

文章编号: 1000-582X(2011)09-026-07

湿式多片摩擦离合器对偶钢片热-机耦合分析

杨 为¹, 陆国栋¹, 吕和生^{1,2}, 刘 阳², 林利红¹

(1. 重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044; 2. 重庆齿轮箱有限责任公司, 重庆 402263)

摘 要: 针对湿式多片摩擦离合器对偶钢片会发生翘曲、裂纹等导致动力传递失效的问题, 以某船用湿式多片摩擦离合器为研究对象, 从摩擦热流生成和分配模型、温度场与耦合应力场的数值计算等方面提出了湿式多片摩擦离合器对偶钢片热-机耦合问题的分析方法, 揭示了对偶钢片发生热失效的机理。研究表明: 在接合过程中, 对偶钢片温度从内沿向外沿依次递增, 在 3 s 的接合时间中摩擦表面温度在 2.6 s 达到最高点; 热应力分布规律为内沿产生周向拉应力, 外沿产生周向压应力, 摩擦表面产生径向压应力, 内部产生径向拉应力。为解决对偶钢片热失效问题提供了理论依据。

关键词: 离合器; 有限元法; 数学模型; 热流; 热应力; 热-机耦合

中图分类号: TH 133.4

文献标志码: A

Thermo-mechanical coupling analysis of dual-steel-disc of wet multi-disk clutch

YANG Wei¹, LU Guo-dong¹, LV He-sheng^{1,2}, LIU Yang², LIN Li-hong¹

(1. The State Key Laboratory of Mechanical Transmission,
Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China;

2. Chongqing Gearbox Co., Ltd., Chongqing 402263, P. R. China)

Abstract: To solve the failure problem of power transmission caused by warping, crackle on dual-steel-disc of wet multi-disk clutch, a shipborne wet multi-disk clutch is taken as a research object, models of generation and distribution of friction heat flux are built and numerical methods to solve temperature field and coupled stress field are put forward. Research methods of thermo-mechanical coupling problem of wet multi-disk clutch are proposed. The thermo-mechanical coupling phenomenon of dual-steel-disc is investigated, and the failure mechanism of dual-steel-disc of wet multi-disk clutch is revealed. In the engagement process, the results of temperature field show that the temperature of the dual-steel-disc gradually increases from the inner edge to the outer edge, and the temperature of friction surface reaches the highest at 2.6 s in the 3-second-engagement. The rules of thermal stress distribution are attained that the circumferential tensile thermal stress appears in the region close to the inner edge, while the radial tensile thermal stress appears in the region close to the outer edge. The theoretical basis to solve the thermal failure problem of dual-steel-disc of wet multi-disk clutch is provided.

Key words: clutch; finite element method; mathematical models; heat flux; thermal stress; thermo-mechanical coupling

收稿日期: 2011-04-15

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50205026); 重庆市重大科技专项(CSTC, 2008AC3102)

作者简介: 杨为(1973-), 男, 重庆大学教授, 博士, 主要从事机械结构动力学等方向的研究, (E-mail) slmt053@126.com.

湿式多片摩擦离合器是车辆、工程机械和船舶等的重要传动部件,其直接影响着这些设备的正常运转和安全工作。在接合过程中由于对偶钢片与摩擦片相对滑动而产生大量摩擦热,导致对偶钢片和摩擦片的温度急剧升高,产生热应力。同时,盘片本身在外力作用下产生机械应力。在高转速工况下,摩擦副温度场和接触压力场的不均匀性会得到加剧,造成热弹性不稳定性,导致局部高温点的产生^[1-4]。因此,在热-机耦合下摩擦副会产生局部烧损、盘片表面材料剥离、对偶钢片发生翘曲和裂纹等现象^[5-6],从而导致动力传递失效。

上述现象引起了国内外学者广泛的关注,相继开展此方面研究。Jen 等多片离合器摩擦副的温升和接触压力进行研究^[7-9]。Marklund 等用实验方法研究了摩擦副热接触特性^[10-12]。孙冬野等采用仿真与试验相结合的方法研究了摩擦离合器片的翘曲变形特性^[13]。

纵观国内外学者的研究工作,关于多片摩擦离合器接合时的温度与应力间耦合关系等方面的研究还未见相关文献报道。由于对偶钢片的热-机耦合特性显著影响着离合器的动力传递性能,因此开展此方面的研究,有着重要的理论意义和实用价值。有助于揭示对偶钢片发生热失效的机理,提高湿式多片离合器的性能。

1 热流量生成与分配模型

湿式多片摩擦离合器接合时,对偶钢片和摩擦片表面相对滑动生成摩擦热,在柱坐标系下其热流密度方程为

$$q(r, z, t) = \mu p(r, z, t) v(r, z, t), \quad (1)$$

式中: $q(r, z, t)$ 为摩擦热流密度; $p(r, z, t)$ 为摩擦表面的比压; $v(r, z, t)$ 为摩擦副相对滑动速度; r, z 分别为径向、轴向尺度; t 为时间; μ 为动摩擦因数。

由于 $v(r, z, t) = \Delta\omega \cdot r$, $\Delta\omega$ 是对偶钢片和摩擦片之间的相对滑动角速度,则在某一时刻半径值 r_i 处摩擦表面的摩擦热流密度为

$$q_i = \mu p_i r_i \Delta\omega, \quad (2)$$

式中 q_i 和 p_i 分别是某一时刻在半径 r_i 处的摩擦热流密度和比压。 q_i 为变量,随 r_i 和 $\Delta\omega$ 的改变而改变。接触面的输入热流密度为

$$q = \int_{r_{in}}^{r_{out}} q_i dA, \quad (3)$$

式中 r_{in} 和 r_{out} 分别为摩擦接触面的内沿半径和外沿半径。

在离合器接合过程中摩擦接触面所产生的热量

的微分为

$$dW = dt \cdot q = dt \cdot \int_{r_{in}}^{r_{out}} q_i dA. \quad (4)$$

接合过程在摩擦接触面所产生的热量为

$$W = \int_{t_s}^{t_e} dW = \int_{t_s}^{t_e} \int_{r_{in}}^{r_{out}} q_i dA dt, \quad (5)$$

式中 t_s, t_e 分别为离合器接合的开始、结束时刻。

设摩擦接触面所产生的热量 W 全部由对偶钢片和摩擦片吸收,由此会涉及到能量分配问题。摩擦面的总热流密度 q 分成 q_s 和 q_f 两部分,分别流入对偶钢片和摩擦片的接触面。 q_s 和 q_f 的比例系数 K_q 取决于对偶钢片和摩擦片接触材料的固有特性,满足下列关系式

$$q = q_s + q_f, \quad (6)$$

$$K_q = \frac{q_s}{q_f} = \sqrt{\frac{k_s \rho_s c_s}{k_f \rho_f c_f}}, \quad (7)$$

式中: k_s, k_f 分别为对偶钢片、摩擦片的导热系数; ρ_s, ρ_f 分别为对偶钢片、摩擦片的密度; c_s, c_f 分别为对偶钢片、摩擦片的比热容。

2 瞬态温度场计算模型

在建立了摩擦副的摩擦热生成和能量分配的数学模型的基础上,进行热量在对偶钢片中的传导过程的研究。对偶钢片中的热传导过程是一个非稳态的热传导过程,其偏微分方程为

$$\rho_s c_s \frac{dT}{dt} = k_s \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right], \quad (8)$$

式中 T 为某一时刻某一点处的温度值。

式(8)的矩阵形式的微分方程为

$$C_T \dot{\mathbf{T}} + \mathbf{K}_T \mathbf{T} = \mathbf{R}, \quad (9)$$

式中: C_T 为比热容矩阵; \mathbf{K}_T 为导热系数矩阵; \mathbf{T} 为节点温度向量; \mathbf{R} 为热源向量。

采用 Newmark 直接积分法对式(9)进行求解,假设 \mathbf{T}_i 和 $\mathbf{T}_{i+\Delta t}$ 分别是 t 和 Δt 时刻的节点温度向量,且满足下列关系式

$$\mathbf{T}_{i+\Delta t} = \mathbf{T}_i + [(1-\beta) \dot{\mathbf{T}}_i + \beta \dot{\mathbf{T}}_{i+\Delta t}] \Delta t. \quad (10)$$

由式(9)、(10),得到式(11)

$$(C_T + \beta \Delta t \mathbf{K}_T) \mathbf{T}_{i+\Delta t} = [C_T - (1-\beta) \mathbf{K}_T \Delta t] \mathbf{T}_i + (1-\beta) \Delta t \mathbf{R}_i + \beta \Delta t \mathbf{R}_{i+\Delta t}, \quad (11)$$

式中 β 是决定数值积分精度和稳定性的参数,其取值范围是 $0.5 < \beta < 1$ 。

3 耦合热应力场计算模型

设在离合器接合过程中材料只发生线弹性变形。在热载荷和机械载荷的共同作用下,材料的本

构方程为

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D}(\boldsymbol{\varepsilon} - \boldsymbol{\alpha}\Delta T), \quad (12)$$

式中 $\boldsymbol{\sigma}$ 为应力向量; $\boldsymbol{\varepsilon}$ 为应变向量; $\boldsymbol{\alpha}$ 为热弹性系数向量; \mathbf{D} 为弹性矩阵; ΔT 为温度变化量。

位移和应变的关系为

$$\begin{cases} \varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}, \gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}; \\ \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}, \gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial y}; \\ \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}, \gamma_{zx} = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}. \end{cases} \quad (13)$$

对偶钢片的应变场取决于外力和温度场的变化。当应变场确定后可代入材料本构方程(12)求得对偶钢片的应力场,从而实现整个热-机耦合过程的求解。

温度变化引起的位移场跟材料的热膨胀系数和温升值的积成正比关系,即 $\Delta L = \boldsymbol{\alpha} \cdot \Delta T \cdot L$ 。考虑热负荷和外力的叠加作用,在求得接合过程的位移场的基础上即可求得对偶钢片的应力场。

t 时刻的热弹性有限元的平衡方程为

$$\mathbf{K}\boldsymbol{\delta}_t + \mathbf{N}\ddot{\boldsymbol{\delta}}_t = \mathbf{P}_t, \quad (14)$$

其中 $\mathbf{P}_t = \mathbf{Q}_t + \mathbf{V}_t + \mathbf{S}_t + \mathbf{C}_t$,

式中: \mathbf{K} 为刚度系数矩阵; \mathbf{N} 为位移加速度系数矩阵; $\boldsymbol{\delta}_t$ 为位移向量; \mathbf{Q}_t 为热负荷向量; \mathbf{V}_t 为体积力向量; \mathbf{S}_t 为面力向量; \mathbf{C}_t 为集中力向量。

考虑到数值震荡的影响以及收敛性的要求,对式(14)采用 Wilson- θ 法进行求解。设时间间隔 τ 内位移加速度向量 $\ddot{\boldsymbol{\delta}}$ 为线性变化,则有

$$\ddot{\boldsymbol{\delta}}_{t+\tau} = \ddot{\boldsymbol{\delta}}_t + c_t\tau, \quad (15)$$

式中 c_t 在 $\tau = \theta\Delta t$ 内为常数,即

$$c_t = \frac{1}{\tau}(\ddot{\boldsymbol{\delta}}_{t+\tau} - \ddot{\boldsymbol{\delta}}_t). \quad (16)$$

对式(15)在 τ 内作积分计算,整理后可得

$$\dot{\boldsymbol{\delta}}_{t+\tau} = \dot{\boldsymbol{\delta}}_t\tau + \frac{\tau^2}{2} \cdot c_t + \dot{\boldsymbol{\delta}}_t. \quad (17)$$

将式(16)代入式(17),得

$$\dot{\boldsymbol{\delta}}_{t+\tau} = \dot{\boldsymbol{\delta}}_t + \frac{\tau}{2}(\ddot{\boldsymbol{\delta}}_{t+\tau} + \ddot{\boldsymbol{\delta}}_t). \quad (18)$$

对式(17)在 τ 内作积分计算,整理后可得

$$\boldsymbol{\delta}_{t+\tau} = \boldsymbol{\delta}_t + \tau\dot{\boldsymbol{\delta}}_t + \frac{\tau^2}{6}(2\ddot{\boldsymbol{\delta}}_t + \ddot{\boldsymbol{\delta}}_{t+\tau}). \quad (19)$$

由式(18)和式(19),可得

$$\begin{cases} \ddot{\boldsymbol{\delta}}_{t+\tau} = \frac{6}{\tau^2}(\boldsymbol{\delta}_{t+\tau} - \boldsymbol{\delta}_t) - \frac{6}{\tau}\dot{\boldsymbol{\delta}}_t - 2\ddot{\boldsymbol{\delta}}_t, \\ \dot{\boldsymbol{\delta}}_{t+\tau} = \frac{3}{\tau}(\boldsymbol{\delta}_{t+\tau} - \boldsymbol{\delta}_t) - 2\dot{\boldsymbol{\delta}}_t - \frac{\tau}{2}\ddot{\boldsymbol{\delta}}_t. \end{cases} \quad (20)$$

将式(20)代入式(14),整理后可得

$$\left(\mathbf{K} + \frac{6}{\tau^2}\mathbf{N}\right)\boldsymbol{\delta}_{t+\tau} = \mathbf{P}_{t+\tau} + \mathbf{N}\left(2\ddot{\boldsymbol{\delta}}_t + \frac{6}{\tau}\dot{\boldsymbol{\delta}}_t + \frac{6}{\tau^2}\boldsymbol{\delta}_t\right), \quad (21)$$

式中 \mathbf{K} 、 \mathbf{N} 和 $\mathbf{P}_{t+\tau}$ 均已知,第一步运算时,初始值

$\boldsymbol{\delta}_0 = \dot{\boldsymbol{\delta}}_0 = 0$, $\ddot{\boldsymbol{\delta}}_0$ 可以通过把初始值 $\boldsymbol{\delta}_0$ 代入式(14)而求得,因此由式(21)可以求得 $\boldsymbol{\delta}_{t+\tau}$ 的值。

利用线性插值并且联立式(18)、(19)得到 Wilson- θ 算法中 3 个重要的递推关系式:

$$\begin{cases} \ddot{\boldsymbol{\delta}}_{t+\Delta t} = \left(1 - \frac{3}{\theta}\right)\ddot{\boldsymbol{\delta}}_t + \frac{1}{\theta}\frac{6}{\tau^2}(\boldsymbol{\delta}_{t+\tau} - \boldsymbol{\delta}_t) - \frac{1}{\theta}\frac{6}{\tau}\dot{\boldsymbol{\delta}}_t, \\ \dot{\boldsymbol{\delta}}_{t+\Delta t} = \dot{\boldsymbol{\delta}}_t + \frac{\Delta t}{2}(\ddot{\boldsymbol{\delta}}_{t+\Delta t} + \ddot{\boldsymbol{\delta}}_t), \\ \boldsymbol{\delta}_{t+\Delta t} = \boldsymbol{\delta}_t + \Delta t\dot{\boldsymbol{\delta}}_t + \frac{(\Delta t)^2}{6}(2\ddot{\boldsymbol{\delta}}_t + \ddot{\boldsymbol{\delta}}_{t+\Delta t}). \end{cases} \quad (22)$$

4 热-机耦合模型

由于对偶钢片的热载荷相对摩擦片更高,易于发生热失效,因此作为本文的研究对象。笔者利用 MSC\Nastran 软件建立分析模型,进行顺序法热-机耦合分析,同时考虑各个物理场的作用效果以及相互之间的影响,即先求出温度场分布再通过温度场引起的热膨胀与关系求解热应力场,研究了多片离合器的热-机耦合问题。

4.1 模型的基本假设及相关参数

在柱坐标系下建立对偶钢片的热传导模型。离合器中对偶钢片和摩擦片是间隔布置的,如图 1 所示。摩擦片表面的摩擦材料为铜基粉末冶金材料。

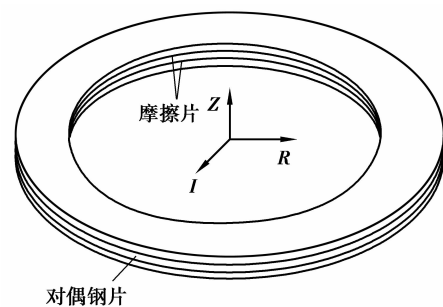


图 1 对偶钢片和摩擦片三维模型

为便于研究,进行以下假设:

- 1) 因本文研究对象的接合时间较短,冷却油所带走的热量可以忽略不计^[7],辐射散热忽略不计。
- 2) 据文献[14]的研究报道,单次接合且时间较短时,所产生的摩擦热几乎全部被盘片吸收。因此

在分析过程中认为摩擦功全部转化为摩擦热,摩擦热全部由摩擦片和对偶钢片吸收。

3) 忽略材料的磨损现象,材料为各向同性且热物性参数不随温度变化。

以某一船用湿式多片摩擦离合器为研究对象,

表1 离合器摩擦副参数

特征参数	弹性模量 /GPa	泊松比	密度 /($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	导热系数 /($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	比热容 /($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	热膨胀系数 / K^{-1}
45#钢	209	0.270	7 850	50	470	1.159×10^{-5}
摩擦材料	100	0.275	6 700	43	460	1.710×10^{-5}

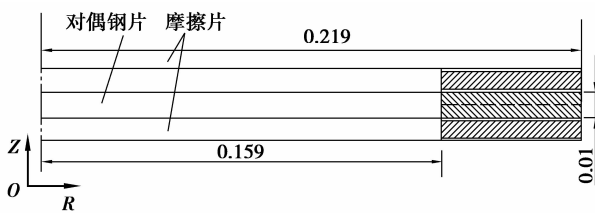


图2 摩擦副断面图

笔者研究的湿式多片摩擦离合器接合过程时间为3 s,额定控制油压为2 MPa,为避免活塞与各对偶钢片和摩擦片间的刚性冲击,油路中设置了缓冲阀,因此在接合过程中控制油压为一个渐变过程,如图3所示。由于活塞承受控制油压的面积与摩擦副接触面积不相等,根据离合器的结构特点,可以得出摩擦副间平均接触压力约为控制油压的1.53倍。铜基粉末冶金摩擦材料在离合器接合过程中处于边界润滑状态,平均动摩擦因数主要随相对滑动速度的不同而变化^[15]。因此在离合器的接合过程中摩擦副平均动摩擦因数也是一个变量,根据相关实验得出的数据如图4所示。由于在离合器接合过程中控制油压和摩擦因数是渐变过程,离合器从动部分的角加速度逐渐增大,对偶钢片和摩擦片的转速差逐渐减小,转速差的实测数据如图5所示。结合上述实验参数,由式(2)来可确定摩擦表面热流密度。

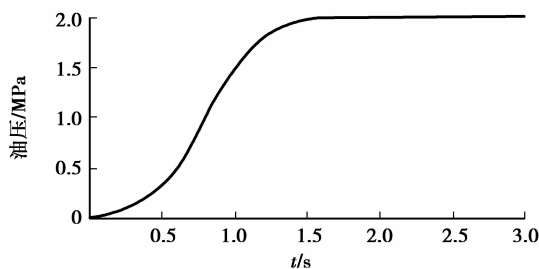


图3 控制油压随时间变化的曲线

建立了离合器对偶钢片和摩擦片构成的摩擦副的热-机耦合有限元模型。对偶钢片和摩擦片芯板的材料均为45#钢,摩擦材料为铜基粉末冶金材料,材料属性如表1所示。图2为摩擦副的断面图。

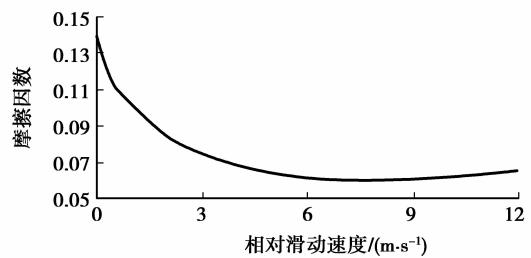


图4 不同相对滑动速度下的摩擦因数

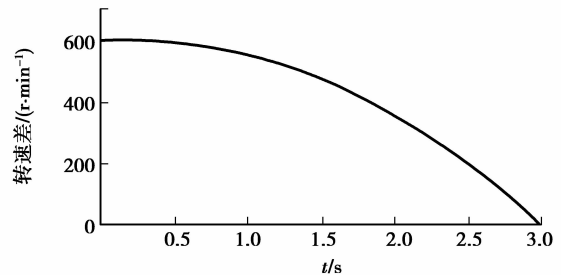
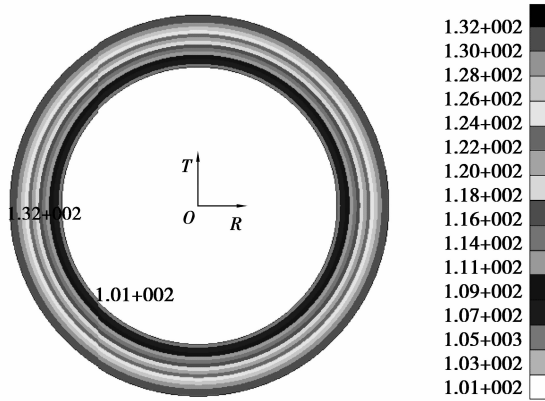


图5 转速差的变化过程

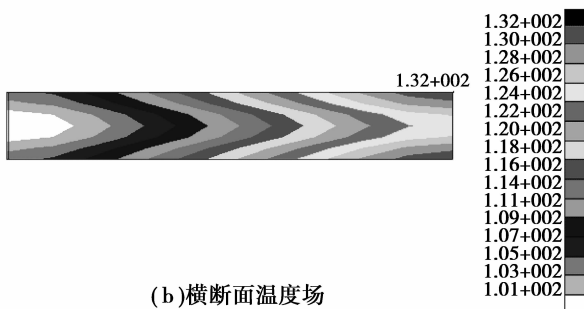
4.2 分析结果及讨论

在整个相对滑动过程中对偶钢片和摩擦片的接触视为完全接触。实验中,离合器接合转速为600 r/min,接合过程为3 s。由于对偶钢片和摩擦片为间隔分布,两个摩擦表面工况相同,因此热流输入相等,对偶钢片轴向的中心面不存在热交换,可视为绝热。

$t=3$ s离合器接合过程结束时,对偶钢片的温度场分布如图6(a)所示。分析结果表明,对偶钢片温度场的总体分布不均匀,温度梯度较大,接触区域的外沿温度最高。这是由于摩擦面外沿的半径大,相对滑动速度就大于内沿,进入对偶钢片的外沿摩擦热流密度高于内沿的摩擦热流密度。从图6(b)中可看到摩擦表面的温度高于内部的温度,这是由于摩擦产生热量的速度要高于热量向内部材料传递的速度。热量从外沿向内沿进行热传递。



(a)摩擦表面温度场



(b)横断面温度场

图 6 对偶钢片在 $t=3\text{ s}$ 时刻的温度

图 7 为沿径向 6 个节点温度的时间历程,这 6 个节点位于对偶钢片的表面,半径间隔大致均匀。图中可以看出半径大的位置温度较高,各点在整个接合过程中变化趋势相仿,变化幅度不同。在离合器刚开始接合阶段,由于控制油压较低,摩擦因数较小,产生的摩擦热流密度不大,在图中反映为曲线上升慢,随后变成平稳上升直至 2.6 s 左右的峰值温度,最后缓慢下降直到离合器整个接合过程结束。在离合器接合过程的后阶段对偶钢片表面产生温度下降现象,原因是 对偶钢片和摩擦片的转速差较小,摩擦生热功率较小,摩擦表面吸收的摩擦热的速度

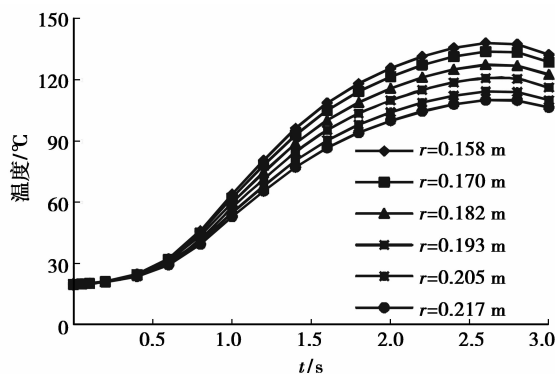


图 7 沿径向 6 个节点温度的时间历程

小于向内部材料传导热量的速度。图 8 为在离合器 $t=3\text{ s}$ 时刻对偶钢片外沿厚度方向的温度分布,可以看到上下两个摩擦表面温度最高,中间温度最低,整个热传导过程是由外向内传导。

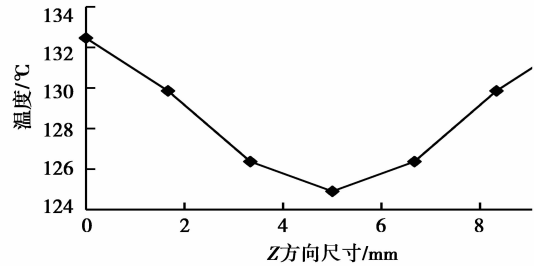


图 8 $t=3\text{ s}$ 时刻外沿 Z 方向的温度分布

在离合器接合过程中,对偶钢片两个接触表面受热载荷相同,温度场亦对称,均为由内缘向外缘温度依次递增。这种外高内低的温度场分布会引起较大的周向应力和径向应力,是引起热应力场的主要原因。 $t=3\text{ s}$ 时对偶钢片横断面的周向热应力和径向热应力云图如 9 所示,对偶钢片的周向热应力明显较径向热应力大,在对偶钢片热失效的过程中起到关键作用。这是因为在离合器使用过程中要反复地接合与分离,会引起热应力场的反复产生与消退,从而很容易使对偶钢片产生热疲劳破坏,在附加机械应力及磨损作用下,易导致裂纹产生。如图 10(a)所示,对偶钢片的内径处产生周向拉应力,靠近外径



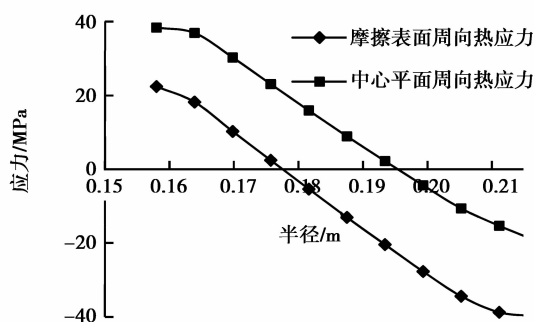
(a)横断面周向热应力



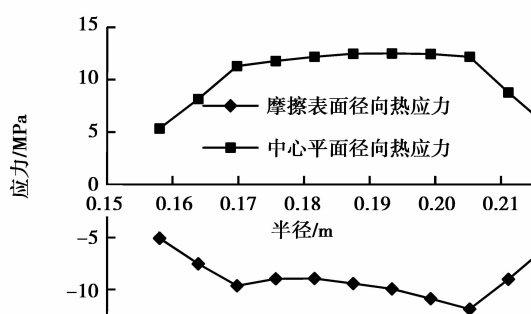
(b)横断面径向热应力

图 9 对偶钢片横断面的周向和径向的热应力

处产生周向压应力。在半径 $r=0.158\text{ m}$ 处,对偶钢片的摩擦表面和中心平面分别达到最大拉应力值。随着半径的增大而逐渐减小,零点后又逐渐转成压应力并且在 $r=0.217\text{ m}$ 处达到压应力最大值。不同半径处摩擦表面周向热应力分布曲线与中心面处的曲线变化趋势相似,但较中心面的高,说明摩擦表面相对于中心平面周向拉应力较小而周向压应力较大。对偶钢片摩擦表面和中心面的径向应力沿半径方向变化较为平缓,摩擦表面产生径向压应力,中心面产生径向拉应力,如图 10(b)所示。造成这种周向应力分布特点的原因是:对偶钢片温度场分布沿半径方向内低外高,两个接触面高而内部材料低,形成了温度梯度。对偶钢片外圈处的温升较内圈处高,因此热膨胀的趋势也较内圈处大,内外圈的热膨胀趋势大小不同,相互牵制的作用就造成了这种周向应力的分布格局。图中显示的热应力还未达到材料的屈服极限,但在实际的工况中,离合器连续的接合、散热条件差或者偏磨现象的发生等都将导致更高的温度梯度和热应力。当热应力达到屈服极限,产生塑性变形的材料在温度场平衡后不能完全恢复,就造成了残余应力。残余应力的存在会导致材料形状稳定性的丧失,对偶钢片就会发生变形。



(a)不同半径处周向热应力



(b)不同半径处径向热应力

图 10 对偶钢片摩擦表面和中心面在不同半径处的周向热应力和径向热应力

5 结 论

1)在湿式多片摩擦离合器接合过程中,对偶钢片在开始接合时刻温升较为缓慢,随后以较快速度升高,直至 $t=2.6\text{ s}$ 时刻,之后由于摩擦热流减小而略微下降。

2)对偶钢片摩擦表面的温度高于内部材料的温度,靠近外径处的温度高于靠近内径处的温度。

3)对偶钢片靠近外圈处存在周向拉应力,靠近内圈处存在周向压应力;摩擦表面存在径向压应力,中心面存在拉应力。

4)对偶钢片周向热应力明显大于径向热应力,是对偶钢片发生翘曲、裂纹所导致离合器热失效的主要因素。

参考文献:

- [1] LI J, BARBER J R. Solution of transient thermoelastic contact problems by the fast speed expansion method[J]. *Wear*, 2008, 265(3): 402-410.
- [2] ZAGRODZKI P. Thermoelastic instability in friction clutches and brakes-transient modal analysis revealing mechanisms of excitation of unstable modes[J]. *International Journal of Solids and Structures*, 2009, 46(11): 2463-2476.
- [3] VOLDRICH J. Frictionally excited thermoelastic instability in disc brakes-Transient problem in the full contact regime[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2007, 49(2): 129-137.
- [4] AHN S, JANG Y H. Frictionally excited thermoelastoplastic instability [J]. *Tribology International*, 2010, 43(4): 779-784.
- [5] ZAGRODZKI P, LAM K B, BAHKALI E A, et al. Nonlinear transient behavior of a sliding system with frictionally excited thermoelastic instability[J]. *ASME Journal of Tribology*, 2001, 123(4): 699-708.
- [6] SHIGLEY J E, MISCHEK C R. Mechanical engineering design [M]. 5th ed. New York: McGraw-Hill, 1989.
- [7] JEN T C, NEMECEK D J. Thermal analysis of a wet-disk clutch subjected to a constant energy engagement[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008, 51(7): 1757-1769.
- [8] CZÉL B, VÁRADI K, ALBERS A, et al. Fe thermal analysis of a ceramic clutch[J]. *Tribology International*, 2009, 42(5): 714-723.
- [9] ZHAO S, HILMAS G E, DHARANI L R. Behavior of a composite multidisk clutch subjected to mechanical and frictionally excited thermal load[J]. *Wear*, 2008(11): 1059-1068.

- [10] MARKLUND P, LARSSON R. Wet clutch friction characteristics obtained from simplified pin on disc test[J]. Tribology International, 2008, 41(9): 824-830.
- [11] BEZZAZI M, KHAMLICHI A, JABBOURI A, et al. Experimental characterization of frictional behaviour of clutch facings using Pin-on-disk machine[J]. Materials and Design, 2007, 28(7): 2148-2153.
- [12] MAJCHERCZAK D, DUFRENOY P, BERTHIER Y. Experimental thermal study of contact with third body[J]. Wear, 2006, 261(5/6): 467-476.
- [13] 孙冬野, 胡丰宾, 邓涛, 等. 湿式多片离合器翘曲特性模拟与试验[J]. 重庆大学学报, 2010, 33(5): 1-6.
- SUN DONG-YE, HU FENG-BIN, DENG TAO, et al. Simulation and experiment for warp characteristic of wet multiple disc clutches[J]. Journal of Chongqing University, 2010, 33(5): 1-6.
- [14] MARKLUND P, ROLAND L. Wet clutch friction characteristics obtained from simplified pin on disc test [J]. Tribology International, 2008, 41 (9): 824-830.
- [15] 曲在纲, 黄月初. 粉末冶金摩擦材料[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2004.
- (编辑 张 苹)



(上接第 20 页)

- [7] HUANG Y, HUANG Z. Research on the heavy abrasive belt grinding machine to reduce thickness of engine connecting rod head [J]. Key Engineering Materials, 2005, 304/305: 436-440.
- [8] 黄云, 黄智. 现代砂带磨削技术及工程应用[M]. 重庆: 重庆大学出版社, 2009.
- [9] SUN Y Q, GIBLIN D J, KAZEROUNIAN K. Accurate robotic belt grinding of workpieces with complex geometries using relative calibration techniques [J]. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, 2009, 25(1): 204-210.
- [10] TSUTSUMI M, SAITO A. Identification and compensation of systematic deviations particular to 5-axis machining centers [J]. International Journal of Machine and Manufacture, 2003, 43(8): 771-780.
- [11] 苏高峰, 张秋菊. 叶片型面误差的数控砂带磨削技术研究[J]. 汽轮机技术, 2005, 47(2): 158-160.
SU GAO-FENG, ZHANG QIU-JU. Research on the NC belt grinding for the tolerance of blade surface [J]. Turbine Technology, 2005, 47(2): 158-160.
- [12] 张伟文, 郭钢, 张岳, 等. 多轴联动砂带磨削刀触点路径规划及几何仿真[J]. 重庆大学学报, 2010, 33(9): 8-13.
ZHANG WEI-WEN, GUO GANG, ZHANG YUE, et al. Tool path planning and geometry simulation for multi-axis CNC belt grinding[J]. Journal of Chongqing University, 2010, 33(9): 8-13.
- [13] ZHANG X, KUHLENKOTTER B, KNEUPNER K. An efficient method for solving the Signorini problem in the simulation of free-form surfaces produced by belt grinding[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2005, 45(6): 641-648.
- [14] REN X Y, KUHLENKOTTER B. Real-time simulation and visualization of robotic belt grinding processes[J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2008, 35(11/12): 1090-1099.
- [15] HUANG H, ZHOU L, CHEN X Q, et al. SMART robotic system for 3D profile turbine vane airfoil repair[J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2003, 21(4): 275-283.
- [16] JOURANI A, DURSAPT A, HAMDI H. Effect of the belt grinding on the surface texture: modeling of the contact and abrasive wear[J]. Wear, 2005, 259(7/12): 1137-1143.
- [17] NEMLI G, AKBULUT T, ZEKOVIC E. Effects of some sanding factors on the surface roughness of particleboard[J]. Silva Fennica, 2007, 41(2): 373-378.
- (编辑 张 苹)