

叠片式箔片气体动压推力轴承的静动态特性

胡小强, 吕 鹏, 冯 凯, 赵雪源
(湖南大学 汽车车身先进设计制造国家重点实验室, 长沙 410082)

摘 要: 针对一种叠片式箔片气体动压推力轴承, 提出相应的结构刚度模型。运用有限差分法(FDM)求解可压缩气体雷诺方程, 并与箔片弹性变形方程耦合求解得到该类型轴承的静动态特性。结果表明: 由于支承结构在径向和周向都具有变刚度特点, 导致单瓣箔片上出现二次收敛楔形效应, 因此形成两个压力峰值, 与传统类型轴承相比能在一定程度上提高承载能力。随着最小气膜厚度的增加, 轴承承载能力和摩擦力矩都不断下降, 且动态刚度也逐渐下降, 但对动态阻尼的影响较小。存在最优楔形高度值以实现较大承载能力的同时, 也能达到较小摩擦力矩, 减小功率损耗, 并且还能获得较高的动态刚度和动态阻尼系数。

关 键 词: 气体推力箔片轴承; 雷诺方程; 二次楔形; 楔形高度; 静动态特性

中图分类号: V23; TH133.35 **文献标志码:** A

Static and dynamic performance of laminated gas foil thrust bearing

HU Xiaoqiang, LÜ Peng, FENG Kai, ZHAO Xueyuan
(State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body,
Hunan University, Changsha 410082, China)

Abstract: Analytical model was presented for a novel laminated gas foil thrust bearing. The performance of this thrust bearing was studied by coupling the foil deformation equation and the compressible gas-lubricated Reynolds equation solved by finite difference method (FDM). Due to the variable stiffness characteristic in radial direction and circumferential direction of supported foils, the second wedging effect phenomenon and two pressure peaks were found, and the load capacity was improved compared with traditional gas foil thrust bearings. Bearing load capacity, friction torque and dynamic stiffness all declined with the decrease of minimum film thickness, but dynamic damping changed very little. There was optimum height of wedge to obtain higher load capacity and lower torque, which reduced the loss. Meanwhile, higher dynamic stiffness and higher dynamic damping can be achieved at the optimum height of wedge.

Key words: gas foil thrust bearing; Reynolds equation; second wedging effect; height of wedge; static and dynamic performance

气体箔片轴承作为一项先进技术在无油涡轮机械系统中得到了大力发展, 在军工与民用方面都有较为广泛的应用^[1]。气体箔片轴承研究一直以来分为径向轴承和推力轴承两个方向。

收稿日期: 2017-09-21

基金项目: 国家自然科学基金(51575170); 国家科技部科技支撑计划项目(2015BAF32B01)

作者简介: 胡小强(1991—), 男, 硕士, 主要从事空气箔片轴承研究。

引用格式: 胡小强, 吕鹏, 冯凯, 等. 叠片式箔片气体动压推力轴承的静动态特性[J]. 航空动力学报, 2018, 33(12): 3022-3031. HU Xiaoqiang, LÜ Peng, FENG Kai, et al. Static and dynamic performance of laminated gas foil thrust bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(12): 3022-3031.

在径向气体箔片轴承方向的研究较为突出和活跃,其轴承结构、分析模型、理论与实验结合等多方面都有丰硕的成果。从 20 世纪 60 年代到现在,径向轴承结构类型发展出很多种:有多叶型^[2]、波箔型^[3]、金属丝网型^[4-5]、弹簧型^[6-7]、金属丝网与波箔结合型^[8]、多细梁式三瓣型^[9]等,其中波箔型径向轴承发展最为成熟,应用也最广泛。关于波箔型轴承的分析模型就有很多种:早期, Heshmat 等人^[10]就提出了简单的柔性系数模型用于计算波箔刚度,但模型过于简单;后来 Iordanoff^[11]考虑界面摩擦、忽略相邻波形间作用后提出一种新的柔性系数模型,并计算了从固定端到自由端的波箔刚度;Ku 等人^[12]同时考虑界面摩擦和相邻波形间作用力后,根据波箔受力分析也提出了一种更为合理的分析模型;2007 年, Lez 等人^[13]将界面摩擦和相邻波间的作用力等效处理后,提出一种八弹簧六自由度模型,并运用能量法求解各弹簧等效刚度;2010 年, Feng 等人^[14]还提出一种随变形量变化而改变的 link-spring 模型,并与实验结果进行了对比分析。2016 年,徐方程等人^[15]基于实验结果得到波箔非线性刚度模型,并且计算轴承静态特性,与恒定刚度模型的结果进行了对比。

相对而言,推力气体箔片轴承的发展相对较慢,大部分研究都是集中于波箔型推力轴承。2000 年, Heshmat 等人^[16]将有限元法和有限差分法结合分析了波箔型推力轴承性能; Bruckner 等人^[17]针对波箔推力箔片轴承提出了相应的结构模型、气体动压模型、温度模型,并对比了实验结果与理论预测结果;2008 年, Park 等人^[18]考虑滑移流和推力盘倾斜后分析了波箔轴承的静动态特性;2016 年,徐方程等人^[19]设计制造了推力轴承实验台,并测试了波箔推力轴承的承载能力;2017 年, Qin 等人^[20]研究了在超临界二氧化碳介质中,不同工况对波箔推力轴承性能的影响;

以上推力箔片轴承的研究都是关于波箔型推力轴承,而对于推力箔片轴承的结构创新研究甚少。仅在 1976 年, Etsion^[21]针对一种悬臂式推力箔片轴承进行了设计和性能分析;2010 年, Zhou 等人^[22]提出一种橡胶支承的推力箔片轴承,并进行了静态性能预测;本文将提出一种叠片式推力箔片轴承,该轴承形式既能简化制作工艺,又能较大程度的提高承载能力。文中针对该轴承的静动态特性进行了详细地分析研究。

1 轴承结构与刚度模型

1.1 轴承结构

文中所研究的叠片式推力箔片轴承结构如图 1 所示。该轴承由四层箔片依次叠加而成,最上层为顶层箔片,与推力盘配合形成收敛楔形,在转动情况下压缩气体得到气膜压力;下面三层箔片共同构成弹性支承结构,提供支承刚度。整个轴承在圆周方向可分成 10 瓣,每瓣结构相同。

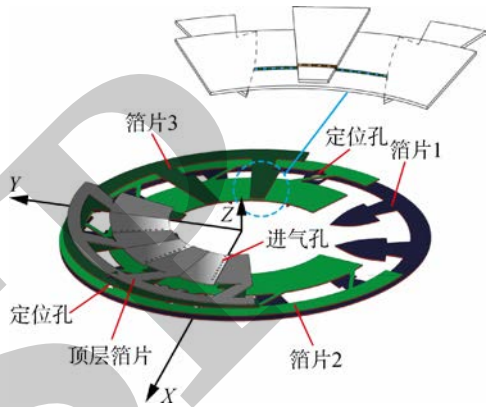


图 1 轴承结构示意图
Fig. 1 Drawing of bearing

该轴承与普通波箔型推力箔片轴承相比,在制作工艺上有较大简化,无需冲压、焊接等一系列工艺流程,只需对准箔片上定位孔,依次安装即可。另外,每瓣顶层箔片的楔形开始端都加工有进气孔,有利于环境气体的吸入,可以加强散热效果。

1.2 支承结构刚度模型

由三层箔片叠加构成的支承结构,其刚度可根据简单梁模型来计算。对于其中任意一瓣,将各箔片沿径向等分,形成多段弹性梁结构。由于箔片整体变形量都较小,假设同一箔片上各段弹性梁之间互不影响^[23]。取三层支承箔片上对应的一组弹性梁,如图 2 所示(图 2 中坐标系与图 1 中坐标系有如下对应关系: $X = r \cos \theta$, $Y = r \sin \theta$, $Z = z$; h_2 为顶箔上平面到推力盘间距; h_1 指楔形高度; R_i 、 R_o 分别指轴承内外径; β 为顶箔展角; α 为倾斜面展角)。

为求各节点处等效刚度,在箔片 3 上对应节点位置施加力 F ,然后求出该位置所产生的变形量 w_F ,再根据施加力与变形量的比值即可求出节点等效刚度值,其中 w_F 可分为两部分: w_{F-2} 和 w_{F-3} 。 w_{F-2} 指的是只考虑箔片 2 变形时,节点位置

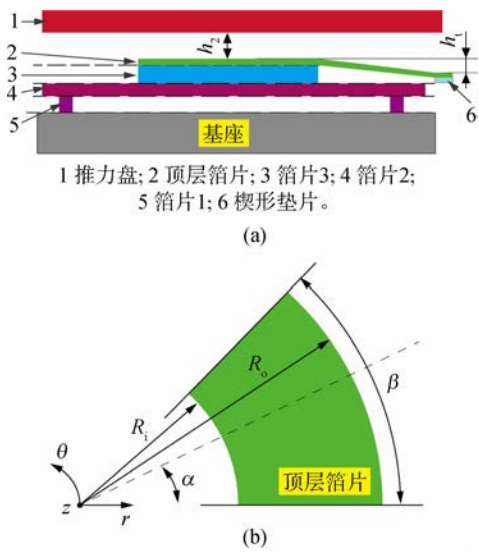


图 2 单瓣箔片结构
Fig. 2 Schematic view of each pad

的变形量; w_{F-3} 指的是只考虑箔片 3 变形时,节点位置的变形量;并有如下关系:

$$w_F = w_{F-2} + w_{F-3} \tag{1}$$

下面为详细计算过程。首先考虑箔片 2 的变形情况,如图 3 所示,此时假定箔片 3 为刚性体。

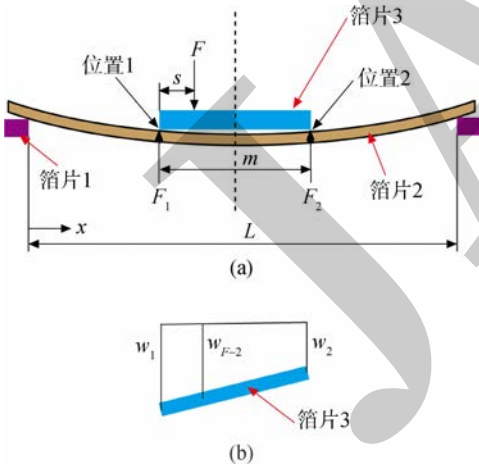


图 3 箔片 2 变形分析
Fig. 3 Deformation analysis of foil 2

根据箔片 3 的受力分析,有如下关系:

$$\begin{cases} F_1 = \frac{F(m-s)}{m} \\ F_2 = \frac{Fs}{m} \end{cases} \tag{2}$$

式中 F_1 、 F_2 为箔片 2 作用于箔片 3 上的左右两个力; s 为力 F 到箔片 3 左端的距离; m 、 L 分别为箔片 3 和箔片 2 的跨度。

定义 w_{ij} 表示 i 位置的力在 j 位置所引起的位移量。根据梁的变形公式可得

$$\begin{cases} w_{11} = \frac{F_1 bx}{6EIL} (L^2 - x^2 - b^2) \Big|_{x=(L-m)/2} \\ 0 \leq x \leq a \end{cases} \tag{3}$$

式中

$$a = (L-m)/2, \quad b = (L+m)/2$$

其中 x 为弹性梁上任一点位置; E 、 I 为箔片 2 弹性梁的弹性模量和惯性矩。

整理得

$$\begin{cases} w_{11} = F_1 C_{11} \\ C_{11} = \frac{1}{48EIL} (L-m)^2 (L+m)^2 \end{cases} \tag{4}$$

同理,由

$$\begin{cases} w_{21} = \frac{F_2 bx}{6EIL} (L^2 - x^2 - b^2) \Big|_{x=(L-m)/2} \\ 0 \leq x \leq a \end{cases} \tag{5}$$

式中

$$a = (L+m)/2, \quad b = (L-m)/2$$

可得

$$\begin{cases} w_{21} = F_2 C_{21} \\ C_{21} = \frac{1}{48EIL} (L-m)^2 (L+2mL-m^2) \end{cases} \tag{6}$$

同理,由

$$\begin{aligned} w_{12} &= \frac{F_1 b}{6EIL} \cdot \\ &\left[\frac{L}{b} (x-a)^3 + (l^2 - b^2)x - x^3 \right] \Big|_{x=(L+m)/2} \\ a &\leq x \leq L \end{aligned} \tag{7}$$

式中

$$a = (L-m)/2, \quad b = (L+m)/2$$

可得

$$\begin{cases} w_{12} = F_1 C_{12} \\ C_{12} = \frac{1}{6EIL} [(L-1)x^3 - 3aLx^2 + (3a^2L + bL^2 - b^3)x - a^3L] \Big|_{x=(L+m)/2} \end{cases} \tag{8}$$

同理,由

$$\begin{cases} w_{22} = \frac{F_2 bx}{6EIL} (L^2 - x^2 - b^2) \Big|_{x=(L+m)/2} \\ 0 \leq x \leq a \end{cases} \tag{9}$$

式中

$$a = (L+m)/2, \quad b = (L-m)/2$$

可得

$$\begin{cases} w_{22} = F_2 C_{22} \\ C_{22} = \frac{1}{48EIL} (L-m)^2 (L+m)^2 \end{cases} \tag{10}$$

根据式(4)、式(6)、式(8)及式(10)的结果计算位置 1 和位置 2 的位移 w_1 、 w_2 分别为

$$\begin{cases} w_1 = w_{11} + w_{21} \\ w_2 = w_{12} + w_{22} \end{cases} \quad (11)$$

由于假定箔片 3 为刚形体,根据图 3 可知:变形量 w_{F-2} 与 w_1 、 w_2 满足线性关系,因此可推算得到

$$\begin{cases} w_{F-2} = \frac{(m-s)w_1 + sw_2}{m} = FC_{20} \\ C_{20} = \frac{(m-s)^2C_{11} + s(m-s)C_{21} + s(m-s)C_{12} + s^2C_{22}}{m^2} \end{cases} \quad (12)$$

再考虑箔片 3 的变形情况,其受力分析情况如图 4 所示。

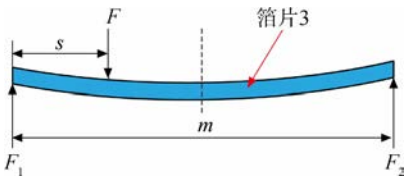


图 4 箔片 3 变形分析

Fig. 4 Deformation analysis of foil 3

根据挠度方程

$$\begin{cases} w_{F-3} = \frac{Fbx}{6E'I'm}(m^2 - x^2 - b^2) \\ 0 \leq x \leq a \end{cases} \Big|_{x=s} \quad (13)$$

式中

$$a = s, \quad b = m - s$$

可计算得到位移量 w_{F-3} 为

$$\begin{cases} w_{F-3} = FC_{30} \\ C_{30} = \frac{s^2(m-s)^2}{3E'I'm} \end{cases} \quad (14)$$

式中 E' 和 I' 表示箔片 3 弹性梁的弹性模量和惯性矩。

根据式(12)、式(14)中的变形量,参考式(1)可求得节点位置刚度

$$K_v = \frac{F}{w_F} = \frac{1}{C_{20} + C_{30}} \quad (15)$$

依据上述刚度计算模型,可计算出叠片式推力箔片轴承支承结构上任一位置的等效垂直刚度。根据计算中划分的网格节点情况,计算得到支承结构的等效刚度分布情况如图 5 所示。计算中所用到的轴承相关参数见表 1。

由计算结果可知,支承结构刚度在圆周方向和径向上都具有变刚度趋势:在圆周方向起止两端刚度相对较大,中部刚度相对较小;径向上,在周向起止两端,径向位置越靠近外侧刚度越大,在

周向中间附近,径向位置越靠近外侧,刚度稍有所下降。由于支承结构先降后增的周向刚度模式,导致在支承结构周向后端可能会形成二次楔形,出现两个压力峰现象,并有利于提高轴承承载能力。

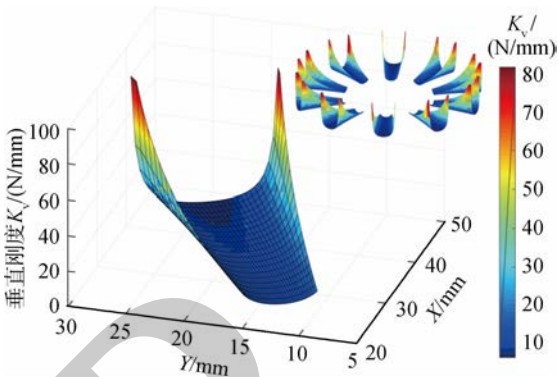


图 5 支承结构刚度分布

Fig. 5 Stiffness distribution of supporting foils

表 1 轴承主要参数

Table 1 Main parameters of the foil bearing

参数	数值
瓣数	10
内径 R_i /mm	25.4
外径 R_o /mm	50.8
顶箔厚度 h_{top} /mm	0.15
箔片 1 厚度 h_1 /mm	0.2
箔片 2 厚度 h_2 /mm	0.35
箔片 3 厚度 h_3 /mm	0.4
箔片 2 弹性模量 E /(N/mm ²)	214 000
箔片 3 弹性模量 E' /(N/mm ²)	214 000
顶箔展角 β (°)	36
倾斜面展角 α (°)	21.6

1.3 顶层箔片刚度模型

顶层箔片的刚度是使用四节点的壳单元模型求得的。根据箔片网格划分情况,通过有限元求解得到网格节点刚度矩阵 K_{top} ,再将文中第 1.2 节计算的支承结构刚度矩阵 K_v 与之叠加即可得到全局刚度矩阵 K_g ,即 $K_g = K_{top} + K_v$ 。

2 气体润滑理论模型

2.1 雷诺方程

为推导可压缩气体雷诺方程,假设:①气体在气膜中为层流状态;②气体为等温理想气体;③气体与固体接触表面无滑移;④忽略气体惯性力和

体积力;⑤由于气膜厚度远小于径向和周向尺寸,因此忽略气体沿膜厚方向的压力变化,即 $\partial p/\partial z=0$ 。

针对图 2 所示轴承结构和圆柱坐标系,气体连续性方程可简化为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_r)}{r \partial r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial(\rho v_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \tag{16}$$

简化形式下的气体运动方程为

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) \\ \frac{\partial p}{r \partial \theta} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right) \end{cases} \tag{17}$$

理想气体状态方程为

$$\frac{p}{\rho} = RT \tag{18}$$

速度边界条件

$z=0$ 时

$$v_r = 0, \quad v_\theta = 0, \quad w = 0 \tag{19}$$

$z=h$ 时

$$v_r = 0, \quad v_\theta = r\omega, \quad w = 0 \tag{20}$$

式中 t 为时间; ρ 为气体密度; v_r 、 v_θ 、 w 分别为气膜内气体沿径向、周向和轴向的流速; μ 为气体黏度; p 为气膜压力; R 、 T 分别为气体常数和气膜温度; h 为气膜厚度; ω 为转动角速度。

对运动方程(式(17))进行积分,并代入速度边界条件式(19)和式(20)可得到气体径向流速和周向流速

$$\begin{cases} v_r = \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} (z^2 - hz) \\ v_\theta = \frac{1}{2\mu r} \cdot \frac{\partial p}{\partial \theta} (z^2 - hz) + \frac{r\omega}{h} z \end{cases} \tag{21}$$

将连续性方程(式(16))对 z 进行积分;忽略密度变化,即 $\partial \rho/\partial t=0$;代入式(21)、状态方程(式(18)),经过一定简化得到等温理想气体的雷诺方程

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(rh^3 p \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 p \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\mu\omega \frac{\partial(ph)}{\partial \theta} + 12\mu \frac{\partial(ph)}{\partial t} \tag{22}$$

通过无量纲化,得

$$\frac{1}{\bar{r}} \cdot \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\bar{r} \bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{1}{\bar{r}^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \bar{\theta}} \left(\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\theta}} \right) = \Lambda \frac{\partial(\bar{p}\bar{h})}{\partial \bar{\theta}} + 2\gamma \Lambda \frac{\partial(\bar{p}\bar{h})}{\partial \bar{t}} \tag{23}$$

式中

$$\bar{h} = h/h_t, \quad \bar{r} = r/R_o, \quad \bar{p} = p/p_a$$

$$\bar{t} = \nu t, \quad \Lambda = \frac{6\mu\omega R_o^2}{p_a h_t^2}, \quad \gamma = \nu/\omega$$

其中 p_a 为环境气压; ν 为激振频率。

在稳定状态下, $\partial(\bar{p}\bar{h})/\partial \bar{t}=0$, 所以得到静态雷诺方程表达式

$$\frac{1}{\bar{r}} \cdot \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\bar{r} \bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{1}{\bar{r}^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \bar{\theta}} \left(\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\theta}} \right) = \Lambda \frac{\partial(\bar{p}\bar{h})}{\partial \bar{\theta}} \tag{24}$$

2.2 气膜厚度方程

推力箔片轴承的气膜厚度由两部分组成,一部分为推力盘与顶箔之间的自然间隙 $\zeta(r, \theta)$; 一部分为在气膜压力作用下产生的箔片变形量 $\delta(r, \theta)$ 。因此,无量纲气膜厚度方程的表达式如下:

$$\bar{h} = \bar{\zeta}(r, \theta) + \delta(r, \theta)/h_t \tag{25}$$

对于其中无量纲自然间隙 $\bar{\zeta}(r, \theta)$, 有如下关系:

$$\bar{\zeta}(r, \theta) = \begin{cases} h_2/h_t + (1 - \theta/\alpha) & (0 \leq \theta \leq \alpha) \\ h_2/h_t & (\alpha < \theta \leq \beta) \end{cases} \tag{26}$$

对于各节点上箔片变形量 δ , 可由节点力矩阵 $\mathbf{F}$ 和全局刚度矩阵 $\mathbf{K}_g$ 得到

$$\delta = \frac{\mathbf{F}}{\mathbf{K}_g} \tag{27}$$

2.3 扰动法求动态参数

为求轴承运转时的动态刚度和阻尼,文中采用微扰动法进行预测,即在推力箔片轴承的轴向上给予轻微扰动,根据所引起的气压变化情况来计算出轴承的动态刚度、动态阻尼。

假定轴承在某一工况下稳定运行,其稳定气膜压力、气膜厚度和箔片变形量分别为 $\bar{p}_0$ 、 $\bar{h}_0$ 、 $\bar{\delta}_0$ 。施予微小扰动量,并忽略高阶项后,扰动量由位移扰动量 $\Delta \bar{z}$ 和速度扰动量 $\Delta \dot{\bar{z}}$ 组成。气膜压力、气膜厚度和箔片变形量的 Taylor 展开可简化为如下形式:

$$\begin{cases} \bar{p} = \bar{p}_0 + \bar{p}_z \Delta \bar{z} + \bar{p}_{\dot{z}} \Delta \dot{\bar{z}} \\ \bar{h} = \bar{h}_0 + \bar{h}_z \Delta \bar{z} + \bar{h}_{\dot{z}} \Delta \dot{\bar{z}} \\ \bar{\delta} = \bar{\delta}_0 + \bar{\delta}_z \Delta \bar{z} + \bar{\delta}_{\dot{z}} \Delta \dot{\bar{z}} \end{cases} \tag{28}$$

式中 $\Delta \bar{z} = \Delta z/h_t$, $\Delta \dot{\bar{z}} = \partial \Delta \bar{z} / \partial \bar{t}$ 。其中 $\bar{p}_z$ 、 $\bar{h}_z$ 、 $\bar{\delta}_z$ 分别为位移扰动量引起的无量纲压力变化率、无量纲气膜厚度变化率和无量纲箔片变形量变化率;同理 $\bar{p}_{\dot{z}}$ 、 $\bar{h}_{\dot{z}}$ 、 $\bar{\delta}_{\dot{z}}$ 为速度扰动量所引起的对应变化率。

由式(28)可知

$$\Delta \bar{\delta} = \bar{\delta} - \bar{\delta}_0 = \bar{\delta}_z \Delta \bar{z} + \bar{\delta}_z \Delta \bar{z} \quad (29)$$

当微小扰动量输入后,气膜厚度为

$$\bar{h} = \bar{h}_0 + \Delta \bar{z} + \Delta \bar{\delta} \quad (30)$$

将式(28)和式(29)代入式(30)可得

$$\begin{cases} \bar{h}_z = 1 + \bar{\delta}_z \\ \bar{h}_z = \bar{\delta}_z \end{cases} \quad (31)$$

将式(28)代入雷诺方程(式(23)),分离关于

$\Delta \bar{z}$ 和 $\Delta \bar{z}$ 的系数,形成两个扰动方程。

关于位移扰动量 $\Delta \bar{z}$ 的扰动方程

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\bar{r}} \cdot \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\bar{r} \bar{h}_0^3 \bar{p}_z \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \bar{r}} + \bar{r} \bar{h}_0^3 \bar{p}_0 \frac{\partial \bar{p}_z}{\partial \bar{r}} + 3 \bar{r} \bar{h}_z \bar{h}_0^2 \bar{p}_0 \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \bar{r}} \right) + \\ & \frac{1}{\bar{r}^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{h}_0^3 \bar{p}_z \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \theta} + \bar{h}_0^3 \bar{p}_0 \frac{\partial \bar{p}_z}{\partial \theta} + 3 \bar{h}_z \bar{h}_0^2 \bar{p}_0 \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \theta} \right) = \\ & \Delta \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{p}_0 \bar{h}_z + \bar{p}_z \bar{h}_0) - 2 \gamma \Delta (\bar{p}_0 \bar{h}_z + \bar{p}_z \bar{h}_0) \end{aligned} \quad (32)$$

关于速度扰动量 $\Delta \bar{z}$ 的扰动方程

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\bar{r}} \cdot \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\bar{r} \bar{h}_0^3 \bar{p}_z \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \bar{r}} + \bar{r} \bar{h}_0^3 \bar{p}_0 \frac{\partial \bar{p}_z}{\partial \bar{r}} + 3 \bar{r} \bar{h}_z \bar{h}_0^2 \bar{p}_0 \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \bar{r}} \right) + \\ & \frac{1}{\bar{r}^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{h}_0^3 \bar{p}_z \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \theta} + \bar{h}_0^3 \bar{p}_0 \frac{\partial \bar{p}_z}{\partial \theta} + 3 \bar{h}_z \bar{h}_0^2 \bar{p}_0 \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \theta} \right) = \\ & \Delta \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{p}_0 \bar{h}_z + \bar{p}_z \bar{h}_0) + 2 \gamma \Delta (\bar{p}_0 \bar{h}_z + \bar{p}_z \bar{h}_0) \end{aligned} \quad (33)$$

将稳定状态下的气膜压力 $\bar{p}_0$ 和气膜厚度 $\bar{h}_0$ 作为已知条件,运用有限差分法求解式(32)和式(33),得到 $\bar{p}_z$ 和 $\bar{p}_z$ 。因此,轴承的动态刚度和动态阻尼可通过积分求得

$$\begin{cases} \bar{K}_{zz} = \frac{h_t}{p_a R_0^2} K_{zz} = - \int_0^\beta \int_{R_i/R_0}^1 \bar{p}_z \bar{r} d\bar{r} d\theta \\ \bar{C}_{zz} = \frac{h_t \nu}{p_a R_0^2} C_{zz} = - \int_0^\beta \int_{R_i/R_0}^1 \bar{p}_z \bar{r} d\bar{r} d\theta \end{cases} \quad (34)$$

式中 $\bar{K}_{zz}$ 、 $\bar{C}_{zz}$ 为动态刚度 K_{zz} 和动态阻尼 C_{zz} 的无量纲值。

3 静态特性分析

运用有限差分法求解静态雷诺方程(式(24)),并结合气膜厚度方程(式(25)),即可得到轴承的静态参数。其求解边界条件为

$$\begin{cases} \bar{r} = R_i/R_0 & \bar{p} = 1 \\ \bar{r} = 1 & \bar{p} = 1 \\ \theta = 0 & \bar{p} = 1 \\ \theta = \beta & \bar{p} = 1 \end{cases} \quad (35)$$

根据求解出来的静态压力分布和气膜厚度分布,通过积分即可求得推力箔片轴承的轴向载荷

和摩擦矩

$$\begin{cases} \bar{W} = \frac{W}{p_a R_0^2} = \int_0^\beta \int_{R_i/R_0}^1 (\bar{p} - 1) \bar{r} d\bar{r} d\theta \\ \bar{T} = \frac{T}{p_a h_t R_0^2} = \int_0^\beta \int_{R_i/R_0}^1 \left(\frac{\bar{r} \bar{h}}{2} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} + \Lambda \frac{\bar{r}^3}{6 \bar{h}} \right) d\bar{r} d\theta \end{cases} \quad (36)$$

采用表 1 中所示的轴承参数,通过计算得出的气膜压力分布和箔片变形情况如图 6 和图 7 所示。其他参数设置为 $h_t = 0.025 \text{ mm}$, 转速 $n = 30000 \text{ r/min}$ 。另外,图 6 表示的是最小气膜厚度 $h_{\min} = 0.025 \text{ mm}$ 情况下的结果;图 7 表示的是在该工况下,最大承载力所对应的压力分布和箔片变形量情况。参考已有文献的研究经验^[24-25],最大承载力对应的最小气膜厚度 $h_{\min}$ 取 0.005 mm 。从图 6 和图 7 可以看出,由于推力箔片轴承的结构对称性,其压力分布和箔片变形情况在周向具有周期分布规律。

图 6 和图 7 中压力分布之所以会存在较大差异,是因为:

1) 图 6 展示的是大气膜间隙,即小载荷情况,因此压力峰值相对较小,楔形区气压增加相对缓慢。由图 6(b)可知箔片最大变形量出现在最大气膜压力之前;另外,楔形区之后气膜间隙值较箔片变形量大很多,所以该段几乎为等间隙区域,根据压力边界条件式(35),气膜压力会逐渐下降。

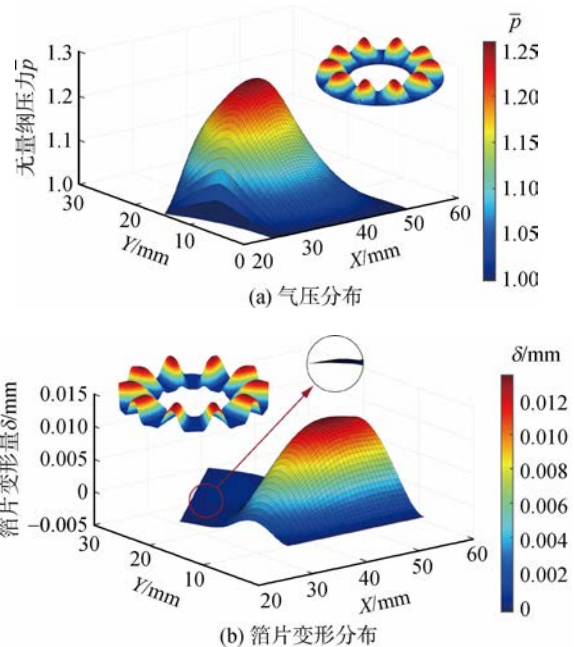


图 6 $h_{\min} = 0.025 \text{ mm}$ 时,轴承气压与箔片变形分布

Fig. 6 Pressure and deflection distribution for

$$h_{\min} = 0.025 \text{ mm}$$

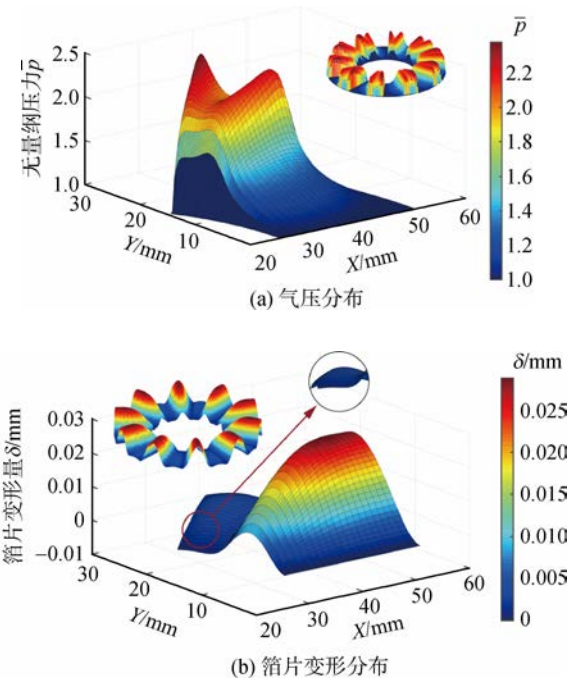


图 7 $h_{\min}=0.005\text{ mm}$ 时,轴承气压与箔片变形分布
Fig. 7 Pressure and deflection distribution for $h_{\min}=0.005\text{ mm}$

2) 图 7 则表示的是最大承载力情况。此时气膜间隙很小,压力峰值较大,楔形区气压增速也较快;由图 7(b)可知,此时楔形区之后箔片变形量与气膜间隙相差不大,所以箔片变形对压力分布影响很大,图 5 所示弹性支承结构的变刚度趋势导致楔形区后箔片变形量先增大后减小,最终使得单瓣上出现二次楔形效果,形成两个压力峰值,所以这种轴承与一般单压力峰轴承相比,承载能力有较大提高。

3.1 最小气膜厚度对静态性能的影响

气膜厚度是轴承性能最为关键的影响因素之一,图 8 为轴承最小气膜厚度与轴承承载力、摩擦力矩的关系,其中楔形高度 $h_t=0.025\text{ mm}$ 。

由图 8 可知,随着最小气膜厚度的减小,轴承

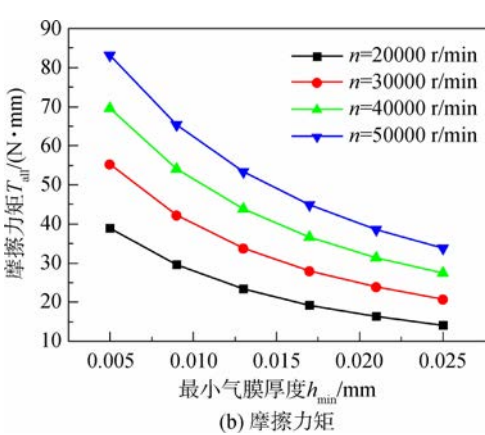


图 8 承载能力和摩擦力矩随最小气膜厚度的变化情况
Fig. 8 Influence of minimum thickness on load capacity and friction torque

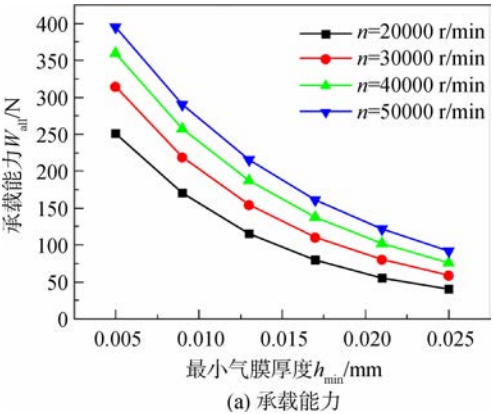
承载能力和摩擦力矩都不断增大,且增速逐渐加快;当工作转速提高时,轴承承载能力和摩擦力矩都会增大;且对于固定最小气膜厚度,增加转速,承载能力和摩擦力矩的增速逐渐变缓。

3.2 楔形高度对静态性能的影响

对于推力箔片轴承,楔形高度对轴承性能的影响研究一直都在进行^[18]。图 9 表示的是在不同转速下,楔形高度对轴承最大承载能力、摩擦力矩的影响,其中最小气膜厚度 $h_{\min}=0.005\text{ mm}$ 。

由图 9(a)可知,在固定转速下,轴承最大承载能力随楔形高度的增加而先增后减小,其原因是:在楔形高度相对较小时,当楔形高度增加时,楔形变陡,气体压缩效果更为明显,气膜压力也就越大,最终导致承载能力提高;但楔形高度增大到一定程度时,虽然最大气膜压力较大,但是由于楔形前端气膜间隙过大,几乎没有压力升高,使得压力有效作用面积减小,导致承载能力下降。因此,在轴承楔形高度的设计上存在一个最优值以达到更大承载能力,根据计算结果可知,该轴承楔形高度取 $0.020\sim0.025\text{ mm}$ ($h_t/h_{\min}=4\sim5$) 之间最优。并且,可以明显看出在小楔形高度范围内,随着楔形高度的增加,承载能力急剧提高,直到达到最优值附近才趋于平缓。另外,随着转速的提高,承载能力逐渐增加,且增速变缓;但是楔形高度在 0.01 mm 以下时,不同转速下轴承的承载能力相同,这可能是因为楔形高度较低,未充分形成动压效应。

由图 9(b)可知,在相同转速下,随着楔形高度的增加,轴承摩擦力矩迅速降低,并趋向于稳定值。随着转速增加,摩擦力矩会逐渐增大。



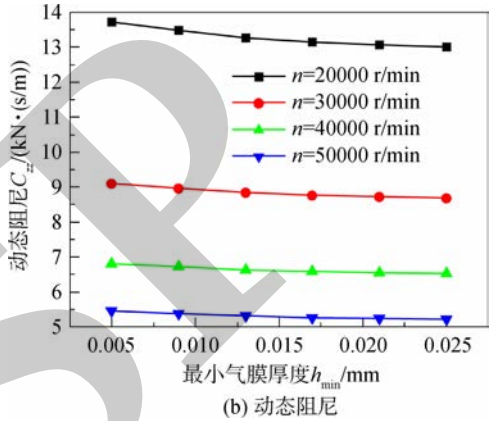
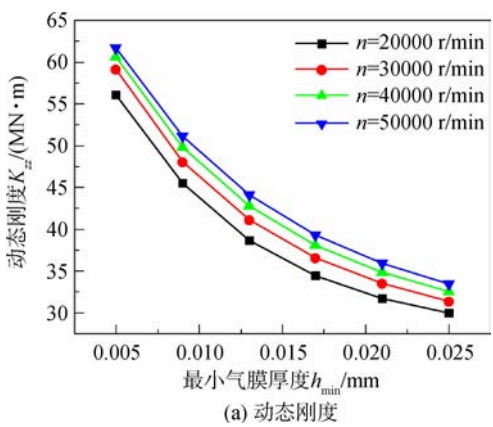
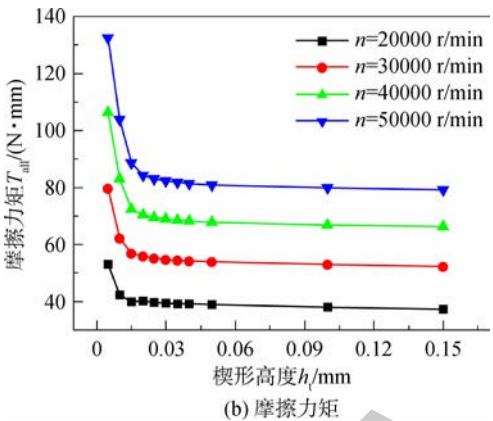
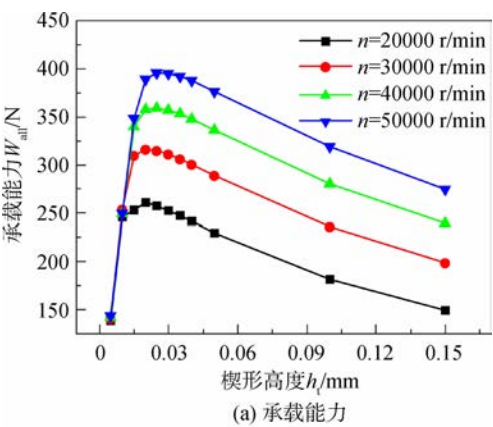


图 9 承载能力和摩擦力矩随楔形高度的变化情况
Fig. 9 Influence of the height of wedge on load capacity and friction torque

图 10 动态参数随最小气膜厚度的变化情况
Fig. 10 Influence of minimum thickness on dynamic parameters

综合图 9 中两图可以总结出:当该轴承的楔形高度选取在最优值附近时,在实现较大承载能力的同时,也能达到较小摩擦力矩,减小功率损耗。

4 动态特性分析

4.1 最小气膜厚度对动态性能的影响

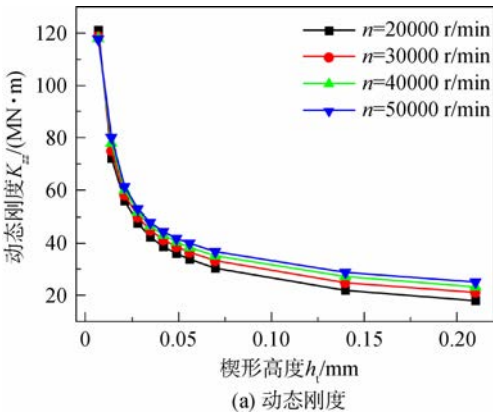
图 10 表示的是轴承最小气膜厚度对动态刚度和阻尼的影响。此时 $h_i=0.025\text{ mm}$ 。由图 10(a)可知在一定转速下,随着最小气膜厚度的增大动态刚度不断下降,且下降趋势变缓,即表示在某一转速下随着轴承载荷下降,轴承动态刚度下降。另外,转速增加时轴承动态刚度也逐渐增大。

从图 10(b)中可以明显看出:在相同转速下,最小气膜厚度的变化对动态阻尼的影响较小,即同一转速下,改变轴承载荷对动态阻尼参数的影响较小。这是因为相同转速下,轴承动态阻尼主要受库伦摩擦影响,而本文忽略轴承内界面摩擦。另外,随着转速的增加,轴承动态阻尼迅速下降,且下降速度逐渐变缓。

4.2 楔形高度对动态性能的影响

图 11 显示的是楔形高度对动态刚度和阻尼的影响。其中最小气膜厚度 $h_{min}=0.007\text{ mm}$ 。

不同转速下楔形高度与动态刚度的关系见图 11(a)。从图中可见:在相同转速下,随着楔形高度的增加,动态刚度逐渐下降,并趋向于稳定值。当增加转速时,动态刚度增加;另外,在低楔形高度时,各转速所对应的动态刚度值几乎相等,随着楔形高度的增加,各转速对应的刚度差值逐渐



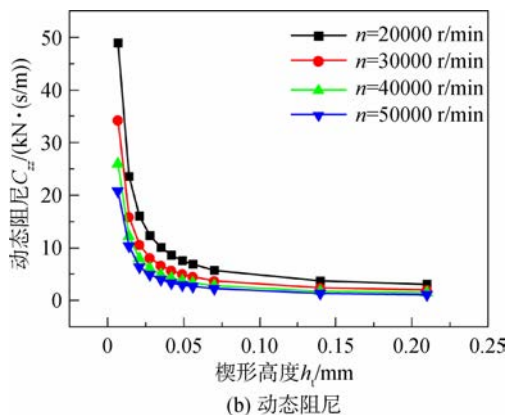


图 11 动态参数随楔形高度的变化情况

Fig. 11 Influence of the height of wedge on dynamic parameters

增大。

从图 11(b)可以看出:相同转速下,楔形高度逐渐增加时,轴承动态阻尼急剧下降,并很快趋向于稳定值。当转速提高时,动态阻尼则会逐渐下降。并且在小楔形高度时,各转速下轴承动态阻尼相差较大,而随着楔形高度的增加,其差值不断降低,趋于相同值。

5 结 论

1) 由于支承箔片的变刚度形式,使得每瓣末端出现二次楔形效果,最终形成两个压力峰值。与一般单峰情况的轴承相比,该轴承能较大地提高承载能力。

2) 关于最小气膜厚度的研究其实一定程度上是反映对轴承载荷的特性研究。根据文中的分析研究可以发现:随着最小气膜厚度的增加,轴承承载能力和摩擦力矩都不断下降。在动态方面,当最小气膜厚度增加时,轴承动态刚度逐渐下降,而动态阻尼则变化很小,这是因为相同转速下,轴承动态阻尼主要受库伦摩擦影响,而本文忽略轴承内部界面摩擦。

3) 根据静态特性分析可以发现,随着楔形高度的增加,轴承承载能力先增后减,而摩擦力矩则迅速下降,并趋于稳定值。因此楔形高度存在最优值以实现较大承载能力的同时,也能达到较小摩擦力矩,减小功率损耗。综合考虑楔形高度对动态性能的影响后,也可以发现:在该最优楔形高度附近,既能获得高动态刚度,又能得到相对较高的动态阻尼。因此,在该类轴承的设计、制造中,楔形高度的选取是决定轴承性能的关键因素之一。

参考文献:

- [1] AGRAWAL G L. Foil air/gas bearing technology: an overview[R]. Orlando: ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, 1997.
- [2] DELLACORTE C, RADIL K C, BRUCKNER R J, et al. Design, fabrication, and performance of open source generation I and II compliant hydrodynamic gas foil bearings[J]. Tribology Transactions, 2008, 51(3): 254-264.
- [3] RUSCITTO D, MCCORMICK J, GRAY S. Hydrodynamic air lubricated compliant surface bearing for an automotive gas turbine engine: I journal bearing performance[J]. Automobiles, 1978, 523(2): 181-187.
- [4] ANDRÉS L S, CHIRATHADAM T A, KIM T H. Measurement of structural stiffness and damping coefficients in a metal mesh foil bearing[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010, 132(3): 032503.1-032503.7.
- [5] FENG K, ZHAO X, ZHANG Z, et al. Numerical and compact model of metal mesh foil bearings[J]. Tribology Transactions, 2016, 59(3): 480-490.
- [6] SONG J H, KIM D. Foil gas bearing with compression springs: analyses and experiments[J]. Journal of Tribology, 2007, 129(3): 628-639.
- [7] FENG K, HU J, LIU W, et al. Structural characterization of a novel gas foil bearing with nested compression springs: analytical modeling and experimental measurement[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2016, 138(1): 012504.1-012504.11.
- [8] FENG Kai, ZHAO Xueyuan, HUO Caijiao, et al. Analysis of novel hybrid bump-metal mesh foil bearings[J]. Tribology International, 2016, 103(3): 529-539.
- [9] 冯凯, 胡小强, 赵雪源, 等. 三瓣式气体箔片径向轴承的静态特性[J]. 中国机械工程, 2017, 28(15): 1826-1835.
FENG Kai, HU Xiaoqiang, ZHAO Xueyuan, et al. Static and dynamic performances of a three-pad gas foil journal bearing[J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28(15): 1826-1835. (in Chinese)
- [10] HESHMAT H, WALWIT J, PINKUS O. Analysis of gas-lubricated foil journal bearings[J]. Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(4): 647-655.
- [11] IORDANOFF I. Analysis of an aerodynamic compliant foil thrust bearing: method for a rapid design[J]. Journal of Tribology, 1999, 121(4): 816-822.
- [12] KU C P R, HESHMAT H. Compliant foil bearing structural stiffness analysis: Part I theoretical model including strip and variable bump foil geometry[J]. Journal of Tribology, 1992, 114(2): 394-400.
- [13] LEZ S L, ARGHIR M, FRENE J. A new bump-type foil bearing structure analytical model[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2007, 129(4): 1047-1057.
- [14] FENG K, KANEKO S. Analytical model of bump-type foil bearings using a link-spring structure and a finite-element shell

model[J]. Journal of Tribology, 2010, 132(2): 021706. 1-021706. 11.

[15] 徐方程,孙毅,刘占生,等. 基于箔片非线性刚度模型的气体箔片轴承静特性研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(21): 56-62.

XU Fangcheng, SUN Yi, LIU Zhansheng, et al. Static performance of gas foil bearings with nonlinear foil stiffness model[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(21): 56-62. (in Chinese)

[16] HESHMAT C A, XU D S, HESHMAT H. Analysis of gas lubricated foil thrust bearings using coupled finite element and finite difference methods[J]. Journal of Tribology, 2000, 122(1): 199-204.

[17] BRUCKNER R J, DELLACORTE C, PRAHL J M. Analytical modeling of the hydrodynamic, thermal, and structural behavior of foil thrust bearings[R]. NASA/TM-2005-213811, 2005.

[18] PARK D J, KIM C H, JANG G H, et al. Theoretical considerations of static and dynamic characteristics of air foil thrust bearing with tilt and slip flow[J]. Tribology International, 2008, 41(4): 282-295.

[19] 徐方程,刘占生,张广辉,等. 气体止推箔片轴承试验台设计及试验[J]. 航空动力学报, 2016, 31(9): 2298-2304.

XU Fangcheng, LIU Zhansheng, ZHANG Guanghui, et al. Test rig design and experiment of gas thrust foil bearing [J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(9): 2298-2304. (in Chinese)

[20] QIN K, JAHN I H, JACOBS P A. Effect of operating conditions on the elasto-hydrodynamic performance of foil thrust bearings for supercritical CO₂ cycles[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2017, 139(4): 042505. 1-042505. 10.

[21] ETSION I. Analysis and design of a cantilever-mounted resilient-pad gas-lubricated thrust bearing[R]. NASA /TN-1976-D8221, 1976.

[22] ZHOU Q, HOU Y, CHEN R, et al. Static analysis of viscoelastic supported gas foil thrust bearing with journal inclination[J]. Journal of Advanced Mechanical Design Systems and Manufacturing, 2010, 4(7): 1210-1220.

[23] KIM D, PARK S. Hydrostatic air foil bearings: Analytical and experimental investigation[J]. Tribology International, 2009, 42(3): 413-425.

[24] KIM T H, LEE Y B, KIM T Y, et al. Rotordynamic performance of an oil-free turbo blower focusing on load capacity of gas foil thrust bearings[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(2): 022501. 1-022501. 7.

[25] FENG K, LIU L J, GUO Z Y, et al. Parametric study on static and dynamic characteristics of bump-type gas foil thrust bearing for oil-free turbomachinery[J]. Journal of Engineering Tribology, 2015, 229(10): 1247-1263.

(编辑:叶 青)