

# 干式离合器钢片摩擦传热的有限元分析

何子路 卜雄洙 于靖

(南京理工大学机械工程学院测试计量技术及仪器系 南京 210094)

**摘要:**离合器在运行时产生的摩擦闪温是研究离合器热失效的重要参数。工程上通常采用热电偶埋入法测量离合器摩擦表面的温度。为了探究实际工况下离合器中温度场的分布,在真实测量时为传感器的选择和测点的布置提供有效依据。通过理论和有限元方法对于干式离合器在某些工况下进行热分析,得到了该工况下钢片内距摩擦表面不同深度处的温度-时间曲线和钢片内部某深度处在不同压力、转速下的温度时间一曲线,并对各因素对温度的影响进行了分析。

**关键词:**干式离合器钢片;温度场;有限元分析

**中图分类号:** TH117 TN06 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 510.1040

## Finite element analysis of dry clutch sheet steels friction and heat transfer

He Zilu Bu Xiongzhuzh Yu Jing

(Nanjing University of Science and Technology, Department of Instrumentation  
Science and Technology, Nanjing 210094, China)

**Abstract:** The friction flash temperature is an important parameter to study the thermal failure of the clutch. The temperature of clutch friction surface is usually measured by thermocouple embedding method in engineering. In order to explore the distribution of the temperature field in the clutch under the actual conditions, to provide effective basis for the choice of sensors and the arrangement of measuring points in real measurement. Thermal analysis on the dry clutch under certain conditions by means of theory and finite element method is performed to obtain the temperature-time curves of the inner part of the sheet steel under different depths and the temperature-time curves under different pressures and rotational speeds at certain depth. The effects of various factors on the temperature were also analyzed.

**Keywords:** dry clutch sheet steels; temperature field; finite element analysis

### 1 引言

离合器在制动过程中,摩擦片与钢片相互摩擦生热,使摩擦副表面温度升高。然而在实际装配中,不可避免地会发生摩擦副装配不合理的情况,造成摩擦副表面温度场不均匀,同时在摩擦表面产生不均匀的热应力场,造成摩擦片表面变形。变形的摩擦片将使原本就有装配问题的摩擦副的接触条件更加恶劣,加剧了不均匀温度场和热应力场的产生,以致材料破坏<sup>[1]</sup>产生。据统计,在每年由于制动器失灵引起的事故中,85%以上是因为温度过高引起的热损伤造成的<sup>[2]</sup>。所以,即时准确地测量离合器摩擦副表面的温度是相当重要的。目前国内外有关离合器摩擦

副表面温度测量的研究主要以理论为主,实际大多以红外测温或热电偶埋入法<sup>[3]</sup>进行测量。然而,红外测温方式破坏了摩擦副接触表面的温度场,而且其非接触式测温的特点使得红外温度探测器易受到摩擦刮蹭产生的钢屑或冷却液的影响,与此类似的非接触测温如声学测温也有同样的问题<sup>[4]</sup>。热电偶埋入法通过高响应热电偶接触式测温的方式,可以比较准确地测得实际的测点温度或反推表面的瞬态温度。在大多数实测过程中,通常将热电偶测温头埋入距摩擦表面 0.5 mm 和 1 mm 的位置。本文通过理论与有限元仿真分析得到影响埋入法测量离合器摩擦副表面温度的各种因素,并对其影响大小进行了定量研究。

## 2 摩擦副瞬态温度场理论分析

离合器在摩擦过程中的热源是摩擦生热。假设在离合器运行过程中,机械能全部转换成热能,忽略摩擦副摩擦过程中其他的能量损耗,则摩擦热源可以由摩擦副制动功率表示。由于摩擦片与钢片的接触压力和单位面积的摩擦副制动功率有关,如式(1)所示:

$$p = \frac{P_{fric}}{\mu v} \quad (1)$$

式中: $p$ 为摩擦片与钢片的接触压力(N/m<sup>2</sup>); $P_{fric}$ 为单位面积的摩擦副制动功率(W/m<sup>2</sup>); $\mu$ 为动摩擦因数; $v$ 为摩擦片外边缘线速度(m/s)。

如果压力载荷是均匀作用于摩擦片表面上的,摩擦面上的总摩擦热源即边界热源条件可以由式(2)表示:

$$P_{fric, tot} = \frac{30\mu FnR}{\pi} \quad (2)$$

式中: $P_{fric, tot}$ 为总摩擦热源/总传热速率(W); $F$ 为压力载荷(N); $n$ 为摩擦片转速(r/min); $R$ 为摩擦片外径(m)。

摩擦表面产生的热量将向摩擦片和钢片内部进行热传递。根据傅里叶导热定律,导热热流 $q_i$ 与温度梯度成正比:

$$q_i = -k \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3)$$

式中: $k$ 为钢片热导率(W/(m·K))。

钢片与摩擦片摩擦生热量已由式(2)得出,则摩擦表面热流如式(4)所示:

$$q = \frac{30\mu FnR}{\pi A} \quad (4)$$

式中: $q$ 为摩擦表面热流密度(W/m<sup>2</sup>); $A$ 为摩擦面积(m<sup>2</sup>)。

摩擦片与钢片的材料不同,将导致摩擦表面产生的热量将以不同比例分别向两边传导。向钢片方向传导的热比率可由式(5)表示<sup>[5]</sup>:

$$u = \frac{\sqrt{k\rho C_p}}{\sqrt{k\rho C_p} + \sqrt{k_f \rho_f C_{pf}}} \quad (5)$$

式中: $\rho$ 为钢片密度(kg/m<sup>3</sup>); $C_p$ 为钢片比热(J/(kg·K)); $\rho_f$ 为摩擦片密度(kg/m<sup>3</sup>); $k_f$ 为摩擦片热导率(W/(m·K)); $C_{pf}$ 为摩擦片比热(J/(kg·K))。

由于所选钢片材料的热导率是各向同性的,不存在沿不同方向温度传递的不均匀。根据能量守恒定律和傅里叶定律,可以得到热传导的微分方程。在直角坐标系中,其表达式如下:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (k \nabla T) + Q \quad (6)$$

式中: $T$ 为绝对温度(K); $Q$ 为介质内部单位体积的发热率(W/m<sup>3</sup>)。

由于本文研究的钢片温度场,没有内部热源,所以 $Q=0$ 。假设离合器在初始温度为 $T_0$ 的环境下工作,钢片厚度为 $2\delta$ ,钢片摩擦表面 $z=0$ ,非摩擦表面 $z=2\delta$ ,只研

究热量沿厚度方向即 $z$ 轴方向上的传递。由于钢片与摩擦片的内外齿在实际工况下并不参与摩擦,可将摩擦副模型简化成两个紧密接触的同轴圆环。摩擦副模型如图1所示。

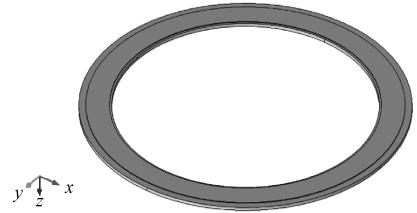


图1 摩擦副模型

离合器摩擦副传热的理论表达式为<sup>[6]</sup>:

$$\begin{cases} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{k}{\rho C_p} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} (0 < z < 2\delta, t > 0) \\ T(z, 0) = T_0 (0 \leq z \leq 2\delta) \\ \frac{\partial T(z, t)}{\partial z} \Big|_{z=2\delta} = 0 \\ q = -k \frac{\partial T(z, t)}{\partial z} \Big|_{z=0} \end{cases} \quad (7)$$

式(7)的解为:

$$T(z, t) - T_0 = \frac{2q}{k \sqrt{at} \operatorname{ierfc}(1/2 \sqrt{Fo})} \quad (8)$$

$$T(0, t) - T_0 = 2q/k \sqrt{at/\pi} \quad (9)$$

其中:

$$Fo = \frac{kt}{\rho C_p \delta^2} \quad (10)$$

$$a = \frac{k}{\rho C_p} \quad (11)$$

$$\operatorname{ierfc}(z) = \frac{1}{\sqrt{\pi}} e^{-z^2} - z \operatorname{erfc}(z) \quad (12)$$

$$\operatorname{erfc}(z) = 1 - \operatorname{erf}(z) \quad (13)$$

$$\operatorname{erf}(z) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^z e^{-u^2} du \quad (14)$$

式中: $t$ 为时间(s)。

式(14)为高斯误差函数。

由上述理论分析可知:在材料和尺寸已知的情况下,钢片厚度方向上的温度与测点到摩擦表面的距离、压力载荷以及摩擦片转速有关。下面将对这3个主要参数对测点温度造成的影响进行详细分析。

## 3 离合器钢片仿真模型的建立与分析

摩擦片和钢片在旋转摩擦过程中摩擦表面紧密贴合在一起,在摩擦的瞬间一般认为构成摩擦副的两物体接触面瞬间平均温升相同<sup>[7]</sup>,将温度测点布置于钢片表面下,既可以得到近似的表面温度场,又不至破坏摩擦副表面摩擦材料。本文以某种厚度为3.5 mm的钢片和厚度为0.75 mm的摩擦片组成的摩擦副为研究对象建立三维模型。

在建模过程中,设定环境初始温度为 $20^{\circ}\text{C}$ ,在摩擦片非摩擦面上均匀施加压力载荷。 $0\sim 1\text{ s}$ 时摩擦片与钢片相互静止,在 $1\text{ s}$ 时刻对摩擦片施加一个瞬间的转速,转速大小视工况而定。摩擦片与钢片的转速差在 $1\sim 2\text{ s}$ 时按线性规律减小到 $0$ ,即摩擦片与钢片同步转动。由于在实际情况下,钢片上下表面均与摩擦片接触产生摩擦热源,所以建模时将钢片在轴向中点处截开,并将该截面设为对称边界。为了研究厚度方向上温度的传递规律,在钢片轴向上采用扫略网格对钢片温度场进行仿真。

### 3.1 测点埋入深度对温度的影响

在压力载荷为 $120\text{ kN}$ ,摩擦片施加的瞬间初始转速为 $750\text{ r/min}$ 时,距离摩擦表面不同厚度处的温度-时间曲线如图2所示。

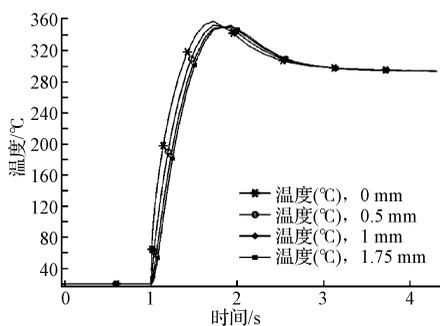


图2 不同埋入深度的温度曲线

由图2可知:在摩擦片上施加瞬时转速后,摩擦表面温度迅速增加,并在 $1.7\text{ s}$ 达到最高,随后逐渐降低。这是由于摩擦片转速瞬间增大,即摩擦片与钢片相对转速瞬间增大,造成了表面温度的激增。随着摩擦片与钢片转速差的减小,单位时间的生热量降低,摩擦生热速度降低。在 $1.7\text{ s}$ 之后,摩擦表面生热速率渐渐小于表面向片内传热的速率,摩擦表面温度开始逐渐下降。随着测点距离摩擦表面深度的增加,温度上升的越慢。

### 3.2 压力载荷对温度的影响

在摩擦片施加的瞬间初始转速为 $750\text{ r/min}$ ,距离摩擦表面 $0.5\text{ mm}$ 时,对摩擦片非摩擦面分别均匀施加不同大小的压力载荷,其温度-时间曲线如图3所示。

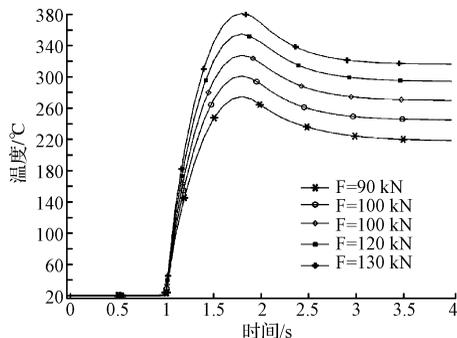


图3 不同压力载荷的温度曲线

由图3可知:同一测点在相同的初始转速、不同压力载荷的工况下,测点的温度响应随着压力载荷的增大而加快;测点能够达到的最高温度随着压力载荷的增大而增大。由式(2)可知,上述现象是由于总摩擦热源与总传热速率随压力载荷的增大而增加,即随着压力载荷的增加,摩擦副的摩擦加剧,同一测点测得的温度响应越快,温度峰值越高。

### 3.3 摩擦片瞬时转速对温度的影响

在压力载荷为 $120\text{ kN}$ ,距离摩擦表面 $0.5\text{ mm}$ 时,在 $1\text{ s}$ 时刻对摩擦片分别施加不同大小的瞬时初始转速,其温度-时间曲线如图4所示。

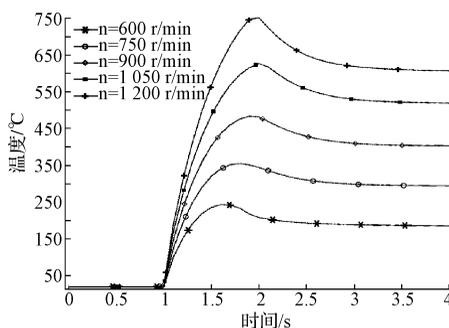


图4 不同瞬时转速的温度曲线

由图4可知:同一测点在相同的压力载荷、不同的初始转速的工况下,测点的温度响应随着初始转速的增大而加快;测点能够达到的最高温度随着初始转速的增大而增大。由式(2)可知,上述现象是由于总摩擦热源与总传热速率随初始转速的增加而增加,导致摩擦片与钢片之间的转速差增大,从而摩擦更加剧烈,同一测点测得的温度响应更快,温度峰值更高。

## 4 实验测试

为了准确即时地测量待测点处的温度,在实验验证中选用测头直径 $50\ \mu\text{m}$ 的极细热电偶作为温度传感器。在钢片背面开槽放入极细热电偶后使用超高温导热胶进行灌封,如图5所示。

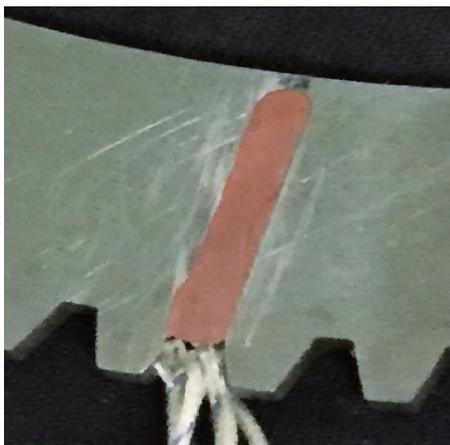


图5 热电偶安装方式

将摩擦片与钢片安装在实验转台上,分别对摩擦片施加上述有限元仿真工况,对温度进行测量。测量结果如表1所示。

表1 温度测量结果

参数	工况	温度(°C)				
		1 s	1.5 s	2 s	3 s	4 s
深度/mm	0.5	22	336	338	301	287
	1	21	323	338	304	288
	1.75	21	319	341	306	288
压力/kN	90	21	242	266	226	221
	100	21	265	291	252	246
	110	20	289	324	281	269
	120	19	315	346	304	298
	130	20	338	373	329	323
	600	20	237	213	194	188
初始转速 (r/min)	750	19	318	344	303	301
	900	19	395	472	416	402
	1 050	20	482	627	535	520
	1 200	21	553	747	618	605

由表1可得,实验结果与仿真结果从数值和趋势上都较为吻合,其数值上的偏差可能是由于灌密封胶材料与钢片不同,热量传递分布改变,造成钢片温度场的破坏。另外,由于灌封工艺导致热电偶测温头未能有效与钢片测温点接触也可能造成一定程度的动态温度测量时延。

## 5 结论

同一工况下,不同深度的温度-时间曲线比较接近,并与表面真实温度相差不大。说明摩擦在一定深度产生的温度场能较为有效地反映表面摩擦温度,且可以为实际测量时选择热电偶传感器与根据仿真结果使用互信息等其他方法对温度测点进行优化<sup>[8]</sup>提供理论依据。

压力载荷与初始转速的增大都会使摩擦过程中温度场的峰值增大,响应速度越快。但这些工况可能使摩擦环境更加恶劣,产生的热应力更可能加速破坏摩擦副的摩擦

表面。所以在实际测量中不能仅仅为了满足即时性和准确性将温度测点布置地与摩擦表面过近。还要考虑到摩擦表面的强度,才能尽量延长测温系统的使用寿命。为了监测离合器状态,还应设计热电偶温度检测系统<sup>[9]</sup>并对表面温度进行多点监测<sup>[10]</sup>,以便精确获得离合器整个摩擦面的温度场。

## 参考文献

- [1] 赵冰青. 装载机用湿式多盘制动器摩擦盘温度场和应力场的分析[D]. 郑州:郑州大学,2013:5.
- [2] 宋涛. 盘式制动器应力场与温度场多场耦合的数值模拟[D]. 南昌:南昌大学,2014:1.
- [3] 熊玉杰, 席军强, 翟涌, 等. 干式离合器摩擦片表面温度测量与分析[J]. 广西大学学报:自然科学版, 2016, 41(2):451-459.
- [4] 阚哲, 孟国营, 王晓蕾, 等. 基于遗传算法的炉膛温度场重建算法研究[J]. 电子测量与仪器学报, 2014(10):1149-1154.
- [5] ABDULLAH O I, SCHLATTMANN J. An investigation into the thermal behavior of the grooved dry friction clutch [J]. Journal of Tribology, 2014, 136(3): 034504-3.
- [6] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 第4版. 北京:高等教育出版社, 2006:124.
- [7] 倪陆, 张清鹏. 防爆电梯轿厢安全钳制动摩擦温升的仿真分析[J]. 国外电子测量技术, 2010, 29(11): 21-23.
- [8] 李艳, 李英浩, 高峰, 等. 基于互信息法和改进模糊聚类的温度测点优化[J]. 仪器仪表学报, 2015, 36(11):2466-2472.
- [9] 孙怀远, 宋来全, 杨丽英, 等. 热电偶温度检测系统设计与应用[J]. 电子测量技术, 2014, 37(12): 86-89.
- [10] 孔令荣, 王昊, 庄涛. 多点无线温度监测系统研究与实现[J]. 电子测量技术, 2014, 37(8):97-103.

## 作者简介

何子路,1991年出生,在读研究生,主要研究方向为离合器温度测试、仪器仪表工程。

E-mail:htztl@139.com