DOI: 10.3901/JME.2020.08.172

基于旋转热流法和均布热流法的列车轴盘制动 温度场仿真分析*

张金煜 虞大联 刘韶庆 田爱琴

(中车青岛四方机车车辆股份有限公司国家高速动车组总成工程技术研究中心 青岛 266111)

摘要: 针对目前摩擦热流加载方式对列车轴盘制动温度场影响规律的研究不全面的问题, 系统考察了不同制动工况条件下, 旋转热流法和均布热流法这两种摩擦热流加载方式计算得到的制动盘温度场的变化规律及差异性。计算结果表明, 在不同制动工况条件下, 对于制动盘面上的温度最高点, 旋转热流法与均布热流法计算得到的温度值及其变化特性的差异最大。同时, 这种差异与闸片-制动盘接触面积、车辆制动初速度、制动减速度以及轮质量等工况条件密切相关。随着距离盘面深度的增加, 这种差异迅速减小, 在 2 mm 处可近似认为相同。此外, 在连续多次制动条件下, 某一次制动中旋转热流法与均布热流法计算结果的差异性与之前的制动无关, 并据此提出一种制动盘最高温度值的快速算法。研究成果为列车轴盘制动温度场计算中摩擦热流加载方式的选择提供了理论依据。

关键词: 轴盘制动; 旋转热流法; 均布热流法

中图分类号: U270

Simulation of Temperature Field of Train Axle-mounted Disk Braking Based on Rotating Heat Flux Method and Uniformly Distributed Heat Flux Method

ZHANG Jinyu YU Dalian LIU Shaoqing TIAN Aiqin

(National Research Center of High-speed EMU Assembly Engineering Technology,
CRRC Qingdao Sifang Co., Ltd., Qingdao 266111)

Abstract: Aiming at the insufficient research of the influence of the frictional heat flux loading method on the braking temperature field of the train axle-mounted disk, the variation law and differences of the temperature field of the brake disc calculated by the two frictional heat flux loading methods (rotating heat flux method and uniformly distributed heat flux method) under different braking conditions are systematically investigated. The calculation results show that under different braking conditions, for the maximum temperature point on the disk surface, the calculated temperature and its change characteristics based on the two heat flux loading methods are quite different. At the same time, the differences are closely related to the conditions of the pad-disk contact area, the initial braking speed, the braking deceleration and the wheel weight. With the increase of the distance below the disk surface, the differences between the temperature and its change characteristics calculated by the two frictional heat flux loading methods decrease rapidly, and for the point of 2 mm below the disk surface, the differences can be approximately ignored. In addition, under the condition of continuous braking, the calculated differences between the temperature and its change characteristics based on the two heat flux loading methods in a certain braking are not related to the previous braking. Based on this rule, a fast algorithm for the maximum temperature value of the brake disc is proposed. Theoretical basis is provided for the selection of the frictional heat flux loading method in the calculation of the braking temperature field of the train axle-mounted disk.

Key words: axle-mounted disk braking; rotating heat flux method; uniformly distributed heat flux method

* 国家重点研发计划资助项目(2016YFB1200404)。20190410 收到初稿,
20190730 收到修改稿

0 前言

盘形制动是轨道车辆的一种基础制动方式。车辆施行制动时, 制动夹钳在气压或者油压的作用下夹紧制动盘面, 从而使得安装于制动夹钳内侧面的闸片与制动盘面之间形成摩擦阻力并使车辆减速。盘形制动的实质就是在制动过程中将轨道车辆的动能转换为闸片与制动盘之间的摩擦热能, 并通过热传导、对流换热及热辐射等形式耗散。伴随列车动能的增加, 制动过程中产生的摩擦热也急剧增加, 这导致制动盘上形成不稳定温度场和热应力场, 进而产生热斑和热裂纹等缺陷^[1-2]。因此, 分析制动过程中制动盘的温度场具有重要意义。

杨智勇等^[3]建立了制动盘、闸片和盘毂三体接触弹塑性热-机直接耦合模型, 得到了一次紧急制动过程中制动盘的温度场和应力场。但热-机直接耦合方法存在计算时间长和收敛性差等缺点^[4], 为了简化计算, 国内外学者一般都将闸片与制动盘之间的摩擦作用用一个等效摩擦热流来代替^[5-9]。然而, 摩擦热流在制动盘面上的加载方式对制动盘温度场计算结果的准确性有显著影响, 目前有旋转热流法和均布热流法两种加载方式^[10]。

在列车制动过程中, 由于制动盘旋转, 因此闸片与制动盘面之间的摩擦热流会沿制动盘的周向旋转。在温度场分析时需要将连续的制动时间离散为间隔很小的许多时间点, 并在各个时间点上的闸片与制动盘接触位置施加摩擦热流, 这种加载方式叫做旋转热流法。YANG 和 LI 等^[6, 8]针对动车组制动盘, 利用旋转热流法计算了紧急制动和常规制动条件下制动盘的温度场。ADAMOWICZ 和 YEVTUSHENKO 等^[7, 9]针对一个简化的汽车制动盘, 利用旋转热流法计算了一次制动和连续多次制动过程中制动盘的温度场。

由于旋转热流法需要准确描述摩擦热流在制动盘面上的转动过程, 因此要求时间步长很小, 同时制动盘面网格很细密, 这对于温度场计算工况多样复杂的实际工程问题而言, 计算量及计算结果占用的存储空间都将很大。均布热流法是将某一时刻制动盘面摩擦接触区上输入的热流沿闸片与制动盘面的整个周向摩擦圆环均布, 此时制动盘面上的热流呈轴对称分布, 因此时间步长可以大大增加, 同时制动盘面网格也可以更加粗大, 从而大大减小了计算量及计算结果占用的存储空间^[11-14]。

均布热流法虽然具有计算量小等优点, 但相对于旋转热流法而言, 其制动能量的加载方式与实际

情况差别较大, 因此有必要对均布热流法的准确性及其与旋转热流法的差异性进行分析。目前国内外仅有少量学者开展了这方面的工作^[5], 但研究尚不系统全面, 没有考虑不同制动工况对计算结果的影响。为此, 本研究针对轨道车辆中常用的一种轴装制动盘, 考察了一次制动过程中不同闸片-制动盘接触面积、不同车辆制动初速度、不同制动减速度、不同轮质量以及连续三次制动等工况条件下均布热流法与旋转热流法计算得到的温度场分布及变化特点, 分析了两种摩擦热流加载方式下温度场计算结果的差异性及相似性。

1 有限元模型

1.1 几何模型

轨道车辆上常用的轴装制动盘由盘体、盘毂、压板和紧固件等构成。制动过程中, 由于盘毂、压板和紧固件等离制动盘面较远, 对盘体温度场的影响几乎可以忽略, 因此为了简化结构, 删除上述零件并用一段圆柱体表示车轴。同时, 由于简化后的几何模型是一个对称结构(对称面垂直于车轴中心线并通过制动盘的轴向中心位置), 因此分析时只需要考虑一半几何模型, 如图 1 所示。在本研究中, 制动盘面的外径为 670 mm, 内径为 380 mm, 厚度为 22 mm, 等效车轴的直径为 253 mm。

图 1 轴装制动盘(轴盘)几何模型

1.2 网格模型

旋转热流法与均布热流法用到的网格模型完全相同, 如图 2 所示。其中, 对制动盘面及其下方的规则圆环区划分六面体网格, 同时, 单元尺寸随着与制动盘面之间距离的增加而增大, 该区域的最小网格尺寸为 1 mm; 对车轴区(不与连接爪接触的部分)划分尺寸均匀并且较为粗大的六面体网格(含少量楔形网格), 该区域的最小网格尺寸约为 10 mm; 对其他区域(包括散热筋、连接爪以及与连接爪接触的部分车轴)划分四面体网格, 该区域的平均网格尺

寸约为 6 mm。划分后的网格模型包含 321 322 个单元,其中六面体单元 135 420 个、四面体单元 185 892 个,楔形单元 10 个。

图 2 轴盘网格模型

1.3 热边界条件

旋转热流法中轴盘的热边界条件如图 3 所示。当车辆处于非制动阶段时,整个制动盘和车轴表面都只与空气发生对流换热。当车辆处于制动过程时,闸片与制动盘面摩擦接触区上有均匀热流输入(本研究假设摩擦接触区的形状为扇环^[5,7,9],其圆心角为 β ,内半径为 r ,外半径为 R),并且该热流沿制动盘面的周向旋转,旋转角速度与制动盘的旋转角速度相同,同时整个制动盘和车轴表面都与空气发生对流换热。由于车轴对模型整体温度场的影响很小,因此可以近似将车轴端面看成是常温边界条件。由于采用一半对称模型进行计算,因此轴盘对称面为绝热边界条件。相对于对流换热量而言,辐射换热量很小,因此可以将其忽略^[5]。

图 3 旋转热流法中轴盘的热边界条件

对于均布热流法而言,当车辆处于制动过程时,制动热流均匀分布于闸片与制动盘面的整个周向摩擦圆环面内(圆环面的内半径为 r ,外半径为 R),其余热边界条件同旋转热流法,如图 3 所示。

1.3.1 热流密度

车辆在纯空气制动过程中,大部分动能通过闸

片与制动盘面之间的摩擦作用转换为热能,而这部分热能大部分又被制动盘吸收^[15]。输入制动盘面摩擦接触区的均匀热流密度表达式为

$$q(t) = \eta \frac{ma(v_0 - at)}{2S} \quad (1)$$

式中, $q(t)$ 为 t 时刻输入制动盘面摩擦接触区的热流密度(W/m^2); η 为车辆动能转换为被制动盘吸收的热能的比例,取为 0.9^[16]; m 为轮质量(kg); a 为制动减速度(m/s^2); v_0 为制动初速度(m/s),对于旋转热流法; S 为 t 时刻闸片与制动盘面摩擦接触区的面积(如图 3 所示),对于均布热流法, S 为闸片与制动盘面整个周向摩擦圆环的面积(m^2)。

1.3.2 对流换热

车辆在运行或者制动过程中,轴盘处于强迫对流换热状态,而车辆在停止时,轴盘处于自然对流换热状态。本研究利用 CFD 软件对车辆在不同运行速度下的轴盘附近流场进行稳态计算,进而获得不同速度下轴盘各表面的对流换热系数分布情况,随后将对流换热系数相近的表面归入一个区域并取其平均值,最后通过函数拟合的方法得到各区域平均对流换热系数随速度的变化函数,并将其用于温度场计算。

本研究将轴盘表面分为七个区域,分别计算其对流换热系数,这七个区域分别为: A——车轴端面、B——不与连接爪接触的车轴外圆面、C——制动盘面+盘体内圈+连接爪外表面+与连接爪接触的车轴外圆面、D——盘体外圈、E——散热筋底面、F——散热筋外表面、G——轴盘对称面,如图 4 所示。

图 4 计算轴盘表面对流换热系数时采用的表面分区

区域 A 为常温边界条件,区域 G 为绝热边界条件,区域 B~F 与空气发生对流换热,其平均对流换热系数随车辆运行速度变化的二次拟合函数如下

$$\text{区域 B: } h = -0.005\,826 \cdot v^2 + 2.471 \cdot v + 11.91 \quad (2)$$

$$\text{区域 C: } h = -0.005\,347 \cdot v^2 + 3.357 \cdot v + 8.992 \quad (3)$$

$$\text{区域 D: } h = -0.003\,626 \cdot v^2 + 2.034 \cdot v + 8.019 \quad (4)$$

$$\text{区域 E: } h = -0.002\,634 \cdot v^2 + 1.855 \cdot v + 4.82 \quad (5)$$

$$\text{区域 F: } h = -0.002\,97 \cdot v^2 + 2.224 \cdot v + 4.928 \quad (6)$$

式中, h 为表面传热系数, 单位为 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; v 为车辆运行速度, 单位为 m/s 。

2 计算工况及时间步长的设定

2.1 计算工况

本研究首先考察了动车组运行中出现的一种紧急制动工况, 并对其进行适当简化, 如图 5 所示(称其为基本制动工况)。该工况包括匀减速制动、停止、匀加速启动和匀速运行四个阶段, 其中车辆初始制动速度及匀速运行速度都为 250 km/h , 制动减速度为 1.0 m/s^2 , 启动加速度为 0.6 m/s^2 , 停止时间和匀速运行时间都为 30 s , 轮质量为 8 t , 闸片与制动盘接触扇环的圆心角为 54° , 其他温度场计算相关参数如表 1 所示(环境温度的不同取值仅会使某一时刻制动盘上各节点的温度值整体增加或减少同一个值, 而不会影响本研究的结论)。

图 5 基本制动工况下的车辆运行速度-时间曲线

表 1 轴盘制动温度场计算相关参数

参数	数据
车轮直径 D/m	0.84
闸片与制动盘接触扇环的外半径 R/m	0.327 75
闸片与制动盘接触扇环的内半径 r/m	0.197 25
制动盘和车轴等材料的密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	7 800
制动盘和车轴等材料的导热系数 $\lambda/[\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})]$	50
制动盘和车轴等材料的比热容 $c/[\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$	470
环境温度 $T_\infty/^\circ\text{C}$	40

随后, 系统考察了不同制动工况对制动盘温度场的影响。制动工况包括: 考虑闸片偏磨情况, 设定三种闸片接触扇环圆心角(18° 、 36° 、 54°); 考虑车辆不同运行速度, 设定三种制动初速度(150 km/h 、 250 km/h 、 350 km/h), 其中, 制动工况中的匀速运行速度与制动初速度相同; 考虑不同车型的

质量差异以及不同载客量, 设定三种轮质量(6.4 t 、 8.0 t 、 9.6 t); 考虑不同制动模式, 设定三种制动减速度(0.8 m/s^2 、 1.0 m/s^2 、 1.2 m/s^2); 考虑连续制动工况, 设定连续三个基本制动工况, 其中每个基本制动工况都如图 5 所示。对于上述各种制动工况, 除了已列出的各参数外, 其余参数都与图 5 及表 1 中的参数相同。

2.2 时间步长的设定

无论是使用旋转热流法还是均布热流法, 温度场的计算都是瞬态的, 都需要设定时间步长。对于旋转热流法而言, 由于闸片与制动盘的摩擦接触区沿制动盘面的周向旋转, 因此时间步长越小, 单个时间步长内摩擦接触区的旋转角度就越小, 就越逼近真实情况, 这就要求制动盘面沿周向的网格划分的越细密, 但这势必会造成计算时间及结果文件容量的成倍增加。通过划分不同的网格密度并选取不同的时间步长进行计算, 发现在匀减速制动阶段将每个时间步长内摩擦接触区的旋转角度控制在 5.4° 以内, 同时在停止、匀加速启动和匀速运行三个阶段内设定时间步长为 2 s , 并采用第 1.2 节中的网格划分方法, 那么就可以获得与时间步长及网格尺寸无关的温度场计算结果。对于均布热流法而言, 在匀减速制动阶段设定时间步长为 0.05 s , 在其他三个阶段设定时间步长为 2 s , 同时采用第 1.2 节中的网格划分方法, 那么就可以获得与时间步长及网格尺寸无关的温度场计算结果。

以第 2.1 节中的基本制动工况为例, 旋转热流法的最小时间步长为 $0.000\,57 \text{ s}$, 计算总步数为 73 188, 计算时间为 159 h (三核 CPU E5-2670 @ 2.3 GHz , 六线程, 内存 32 GB), 结果文件容量为 54.5 GB , 而均布热流法的计算总步数为 1 477, 计算时间为 3.2 h , 计算结果容量为 1.1 GB 。可见, 均布热流法的计算时间及结果文件容量都大大小于旋转热流法。

3 结果及讨论

3.1 基本制动工况

图 6 是制动 47.3 s 时均布热流法计算得到的制动盘和车轴的温度场, 此时出现了制动过程中的最高温度 454.5°C , 位于制动盘面中间圆线上的 A_0 点。旋转热流法计算得到的最高温度同样位于 A_0 点, 为 467.3°C , 出现在 47.2 s 。为了便于分析, 下面取 A_0 点及该点以下 1 mm 、 2 mm 处的 A_1 、 A_2 点作为分析对象。

图6 制动47.3 s时均布热流法计算得到的制动盘和车轴的温度场

图7是旋转热流法和均布热流法计算得到的 A_0 、 A_1 和 A_2 点温度值随时间的变化曲线。对于旋转热流法而言,在整个制动过程中制动盘共旋转了913.7圈,热流输入区(闸片与制动盘接触区)通过 A_0 点914次,因此 A_0 点出现了914个温度峰值。由于制动盘材料具有良好的热传导性能,因此 A_1 和 A_2 点也出现了温度波动,但波动幅度已大幅减弱。对于均布热流法而言,由于热流密度在闸片与制动盘接触的整个圆环面上均布,因此各点温度值都是平滑变化。

(a) 匀减速制动、停止、匀加速启动和匀速运行四个阶段

(b) 匀减速制动阶段末期(46.7~69.4 s)

图7 旋转热流法和均布热流法计算得到的 A_0 、 A_1 和 A_2 点的温度值随时间的变化曲线

随着制动的进行,车辆速度不断降低,输入制动盘的热流密度不断减小,同时在制动后期由于热传导及对流换热作用逐渐大于热流输入的作用,因此旋转热流法计算得到的 A_0 点的温度波动及其峰值不断减小,同时波动周期不断增加。在制动结束时刻,旋转热流法计算得到的 A_0 、 A_1 和 A_2 点的温度值几乎已经相同(都近似为 $414.5\text{ }^{\circ}\text{C}$),并与均布热流法计算得到的各点温度值基本一致。在随后的停止、匀加速启动和匀速运行阶段,由于没有热流输入而只有热传导和对流换热作用,因此 A_0 、 A_1 和 A_2 点的温度进一步降低,在匀速运行的最后时刻,旋转热流法和均布热流法计算得到的 A_0 、 A_1 和 A_2 点的温度值都近似为 $249\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

为了定量说明旋转热流法与均布热流法计算结果的差异性,在匀减速制动阶段定义四个温度相关参数^[10]:在旋转热流法中各温度峰值出现时刻,旋转热流法与均布热流法计算得到的温度值的差值的最大值 $d_{T\max}$ 及平均值 $d_{T\text{ave}}$;旋转热流法中相邻温度峰谷距的最大值 $pv_{T\max}$ 及平均值 $pv_{T\text{ave}}$ 。

四个温度相关参数的计算结果如表2所示。由表2可知, A_0 点的温度波动最为明显,最大温度峰谷距为 $20.5\text{ }^{\circ}\text{C}$,平均温度峰谷距为 $18.8\text{ }^{\circ}\text{C}$,同时,在各个温度峰值时刻,旋转热流法的温度值都要高于均布热流法,最大温度差值为 $20.1\text{ }^{\circ}\text{C}$,平均温度差值为 $11.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

表2 基本制动工况下温度相关参数的计算结果

节点	$d_{T\max}/^{\circ}\text{C}$	$d_{T\text{ave}}/^{\circ}\text{C}$	$pv_{T\max}/^{\circ}\text{C}$	$pv_{T\text{ave}}/^{\circ}\text{C}$
A_0	20.1	11.7	20.5	18.8
A_1	3.0	1.2	8.2	1.7
A_2	1.6	0.5	6.2	0.4

对于 A_1 点,温度波动已明显下降,最大温度峰谷距 $pv_{T\max}$ 为 $8.2\text{ }^{\circ}\text{C}$,平均峰谷距 $pv_{T\text{ave}}$ 只有 $1.7\text{ }^{\circ}\text{C}$,同时,在各个温度峰值时刻,虽然旋转热流法的温度值仍高于均布热流法,但最大温度差值 $d_{T\max}$ 只有 $3.0\text{ }^{\circ}\text{C}$,平均差值 $d_{T\text{ave}}$ 仅为 $1.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

对于 A_2 点,温度波动进一步减弱, $pv_{T\max}$ 和 $pv_{T\text{ave}}$ 分别为 $6.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $0.4\text{ }^{\circ}\text{C}$,而 $d_{T\max}$ 和 $d_{T\text{ave}}$ 分别为 $1.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。从工程应用角度来看,两种计算方法得到的 A_2 点温度可近似认为相同。因此,后面分析中只讨论 A_0 和 A_1 点的温度变化情况。

3.2 不同闸片接触扇环圆心角

闸片接触扇环圆心角为 18° 和 36° 时旋转热流法和均布热流法计算得到的 A_0 和 A_1 点的温度值随时间的变化曲线如图8所示。表3是四个温度相关参数的计算结果。由图表可知,当闸片接触扇环

圆心角在 $18^\circ \sim 54^\circ$ 范围内变化时, 其对 A_0 和 A_1 点的温度波动特性影响不明显。对于 A_0 点, 闸片接触扇环圆心角为 18° 、 36° 和 54° 时的最大温度峰谷距分别为 25.6°C 、 22.4°C 和 20.5°C , 最大温度差值分别为 23.0°C 、 22.2°C 和 20.1°C 。对于 A_1 点, 三种闸片接触扇环圆心角下的最大温度峰谷距分别为 9.2°C 、 8.7°C 和 8.2°C , 最大温度差值分别为 5.4°C 、 3.5°C 和 3.0°C 。

(a) 闸片接触扇环圆心角为 18° (b) 闸片接触扇环圆心角为 36°

图 8 闸片接触扇环圆心角为 18° 和 36° 时旋转热流法和均布热流法计算得到的 A_0 和 A_1 点温度值随时间的变化曲线

表 3 不同闸片接触扇环圆心角下温度相关参数的计算结果

闸片接触扇环圆心角/ $^\circ$	节点	$d_{T\max}/^\circ\text{C}$	$d_{T\text{ave}}/^\circ\text{C}$	$pv_{T\max}/^\circ\text{C}$	$pv_{T\text{ave}}/^\circ\text{C}$
18	A_0	23.0	13.9	25.6	21.7
	A_1	5.4	1.4	9.2	2.0
36	A_0	22.2	12.6	22.4	20.2
	A_1	3.5	1.2	8.7	1.8
54	A_0	20.1	11.7	20.5	18.8
	A_1	3.0	1.2	8.2	1.7

此外, 闸片接触扇环圆心角对 A_0 点最高温度的影响也不明显。当闸片接触扇环圆心角为 18° 、 36° 和 54° 时, 旋转热流法计算得到的 A_0 点的最高温度分别为 473.5°C 、 469.6°C 和 467.3°C , 而均布热流法的计算结果与闸片接触扇环圆心角无关, A_0 点的最高温度为 454.5°C 。

高温分别为 473.5°C 、 469.6°C 和 467.3°C , 而均布热流法的计算结果与闸片接触扇环圆心角无关, A_0 点的最高温度为 454.5°C 。

3.3 不同制动初速度

制动初速度为 150 km/h 和 350 km/h 时旋转热流法和均布热流法计算得到的 A_0 和 A_1 点的温度值随时间的变化曲线如图 9 所示。表 4 是四个温度相关参数的计算结果。由图表可知, 当制动初速度在 $150\sim 350\text{ km/h}$ 范围内变化时, 其对 A_0 和 A_1 点的温度波动特性影响很小。对于 A_0 点, 制动初速度为 150 km/h 、 250 km/h 和 350 km/h 时的最大温度峰谷距分别为 19.6°C 、 20.5°C 和 21.1°C , 最大温度差值分别为 19.1°C 、 20.1°C 和 21.0°C 。对于 A_1 点, 三种制动初速度下的最大温度峰谷距分别为 8.7°C 、 8.2°C 和 6.9°C , 最大温度差值分别为 3.0°C 、 3.0°C 和 3.1°C 。

(a) 制动初速度为 150 km/h (b) 制动初速度为 350 km/h

图 9 制动初速度为 150 km/h 和 350 km/h 时旋转热流法和均布热流法计算得到的 A_0 和 A_1 点温度值随时间的变化曲线

然而, 制动初速度对 A_0 点的最高温度影响很大。当制动初速度为 150 km/h 、 250 km/h 和 350 km/h 时, 旋转热流法计算得到的 A_0 点的最高温度分别为 233.4°C 、 467.3°C 和 764.5°C , 而均布热流法计算

得到的 A_0 点的最高温度分别为 221.2 °C、454.5 °C 和 751.2 °C。

表 4 不同制动初速度下温度相关参数的计算结果

不同制动初速度/ (km/h)	节点	$d_{Tmax}/^{\circ}\text{C}$	$d_{Tave}/^{\circ}\text{C}$	$pv_{Tmax}/^{\circ}\text{C}$	$pv_{Tave}/^{\circ}\text{C}$
150	A_0	19.1	11.7	19.6	17.7
	A_1	3.0	1.5	8.7	2.4
250	A_0	20.1	11.7	20.5	18.8
	A_1	3.0	1.2	8.2	1.7
350	A_0	21.0	11.6	21.1	19.3
	A_1	3.1	1.0	6.9	1.4

3.4 不同轮质量

轮质量分别为 6.4 t 和 9.6 t 时旋转热流法和均布热流法计算得到的 A_0 和 A_1 点的温度值随时间的变化曲线如图 10 所示。表 5 是四个温度相关参数的计算结果(为了便于分析,各数据精确到小数点后三位)。由图表可知, A_0 和 A_1 点的温度波动特性与轮质量成正比。当轮质量分别为 6.4 t、8.0 t 和 9.6 t 时(轮质量比为 1:1.25:1.50), A_0 点的三个 d_{Tmax} 的比值、三个 d_{Tave} 的比值、三个 pv_{Tmax} 的比值以及三个 pv_{Tave} 的比值都为 1:1.25:1.50(A_1 点同样如此)。

(a) 轮质量为 6.4 t

(b) 轮质量为 9.6 t

图 10 轮质量分别为 6.4 t 和 9.6 t 时旋转热流法和均布热流法计算得到的 A_0 和 A_1 点的温度值随时间的变化曲线

表 5 不同轮质量下温度相关参数的计算结果

不同轮质量/t	节点	$d_{Tmax}/^{\circ}\text{C}$	$d_{Tave}/^{\circ}\text{C}$	$pv_{Tmax}/^{\circ}\text{C}$	$pv_{Tave}/^{\circ}\text{C}$
6.4	A_0	16.114	9.379	16.408	15.080
	A_1	2.402	0.968	6.596	1.399
8.0	A_0	20.142	11.723	20.510	18.850
	A_1	3.002	1.210	8.245	1.749
9.6	A_0	24.171	14.068	24.612	22.620
	A_1	3.611	1.452	9.894	2.099

A_0 点的最高温度随着轮质量的增加而增大,但并不与轮质量成正比。当轮质量为 6.4 t、8.0 t 和 9.6 t 时,旋转热流法计算得到的 A_0 点的最高温度分别为 381.8 °C、467.3 °C 和 552.7 °C,均布热流法计算得到的 A_0 点的最高温度分别为 371.6 °C、454.5 °C 和 537.5 °C,两者的比值都为 1:1.22:1.45。

3.5 不同制动减速度

制动减速度分别为 0.8 m/s² 和 1.2 m/s² 时旋转热流法和均布热流法计算得到的 A_0 和 A_1 点的温度值随时间的变化曲线如图 11 所示。表 6 是四个温度相关参数的计算结果(为了便于分析,各数据精确到小数点后三位)。由图表可知, A_0 和 A_1 点的温度波动特性与制动减速度近似成正比。当制动减速度分别

(a) 制动减速度为 0.8 m/s²

(b) 制动减速度为 1.2 m/s²

图 11 制动减速度分别为 0.8 m/s² 和 1.2 m/s² 时旋转热流法和均布热流法计算得到的 A_0 和 A_1 点温度值随时间变化曲线

为 0.8 m/s^2 、 1.0 m/s^2 和 1.2 m/s^2 时(制动减速度比为 $1:1.25:1.50$), A_0 点的三个 $d_{T_{\max}}$ 的比值和三个 $pv_{T_{\text{ave}}}$ 的比值都为 $1:1.25:1.50$, 而三个 $d_{T_{\text{ave}}}$ 的比值为 $1:1.26:1.52$, 三个 $pv_{T_{\max}}$ 的比值为 $1:1.25:1.49$; A_1 点的三个 $pv_{T_{\text{ave}}}$ 的比值为 $1:1.25:1.50$, 而三个 $d_{T_{\max}}$ 的比值为 $1:1.25:1.49$, 三个 $d_{T_{\text{ave}}}$ 的比值为 $1:1.29:1.65$, 三个 $pv_{T_{\max}}$ 的比值为 $1:1.31:1.40$ 。

表 6 不同制动减速度下温度相关参数的计算结果

不同制动减速度/ (m/s^2)	节点	$d_{T_{\max}}/\text{°C}$	$d_{T_{\text{ave}}}/\text{°C}$	$pv_{T_{\max}}/\text{°C}$	$pv_{T_{\text{ave}}}/\text{°C}$
0.8	A_0	16.114	9.329	16.438	15.093
	A_1	2.410	0.935	6.305	1.401
1.0	A_0	20.142	11.723	20.510	18.850
	A_1	3.002	1.210	8.245	1.749
1.2	A_0	24.171	14.189	24.564	22.619
	A_1	3.586	1.545	8.843	2.100

A_0 点的最高温度随着制动减速度的增加而增大。当制动减速度为 0.8 m/s^2 、 1.0 m/s^2 和 1.2 m/s^2 时, 旋转热流法计算得到的 A_0 点的最高温度分别为 438.1 °C 、 467.3 °C 和 494.8 °C (比值为 $1:1.07:1.13$), 而均布热流法计算得到的 A_0 点的最高温度分别为 428.1 °C 、 454.5 °C 和 479.3 °C (比值为 $1:1.06:1.12$)。对比不同轮质量时的计算结果可知, 轮质量对 A_0 点的最高温度的影响大于制动减速度的影响。

3.6 连续三个基本制动

图 12 是连续三个基本制动条件下旋转热流法和均布热流法计算得到的 A_0 和 A_1 点的温度值随时间的变化曲线。表 7 是连续三个基本制动过程中的四个温度相关参数的计算结果。由图表可知, 在每个基本制动开始前, 由旋转热流法和均布热流法计算得到的 A_0 、 A_1 点的初始温度基本相同(最大差值小于 1.6 °C), 并且随着制动的进行该温度值逐渐升高, 分别为 40 °C 、 249 °C 和 357 °C 。如果不考虑

上述制动初始温度的差异, 那么在每个基本制动过程中, A_0 点的各条温度变化曲线几乎是相同的(A_1 点同样如此), 同时, 四个温度相关参数的计算结果也几乎相同。

表 7 连续三个基本制动过程中温度相关参数的计算结果

制动周期	节点	$d_{T_{\max}}/\text{°C}$	$d_{T_{\text{ave}}}/\text{°C}$	$pv_{T_{\max}}/\text{°C}$	$pv_{T_{\text{ave}}}/\text{°C}$
1	A_0	20.1	11.7	20.5	18.8
	A_1	3.0	1.2	8.2	1.7
2	A_0	20.3	11.9	20.5	18.9
	A_1	3.1	1.4	8.4	1.8
3	A_0	20.4	12.0	20.6	18.9
	A_1	3.2	1.4	8.5	1.8

此外, 在三个基本制动过程中, 旋转热流法和均布热流法计算得到的 A_0 点的最高温度之间的差值也几乎不变。旋转热流法计算得到的 A_0 点的最高温度分别为 467.3 °C 、 646.4 °C 和 739.6 °C , 均布热流法得到的 A_0 点的最高温度分别为 454.5 °C 、 633.2 °C 和 726.3 °C , 两种计算方法得到的计算结果之间的差值分别为 12.7 °C 、 13.2 °C 和 13.3 °C 。

因此, 从工程应用的角度来看, 在连续多次制动过程中, 可以近似认为某一次制动内基于旋转热流法计算得到的 A_0 、 A_1 点的温度波动特性与之前的制动无关, 同时旋转热流法与均布热流法计算结果之间的差异也与之前的制动无关。

上述特性具有工程应用价值, 由此可以得到一种制动盘最高温度值的快速算法^[17]: 首先利用均布热流法快速计算出连续多次制动中 A_0 点的最高温度值 $T_{\max}$; 然后针对第一个基本制动, 计算出旋转热流法和均布热流法得到的 A_0 点最高温度之间的差值 ΔT ; 最后得到 A_0 点真实的最高温度值 $T_{\max} + \Delta T$ 。上述算法不仅计算速度快, 而且能够保证计算精度, 对于连续制动次数越多的工况, 其优势越明显。

4 结论

(1) 轴盘制动中最高温度出现在制动盘面中间圆线上的 A_0 点, 基于旋转热流法计算得到的 A_0 点的温度会出现明显波动, 而均布热流法下 A_0 点的温度平滑变化, 两者存在明显差异。随着距离盘面深度增加, 差异迅速减小, 在 2 mm 处可近似认为相同。

(2) 当闸片接触扇环圆心角在 $18^\circ \sim 54^\circ$ 范围内变化时, 其对 A_0 点的温度波动特性以及 A_0 点的最高温度的影响都不明显。

(3) 当制动初速度在 $150 \sim 350 \text{ km/h}$ 范围内变化时, 其对 A_0 点的温度波动特性影响很小, 但对

图 12 连续三个基本制动条件下旋转热流法和均布热流法计算得到的 A_0 和 A_1 点的温度值随时间的变化曲线

A_0 点的最高温度影响很大。

(4) A_0 点的温度波动特性与轮质量成正比, 与制动减速度近似成正比。同时, A_0 点的最高温度随轮质量或制动减速度的增加而增大。

(5) 在连续多次制动过程中, 可近似认为某一次制动内基于旋转热流法计算得到的 A_0 点的温度波动特性与之前的制动无关, 同时旋转热流法与均布热流法计算结果之间的差异也与之前的制动无关。据此提出了一种制动盘最高温度值的快速算法。

参 考 文 献

- [1] 李继山, 焦标强, 顾磊磊, 等. 高速动车组制动摩擦副的仿真分析[J]. 铁道机车车辆, 2011, 31(5): 93-96.
LI Jishan, JIAO Biaoqiang, GU Leilei, et al. Research on the temperature field and stress field of wheels at time of tread braking of heavy haul freight cars[J]. Rolling Stock, 2011, 31(5): 93-96.
- [2] 潘利科, 韩建民, 李志强, 等. 列车制动盘通风散热的数值仿真[J]. 北京交通大学学报, 2015, 39(1): 118-124.
PAN Like, HAN Jianmin, LI Zhiqiang, et al. Numerical simulation for train brake disc ventilation[J]. Journal of Beijing Jiaotong University, 2015, 39(1): 118-124.
- [3] 杨智勇, 韩建民, 李卫京, 等. 制动盘制动过程的热-机耦合仿真[J]. 机械工程学报, 2010, 46(2): 88-92.
YANG Zhiyong, HAN Jianmin, LI Weijing, et al. Thermo-mechanical coupling simulation of braking process of brake disc[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(2): 88-92.
- [4] 杨智勇, 韩建民, 李卫京, 等. 盘形制动有限元模拟计算方法研究[J]. 铁道学报, 2010, 32(2): 114-118.
YANG Zhiyong, HAN Jianmin, LI Weijing, et al. Study on simulation methods for disc brake with FEM[J]. Journal of the China Railway Society, 2010, 32(2): 114-118.
- [5] ADAMOWICZ A, GRZES P. Analysis of disc brake temperature distribution during single braking under non-axisymmetric load[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(6-7): 1003-1012.
- [6] YANG Z, HAN J, LI W, et al. Analyzing the mechanisms of fatigue crack initiation and propagation in CRH EMU brake discs[J]. Engineering Failure Analysis, 2013, 34(8): 121-128.
- [7] ADAMOWICZ A, GRZES P. Influence of convective cooling on a disc brake temperature distribution during repetitive braking[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(14): 2177-2185.
- [8] LI Z, HAN J, YANG Z, et al. The effect of braking energy on the fatigue crack propagation in railway brake discs[J]. Engineering Failure Analysis, 2014, 44 (9): 272-284.
- [9] YEVTUSHENKO A A, ADAMOWICZ A, GRZES P. Three-dimensional FE model for the calculation of temperature of a disc brake at temperature-dependent coefficients of friction[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2013, 42: 18-24.
- [10] 张金煜, 虞大联, 林鹏. 基于旋转热源法和均布热源法的列车踏面制动温度场分析[J]. 机械工程学报, 2018, 54(6): 93-101.
ZHANG Jinyu, YU Dalian, LIN Peng. Analysis of temperature field of train tread braking based on rotating heat source method and uniformly distributed heat source method[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(6): 93-101.
- [11] GHADIMI B, SAJEDI R, KOWSARY F. 3D investigation of thermal stresses in a locomotive ventilated brake disc based on a conjugate thermo-fluid coupling boundary conditions[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2013, 49(4): 104-109.
- [12] LAN J, JIANG Y, LIANG Y, et al. Thermal analysis for brake disks of SiC6061 Al Alloy co-continuous composite for CRH3 during emergency braking considering airflow cooling[J]. Transactions of Nonferrous Metals Society of China, 2012, 22: 2783-2791.
- [13] GHADIMI B, KOWSARY F, KHORAMI M. Thermal analysis of locomotive wheel-mounted brake disc[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 51: 948-952.
- [14] 周素霞, 杨月, 谢基龙. 高速列车制动盘瞬态温度和热应力分布仿真分析[J]. 机械工程学报, 2011, 47(22): 126-131.
ZHOU Suxia, YANG Yue, XIE Jilong. Analysis of transient temperature and thermal stress distribution on the high-speed strain brake disk by simulation[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(22): 126-131.
- [15] JIAN Q, SHUI Y. Numerical and experimental analysis of transient temperature field of ventilated disc brake under the condition of hard braking[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2017, 122: 115-123.
- [16] 王文静, 谢基龙, 李强, 等. SiCp_A356 复合材料制动盘应力场数值模拟与热疲劳寿命预测[J]. 机械工程学报, 2007, 43(6): 127-132.
WANG Wenjing, XIE Jilong, LI Qiang. Stress numerical simulation and thermal fatigue life prediction for SiCp_A356 composite material brake disc[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(6): 127-132.
- [17] 中车青岛四方机车车辆股份有限公司. 一种制动过程中制动系统最高温度值的计算方法和装置: 中国,

201810534130.1[P]. 2018-09-04.

CRRC Qingdao Sifang Co., Ltd.. Method and device for calculating maximum temperature value of braking system during braking: China, 201810534130.1[P]. 2018-09-04.

作者简介：张金煜(通信作者)，男，1981 年出生，博士，高级工程师。主要研究方向为车辆基础制动仿真、轮轨摩擦学、车辆动力学。

E-mail: zjy_2924837@163.com

虞大联，男，1968 年出生，硕士，教授级高级工程师。主要研究方向为车辆动力学。

E-mail: ydl@cqsf.com

刘韶庆，男，1979 年出生，博士，教授级高级工程师。主要研究方向为车辆结构强度和疲劳。

E-mail: liushaoqing@cqsf.com

田爱琴，女，1973 年出生，硕士，教授级高级工程师。主要研究方向为车体结构设计和列车空气动力学。

E-mail: tianaiqin@cqsf.com