

油液冷却航空湿式摩擦离合器热特性分析

鲍和云¹, 孔维地¹, 谭武中², 黄 伟¹, 朱如鹏¹

(1. 南京航空航天大学 直升机传动技术重点实验室, 南京 210016;

2. 中国航空发动机集团有限公司

湖南动力机械研究所 直升机传动技术重点实验室, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 为了研究航空高功率密度湿式摩擦离合器在油液冷却作用下的温度特性, 基于计算流体力学 (computational fluid dynamics, CFD) 方法建立了华夫槽湿式摩擦离合器的热特性分析模型; 研究了湿式摩擦离合器中摩擦副上热流密度的计算方法和施加方式; 运用热流耦合方法, 考虑了油液的散热作用, 分析了离合器内各对摩擦副上的油液分布及温度分布。研究结果表明: 钢片上和摩擦片上的油液分布不均造成钢片和摩擦片上温度分布不均; 不同钢片和摩擦片上的温度分布受片上油液分布及该片热传导性能的影响, 呈现出不同的温度分布规律。

关 键 词: 湿式摩擦离合器; 钢片; 摩擦片; 温度场; 计算流体力学 (CFD)

中图分类号: V229; TH133.4

文献标志码: A

Analysis of thermal characteristics of oil-cooled aviation wet friction clutch

BAO Heyun¹, KONG Weidi¹, TAN Wuzhong², HUANG Wei¹, ZHU Rupeng¹

(1. National Key Laboratory of Science and Technology on Helicopter Transmission,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. National Key Laboratory of Science and Technology on Helicopter Transmission,
Hunan Aviation Powerplant Research Institute,
Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: In order to study the temperature characteristics of aviation high power density wet friction clutch under the action of oil cooling, the thermal characteristics analysis model of the waffle groove wet friction clutch was established based on the computational fluid dynamics (CFD) method; the calculation method and application method of the heat flux density on the friction pair in the wet friction clutch were studied. Using the heat flow coupling method, the heat dissipation effect of the oil was considered, and the oil and temperature distributions on each friction pair in the clutch were analyzed. The research results showed that the uneven distribution of oil on the steel disk and friction disk caused uneven temperature distribution on the steel disk and friction disk. The temperature distribution on different steel disks and friction disks was affected by the oil distribution on the disks and the thermal conductivity of the disks, showing different temperature distribution laws.

收稿日期: 2021-03-10

基金项目: 国家自然科学基金 (51975274); 国家科技重大专项 (J2019-III-0023-0067)

作者简介: 鲍和云 (1976—), 女, 副教授, 博士, 主要从事直升机传动技术研究。E-mail: baoheyun@nuaa.edu.cn

引用格式: 鲍和云, 孔维地, 谭武中, 等. 油液冷却航空湿式摩擦离合器热特性分析[J]. 航空动力学报, 2022, 37(5): 989-999. BAO Heyun, KONG Weidi, TAN Wuzhong, et al. Analysis of thermal characteristics of oil-cooled aviation wet friction clutch[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(5): 989-999.

Key words: wet friction clutch; steel plate; friction plate; temperature field; computational fluid dynamics (CFD)

航空高功率密度湿式摩擦离合器是直升机传动系统中的核心部件,其传递功率大、转速高,输入轴与输出轴之间的动力通过数对钢片与摩擦片形成的摩擦副进行传递。钢片与摩擦片之间的相对转速较大,因此两者形成的摩擦副会产生大量的热,为了分析离合器中各摩擦副中油液分布的差异和各摩擦副温度场的分布规律,采用热流耦合方法对某型航空高功率密度湿式摩擦离合器进行仿真分析。

国内外学者对湿式摩擦离合器的流场进行了大量研究。于美丽等^[1]对离合器摩擦片之间的润滑油分布进行了仿真分析,发现外圈处的润滑油流动速度高于内圈处。李明洋等^[2]通过分析离合器的流场特性,发现润滑油的离心压力随着半径和转速的增大而增加,在高转速的情况下,由离心力引起的润滑油压力不可忽略。张付伟^[3]采用 CFD 方法对双离合器齿轮箱喷油润滑喷油管道进行了流场仿真分析。虞焰军等^[4]借助 CFD 计算软件对湿式双离合器的润滑油冷却通道进行了分析,研究了入口体积流量对离合器入口处的润滑油流速和压力的影响,得出口体积流量的加大使得润滑油的流速增大,但是会破坏流动的均匀性及压力的稳定性。张传芳^[5]基于流体力学方法,采用 Fluent 计算软件对车用离合器进行了流体流动仿真分析,对比了径向槽与复合槽的摩擦片结构下,摩擦片的流场及换热规律。Takagi 等^[6]通过两相流体的模拟,研究了两相流对湿式摩擦离合器阻力矩的影响,当离合器片间产生气泡时,流场变成了两相流。为了研究湿式摩擦离合器接合过程中的流体流动特性,Neupert 和 Bartel^[7]基于 CFD 方法建立了湿式离合器的三维流场瞬态周期性分析模型,进行了油槽的设计及优化。Zhang 等^[8]建立了多片式湿式离合器的流固耦合模型,研究了不同润滑油体积流量对摩擦力矩的影响规律,发现高转速下,润滑油体积流量对阻力矩有增加的作用。Yuan 等^[9]采用 Fluent 计算软件建立了没有油槽的两相流稳态分离式离合器计算模型,发现在临界速度下,离合器的阻力矩会急剧减小。

国内外学者对湿式摩擦离合器的温度场也进行了大量研究。Abdullah 和 Schlattmann^[10]利用

Matlab 和 Ansys 软件对摩擦离合器的温度分布进行了研究,还研究了无量纲半径对摩擦材料最高温度、平均温度和温度分布的影响。Jia^[11]得到了离合器摩擦片表面等温度计算方法,采用有限元软件进行了验证,并发现双圆弧槽的性能最好。Liu 等^[12]采用理论研究的方法分析了离合器摩擦副沿着轴向和径向的温度分布规律。Lei 等^[13]以三维 Navier-Stokes 方程的数值解为基础,结合流动中的能量方程、摩擦材料和热传导方程,对离合器的径向槽内的流场和温度分布进行了研究,结果表明,径向槽在进口位置处具有更好的冷却效果。在湿式摩擦离合器接合过程中,温度对摩擦片材料的性能起着重要作用。Li 等^[14]基于有限元方法建立了热分析模型,发现摩擦片具有较低的比热容和高导热系数会降低摩擦片接合时的温度。Xiao 等^[15]建立了湿式离合器的两相耦合传热模型,采用 CFD 方法计算了离合器在滑动过程中的热行为,并研究了润滑油在油槽之间的对流换热,发现沟槽底部的温度比其他区域低 1~6℃。Yang 和 Tang^[16]建立了离合器接合过程中摩擦片与钢片瞬态接触过程和传热规律的流体力学模型,此外,还研究了在接触区域内温升随接触时间的变化规律。Mahmud 等^[17]采用流体力学计算软件计算了离合器的温度分布,发现有油槽的离合器摩擦片温度低于无油槽的摩擦片。Davis 等^[18]考虑润滑油的黏滞剪切力和摩擦副间滑动接触的影响,建立了离合器接合过程中的动能耗散模型,热模型的计算结果与实验结果吻合得很好。Hong 等^[19]提出了超速湿式离合器在流体动力润滑和混合润滑情况下,对其进行热分析的理论方法,摩擦片表面温度的等温线近似同心,且盘外温度较高。

此外,关于离合器控制系统的研究,周尧明等^[20-21]根据离合器的控制要求,以离合器的主动轮和从动轮转速作为基本输入参数,采用开环控制、闭环控制、开环控制来依次控制离合器接合的三个阶段,提高了离合器的接合品质;采用转速反馈和间歇接合的控制方法,实现了离合的自动接合,避免了无人直升机发动机转速减速降幅过大。

目前,国内外学者主要针对车用湿式离合器的流场和温度场进行了研究,而关于航空高功率密度湿式摩擦离合器的研究较少,并且,现有文献

中研究湿式摩擦离合器温度场时,没有很好考虑离合器中冷却油液对每对摩擦副的散热作用。因此,本文建立了航空湿式摩擦离合器的分析模型,在 Fluent 计算软件中运用热流耦合方法,分析离合器中油液对各对摩擦副的散热作用,研究各摩擦副的温度分布规律。

1 计算模型

1.1 物理模型

航空湿式摩擦离合器主要由输入轴、输出轴、钢片、摩擦片、定位板、活塞和回位弹簧构成。钢片与输入轴连接,摩擦片与输出轴连接,离合器接合时,活塞压紧钢片与摩擦片构成摩擦副,输入轴带动钢片转动,钢片通过滑动摩擦力带动摩擦片转动,从而带动输出轴转动,离合器分离时,回位弹簧推动活塞,钢片与摩擦片分离。航空湿式摩擦离合器模型见图 1。

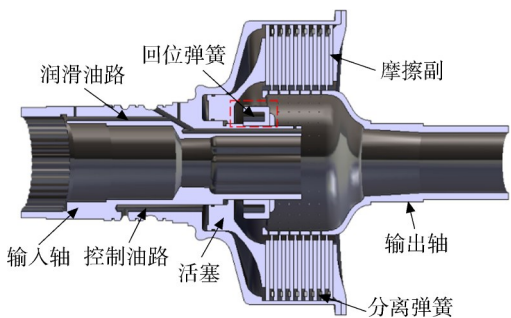


图 1 航空湿式摩擦离合器模型
Fig.1 Aviation wet friction clutch model

1.2 数值仿真模型

为了便于仿真计算,简化了航空湿式摩擦离合器的结构,去除了活塞与回位弹簧,将右侧定位板与输入轴简化为一体。该离合器模型中摩擦片较多,摩擦片上由于油槽的分割作用形成大量块状区域,大幅度增加了划分网格的数量,又由于离合器周向对称,可以使用周期模型方法。考虑到此次仿真采用应用广泛的华夫槽摩擦片,又为了便于仿真结果的还原,将离合器在周向上等分为 4 部分。所建仿真模型由摩擦片、钢片、输入轴、输出轴构成,如图 2 所示。

图 2 的模型中有 8 片摩擦片与 9 片钢片,摩擦片与钢片的结构如图 3 所示,其几何尺寸参数如表 1 所示。由于摩擦片的结构复杂,为了提高划分网格的质量,提高计算精度,将摩擦片与钢片上复杂的花键结构去除。设计的润滑油路也随着模

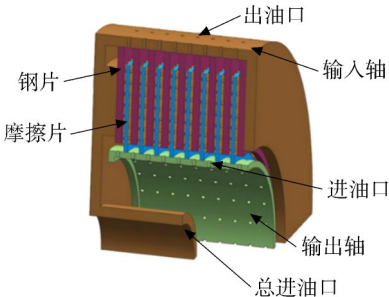


图 2 仿真模型(1/4周期模型)
Fig.2 Simulation model (1/4 cycle model)

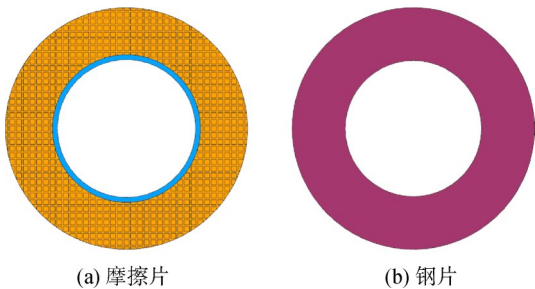


图 3 摩擦副模型
Fig.3 Friction pair model

表 1 摩擦副几何尺寸参数

Table 1 Geometric dimension parameters of friction pair			
参数	摩擦基片	摩擦衬片	钢片
内径/m	0.110 8	0.118	0.118
外径/m	0.194	0.193	0.210
厚度/m	0.001 8	0.000 6	0.003
槽宽/m		0.001 25	
槽深/m		0.000 35	

型被 4 等分,周向上 7 组共 63 个进油口分布在输出轴上,13 组共 104 个出油口分布在输入轴上,一个总进油口,孔径均为 1.5 mm。

提取仿真模型的流域,如图 4 所示。

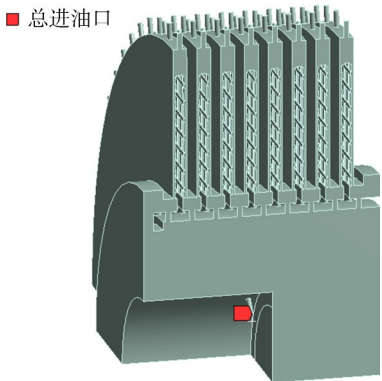


图 4 流域模型
Fig.4 Watershed model

1.3 摩擦副网格划分

通过三维软件完成建模后,将模型导入 ANSYS workbench 中嵌入的 mesh 模块进行网格划分,由于模型比较复杂,为减少网格数量,提高网格整体质量,全部采用四面体网格,划分结果如图 5、图 6 所示,网格节点数量为 3 163 234,网格单元数量为 18 824 543,其中流域网格单元数量为 6 275 748,摩擦片网格单元数量为 1 094 094。由于摩擦片上油槽深度和宽度尺寸很小,此处网格被加密。

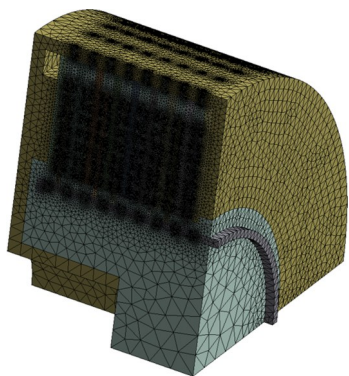


图 5 模型整体网格

Fig.5 Overall grid of model

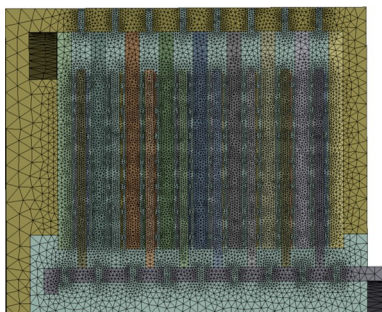


图 6 摩擦副局部网格

Fig.6 Partial grid of friction pair

2 边界条件设置

2.1 模型材料特性

航空湿式摩擦离合器中的热源主要由钢片和摩擦片构成的摩擦副产生,本模型的摩擦副材料参数如表 2 所示。钢片材料为 30CrMnSiA 钢,摩擦片由两侧的摩擦衬片和片中间的摩擦基片构成,摩擦基片材料为 30CrMnSiA 钢,摩擦衬片材料采用摩擦性能较好、磨损量低的纸基材料。

冷却油液采用壳牌 555,所用参数如表 3 所示。

表 2 摩擦副材料参数

Table 2 Material parameters of friction pair

材料	密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	比热容 $c/(\text{J}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C}))$	导热系数 $\kappa/(\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C}))$
30CrMnSiA	7 750	519	38
纸基	1 125	1 610	0.241

表 3 冷却油液参数

Table 3 Cooling oil parameters

冷却油液	密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	动力黏度 $\mu/(\text{Pa}\cdot\text{s})$
壳牌 555	993	0.028 8

2.2 热边界条件设置

离合器接合时,钢片与摩擦片受到活塞的压力构成摩擦副,摩擦面上由于两者之间的相对转速形成摩擦力矩,摩擦力矩做功将动能转化为热能并施加在摩擦面上。摩擦副不同半径处的摩擦力矩不同,可通过微分法求解摩擦副上的热流密度。

假设摩擦副间压力均布,则半径为 r 、宽度为 dr 处圆环上的滑摩功率为

$$dP = \frac{F}{\pi(r_2^2 - r_1^2)} \cdot ds \cdot \eta \cdot r \cdot \omega_{\text{rel}} \quad (1)$$

式中 F 为接合压力, N; r_1 、 r_2 分别为摩擦副内外半径, m; ds 为摩擦副微元面积, $ds = 2\pi r \cdot dr, \text{m}^2$; η 为摩擦副间的摩擦因数, ω_{rel} 为摩擦副相对转速, rad/s。摩擦副微元如图 7 所示。

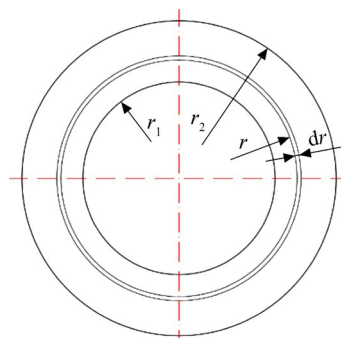


图 7 摩擦副微元

Fig.7 Friction pair micro-element

假设圆环上热流均布,则摩擦副半径为 r 处的热流密度为

$$q = \frac{F}{\pi(r_2^2 - r_1^2)} \cdot \eta \cdot r \cdot \omega_{\text{rel}} \quad (2)$$

热流密度按照热流分配系数分配在钢片和摩擦片接触面上,热流分配系数计算如下:

$$K_q=\frac{\sqrt{\kappa_g\rho_gc_g}}{\sqrt{\kappa_m\rho_mc_m}}\tag{3}$$

式中 κ_g 、 κ_m 分别为钢片和摩擦片衬片的导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$; ρ_g 、 ρ_m 分别为钢片和摩擦片衬片的密度, kg/m^3 ; c_g 、 c_m 分别为钢片和摩擦衬片的比热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$ 。

钢片和摩擦片上分得的热流密度 q_g 、 q_m 为

$$q_g=\frac{K_q}{K_q+1}q\tag{4}$$

$$q_m=\frac{1}{K_q+1}q\tag{5}$$

最终计算的热流密度如表 4 所示。

表 4 热源计算结果

Table 4 Heat source calculation results

热源面	热流密度/ $10^{10}(\text{W}/\text{m}^2)$
钢片	16.17
摩擦片	0.85

2.3 运动边界条件设置

采用多参考坐标系(multiple reference frame, MRF)模型描述离合器摩擦片、钢片等旋转部件的边界条件,MRF 模型的基本思想是将静止坐标系上的参数转换至运动坐标系上进行求解,旋转部件相对于所在的运动坐标系静止。本文航空湿式摩擦离合器实际工况如下:输入轴和钢片转速为 6 000 r/min,输出轴和摩擦片转速为 3 000 r/min。在 Fluent 中设置运动边界条件时,流域转速设置为输出转速,数值为 3 000 r/min,其他部件的转速设置为相对于流域的转速,即输入轴和钢片转速设置为 3 000 r/min,输出轴和摩擦片转速设置为 0。

2.4 热源加载

本次仿真分析中的接合压力为 1.2 MPa,根据公式(2),编写 UDF(user defined function)程序在 Fluent 计算软件中施加在摩擦片与钢片接触面上,如图 8 所示,实现热源的加载。

2.5 仿真设置

仿真在 Fluent 计算软件上进行计算,采用 PI-SO(pressure implicit with splitting of operators)算法进行求解。采用 MRF 模型进行流场及温度场计算,MRF 模型可以很好地模拟多个不同旋转速度区域的问题。油液入口速度是 10 m/s。由于离合器中钢片和摩擦片转速较高,流体的流线弯

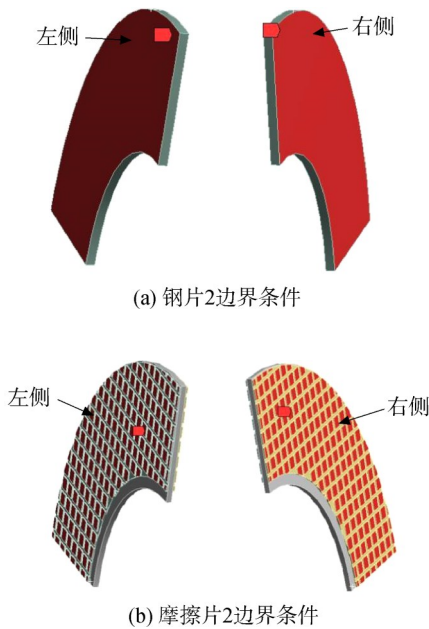


图 8 热源面

Fig.8 Heat source surface

曲程度较大,选用 RNG(renormalization group) k - ϵ 湍流模型。控制方程离散的方式采用 second order upwind。采用 VOF(volume of fluid)两相流模型模拟流域中润滑油与空气的流动规律。

3 结果与讨论

3.1 湿式摩擦离合器流场分析

图 9 为输出轴转速为 3 000 r/min 的工况下摩擦离合器油液速度流线图,其中最小线速度在喷油口处,为 0.834 m/s,最大线速度在出油口处,为 67.608 m/s。由图可知,油液由喷油口喷出后有初始线速度,先在进油口与喷油口之间区域旋转,之后打在摩擦副下方的输出轴上,通过进油口进入摩擦副。油液进入摩擦副后,附着在钢片和摩擦片的油槽内,在周向上进行旋转,同时与钢片和摩擦片进行对流换热。在径向上,油液由于进

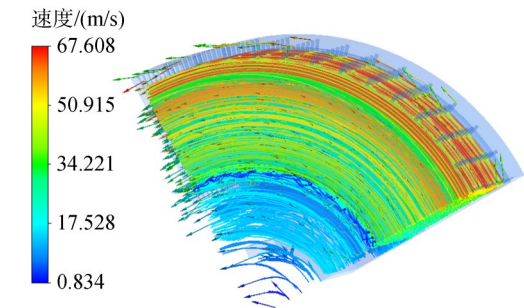


图 9 摩擦离合器油液速度流线图

Fig.9 Oil velocity streamline diagram of friction clutch

口径向速度和离心力的作用,油液从进油口向出油口移动,最终由输入轴上的出油口流出。并且随着油液所处半径的增大,钢片和摩擦片线速度的增大会带动油液旋转速度的增大。

图 10 为流域和选取的钢片 5 以及摩擦片 5 上的油液速度云图。图 10(a)中,夹层油液位于摩擦片外环面与两侧钢片面形成的槽中,因为钢片转速要比摩擦片大很多,带动这部分油液使其速度增大,所以夹层油液的速度明显比摩擦片上的油液速度大;由图 10(b)、图 10(c)可以发现,钢片和摩擦片内圈上油液速度最小,外圈上油液速度最大。

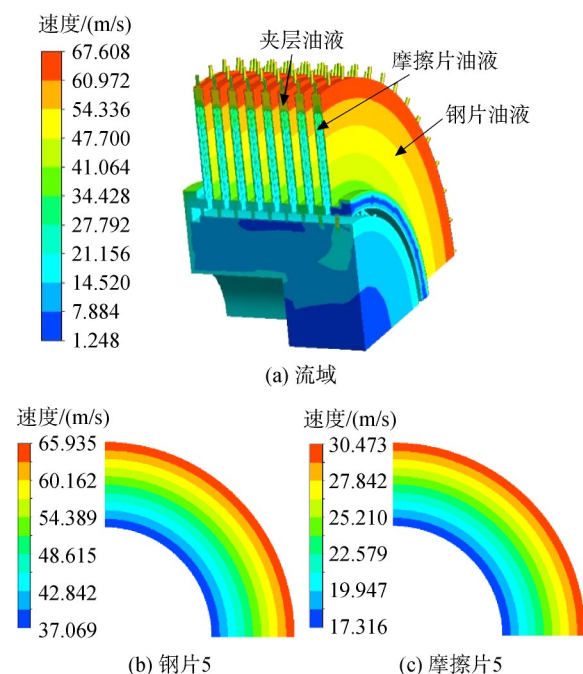


图 10 摩擦副油液速度云图

Fig.10 Oil velocity cloud diagram of friction pair

3.2 湿式摩擦离合器摩擦副片间油液分布

摩擦离合器中喷油口的位置在轴向上固定,并且摩擦副区域轴向距离较长,因此流经各钢片和摩擦片表面的油液并不相同,各表面上的油液分布也有差异。图 11、图 12 分别为选取的具有代表性的钢片和摩擦片表面的油液分布图。

当钢片表面油液较少时,油液分布相对比较均匀,如图 11(a)所示;钢片和喷油口均随着输入轴一起旋转,且相对于输入轴固定,即喷油口相对于钢片固定,因此,当钢片表面上油液较多时,会形成螺旋轨迹,其数量与进油口数目对应,均为 4 个,如图 11(b)、图 11(c)所示。

钢片与输入轴相连接,其旋转方向与输入轴

相同,由图 11(b)、图 11(c)可以看出钢片上 4 个进油口处的油液流入摩擦副后受到离心力和摩擦片搅动的作用,形成弧形流动轨迹。4 股油液在向钢片外侧流动的过程中会向周向扩散,与钢片进行对流换热。

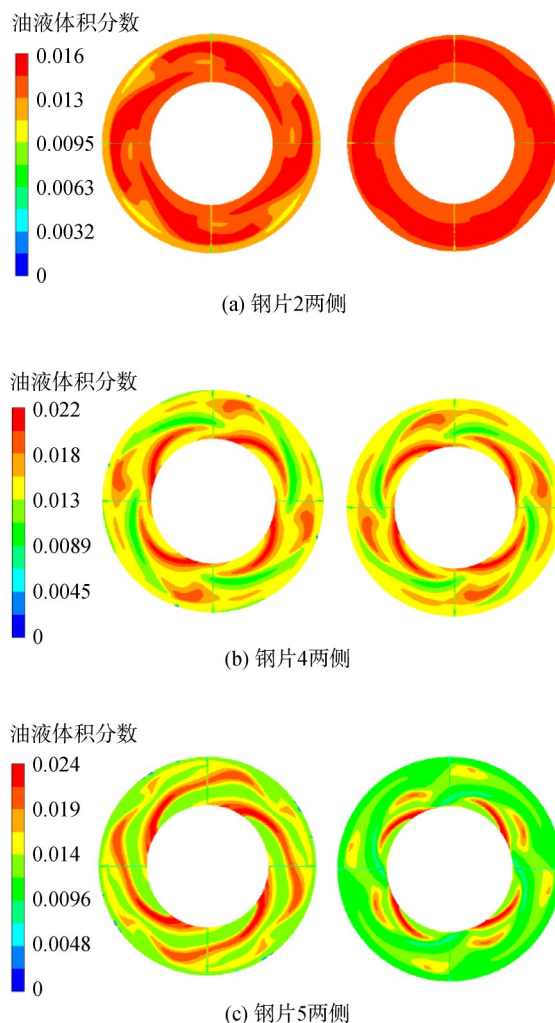


图 11 钢片油液分布

Fig.11 Oil distribution of steel disk

摩擦片与输出轴相连接,转速与输出轴一致,由图 12 可知,摩擦片上油液周向分布不均匀,每片摩擦片上对应位置的油液体积分数也不相同,这是因为靠近喷油口位置的摩擦片(如摩擦片 5),油液容易流入此摩擦片下方的进油口,使得该片上油液分布较多,而距离喷油口较远的摩擦片(如摩擦片 2)上的油液分布较少。

3.3 湿式摩擦离合器温度场分析

3.3.1 温度场仿真结果

图 13 和图 14 是在输出轴转速为 3 000 r/min 的工况下仿真得到的摩擦离合器温度场分布。仿

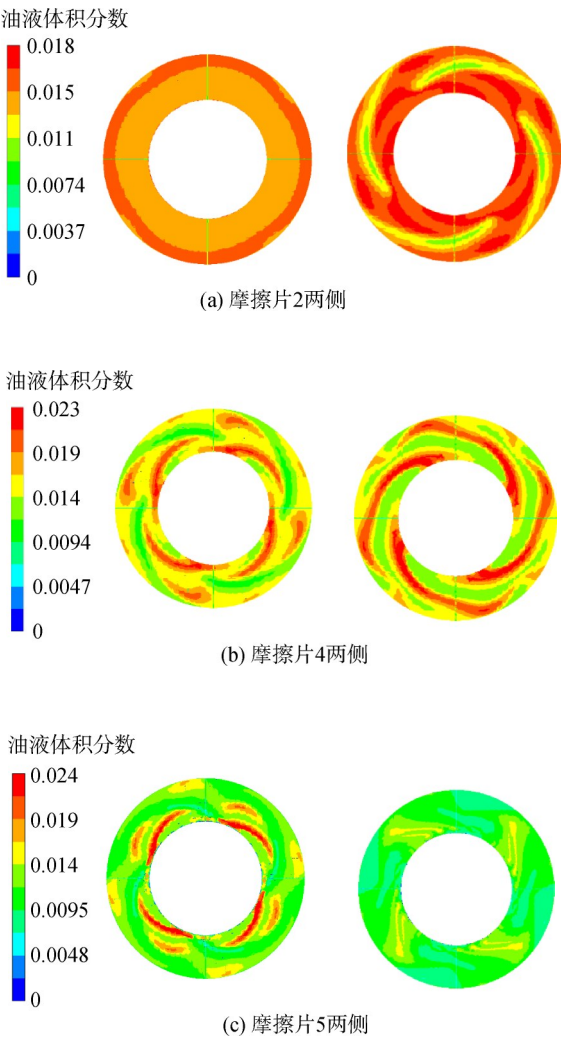


图 12 摩擦片油液分布

Fig.12 Oil distribution of friction disk

真结果中,钢片的最高温出现在第 7 片钢片上,为 153 ℃。选取第 7 片钢片和其左右两侧钢片进行分析讨论,最终,选取的第 2、5、7、8 片钢片的温度云图如图 13 所示。

图 14 为摩擦片温度分布,由图可知,最低温度出现在摩擦片 2 右侧面上,为 31.2 ℃,最高温度出现在摩擦片 7 右侧面上,为 127 ℃。

3.3.2 湿式摩擦离合器摩擦副轴向温度分布

图 15 为离合器中钢片与摩擦片的轴向温度峰值分布,由图可知,各钢片和摩擦片的温度峰值轴向分布整体呈现先增大后减小的趋势,各钢片和摩擦片温度峰值的轴向分布主要受两方面的影响:热传导性能和油液的冷却作用。

两侧的钢片与摩擦片温度较低,这主要是摩擦副两侧良好的导热性能的作用:两侧的钢片与模型中的输入轴面接触,该接触面非产热面,热传

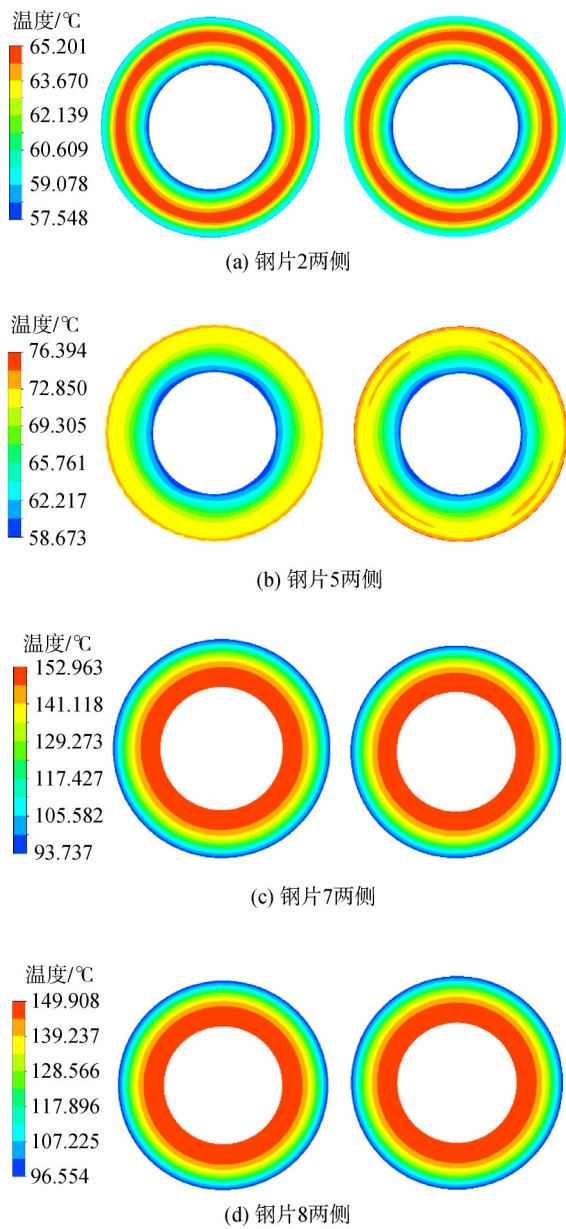


图 13 钢片温度分布

Fig.13 Temperature distribution of steel disk

导性能较好,进而提高了与两侧钢片配合的摩擦片的导热性,并且,使得越靠近两侧的摩擦片、钢片的导热性越好。因为冷却油采用喷油加载方式,喷油口位于摩擦副中间区域,冷却油由喷油口喷出,从输出轴上的进油口进入摩擦副区域。由于喷油口轴向位置固定,而摩擦副区域轴向距离较大,通过进油口进入摩擦副区域的冷却油会在轴向上分布不均,从而使摩擦副在轴向的冷却效果存在差异,钢片和摩擦片的温度也因此会在轴向上受到相应的影响。

摩擦副在轴向上受到导热性能和油液分布的综合影响,最终摩擦副轴向温度峰值分布如图 15

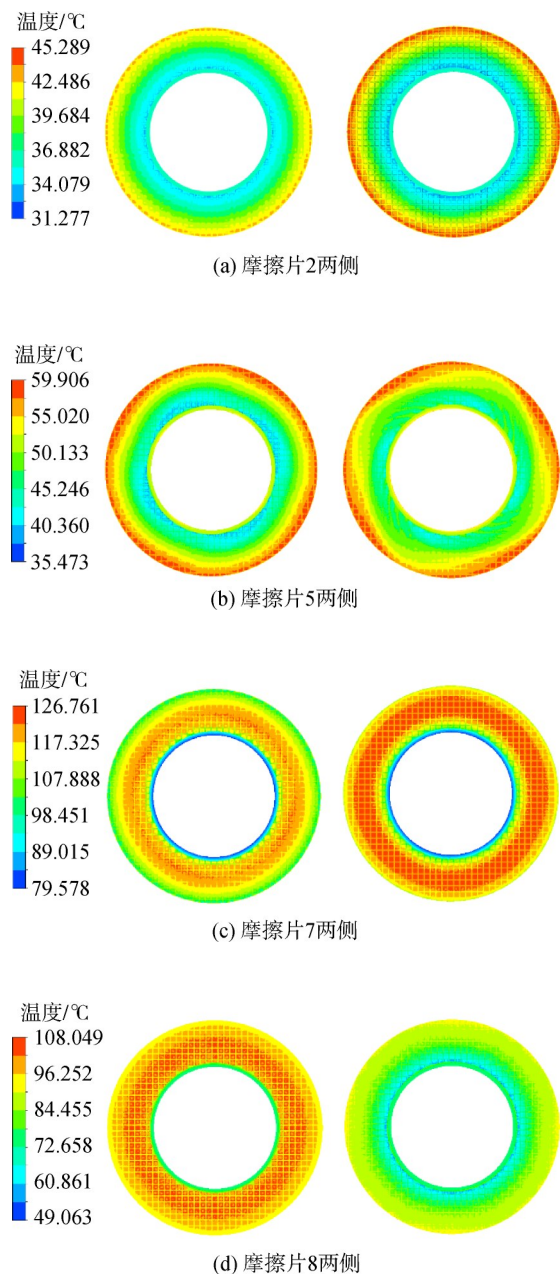


图 14 摩擦片温度分布

Fig.14 Temperature distribution of friction disk

所示。由图可看出,钢片最低温度出现在第 1 片摩擦片上,此处油液分布较多,冷却效果明显,并且该片摩擦片有一面直接与输入轴相接触,充分的导热性能使该钢片的温度明显降低。同理,另一侧的钢片,即第 9 片钢片的温度也较低,但明显高于第 1 片钢片的温度,这是因为为了简化模型,将模型中原本位于左侧的活塞与输入轴合并成了一个构件,此处的壁厚较大,导热性能更好。钢片最高温出现在第 7 片钢片右侧面上,此片处的导热性能和油液的冷却效果均较差。第 4 片和第 5 片钢片处于摩擦副区域中间位置,其导热性能相

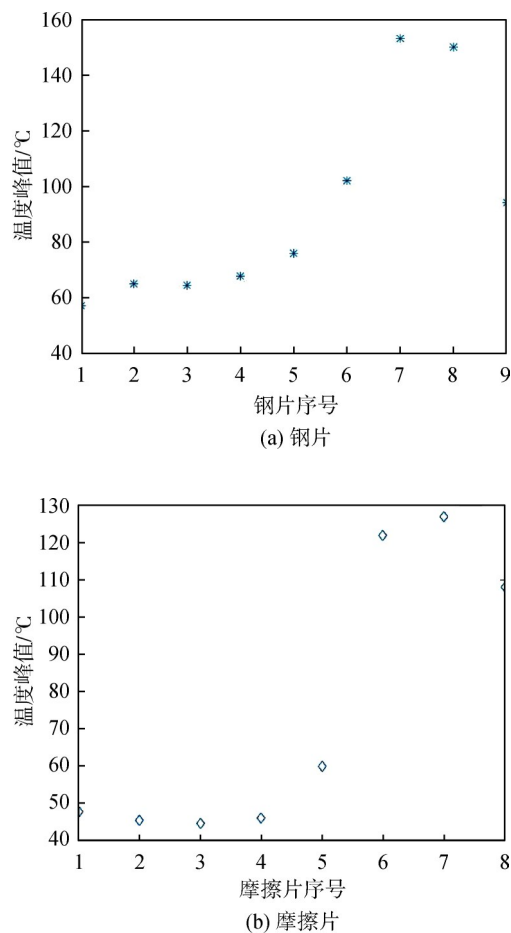


图 15 离合器中钢片与摩擦片的轴向温度峰值分布

Fig.15 Axial temperature peak distribution of steel disk and friction disk in clutch

比于两侧钢片较差,而这两片钢片所处位置的油液比较充足,冷却效果明显,因此,这两片的温度也相对较低,接近于最低温度。

摩擦片温度峰值分布规律在轴向上与钢片类似,最高温度出现在摩擦片 7 上,与温度最高的钢片 7 构成摩擦副。摩擦片上的热流分配系数很小,仅为 0.05,但摩擦片的整体温度仅比钢片低 30℃左右,可见,油液对钢片的冷却作用较摩擦片明显。

3.3.3 湿式摩擦离合器摩擦副径向温度分布

在径向上,钢片温度呈现多种分布形式,这主要是由钢片位置不同,油液的散热效果不同造成的。除此之外,由于各钢片均与输入轴相连接,钢片之间可以通过输入轴进行导热,钢片的温度分布还受到附近钢片温度的影响。为对钢片和摩擦片上温度分布形式进行解释说明,选取了温度分布具有代表性的钢片和摩擦片,通过测量片上沿着指定半径方向上不同半径处(如图 16 所示)的

温度,绘制了钢片和摩擦片上温度径向变化趋势,如图17所示。

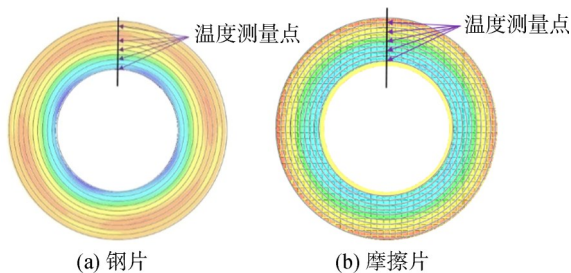
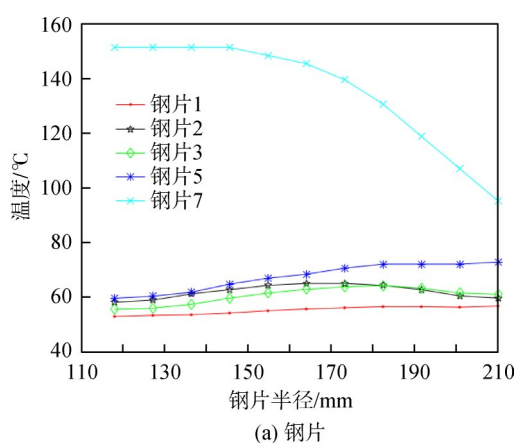
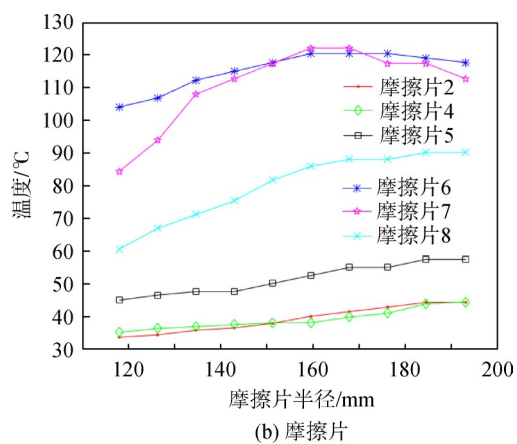


图16 径向温度测量位置

Fig.16 Radial temperature measurement positions



(a) 钢片



(b) 摩擦片

图17 摩擦副径向温度

Fig.17 Radial temperature of friction pair

当钢片上油液分布较为均匀,两侧钢片温差小时(如钢片2),在径向上,钢片温度整体上呈现内外圈温度低,靠近外圈处温度最高的分布规律。在钢片径向上,摩擦副处的热流密度随着半径的增大而增大,内圈热流密度最低,且此处为油液入口,冷却效果显著,因此,此处温度较低;由于钢片外径较摩擦片外径大,最外圈不是摩擦副区

域,非产热面,又因为钢片最外圈与输入轴相接触,导热性能良好,所以此处温度较低;靠近外圈处是热流密度最大的区域,导热性能也低于最外圈,因此,此处是温度最高区域。当钢片因片上油液分布较多散热性能较好,而两侧钢片温度较大时(如钢片5),两侧的高温会通过输入轴由热传导的形式使该钢片外圈温度增加。当钢片上油液分布较少,油液的冷却作用不明显,热传导作为钢片散热的主要形式时(如钢片7),热传导是通过外圈与输入轴连接来实现的,所以外圈区域的导热性能好,温度较低,内圈温度则相对较高。

相比于钢片,摩擦片之间热传导较弱,但其外圈与钢片相接触并进行热传导,因此,其温度主要受油液的散热效果和钢片外圈温度的影响。摩擦片由两侧衬片和中间基片构成,衬片的整个侧面构成摩擦面,均为产热面,基片内径小于衬片的部分构成摩擦片内环,表面为导热面,又因为内环良好的冷却作用,使得内环温度最低。热源面上的热流密度随着摩擦片半径的增大而增大,因此,当摩擦片上油液较为充分时(如摩擦片5),油液对摩擦片的散热效果较为明显,并且如上所述,此时钢片外圈温度较高,不会或很少吸收摩擦片外圈的热量,因此,摩擦片温度在径向上呈现随着半径增大而增大的分布规律;当摩擦片上油液较少时(如摩擦片7),摩擦片与钢片进行热传导,而此时钢片与摩擦片处于同一轴向位置,钢片上油液分布也较少,如上所述,此时钢片外圈温度低,因此,摩擦片外圈直接与钢片外圈进行热传导,此处温度会有所降低。

3.3.4 湿式摩擦离合器摩擦副周向温度分布

由于各摩擦片和钢片周向上的油液分布不均,摩擦片和钢片周向上的散热效果不同,使得同一半径处各摩擦片和钢片上的温度也存在差异。选取了周向温度差异较大的3片钢片和3片摩擦片,测量半径位置为片上高温区域所处半径,测量了各片在不同角度位置上(如图18所示)的温度,如图19所示。

由于钢片与喷油口相对静止,钢片上的进油口位置相对钢片固定,使得钢片上油液主要分布在4个区域,进而使得钢片该4个区域的温度较低,而同一半径处的其他4个区域由于油液的冷却作用较差,造成这4个区域温度较高,最终形成高温区与低温区相互间隔的分布形式(如钢片6)。摩擦片温度的周向差异主要体现在最外圈上

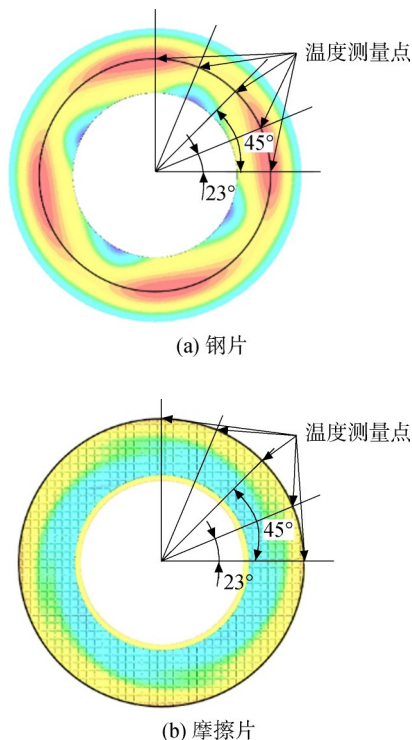


图 18 周向温度测量位置

Fig.18 Circumferential temperature measurement positions

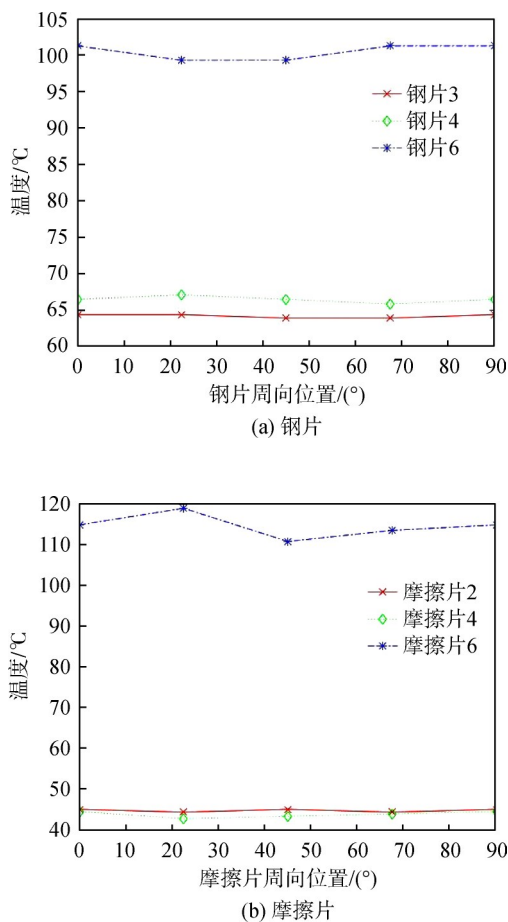


图 19 摩擦副周向温度

Fig.19 Circumferential temperature of friction pair

(如摩擦片 4), 因为此处是摩擦副热流密度最大处, 并且由于上述原因, 钢片会在摩擦片外圈半径处形成周向上较大的温度差异, 从而影响摩擦片外圈周向上的热传导, 造成摩擦片外圈周向上的温度差异。

4 结 论

本文采用 CFD 方法建立了华夫槽湿式摩擦离合器的 1/4 分析模型, 研究了湿式摩擦离合器中摩擦副上热流密度的计算方法和施加方式, 运用热流耦合方法, 考虑了油液的散热作用, 分析了离合器内各对摩擦副上的油液分布及温度分布。得出以下结论:

1) 当钢片表面上油液较多时, 会形成螺旋轨迹, 其数量与油液进口数目对应, 当钢片表面油液较少时, 油液分布则相对比较均匀; 摩擦片上油液周向分布不均匀, 每片摩擦片上对应位置的油液体积分数也不相同, 这与摩擦片距离喷油口位置相关。

2) 各钢片和摩擦片的轴向温度峰值分布整体呈现先增大后减小的趋势, 各钢片和摩擦片温度峰值的轴向分布主要受两方面的影响: 热传导性能和油液的冷却作用。两侧的钢片与模型中的输入轴面接触, 热传导性能较好, 使得越靠近两侧的摩擦片、钢片的导热性能越好; 由于喷油口轴向位置固定, 靠近喷油口处的钢片与摩擦片散热性能较好。

3) 当钢片上油液分布较为均匀, 两侧钢片温差小时, 在径向上, 钢片温度整体上呈现内外圈温度低, 靠近外圈处温度最高的分布规律。当钢片因片上油液分布较多散热性能较好, 而两侧钢片温度较大时, 两侧的高温会通过输入轴由热传导的形式使该钢片外圈温度增加。当钢片上油液分布较少, 油液的冷却作用不明显, 热传导作为钢片散热的主要形式时, 由于热传导是通过外圈与输入轴连接来实现的, 外圈区域的导热性能好, 温度较低, 内圈温度则相对较高。

4) 当摩擦片上油液较为充分时, 摩擦片外圈与钢片热传导作用较小, 由于热流密度随着摩擦片半径的增大而增大, 摩擦片温度在径向上呈现随着半径增大而增大的分布规律; 当摩擦片上油液较少时, 摩擦片外圈直接与钢片外圈进行热传导, 此处温度会有所降低。

5) 由于钢片与喷油口相对静止, 钢片上的进

油口位置相对钢片固定,使得钢片上油液分布不均,造成钢片周向温度存在差异;摩擦片温度的周向差异主要体现在最外圈上。

参考文献:

- [1] 于美丽,宋华,付丽华.液黏调速离合器摩擦片间油膜流动的仿真分析[J].煤矿机械,2013,34(1):63-64.
YU Meili, SONG Hua, FU Lihua. Simulation analysis on oil film flow field between friction discs of hydeo-viscous devices[J]. Coal Mine Machinery, 2013, 34(1):63-64. (in Chinese)
- [2] 李明洋,王立勇,李乐.湿式换挡离合器活塞腔流场分布与计算方法研究[J].机床与液压,2017,45(17):166-170.
LI Mingyang, WANG Liyong, LI Le. Research of computation and distribution method about flow field for wet shift clutch piston cavity[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2017, 45(17):166-170. (in Chinese)
- [3] 张付伟.基于CFD的双离合器自动变速箱喷射油管流场模拟分析[J].汽车实用技术,2018(18):140-142.
ZHANG Fuwei. Simulation and analysis of flow field of oil manifold in dual clutch transmission based on CFD[J]. Automobile Applied Technology, 2018(18): 140-142. (in Chinese)
- [4] 虞焰军,褚超美,尹文超.湿式双离合器冷却油流场特性仿真分析[J].农业装备与车辆工程,2020,58(3):35-38.
YU Yanjun, CHU Chaomei, YIN Wenchao. Simulation and analysis of cooling oil flow field characteristics of wet dual clutch[J]. Agricultural Equipment and Vehicle Engineering, 2020, 58(3):35-38. (in Chinese)
- [5] 张传芳.基于CFD的多片湿式离合器摩擦片间流体特性研究[D].长春:吉林大学,2014.
ZHANG Chuanfang. The research on fluid characteristics of friction plate in wet multi-plate clutch based on computational fluid dynamics[D]. Changchun: Jilin University, 2014. (in Chinese)
- [6] TAKAGI Y, NAKATA H, OKANO Y, et al. Effect of two-phase flow on drag torque in a wet clutch[J]. Journal of Advanced Research in Physics, 2011, 2(2):1-5.
- [7] NEUPERT T, BARTEL D. High-resolution 3D CFD multi-phase simulation of the flow and the drag torque of wet clutch discs considering free surfaces[J]. Tribology International, 2019, 129:283-296.
- [8] ZHANG L, WEI C, HU J, et al. Influences of lubrication flow rates on critical speed of rub-impact at high circumferential velocities in no-load multi-plate wet clutch[J]. Tribology International, 2019, 140:105847.1-10547.17.
- [9] YUAN S, GUO K, HU J, et al. Study on aeration for disengaged wet clutches using a two-phase flow model[J]. Journal of Fluids Engineering, 2010, 132(11):111304.1-111304.6.
- [10] ABDULLAH O I, SCHLATTMANN J. The effect of disc radius on heat flux and temperature distribution in friction clutches[J]. Advanced Materials Research, 2012, 505: 154-164.
- [11] JIA Y. Research on friction disk's surface temperature distribution and oil groove configuration in wet friction clutch[J]. Applied Mechanics and Materials, 2011, 148-149:1218-1222.
- [12] LIU X, CHENG X, YAN L, et al. Study on the temperature field of wet dual clutch transmission during starting process[J]. Applied Mechanics and Materials, 2012, 187:95-102.
- [13] LEI Y, WEN J, LI X, et al. A numerical study on the influence of grooves on heat transfer performance of wet clutch[J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 2142 (499): 517-522.
- [14] LI W, HUANG J, FEI J, et al. Simulation and application of temperature field of carbon fabric wet clutch during engagement based on finite element analysis[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2016, 71:180-187.
- [15] XIAO B, WU W, HU J, et al. Fluid-solid coupled heat transfer investigation of wet clutches[R]. Detroit, US: International Powertrains, Fuels and Lubricants Meeting, 2017.
- [16] YANG W, TANG X. Numerical analysis for heat transfer laws of a wet multi-disk clutch during transient contact[J]. International Journal of Nonlinear Sciences and Numerical Simulation, 2017, 18(7-8):599-613.
- [17] MAHMUD S F, PAHLOVY S A, OGAWA M. Simulation to estimate the output torque characteristics and temperature rise of a transmission wet clutch during the engagement process[R]. Shanghai: World Congress Experience, 2018.
- [18] DAVIS C L, SADEGHI F, KROUSGRILL C M. A simplified approach to modeling thermal effects in wet clutch engagement: analytical and experimental comparison[J]. Journal of Tribology, 2000, 122(1):110-118.
- [19] HONG Y, LIU J, WANG Y. Thermal analysis of frictional disk in speeding wet clutch[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 17(1):102-106.
- [20] 周尧明,章磊,何维,等.一种改进的无人直升机离合器接合控制方法[J].航空动力学报,2012,27(8):1907-1913.
ZHOU Yaoming, ZHANG Lei, HE Wei, et al. Improved clutch engagement control method for unmanned helicopter[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(8):1907-1913. (in Chinese)
- [21] 周尧明,蒙志君,何维,等.某型无人直升机带传动离合器控制系统[J].航空动力学报,2013,28(1):211-218.
ZHOU Yaoming, MENG Zhijun, HE Wei, et al. Belt drive clutch control system of unmanned helicopter[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(1):211-218. (in Chinese)

(编辑:张雪、秦理曼)