

文章编号:1000-8055(2013)08-1876-09

油润滑弹性支撑多叶箔片轴承静态特性

胡丽国, 张广辉, 解 亮, 刘占生, 闫佳佳, 徐方程

(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 以提高箔片轴承承载力为目的, 提出了一种带有弹性支撑结构的多叶箔片轴承. 基于柔度矩阵理论计算了箔片变形量, 并与有限元分析软件的仿真结果进行了对比, 以验证其准确性; 建立了油膜厚度与箔片变形量关系的表达式, 仿真研究了该箔片轴承的静态特性, 并与无支撑结构的多叶箔片轴承进行对比分析; 建立了油润滑箔片轴承静态特性实验台, 实验测量油润滑弹性支撑多叶箔片轴承的承载力. 结果表明: 弹性支撑多叶箔片轴承的承载力大于没有支撑结构的轴承, 在 30 000 r/min 时承载力提高达 109%; 轴承转速越高, 承载力增加越明显. 实验得到的承载力与理论计算值相差 2.7%, 吻合较好.

关 键 词: 多叶箔片轴承; 弹性支撑; 静态特性; 承载力; 油润滑

中图分类号: V21; TH133.37

文献标志码: A

Static characteristics of oil-lubricated multi-leaf foil bearing with compliant support

HU Li-guo, ZHANG Guang-hui, XIE Liang, LIU Zhan-sheng,
YAN Jia-jia, XU Fang-cheng

(School of Power and Energy, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: Multi-leaf foil bearing with compliant support was proposed in order to increase the bearing load capacity. Based on the flexibility matrix theory, the foil deformation was calculated theoretically, and compared with the finite element analysis results to verify the accuracy of the proposed method. The relationship between the oil film thickness and foil deformation was established. The static characteristics of the oil-lubricated foil bearing were studied numerically and compared with those of multi-leaf foil bearing without compliant support. The static characteristic test rig for oil-lubricated foil bearing was constructed, and then the load capacity of the foil bearing was obtained experimentally. The results indicate that the load capacity of multi-leaf foil bearing with compliant support is bigger than that without compliant support. When the rotating speed is 30 000 r/min, the load capacity of the bearing increases to 109% compared with the bearing without compliant support. As the rotating speed increases, the tendency for the increment is more obvious. The experimental load capacity agrees well with the theoretical value, and the difference between the results (measured and theoretical results) is 2.7%.

Key words: multi-leaf foil bearing; compliant support; static characteristics; load capacity; oil-lubricated

收稿日期: 2012-07-28

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130802.1224.201308.1876_027.html

基金项目: 国家自然科学基金(51106035); 航空科学基金(20110377005); 博士后科学基金(2012M510088)

作者简介: 胡丽国(1969—), 男, 河北石家庄人, 博士生, 主要从事箔片轴承、超高速旋转机械方面研究.

发展国防工业、微电子工业等尖端技术需要精密和超精密的仪器设备,这些精密仪器设备要求高速、高承载能力的轴承来支撑。箔片轴承具有良好的弹性特征,其承载结构会根据转速、载荷的变化做出相应的调整,体现较强的适应性与抗冲击能力。与传统滚动轴承和圆周滑动轴承相比,箔片轴承的显著特点是采用了柔性表面及弹性支撑结构取代刚性表面,同时采用耐高温、抗磨、高弹性的先进材料制作箔片,甚至增加表面涂层,并且在支撑结构中引入摩擦、阻尼等,使得箔片轴承具有更高的允许转速、能量损失小、稳定性高、抵抗振动和冲击的能力强、工作温度范围广、噪声小等诸多优点^[1]。

箔片轴承与普通滑动轴承相比其承载力有限,故研究人员提出了形式多样、结构丰富的箔片轴承用以提高其承载力和稳定性。箔片轴承主要有波箔型箔片轴承和多叶型箔片轴承两类。其中,波箔型箔片轴承应用较为广泛,是气体轴承的主要结构形式,其经历了从第1代到第3代轴承的演变,轴承性能获得了大幅度提高^[2]。多叶型箔片轴承又称为悬臂式箔片轴承或Garrett型箔片轴承,也获得了较为广泛的应用。与波箔型箔片轴承相比,多叶型箔片轴承的润滑介质不仅仅局限于气体,还有若干液体润滑的应用。但是国内外对于液体润滑多叶型箔片轴承的研究较少,还需要借鉴气体润滑多叶型箔片轴承的研究方法。

对多叶型箔片轴承静、动态特性求解的关键是将箔片变形与描述轴承特性的雷诺方程耦合求解。1976年,Oh等^[3]针对特定的气膜形状,在考虑箔片弯曲变形、箔片与箔片之间以及箔片与转子间的摩擦后,建立了箔片变形方程;基于有限元法将箔片变形方程与雷诺方程耦合求解,得到箔片轴承的起飞转速和最小气膜厚度。1995年,Heshmat等^[4]将箔片后部的多叶支撑等效为弹簧,采用有限差分法耦合求解了雷诺方程和轴承表面变形方程,获得了轴承载荷及动力学特性系数。仿真表明该方法收敛速度较快,可节省计算时间。Arakere等^[5-6]于1988年和1992年详细地描述了多叶型箔片轴承的几何结构、箔片变形方程及箔片变形与雷诺方程耦合求法,将多叶箔片等效为悬臂弯曲梁,引入柔度矩阵将箔片变形与雷诺方程相耦合,进而得到了多叶箔片轴承的静态、动态特性。1997年,Reddy等^[7]对Arakere的工作做了进一步的延续,通过有限元法求解箔片变形,并将箔片变形与雷诺方程耦合,采用有限元法

求解该形式的雷诺方程,最终迭代求解箔片轴承的静、动态特性。

我国学者对多叶型箔片轴承进行了很多有意义的研究。1998年,池长青^[8]对箔片顺次自由搭接的多叶箔片轴承的静态特性进行了理论分析方法介绍。基于箔片悬臂直梁的假设,介绍了轴承的几何特性。2000年,徐华等^[9]提出在有一定预紧的情况下,通过应用大挠度理论求解,准确得到了气膜厚度和箔片变形。2006年,耿海鹏等^[10]在获得大预紧状态下箔片轴承的最终接触状态后,首次对由于有非线性接触而产生大预紧效应的多叶箔片轴承进行了完全气弹耦合数值分析。2009年,刘占生等^[11]首次对油润滑多叶箔片轴承进行了实验研究,实验证实了油润滑多叶箔片轴承具有较强稳定性和耐摩擦能力,并具有一定的抗冲击性能。2010年,张金锋^[12]对油润滑多叶箔片轴承进行了理论研究,应用有限差分法求解了与弯曲梁变形耦合作用的雷诺方程,获得了轴承静、动态特性。

在箔片轴承承载力实验研究方面,Radil和Zeszotek^[13]采用K式热电偶测量了箔片轴承内的温度,验证其承载力是温度的函数,进而给出了轴承的最大载荷。Song和Kim^[14]搭建了以弹簧作为支撑结构的气体箔片轴承实验台,两个热电偶分别布置在轴承的中间和端部用于测量箔片的温度,同时比较了冷却气体对箔片温度的影响。结果表明有冷却气体的箔片其温度梯度明显减小。Kim和Park^[15]应用同样的实验台测量了流体静压箔片轴承的承载力,并研究了不同供气质量流量对箔片温度、承载力的影响。

上述研究工作表明,通过引入支撑结构可以显著提高箔片轴承的承载力。本文针对油润滑箔片轴承的结构形式,提出了一种带有弹性支撑结构的多叶箔片轴承结构,用于提高轴承的承载力。同时开展相应的理论和实验研究,以获得该类型多叶箔片轴承的特性。

1 多叶箔片轴承计算结构

1.1 多叶箔片轴承几何结构

本文研究具有四叶的弹性支撑多叶箔片轴承,如图1所示,4个箔片按逆时针顺次搭接,由于4个箔片结构相同,故只取其中1个箔片进行分析,如图2,根据几何关系确定箔片轴承结构^[8]。

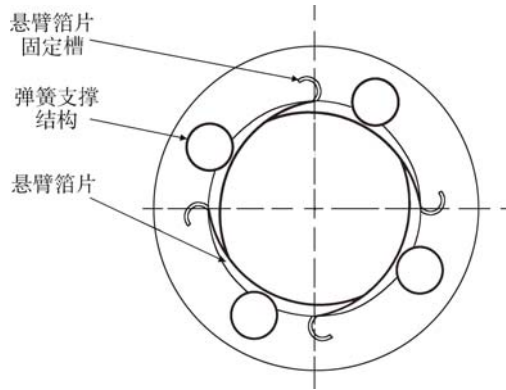


图1 弹性支撑多叶箔片轴承结构

Fig. 1 Structure of multi-leaf foil bearing with compliant support

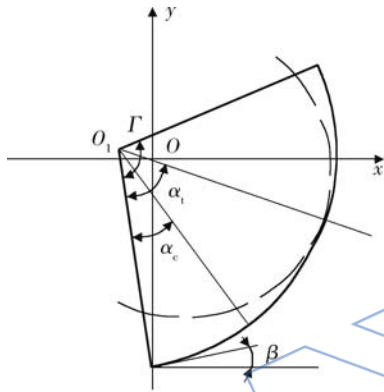


图2 单个箔片几何描述

Fig. 2 Geometrical description of single foil

$$\Gamma = \arcsin \frac{\sqrt{[(R_f - 0.5R_o)^2 - 0.25R_b^2](R_b^2 - R_o^2)}}{R_f(R_f - R_o)} + \arccos \left[\left(1 - \frac{R_o}{R_f} \right) \sin \frac{\Theta}{2} \right] - \left(1 - \frac{2}{N_f} \right) \frac{\pi}{2} \quad (1)$$

其中 Γ 为箔片的展角,如图2所示; R_f 为箔片半径; R_o 为切圆半径; R_b 为轴承壳半径; N_f 为箔片数。

箔片的安装角 β ,切点展角 α_i ,接触点展角 α_c 分别为

$$\beta = \arccos \frac{R_f^2 + R_b^2 - (R_f - R_o)^2}{2R_f R_b} \quad (2)$$

$$\alpha_i = \arccos \frac{R_f + (R_f - R_o)^2 - R_b}{2R_f(R_f - R_o)} \quad (3)$$

$$\alpha_c = \alpha_i - (\Gamma - \alpha_i) \quad (4)$$

根据文献[12],确定任一点处油膜厚度的表达式为

$$h_{0i} = (R_f - R) + |a_i| \frac{a_i \cdot b_i}{|a_i| |b_i|} \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (5)$$

式中 $a_i = (x_{O_i} - x_{O'}, y_{O_i} - y_{O'})$, $b_i = (x_{P_i} - x_{O'}, y_{P_i} - y_{O'})$ 为第 i 个箔片上任一点的坐标; (x_{O_i}, y_{O_i}) 为第 i 个箔片圆心坐标; $(x_{O'}, y_{O'})$ 为轴心坐标。

对于弹簧支撑结构,弹簧与悬臂箔片的接触点在每个箔片承载区的 $1/3$ 处。

1.2 悬臂弹簧支撑箔片变形柔度矩阵

1.2.1 弹簧处柔度计算

当没有支撑结构,只存在径向力作用时,可将平箔简化为悬臂弯曲梁,在展角 ϕ 处的 i 点作用径向力 F ,分析任意展角 θ 处 j 点产生的径向位移。若 i 点径向力 $F=1$,根据计算结果,在 j 点产生的柔度为^[12]

$$U_j(i, j) = \begin{cases} \frac{R_f^3}{4EI} [2\theta \cos(\phi - \theta) + \sin(\phi - \theta) - \sin(\phi + \theta)] & 1 \leq j \leq i \\ \frac{R_f^3}{4EI} [2\phi \cos(\theta - \phi) + \sin(\theta - \phi) - \sin(\theta + \phi)] & i \leq j \leq n \end{cases} \quad (6)$$

其中 E 为箔片材弹性模量, I 为截面惯性矩。

在展角 α 处加入弹簧,如图3,应用卡氏定理,首先计算在 ϕ 处施加力 F 后,展角 α (α 与 θ 重合)处的径向变形。

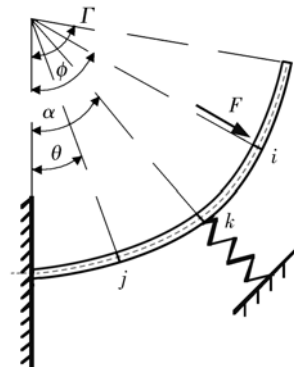


图3 单弹簧径向支撑结构示意图

Fig. 3 Schematic diagram of radial support structure of single spring

若 $\alpha \leq \phi$, 则

$$M(x) = F \cdot R_f \sin x \quad x \in [0, \phi - \theta]$$

$$M(x) = F \cdot R_f \sin x + F' \cdot R_f \sin[x - (\phi - \alpha)] - K_s \cdot \delta_k \cdot R_f \sin[x - (\phi - \alpha)] \quad x \in [\phi - \theta, \phi] \quad (7)$$

径向位移 δ_k 为

$$\delta_k = \int_0^\phi \frac{\partial M(x)}{\partial F'} \cdot \frac{M(x)}{EI} \cdot R_i dx \quad (8)$$

令虚力 $F'=0$, 则

$$\delta_k = \int_0^{\phi-\alpha} 0 dx + \int_{\phi-\alpha}^\phi R_i^2 \sin[x - (\phi - \alpha)] \cdot \frac{F \cdot R_i \sin x - K_s \delta_k \sin[x - (\phi - \alpha)]}{EI} dx \quad (9)$$

式中 $M(x)$ 为广义力矩; K_s 为支撑弹簧的刚度; δ_k 为常量, 故可从积分号中提取出来, 将上式合并同类项得

$$\delta_k = \frac{F \cdot R_i^3}{4EI + R_i^3 K_s (2\alpha - \sin 2\alpha)} \cdot [2\alpha \cos(\phi - \alpha) + \sin(\phi - \alpha) - \sin(\phi + \alpha)] \quad (10)$$

同理, 若 $\phi \leq \alpha$, 则

$$\delta_k = \frac{F \cdot R_i^3}{4EI + R_i^3 K_s (2\alpha - \sin 2\alpha)} \cdot [2\alpha \cos(\alpha - \phi) + \sin(\alpha - \phi) - \sin(\alpha + \phi)] \quad (11)$$

令 $F=1$, 得到在 i 处施加单位力, 弹簧位置 k 处的变形量为

$$U_k(i, k) = \begin{cases} \frac{R_i^3}{4EI + R_i^3 K_s (2\alpha - \sin 2\alpha)} \cdot [2\alpha \cos(\phi - \alpha) + \sin(\phi - \alpha) - \sin(\phi + \alpha)] & 1 \leq k \leq i \\ \frac{R_i^3}{4EI + R_i^3 K_s (2\alpha - \sin 2\alpha)} \cdot [2\phi \cos(\alpha - \phi) + \sin(\alpha - \phi) - \sin(\alpha + \phi)] & i \leq k \leq n \end{cases} \quad (12)$$

1.2.2 弯曲梁任意一点柔度计算

根据柔度系数法, 弯曲梁中任意点的径向变形为力 F 与弹簧作用耦合的结果, 若 $\theta \leq \alpha \leq \phi$, 其相应的广义力为

$$M(x) = F \cdot R_i \sin x \quad x \in [0, \phi - \alpha]$$

$$M(x) = F \cdot R_i \sin x - K_s \cdot \delta_k \cdot R_i \sin[x - (\phi - \alpha)]$$

$$x \in [\phi - \alpha, \phi - \theta]$$

$$M(x) = F \cdot R_i \sin x - K_s \cdot \delta_k \cdot R_i \sin[x - (\phi - \alpha)] + F' \cdot R_i \sin[x - (\phi - \theta)] \quad x \in [\phi - \theta, \phi] \quad (13)$$

令虚力 $F'=0$, 则在 i 点径向力 F 作用下, j 点产生的径向位移 δ_j 为

$$\delta_j = \int_0^{\phi-\alpha} 0 dx + \int_{\phi-\alpha}^{\phi-\theta} 0 dx + \int_{\phi-\theta}^\phi R_i \sin[x - (\phi - \theta)] \cdot \frac{F \cdot R_i \sin x - K_s \delta_k \sin[x - (\phi - \alpha)]}{EI} \cdot R_i dx = F \cdot U_j(i, j) - K_s \cdot F \cdot U_k(i, k) \cdot U_j(k, j) \quad (14)$$

若径向力 $F=1$, i 点单位力在 j 点产生的柔度为

$$U(i, j) = U_j(i, j) - K_s \cdot U_k(i, k) \cdot U_j(k, j) \quad (15)$$

同理, $\theta \leq \phi \leq \alpha$, $\alpha \leq \theta \leq \phi$, $\alpha \leq \phi \leq \theta$, $\phi \leq \alpha \leq \theta$, $\phi \leq \theta \leq \alpha$ 时的表达式也是如此. 在外力作用下, 总柔度矩阵为各力作用下产生柔度的线性叠加. 为验证式(15)的准确性, 采用有限元分析软件 ABAQUS 计算柔度, 计算参数见表 1, 相应结果见表 2、表 3.

表 1 悬臂弯曲梁计算参数
Table 1 Calculational parameters of cantilevered bending beam

参数	数值
箔片半径 R_i/m	0.01
箔片展角 $\Gamma/^\circ$	80
箔片宽度 L/mm	1
箔片厚度 T_i/mm	0.5
泊松比 λ	0.3
弹性模量 E/GPa	210
点数	4
弹簧刚度 $K_s/10^6 (\text{N/m})$	1.0

表 2 应用有限元软件计算柔度的结果 (单位: m)

Table 2 Calculational results of flexibility with finite element software (unit: m)

	$U(i, 1)$	$U(i, 2)$	$U(i, 3)$	$U(i, 4)$
$U(1, j)$	1.6429×10^{-6}	3.1647×10^{-7}	-2.0296×10^{-6}	-4.1294×10^{-6}
$U(2, j)$	3.1482×10^{-7}	9.8116×10^{-7}	1.5901×10^{-6}	2.0091×10^{-6}
$U(3, j)$	-2.0271×10^{-6}	1.5877×10^{-6}	1.8733×10^{-5}	3.6717×10^{-5}
$U(4, j)$	-4.1125×10^{-6}	1.9981×10^{-6}	3.6608×10^{-5}	8.5387×10^{-5}

表3 应用卡氏定理计算柔度的结果(单位:m)

Table 3 Calculational results of flexibility with Castigliano's theorem (unit:m)

	$U(i,1)$	$U(i,2)$	$U(i,3)$	$U(i,4)$
$U(1,j)$	1.5844×10^{-6}	3.1419×10^{-7}	-1.9997×10^{-6}	-4.0725×10^{-6}
$U(2,j)$	3.1419×10^{-7}	9.7918×10^{-7}	1.5927×10^{-7}	2.0142×10^{-6}
$U(3,j)$	-1.9997×10^{-6}	1.5927×10^{-6}	1.8561×10^{-5}	3.6492×10^{-5}
$U(4,j)$	-4.0725×10^{-6}	2.0142×10^{-6}	3.6492×10^{-5}	8.5234×10^{-5}

对比表2、表3的结果可知,采用卡氏定理的计算结果与有限元软件计算结果相差较小,表明卡氏定理计算箔片变形具有一定的准确性.在工程应用中可采用卡氏定理计算箔片变形,在保证计算精度的基础上提高计算速度.

2 多叶箔片轴承静态特性分析

考虑箔片变形后的油膜厚度 h 可表示为

$$h = h_0 + h_f \quad (16)$$

式中 h_0 为式(5)计算结果; h_f 为箔片在油膜压力 p 、支反力 N 、弹性支撑结构径向力综合作用下产生的径向位移,其表达式为

$$h_{ij}(i) = N_j \cdot U(1,i) - N_{j+1} \cdot U(n,i) + \sum_{k=1}^n p m_j(k) \cdot U(k,i) - K_s \cdot h_{ij}(x) \cdot U(x,i) \quad (17)$$

式(17)描述了第 j 个箔片上第 i 点的变形.柔度矩阵 U 为将箔片刚度与弹簧刚度耦合后的矩阵,将式(17)后两项的柔度矩阵整合为整体柔度矩阵 U_i ,结果为

$$h_i = Z_j N + Z_k p_j = Z_j A^{-1} U_1 p_j + Z_k p_j = U_i p_j \quad (18)$$

描述油润滑箔片轴承特性的雷诺方程表达式为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{1}{2} U_r \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (19)$$

式中 p 为油膜压力(Pa); x 为周向坐标(m); z 为轴向坐标(m); U_r 为转子表面速度(m/s); h 为油膜厚度(m); μ 为润滑油动力黏度(Pa·s); t 为时间(s).

上述方程是在一系列假设的前提获得的,具体如下:

1) 油膜厚度相对轴承半径很小,故油膜压力沿油膜厚度方向认为不变.

2) 润滑油流动为层流.

3) 润滑油为牛顿流体.

4) 不计润滑油的惯性.

5) 润滑油与轴颈、轴承表面无滑动.

6) 润滑油各向同性.

根据雷诺边界条件,基于有限差分法对箔片轴承的雷诺方程进行求解.本文中该轴承计算参数如表4所示.

表4 油润滑弹性支撑多叶箔片轴承计算参数

Table 4 Calculational parameters of oil-lubricated multi-leaf foil bearing with compliant support

参数	数值
箔片数目 N_f	4
箔片半径 $R_f/10^{-3}$ m	9.0
箔片厚度 $T_f/10^{-4}$ m	3
箔片弹性模量 E/GPa	210
轴颈半径 $R/10^{-3}$ m	7.5
轴承壳半径 $R_b/10^{-3}$ m	8.5
切圆半径 $R_o/10^{-3}$ m	7.55
轴承长度 $L_b/10^{-3}$ m	9.0
轴承载荷 W_0/N	5
润滑油动力黏度 $\mu/10^{-2}(\text{Pa} \cdot \text{s})$	2.568
环境压力 p_0/Pa	101325
4个箔片周向点数 n_r	241
单个箔片轴向点数 n_z	41

2.1 油膜压力分布与静平衡位置

求解描述弹性支撑多叶箔片轴承特性的雷诺方程可得到油膜压力分布,如图4.考虑箔片变形后,轴承在1,4箔片处的压力比较大,且其油膜破裂区比全瓦轴承的小.

由于箔片轴承柔性表面的特点,油膜压力分布不仅与偏心距有关,还受偏位角的影响.故平衡

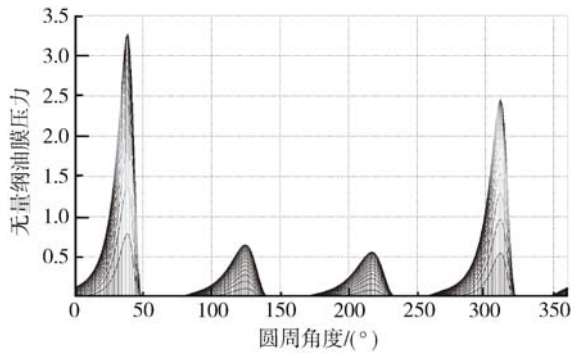


图 4 弹性支撑多叶箔片轴承油膜压力分布
Fig. 4 Oil film pressure distribution of multi-leaf foil bearing with compliant support

位置的确定需要在偏心距与偏位角两个状态下同时选取,同时满足

$$F_y = W \quad F_x = 0 \quad (20)$$

计算过程中调整偏心距与偏位角,进而更新油膜厚度,直到满足式(20). 计算结果如图 5,平衡半圆基本沿竖直方向,名义偏位角 ϵ 很小,即转轴所受的切向力较小. 由于切向力是产生涡动的主要原因,可认为多叶箔片轴承的稳定性高于普通圆柱轴承.

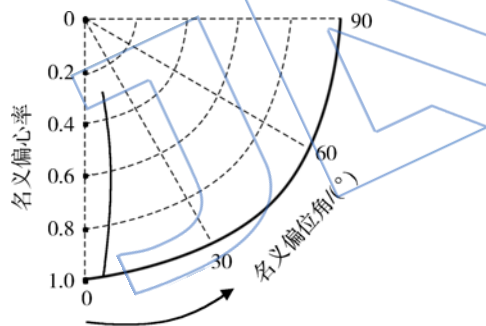


图 5 轴心在弹性支撑多叶箔片轴承中的静平衡位置
Fig. 5 Static equilibrium position of center of rotor in multi-leaf foil bearing with compliant support

2.2 箔片轴承承载力分析

箔片轴承普遍适用于高速轻载的情况. 为设计出适合高速重载的箔片轴承,本文通过改变轴承的结构形式等,给出轴承承载力与部分参数的关系,为设计满足承载力要求的轴承提供指导.

2.2.1 不同结构箔片轴承承载力分析

转速恒定时,研究箔片轴承中悬臂箔片厚度对承载力的影响,见表 5(其中各承载力为转速等于 20 000 r/min 时的结果). 随着箔片厚度的增加,多叶箔片轴承的承载力显著增大;带有弹性支

撑结构的多叶箔片轴承其承载力大于不含支撑结构的多叶箔片轴承,但随悬臂箔片厚度增大该差距呈减小趋势.

表 5 箔片厚度对不同形式箔片轴承承载力的影响
Table 5 Effects of foil thickness on load capacity of different types of foil bearing

箔片厚度/mm	不含支撑结构的 承载力/N	单弹簧支撑的 承载力/N
0.1	0.53	4.55
0.2	1.64	6.01
0.3	3.59	7.19
0.4	6.72	8.59
0.5	8.49	10.40

2.2.2 不同结构箔片轴承承载力随转速的变化趋势

在箔片厚度恒定为 0.3 mm 时,不同结构多叶箔片轴承的承载力随转速的变化见表 6. 随着转速的增加,不同结构多叶箔片轴承的承载力均随转速的增加而增加,但带有支撑结构的多叶箔片轴承承载力增加量大于不带有支撑结构的,证明了箔片轴承在高速时更适合大载荷的特性.

表 6 转速对不同形式箔片轴承承载力的影响
Table 6 Effects of rotating speed on load capacity of different types of foil bearing

转速/(r/min)	不含支撑结构的 承载力/N	单弹簧支撑的 承载力/N
5 000	2.17	3.55
10 000	2.88	5.24
15 000	3.30	6.35
20 000	3.59	7.19
25 000	3.82	7.84
30 000	4.01	8.39

上述计算可以为多叶箔片轴承的设计提供指导,制造出适当的箔片轴承.

3 油润滑箔片轴承承载力实验测量

3.1 承载力测量装置及原理

测量装置的转子由两个滚动轴承支撑并精确定位,采用气吹涡轮驱动,测试箔片轴承悬浮于转子上. 轴承中顶端平箔处的温度通过精密热电偶

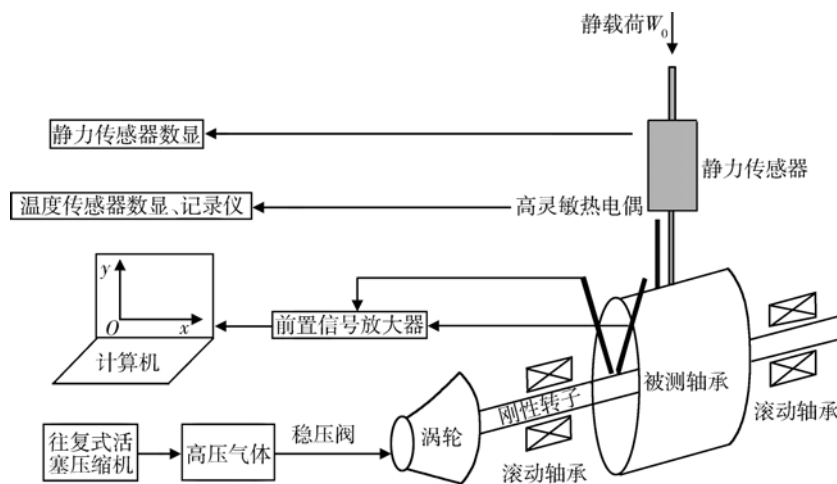


图 6 箔片轴承承载力测量原理图

Fig. 6 Principle diagram of load capacity testing of foil bearing

测量,将其安装在平箔的背面,用于测量多叶箔片轴承悬臂结构温度;沿竖直方向施加变化的载荷,并测量出相应时刻箔片的温度.当达到承载极限时,认为转轴与箔片发生摩擦,此时产生大量的热使支撑箔片温度发生波动.具体实验原理如图 6 所示.在实验过程中,当载荷增加时,热电偶记录箔片的温度;同时静力传感器记录轴承载荷.温度测量装置和静载荷加载装置如图 7 和图 8 所示.

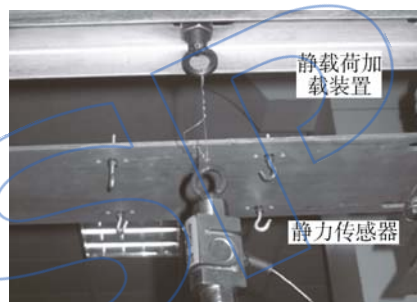


图 8 静载荷加载装置

Fig. 8 Static load applying device

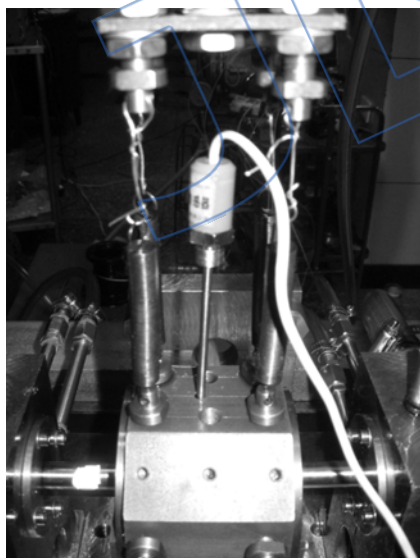


图 7 箔片温度测量装置

Fig. 7 Temperature measuring device of foil

箔片轴承的承载能力由测试条件(如实验台布置、转子不平衡等级)、转子和轴承表面材料(涂层)、转速等决定.随着载荷增加,转子在轴承中的位置发生变化,与轴承顶端平箔处的距离变小,见图 9;当转子与顶端平箔发生接触产生摩

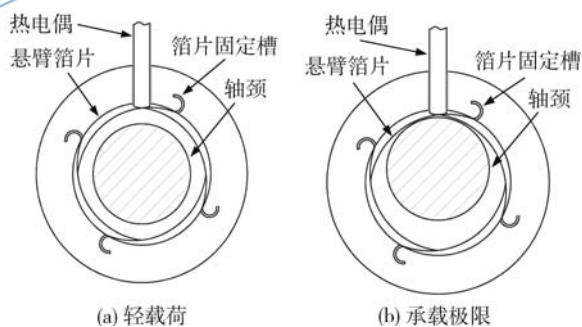


图 9 不同承载状态下转子在多叶箔片轴承中的位置

Fig. 9 Positions of rotor in multi-leaf foil bearing under different loading conditions

擦时,平箔片温度会发生波动,此时轴承达到了其承载力极限.

3.2 测量结果对比

实验所用多叶箔片轴承的结构如图 10 所示,转速维持在 20 000 r/min.在任意载荷下,对应的温度值为平箔处温度稳定后的数值,每个实验载荷下转子的运行时间约为 15 s.图 11 给出了测试箔片轴承温度随载荷的变化曲线,多叶箔片轴承

箔片温度在载荷小于 7 N 时是稳定的,当载荷达到 7 N 后对应箔片温度将发生突变,根据测量原理,即认为 7 N 为该结构箔片轴承在 20 000 r/min 时的承载力.本节理论计算表明在相同条件下该结构箔片轴承的承载力为 7.19 N.

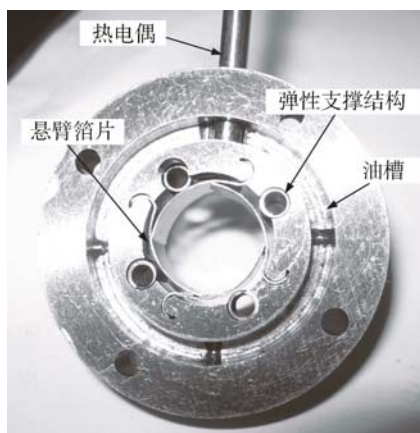


图 10 多叶箔片轴承结构

Fig. 10 Structure of multi-leaf foil bearing

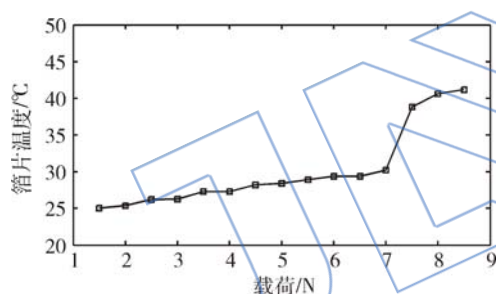


图 11 箔片轴承温度随载荷变化曲线

Fig. 11 Curve of foil bearing temperature varying with load

3.3 测量误差分析

在实验中,高灵敏度温度传感器沿径向方向布置于箔片背面,其要经过油槽,润滑油的质量流量对箔片的温度将产生很大影响,润滑油质量流量越大,带走的热量越多,通过热电偶测量的温度梯度就越小,测量效果也越不明显.本实验润滑油质量流量经过多次尝试,得到较为良好的结果.

4 结 论

为提高多叶箔片轴承的承载力,提出了带有支撑结构的多叶箔片油润滑轴承.分析了对称布置时箔片轴承的几何结构,给出相应的油膜厚度的表达式并确定了相应的计算域.将上述形式悬臂弯曲梁与弹性支撑结构的整体柔度矩阵与静态

雷诺方程耦合求解,研究该结构箔片轴承的静态特性.搭建了油润滑弹性支撑多叶箔片轴承承载力测量实验台并进行了相应的实验研究.

计算结果表明:弹性支撑多叶箔片轴承的承载力大于没有支撑结构的轴承,在轴承转速为 30 000 r/min 时承载力提高达 109%;轴承转速越高,承载力增加越明显.实验得到的承载力与理论计算值相差 2.7%,吻合较好.

参考文献:

- [1] Agrawal G L. Foil air bearings cleared to land[J]. Mechanical Engineering, 1998, 120(7): 78-80.
- [2] Dellacorte C, Valco M J. Load capacity estimation of foil air journal bearings for oil-free turbo machinery applications[J]. Tribology Transactions, 2000, 43(4): 795-801.
- [3] Oh K P, Rolule S M. A theoretical investigation of the multileaf journal bearing[J]. Journal of Applied Mechanics, 1976, 73(2): 237-242.
- [4] Heshmat C A, Heshmat H. An analysis of gas-lubricated multi leaf foil journal bearings with backing springs[J]. Journal of Tribology, 1995, 117(7): 437-443.
- [5] Arakere N K. Some problems in hydrodynamic lubrication [D]. Tucson, AZ, US: Arizona University, 1988.
- [6] Arakere N K, Nelson H D. An analysis of gas-lubricated foil journal bearings[J]. Tribology Transactions, 1992, 35(1): 1-10.
- [7] Reddy D S, Swarnamani S, Prabhu B S. Analysis of aerodynamic multi leaf foil journal bearings[J]. Wear, 1997, 209(1/2): 115-122.
- [8] 池长青. 流体力学润滑[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.
- [9] 徐华, 石放辉. 悬臂式薄片动压润滑气体轴承性能研究: 用薄壳非线性大变形法计算箔片的弹性变形[J]. 机械科学与技术, 2000, 19(6): 885-887.
- XU Hua, SHI Fanghui. Performance analysis of gas lubricated foil journal bearing: the foil elastic deformation calculation by using nonlinear shell theory[J]. Mechanical Science and Technology, 2000, 19(6): 885-887. (in Chinese)
- [10] 耿海鹏, 戚社苗, 虞烈. 有大预紧效应的多叶径向箔片轴承的分析[J]. 航空动力学报, 2006, 21(3): 569-574.
- DI Haipeng, QI Shemiao, YU Lie. Analysis of the multileaf foil journal bearings with large preload effect[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(3): 569-574. (in Chinese)
- [11] 刘占生, 许怀锦, 张广辉, 等. 多叶油润滑箔片轴承试验研究[J]. 宇航学报, 2009(2): 699-704.
- LIU Zhansheng, XU Huaijin, ZHANG Guanghui, et al. Experimental research of multileaf oil lubricated foil bearing[J]. Journal of Astronautics, 2009(2): 699-704. (in Chinese)

- nese)
- [12] 张金锋. 转子多叶箔片轴承系统动力特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2010.
ZHANG Jinfeng. Research on hydrodynamic characteristics of rotor multi leaf foil journal bearings systems[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2010. (in Chinese)
- [13] Radil K, Zeszotek M. An experimental investigation into the temperature profile of a compliant foil air bearing[J]. Tribology Transactions, 2004, 47(4): 470-479.
- [14] Song J, Kim D. Foil gas bearing with compression springs: analyses and experiments[J]. Journal of Tribology, 2007, 129(3): 628-639.
- [15] Kim D, Park S. Hydrostatic air foil bearings: analytical and experimental investigation[J]. Tribology International, 2009, 42(3): 413-425.

JALSP