

碟形弹簧支承圆形瓦推力轴承 热动力润滑性能分析*

李 忠, 袁小阳, 朱 均

(西安交通大学润滑理论及轴承研究所 西安 710049)

摘要: 对碟形弹簧支承圆形瓦推力轴承在稳态运行时的热动力润滑性能进行了分析研究, 考察了弹簧弯曲刚度、载荷和转速对轴承的油膜厚度分布、压力分布、温度分布、功耗及油膜压力中心位置的影响, 并提出了温度因子概念。研究表明, 较小的弹簧弯曲刚度和载荷有利于提高轴承的热动力润滑性能。油膜温度随温度因子的增大而增大。当轴承转速在较大的范围内变化时, 温度因子基本为常量, 油膜温度也基本不变。油膜压力中心位于瓦几何中心的上游区。

关键词: 蝶形弹簧; 圆瓦; 推力轴承; 润滑性能

分类号: TH133

文章标识码: A

文章编号: 1004-0595(1999)02-0135-05

目前, 推力轴承中大都采用球面点支承的扇形可倾瓦。为克服扇形瓦本身的缺陷, 可通过改变瓦的几何形状, 如切去瓦角, 采用圆形瓦等来提高推力轴承的稳定性。此外还可以采用弹簧支承形式, 包括多弹簧及单弹簧支承形式。前者推力瓦块安装在多个性能一致的小弹簧上, 形成多点支承, 金属塑料瓦就属于这种支承形式; 后者推力瓦块安放在一个碟形弹簧上, 形成多点支承。文献[1~ 3]研究了多弹簧支承形式的推力轴承的润滑性能, 而对于单弹簧支承形式的推力轴承的润滑性能的研究则较为少见。本文研究了一种碟形弹簧支承圆形瓦推力轴承的热动力润滑性能。

1 基本方程

1.1 油膜厚度方程

根据推力轴承的圆瓦结构, 可推导出油膜厚度方程:

$$h = h_m + G_p [r \sin(\theta - \theta_0) - r_m \sin(\theta_0 - \theta_m)] \quad (1)$$

式中: h_m 是最小油膜厚度, G_p 是瓦绕摆动节线的倾斜角, r 是瓦面上任意点的半径, θ 是瓦面上任意点的周向角, θ_0 是瓦摆动节线的周向角, r_m 是最小油膜厚度处的半径, θ_m 是最小油膜厚度处的周向角。

1.2 油膜压力方程

假设润滑油不可压缩, 且为牛顿流体; 润滑油流动形态为稳态层流且无滑移; 彻体力和惯性力忽略不计; 因轻载不考虑瓦的弹形变形, 也不考虑瓦的热变形; 沿油膜厚度方向上

* 国家自然科学基金资助项目(59493700)。

1998-10-28 收到初稿, 1999-01-21 收到修改稿/通讯联系人李忠

李 忠 男, 博士生, 讲师, 主要从事机械设计、机械传动及摩擦学与润滑理论研究

恒温恒压;除粘度外流体的其它物性参数为常量,则普通形式的油膜压力方程为:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{rh^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\Omega r \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (2)$$

式中: p 是油膜压力, μ 是润滑油动力粘度, Ω 是镜板角速度

1.3 油膜能量方程

根据热力学第一定律,可推导出油膜内的二维绝热能量方程:

$$\rho c_p \left[\left(6\Omega h - \frac{h^3}{\mu r^2} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) \frac{\partial t}{\partial \theta} - \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \frac{\partial t}{\partial r} \right] = \frac{12\mu\Omega^2 r^2}{h} + \frac{h^3}{\mu} \left[\left(\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right)^2 \right]. \quad (3)$$

式中: t 是油膜中的温度, ρ 是润滑油密度, c_p 是润滑油比热

1.4 润滑油粘温方程

润滑油指数粘温方程为:

$$\mu = \mu_0 e^{-\beta(t-t_0)} \quad (4)$$

式中: μ_0 是进口温度 t_0 下的动力粘度; β 是粘温系数,与润滑油性能有关

1.5 圆瓦的力矩平衡方程

由于推力轴承处于稳定运转状态,沿推力轴承轴向方向,油膜对镜板的作用力等于轴承轴向载荷 w ,并与圆瓦对油膜的作用力和圆瓦对碟形弹簧的作用力相等.假设每块圆瓦所受的油膜力相等,圆瓦数为 Z ,则每块圆瓦或每个碟形弹簧所受的轴向作用力为 $w_1 = w/Z$.圆瓦的力矩平衡方程为:

$$\begin{aligned} M_x + M_1 + M_3 &= 0, \\ M_y + M_2 + M_4 &= 0 \end{aligned} \quad (5)$$

式中: M_x, M_y 分别为油膜作用于圆瓦上 x 轴和 y 轴的力矩; M_1, M_2 分别为弹簧弯曲作用于圆瓦上 x 轴和 y 轴的力矩; M_3, M_4 分别为弹簧压缩作用于圆瓦上 x 轴和 y 轴的力矩

2 热动力润滑性能分析

采用有限差分方法对流体动压滑动轴承进行热流体动力 (THL) 计算,可得到油膜内的压力分布、温度分布以及润滑性能

轴承几何参数为: $r_1 = 0.1625 \text{ m}$, $r_2 = 0.04 \text{ m}$, $Z = 12$; 润滑油特性参数: $\rho = 886 \text{ kg/m}^3$, $c_p = 1926 \text{ J/(kg} \cdot \text{)}^\circ\text{C}$, $\mu_0 = 4.415 \times 10^{-2} \text{ Pa} \cdot \text{s}$, $\beta = 4.27 \times 10^{-2} (\text{)}^{-1}$; 进油温度 $t_0 = 40$; 轴承工况参数: $w = 176.4 \text{ kN}$, $\Omega = 53 \text{ s}^{-1}$; 弹簧弯曲刚度: $THK = 1.0 \times 10^4$

2.1 弹簧弯曲刚度对轴承润滑性能的影响

一般圆瓦的倾斜角 α_1 和 α_2 都非常小,当弹簧弯曲刚度 THK 不大于 10^4 时,弹簧对圆瓦的力矩 M_1 和 M_2 也很小,在式(5)中可略去 M_1 及 M_2 . 计算结果表明,当 $THK > 10^4$ 时, M_1 和 M_2 在式(5)中的影响逐渐增大. 随着 THK 的增大,弹簧对圆瓦倾斜的限制逐渐加大. 由图 1(a)可知,这种限制导致油膜厚度减小;油膜最大压力略有减低,压力中心偏离圆瓦几何中心向进油口方向移动,即 θ 减小. 这是因为 THK 增大, M_x 减小, $|M_y|$ 增大,则 θ 减小,油膜厚度减小,导致油膜所受剪切速率增大,粘性耗散增大,功耗增大;润滑油流量减少,油膜温升提高,这与图 1(b)所示结果一致

2.2 载荷对轴承润滑性能的影响

图 2 表示在载荷不同而其它参数相同的条件下,油膜内平均半径处沿圆周方向上的油

膜厚度分布和温度分布 可见, 载荷增大, 油膜厚度减小, 则油膜温升加大, 功耗增大, 最大比压增大, 而油膜压力中心位置几乎不变

2.3 转速对轴承润滑性能的影响

图 3 所示为转速对油膜厚度的影响 可见, 随转速提高, 油膜厚度明显增大 这说明速度

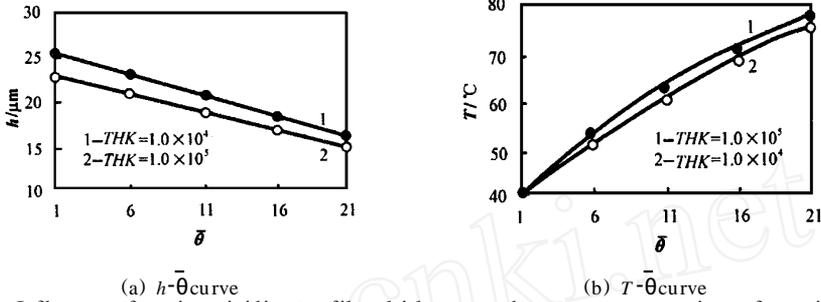


Fig 1 Influence of spring rigidity on film thickness and temperature at circumferential grid

图 1 圆周节点处弹簧刚度对油膜厚度和温度的影响

的提高有助于形成楔形流体动压 当轴承转速由 53 增加到 150 时, 油膜压力分布和温度分布基本不变 这是因为转速增大, 剪切速率增大, 粘性耗散增大, 导致油膜温升提高; 而另一

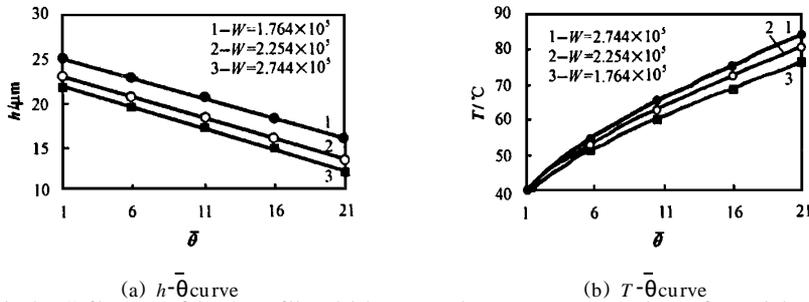


Fig 2 Influence of load on film thickness and temperature at circumferential grid

图 2 圆周节点处载荷对油膜厚度和温度的影响

方面, 油膜厚度增大, 油膜受到的剪切速率减低, 粘性耗散减少, 导致油膜温升减低; 而油膜厚度增大, 则润滑油流量增加, 也会导致油膜温升减小 因此总的来看, 转速对油膜温度影响不大 但转速增大, 轴承功耗随之增大

在理论研究中发现, 油膜温度与 Ω/h_m^2 值有关, 将其称为温度因子. 油膜温度随温度因子增大而增大 温度因子的大小取决于轴承几何参数、润滑油物性参数及载荷大小 一旦这些参数确定后, 温度因子将在较大转速范围内保持常量 (也称为速度常数), 油膜温度也保持不变 有关机理尚待进一步研究和验证 当弹簧弯曲刚度和载荷

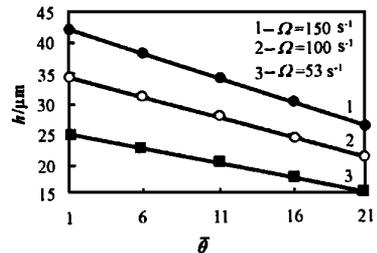


Fig 3 Influence of shaft speed on film thickness at circumferential grid

图 3 圆周节点处转速对油膜厚度的影响

增大时, 温度因子增大, 所以油膜温度也随之增大

2.4 油膜压力中心位置

由于圆瓦几何中心位于碟形弹簧轴线上, 为了使圆瓦倾斜形成承载楔形油膜, 油膜压力中心必须位于圆瓦几何中心的上游区, 即圆瓦几何中心与进油边之间的区域, 也即 $\theta < 0.5$ 的区域。根据文献[3], 对球面点支承的扇形瓦来说, 扇形瓦支点只能位于瓦几何中心下游区, 否则无法形成楔形油膜。由于油膜压力中心必须与瓦支点相重合, 所以油膜压力中心也只能位于扇形瓦几何中心的下游区。

表 1 列出了轴承性能理论计算结果与验证数据, 可见二者基本一致

表 1 理论计算数据与验证数据比较

Table 1 Comparison of theoretical data with the tested ones

Data	W = 176.4 kN		W = 225.4 kN	
	Theoretical	Tested	Theoretical	Tested
$h_m/\mu\text{m}$	15.60	16.00	13.38	14.00
$T/^\circ\text{C}$	75.87	74.00	80.10	79.00
P/kW	4.76	4.49	4.86	4.57

3 结论

a 弹簧弯曲刚度较大时, 轴承性能变差; 较小的弹簧弯曲刚度有利于圆瓦摆动, 容易形成油楔, 轴承性能有所提高。但是, 当弹簧弯曲刚度小于某一值后, 其大小变化对轴承润滑性能几乎不产生影响。

b 载荷增大, 油膜厚度减小, 而油膜温度提高, 无益于轴承性能。所以在满足使用要求的情况下, 应尽量降低载荷。

c 轴承转速变化导致油膜厚度分布变化, 但温度因子和油膜温度分布基本不变。

d 温度因子随弹簧弯曲刚度和载荷的增大而增大; 油膜压力中心位于圆瓦几何中心上游区。

参 考 文 献

- [1] Etties C.M. Some factor affecting the design of spring supported thrust bearing in hydroelectric generators[J]. A S M E Journal of Tribology, 1991, 113: 626~ 632
- [2] 王小静, 张直明, 张国贤. 影响弹簧支承形式推力轴承性能的几个因素[J]. 润滑与密封, 1998, 3: 24~ 27
- [3] Jeng M.C. A thermohydrodynamic solution of pivoted thrust pads: Part II — static loading[J]. A S M E Journal of Tribology, 1986, 108: 206~ 213
- [4] Lotfi A hmed A bdel L atif. Thermohydrodynamic analysis of thrust-bearing with circular pads running on bubbly Oil[J]. A S M E Journal of Tribology, 1985, 107: 527~ 537
- [5] 张广军, 孟惠荣, 黄平. 润滑剂边界滑移及其对弹流润滑特性的影响[J]. 摩擦学学报, 1998, (18) 3: 243~ 247
- [6] 马鸿飞. 推力轴承的润滑性能研究[D]. 西安: 西安交通大学润滑理论及轴承研究所, 1997

A Study of the Thermohydrodynamic Lubrication Performance of Thrust Bearing with Plate-Spring Supported Circular Pads

LI Zhong, YUAN Xiao-yang, ZHU Jun

(Theory of Lubrication and Bearing Institute of Xi'an Jiaotong University Xi'an 710049 China)

Abstract: The steady-state thermohydrodynamic lubrication performance of thrust bearing with plate-spring supported circular pads was studied. An analysis of influence of spring flexure rigidity, load, and angular speed on the distribution of film thickness, film pressure, film temperature, power loss, and pressure center location was carried out. It is shown that low flexure rigidity of spring and load is helpful in enhancing the lubrication performance of thrust bearing. A concept of temperature factor is presented as well. The temperature factor keeps almost unchanged in a wide range of angular speed, the corresponding change in the film temperature is negligible. Moreover, the pressure center of oil film is located at the upper range of the circular pad.

Key words: plate-spring; circular pad; thrust bearing; lubrication performance

Classifying number: TH133