

带排扭矩条件下湿式制动器流体的 三维温度场和传热规律分析

赵 波^{1,2,3}

(1. 四川大学机械工程学院, 成都 610065; 2. 矿山采掘装备及智能制造国家重点实验室, 太原 030024;
3. 四川省丘区山区智能农机装备创新中心, 德阳 618000)

摘 要: 湿式制动器是重型车辆制动系统的核心部件, 对车辆安全具有关键影响. 本文以制动摩擦副间隙的冷却液压油(ATF)为研究对象, 考虑非制动作业时带排扭矩条件下液体黏性摩擦和稳态层流流动特征, 利用积分方法建立了 ATF 的能量方程, 获得了能同时满足轴向和径向边界条件的三维温度和热流密度显式解析表达式, 由简化动量方程和三次多项式分布假设还获得了油膜径向速度和压强的理论解. 将流体压强和温度的理论模型与以往试验对比, 我们发现解析解与试验结果具有较好的一致性. 此模型可推广用于液黏离合器和液黏测功机等其他 HVD 装置中 ATF 速度和温度场的理论预测.

关键词: 湿式制动器; 液体黏性传动; 积分方法; 热对流; 热流密度; 显式解析解; 带排扭矩
中图分类号: TH243; U461.1 **文献标识码:** A **DOI:** 10.19907/j.0490-6756.2022.054003

3D theoretical distributions of the temperature and heat transfer of ATF in wet brakes applied by drag torque

ZHAO Bo^{1,2,3}

(1. School of Mechanical Engineering, Sichuan University, Chengdu 610065, China;
2. State Key Laboratory of Mining Equipment and Intelligent Manufacturing,
Taiyuan Heavy Machinery Group Co., Ltd, Taiyuan 030024, China;
3. Sichuan Collaborative Innovation Center for Smart Agricultural Machinery
Equipment in Hilly Areas, Deyang 618000, China)

Abstract: The wet multi-disk brakes are important braking components of automotive and off-highway drivetrains, which have a crucial influence on the safety of heavy-duty vehicles. The energy equation is proposed in steady laminar flow of the automotive transmission fluid (ATF) through an integral method, considering the disengaged drag torque condition owing to hydroviscous drive (HVD). The closed-form analytical solutions for the three-dimensional (3D) temperature and convective heat flux fields, together with those of the temperature rises of separator and friction plates, are obtained for ATF, respectively, which can satisfy all the boundary conditions for both radial and axial directions of oil film. The analytical expressions of the radial velocity and pressure of ATF are also obtained based on the simplified Navier-Stokes equations and the approximation of cubic polynomial distribution. By comparing the theoretical model of fluid pressure and temperature with previous experiments, we find that the analytical solution is in good agreement with the experimental results. The analytical methods of 3D velocity, tem-

收稿日期: 2022-04-07

基金项目: 四川省重大科技专项(2020YFSY0058); 四川大学“从 0 到 1”创新研究项目(2022SCUH0004)

作者简介: 赵波(1972—), 男, 教授, 博士, 研究方向为湿式制动器散热和热对流理论. E-mail: zb02@tsinghua.org.cn

perature and heat flux proposed might have the potentials to be extended to predict those of HVD devices such as wet clutches and dynamometers.

Keywords: Wet brake; Hydroviscous drive; Integral method; Thermal convection; Heat flux; Closed-form analytical solutions; Drag torque

1 引言

车辆制动时机械能通过制动器和轮胎的摩擦转换为热能并及时散发掉,能量转化的核心部件是制动器. 湿式制动器具有制动转矩大、散热效果好、抗热衰退性能稳定、寿命长和免于维护等优点,常用于重型汽车、军用轮式车辆、坦克、矿用汽车和农业机械等重型装备^[1-4]. 湿式多盘制动器多采用密闭壳体,内置多片旋转的摩擦盘与滚动轮毂连接,多片非旋转的对偶盘与固定桥壳连接,二者之间充满了流动冷却液压油(automotive transmission fluid, ATF),如图 1 所示.

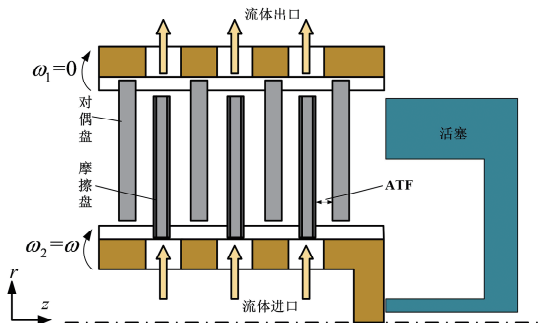


图 1 多盘湿式制动器结构示意图

Fig. 1 Schematic of a multiple disk wet brake system

无论非制动作业阶段还是持续制动阶段,若摩擦副未发生机械接触前,则摩擦副间的制动转矩主要由液体黏性作用(hydroviscous drive, HVD)产生^[5,6],因粘性产生的耗散热则由 ATF 及时带走. 摩擦副和充斥其间的 ATF 温度和传热特性直接影响制动性能^[7],尤其是持续制动时(特指摩擦副间油膜厚度大于零而制动力相对较小的情况,制动力来自 ATF 流体的粘性传动),会产生大量热量并造成 ATF 温度升高. 温升过高则会引起摩擦衬层制动性能衰退,摩擦副表面产生裂纹,从而导致制动失效^[8,9]. 为保证制动器正常作业和延长其使用寿命,制动过程中 ATF 需要持续对摩擦盘、对偶盘散热冷却. 非作业阶段因流体黏性产生的制动转矩称带排扭矩(disengaged drag torque),由此产生的温度和传热条件变化会对后续制动过程的 ATF 温度场和热对流特性产生重要影响^[10]. 为此,本文拟研究非制动作业时带排扭矩作用条件

下,稳态层流流动时湿式制动器 ATF 温度和热流密度场的分布规律,准确确定此阶段湿式制动器的热对流特性,为制动器设计和车辆制动性能预测奠定理论基础.

目前对湿式制动器(或液粘离合器)散热多采用数值和试验研究方法. Singh 等^[3]针对湿式制动器的重复制动工况,建立了包括湿式制动器壳体内 ATF/空气混合物影响在内的摩擦副传热模型及总体计算框架. Sergienko 等^[4]建立了湿式制动器作业时的能量方程,其边界条件考虑了复杂的热对流影响. Xie 等^[5]考虑了离心力效应对多对摩擦副的影响并建立了瞬态温度模型. Huang 等^[6]考虑了离心力、科氏力和变粘度等因素,用数值方法计算了液黏离合器层流流动时 ATF 压强、速度和温度分布,并进行了试验验证. Wang 等^[11]和 Belhocine 等^[12]考虑整车制动动力学特性后,分别研究了湿式制动器持续制动时的传热性能和干式制动器的冷却特性. Adamowicz 等^[13]研究了多次重复制动条件下自然对流冷却对干盘制动器温度场的影响. 为使用分离变量法, Jen 等^[14]假设湿式离合器被动盘的温度函数随时间线性分布、随轴向二次分布,最终得到了瞬态温度理论分布公式,并为试验结果所证实. Ellwood 等^[15]建立了因液体粘性摩擦而产生的热流量理论模型. 赵波等^[10]早期建立了未考虑温度特性的液粘测功机(相当于对偶盘转速为零的液粘制动器)带排扭矩理论模型并进行了试验研究. 后来他们又分析了湿式制动器 ATF 温度场的稳态分布规律^[16]. Neupert 等^[17]则对径向沟槽等诸多因素对带排扭矩的影响进行了参数分析和试验验证. Hu 等^[18]、Iqbal 等^[19]和 Yuan 等^[20]分别建立了考虑充气流动影响的单盘湿式离合器带排扭矩数学模型,并被试验所证实. 为减小带排扭矩, Aphale 等^[21]用数值和试验相结合的方法研究了沟槽对充气流动(aerated flow)的影响. 其他学者^[22-26]也做了大量相关研究. 赵波等^[27-29]采用积分方法研究了外掠平板形成的湍流边界层. 最近, Zhao^[30]建立了关于流体热对流的三维热流密度公式,并将其推广用于湍流边界层中^[31,32]. 本文的主要研究内容是:考虑非作业带排扭矩作用条

件下,在 ATF 剪切油膜厚度保持不变的稳态层流流动前提下,设 ATF 的径向速度和温度采用多项式分布,拟采用能量积分方法,得到摩擦副间 ATF 温度场的显式表达式,并与现有试验结果对比以验证理论模型的正确性,最后以速度和温度解析分布为基础,获得 ATF 三维稳态热流密度场的理论分布。

2 理论假设

本研究范围限于带排扭矩作用条件下,湿式制动器摩擦盘、对偶盘间隙的流体处于稳定流动状态,油膜厚度 h 保持不变,理论假设包括:(1) ATF 是黏性不可压缩流体,流速相对较低且完全充满摩擦盘和对偶盘中间,视为层流流动;ATF 沿周向为 Couette 流动,摩擦副和 ATF 沿周向速度和温度保持不变^[14,17-21]。(2) 摩擦盘、对偶盘和 ATF 是匀质、各向同性材料,在温升不太大的情况下,视 ATF 的动力粘度 μ 、运动粘度 ν 、比热容 c 和热传导率 k 不随温度 T 变化。(3) 摩擦盘和对偶盘始终保持对中无偏斜状态,忽略惯性力和体积力的影响^[12]。(4) 摩擦盘衬片的比热容和热导率均相对较低,视摩擦盘为热绝缘体,不考虑油槽影响,非作业阶段的传热均由 ATF 承担^[2,33]。(5) 热辐射比例不足 5%~10%,可忽略不计^[12]。

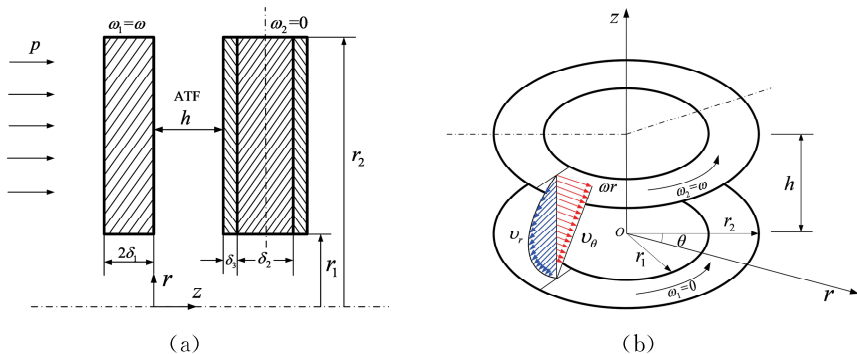


图 2 ATF 速度分布(轴对称模型):(a) 轴向示意;(b) 径向和周向分布

Fig. 2 The velocity profiles of ATF in wet brakes (axisymmetric model): (a) sketch in the axial; (b) radial and circumferential velocity distributions

3.2 周向速度

假设(1)视液压油为黏性流体,对偶盘与流体接触表面($z=0$)的无滑移条件为 $v_\theta=0$,摩擦盘与流体接触表面($z=h$) $v_\theta=\omega r$,如图 2 所示。油膜厚度 h 非常薄(约 0.1~100 μm),由假设(2)、Soo 的推导^[34]和文献^[15],ATF 周向速度 v_θ 沿轴向 z 的分布规律为

3 ATF 速度场的理论分布

预测 ATF 温度场前必须先获得 ATF 速度场的分布。我们以 ATF 为研究对象,建立图 2 所示的柱坐标系, r, θ, z 分别为径向、周向和轴向坐标,其中 $r_1 \leq r \leq r_2$, $0 \leq \theta \leq 2\pi$, $0 \leq z \leq h$, r_1, r_2 分别代表摩擦副和 ATF 的内径和外径。与车轮同轴的摩擦盘以角速度 ω_2 旋转($\omega_2=\omega$),它由中间芯层(厚度为 δ_2)和两侧粘接的摩擦衬层(单侧厚度为 δ_3)组成;非旋转的对偶盘(厚度为 $2\delta_1$)转动角速度 $\omega_1=0$,摩擦盘和对偶盘在活塞压强 p 作用下可沿轴向 z 自由平移;在摩擦盘和对偶盘之间充满了 ATF,油膜厚度为 h 。

Soo^[34]进一步引入边界层假设:(1)流体轴向速度 v_z 远小于径向速度 v_r 和周向速度 v_θ ,故 $v_z=0$;(2)除压强 p 外,其他任何变量在轴向变化率远大于径向和周向变化率;(3)压强 p 只与径向位移 r 有关,即 $\partial p / \partial z = \partial p / \partial \theta = 0$,则 N-S 方程可简化为^[15]:

$$\begin{cases} v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{v_\theta^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2}, \\ v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} + \frac{v_r v_\theta}{r} = \nu \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2}, \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

3.1 轴向速度

根据 Soo 假设^[34],ATF 轴向速度 $v_z=0$ 。

$$v_\theta(r, z, t) = \omega r z / h \quad (2)$$

注意到式(2)自动满足方程(1)的第二式。

液体黏性摩擦产生的热量大小只需考虑沿轴向变化的 ATF 周向速度 v_θ 对耗散热的贡献,其他方向的速度梯度可忽略^[15],则单位体积产生的热流量,即能量耗散函数 $\Phi(\text{W}/\text{m}^3)$ 为

$$\Phi = \mu \left(\frac{dv_\theta}{dz} \right)^2 \quad (3a)$$

将式(2)代入

$$\Phi = \mu \omega^2 r^2 / h^2 \quad (3b)$$

由单个摩擦副表面产生的热流量 \dot{Q}_g (W) 为

$$\dot{Q}_g = \int_{r_1}^{r_2} \Phi 2\pi r h dr = \frac{\mu \pi \omega^2}{2h} (r_2^4 - r_1^4) = M \omega \quad (4)$$

式中 M 是制动转矩,在非作业工况下即带排扭矩。

3.3 径向速度

ATF 雷诺数较小,可视为层流,设径向速度 v_r 沿轴向 z 的分布模式为

$$v_r = a_0 + a_1 z + a_2 z^2 + a_3 z^3 \quad (5)$$

式中 a_i ($i=0,1,2,3$) 为待定系数。

由假设(1)和假设(3),摩擦盘和对偶盘始终保持对中且壁面流体无滑移,则与摩擦盘和对偶盘表面接触的 ATF 径向速度分别等于摩擦盘和对偶盘的径向速度^[11],如图 3 所示,即

$$v_r|_{z=0} = 0, v_r|_{z=h} = 0 \quad (6)$$

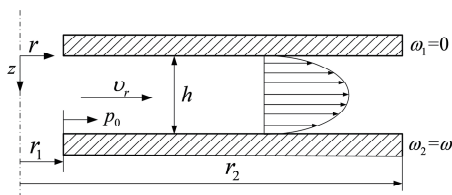


图 3 ATF 的径向流动

Fig. 3 The radial velocity of ATF

注意到 $v_z=0$,由方程(1)中第一式,在 ATF 与摩擦盘、对偶盘的边界表面处,可得

$$\left. \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} \right|_{z=0,h} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dr} - \frac{1}{\nu r} (v_\theta|_{z=0,h})^2$$

将式(2)代入上式,得

$$\left. \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} \right|_{z=0} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dr}, \left. \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} \right|_{z=h} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dr} - \frac{\rho r \omega^2}{\mu} \quad (7)$$

将表达式(5)代入边界条件方程(6)和(7),确定 4 个待定系数后得径向速度

$$v_r = \frac{\rho r \omega^2 h^2}{6\mu} \left(\frac{z}{h} - \frac{z^3}{h^3} \right) - \frac{h^2}{2\mu} \frac{dp}{dr} \left(\frac{z}{h} - \frac{z^2}{h^2} \right) \quad (8)$$

由质量守恒,ATF 质量流量 \dot{m} (kg/s) 定义为

$$\dot{m} = \rho Q = \int_0^h \rho v_r \cdot 2\pi r dz$$

这里 Q 代表体积流量 (m^3/s),将式(8)代入得

$$\dot{m} = \frac{\rho \pi r h^3}{6\mu} \left(\frac{\rho r \omega^2}{2} - \frac{dp}{dr} \right), \text{或者}$$

$$\frac{dp}{dr} = \frac{\rho r \omega^2}{2} - \frac{6\mu \dot{m}}{\rho \pi r h^3}$$

两边沿 r 积分并考虑边界条件 $p|_{r=r_1} = p_0$,这里 p_0

指 ATF 入口压强(是已知量),最后得 ATF 压强 p 分布为

$$p = p_0 + \frac{\rho \omega^2}{4} (r^2 - r_1^2) + \frac{6\mu \dot{m}}{\rho \pi h^3} \ln \left(\frac{r_1}{r} \right) \quad (9)$$

将上式代回式(8),即得 v_r 最终表达式为

$$v_r = \frac{3\dot{m}}{\rho \pi r h} \left(\frac{z}{h} - \frac{z^2}{h^2} \right) - \frac{\rho r \omega^2 h^2}{12\mu} \left(\frac{z}{h} - 3 \frac{z^2}{h^2} + 2 \frac{z^3}{h^3} \right) \quad (10)$$

4 ATF 三维热流密度场和温度场理论分布

4.1 三维热流密度场的分布

热流密度 q 指单位时间单位面积上通过的热量大小 (W/m^2),它具有方向,是向量^[35]. 忽略辐射,流体宏观运动和微观扩散的总热流密度是由对流和传导所致^[30-32,36]. 常热容条件下,ATF 三维总热流密度向量在圆柱坐标系下 r, θ, z 方向的分量 q_r, q_θ, q_z 分别为^[30,36]

$$\begin{cases} q_r = -k \frac{\partial T}{\partial r} + \rho c v_r (T - T_\infty) \\ q_\theta = -\frac{k}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + \rho c v_\theta (T - T_\infty) \\ q_z = -k \frac{\partial T}{\partial z} + \rho c v_z (T - T_\infty) \end{cases}$$

式中, T_∞ 是稳定流动时 ATF 在摩擦副入口 ($r=r_1$, 图 1) 处的恒定温度; ρ 为流体密度 (kg/m^3); c 是比热容 [$J/(kg \cdot K)$]; k 是热传导率 [$W/(m \cdot K)$]. 注意到所有速度分量变为零时(无热对流),上式自动退化为描述热传导的傅立叶定律^[30-32]. 由数量级分析易知,ATF 径向热传导与热对流的贡献相比可忽略不计;而 $v_z=0$,热对流贡献为零,轴向只有热传导起作用. 由假设(1),视周向温度不变则热传导贡献为零,周向仅存在因流体宏观运动携带温差 ($T - T_\infty$) 导致的热对流传递,故上式简化为^[30]

$$\begin{cases} q_r = \rho c v_r (T - T_\infty), \\ q_\theta = \rho c v_\theta (T - T_\infty), \\ q_z = -k \frac{\partial T}{\partial z} \end{cases} \quad (11)$$

稳态流动条件下,能量方程可用上述热流密度分量等效表示为^[31]

$$\frac{1}{r} \frac{\partial (r q_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial q_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial q_z}{\partial z} = \Phi$$

将上式代入式(11)并考虑连续性方程及能量耗散函数 Φ 表达式(3b),即得稳态流动下热对流的能

量方程

$$\rho c v_r \frac{\partial T}{\partial r} = k \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\mu \omega^2 r^2}{h^2} \quad (12)$$

上述方程是二阶偏微分非齐次方程,难以获得显式解析解,为此,拟采用积分方法解决。

4.2 能量积分方程

设在流场中划出几个不动的控制表面围成一个固定控制体,如图4所示。其控制表面为:相距微元距离 dr 的两个垂直于摩擦盘和对偶盘壁面的圆柱面12和34;摩擦盘表面圆环24和对偶盘表面圆环13,二者沿周向均匀分布,两盘轴向距离 h 。ATF径向热传导贡献相对较小可忽略,只考虑径向流速 v_r 宏观运动导致的对流贡献,忽略轴向速度 v_z ,由假设(4),忽略摩擦盘和对偶盘因热传导引起的热流量 \dot{Q}_k^p 和 \dot{Q}_k^s (W),周向速度产生的黏性耗散热 \dot{Q}_g 只由 ATF 通过热对流方式(热流量大小为 \dot{Q}_u^{ATF})带走,如图4所示。

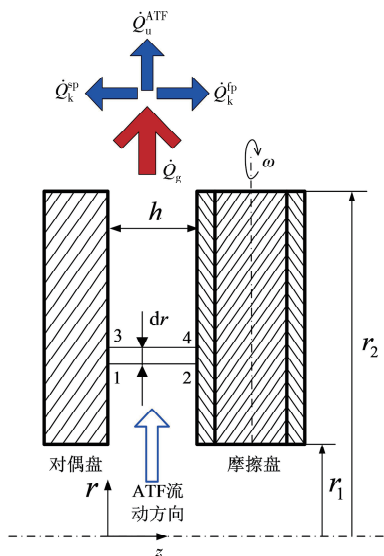


图4 能量积分方程的推导

Fig. 4 Schematic diagram of energy integration equation

(1) 径向:忽略热传导,由方程(11)写出单位时间内通过控制面12进入控制容积的热量大小

$$\int_0^h q_r \cdot 2\pi r dz = \int_0^h \rho c v_r (T - T_\infty) 2\pi r dz$$

同一时间间隔内由表面34流出控制体的热量:

$$\int_0^h \rho c v_r (T - T_\infty) 2\pi r dz + \frac{d}{dr} \left(\int_0^h \rho c v_r (T - T_\infty) \cdot 2\pi r dz \right) dr$$

(2) 轴向:由假设(4),在 ATF 与摩擦盘和对偶盘接触处24和13表面无热传导。

(3) 周向:轴对称结构,无热量传递。但控制体内因 v_θ 的存在会产生粘性耗散热^[15],由方程(3b)知单位时间单位体积内生成的热量 $\Phi = \mu \omega^2 r^2 / h^2$,则单位时间内控制体内生成的热量大小为

$$\int_0^h \Phi 2\pi r dr dz = \int_0^h \frac{2\pi \mu \omega^2 r^3}{h^2} dr dz = \frac{2\pi \mu \omega^2 r^3}{h} dr$$

由稳态传热时的能量平衡,单位时间内流出的净热量应等于产生的总热量,即

$$\frac{d}{dr} \left(\int_0^h \rho c v_r (T - T_\infty) 2\pi r dz \right) dr = \frac{2\pi \mu \omega^2 r^3}{h} dr$$

若 ρ 和 c 为常数,上式进一步简化为

$$\frac{\mu \omega^2 r^3}{\rho c h} = \frac{d}{dr} \int_0^h v_r (T - T_\infty) r dz \quad (13a)$$

这就是湿式制动器中 ATF 稳态传热的能量积分方程,可视为能量微分方程(12)的近似式,但它避免了数学上求解偏微分方程的困难。

4.3 温度场的分布

令 T_w 代表对偶盘壁面温度,引入过剩温度 Θ ,即温升 $\Theta = T - T_\infty$,记 $\Theta_w = T_w - T_\infty$, $l = r - r_1$, $l_0 = r_2 - r_1$,则能量积分方程(13a)重写为

$$\frac{\mu \omega^2 (l + r_1)^3}{\rho c h} = \frac{d}{dl} \int_0^h v_r \Theta (l + r_1) dz \quad (13b)$$

考虑热绝缘体假设(4),列出 ATF 的温升 Θ 沿轴向和径向的边界条件为^[7]

$$\Theta|_{z=0} = \Theta_w, \frac{\partial \Theta}{\partial z} \Big|_{z=0, h} = 0, \Theta|_{l=0} = 0, \frac{\partial \Theta}{\partial l} \Big|_{l=l_0} = 0$$

将上式和式(6)代入能量微分方程(12),得到第6个边界条件为 $\frac{\partial^2 \Theta}{\partial z^2} \Big|_{l=l_0} = -\frac{\mu \omega^2 r_2^2}{k h^2}$ 。

设 Θ 沿轴向和径向的分布形式为

$$\Theta = b_0 + (b_1 z + b_2 z^2 + b_3 z^3)(c_0 + c_1 l + c_2 l^2)$$

式中, $0 \leq l \leq l_0$; $0 \leq z \leq h$; $b_i (i=0, 1, 2, 3)$ 和 $c_j (j=0, 1, 2)$ 是待定系数,由以上边界条件可确定。

$$b_0 = \Theta_w, b_1 = 0, b_2 = \frac{\mu \omega^2 r_2^2}{2k h^2 l_0^2 c_2}, b_3 = -\frac{\mu \omega^2 r_2^2}{3k h^3 l_0^2 c_2},$$

$c_0 = 0, c_1 = -2l_0 c_2$, 于是温度分布关系式为

$$\Theta = \Theta_w + \frac{\mu \omega^2}{k} \left(\frac{z^2}{2h^2} - \frac{z^3}{3h^3} \right) \cdot \left[\frac{(r-r_1)^2 - 2(r-r_1)(r_2-r_1)}{(1-r_1/r_2)^2} \right] \quad (14)$$

将径向速度表达式(10)和温升函数式(14)分别代入能量积分方程(13b),整理得

$$\frac{d\Theta_w}{dr} = \frac{\mu \omega^2 (r_2 - r)}{6k(1-r_1/r_2)^2} + \frac{2\pi \mu \omega^2 r^3}{c \dot{m} h}$$

$$\frac{\pi \rho^2 h^3 \omega^4}{840 \dot{m} k (1 - r_1/r_2)^2} [2r^3 - 3r_2 r^2 + (2r_1 r_2 - r_1^2) r]$$

两边对 r 积分并考虑边界条件 $\Theta_w|_{r=r_1}=0$,得

$$\Theta_w = \frac{\mu \pi \omega^2}{2c \dot{m} h} (r^4 - r_1^4) + \left(\frac{\pi \rho^2 h^3 \omega^4 r^2}{1680 \dot{m} k} + \frac{\mu \omega^2}{12k} \right) \cdot \left[\frac{(r_2 - r_1)^2 - (r_2 - r)^2}{(1 - r_1/r_2)^2} \right] \quad (15)$$

这就是对偶盘表面温升 Θ_w 沿径向的解析表达式. 将式(15)代入方程(14),即可得到 ATF 同时沿径向和轴向变化的温度场理论表达式

$$\Theta = \frac{\mu \pi \omega^2}{2c \dot{m} h} (r^4 - r_1^4) + \left[\frac{\pi \rho^2 h^3 \omega^4 r^2}{1680 \dot{m} k} + \frac{\mu \omega^2}{k} \left(\frac{z^3}{3h^3} - \frac{z^2}{2h^2} + \frac{1}{12} \right) \right] \left[\frac{(r_2 - r_1)^2 - (r_2 - r)^2}{(1 - r_1/r_2)^2} \right] \quad (16)$$

由上可见,带排扭矩作用下 ATF 稳态传热过程中,温升 Θ 沿轴向 z 成立方变化,并与径向 r 的四次方相关. 将式(2)(10)(16)代入式(11),即得 ATF 三维热流密度场的理论分布. 将 $z/h=1$ 代入式(16),可得摩擦盘表面温升 Θ_w^p 沿径向的显式解析式:

$$\Theta_w^p = \frac{\mu \pi \omega^2}{2c \dot{m} h} (r^4 - r_1^4) + \left(\frac{\pi \rho^2 h^3 \omega^4 r^2}{1680 \dot{m} k} - \frac{\mu \omega^2}{12k} \right) \cdot \left[\frac{(r_2 - r_1)^2 - (r_2 - r)^2}{(1 - r_1/r_2)^2} \right] \quad (17)$$

5 试验验证

湿式制动器封闭腔内的温度难以测定,获取可靠的试验数据较困难,这里采用 Huang 等^[6]液体黏性传动在对偶盘转速为零时($\omega_1=0$)的试验测量数据,并与取得的试验结果比较. 该试验的理论假设和所选作业工况与本文完全相同,其液体黏性传动数据参数见表 1. 图 5 给出本文计算的压强 p 的解析解(见式(9)),并与 Huang 等^[6]的试验结果相比较,二者相对误差在 1.6%~7.6%之间,符合得较好. 图 6 给出了本文计算的温升 Θ 解析解(见式(16))与 Huang 等^[6]的试验结果对比,我们发现二者最大差异不超过 2.8 K,解析模型的预测结果工程上可接受,证明理论模型是正确的.

6 结果讨论

6.1 ATF 压强和径向速度

图 7 给出了液压冷却油压强 p 的理论分布. 根据 Soo 的边界层假设^[34],它只随径向尺寸变化. 由图 7 可见,半径越大,压强越低. 由式(9)可知,压强虽然与转速的平方正相关,但根据 Huang 等

人^[6]的试验结果,转速增大时压强降幅更大(见图 7 中最左侧数据),最后总体表现为摩擦盘转速越高,ATF 压强越小.

表 1 湿式制动器的计算参数^[6]

Tab. 1 Calculation parameters for the wet brake^[6]

计算参数	数值
摩擦盘内径 r_1/mm	113.5
摩擦盘外径 r_2/mm	146
油膜厚度 h/mm	0.16
ATF 密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	872
ATF 动力粘度 $\mu/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.019 184
ATF 热传导率 $k/(\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	0.15
ATF 定压比热容 $c/(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	2000
ATF 入口温度 T_∞/K	293

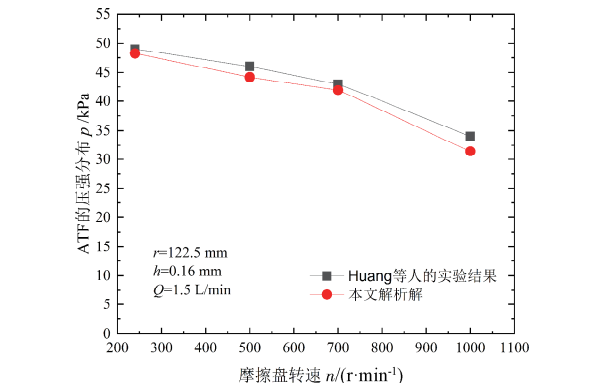


图 5 ATF 压强的解析解与试验结果对比
Fig. 5 Comparison of the present analytical solution for the ATF pressure with the Huang's measurement

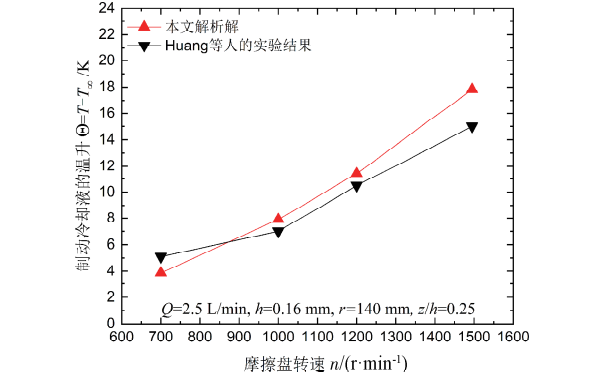


图 6 ATF 的温度解析解与试验结果对比
Fig. 6 Present analytical solution of the ATF temperature correlated with the Huang's experiment

图 8 和图 9 给出 ATF 径向速度 v_r 分别沿轴向和径向的解析分布. 由图 8 可见, v_r 并不像 Poiseuille 流动那样,沿轴向表现为只取决于压强梯度的对称抛物线分布,这里还存在离心力效应. 随着摩擦盘转速 n 越高,离心力项 $\rho r \omega^2$ 影响越显著,表现为径向速度最大值向摩擦盘方向逐渐偏移,从方

程(10)可清楚地看到这一点,这也与以往的试验结果^[6,18,20]相一致. 由图 9 可见,半径 r 越大 v_r 越小,这是由于在流量一定的条件下截面积增大所致. 摩擦盘转速越高, v_r 越大,这是随转速平方成正比的离心力 $\rho r \omega^2$ 效应作用的结果,见 v_r 解析表达式(10).

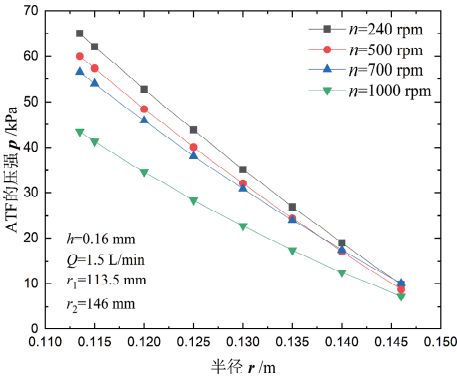


图 7 ATF 压强沿径向的理论分布
Fig. 7 Analytical radial distribution of the ATF pressure

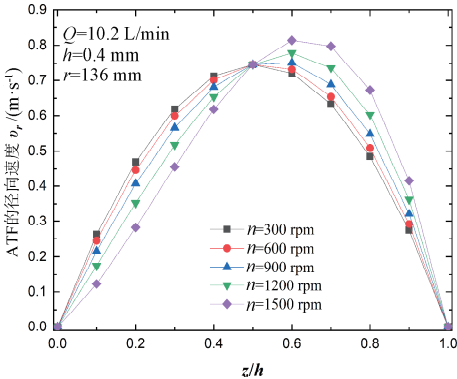


图 8 径向速度沿轴向的理论分布
Fig. 8 Analytical radial velocity profiles across the fluid thickness

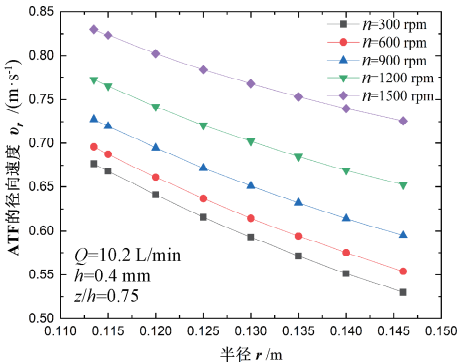


图 9 径向速度沿径向的理论分布
Fig. 9 Analytical radial velocities along the radius

6.2 ATF 温度场

图 10 和图 11 分别给出了与 ATF 接触的对偶盘和摩擦盘表面温升分布. 由 Θ_w 的解析表达式

(15)可知,虽然它与 r^4 相关,但最后总趋势为沿径向近似线性分布,如图 10 所示. 由图 10 还可看出,摩擦盘转速越高 Θ_w 越大,这是由于周向速度 v_θ 与半径 r 成正比,从而导致流体黏性产生的耗散热 Φ 与半径的平方成正比所致,见公式(3b). 摩擦盘表面温升分布模式与对偶盘类似,只是数值比后者小,该结论由式(15)和(17)可推导得到. 获得摩擦副的理论温升益处至少有两点:一是便于评价摩擦副表面的热应力;二是易于试验验证,在摩擦副壁面处容易布置传感器测量温度.

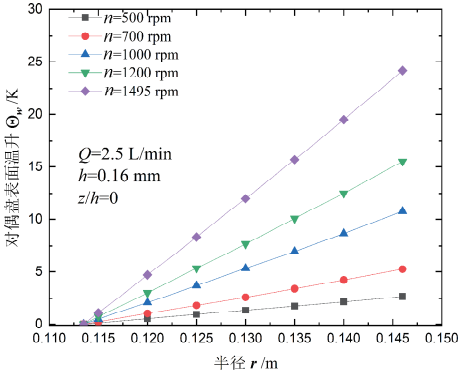


图 10 对偶盘表面温升沿径向的理论分布
Fig. 10 Radial surface temperature rises of the separator plate

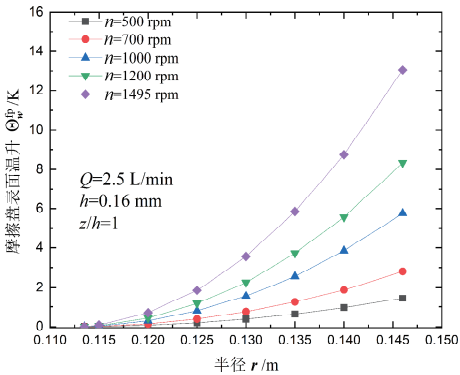


图 11 摩擦盘表面温升沿径向的理论分布
Fig. 11 Radial temperature rises of the friction plate wall

ATF 温升沿轴向分布的理理解由图 12 给出. 由图 12 可见,转速越高温升越大. 在本文边界条件下,对偶盘壁面温升高于摩擦盘表面,且转速越高,二者差距越显著. 注意到温度在这两个壁面处的轴向温度梯度为零(沿轴向的偏导数等于零),这是热绝缘体假设(4)所致. 图 13 给出 ATF 温升同时沿轴向和径向的三维(3D)温度分布理论解,由图 13 可见,显然内径处温升为零,外径处温升最大,且与对偶盘相接触处的温升大于与摩擦盘接触处的温升. 注意到 3D 图中的流体温升 Θ 与半径 r

近似成线性关系,这与以往许多学者的数值分析结果相一致^[4,5].由图 10~图 13 可见,ATF 的最大温升在 25 K 左右,因此,考虑带排扭矩作用工况下因液体黏性摩擦产生的热量和温升是必要的.

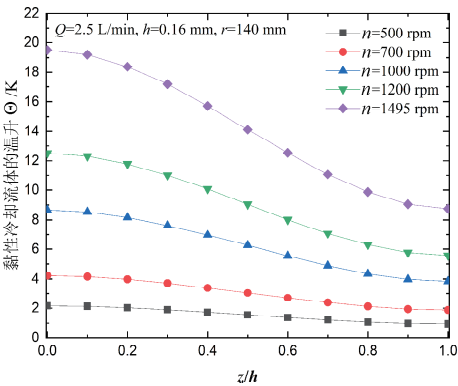


图 12 ATF 温升沿轴向的理论分布
Fig. 12 Temperature rises across the thickness of oil film

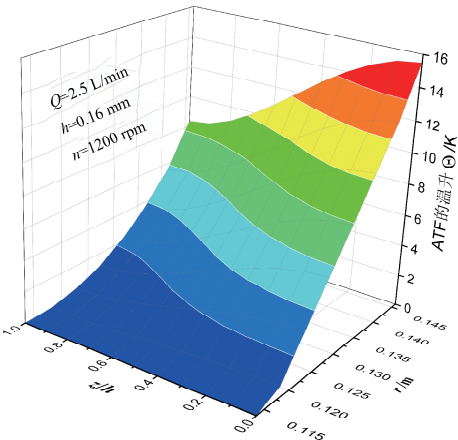


图 13 ATF 温升的三维理论分布
Fig. 13 3D analytical distribution of the ATF temperature rise

6.3 ATF 热流密度场

图 14 给出了 ATF 轴向热流密度 q_z 沿轴向和径向的三维理论分布. 根据 Soo 的边界层假设^[34],这里忽略了轴向速度 v_z ,故热对流贡献为零,只剩下轴向热传导的贡献. 注意到油液入口处、摩擦盘和对偶盘表面的轴向热流密度均为零,这是第一类和第二类边界条件所致. 热流密度大小沿两盘中间的平面对称分布,在摩擦副外径处轴向热流密度达到极大值,在中间平面的摩擦副外径位置处,轴向热流密度 q_z 达到最大值.

ATF 径向热流密度 q_r 沿轴向和径向的三维理论分布见图 15. 由数量级分析,径向热传导与热对流相比可忽略,仅考虑 ATF 径向因流体宏观运动携带的温差 $(T-T_\infty)$ 导致的热对流,并受对流热流密度表达式(11)控制. 同样地,在油液入口处、

摩擦盘和对偶盘表面的轴向热流密度均为零,这是第一类和第二类边界条件所致. 在摩擦副外径处径向热流密度达到极大值,在中间平面偏向对偶盘的摩擦副外径位置处,径向热流密度 q_r 达到最大. 注意到流体的体积热容项 ρc 的放大效应,导致 ATF 径向对流热流密度贡献远大于相应的传导贡献(图 15),这是由流体宏观运动的固有传热属性决定的. 由图 14 和图 15 可见,ATF 轴向和径向的热流密度数值很可观,不可忽略,因此考虑带排扭矩条件下液体黏性摩擦产生的热量和传热特性非常有必要.

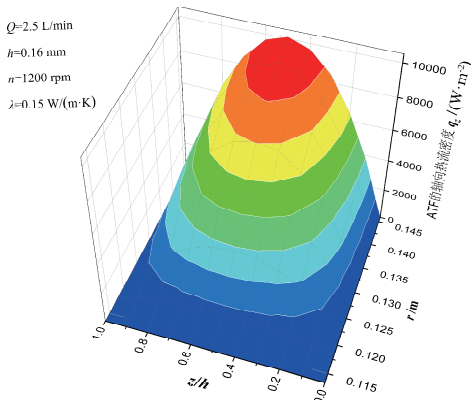


图 14 ATF 轴向热流密度的三维理论分布
Fig. 14 3D analytical distribution of the axial heat flux of the ATF

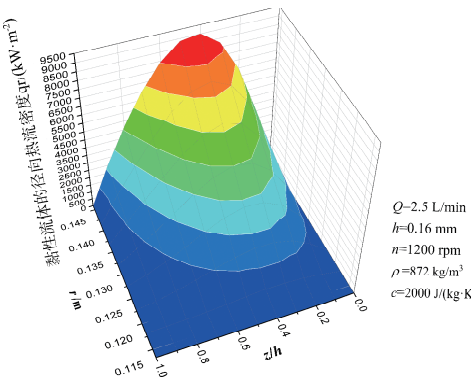


图 15 ATF 径向热流密度的三维理论分布
Fig. 15 Analytical radial heat flux distribution of the ATF

7 结 论

本文以制动摩擦副间隙的冷却液压油为研究对象,考虑了液体黏性摩擦和稳态层流流动特征,研究了非制动作业时带排扭矩条件下 ATF 的热对流特性,主要结论如下:

(1) 由简化 N-S 方程和三次多项式分布假设,并考虑了压强梯度和离心力影响,建立了湿式制动器 ATF 径向流速和压强理论模型,获得了 ATF

速度场和流动压强的显式解析表达式。

(2) 利用积分方法,建立了 ATF 能量积分方程,采用关于径向和轴向多项式分布模式,获得了沿径向和轴向同时变化的流体温度、对偶盘表面温度和摩擦盘表面温升的解析表达式,进而得到 ATF 轴向和径向热流密度的三维理论分布;与 Huang 等人的试验结果对比表明,本文建立的压强和温度理论解是正确的。

(3) 本文预测带排扭矩作用下的湿式制动器热对流特性的积分方法,有潜力应用于制动力较小时(ATF 油膜厚度不为零,即摩擦副未发生机械摩擦前),持续制动条件下湿盘式制动器的热对流特性预测,也可推广用于液黏离合器和液黏测功机等其他 HVD 装置带排扭矩作用下的类似工况。

参考文献:

- [1] 赵波. 交流传动电动轮自卸车结构与[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2013.
- [2] Michael R A. Key elements of wet brake and clutch design [J]. SAE Tech Paper Ser, 1992, 1992: 921660.
- [3] Singh S K, Abbassi H, Tamamidis P. 3D investigation into the thermal behavior of the wet multi-disk axle brake of an off-highway machinery [J]. Appl Therm Eng, 2018, 136: 576.
- [4] Sergienko V, Tseluev M, Kolesnikov V I, *et al.* Prediction of thermal conditions for multidisc oil-cooled brake for a mining truck [J]. SAE Tech Paper Ser, 2010, 2010: 2010-01-1713.
- [5] Xie F, Cui J, Sheng G, *et al.* Thermal behavior of multidisk friction pairs in hydroviscous drive considering inertia item [J]. J Tribol, 2014, 136: 041707.
- [6] Huang J, Wei J, Qiu M. Laminar flow in the gap between two rotating parallel frictional plates in hydro-viscous drive [J]. Chin J Mech Eng: En, 2012, 25: 144.
- [7] Jang J Y, Khonsari M M. On the formation of hot spots in wet clutch systems [J]. J Tribol, 2002, 124: 336.
- [8] Grezs P. Determination of the maximum temperature at single braking from the FE solution of heat dynamics of friction and wear system of equations [J]. Numer Heat Tr A: Appl, 2017, 71: 737.
- [9] Yevtushenko A A, Grzes P. Mutual influence of the sliding velocity and temperature in frictional heating of the thermally nonlinear disc brake [J]. Int J Therm Sci, 2016, 102: 254.
- [10] 赵波, 陈东升. 液粘测功机的带排扭矩理论与试验研究[J]. 兵工学报: 坦克装甲车与发动机分册, 1997, 2: 22.
- [11] Wang Y, Wei B. Wet multi-disc friction components heat dissipation capability and optimal oil supply under continuous braking condition [J]. Ind Lubr Tribol, 2014, 66: 653.
- [12] Belhocine A, Omar W Z W. Computational fluid dynamics (CFD) analysis and numerical aerodynamic investigations of automotive disc brake rotor [J]. Aust J Mech Eng, 2018, 16: 188.
- [13] Adamovicz A, Grzes P. Influence of convective cooling on a disc brake temperature distribution during repetitive braking [J]. Appl Therm Eng, 2011, 31: 2177.
- [14] Jen T, Nemecek D J. Thermal analysis of awet-disk clutch subjected to a constant energy engagement [J]. Int J Heat Mass Tran, 2008, 51: 1757.
- [15] Ellwood C M, Korchinsky W J. The heating, by viscous dissipation, of liquids flowing across an enclosed rotating disc [J]. Int J Heat Mass Tran, 2000, 43: 1035.
- [16] 赵波, 王梓羽, 惠源. 考虑液体黏性传动的湿盘制动器 ATF 温度场的解析模型[J]. 机械, 2019, 46: 1.
- [17] Neupert T, Benke E, Bartel D. Parameter study on the influence of a radial groove design on the drag torque of wet clutch discs in comparison with analytical models [J]. Tribol Int, 2018, 119: 809.
- [18] Hu J, Peng Z, Wei C. Experimental research on drag torque for single-plate wet clutch [J]. J Tribol, 2012, 134: 014502.
- [19] Iqbal S, Al-Bender F, Pluymers B, *et al.* Model for predicting drag torque in open multi-disks wet clutches [J]. J Fluid Eng: T Asme, 2014, 136: 021103.
- [20] Yuan S, Peng Z, Jing C. Experimental research and mathematical model of drag torque in single-plate wet clutch [J]. Chin J Mech Eng: En, 2011, 24: 91.
- [21] Aphale C R, Schultz W W, Ceccio S L. The Influence of grooves on the fully wetted and aerated flow between open clutch plates [J]. J Tribol, 2010, 132: 011104.
- [22] 余武弦. 汽车盘式制动器瞬态温度场模拟与分析[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2009.
- [23] 阎清东, 李宏才. 湿式多片式制动器带排扭矩研究[J]. 机械, 2001, 28: 73.

[24] 张文明, 申炎华, 张卫钢, 等. 湿式制动器的制动过程和摩擦温度场的研究[J]. 有色金属, 1997, 49: 14.

[25] 黄家海, 邱敏秀, 方文敏. 液黏调速离合器中摩擦副间隙内流体传热分析[J]. 浙江大学学报: 工学版, 2011, 45: 1934.

[26] 黄家海. 液粘调速离合器流体剪切传动机理研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2011.

[27] 赵波, 刘建, 李开勇. 纵掠平板速度和温度边界层湍流转换区的积分方法[J]. 四川大学学报: 自然科学版, 2021, 58: 034005.

[28] 李开勇, 赵波, 王翼鹏, 等. 有吹吸速度的外掠多孔平板湍流边界层的积分方法[J]. 四川大学学报: 自然科学版, 2021, 58: 024005.

[29] 李开勇, 赵波, 王翼鹏. 基于积分方法的外掠平板湍流温度场的解析解[J]. 四川大学学报: 自然科学版, 2020, 57: 526.

[30] Zhao B. Derivation of unifying formulae for convective heat transfer in compressible flow fields [J]. Sci Rep: UK, 2021, 11: 16762.

[31] Zhao B, Long W, Zhou R. A convective analytical model in turbulent boundary layer on a flat plate based on the unifying heat flux formula [J]. Int J Therm Sci, 2021, 163: 106784.

[32] Zhao B, Li K Y, Wang Y P, *et al.* Theoretical analysis of convective heat flux in an incompressible turbulent boundary layer on a porous plate with uniform injection and suction [J]. Int J Therm Sci, 2022, 171: 107264.

[33] Jang J Y, Khonsari M M. Thermal characteristics of a wet clutch [J]. J Tribol, 1999, 121: 610.

[34] Soo S L. Laminar flow over an enclosed rotating disk [J]. J Fluid Eng: T Asme, 1958, 80: 287.

[35] Kaviany M. Essentials of heat transfer: principles, materials, and applications [M]. Cambridge: Cambridge University Press, 2011.

[36] Zhao B. Integrity of Newton's cooling law based on thermal convection theory of heat transfer and entropy transfer [J]. Sci Rep: UK (Accepted). doi: 10.1038/S41598-022-18961-8.

引用本文格式:

中 文: 赵波. 带排扭矩条件下湿式制动器流体的三维温度场和传热规律分析[J]. 四川大学学报: 自然科学版, 2022, 59: 054003.

英 文: Zhao B. 3D theoretical distributions of the temperature and heat transfer of ATF in wet brakes applied by drag torque [J]. J Sichuan Univ: Nat Sci Ed, 2022, 59: 054003.