

腔式平面静压推力轴承的压力跟踪供油特性

郭清平^① 朱红梅 汤修映

(中国农业大学机械工程学院)

摘要 应用润滑理论建立了腔式平面静压推力轴承的数学模型,编写了计算机程序。计算结果表明,在变载荷情况下采用压力跟踪供油方式可使轴承始终处于良好的工作状态。

关键词 静压轴承; 推力轴承; 压力跟踪; 数学模型; 油膜厚度

中图分类号 TH 133.36

Pressure-following Oil Supply Characteristics of Cave Plane Hydrostatic Thrust Bearing

Guo Qingping Zhu Hongmei Tang Xiuying

(College of Machinery Engineering, CAU)

Abstract The mathematic model of cave plane hydrostatic thrust bearing is set up by using the lubrication theory while the calculation program is developed. The result shows that under the changing load, the bearing adapting pressure-following oil-providing system has good working performance.

Key words hydrostatic bearing; thrust bearing; pressure-following; mathematic model; oil thickness

在外载荷变化较大的情况下,静压轴承的定压和定量供油方式均不能满足油膜刚度的要求。在某种产品的研制中,笔者采用压力跟踪供油方式使静压轴承的供油压力随其所受外力变化而变化,保证了静压轴承始终处于良好的工作状态。本文中以腔式平面静压推力轴承为例,分析了这种供油方式下轴承的性能特点。

1 数学模型

为弥补现有计算方法的不足,本文中应用润滑理论结合实际工作情况建立了平面静压推力轴承偏心受载时的数学模型,中心受载情况作为特例处理。

假定润滑油不可压缩,流体呈层流状态;忽略润滑油质量、粘度的变化和油膜压力沿油膜厚度的变化;忽略轴与轴承等受力零件的弹性变形和热变形。推得

雷诺方程^[1,2]

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(d^3 r \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(d^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = b \mu \omega \frac{\partial d}{\partial \theta}$$

式中: r, θ 分别为轴承极坐标系径向和周向坐标; d 为油膜厚度; p 为油膜压力; μ 为润滑油粘

收稿日期:1997-12-29

①郭清平,北京清华东路17号 中国农业大学(东校区)201信箱,100083

度; ω 为轴承推力盘角速度。

油膜厚度方程

$$d = d_c + r \cos(\theta - \theta_0) \tan \varphi \quad (1)$$

式中: d, d_c 分别为封油边区和轴承中心处的油膜厚度; φ 为轴承 2 个推力盘间的夹角。油腔内 $d = d_r, d_r$ 为油腔深度。

油膜合力方程

$$F = \iint_A p dA$$

式中: F 为油膜合力; $dA = r dr d\theta$; A 为轴承承载区面积。

油膜压力中心合力位置见图 1。

流量方程

$$q = \sum_{n=1}^8 q_n \quad (2)$$

式中: q 为轴承油腔内油液体积流量总量; q_n 为轴承第 n 腔油液流量, $q_n = q_{\theta p1} + q_{\theta p2} + q_{rp1} + q_{rp2} + q_{v1} + q_{v2}$ 。其中: $q_{\theta p1}, q_{\theta p2}$ 为油腔周向压力流量

$$q_{\theta p1} = q_{\theta p2} = \frac{1}{12\mu} \int_{r_1}^{r_2} \frac{\partial p}{\partial \theta} d^3 dr$$

q_{rp1}, q_{rp2} 为径向压力流量

$$q_{rp1} = q_{rp2} = \frac{1}{12\mu} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{\partial p}{\partial r} d^3 r d\theta$$

q_{v1}, q_{v2} 为速度流量

$$q_{v1} = q_{v2} = \pm \int_{r_1}^{r_2} \frac{rd}{2} \omega dr$$

油腔流量组成见图 2。

由流量连续性原理^[2]可知, 通过毛细管节流器进入油腔的流量等于油腔边界流出的流量, 故流量连续方程为

$$q_n = q_{nj} \quad (3)$$

式中: q_{nj} 为由毛细管节流器进入油腔内的油液流量, $q_{nj} = c_j \cdot [(p_s - p_{sn})/\mu]$, c_j 为毛细管节流器参数, p_s 和 p_{sn} 分别为供油压力和第 n 腔内供油压力。

泵功耗方程

$$P = p_s q$$

式中: P 为泵功耗, 在供油压力 p_s 下油液流出轴承过程中损失的能量。

泵功耗(量纲 1)取 $P' = P/(\delta^3 p_s^2/\mu)$, 式中 δ 为设计间隙。

流量(量纲 1)取 $q' = q/(\delta^3 p_s/\mu)$ 。

忽略热传导的绝热条件, 可推得静压轴承温升的近似计算式

$$\Delta t = [(K+1)/1.7] p_s \quad (4)$$

式中: Δt 为静压轴承温升, $^{\circ}\text{C}$; K 为功耗比, $K = P_f/P$, P_f 为轴承摩擦功耗, $P_f = M_f \omega$, M_f 为摩擦

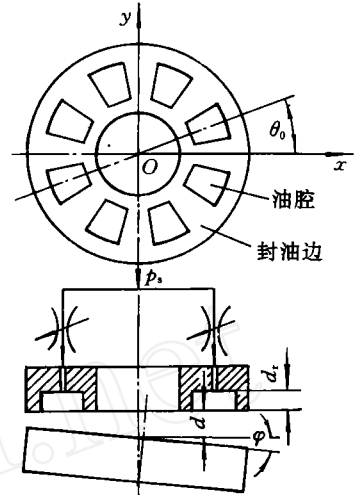


图 1 轴承工况简图

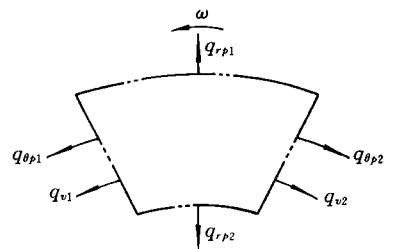


图 2 油腔流量组成

力矩^[3], $M_t = \iint_A \tau r dA = \iint_A \left(\frac{d}{\tau} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \frac{\mu \omega r^2}{d} \right) r dr d\theta$, τ 为剪切应力。

对上述数学模型量纲1化,采用差分形式对其进行离散化处理,即在轴承表面沿周向和径向划分网格,用每一网格节点处的压力近似代替网格内的压力值(网格划分越细精度越高),将压力场方程转化为线性方程组。利用数值积分法对式(1)~(4)离散化处理后得到轴承数学模型的差分形式。

在求解数学模型过程中,取轴承边界条件为:轴承边缘处压力和膜压力均为0,油腔内及边界处压力相等。

2 数学模型求解方法

2.1 轴承工作状态模拟^[4]

压力跟踪供油系统中轴承的油膜压力 p 随外载荷变化而成比例变化,油膜合力 F 的大小和作用位置由外载荷决定,也就是说轴承副的中心油膜厚度 d_c 和倾角 φ 将由外载荷的大小和作用位置决定,故采用修正 d_c 和 φ 的方法来平衡外载荷。若 F 的大小不收敛于外载荷作用位置,修正 d_c 使油膜压力 p 和第 n 腔内供油压力 p_n 改变以平衡外载荷;若 F 的作用位置不收敛于外载荷作用位置,则改变 φ 使压力分布发生变化,从而使 F 的作用位置收敛于外载荷的作用位置。最后得到描述轴承工作状态的重要参数 d_c 和 φ ,为轴承工作情况的计算机仿真提供了前提条件。

2.2 求解轴承表面压力分布和油腔压力

求解轴承性能的关键是确定轴承的压力分布,故直接求解压力场方程即可;但在确定多腔静压轴承封油面的压力分布时,必须对压力场方程和流量连续方程联立求解。

压力场方程经差分后变为一高阶线性代数方程组,但该方程组的系数矩阵是一大型“稀疏”矩阵,采用迭代法可充分利用这一特点。本文中采用超松弛迭代法,其迭代格式

$$p_{ij}^{l(k+1)} = \beta p_{ij}^{l(k+1)} + (1 - \beta) p_{ij}^{lk}$$

式中: k 为迭代次数; β 为超松弛因子, $1 < \beta < 2$; p_{ij}^{lk} 为网格节点处量纲1的油膜压力, $p_{ij}^{lk} = p_{ij} / p_s$ 。

轴承工作情况的数学模型差分化后,即可编制程序用计算机求解。

3 计算结果与分析

计算实例参数:润滑油为30号机油,主轴转速 $n = 150 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,设计间隙 $\delta = 40 \mu\text{m}$,节流器参数 $c_j = 8.09 \times 10^{-8} \text{ cm}^3$ 。轴承内外半径 $R_1 = 100 \text{ mm}$, $R_2 = 294 \text{ mm}$;油腔内外半径 $R_{c1} = 140 \text{ mm}$, $R_{c2} = 254 \text{ mm}$;油腔夹角 $\alpha = 30^\circ$,压力跟踪系数 $m = F/p_s = 0.1256 \text{ m}^2$ 。计算结果见图4~7,图中物理量的量纲均为1。

图3示出中心受载时的轴承特性。当外载荷变化时,油膜厚度基本不变,轴承始终处于液体润滑状态,量纲1的流量和泵功耗也基本不变,从而改善了毛细管节流器的工作条件。由此可见,中心受载时轴承的机械特性和功率特性均很好,缺点是轴承空载或轻载时温升较高。

图4为轴承中心受载在低压时采用恒压辅助供油的性能曲线。恒压区段外载荷较小,轴承油液流量加大,温升降低。如恒压供油压力选择较高,当外载荷较小时油腔压力比很小,油膜厚

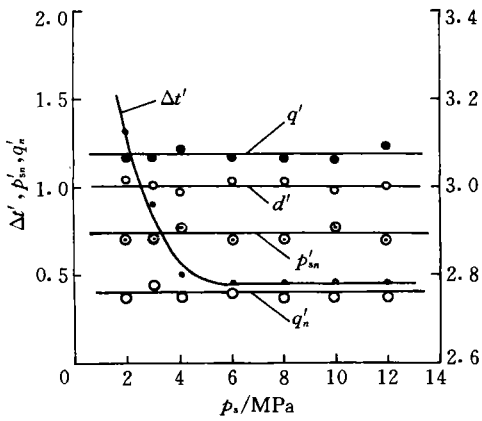


图 3 中心受载时的轴承特性

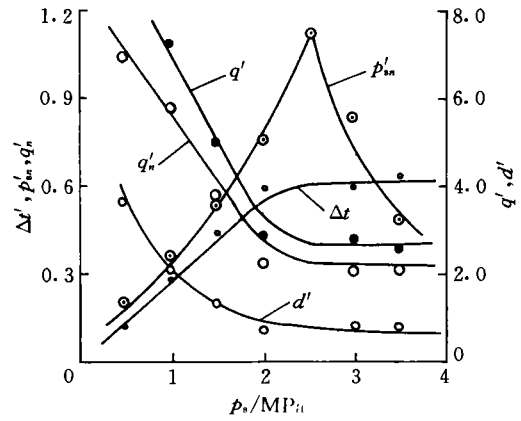


图 4 采用恒压辅助供油时的轴承特性 (p_s = 2 MPa)

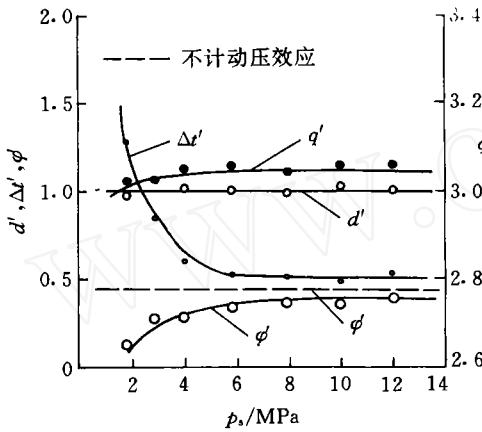


图 5 恒偏心距 (e=24) 变载时的轴承特性

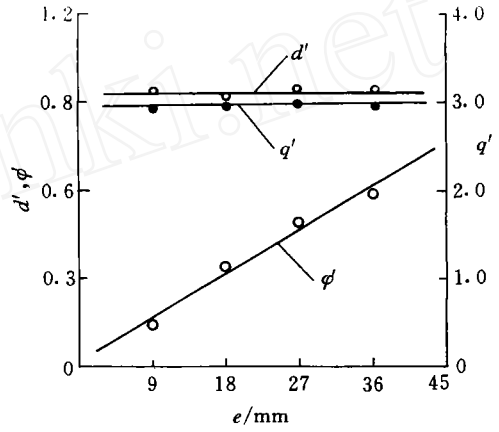


图 6 偏心距 e 对轴承性能的影响 (不计动压效应)

度过大,从而使流量和泵功耗急剧增大,能量损失严重,且节流器也很难满足流量要求。因此,恒压供油不适用于外载荷变化较大的重载场合。

由图 5 和图 6 可知,偏心受载时轴承油液流量、泵功耗、中心油膜厚度和轴承温升与轴承中心受载时的性能差别很小,不同之处是轴承 2 个推力盘产生了倾斜。如不考虑动压效应,载荷偏心距一定时,轴承倾角 φ 为一定值,动压效应使 φ 略有减小,高压重载时可忽略其影响。φ 的大小取决于偏心距 e,随 e 的增加 φ 线性加大。平面静压推力轴承采用压力跟踪供油,理论上可承受任意大的载荷,但实际因载荷的偏心距受到限制,须防止倾角过大使 2 个轴承盘边缘产生接触。

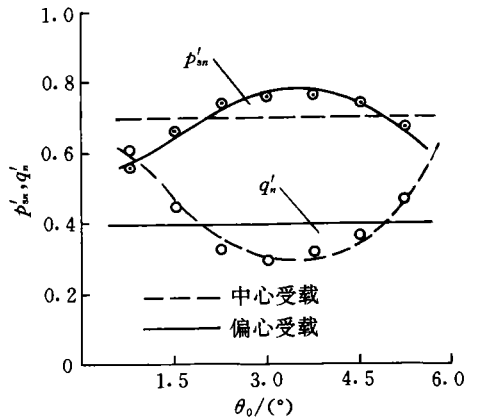


图 7 恒载时轴承油腔特性 (e = 24 mm, p_s = 10 MPa)

图7示出轴承偏心受载时的油腔性能曲线。油腔压力比和流量(量纲1)随轴承转动呈周期性变化,从而使毛细管节流器的工作条件受到不良影响,因此在应用腔式平面静压轴承时应尽量减小或避免外载荷偏心。

4 结 论

1)推导出腔式平面静压推力轴承的数学模型,编制了计算机程序,为该种轴承的计算机辅助分析和设计提供了理论依据。

2)在变载荷作用下,采用压力跟踪供油方式可使腔式平面静压推力轴承具有良好的性能。轴承中心受载时,理论上可承受任意大的负荷,实践中发现其承载能力受到轴承本身结构的制约。

3)轻载时轴承油液流量小、温升高,可采用恒压辅助供油,但此方式不适于外载变化较大的重载场合。

4)轴承偏心受载时,2个盘面产生倾斜,倾角大小随外载荷偏心距的增大而增大,导致轴承性能变差,因此在使用腔式平面静压推力轴承时,应尽量减小或避免外载荷偏心。

参 考 文 献

- 1 Prabhu T J, Ganesen N. Characteristics of multiped hydrostatic thrust bearings under rotation. *Wear*, 1984, 93:219~231
- 2 Prabhu T J, Ganesen N. Behaviour of multirecess plane hydrostatic thrust bearings under conditions of tilt and rotation. *Wear*, 1983, 92:243~251
- 3 陆其仁, 陈乃明. 圆柱体摆辗变形力矩的试验研究. 见: 裴兴华主编. 全国第2届摆辗学术会议论文集. 北京: 机械工业出版社, 1983. 156~159
- 4 刘世雄. 转动辗压工艺的初步探讨和模拟实验. *锻压技术*, 1981, 6(2): 13~18