

7-2-2020

Computational Investigation into Thermal-mechanical Coupling Characteristics of Disc Brake under Anti-lock Braking Condition

Lijun Zhang

School of Automotive Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China;

He Zhen

School of Automotive Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China;

Dejian Meng

School of Automotive Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China;

Follow this and additional works at: <https://dc-china-simulation.researchcommons.org/journal>



Part of the Artificial Intelligence and Robotics Commons, Computer Engineering Commons, Numerical Analysis and Scientific Computing Commons, Operations Research, Systems Engineering and Industrial Engineering Commons, and the Systems Science Commons

This Paper is brought to you for free and open access by Journal of System Simulation. It has been accepted for inclusion in Journal of System Simulation by an authorized editor of Journal of System Simulation.

Computational Investigation into Thermal-mechanical Coupling Characteristics of Disc Brake under Anti-lock Braking Condition

Abstract

Abstract: The braking condition has great influence on the thermal-mechanical coupling characteristics of disc brake. A three-degree-of-freedom dynamic model of braking vehicle was built. The braking force was determined by an anti-lock braking system (ABS) which adopted the threshold-logical control strategy of wheel slip rate. With the model, anti-lock braking processes on dry and wet were simulated. In the meantime, for the sake of comparison, non-anti-lock braking processes were simulated on corresponding road. A thermal-mechanical coupling finite element model of a ventilated disc brake was established. *Thermal-mechanical coupling characteristics of brake disc and brake lining were calculated under different braking conditions, and the characteristics under anti-lock braking condition were analyzed. The effects of ABS on the characteristics of the brake were studied through comparison with non-anti-lock braking condition.* Through analysis, it is found that the variation of braking pressure and the difference in braking frictional thermal power due to ABS control will significantly affect the brake's thermal-mechanical coupling characteristics.

Keywords

thermal-mechanical coupling characteristics, anti-lock brake system, braking condition, ventilated disc brake

Recommended Citation

Zhang Lijun, He Zhen, Meng Dejian. Computational Investigation into Thermal-mechanical Coupling Characteristics of Disc Brake under Anti-lock Braking Condition[J]. Journal of System Simulation, 2016, 28(3): 610-619.

制动防抱死工况制动器热机耦合特性仿真分析

张立军, 何臻, 孟德建

(同济大学汽车学院, 上海 201804)

摘要: 制动工况对制动器的热机耦合特性具有重要影响。建立了三自由度汽车制动动力学模型, 制动力由采用滑移率逻辑门限值控制策略的制动防抱死系统(ABS, Anti-lock Brake System)控制, 对干路面和湿路面的制动防抱死工况仿真, 同时对相应路面非制动防抱死工况仿真, 用于比较分析; 建立通风盘式制动器热机耦合有限元动力学模型, 对不同制动工况制动盘和制动块的热机耦合特性进行仿真, 分析了制动防抱死工况制动器热机耦合特性, 并通过与非制动防抱死工况比较, 探究 ABS 对制动器热机耦合特性影响。经分析发现, 制动防抱死系统引起的制动压力变化以及制动摩擦热功率改变将对热机耦合特性各个指标产生影响。

关键词: 热机耦合特性; 制动防抱死系统; 制动工况; 通风盘式制动器

中图分类号: U 463.51

文献标识码: A

文章编号: 1004-731X (2016) 03-0610-11

Computational Investigation into Thermal-mechanical Coupling Characteristics of Disc Brake under Anti-lock Braking Condition

Zhang Lijun, He Zhen, Meng Dejian

(School of Automotive Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: The braking condition has great influence on the thermal-mechanical coupling characteristics of disc brake. A three-degree-of-freedom dynamic model of braking vehicle was built. The braking force was determined by an anti-lock braking system (ABS) which adopted the threshold-logical control strategy of wheel slip rate. With the model, anti-lock braking processes on dry and wet were simulated. In the meantime, for the sake of comparison, non-anti-lock braking processes were simulated on corresponding road. A thermal-mechanical coupling finite element model of a ventilated disc brake was established. *Thermal-mechanical coupling characteristics of brake disc and brake lining were calculated under different braking conditions, and the characteristics under anti-lock braking condition were analyzed. The effects of ABS on the characteristics of the brake were studied through comparison with non-anti-lock braking condition.* Through analysis, it is found that the variation of braking pressure and the difference in braking frictional thermal power due to ABS control will significantly affect the brake's thermal-mechanical coupling characteristics.

Keywords: thermal-mechanical coupling characteristics; anti-lock brake system; braking condition; ventilated disc brake

引言

制动器的热机耦合特性对制动抖动、制动尖叫



收稿日期: 2014-11-19 修回日期: 2015-01-20;
基金项目: 国家自然科学基金(51175380);
作者简介: 张立军(1972-), 男, 吉林, 博士, 教授, 研究方向为汽车振动与噪声控制; 何臻(1991-), 男, 重庆, 硕士生, 研究方向为汽车振动与噪声控制; 孟德建(1982-), 男, 山东, 博士后, 研究方向为汽车振动与噪声控制。

以及摩擦磨损等性能具有显著影响, 热机耦合现象研究对于改善制动性能、提高乘坐舒适性和安全性具有重要意义^[1-4]。国内外学者已经通过研究取得了丰富成果, 尤其是近年来通过有限元建模和试验测量分析制动盘和制动块的温度场、应力场、变形以及接触压力分布特性^[5-10]。研究表明, 工况会显著影响制动器的热机耦合特性, 因为它会显著改变

机械载荷(法向力和摩擦力)以及盘块间的摩擦热功率^[5]。前期研究主要以下 2 类制动压力恒定的制动工况:(1) 恒压匀减速工况^[6-8];(2) 循环制动工况^[9-10]。但是, 尚未有文献进行制动防抱死控制下的制动器热耦合分析。由于制动防抱死系统(ABS, Anti-lock Brake System)改善制动效能和制动稳定性^[11], 已成为现代汽车的标准配置^[12], ABS 常会在干燥路面紧急制动或者湿滑、冰雪路面制动时介入^[12]。研究制动防抱死工况制动器的热耦合特性, 探究 ABS 对热耦合特性的影响, 对于设计具有良好热稳定性、热疲劳寿命^[3]的制动器具有指导意义。

在此背景下, 本文首先建立三自由度汽车制动动力学模型, 采用典型的滑移率逻辑门限值控制策略, 对干路面和湿路面制动防抱死制动工况(后文简称“ABS 工况”)进行仿真。为了探究 ABS 对热耦合特性的影响, 也在相应路面建立非制动防抱死的制动工况(后文简称“非 ABS 工况”)仿真, 用于比较分析。然后利用 ABAQUS 软件建立盘式制动器的热耦合有限元模型, 在两种路况下分别对 ABS 工况和非 ABS 工况进行热耦合特性进行仿真, 对 ABS 工况制动器热耦合特性进行研究, 比较有无 ABS 时制动器热耦合特性的差异, 探究 ABS 的介入对制动器热耦合特性的影响。

1 制动工况的建立

为了分析制动器热耦合特性, 首先需要对制动工况仿真, 获得系统的响应数据。其中制动盘转速(对应于轮速)和制动器压力将分别作为制动器热耦合有限元模型的边界条件和载荷。为此, 将在干路面和湿路面上分别对 ABS 工况及非 ABS 工况进行仿真。考虑到汽车纵向动力学建模及 ABS 控制技术已经成熟, 限于篇幅, 仅从文章完整性进行要点阐述。

1.1 带有 ABS 的制动动力学模型

经典的 3 自由度 1/2 车制动动力学物理模型如

图 1 所示, 3 个自由度分别为车速 v 和前、后轮速 ω_1, ω_2 。 F_{X1}, F_{X2} 分别为前后轮纵向力; M_{B1}, M_{B2} 分别为前后轮制动力矩; F_{Z1}, F_{Z2} 分别为前后轮垂向力; M 为汽车质量; g 为重力加速度; l_1, l_2 分别为前轴和后轴到质心的距离; h 为中心高度。

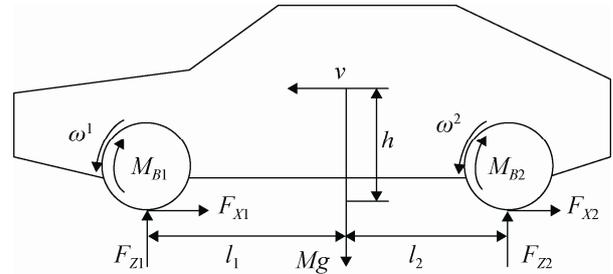


图 1 三自由度汽车制动动力学模型

系统的纵向运动由以下方程组描述:

$$\left. \begin{aligned} F_{X1} + F_{X2} &= -M\dot{v} \\ F_{X1} &= \mu_1 F_{Z1} \\ F_{X2} &= \mu_2 F_{Z2} \\ F_{Z2}(l_1 + l_2) &= Mg l_1 + M\dot{v}h \\ F_{Z1}(l_1 + l_2) &= Mg l_2 - M\dot{v}h \\ F_{X1}R_1 - M_{B1} &= J_1\dot{\omega}_1 \\ F_{X2}R_2 - M_{B2} &= J_2\dot{\omega}_2 \\ M_{B1} &= 2\mu_{b1}p_{b1}c_1r_{b1} \\ M_{B2} &= 2\mu_{b2}p_{b2}c_2r_{b2} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

其中: μ_1, μ_2 分别为前后轮的附着率; R_1, R_2 分别为前后轮半径; J_1, J_2 分别为前后轮的转动惯量; b_1, μ_{b2} 分别为前后制动器制动盘、摩擦衬片间摩擦系数; c_1, c_2 分别为前后制动器活塞作用面积; r_{b1}, r_{b2} 分别为前后制动器制动力在制动盘上的等效作用半径。

轮胎纵滑特性模型采用经典的魔术公式^[13], 并分干路面和湿路面, 如图 2 所示。干路面上最大附着系数 0.9, 滑动附着系数 0.75, 湿路面最大附着系数 0.7, 滑动附着系数 0.6。

制动防抱死工况下, 制动油压 p_{b1}, p_{b2} 由 ABS 控制, 其控制策略为经典的滑移率门限值控制, 保

证车轮有最大附着率：当滑移率过高，减小油压；当滑移率过低，增加制动油压^[14]。图 3 所示是 ABS 的控制流程图。

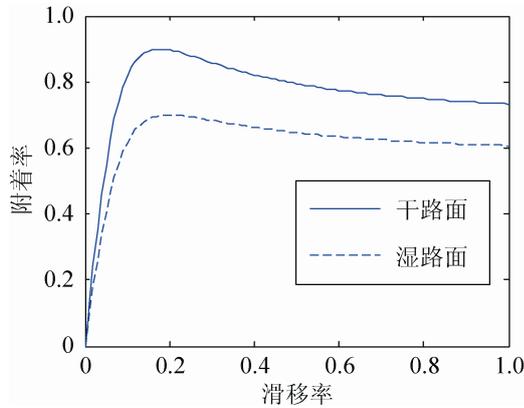


图 2 魔术公式轮胎模型

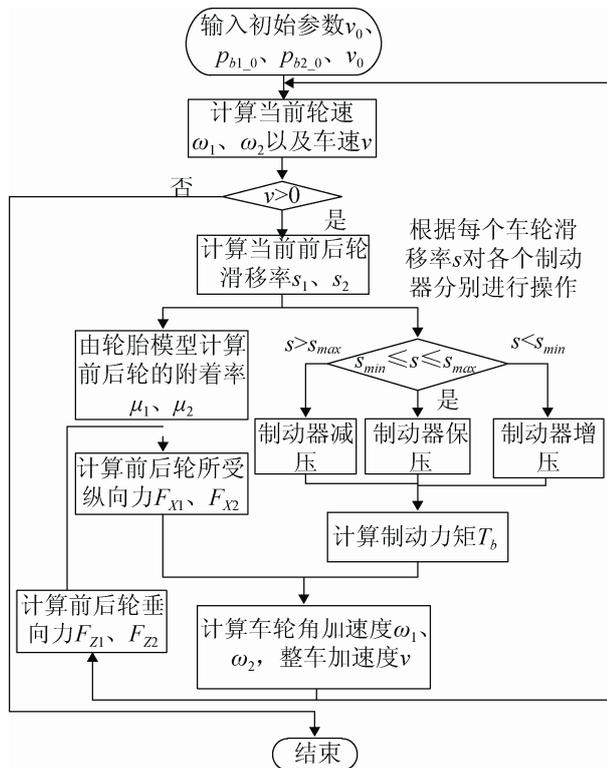


图 3 ABS 控制流程图

其中 ABS 控制系统需要的关键参数有^[14]：(1) 轮胎纵滑特性模型，(2) 滑移率理想范围的上下限值 s_{max} , s_{min} ，(3) 车辆模型参数、初始车速 v_0 及初始制动压力 $p_{b1,0}$, $p_{b2,0}$ ，(4) 增加制动油压的速率 k_i 和减小油压的速率 k_d 。

1.2 制动工况仿真与分析

根据上一节制动过程描述方程以及轮胎模型和 ABS 控制策略，在 MATLAB Simulink 中建立制动动力学仿真模型，计算得到各工况下的制动油压、车速和轮边速度。

设定所有工况制动初速度均为 100 km/h，制动初始油压均按照驾驶者期望减速度为 0.85 g 来确定。该制动减速度较大^[15]，接近本文中干路面的附着极限，超越本文中湿路面的附着极限。前后轮制动压力分配比例根据干路面制动时前后轮能刚好同时抱死确定。如此设定可以保证在低附着路面上强力制动时前轮先抱死，虽然车辆失去转向能力但是仍然稳定，是一种安全状态^[15]。不考虑路面附着极限，根据前后轮制动力分配比例及方程组 (1)，可计算出该期望减速度下的制动油压。需要说明的是，实际中在本文采用的干、湿路面，该初始制动压力下 ABS 并未触发。然而一旦 ABS 触发开始介入后，ABS 将在极短时间调节制动油压至最佳状态，所以 ABS 工况的仿真，初始油压的选择并不重要。但该压力选择使两种路面非 ABS 工况与 ABS 工况具有可比性，因为当没有 ABS 辅助时，该制动压力在干路面上是比较充分利用路面附着力且较安全的制动压力，在湿路面上也不至于使车轮立刻抱死(从下面的仿真结果可以看到)。

一般而言，制动时前制动器的力负荷和热负荷更大，因此本文重点分析前轮制动器的热机耦合特性。图 4 所示是各制动工况下的油压、车速轮速以及摩擦热功率时间历程。其中前后轮制动器摩擦热功率 P_{T1} , P_{T2} 分别为

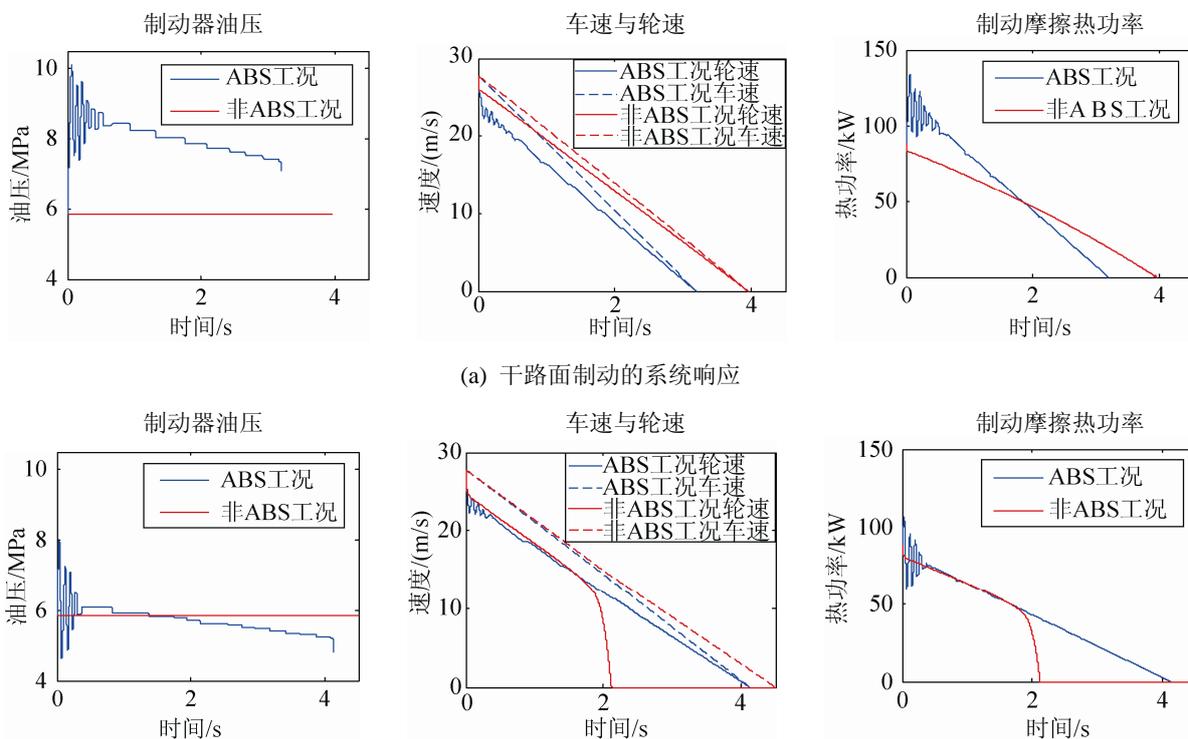
$$\left. \begin{aligned} P_{T1} &= M_{B1}\omega_1 = 2\mu_{b1}p_{b1}c_1r_{b1}\omega_1 \\ P_{T2} &= M_{B2}\omega_2 = 2\mu_{b2}p_{b2}c_2r_{b2}\omega_2 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

通过分析制动油压、车速及轮速(这里轮速指车轮轮边线速度)，可以了解 ABS 系统的工作状态及车轮的制动状态。制动压力为制动器提供机械载荷，摩擦热功率为制动器提供热能量输入，它们是分析制动器热机耦合特性的重要线索。分析图 4 可知：

(1) 在干路面下: (a) 非 ABS 工况制动压力维持在恒定值 5.8 MPa, 相应的制动器转速(轮速)接近于恒减速度下降, 与常见的恒压匀减速工况^[6-8]接近; (b) ABS 为了充分利用路面附着条件, 总体制动压力要明显高于非 ABS 工况的制动压力, 并存在压力调节引起的压力波动, 且制动时间也更短; (c) 由于 ABS 工况的制动强度更大, 相应的摩擦发热功率也更大, 尤其是在制动的初始阶段; 在制动后期反而低于非 ABS 工况热功率, 是因为轮

速更低。

(2) 在湿路面下: (a) 非 ABS 工况制动压力维持在恒定值 5.8 MPa, 相应的制动器转速(轮速)先接近于恒减速度下降, 但很快由于车轮抱死而降为 0; (b) ABS 工况总制动压力要稍微低于非 ABS 工况, 并在制动初期存在明显的压力波动特征, 且制动时间稍短; (c) ABS 工况和非 ABS 工况的热功率在制动器前期比较接近, 但由于车轮抱死, 非 ABS 工况摩擦热功率在 2 s 迅速降为 0。



(a) 干路面制动的系统响应

(b) 湿路面制动的系统响应

图 4 各制动工况系统响应

2 制动器热机耦合动力学模型

2.1 通风盘式制动器

图 5 所示本文分析的前制动器, 这是一种典型的浮钳式通风盘式制动器。制动盘总厚 24 mm, 活塞侧盘面厚 7.75 mm, 指侧盘面厚 6.75 mm。制动盘沿周向均布 37 个通风槽, 每个通风散热筋的包角为 3.333°, 通风散热槽的包角为 6.397°。两侧的制动块都采用了中部设置排屑直槽的摩擦衬片结构。

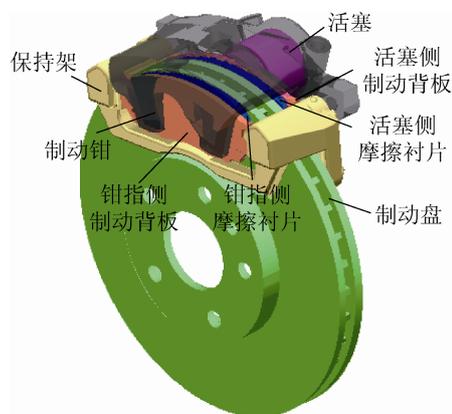


图 5 通风盘式制动器

2.2 热机耦合有限元模型

热机耦合有限元建模过程和方法参照课题组前期文献[6-8]进行。建模的主要假设条件包括^[6]：
①各组件的材料均匀分布，且各向同性；②组件的密度、比热容、热传导系数、热膨胀系数、弹性模量等为常数，且不随温度变化；③仅考虑热传导和热对流，忽略热辐射；④制动盘与摩擦衬片之间为弹性接触；⑤忽略制动盘与摩擦衬片的磨损。

相比于静力学分析和模态分析，热机耦合瞬态动力学分析需要非常庞大的计算量，现有计算机难以对整个制动器系统进行热机耦合分析。故本文用于仿真分析的制动器模型中忽略制动钳、保持架、活塞等制动器零件，仅考虑在热机耦合分析中都起关键作用的制动盘、制动背板、摩擦衬片。对于制动盘和内侧制动背板(内、外侧完全一致)，具有很多局部细小几何结构，为了划分高质量的网格，需要对这些结构进行简化。制动盘通风槽对制动盘应力、接触压力分布、温度分布都有很大影响，因此需要考虑制动盘的通风槽结构。制动盘、制动块背板表面的磨削退刀槽、盘毂小凸台、倒角等结构对计算结果影响很小，且在划分网格时容易造成不良网格的产生，应当简化。

图 6 所示为所建立的简化 ABAQUS 有限元模型，模型中包含通风盘、两侧的制动衬片和制动背板。模型中，以六面体热机耦合单元为主，局部辅以楔形单元，单元总数 16 642，六面体单元 16 070 个，楔形单元 572 个，节点总数 25 249。为真实地模拟活塞和钳指与对应侧制动块之间的接触作用关系，分别在两侧制动背板上设置刚性面，如图 7 所示。其形状、尺寸及位置分别和活塞、钳指与相应侧制动背板的接触面保持一致^[7]。

2.3 仿真设置

(1) 接触关系定义。制动盘和衬片之间为 Contact 接触，即“面-面接触”；衬片和背板间为 Tie 连接，即固连；背板和刚性面之间也为 Tie 连接；制动盘、摩擦衬片与外界环境间定义对流换热，摩

擦衬片的对流换热系数采用经验值，制动盘的对流换热系数由经验公式得到^[6-8]。

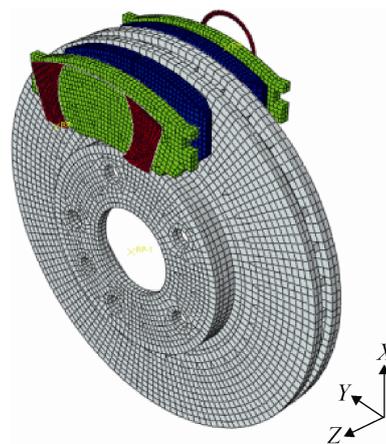


图 6 制动器有限元模型

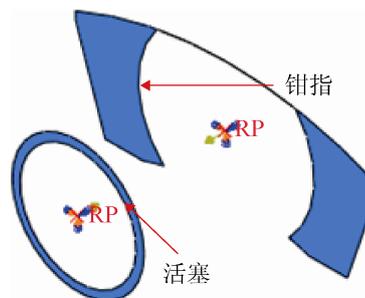


图 7 活塞、钳指刚性面

(2) 边界条件设置。活塞和钳指只保留 Z 向平动自由度，只能沿轴向移动；制动背板两侧的与钳体导轨相接触的面，约束其 X, Y 向平动自由度，保留 Z 向平动自由度以及 X, Y, Z 向旋转自由度，使背板能沿轴向运动，能因受热变形，图 8 清楚展示了制动背板的约束设置；制动盘与轮毂相连并旋转，约束制动盘帽部 Z 向位移，并施加转速。

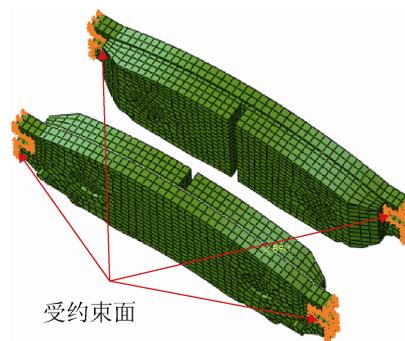


图 8 制动背板约束

(3) 载荷施加。对活塞侧和钳指侧的制动块背板通过刚性面施加均布载荷, 压强大小根据制动油压和活塞及钳指形状确定。在活塞和制动钳指侧的刚性面上施加集中力, 力的大小为制动油压与作用面积的乘积。

(4) 分析步设置。仿真分 2 个分析步。第 1 个分析步时间极短, 只施加集中力载荷, 使摩擦衬片夹紧制动盘; 第 2 个分析步再引入制动盘的转动。

(5) 参数定义。零件材料属性如表 1 所示, 制

动器盘-块间的摩擦系数为 0.30, 与制动动力学仿真时相同。

将 1.2 节计算得到的各工况下的制动压力和轮速导入模型, 就可以计算制动器的热机耦合动力学响应。下面, 将分别从制动盘和摩擦衬片的角度进行分析。需要说明的是, 本文重点是分析 ABS 介入的影响, 因此仅重点考察制动盘和摩擦衬片上代表性位置的响应进行对比分析。

表 1 制动器热机耦合模型参数设置

零件名称	杨氏模量/MPa	泊松比	密度/(ton·mm ⁻³)	比热容/(mJ·(ton·°C) ⁻¹)	热传导系数/(mW·(mm·°C) ⁻¹)	热膨胀系数/(10 ⁻⁶ ·°C ⁻¹)
制动盘	138 000	0.156	7.28×10 ⁻⁹	5.32×10 ⁸	58	10.4
摩擦衬片	2 200	0.250	1.55×10 ⁻⁹	1.10×10 ⁹	2	16.1
制动背板	212 000	0.288	7.86×10 ⁻⁹	4.90×10 ⁸	50	13.0

3 制动防抱死工况制动器热机耦合特性

接下来将对干、湿路面 ABS 工况制动器热机耦合特性进行分析, 同时也考察非 ABS 工况的热机耦合特性, 通过比较对 ABS 工况热机耦合特性有全面的认识。

制动器热机耦合特性包括温度特性、应力特性及变形特性。其中应力特性分法向应力与 Mises 应力, 法向应力考察制动器部件的法向受力, Mises 应力是一种等效应力, 对应 Von Mises 屈服准则^[16]。在制动器热机耦合分析中, Mises 应力可以反映机械应力与热应力的综合作用。将对制动盘和摩擦衬片这两个关键零部件进行分析, 制动盘上取活塞侧表面等效作用半径一节点作考察点, 衬片取活塞侧衬片表面与制动盘考察节点相对应的一点作考察点, 考察点如图 9 所示。

对各项特性分析时, 首先列举所有工况下该特性的共同规律, 然后分别就 2 种路面 ABS 工况与非 ABS 工况进行比较, 以探究 ABS 介入对热机耦合特性特性会有怎样的影响。

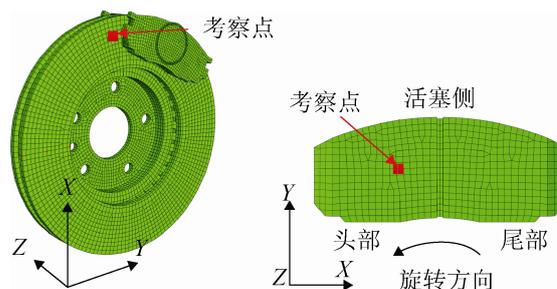


图 9 制动盘及摩擦衬片上考察点

3.1 温度特性

3.1.1 制动盘温度特性

各工况制动盘温度时间历程如图 10~11 所示。各工况制动盘温度总体趋势首先上升, 随后增速减小, 最后总体温度有所下降。原因是各工况下摩擦发热功率不断减小, 最后系统散热量大于输入的热量。还可以发现温度曲线呈“锯齿”形态, 源于制动盘一点被循环性摩擦加热和强制散热。湿路面非 ABS 工况 2 s 后车轮抱死, 温度均持续下降, 不再被加热, 不再呈锯齿形态。该工况下其它参量 2 s 后也持续下降, 故后面不再说明。

干路面上, ABS 工况温度曲线上升速度较非 ABS 工况更快, 且峰值温度更高。而湿路面上, ABS 工况与非 ABS 工况温度曲线上升速度相接

近,且前 2 s 内峰值温度也相接近。联系图 4 可知,造成差异的原因是,干路面下前 2 s 内 ABS 工况制动器摩擦热功率较非 ABS 工况更大,制动盘积累了更多的热能,而湿路面前 2 s 内两工况摩擦热功率大小接近。

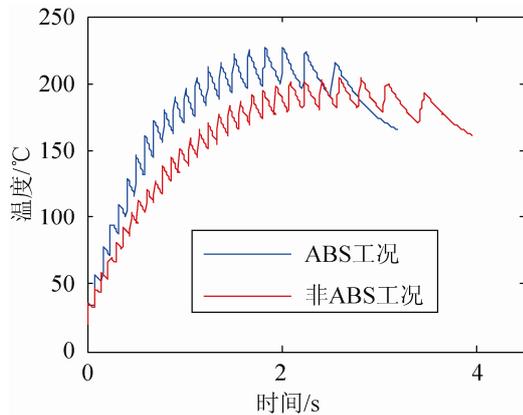


图 10 干路面制动盘温度时间历程

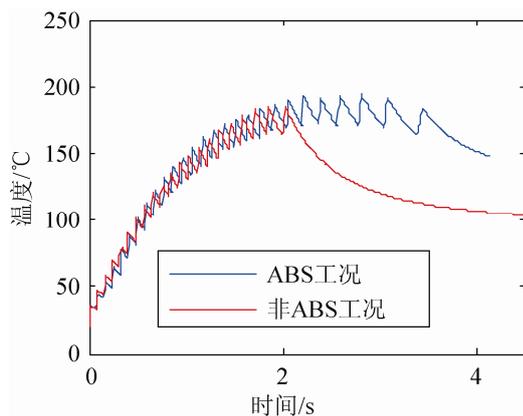


图 11 湿路面制动盘温度时间历程

3.1.2 摩擦衬片温度特性

各工况摩擦衬片温度时间历程如图 12~13 所示。各工况衬片温度首先上升,随后增速减小,最后温度有所下降。原因是各工况下摩擦发热功率不断减小,最后系统散热量大于输入的热量。且温度曲线具有一定的波动形态,因为盘和摩擦衬片的温度场、变形场不均匀,二者之间的接触状态不断改变。

与制动盘相同,干路面上,ABS 工况温度曲线上上升速度较非 ABS 工况更快,且峰值温度更高。而湿路面上,ABS 工况与非 ABS 工况温度曲线上上升速度相接近,且前 2 s 内峰值温度也相接近。

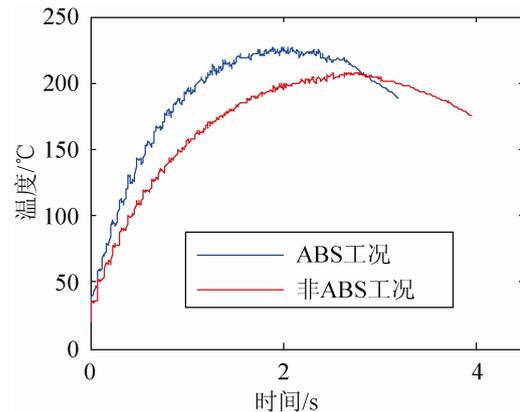


图 12 干路面摩擦衬片温度时间历程

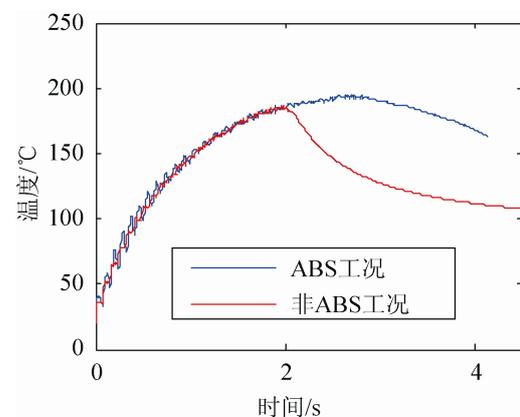


图 13 湿路面摩擦衬片温度时间历程

3.2 应力特性

3.2.1 制动盘应力特性

(1) 法向应力

各工况制动盘法向应力时间历程如图 14~15 所示。各工况法向应力都受到循环性盘-块法向作用力和温度场的影响,主要表现为盘-块间压力引起负向应力和温度场引起的正向应力。

可以看到,干路面上 ABS 工况法向应力波动幅度明显大于非 ABS 工况。因为 ABS 工况下制动压力更大,负向应力值更大,且温度更高,有更大的正向应力值。而湿路面上,由于 ABS 工况与非 ABS 工况制动压力及制动盘温度相接近,所以两工况法向应力波动幅度亦相接近。

(2) Mises 应力

各工况制动盘 Mises 应力时间历程如图 16~17 所示。Mises 等效应力远大于法向应力,因为制动

盘只有摩擦区域受热, 盘温度不均, 具有较大温度梯度, 所以制动盘面有较大热应力^[6], 导致等效应力较大, 应力主要受到温度场的影响; 同时存在由于盘-块间循环压力引起的负向压应力波动; 与温度时间历程类似, 应力首先随时间增加, 随后增速放缓, 最后有所下降。

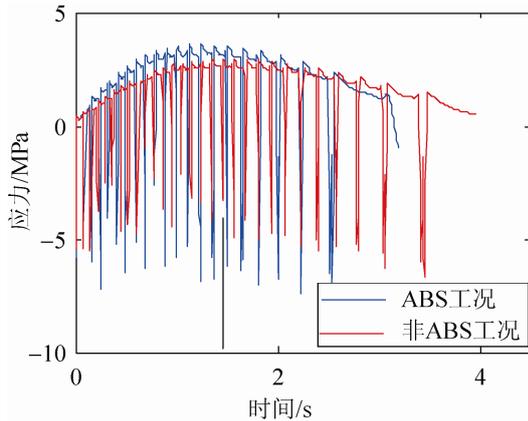


图 14 干路面制动盘法向应力时间历程

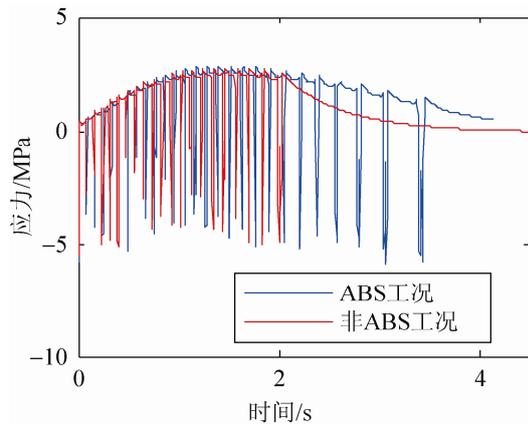


图 15 湿路面制动盘法向应力时间历程

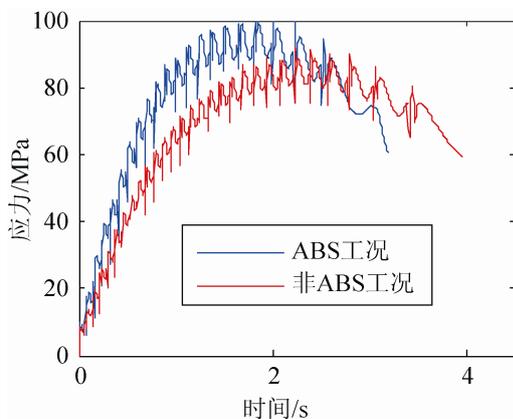


图 16 干路面制动盘 Mises 应力时间历程

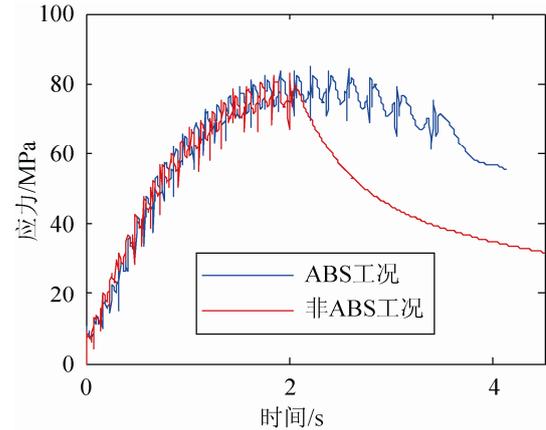


图 17 湿路面制动盘 Mises 应力时间历程

干路面 ABS 工况应力上升比非 ABS 更快, 且峰值应力明显高于非 ABS 工况。而湿路面前 2 s 内两工况应力变化特征相接近。这是由于干路面 ABS 工况制动盘温升比非 ABS 工况更快, 而湿路面上两工况制动盘升温速度接近, Mises 应力显著受到盘面温度影响。

3.2.2 摩擦衬片应力特性

(1) 法向应力

各工况摩擦衬片法向应力时间历程如图 18~19 所示。各工况都表现为负向法向应力, 体现摩擦衬片总体受压; 法向应力在制动的初期主要受到制动压力的影响, 随着制动器温度的变化, 受到温度场引起的变形场的影响而增加; 制动压力的影响占主要地位。

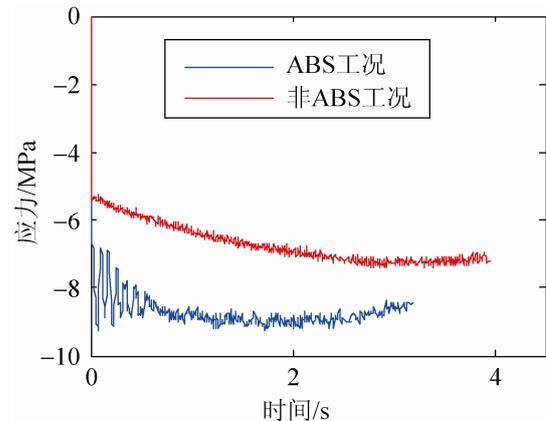


图 18 干路面摩擦衬片法向应力时间历程

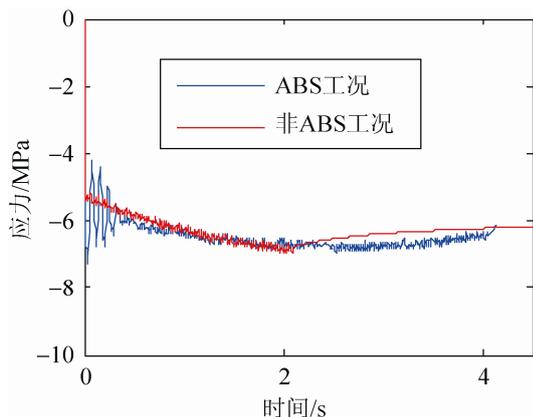


图 19 湿路面摩擦衬片法向应力时间历程

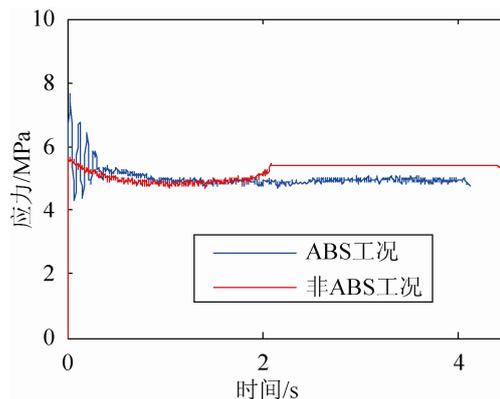


图 21 湿路面摩擦衬片 Mises 应力时间历程

干路面上, ABS 工况的法向应力值显著大于非 ABS 工况, 因为 ABS 工况的制动压力更大。并且 ABS 工况应力在制动初期有显著波动, 这是 ABS 控制时压力调节的缘故。湿路面上, ABS 工况法向应力初期也有由于 ABS 控制而产生的波动, 但随后应力大小与非 ABS 工况相接近, 因为两者制动压力相接近。

(2) Mises 应力

各工况摩擦衬片 Mises 应力时间历程如图 20~21 所示。Mises 等效应力主要由盘块间的压力决定, 这一结果与制动盘情况不同, 因为摩擦衬片整个表面均受摩擦加热, 温度较均匀, 温度梯度小, 热应力小。

由于盘块间压力的主导作用, 所以干路面上 ABS 工况的 Mises 应力明显大于非 ABS 工况, 而湿路面上两工况应力大小相接近。

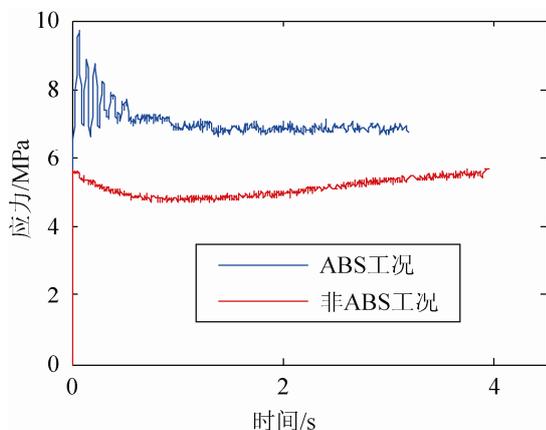


图 20 干路面摩擦衬片 Mises 应力时间历程

3.3 变形特性

3.3.1 制动盘变形特性

各工况制动盘法向变形时间历程如图 22~23 所示。法向变形主要表现为温度场引起的热翘曲部分及循环挤压和加热散热导致的波动性节点法向位移; 其中变形曲线的趋势项反映了制动盘热翘曲量, 曲线的波动量反映了制动压力引起的机械变形。

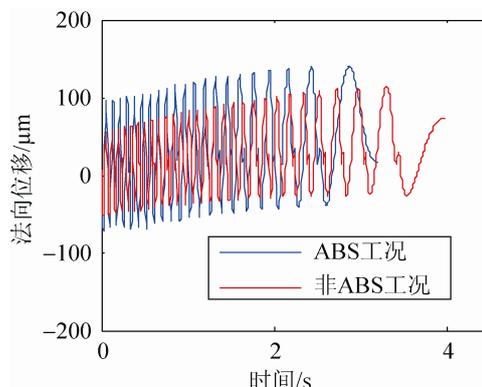


图 22 干路面制动盘法向变形时间历程

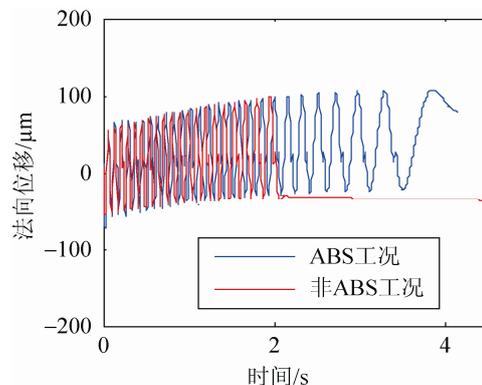


图 23 湿路面制动盘法向变形时间历程

干路面上 ABS 工况变形量波动的峰峰值明显大于非 ABS 工况, 这是因为 ABS 工况的制动压力大于非 ABS 工况。同样由于制动压力的原因, 湿路面上前 2 s 两种工况变形量波动峰峰值相接近。

3.3.2 摩擦衬片变形特性

各工况摩擦衬片的法向位移时间历程如图 24~25 所示。施加压力后有一初始变形量; 法向位移随时间上升, 是因为制动盘热翘曲量随时间而增加; 上升曲线呈现明显的波动形态, 因为制动盘周向厚度不均匀, 且温度场不均匀。

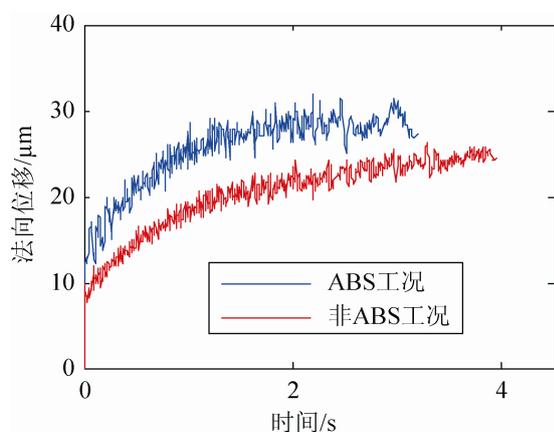


图 24 干路面摩擦衬片法向位移时间历程

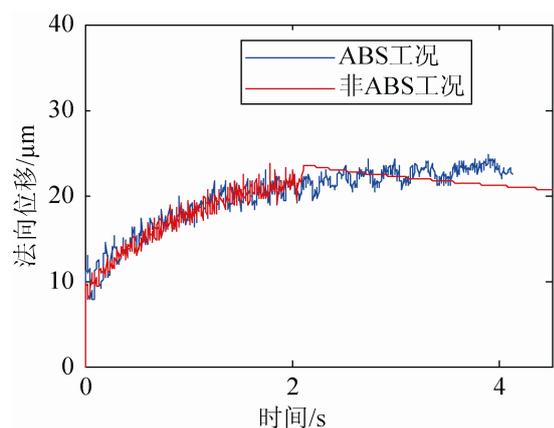


图 25 湿路面摩擦衬片法向位移时间历程

由于制动压力及制动盘热翘曲变形的原因, 干路面上 ABS 工况较非 ABS 工况, 摩擦衬片法向位移更大。由于同样的原因, 湿路面上两工况摩擦衬片的法向位移特征相接近。

4 结论

本文对制动防抱死工况制动器热机耦合特性进行了分析, 主要得出以下结论:

干路面和湿路面的制动防抱死工况下制动器热机耦合特性各评价指标的变化规律均与非制动防抱死工况基本相同, 与前人研究的制动器热机耦合特性相符合。制动防抱死系统会对制动器热机耦合特性产生影响, 尤其是在干路面上: 制动防抱死工况制动盘的温度、法向应力波动量、Mises 等效应力及法向变形量均高于非防抱死工况, 摩擦衬片的温度、法向应力及 Mises 等效应力、法向位移均大于非防抱死工况。此时制动器的热负荷较非制动防抱死工况更大。因此在制动器设计时, 尤其是考虑其热性能时, 应当对制动防抱死工况下制动器热负荷可能增加予以关注, 以保证制动器的性能。

参考文献:

- [1] Breuer B, Bill K H. Brake technology handbook [M]. USA: SAE International, 2008.
- [2] Limpert R. Brake Design and Safety [M]. USA: SAE International, October 2011.
- [3] 黄健萌, 高诚辉. 制动摩擦热的研究动向和发展趋势 [C]// 第五届全国青年摩擦学学术会议论文集. 江苏徐州: 中国机械工程学会摩擦学学会青年摩擦学专业委员会, 1999: 190-193.
- [4] 高诚辉, 黄健萌, 林谢昭, 等. 盘式制动器摩擦磨损热动力学研究进展 [J]. 中国工程机械学报, 2006, 4(1): 83-88.
- [5] 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.
- [6] 孟德建, 张立军, 余卓平. 通风盘式制动器热机耦合理论建模与有限元分析 [J]. 同济大学学报: 自然科学版, 2010, 38(6): 890-897.
- [7] 张立军, 陈远, 刁坤, 等. 盘式制动器接触压力与热机耦合特性仿真分析 [J]. 同济大学学报, 2013, 41(10): 1554-1561.
- [8] Zhang L, Meng D, Yu Z. Theoretical Modeling and FEM Analysis of the Thermo-mechanical Dynamics of Ventilated Disc [R]. USA: SAE International, 2010.

(下转第 626 页)