条件,即可计算出制动鼓的瞬态温度场分布.由能量守恒定律和傅里叶定律可得制动鼓内部瞬态传热微分方程为<sup>[6]</sup>:

$$\rho c \frac{\partial \phi}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial x} \left( k_x \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left( k_y \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left( k_z \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) = \rho Q, \quad (3)$$

式中:  $\rho$  为制动鼓的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $c$  为制动鼓的比热,  $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ;  $t$  为时间,  $\text{s}$ ;  $k_x$ 、 $k_y$ 、 $k_z$  分别为制动

鼓材料沿  $x,y,z$  轴的导热系数,  $W/(m \cdot K)$ ;  $Q$  为制动鼓微元体热源密度,  $Q = Q(x,y,z,t)$ ,  $W/kg$ . 该方程的定解条件如下.

制动鼓端面温度条件:

$$\phi = \bar{\phi}; \tag{4}$$

制动鼓内表面热流密度条件:

$$k_x \frac{\partial \phi}{\partial x} n_x + k_y \frac{\partial \phi}{\partial y} n_y + k_z \frac{\partial \phi}{\partial z} n_z = q; \tag{5}$$

制动鼓外表面对流换热条件:

$$k_x \frac{\partial \phi}{\partial x} n_x + k_y \frac{\partial \phi}{\partial y} n_y + k_z \frac{\partial \phi}{\partial z} n_z = h(\phi_a - \phi), \tag{6}$$

式中:  $\bar{\phi}$  为制动鼓端面的初始温度,  $K$ ;  $n_x, n_y, n_z$  分别为制动鼓边界外法线的方向余弦;  $q$  为制动鼓内表面的热流密度,  $W/m^2$ ;  $\phi_a$  为外表面散热的环境温度,  $K$ ;  $h$  为制动鼓与环境之间的对流换热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ .

2 制动鼓有限元模型

2.1 材料与制动参数

制动鼓和制动蹄材料分别选用 HT250 和 QT450,因二者材料机械性能参数受温度影响较大,在有限元仿真运算分析时,自动添加温度变化的影响.摩擦片为特制无石棉非金属,参数如表 1 所示,其材料机械性能几乎不受温度影响.

表 1 摩擦片材料参数<sup>[7]</sup>

Tab.1 Material parameters of friction lining

密度/ ( $kg \cdot m^{-3}$ )	弹性 模量/ GPa	泊松比	热导率/ ( $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ )	比热容/ ( $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ )	热膨胀 系数/ ( $10^{-5} K^{-1}$ )
2 700	1	0.30	1.01	1 034	2.00

2.2 有限元模型

由于鼓式制动器结构相对复杂,而分析的重点在制动鼓,所以在不影响仿真精度的前提下,对制动器进行合理的简化,忽略次要的圆角和倒角,忽略促动装置,省略主销,省略螺栓孔.

采用三维 10 节点耦合单元 Solid227 对简化后的制动器进行网格划分,一共有 13 176 个单元以及 28 969 个节点.装配体中一共有 4 个接触对,其中摩擦片与制动蹄之间没有相对运动,设置其为绑定接触.摩擦片与制动鼓之间有摩擦力并且发生相对滑动,设置其为带摩擦的接触,摩擦因数为 0.35.对摩擦面网格进行细化,从而得到制动器有限元模型,如图 1 所示.

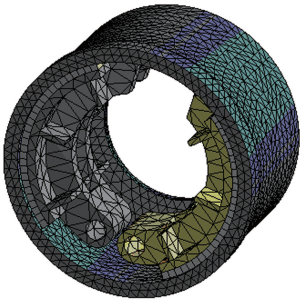


图 1 制动器有限元模型

Fig.1 Finite element model of drum brake

2.3 边界条件

在进行鼓式制动器热力耦合仿真时需要在模型上施加准确的边界条件.笔者研究的制动鼓在工作时绕其轴线转动,所以利用远端位移约束方式使制动鼓只有绕其轴线转动的自由度,约束其他 5 个自由度,并在法兰面施加转动位移模拟制动鼓转动.对于制动蹄,通过施加圆柱孔约束方式约束其销孔内表面轴向和径向位移,释放其绕销孔轴( $z$  轴)的转动自由度,并给出部分初始边界条件,如表 2 所示.

表 2 不同制动工况下部分初始边界条件

Tab.2 Partial initial boundary conditions in different braking conditions

制动工况	初始条件		
	领蹄促动力/ N	从蹄促动力/ N	温度/ ℃
紧急制动	11 210	41 765	80
重复制动	5 728	21 342	80
持续制动	1 528	5 691	80

3 仿真结果及分析

3.1 紧急制动工况分析

紧急制动工况假定汽车 ( $14\ 200\ kg$ ) 以  $60\ km/h$  初速度匀减速行驶,经过  $2.8\ s$  停止运动.对于制动鼓而言,初始角速度为  $32.62\ rad/s$ ,经过  $2.8\ s$  匀减速运动停止转动,角速度变化曲线如图 2 所示.

经仿真得到制动结束时制动鼓温度分布云图如图 3 所示.从图 3 可以看出,最高温度 ( $122.36\ ^\circ C$ ) 出现在摩擦片与制动鼓接触的边界位置,而法兰面的温升最小.

图 4 为制动鼓不同部位节点温度变化曲线.从图 4 可见,紧急制动时制动鼓内表面摩擦区有明显的闪点温度产生,出现在  $0.409\ s$  的节点

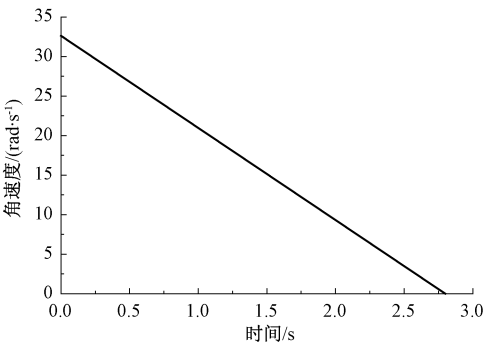


图2 紧急制动制动鼓角速度变化曲线

Fig.2 Brake drum angular velocity change curve over emergency braking

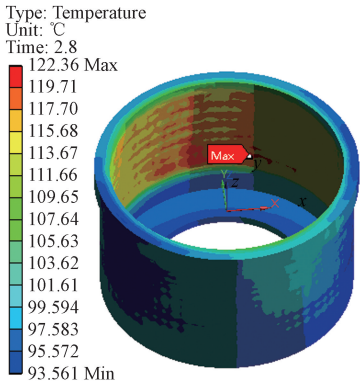


图3 紧急制动结束时制动鼓温度云图

Fig.3 Temperature distribution of brake drum after emergency braking

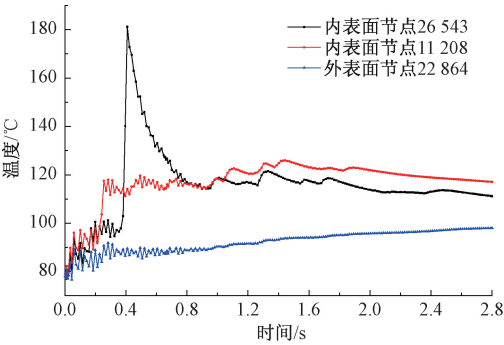


图4 制动鼓温度随时间变化曲线

Fig.4 Time-varying curve of brake drum temperature 26 543,其主要原因是较大的紧急制动力施加时间极短,导致摩擦区域摩擦热流过大而造成其局部剧烈升温,故紧急制动易于发生刹车抱死故障.内表面的另一节点 11 208 在 0 ~ 0.20 s 区间,其温升出现明显的低位波动,是由于制动鼓的角速度较大,节点处于高频率吸热-散热循环状态造成的;而在 0.20 ~ 1.44 s 区间则总体呈现出较大幅度的阶跃式升高;在 1.44 ~ 2.80 s,随着制动鼓角速度不断减小,制动鼓内外表面温差越来越小,温度呈现出下降趋势.

同一径向上与节点 11 208 相对应的制动鼓

外表面节点 22 864 在 0 ~ 1.0 s 区间,温度也呈现上升趋势的明显小幅波动,之后波动幅度越来越小,温度继续小幅平稳上升,主要原因是外表面为非摩擦生热区域,主要受制动鼓的热传导影响.

图 5 为紧急制动结束时制动鼓应力分布云图.从图 5 可见,紧急制动产生的应力显著集中于制动接触区及其附近,而最大应力值 (125.86 MPa) 出现在制动鼓加强筋外侧边缘处,主要是在快速施加的制动力作用下产生的结构应力与热应力的耦合作用的结果.

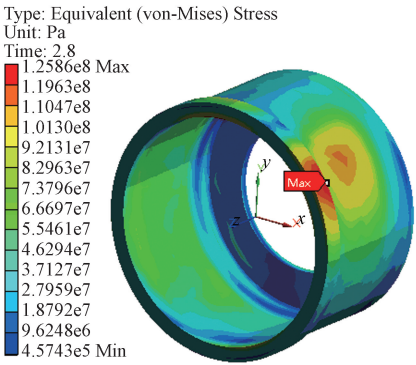


图5 紧急制动结束时制动鼓应力云图

Fig.5 Stress distribution of brake drum after emergency braking

3.2 重复制动工况分析

依据 QC/T 479—1999《货车、客车制动器台架试验方法》,对制动器进行重复制动仿真,车速随时间变化规律如图 6 所示.制动初始速度  $v_0$  为 65 km/h(制动鼓初始角速度为 35.33 rad/s),制动减速度为 3 m/s<sup>2</sup>,制动末速度  $v_1$  为 30 km/h(制动鼓角速度 16.31 rad/s),制动时间 3.3 s;然后以加速度 0.21 m/s<sup>2</sup> 加速到 65 km/h,加速时间 46.7 s;最后匀速行驶 10 s,即完成一个制动循环.一个循环周期为 60 s,循环制动 15 次.

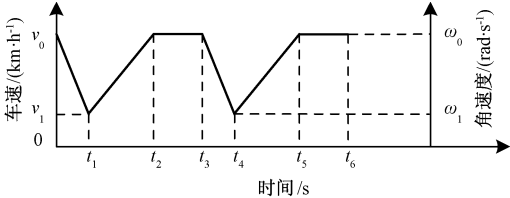


图6 重复制动车速和制动鼓转速变化示意图

Fig.6 Automotive speed and brake drum angular velocity change diagram over repetitive braking

重复 15 次制动后的制动鼓温度分布云图如图 7(a),重复 15 次制动节点温度变化曲线如图 7(b)所示.

从图 7(a)可见,在重复 15 次制动后,制动鼓最高温度达到 305.15 ℃,明显高于紧急制动温度,



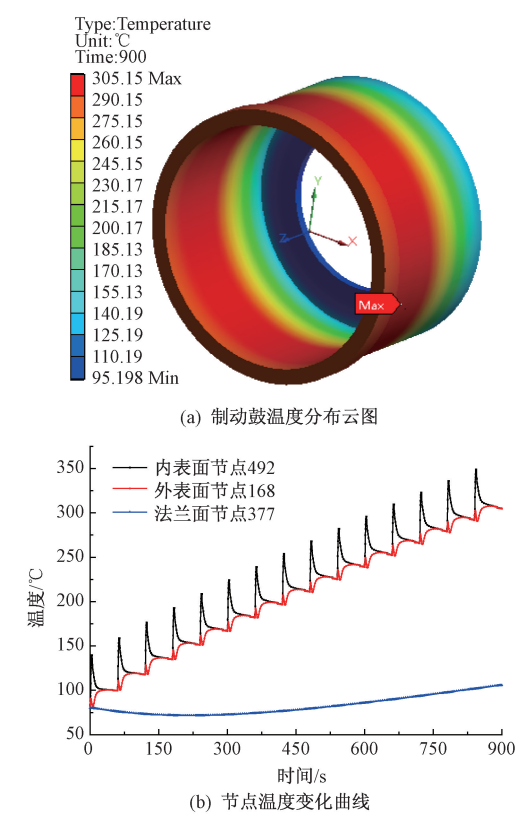


图7 重复15次制动制动鼓温度图

Fig.7 Temperature of brake drum after 15-times repetitive braking

这是由于重复制动生成的热量大于散失掉的热量,从而导致制动鼓温度不断增加.此时须防范过高温度引起摩擦材料衰退以及热流对制动鼓材料的影响,可以通过强制散热途径使摩擦产生的热量及时散失出去,从而防止制动鼓因高温造成制动效能下降.在制动鼓的轴向上高温集中在摩擦区域附近,且轴向温度梯度较大,而法兰面处温度依然较低.

由图7(b)可见,制动鼓内表面节点492在每次重复制动时温度会急剧上升,上次制动结束到下次制动开始期间,温度会出现下降,因为此时无热量生成,而内表面热量仍会继续向外表面传递,故使其温度有所下降,但制动鼓的连续多次制动,将造成制动鼓内表面层的能量累积,所以制动鼓内表面整体温度会不断升高.制动鼓外表面温度靠由内向外的热量热传递,因此其温度变化与内表面节点温度变化相似,只是变化幅度没有内表面的大而已,由于重复制动热传递吸收的热量大于其向外界环境散失的热量,故整体上外表面的温度也呈现不断升高趋势.

图8为重复制动结束时的应力云图.由图8可见,制动鼓外表面周向上拉应力分布较为均匀,而内表面摩擦区域的应力值比非摩擦区域的明显

变大,最大应力值达到174.3 MPa,与紧急制动的最大应力值相比仍有大幅提高.显然,在重复制动工况下,摩擦生热使制动鼓周向膨胀形成的拉应力与内侧摩擦区表面的摩擦拉应力耦合,从而使内表面摩擦区的拉应力大于其他区域的拉应力,这种拉应力作用结果会造成制动鼓内表面萌生热-力耦合疲劳裂纹.

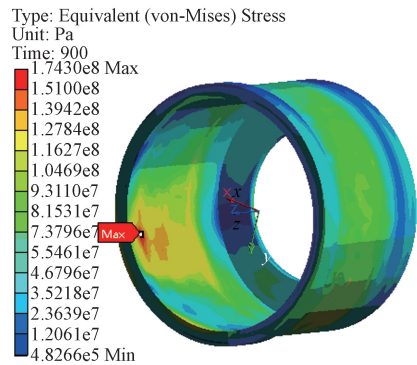


图8 重复15次制动制动鼓应力分布云图

Fig.8 Stress distribution of brake drum after 15-times repetitive braking

### 3.3 持续制动工况分析

为仿真载重汽车下长坡时的制动工况,假设其行驶速度为60 km/h(制动鼓角速度32.62 rad/s),道路坡度为6%,持续制动时间不能超过36 s<sup>[8]</sup>,在分析时,对制动鼓进行150 s仿真,制动结束时制动鼓温度云图如图9所示.

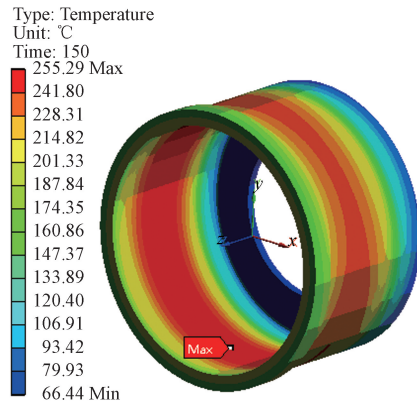


图9 持续制动制动鼓温度分布云图

Fig.9 Temperature distribution of brake drum after continuous braking

由图9可见,在持续制动过程中,摩擦片与制动鼓一直处于摩擦状态,不断产生热量,有稳定的热流密度.制动结束时制动鼓与摩擦片接触区域温度最高达到255.29 °C,温度在制动鼓径向和轴向方向呈现递减趋势,法兰面温度最低.此时高温可能造成制动鼓与摩擦片间摩擦因数大幅度下降,出现热衰退现象.

图 10 为持续制动工况下的应力云图. 从图中可知, 主要应力集中在摩擦区域, 最大应力值 (155. 86 MPa) 出现在制动鼓与摩擦片接触的边界位置, 而法兰面和凸台位置应力值相对较小. 持续制动的制动力较小, 但制动时间较其他方式的均要长得多, 因此制动摩擦温升的积累多, 制动鼓摩擦区域及附近的热膨胀产生的等效应力也较大, 可能会引起制动鼓变形, 导致其制动性能下降.

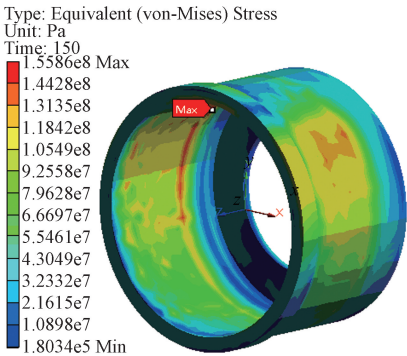


图 10 持续制动制动鼓应力分布云图  
Fig. 10 Stress distribution of brake drum after continuous braking

4 结论

- (1) 在紧急制动时, 制动初期内表面温度升高且波动较大, 极易形成高温闪点, 并可能造成抱死, 制动结束时制动鼓最大应力值为 125. 86 MPa.
- (2) 在重复制动工况下, 制动鼓最高温度达到 305. 15 ℃, 制动器会因为高温造成制动效能下降, 甚至出现热衰退, 其最大等效应力高达 174. 3 MPa, 在拉、压应力交变作用下制动鼓内表面此时易萌生疲劳裂纹, 可能造成制动鼓破

裂失效.

(3) 下长坡持续制动工况下, 制动鼓温度一直呈上升趋势, 制动结束时达到 255. 29 ℃, 最大等效应力值达到 155. 86 MPa, 制动热衰退是其失效的主要原因.

(4) 3 种常见制动工况的热力耦合分析结果都表明, 制动鼓摩擦温升和应力分布对制动鼓性能的影响较大, 且影响机理也不尽相同, 但均可采用可能的强制降温措施提高制动鼓的安全制动效果.

参考文献:

[1] 张立军, 何臻, 孟德建. 制动防抱死工况制动器热机耦合特性仿真分析[J]. 系统仿真学报, 2016, 28 (3): 610 - 619.

[2] 毕厚煌, 何家宁, 李世瑾. 汽车盘式刹车机构的模态与热力耦合分析[J]. 机械强度, 2017, 39 (1): 204 - 209.

[3] 楚拯中, 苏楚奇. 通风盘式制动器热力耦合分析[J]. 武汉理工大学学报, 2015, 37 (4): 440 - 443.

[4] 马迅, 张建辉. 汽车蹄鼓式制动器瞬态温度场仿真分析[J]. 机械传动, 2013, 37 (5): 81 - 85.

[5] 徐新琦, 成学军. 热-机耦合分析的有限元法及其应用[J]. 海军航空工程学院学报, 2004, 19 (3): 380 - 386.

[6] 纪飞龙. 鼓式制动器接触与热-结构耦合有限元分析[D]. 武汉: 武汉科技大学汽车与交通工程学院, 2013.

[7] 范久臣, 孙雪梅, 李洪洲, 等. 多次紧急制动工况下的鼓式制动器热-结构耦合分析[J]. 北华大学学报 (自然科学版), 2015, 16 (3): 410 - 416.

[8] 中交第一公路勘察设计研究院. 公路路线设计规范: JTG D20—2006 [S]. 北京: 人民交通出版社, 2006.

Thermo-mechanical Coupling Analysis of Automotive Drum Brake under Multiple Braking Conditions

ZHANG Sanchuan, GUO Xiangli, TIAN Jinkun

(School of Mechanical Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

**Abstract:** Drum brake is the core component to ensure safety of commercial vehicles. In order to solve the problem of dynamic performance in braking process, the coupling effect of braking force and friction heat on the brake drum under the braking conditions of emergency, repetitive and continuous braking was studied using ANSYS simulation method. The results showed that it was prone to appear high temperature flash point on the inner surface of the brake drum under the emergency braking condition. In the repetitive braking condition, the temperature and the stress of the brake drum were relatively large, which would cause decrease of the brake performance and crack generation. And in the continuous braking condition, the high temperature would cause the equivalent stress to increase, and it was possible to appear the heat fade.

**Key words:** drum brake; thermo mechanical coupling; simulation analysis; high temperature flash point; heat fade