高速列车制动盘表面对流传热特性

金星^①, 张永恒^①, 王良璧^{①*}, 王秋旺^②

① 兰州交通大学机电工程学院, 铁道车辆热工教育部重点实验室, 兰州 730070;

② 西安交通大学, 热流科学与工程教育部重点实验室, 西安 710049

* 联系人, E-mail: lbwang@mail.lzjtu.cn

2014-11-20 收稿, 2014-12-18 接受, 2015-03-24 网络版发表

国家自然科学基金(51236003)资助

摘要 随着列车运行速度的提高, 动能急剧增加, 制动时产生的热能也大大增加, 巨大的制动热负荷使制动盘产生很大的温度梯度, 因此制动盘在表面对流传热系数的大小, 直接影响制动盘制动过程中的散热程度. 如果制动盘各表面散热不好, 则容易发生制动失效和热裂纹等. 本文通过蔡升华传热传质比拟原理, 通过实验得到制动盘表面的平均 Nu 与 Re_ω 之间的关联式: $Nu=0.0067Re_\omega^{0.814}$, 还得到制动盘表面的 Nu_r/Nu 比值与 r/R 之间的关联式: $Nu_r/Nu=0.709(r/R)^{-0.380}$, 为准确分析制动盘在制动过程中的传热提供依据.

关键词

制动盘
摩擦面
传热
对流传热系数
蔡升华技术

制动盘又名“刹车盘”, 是以端平面为摩擦工作面的圆盘形运动部件. 20世纪初问世的盘型制动机为高速列车的实现提供了必要条件. 盘形制动不但具有良好的摩擦性能, 而且列车停车平稳、制动距离短、维护方便. 近些年来, 世界高速旅客列车基础制动均采用盘形制动, 一些国家在高速重载货物列车上也开始采用盘形制动装置. 制动盘是制动系统中技术含量较高的零件之一, 直接影响了动车组的安全性和舒适性以及部件的轻量化和维修量. 我国20世纪90年代初开始研究盘形制动, 对制动盘的材质、结构及制动闸片的材质作了大量研究. 与汽车制动盘相比, 高速列车的制动盘在车轴上的安装不同, 列车制动盘距离车轮有一定距离, 而汽车制动盘和轮胎之间距离很小. 还有就是它们结构大不相同, 汽车制动盘内部大部分是筋板形式的通道, 而高速列车的制动盘内部通道比较复杂, 目前大部分都是散热筋, 呈正六边形分布的圆柱体^[1]. 在制动盘热应力、应变及摩擦磨损的研究中, 多数研究者把制动盘各表面对流传热按如下几何体的对流传热等效: 盘摩擦面等效为流体外掠平板^[2~12]; 盘圆周面等效为流

体横掠单管, 盘的散热筋等效为流体横掠管束^[8~12]. 这样, 根据对应几何体, 确定制动盘各表面的对流传热系数, 基于该系数得到制动盘上的温度分布、热应力分布、接触压力分布以及热变形. 由于所确定的换热系数没有可靠的理论依据, 从而大大降低了研究结果的可靠性.

目前, 对于制动圆盘表面对流传热特性的研究基本上是将旋转圆盘放在风洞里, 通过调节空气的流速和旋转圆盘的转速, 从而得到旋转圆盘表面的对流传热系数的规律, 然后把这种规律推广到制动盘的散热过程. McPhee和Johnson^[13]通过实验和理论分析得出, 制动盘在制动过程中的对流传热系数随转速线性变化. Zhang等人^[14]通过蔡升华实验得出旋转圆盘表面的对流传热系数. Wu等人^[15]通过蔡升华实验研究, 得到滚动轮表面局部和平均对流传热系数的变化规律. Latour等人^[16,17]研究了3种不同工况下旋转圆盘表面的对流传热系数的大小, 这3种工况分别是: 将旋转圆盘放在静止空气中; 空气以一定速度横掠静止圆盘; 空气以一定速度横掠旋转圆盘.

由于车辆制动盘的运动是由滚动轮带动制动盘

引用格式: 金星, 张永恒, 王良璧, 等. 高速列车制动盘表面对流传热特性. 科学通报, 2015, 60: 2245~2252

Jin X, Zhang Y H, Wang L B, et al. The convective heat transfer characteristics of the brake disc surface of a high-speed train (in Chinese). Chin Sci Bull, 2015, 60: 2245~2252, doi: 10.1360/N972014-01234

<https://engine.scichina.com/doi/10.1360/N972014-01234>

转动,地面的存在对制动盘表面的对流传热影响较大.从而,现有对于制动圆盘表面对流换热特性研究所用基本流动模型和实际流动相差较大.考虑到流动决定着对流传热的特性及研究所用基本流动模型和实际相差甚远,本文将制动盘和滚轮按一定比例缩小,让模拟制动盘的小轮随着滚动轮在轨道上滚动来建立与实际制动盘工作时相似的流动模型.用萘升华传热传质比拟方法得到模拟制动盘小轮表面的局部与平均对流传热系数的规律.

1 制动盘物理模型

制动盘运行过程中同时做2种运动,首先和车轮以相同的转速 ω 旋转;其次随列车有个平动速度 v .为了使建立的制动盘物理模型尽量与实际模型相接近,所以本文必须考虑制动盘与地面的高度 H (图1),然后研究制动盘摩擦表面的对流传热系数的大小.

2 实验设备及数据处理

要模拟制动盘的运动,首先必须要有1个滚动轮.选用制动盘直径与滚动轮直径的比值在0.7~0.8之间.其次必须要有1个非常长的轨道放在实验室.然而,实验室的空间是有限的.为了建立制动盘的运动模型,将轨道设计成圆形,如图2所示.

图1 (网络版彩色)制动盘(a)及其物理模型图(b)

Figure 1 (Color online) Brake discs (a) and their model (b)

图2 实验台整体布置图

Figure 2 Schematic view of the experimental apparatus

实验中,将2个实验盘(为了保证旋转臂保持平衡,准备2个相同的实验盘)分别固定在旋转臂两端的滚动轮上,这样实验小轮和滚动轮的转速相同.滚动轮的转速可以通过固定在转臂末端的霍尔传感器测量(图3).滚动轮的转速范围为550~4500 r/min.为了确保实验小轮重量小于电子天平的测量量程,因此实验小轮选用铝制作.实验小轮具体注萘情况如图4所示,4组实验盘尺寸如下所示:滚动轮直径 D 为76, 66, 56, 46 mm,制动盘(实验盘)直径 D 分别为60, 52, 44, 36 mm.可以发现,实验小轮距离轨道的高度是不一样的,分别为8, 7, 6, 5 mm.

如图4测试盘厚度为15 mm,萘厚度为3 mm,在实验小轮的铸萘平面有4个方向,即每隔90°测试一下铸萘表面萘的局部高度.

本实验采用铸萘的方法将萘铸造到实验小轮的表面.铸萘之前,先用丙酮将实验小轮和模具的表面清洗干净,将晶体萘放在烧杯中用电炉加热到120℃左右,同时将清洗干净的实验小轮和模具加热到40℃左右,当萘达到沸腾时,把沸腾的萘缓慢地浇铸到实验小轮模具中.然后,将浇铸后的实验小轮放在实验室让它自然冷却,待萘冷却凝固,除去模具.最后,将得到实验小轮放在密闭的玻璃罐内.玻璃罐内事先放有萘块,从而实验小轮表面的萘不升华.将玻璃罐放在实验室,使其温度与实验室环境温度达到平衡.

实验前调整测试平台和测试盘的角度,用电感测微仪分别测试事先画好的4个方向的表面初始高度

图3 实验试件在实验台上的装配图

Figure 3 Schematic view of the test wheel mounted on the rolling wheel

图4 铸完萘以后测试轮(a)以及其局部升华量测点连线的位置(b)
Figure 4 The test disc after casting naphthalene (a) and the positions to measure the local sublimation (b)

$H_1(m)$, 每个方向都沿着径向测量, 数据通过A/D转换器记录在计算机上. 然后, 把测试盘放在精密电子天平上称重得到初始重量 $M_1(kg)$, 精密电子天平的量程为250 g, 其精度为0.1 mg. 测试完重量以后, 将实验小轮安装在滚动轮上, 开始定时实验, 实验结束后再取下来, 在精密电子天平上称重 $M_2(kg)$, 然后用同样的方法测量铸萘表面4个方向的高度 $H_2(m)$. 因此, 实验小轮在运行一段时间以后, 其萘升华的重量和铸萘表面高度的变化量如下:

$$\Delta M = M_1 - M_2, \quad (1)$$

$$\delta(r) = H_1 - H_2. \quad (2)$$

实验中, 通过调节电动机转速, 分别做5种工况, 转速由低到高. 实验完毕, 除去实验试件上的萘, 若下次再做, 用丙酮将实验试件清洗干净, 然后重新铸萘.

3 实验原理及数据处理

萘升华传热传质比拟原理是一种通过测量萘升华量来求取对流换热系数的方法. 其基本原理是将传热问题转换成类似的传质问题. 在整个实验中, 只做传质实验, 直接得到传质过程的函数关系式, 然后通过传热-传质的比拟得到传热过程的函数关系式.

传热与传质过程相似必须满足几何相似和流动

相似这两个条件, 这样 Nu 和 Sh 之间就可以互相比拟, 如果 Pr 等于 Sc , 则 Nu 就等于 Sh :

$$Nu = f(Re, Pr), \quad (3)$$

$$Sh = f(Re, Sc). \quad (4)$$

一般情况下, Pr 等于 Sc 的流体很难找到. 如果空气作为实验流体, 则 Nu 和 Sh 之间存在如下表达式:

$$Nu = (Pr / Sc)^n Sh, \quad (5)$$

其中 n 取值范围为1/3~0.4, 萘的 Sc 为2.5.

通过如下公式得到萘在空气中的自扩散系数:

$$D = 0.0681(T_w / 298.13)^{1.93} (101325 / P_{atm}), \quad (6)$$

上式中 T_w 为萘表面的饱和温度, K; T_w 等于周围的环境温度, 通过水银温度计就可以测量得到, 其大致范围在300 K; P_{atm} 为当地的大气压, Pa.

实验试件表面的平均对流传质系数:

$$h_m = \Delta M / \tau A \rho_{nw}, \quad (7)$$

其中 A 为小轮表面萘与空气接触的面积, m^2 ; τ 为每个转速下所用的时间, s; ΔM 为萘在每个转速下的升华质量, kg; ρ_{nw} 为在萘表面饱和萘蒸汽的密度, kg/m^3 , 可通过下面公式计算得到:

$$\rho_{nw} = P_{nw} / R_g T_w, \quad (8)$$

式中 R_g 为萘蒸汽的理想气体常数, 它等于64.87 J/(mol K); P_{nw} 为饱和萘蒸汽的压力, Pa, 可通过下面公式得到:

$$\log P_{nw} = 13.564 - 3729.4 / T_w. \quad (9)$$

通过公式(7)~(9), 得到对流传质系数 h_m , 然后就可以算出 Sh , 如下:

$$Sh = h_m R / D. \quad (10)$$

利用公式(5)得到平均 Nu 如下:

$$Nu = (Pr / Sc)^{0.4} Sh. \quad (11)$$

局部传质系数的计算公式如下:

$$h_m = \rho_s \delta(r) / \tau \rho_{nw}, \quad (12)$$

式中 ρ_s 为固体萘的密度, kg/m^3 ; $\delta(r)$ 为萘在实验试件半径等于 r 处升华的高度, m. 局部 Sh 计算公式为

$$Sh = h_m R / D, \quad (13)$$

相应的局部 Nu 的计算公式如下:

$$Nu = (Pr / Sc)^{0.4} Sh_r. \quad (14)$$

本实验采用旋转雷诺数, 其计算公式如下:

$$Re_\omega = \omega R^2 / \nu, \quad (15)$$

式中 ω 为实验小轮的转速, 1/s; R 为实验小轮的半径, m; ν 为空气的运动黏度, m^2/s .

测量的所有点的最小升华高度大约是30 μm , 测

量高度的最小刻度为1 μm , 因此, 高度的测量误差为 $1/30=3.33\%$. 在测量过程中, 由于自然对流的影响, 高度的测量误差应该为4%. 时间的测量误差为 $9\text{ s}/(0.5\text{ h}\times 3600)=0.5\%$, 萘升华面积的误差为5%. 由于最小的升华质量被控制在不超过2.5 mg, 萘升华质量损失误差为 $0.1/2.5=4\%$, 实验中, 空气的导热系数误差为2%, 实验室内温度的误差为0.5%. 由于实验室内温度的误差, 公式(9)中 P_{nw} 的误差估计为3%, 公式(8)中饱和萘蒸汽密度 ρ_{nw} 的误差估计为3.1%. 固体萘的密度误差为1.1%. 通过Moffat^[18]的误差计算公式, 局部传热系数的最大计算误差为5.1%. 对流换热系数的误差为6%, 努赛尔数的最大实验误差不超过6.5%.

4 实验结果与讨论

4.1 局部实验结果

在处理数据时已经将传质过程转化成了传热过

程, 所以实验结果只讨论实验小轮在不同 Re_ω 下表面对流换热的大小.

每次实验, 由于2个实验小轮结构一样, 实验工况一样, 故这里只介绍其中之一. 首先比较局部 Nu_r 在小轮表面4个测试方向的变化情况(图5). 实验发现, 小轮表面的局部 Nu_r 沿着4个径向方向的变化趋势基本相同, 而且其变化趋势与实验小轮直径大小无关. 由此可以看到小轮表面的局部 Nu_r 都是沿着半径增大方向逐渐减小.

通过4个测试方向比较, 发现小轮表面的局部 Nu_r 的变化基本相同. 在这种情况下, 当 Re_ω 相同时, 实验小轮表面的局部 Nu_r 可以取小轮在4个方向局部 Nu_r 的平均值. 取平均值以后, 得到实验小轮表面的局部 Nu_r 的变化趋势(图6). 4种不同直径($D=60, 52, 44, 36\text{ mm}$)的实验小轮在5种转速下得到的结果. 通过比较发现如下情况: (1) 当旋转 Re_ω 越小, 小轮表面的局部 Nu_r 沿着径向方向变化程度越小, 当旋转 Re_ω 越大, 小轮表面的局部 Nu_r 沿着径向方向变化程度越大;

图5 局部 Nu_r 沿着小轮半径4个测试方向的变化趋势. (a) $D=60\text{ mm}$, $Re_\omega=10646$; (b) $D=52\text{ mm}$, $Re_\omega=9170$; (c) $D=44\text{ mm}$, $Re_\omega=9688$; (d) $D=36\text{ mm}$, $Re_\omega=9007$

Figure 5 Comparisons of local Nu_r number along the four measured lines under: (a) $Re_\omega=10646$, $D=60\text{ mm}$; (b) $Re_\omega=9170$, $D=52\text{ mm}$; (c) $Re_\omega=9688$, $D=44\text{ mm}$; (d) $Re_\omega=9007$, $D=36\text{ mm}$

(2) 随着实验小轮直径的增大, 小轮表面的局部 Nu 沿着径向方向减小的更厉害. 通过分析小轮表面任意一点的速度, 发现小轮表面上任意点的速度沿着半径增大的方向逐渐减小, 文献[15]中有详细解释, 故小轮表面的局部 Nu_r 随半径增大的方向逐渐减小.

4.2 平均实验结果

每一种尺寸的小轮可通过调节电动机的转速选5种转速. 由于有4种尺寸, 故共有20组实验数据. 在不同直径不同转速下, 小轮表面的平均 Nu 与旋转雷诺数之间关系, 如图7所示, 其中 $Re_\omega=10965$ 时, 其误差最大, 达到8.7%. 通过图7发现, 实验小轮表面的平均 Nu 随着转速的增大而增大. 小轮表面的平均 Nu 与 Re_ω 之间的关联式如下:

$$Nu = 0.0667 Re_\omega^{0.814}, \quad (16)$$

式中 Re_ω 用公式(15)计算.

4.3 局部 Nu_r 与平均 Nu 的比值

将局部 Nu_r 与称重计算得到的平均 Nu 作比值, 然

后得到 Nu_r/Nu 在不同 Re_ω 下沿着半径增大方向的变化趋势(图8). 结果表明, 在5种不同的 Re_ω 下, Nu_r/Nu 都沿着半径增大方向逐渐减小, 而且趋势基本相同; 其变化趋势与直径无关, 基本趋势都一样. 通过图8得到小轮表面的 Nu_r/Nu 比值与 r/R 之间的关联式如下:

$$Nu_r / Nu = 0.709 (r / R)^{-0.380}, \quad (17)$$

$$Nu_r = 0.709 Nu (r / R)^{-0.380}, \quad (18)$$

式中平均 Nu 用公式(16)计算.

4.4 讨论

Latour等人^[16,17]和Wu等人^[15]最近做了很多工作与本文研究相关. Latour等人^[16,17]研究的模型是空气以一定速度横掠静止圆盘和空气以一定速度横掠旋转圆盘. 如不考虑地面影响, 当 $Re_\omega/Re_\mu=0.618$ 时, 其流动可近似认为和本文模型相近. Latour的结果如图9所示. 发现本文得到结果比Latour等人的结果^[16,17]大, 相差15.7%. 分析其原因发现, 在本文模型中小轮在运行的过程中轮缘表面距离地面的高度分别为8, 7, 6和5 mm, 地面将影响小轮周围的流场, 与空气

图6 不同 Re_ω 时, 局部 Nu_r 沿着小轮半径方向的变化趋势. (a) $D=60$ mm; (b) $D=52$ mm; (c) $D=44$ mm; (d) $D=36$ mm

Figure 6 The variation of Nu_r along radius direction under different Re_ω number. (a) $D=60$ mm; (b) $D=52$ mm; (c) $D=44$ mm; (d) $D=36$ mm

图7 平均 Nu 与旋转雷诺数 Re_ω 之间的关系Figure 7 The relationship between average Nu and Re_ω 图8 不同直径不同 Re_ω 时 Nu_r/Nu 比值沿着小轮半径方向的变化趋势Figure 8 The ratio of local Nu_r to average Nu along radius direction under different Re_ω and different R

以一定速度横掠旋转圆盘的情况有一定的差异. 由于考虑到地面的影响, 故本实验更接近实际工况, 更能准确地表达制动盘表面对流换热系数的大小.

Wu等人^[15]通过做蔡升华实验, 得到滚动轮表面

图9 实验结论与目前相关研究的比较^[16,17]Figure 9 Comparisons of the present data with the published data^[16,17]

的平均 Nu 与 Re_ω 时关系(图9). 本文实验的方法与其基本相同, 只不过Wu等人^[15]研究的目标是滚动轮, 也就是实验小轮接触地面. 由于滚动轮踏面接触地面, 其表面的平均 Nu 比旋转圆盘和制动盘表面的都小, 结果相差32.1%.

5 结论

为了较准确地分析制动盘在制动过程中的传热, 本文通过蔡升华传热比拟原理对装在滚动轮轴上的制动盘表面传热特性进行了实验研究, 得到了制动盘表面的局部和平均对流传热特性. 其结论如下:

- (1) 制动盘表面局部 Nu_r 随着半径的增大逐渐减小;
- (2) 制动盘表面的平均 Nu 随着 Re_ω 的增大而增大;
- (3) 由于地面的影响, 在相同的 Re_ω 下, 制动盘表面的平均 Nu 比空气横掠旋转圆盘时的平均 Nu 大;
- (4) 在相同的 Re_ω 下, 制动盘表面的平均 Nu 比滚动轮表面的平均 Nu 大.

参考文献

- 1 Fu R. The Materials of High-Speed Train Braking (in Chinese). Beijing: Chemical Industry Publisher, 2012 [符蓉. 高速列车制动材料. 北京: 化学工业出版社, 2012]
- 2 Ding Q, Xie J L. The temperature field and stress field calculation of brake disc based on 3-dimension model (in Chinese). J China Railway Society, 2002, 24: 34–38 [丁群, 谢基龙. 基于三维模型的制动盘温度场和应力场计算. 铁道学报, 2002, 24: 34–38]

- 3 Yang Y, Wang G. The transient temperature field simulation of brake disc based on 3-dimensional model (in Chinese). *Comput Simulat*, 2005, 22: 225–227 [杨莺, 王刚. 基于三维模型的机车制动盘瞬态温度场仿真. *机械仿真*, 2005, 22: 225–227]
- 4 Han J, Wu M L, Wang Y, et al. Temperature field and thermal stress field analysis of brake disc for maglev track inspection train (in Chinese). *Electric Locom Mass Transit Veh*, 2011, 34: 13–17 [韩江, 吴萌岭, 王勇, 等. 新型磁浮式轨道巡检车制动盘温度场及热应力场分析. *同济大学电力机车与城轨车辆*, 2011, 34: 13–17]
- 5 Chen D L. FEM thermal stress analysis of high-speed locomotive braking discs (in Chinese). *J China Railway Society*, 2006, 28: 39–43 [陈德玲. 高速轮轨列车制动盘热应力有限元研究. *铁道学报*, 2006, 28: 39–43]
- 6 Wang X D, Cheng H. The numerical simulation of temperature field and thermal stress field of high-speed train brake disc (in Chinese). *Railway Vehicle*, 2009, 47: 5–9 [王晓东, 陈辉. 高速列车制动盘的温度场、热应力场的数值模拟. *铁道车辆*, 2009, 47: 5–9]
- 7 Guo X G, Gao Q Q. The design calculation and analysis of 120 km/h type B subway vehicle brake disc (in Chinese). *Railway Vehicle*, 2011, 49: 4–7 [郭祥贵, 高全庆. 120 km/h B型地铁车辆制动盘设计计算分析. *铁道车辆*, 2011, 49: 4–7]
- 8 Zhang L L, Yang Q, Tan N L, et al. Analysis of the transient temperature field of train brake discs based on friction power method (in Chinese). *China Railway Sci*, 2010, 1: 99–103 [张乐乐, 杨强, 谭南林, 等. 基于摩擦功率法的列车制动盘瞬态温度场分析. *中国铁道科学*, 2010, 1: 99–103]
- 9 Yang Q. The Simulation and analysis of temperature field and stress field of the train brake disc (in Chinese). Master Dissertation. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2009 [杨强. 列车制动盘温度场和应力场仿真与分析. 硕士学位论文. 北京: 北京交通大学, 2009]
- 10 Li J S. Study on life estimation for alloy forging steel break disc of high-speed train (in Chinese). Doctor Dissertation. Beijing: China Academy of Railway Science, 2006 [李继山. 高速列车合金锻钢制动盘寿命评估研究. 博士学位论文. 北京: 铁道科学研究院, 2006]
- 11 Zhang X F. Thermal-stress analysis of brake discs in rapid speed wagon (in Chinese). *Railway Locom CAR*, 2012, 32: 35–38 [张新芳. 快速货车制动盘热应力分析. *铁道机车车辆*, 2012, 32: 35–38]
- 12 Nong W H. Numerical simulation and experimental study of temperature and stress of the train disc brake based on the brake pads structure (in Chinese). Doctor Dissertation. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2012 [农万华. 基于闸片结构的列车盘形制动温度和应力的数值模拟及试验研究. 博士学位论文. 大连: 大连交通大学, 2012]
- 13 McPhee A D, Johnson D A. Experimental heat transfer and flow analysis of a vented brake rotor. *Int J Therm Sci*, 2008, 47: 458–467
- 14 Zhang F L, Cui Q, Ma L X, et al. Experiment research of convective heat transfer on the rotating disk surface (in Chinese). *Rubber Ind*, 2006, 56: 20–23 [张方良, 崔琪, 马连湘, 等. 旋转圆盘表面对流换热实验研究. *橡胶工业*, 2006, 56: 20–23]
- 15 Wu Y, Wu M G, Zhang Y H, et al. Experimental study of heat and mass transfer of a rolling wheel. *Heat Mass Transfer*, 2013, 9: 26
- 16 Latour B, Bouvier P, Harmand S. Convective heat transfer on a rotating disk with transverse air crossflow. *J Heat Transf*, 2011, 133: 021702
- 17 Latour B, Harmand S. Local convective heat transfer identification by infrared thermography from a disk mounted on a cylinder in air crossflow. *QIRT J*, 2013, 10: 26–41
- 18 Moffat R J. Contributions to the theory of single-sample uncertainty analysis. *J Fluid Eng*, 1982, 104: 250–258

The convective heat transfer characteristics of the brake disc surface of a high-speed train

JIN Xing¹, ZHANG YongHeng¹, WANG LiangBi¹ & WANG QiuWang²

¹ School of Mechatronic Engineering, Lanzhou Jiaotong University, Key Laboratory of Railway Vehicle Thermal Engineering of Ministry of Education (Lanzhou Jiaotong University), Lanzhou 730070, China;

² Key Laboratory of Thermo-Fluid Science and Engineering, Ministry of Education, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China

As a train gains speed, its kinetic energy and the heat energy produced in its braking process increase greatly. The huge heat load produced by braking of the brake discs strongly affects the braking efficiency. Weak convective heat transfer on the surfaces of brake discs leads to various thermal cracks and braking failure. Convective heat transfer on the surfaces of brake discs is thus an important process that affects the performance of brake discs. There have been few studies on convective heat transfer on the surface of brake discs, and the models used in the reported investigations do not reasonably match the real working conditions of the brake discs. It is well known that the models determine the fluid flow, and the fluid flow determines the convective heat transfer. It is thus difficult to apply the reported results to the real design of brake discs. Against this background, the main contributions of the present paper are the establishing of a flow model reasonably matches the actual working conditions of brake discs and the measurement of local and average convection heat transfer characteristics. To establish the model, in the experimental process the brake discs were drawn by rolling wheels that rolled on a circular orbit. To obtain the convection heat transfer characteristics, the analogy of the naphthalene sublimation technique of heat/mass transfer is adopted. The local Nusselt number on the surface of a brake disc decreases along the radius because convective heat transfer is mainly enforced by fluid flow induced by the brake disc. Because of the weaker effect of the ground surface, the average Nusselt number for the surface of a brake disc is larger than that of a rotating disk in cross flow at the same Reynolds number. The average Nusselt number for the surface of a brake disc is larger than that for a rolling wheel at the same Reynolds number. The correlations of the local and average Nusselt numbers with the Reynolds number are established.

brake disc, friction surface, heat transfer, convective heat transfer coefficient, naphthalene sublimation

doi: 10.1360/N972014-01234