

深腔圆锥动静压混合轴承润滑特性

李胜波^{1,2}, 敖宏瑞¹, 姜洪源¹, 陈亮¹, KORNEEV A.³

(1. 哈尔滨工业大学 机电工程学院, 150001 哈尔滨; 2. 黑龙江科技学院 机械学院, 150027 哈尔滨;
3. 俄罗斯奥廖尔国立技术大学 产品新技术及自动化系, 302020 奥廖尔 俄罗斯)

摘要: 为了更加准确探求深腔圆锥动静压轴承润滑特性, 考虑润滑油膜紊流、热效应及轴向速度等因素, 推导极坐标系下的广义雷诺方程、能量控制方程及其相关表达式, 采用有限差分法对方程进行离散, 利用帕坦卡正系数法则对离散化方程系数及常数项进行处理, 数值分析油膜的三维压力场和温度场, 试验研究静压浮起和动压润滑特性. 结果表明: 帕坦卡正系数法则可以有效地解决诸如油腔边缘存在“逆流”等因素而导致温度场不易收敛问题, 在高速大偏心率情况下, 油膜温升较高, 应考虑温度对轴承性能的影响. 流量与供油压力成正比关系, 而与转速基本无关. 随着转速增加动压效应增强, 轻载时轴承在小偏心率下工作. 深腔圆锥动静压轴承具有良好的静压浮起和动压润滑特性, 理论计算值与试验结果一致, 证明理论的正确性, 为下一步转子动力学的理论分析打下基础.

关键词: 圆锥轴承; 动静压混合; 紊流; 温度场; 轴心轨迹

中图分类号: TH117.1

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2013)01-0060-07

Lubrication characteristics of deep cavity hybrid conical bearing

LI Shengbo^{1,2}, AO Hongrui¹, JIANG Hongyuan¹, CHEN Liang¹, KORNEEV A.³

(1. School of Mechatronics Engineering, Harbin Institute of Technology, 150001 Harbin, China;
2. School of Mechanical Engineering, Heilongjiang Institute of Science and Technology, 150027 Harbin, China;
3. Dept. of New Technologies and Automation of Production, Orel State Technical University, 302020 Orel, Russia)

Abstract: To deeply study lubrication characteristics of deep cavity hybrid conical bearing, oil film generalized Reynolds' equation in polar coordinates, energy control equation and the related expressions were deduced with consideration of turbulent fluid, heat effect and axial velocity of fluid film. Finite numerical difference method was used to discretize equations and Patankar's positive coefficient law was adopted to process coefficients and constant terms of the discrete equation. Results showed that the Patankar's positive coefficient law efficiently solved reverse-flow at Oil cavity edge. Under circumstances of big eccentricity and high speed, temperature of lubricating oil film gets high and the influence of bearing performance should be taken into account. The flow is proportional to the input pressure and independent of speed. With the increasing of speed, dynamic effects are improved and the bearing eccentricity is small with light loads. Deep cavity hybrid conical bearing shows excellent performances of static pressure up and dynamic lubrication, and the theoretical analysis results are agree well with the experimental tests.

Key words: conical bearing; hybrid; turbulent fluid; temperature distribution; axle center trajectory

圆锥滑动轴承因其具有可同时承受轴向及径向载荷, 轴向间隙容易调整, 高速时摩擦功率较小

等特点, 在旋转机械中得到了广泛的应用. 国内外学者针对圆锥形式的轴承开展了相关研究. Prabhhu 等^[1]研究了多油楔圆锥推力静压轴承的一些静态特性; Kalita 等^[2-4]研究了液体静压锥形滑动轴承在层流及紊流条件下计及惯性效应的数学模型及圆锥轴承的层流特性; Kennedy 等^[5]研究了考虑润滑油变黏度情况下的液体静压轴承的特

收稿日期: 2012-01-04.

基金项目: 黑龙江省自然科学基金留学归国基金资助项目 (LC2009C05).

作者简介: 李胜波(1979—), 男, 博士, 副教授;
姜洪源(1960—), 男, 教授, 博士生导师.

通信作者: 敖宏瑞, hongrui_ao@hit.edu.cn.

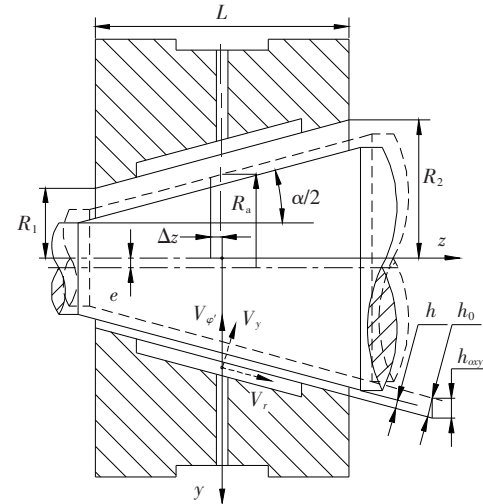
性;Jeng 等^[6]采用 2-D 和 3-D 能量方程,对圆锥滑动轴承的热效应进行了对比研究;Satish 等^[7]对具有小孔节流特性的混合轴承工作面磨损对轴承特性的影响进行了研究;夏恒青等^[8]、方晓丽等^[9]对阶梯圆锥动静压轴承的稳态及动静性能进行了研究,用有限元法分析了这种轴承的性能,指出了其性能的特点. 上述研究中对三维坐标下的雷诺方程及能量方程进行了不同程度的简化,例如只单独考虑紊流效应或者热效应,没有考虑油膜轴向流动等.

本文针对深腔圆锥动静压混合轴承,同时计及紊流和热效应,考虑轴向速度流动,推导了三维广义雷诺方程、绝热条件下的能量方程及油膜分析相关表达式,利用帕坦卡正系数法则解决了温度场不易收敛问题,数值分析了油膜的的压力场和温度场,试验研究和计算了静压浮起和动压润滑特性.

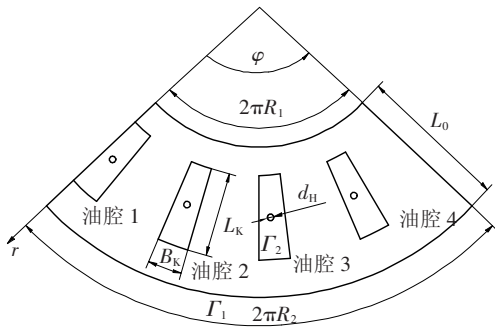
1 圆锥动静压轴承结构及理论分析

1.1 圆锥动静压轴承结构

本文以具有深腔结构、毛细节流形式的圆锥动静压混合轴承为研究对象,该轴承结构如图 1 所示.



(a) 剖视图



(b) 轴瓦展开图

图 1 圆锥动静压轴承结构

其中: L 为轴承宽度, R_1 、 R_2 分别为轴承大、小端半径, α 为圆锥角, h_0 为半径间隙, N_K 为油腔数, L_K 为油腔长度, H_K 为油腔深度, B_K 为油腔宽度, l_H 为供油孔长度, d_H 为供油孔直径, W 为轴承载荷, c_v 为润滑油比热容, ρ 为润滑油密度, t_0 为供油温度, μ_0 为 20 ℃ 下润滑油黏度. 轴承及润滑油的主要参数见表 1.

表 1 圆锥动静压轴承及润滑油主要性能参数

参数	L / mm	R_2 / mm	α / ($^{\circ}$)	h_0 / μm	N_{K}	L_{K} / mm	H_{K} / mm	B_{K} / mm
参数值	53	24	30	50	4	41	2	8
参数	l_{H} / mm	d_{H} / mm	W / N	c_{v} / ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$)	ρ / ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	t_0 / $^{\circ}\text{C}$	μ_0 / ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)	
参数值	5	1	70	1 949	815	20	0.013	

1.2 润滑分析基本方程及表达式

图 2 为圆锥动静压轴承及轴颈几何关系,图 3 为深腔流量示意图.

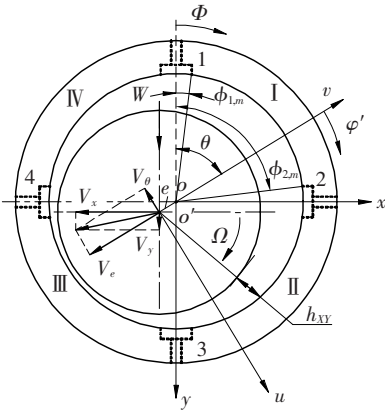


图 2 圆锥动静压轴承及轴颈几何关系

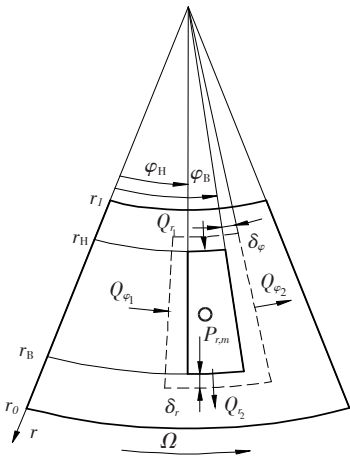


图 3 深腔流量示意图

同时考虑热效应和紊流润滑因素,理论推导

了圆锥轴承液体润滑基本方程及相关表达式,其中包括广义雷诺方程及压力边界条件、封油面膜厚表达式、能量控制方程、流量平衡方程、油膜反力表达式及其无量纲形式;试验得到了黏温特性表达式。

1.2.1 广义雷诺方程

如图 1 所示,将轴瓦圆锥面沿其母线剪开,并展于一平面上所得的是一个扇面,根据文献[10]和[11],推导极坐标系下的广义雷诺方程的形式为

$$\frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{r h^3}{\mu K_r} \frac{\partial p}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{h^3}{\mu K_\varphi} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right] = 6 V_r \frac{h}{r} + 6 V_\varphi \frac{\partial h}{\partial \varphi} + 12 V_y. \quad (1)$$

式中: $V_r = (V_e \cos \varphi' + V_\theta \sin \varphi') \sin(\alpha/2) + V_z \cos(\alpha/2)$, $V_\varphi = \Omega r \sin(\alpha/2)$, Ω 为轴颈转速; $V_y = (V_e \cos \varphi' + V_\theta \sin \varphi') \cos(\alpha/2) - V_z \sin(\alpha/2)$, V_e 、 V_θ 和 V_z 分别为沿偏心方向、圆周方向及轴向的速度, φ' 为动坐标系 $u o' v$ 位置角; K_r 和 K_φ 为紊流系数, $K_r = 1 + 0.0247 (k^* Re)^{0.65}$, $K_\varphi = 1 + 0.044 (k^* Re)^{0.725}$ (其中 k^* 为经验 Karman 系数^[10], $k^* = 0.125 Re^{0.07}$, Re 为轴承雷诺数, $Re = \Omega R_a h_0 \rho / \mu$, ρ 为润滑油密度, R_a 为轴颈平均半径. 临界雷诺数 $Re_c = 1000$).

油膜压力采用 Reynolds 边界条件.

轴承润滑区域边界: $p \Big|_{r_1} = 0, p \Big|_{r_2} = p_{r,m}$,

Γ_1 和 Γ_2 为边界, $p_{r,m}$ 为第 m 腔腔压 ($m = 1, 2, 3, 4$) 见图 1(b).

油膜破裂边: $p(r, \varphi_x) = 0, \partial p / \partial \varphi_x = 0$ (式中 p 为表压力, φ_x 为油膜破裂边极角).

1.2.2 封油面膜厚表达式

由图 1 及图 2, 封油面膜厚表达式为

$$h = h_0 (1 + \varepsilon \cos \varphi') + \Delta z \sin(\alpha/2). \quad (2)$$

式中: ε 为偏心率, $\varepsilon = e/h_{oxy}$; h_{oxy} 为 XOY 平面间隙, 如图 1(a) 所示. Δz 为轴向偏移量.

1.2.3 能量控制方程

假设整个轴承为一个绝热系统, 即轴承中产生的热量全部被润滑油带走, 该轴承能量控制方程为

$$\rho c_v \left[\left(\frac{V_\varphi h}{2} - \frac{h^3}{12 \mu K_\varphi} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) r \frac{\partial t}{\partial \varphi} - \frac{h^3}{12 \mu K_r} \frac{\partial p}{\partial r} \frac{\partial t}{\partial r} \right] = \frac{K_\varphi \mu}{2h} V_\varphi^2 + \frac{h^5}{60 \mu r^2} \left[\frac{1}{3 K_r} \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right)^2 + \frac{1}{4 K_\varphi} \left(\frac{\partial p}{\partial \varphi} \right)^2 \right]. \quad (3)$$

式中: c_v 为润滑油比热容.

1.2.4 润滑油黏温特性关系式

利用美国博勒菲 (Brookfield) 公司 R/S plus

PHEOMETER 黏度计对 N7 润滑油进行了实际测量, 得到了润滑油黏温特性曲线, 如图 4 所示.

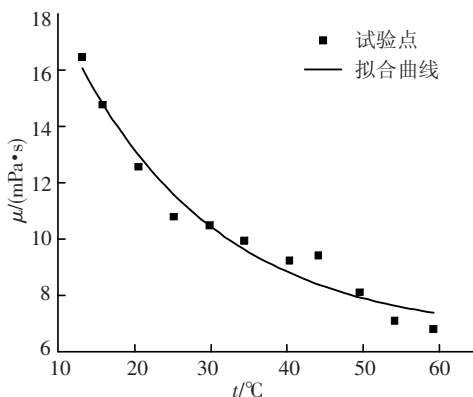


图 4 N7 润滑油黏温特性曲线

黏温特性拟合关系式为

$$\mu = 0.01908 e^{-\frac{t}{18.81448}} + 0.00656. \quad (4)$$

式中: t 为温度, $^{\circ}\text{C}$.

1.2.5 流量平衡方程

如图 3 所示, 针对第 m 油腔, 取流量控制空间 (图 3 中虚线), 则流量平衡方程为

$$Q_{H,m} = Q_{\varphi_2} + Q_{r_1} - Q_{\varphi_1} - Q_{r_2}, \quad (5)$$

其中第 m 油腔供油孔流量

$$Q_{H,m} = c_f \frac{\pi d_H^4 (p_s - p_{r,m})}{128 \mu l_H}.$$

式中: p_s 为供油压力; c_f 为流量系数, 本文取 $c_f = 0.54$; $p_{r,m}$ 为第 m 腔腔压; d_H 为供油孔直径; l_H 为供油孔长度.

$$Q_{r_1} = \int_{\varphi_H - \delta\varphi}^{\varphi_B + \delta\varphi} \left(\frac{V_r h}{2} - \frac{h^3}{12 K_\mu \mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) \Big|_{r=r_H - \delta r} r d\varphi,$$

$$Q_{r_2} = \int_{\varphi_H - \delta\varphi}^{\varphi_B + \delta\varphi} \left(\frac{V_r h}{2} - \frac{h^3}{12 K_\mu \mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) \Big|_{r=r_B + \delta r} r d\varphi,$$

$$Q_{\varphi_1} = \int_{r_H - \delta r}^{r_B + \delta r} \left(\frac{V_\varphi h}{2} - \frac{h^3}{12 K_\varphi \mu} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) \Big|_{\varphi=\varphi_H - \delta\varphi} dr,$$

$$Q_{\varphi_2} = \int_{r_H - \delta r}^{r_B + \delta r} \left(\frac{V_\varphi h}{2} - \frac{h^3}{12 K_\varphi \mu} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) \Big|_{\varphi=\varphi_B + \delta\varphi} dr.$$

1.2.6 油膜反力 (承载量)

动静压混合轴承的承载能力为封油面上的承载能力与油腔的承载能力之和, 根据封油面的压力场及油腔的腔压, 就可以求出轴承的承载能力.

油膜的总反力为

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2}. \quad (6)$$

式中: F_x 、 F_y 及 F_z 分别为沿 X 、 Y 及 Z 方向的油膜反力, $F_x = W_v \sin \theta + W_u \cos \theta$, $F_y = W_v \cos \theta - W_u \sin \theta$, $F_z = W_z$, 其中 W_u 、 W_v 和 W_z 分别为沿 u 、 v

和 z 轴的油膜承载量, 其表达式分别为

$$W_u = \sum_{m=1}^{N_K} - \int_{\frac{R_1}{\sin(\alpha/2)}}^{\frac{R_2}{\sin(\alpha/2)}} \int_{\phi_{1,m}\sin(\alpha/2)}^{\phi_{2,m}\sin(\alpha/2)} p \sin(\Phi - \theta) \cos(\alpha/2) r d\varphi dr + \sum_{m=1}^{N_K} p_{r,m} A_{u,m},$$

$$W_v = \sum_{m=1}^{N_K} - \int_{\frac{R_1}{\sin(\alpha/2)}}^{\frac{R_2}{\sin(\alpha/2)}} \int_{\phi_{1,m}\sin(\alpha/2)}^{\phi_{2,m}\sin(\alpha/2)} p \cos(\Phi - \theta) \cos(\alpha/2) r d\varphi dr + \sum_{m=1}^{N_K} p_{r,m} A_{v,m},$$

$$W_z = \sum_{m=1}^{N_K} \int_{\frac{R_1}{\sin(\alpha/2)}}^{\frac{R_2}{\sin(\alpha/2)}} \int_{\phi_{1,m}\sin(\alpha/2)}^{\phi_{2,m}\sin(\alpha/2)} p \sin(\alpha/2) r d\varphi dr + \sum_{m=1}^{N_K} p_{r,m} A_{z,m}.$$

式中: N_K 为油腔数; $\phi_{1,m}$ 、 $\phi_{2,m}$ 分别为第 m 个封油面 (I ~ IV) 在 xoy 坐标系中的起始角与结束角 (如图 2 所示); $A_{u,m}$ 、 $A_{v,m}$ 、 $A_{z,m}$ 分别为第 m 个油腔沿 u 、 v 和 z 轴的投影面积。

1.3 计算方程

作如下定义: $\bar{r} = r/r_0$, $\bar{\delta}_r = \delta_r/r_0$, $\bar{A} = A/r_0^2$, $\bar{W} = W/(p_s r_0^2)$, $\bar{F} = F/(p_s r_0^2)$, $\bar{h} = h/h_0$, $\bar{p} = p/p_s$, $\bar{\mu} = \mu/\mu_0$, $\bar{Q} = Q/[p_s h_0^3/(12\mu_0)]$, $\bar{t} = t/t_0$, $\bar{z} = z/h_0$, $\tau = \Omega t$, $\bar{V}_r = V_r/V_0$, $\bar{V}_\varphi = V_\varphi/V_{\varphi_0}$, $\bar{V}_y = V_y/V_{y_0}$, $B_{\text{num}} = \mu_0 \Omega_0 r_0^2/(p_s h_0^2)$, 其中, $r_0 = R_2/\sin(\alpha/2)$, $V_0 = \Omega r_0$, $V_{\varphi_0} = \Omega r_0$, $V_{y_0} = \Omega h_0$. 将这些量引入式 (1) ~ 式 (6), 得到如下方程。

1) 量纲一的广义雷诺方程

$$\frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \bar{r}^2} + A \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} + B \frac{\partial^2 \bar{p}}{\bar{r}^2 \partial \varphi^2} + C \frac{\partial \bar{p}}{\bar{r} \partial \varphi} = E + F.$$

式中: $A = \frac{1}{\bar{r}} + \frac{3}{\bar{h}} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{r}} - \frac{1}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{\mu}}{\partial \bar{r}} - \frac{1}{K_r} \frac{\partial K_r}{\partial \bar{r}}$, $B = \frac{K_r}{K_\varphi}$,

$$C = B \left(\frac{3}{\bar{h}} \frac{\partial \bar{h}}{\bar{r} \partial \varphi} - \frac{1}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{\mu}}{\bar{r} \partial \varphi} - \frac{1}{K_\varphi} \frac{\partial K_\varphi}{\bar{r} \partial \varphi} \right),$$

$$E = 6B_{\text{num}} \frac{\bar{\mu} K_r}{\bar{h}^3} \left(\bar{V}_r \frac{\bar{h}}{\bar{r}} + \bar{V}_\varphi \frac{\partial \bar{h}}{\bar{r} \partial \varphi} \right),$$

$$F = 12B_{\text{num}} \bar{\mu} K_r \frac{\bar{V}_y}{\bar{h}^3},$$

$$\bar{V}_r = (\bar{V}_e \cos \varphi' + \bar{V}_\theta \sin \varphi') \sin(\alpha/2) + \bar{V}_z \cos(\alpha/2),$$

$$\bar{V}_\varphi = r \sin(\alpha/2), \bar{V}_y = (\bar{V}_e \cos \varphi' + \bar{V}_\theta \sin \varphi') \cos(\alpha/2) - \bar{V}_z \sin(\alpha/2).$$

2) 量纲一的封油面膜厚表达式

$$\bar{h} = 1 + \varepsilon \cos \varphi' + \bar{z} \sin(\alpha/2).$$

3) 量纲一的能量控制方程

$$\frac{\rho C_v h_0 t_0}{r_0} \left(V_{\varphi_0} \frac{\bar{V}_\varphi \bar{h}}{2} - \frac{\rho_0 h_0^2}{12\mu_0 r_0} \frac{\bar{h}^3}{K_\varphi \bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\bar{r} \partial \varphi} \right) \frac{\partial \bar{t}}{\partial \varphi} -$$

$$\frac{\rho C_v p_0 h_0^3 t_0}{12\mu_0 r_0^2} \left(\frac{\bar{h}^3}{K_\varphi \bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right) \frac{\partial \bar{t}}{\partial \bar{r}} = \frac{K_\varphi \mu_0 V_{\varphi_0}^2}{2h_0} \frac{\bar{\mu}}{\bar{h}} \bar{V}_\varphi^2 + \frac{p_0^2 h_0^5}{60\mu_0 r_0^4} \frac{\bar{h}^5}{\bar{\mu}^2} \left[\frac{1}{3K_r} \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right)^2 + \frac{1}{4K_\varphi} \left(\frac{\partial \bar{p}}{\bar{r} \partial \varphi} \right)^2 \right].$$

4) 量纲一的黏温特性关系式

$$\bar{\mu} = \frac{0.01908e^{-\frac{i t_0}{18.81448}} + 0.00656}{\mu_0}.$$

5) 量纲一的流量平衡方程

$$\bar{Q}_{H,m} = \bar{Q}_{\varphi_2} + \bar{Q}_{r_1} - \bar{Q}_{\varphi_1} - \bar{Q}_{r_2}.$$

式中:

$$\bar{Q}_{H,m} = c_f \frac{3\pi d_H^4 (1 - \bar{p}_{r,m})}{32\bar{\mu} h_0^3 l_H},$$

$$\bar{Q}_{r_1} = \int_{\varphi_H - \delta\varphi}^{\varphi_B + \delta\varphi} \left(6B_{\text{num}} \bar{V}_r \bar{h} - \frac{\bar{h}^3}{K_\varphi \bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right) \bigg|_{\bar{r} = \bar{r}_H - \delta\bar{r}} \bar{r} d\varphi,$$

$$\bar{Q}_{r_2} = \int_{\varphi_H - \delta\varphi}^{\varphi_B + \delta\varphi} \left(6B_{\text{num}} \bar{V}_r \bar{h} - \frac{\bar{h}^3}{K_\varphi \bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right) \bigg|_{\bar{r} = \bar{r}_B + \delta\bar{r}} \bar{r} d\varphi,$$

$$\bar{Q}_{\varphi_1} = \int_{\bar{r}_H - \delta\bar{r}}^{\bar{r}_B + \delta\bar{r}} \left(6B_{\text{num}} \bar{V}_\varphi \bar{h} - \frac{\bar{h}^3}{K_\varphi \bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{r \partial \varphi} \right) \bigg|_{\varphi = \varphi_H - \delta\varphi} d\bar{r},$$

$$\bar{Q}_{\varphi_2} = \int_{\bar{r}_H - \delta\bar{r}}^{\bar{r}_B + \delta\bar{r}} \left(6B_{\text{num}} \bar{V}_\varphi \bar{h} - \frac{\bar{h}^3}{K_\varphi \bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{r \partial \varphi} \right) \bigg|_{\varphi = \varphi_B + \delta\varphi} d\bar{r}.$$

6) 量纲一的油膜反力

$$\bar{F} = \sqrt{\bar{F}_x^2 + \bar{F}_y^2 + \bar{F}_z^2}.$$

式中: $\bar{F}_x$ 、 $\bar{F}_y$ 及 $\bar{F}_z$ 分别为沿 x 、 y 及 z 方向的无量纲油膜反力, $\bar{F}_x = \bar{W}_v \sin \theta + \bar{W}_u \cos \theta$, $\bar{F}_y = \bar{W}_v \cos \theta - \bar{W}_u \sin \theta$, $\bar{F}_z = \bar{W}_z$, 其中 $\bar{W}_u$ 、 $\bar{W}_v$ 和 $\bar{W}_z$ 分别为沿 u 、 v 和 z 轴的油膜承载量, 其表达式分别为

$$\bar{W}_u = \sum_{m=1}^{N_K} - \int_{\frac{R_1}{R_2}}^1 \int_{\phi_{1,m}\sin(\frac{\alpha}{2})}^{\phi_{2,m}\sin(\frac{\alpha}{2})} \bar{p} \sin(\Phi - \theta) \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \bar{r} d\varphi d\bar{r} + \sum_{m=1}^{N_K} \bar{p}_{r,m} \bar{A}_{u,m},$$

$$\bar{W}_v = \sum_{m=1}^{N_K} - \int_{\frac{R_1}{R_2}}^1 \int_{\phi_{1,m}\sin(\frac{\alpha}{2})}^{\phi_{2,m}\sin(\frac{\alpha}{2})} \bar{p} \cos(\Phi - \theta) \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \bar{r} d\varphi d\bar{r} + \sum_{m=1}^{N_K} \bar{p}_{r,m} \bar{A}_{v,m},$$

$$\bar{W}_z = \sum_{m=1}^{N_K} \int_{\frac{R_1}{R_2}}^1 \int_{\phi_{1,m}\sin(\frac{\alpha}{2})}^{\phi_{2,m}\sin(\frac{\alpha}{2})} \bar{p} \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \bar{r} d\varphi d\bar{r} + \sum_{m=1}^{N_K} \bar{p}_{r,m} \bar{A}_{z,m}.$$

2 压力场及温度场计算与分析

2.1 压力场计算

压力场计算步骤如下:

1) 采用有限差分法进行求解, 对雷诺方程、能量平衡方程进行离散。

2) 对圆锥轴承扇形展开面划分压力场和温

度场求解域,即在封油面上求解雷诺方程和能量控制方程.用超松弛迭代法,联立求解油腔流量平衡方程和雷诺方程,压力绝对迭代精度0.000 1,求解油膜压力后,计算偏位角,并对偏位角也采用超松弛迭代,偏位角绝对迭代精度为0.000 1,经过压力及偏位角迭代后,方程组得解,求出压力分布及轴心的静平衡位置.

3) 计算油膜承载力.

2.2 温度场计算

温度场是与压力场联合求解的,针对温度场计算步骤如下.

1) 能量控制方程是个不稳定方程,另外动静压混合轴承中存在局部“逆流”及油腔存在倒流现象,会导致油膜温度场的计算迭代发散.本文利用帕坦卡正系数法则^[12]对离散化方程系数及常数项进行处理,使各项系数都为正值.求解实践说明,油腔边缘即使存在“逆流”,方程也能很快收敛.

2) 油腔温度的确定主要考虑两种情况:一是某油腔存在倒流情况,这时油腔内部的油源于其他油腔,该油腔内的温度为从各封油边流进的油的平均温度;二是某油腔不存在倒流情况,此时,通过节流器流入油腔的油与油腔某些部位流入的油混合后再流出油腔,根据油腔能量平衡方程即可求出此时油腔油温.

3) 为了使求解离散化能量方程的初值问题转化为相当的边值问题,假设沿边界法线方向温度满足抛物线规律,利用外推公式^[12]与离散化能量方程构成了一个封闭的边值问题,从而采用低松弛迭代法求解温度场,迭代相对收敛精度0.001.

4) 联立求解雷诺方程、能量方程和黏温方程,进行整体迭代,首先计算某温度下的压力场并求出油膜反力,若第 $k-1$ 次和第 k 次的反力 $\bar{F}^{(k-1)}$ 和 $\bar{F}^{(k)}$ 相对误差小于给定值,此时认为温度对压力场的影响已经很小.否则,解能量方程和黏温方程后修正压力场,即转到2.1节第2)步进行求解,这样进行新的循环,直到反力 $\bar{F}$ 满足精度要求为止.

2.3 油膜压力场及温度场分析

根据上述理论分析,用MathCAD编制了动静压混合轴承计算程序.计算得出了油膜压力场和温度场.将极坐标转换成笛卡尔坐标,转换关系为

$$\begin{cases} \bar{x} = \bar{r} \cos \varphi, \\ \bar{y} = \bar{r} \sin \varphi. \end{cases}$$

图5为供油压力 p_s 为0.26 MPa、轴颈零转速

时的油膜压力分布.由于转子总质量为14 kg,该转子的支承形式为单侧滚动轴承支承(固定端)和另外一侧为本文研究对象深腔圆锥动静压轴承支承,圆盘居于转子中央,因此转子自重载荷分担到每一侧约为70 N,对所得封油面油膜压力场进行积分及油腔压力计算,得油膜反力 F_y 已超过70 N,说明此时轴颈已浮起,反映出该轴承具有良好的静压特性.

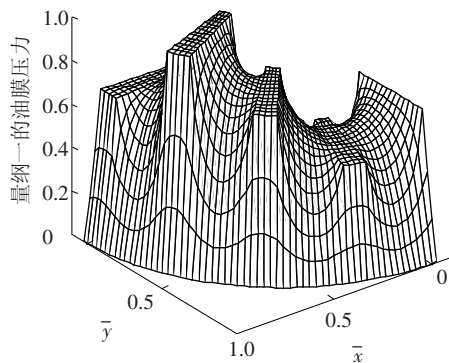


图5 $p_s=0.26$ MPa,转速为零时的油膜压力分布

图6和图7分别为轴颈转速10 000 r/min,油膜间隙 h_0 为50 μm ,供油压力为0.26 MPa,偏心率 ε 为0.7时的油膜压力分布和油膜温度分布.从图6可以看出,在第四油腔边缘及第四油腔与第一油腔封油面处,存在压力为零区域,说明此处油膜破裂.从图7及计算可知,油膜最高温度区处于最小油膜间隙之后、第三和第四油腔之间、圆锥轴承大端处,这是由于轴承大端轴颈线速度较大,因此摩擦功耗大于小端,而温升较高;此后油膜温度急剧降低,这是由于此时热油与第四油腔冷油混合后,温度急剧降低,在轴承小端处第一和第二油腔之间,第二和第三油腔之间存在封油面温度低于油腔温度区域,由计算过程分析表明封油面II(第二油腔下游)和封油面III(第三油腔下游)处存在“逆流”,即该处热油回流,进而抬高了油腔的整体平均温度.

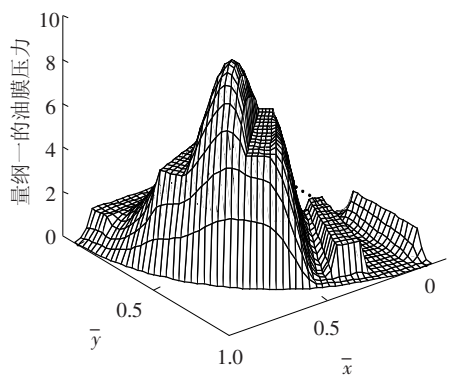


图6 转速为10 000 r/min, $\varepsilon=0.7$ 时油膜压力分布

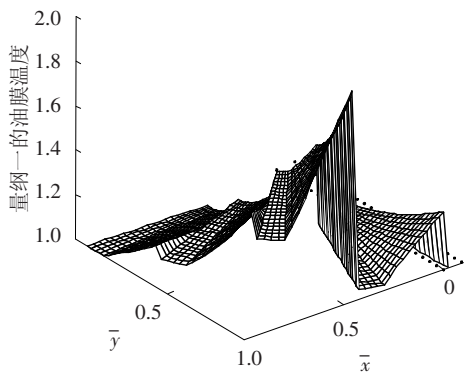
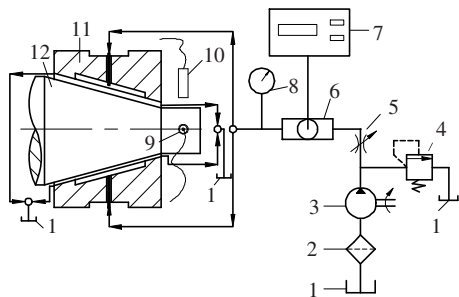


图 7 转速为 10 000 r/min, $\varepsilon=0.7$ 时油膜温度分布

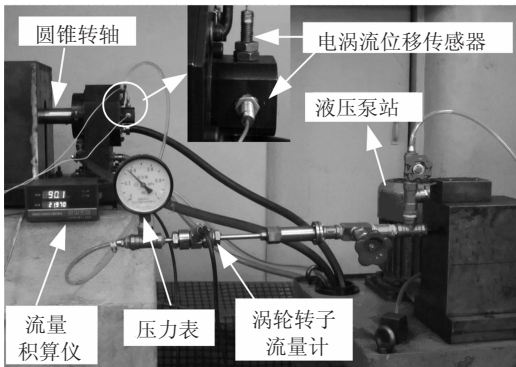
3 试验研究

图 8 为圆锥动静压轴承试验台系统原理图及其实物照片. 利用该试验台进行了圆锥轴承流量、轴颈浮起情况和轴心轨迹试验研究. 安装后, 实测端面轴承间隙 h_{0xy} 为 137 μm , 则间隙 $h_0 = h_{0xy}/\cos(\alpha/2)$ 为 142 μm . 实验中, 使用 LW-6 型涡轮转子流量计进行了供油流量的测量; 在圆锥转轴轴颈端沿着轴颈径向安装了两个呈垂直角度布置的电涡流位移传感器 (见图 8(b)), 对轴颈浮起情况及轴心轨迹进行了测量.



1—油箱; 2—过滤器; 3—液压泵; 4—溢流阀; 5—节流阀; 6—涡轮转子流量计; 7—流量积算仪; 8—压力表; 9, 10—X, Y 方向电涡流位移传感器; 11—轴瓦; 12—圆锥轴颈

(a) 原理图



(b) 试验台照片

图 8 动静压混合轴承高速转子试验台

图 9 为轴颈转速为零的情况下, 在不同供油压力下, 供油流量的理论值与试验结果的对比曲线. 可以看出, 流量随着供油压力增大而增大, 理论与试验结果吻合得很好. 图 10 为轴颈转速为零的情

况下, 在不同供油压力下, 轴颈浮起量的理论值与试验结果的对比曲线. 轴颈浮起量理论分析结果与试验结果变化趋势一致, 随着供油压力增大, 浮起量增大, 当供油压力为 0.24 MPa 时, 轴颈浮起, 说明了深腔圆锥动静压轴承具有良好的静压特性. 与实验结果相比, 轴颈浮起量的计算值偏大, 其原因可以归结为, 轴颈在浮起过程中, 受到来自固定端 (深沟球轴承支承) 的弯矩作用, 在理论分析中并未考虑此弯矩的影响, 因此计算值偏大.

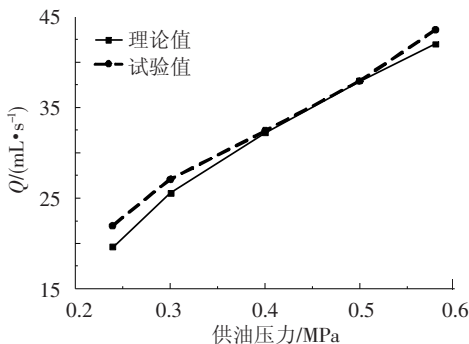


图 9 流量随供油压力变化曲线

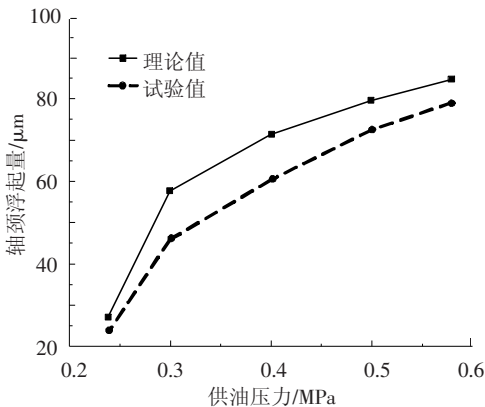


图 10 轴颈浮起量随供油压力变化曲线

图 11 为轴颈从零转速升到 6 300 r/min, 供油流量理论与试验值. 从图中可以看出, 试验结果与理论值一致, 流量不随转速的变化而变化. 当供油压力为 0.2 MPa 时, 试验值与理论计算值相比, 偏大约 5%; 当供油压力为 0.26 MPa 时, 理论与试验基本吻合.

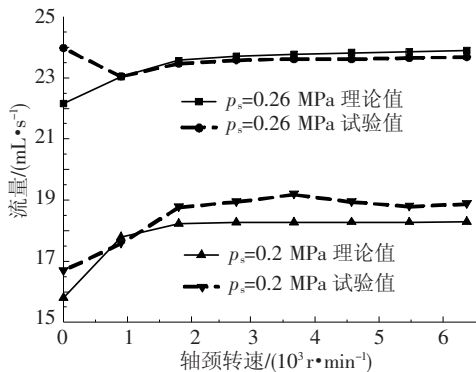
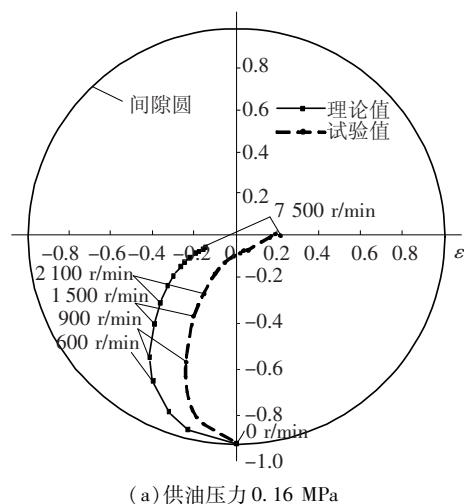
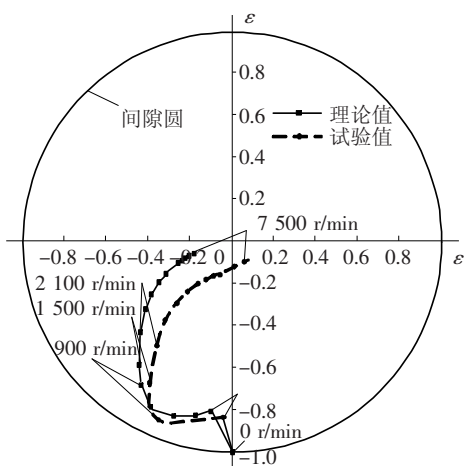


图 11 流量随轴颈转速变化曲线

图12为固定载荷时,供油压力分别为0.16和0.26 MPa的情况下,轴颈静平衡位置轴心轨迹.试验时,转子从900 r/min断续提高到7 500 r/min,级差为600 r/min.从图中可以看出,在供油压力为0.16 MPa时,轴颈并未浮起;当轴转动后,产生动压效应,轴颈浮起偏向左侧;当供油压力为0.26 MPa时,轴颈已浮起.随着转速的增加,轴颈静平衡位置偏心率越小,表明动压效应增强,推动轴颈位置变化.轴心轨迹理论值与试验值变化趋势一致,但是存在一定误差,产生误差原因除了在理论计算中未考虑固定端弯矩影响外,在圆锥动静压混合轴承加工和安装过程中,轴承油腔中线与纵轴存在一个 6° 左右的偏差;传感器测量误差也是产生误差的原因之一.



(a) 供油压力 0.16 MPa



(b) 供油压力 0.26 MPa

图12 轴心轨迹

4 结 论

1) 数值求解系统控制方程时,采用帕坦卡正系数法则,可以有效地解决诸如油腔边缘存在“逆流”等因素而导致温度场不易收敛问题,从而得到了油膜压力分布及温度分布,理论分析表明,

在高速大偏心率情况下,油膜温升较高,应考虑温度对轴承性能的影响.

2) 理论和试验分析表明,深腔圆锥动静压轴承具有良好的静压浮起特性,能够保证轴颈在启动及停车时润滑充分,从而有效避免该过程产生干摩擦;流量与供油压力成正比关系,而与转速基本无关.随着转速增加动压效应增强,轻载时轴承在小偏心率下工作.

3) 理论分析和试验结果较吻合,证明理论分析的正确性.

参考文献

- [1] PRABHU T J, GANESAN N. Analysis of multirecess conical hydrostatic thrust bearings under rotation [J]. Wear, 1983, 89 (1): 29-40.
- [2] KHALIL M F, KAZZAB S Z, ISMAIL A S. Effect of inertia forces on the performance of externally pressurized conical thrust bearings under turbulent flow conditions [J]. Wear, 1993, 166 (2): 155-161.
- [3] KALITA W, RODKIEWICZ C M, KENNEDY J S. On the laminar flow characteristics of conical bearings. Part 1: analytical approach [J]. Journal of Tribology, Transactions of the ASME, 1986, 108 (1): 53-58.
- [4] SINHA P, RODKIEWICZ C M. Convection and dissipation effects in oil lubricated conical bearings with variable viscosity [J]. Journal of Tribology, Transactions of the ASME, 1991, 113 (2): 339-342.
- [5] KENNEDY J S, SINHA P, RODKIEWICZ C M. Thermal effects in externally pressurized conical bearings with variable viscosity [J]. Journal of Tribology, Transactions of the ASME, 1988, 110 (2): 201-211.
- [6] JENG M C, YANG Y K. Comparison of thermal effects on the conical-cylindrical bearing with 2-d and 3-d energy equations [J]. Tribology Transactions, 2002, 45 (1): 68-85.
- [7] SATISH C S, PHALLE V M, JAIN S C. Influence of wear on the performance of a multirecess conical hybrid journal bearing compensated with orifice restrictor [J]. Tribology International, 2011, 44: 1754-1764.
- [8] 夏恒青,方晓丽. 圆锥动静压轴承的稳态性能研究 [J]. 郑州工学院学报, 1988, 9 (4): 89-97.
- [9] 方晓丽,何新华. 圆锥动静压轴承动静特性分析 [J]. 长沙交通学院学报, 1997, 13 (3): 17-24.
- [10] KORNEEV A, SAVIN L A, SOLOMIN O V. Conical Bearings of Liquid friction [M]. Orel: Mashinostroenie - 1, 2008: 40-54 (in Russian).
- [11] 许尚贤. 液体静压和动静压滑动轴承设计 [M]. 南京:东南大学出版社, 1989: 119-120.
- [12] 帕坦卡. S V. 传热与流体流动的数值计算 [M]. 张政译. 北京:科学出版社, 1984: 40-43.

(编辑 杨 波)