

文章编号: 1006-3080(2025)01-0119-10

DOI: 10.14135/j.cnki.1006-3080.20240317001

考虑平箔综合弹性变形的空气箔片轴承性能

邵聪鹏¹, 许浩杰², 李双敏¹, 安琦¹

(1. 华东理工大学机械与动力工程学院, 上海 200237; 2. 浙江清华长三角研究院, 浙江嘉兴 314000)

摘要:目前关于空气箔片轴承研究中的平箔采用梁模型简化, 忽略了平箔变形在轴向上具有的耦合关系导致计算精度受限的问题, 建立了一种基于薄板弯曲理论、考虑平箔综合弹性变形空气箔片轴承力学模型, 实现了对箔片变形与受力的精确计算。结合 Reynolds 方程, 构建了能够对空气箔片轴承力学性能与润滑性能进行计算的流固耦合算法。给定载荷 0.6 N、以 600 r/min 为梯度进行试验, 对比了偏心率和摩擦力矩的试验值与理论值, 验证了所建立计算模型的可靠性。结合算例参数探讨了转速、载荷对轴承性能参数的影响, 同时研究了平箔和波箔厚度、波拱高度、波拱半弦长等轴承结构参数对空气箔片轴承性能的影响。

关键词:空气箔片轴承; 综合弹性变形; 力学性能; 润滑性能; 流固耦合算法

中图分类号: TH133.35; TH117.2

文献标志码: A

波箔型空气箔片轴承是应用最广泛的一种气体箔片轴承。波箔型空气箔片轴承主要结构由平箔、波箔和壳体 3 部分构成。在实际应用中, 波箔和平箔始终发生复杂弹性变形, 对其进行力学分析, 构建能够精确计算力学性能模型十分必要。

1983 年, Heshmat 等^[1]首次将支承拱等效为弹簧建立了简单弹性模型, 得到了波箔刚度的表达式, 该模型易于理解、计算方便且误差可接受, 被广泛应用于空气箔片轴承的研究中。之后为了提高计算精确度, 多种轴承理论模型被提出。Ku 等^[2]建立了考虑箔片和壳体的库伦摩擦阻尼以及相邻箔拱间的传递力的模型, 计算表明增加平箔和波箔之间的摩擦可以提高轴承刚度。Xu 等^[3-5]建立了考虑波箔结构参数的波箔型气体箔片轴承的静动特性计算模型, 探讨了波箔结构参数对轴承性能的影响规律。Heshmat 等^[6]考虑了箔片变形和气膜厚度之间的关系, 采用有限差分法对相关控制方程进行求解并得到了箔片轴承的静态特性。Zhou 等^[7]将箔片轴承视为壳体结构, 采用张量分量混合插值单元建立壳体模型, 采用位移控制的载荷方案来计算箔片的变形。

在关于平箔的计算模型中, 通常将平箔简化为平面内的直梁或者非线性曲梁。Zhao 等^[8-9]建立了一种将平箔简化为梁的有限元模型, 分析了箔片结构在静态条件下由摩擦引起的迟滞行为和耗散特性, 发现了不对中会降低轴承的承载力。Zhang 等^[10]对空气箔片轴承建立了一种梁-桁架的简化模型, 研究了增加环境压力对轴承承载能力、半径间隙对整体压力分布的影响。Li 等^[11]采用非线性曲线梁单元计算了多叶径向箔片轴承箔片的变形, 以模拟箔片装配和转子插入过程, 得到了箔片边界条件、叶片数、轴承径向游隙等箔片结构参数对多叶径向箔片轴承摩擦迟滞特性的预测。Song 等^[12]建立了一种梁单元模型以计算箔片弹性变形, 利用箔片气膜厚度方程迭代计算, 得到了弹性箔片动压气体轴承的静态特性。

目前对于平箔通常采用梁模型来简化研究箔片的变形与力学分析, 该类模型无法考虑平箔的全面变形, 忽略了平箔变形在轴向上的耦合关系, 导致计算精度受到限制。本文通过力学分析, 建立了一种综合考虑平箔挠度在周向及轴向上分布发生耦合变

收稿日期: 2024-03-17

作者简介: 邵聪鹏(1998—), 男, 江西鹰潭人, 博士生, 主要研究方向为机械设计及理论。E-mail: Y20200068@mail.ecust.edu.cn

通信联系人: 安琦, E-mail: anqi@ecust.edu.cn

引用本文: 邵聪鹏, 许浩杰, 李双敏, 等. 考虑平箔综合弹性变形的空气箔片轴承性能[J]. 华东理工大学学报(自然科学版), 2025, 51(1): 119-128.

Citation: SHAO Congpeng, XU Haojie, LI Shuangmin, et al. Performance of Air Foil Bearings with Considering Comprehensive Elastic Deformation of Flat Foil[J]. Journal of East China University of Science and Technology, 2025, 51(1): 119-128.

化的空气箔片轴承力学模型, 结合 Reynolds 方程, 构建了对空气箔片轴承力学性能与润滑性能进行计算的流固耦合算法, 通过试验对比验证了模型的可靠性; 结合算例, 探讨了波箱型空气箔片轴承的结构参数对其力学性能与润滑性能的影响规律。

1 理论模型

1.1 轴承结构

径向空气箔片轴承由平箔、波箔、壳体组成, 如图 1 所示。箔片一端嵌在槽缝内, 另一端自由搭接。在启停时, 转轴转速较低, 轴颈与平箔直接接触; 在正常运行时, 转轴具有高转速, 平箔和轴颈之间的楔形润滑气膜由于流体动压润滑效应为转轴提供支承力。

1.2 箔片的受力与变形分析

图 2 示出了箔片结构与模型转化。如图 2(a) 所示, 平箔受力变形情况为: 上表面的气膜压力为 p , 下表面与波箔支承拱相互之间的接触反力为 F , 径向变形位移量为 δ 。在进行力学建模前, 提出如下假设:

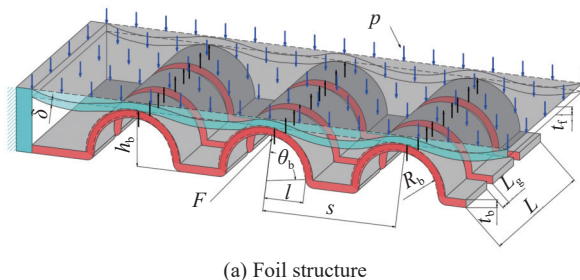
- (1) 波箔与平箔始终保持接触, 波箔与平箔在接触点的径向变形位移量相同;
- (2) 波箔与平箔接触区域周向宽度很小, 近似看成线接触;
- (3) 波箔发生弹性变形时, 在圆周方向变形位移量很小, 忽略不计。

如图 2(b) 所示, 平箔简化成薄板, 波箔简化成多组等效弹簧, 以构建薄板-弹簧模型。平箔展开成为一个矩形薄板, 平箔的径向变形位移量 δ 等效成薄板的弯曲挠度 w 。本模型中薄板的弯曲挠度 w 是 y 向分布载荷 $q(x, z)$ 引起的综合弹性变形。

平箔受到的 y 方向分布载荷 q 由上表面的气膜压力 p 和下表面的波箔接触反力 F 组成, 可以表示为:

$$q(x, z) = p(z, x) - \lim_{\Delta x \rightarrow 0, \Delta z \rightarrow 0} \frac{F(x, z)}{\Delta x \Delta z} \quad (1)$$

$F(x, z)$ 是波箔的接触反力, 在非接触区域其值



(a) Foil structure

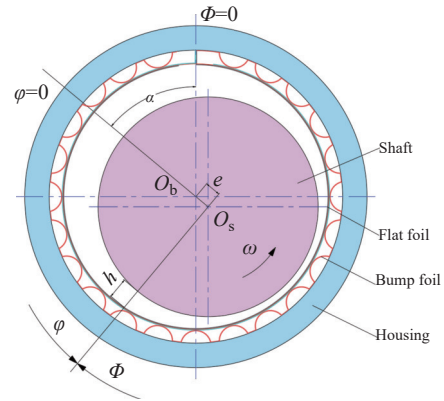


图 1 径向空气箔片轴承

Fig. 1 Radial air foil bearing

为 0, 接触区的接触反力大小为:

$$F(x, z) = K(x, z) \delta(x, z) \quad (2)$$

厚度为 t_f 的薄板弯曲刚度为:

$$D = \frac{Et_f^3}{12(1-\nu^2)} \quad (3)$$

式中, E 为弹性模量, ν 为泊松比。

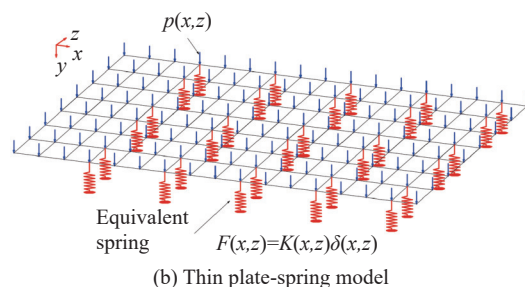
根据弹性力学中弹性薄板弯曲的小挠度理论, 在基尔霍夫假设下, 受横向分布载荷的薄板弯曲基本方程^[13]为:

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial z^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial z^4} = \frac{q(x, z)}{D} \quad (4)$$

为了计算波箔转化为弹簧模型的刚度系数 K , 如图 3(a) 所示, 将波箔在轴向上分割取出一小段宽为 Δz 的平面曲杆, 其横截面为 $\Delta z t_b$ 。由于波箔沿轴承圆周方向的结构相同, 对单个波拱进行的受力分析可推广到整个波箔。如图 3(b) 所示, 选取单个波拱的受力情况分析, 根据力和力矩平衡关系, 左右两边支座约束的反作用力大小为 $F_{RA} = F_{RB} = F/2$ 。

设定使曲杆产生竖直向下位移的弯矩为正, 根据力矩平衡, 可计算出图 3(b) 所示的中任意截面 $m-m$ 处弯矩的表达式为:

$$\begin{cases} M(\theta) = -\frac{FR_b(\sin\theta_b + \sin\theta)}{2}, & -\theta_b \leq \theta \leq 0 \\ M(\theta) = -\frac{FR_b(\sin\theta_b - \sin\theta)}{2}, & 0 \leq \theta \leq \theta_b \end{cases} \quad (5)$$



(b) Thin plate-spring model

图 2 箔片结构与模型转化

Fig. 2 Transformation of foil structure to model

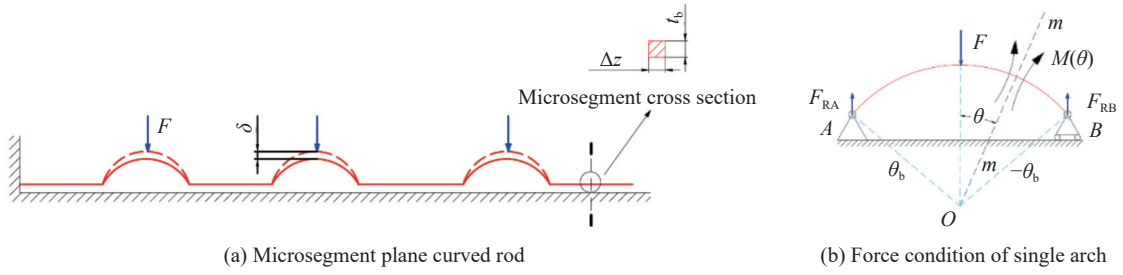


图 3 波箔受力分析

Fig. 3 Force analysis of bump foil

根据卡氏第二定理^[14], 波拱接触受力点的竖直位移量为:

$$\delta = \frac{\partial V_\varepsilon}{\partial F} \quad (6)$$

其中, 单个波拱微段总应变能为:

$$V_\varepsilon = \int_{-R_b\theta_b}^{R_b\theta_b} \frac{M^2(\theta)}{2EI} d(R_b\theta) \quad (7)$$

其中平面曲杆的截面惯性矩为:

$$I = \frac{t_b^3 \Delta z}{12} \quad (8)$$

将式 (7)、式 (8) 代入式 (6), 得到

$$\begin{aligned} \delta &= \int_{-\theta_b}^{\theta_b} \frac{3FR_b^3}{Et_b^3 \Delta z} (\sin\theta_b + \sin\theta)^2 d\theta + \\ &\int_0^{\theta_b} \frac{3FR_b^3}{Et_b^3 \Delta z} (\sin\theta_b - \sin\theta)^2 d\theta = \\ &\frac{6FR_b^3}{Et_b^3 \Delta z} \left(\theta_b \sin^2\theta_b + \frac{\theta_b}{2} + \frac{3}{4} \sin 2\theta_b - 2 \sin\theta_b \right) \end{aligned} \quad (9)$$

由式 (9) 知接触反力 F 与竖直位移量 δ 成正比, 符合弹簧模型的假设, 单位宽度的波拱刚度为:

$$\frac{K}{\Delta z} = \frac{dF}{d\delta} \frac{1}{\Delta z} = \frac{Et_b^3}{6R_b^3 \left(\theta_b \sin^2\theta_b + \frac{\theta_b}{2} + \frac{3}{4} \sin 2\theta_b - 2 \sin\theta_b \right)} \quad (10)$$

上述所建立的模型中考虑了分布载荷 q 在 $x-z$ 方向上发生变化, 引起平箔在周向与轴向上耦合的综合弹性变形, 比忽略轴向耦合变形关系将平箔简化为梁的模型更加符合实际情况。结合卡氏第二定理分析波箔受力, 推导出了波箔转化为弹簧模型的等效弹簧刚度计算公式, 实现了等效弹簧模型转化。

1.3 Reynolds 方程

在气体动压润滑轴承稳定工作过程中, 忽略气体温度变化与压强变化对气体黏度的影响, Reynolds 方程二维形式^[15] 可以写为:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = -6U \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} \quad (11)$$

式中, h 是气膜厚度, ρ 是气体密度, U 是轴颈的周向线速度绝对值, μ 是气体的动力黏度。

1.4 方程求解

图 4 所示为 Reynolds 方程求解区域的网格划分。

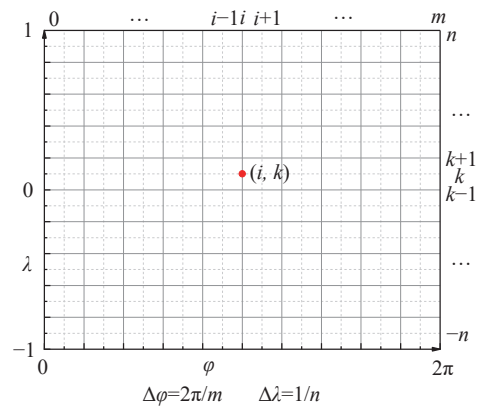


图 4 坐标系与网格划分

Fig. 4 Coordinate system and meshing

根据理想气体状态方程^[16] 可得 $\rho = \frac{pM_A}{N_A k_B T}$, 其中 M_A 为空气的平均摩尔质量, N_A 为阿伏伽德罗常量, k_B 为玻尔兹曼常数, T 为温度。将 $x-z$ 坐标转换到 $\varphi-\lambda$ 坐标中, 式 (11) Reynolds 方程可化为:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(p h^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{d}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(p h^3 \frac{\partial p}{\partial \lambda} \right) = 6U \mu r \frac{\partial(p h)}{\partial \varphi} \quad (12)$$

对式 (12) 量纲为一化:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(P H^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{d}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(P H^3 \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) = \Lambda \frac{\partial(P H)}{\partial \varphi} \quad (13)$$

其中, 轴承数 $\Lambda = \frac{6U \mu r}{p_0 c^2}$, r 为轴半径, 量纲为一气膜厚度 $H = h/c$, 量纲为一气膜压力 $P = p/p_0$, p_0 为大气压, $h = c(1 + \varepsilon \cos\varphi) + \delta$, 偏心率 $\varepsilon = e/c$, c 为顶箔与转轴的半径间隙。

轴颈的摩擦力矩^[17] 如下:

$$\begin{aligned} T_r &= \frac{c p_0 L r}{4} \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} \left(H \frac{\partial P}{\partial \varphi} + \frac{\Lambda}{3H} \right) d\varphi d\lambda = \\ &\frac{c p_0 L r}{4} \sum_{k=-n}^n \sum_{i=0}^m \left(H_{i,k} \frac{P_{i+1,k} - P_{i,k}}{\Delta \varphi} + \frac{\Lambda}{3H_{i,k}} \right) \Delta \varphi \Delta \lambda \end{aligned} \quad (14)$$

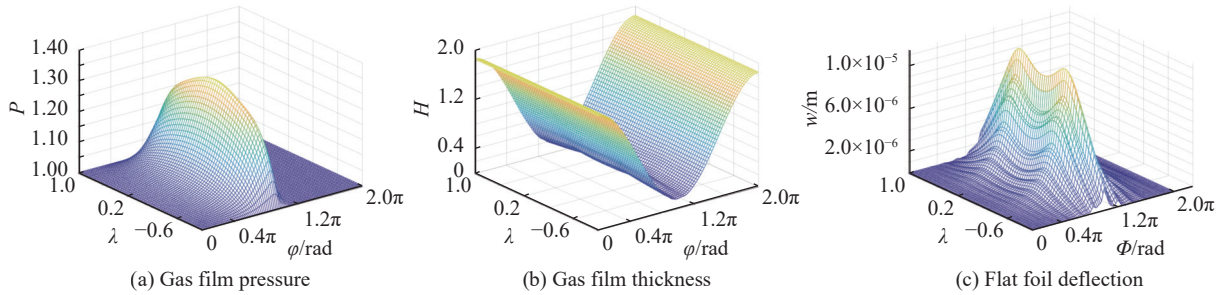


图 6 数值计算结果

Fig. 6 Numerical calculation results

表 1 所示为本组试验中所用轴承的结构参数, 该轴承样品是作者团队与苏州昌恒精密金属压铸有限公司合作开发的一款新型空气箔片轴承。

2.2 试验结果与理论计算对比

根据试验用样品轴承在某种应用场景下的实际工况, 通过调节加载砝码质量模拟对应实际载荷为 0.6 N, 在 8400~18000 r/min 范围内以 600 r/min 为梯度进行试验。图 9 所示为位移传感器和压力传感器的电压信号界面。采样率设置为 10000 Hz, 将稳定运行 10 s 的数据导出到电子表格中, 通过 MATLAB 软件计算平均值, 并转化为偏心率和摩擦力矩。在每个转速工况下重复 10 次试验, 得到试验值的平均值和偏差。表 2 所示为润滑空气的参数, 将此参数和表 1 所示的轴承结构参数代入计算程序, 进行数值求解仿真计算, 将所得试验结果与本文计算模型所得相应理论值结果进行对比。图 10 所示为关于偏心率、摩擦力矩的试验值与理论值, 数值计算的结果均在误差棒范围内, 验证了理论模型计算的准确性。

3 轴承性能的算例数值

本文以表 1 和表 2 的参数为依据, 探讨了空气箔片轴承性能的算例数值。

轴承的转速、载荷对性能参数的影响如图 11 所

示。由图 11(a) 可以看出, 相同转速下, 最小气膜厚度随着载荷增大而逐渐减小, 这是因为载荷增大需要的支承力也增大, 根据流体动压润滑原理, 最小气膜厚度也将相应减小; 而在同载荷下, 提高转速, 可使最小气膜厚度增大, 根据流体动压润滑原理, 提高转速能够获得更大的支承力, 于是最小厚度会相应减小从而降低支承力以匹配载荷。由图 11(b) 可以看出, 相同转速下, 转轴与轴承中心的偏心率随着载荷增加逐渐增大, 这是因为载荷的增加使得转轴偏移更大; 在同载荷下, 提高转速可以减小偏心率, 这是因为提高转速能够获得更大的支承力, 于是在同载荷下偏心率相应减小, 从而降低支承力以匹配载荷。由图 11(c) 可以看出, 相同转速下, 轴颈表面摩擦力矩随载荷增大而逐渐增大, 这是因为载荷的增大使得轴颈表明的气膜压力增大, 摩擦因数一定, 正压力越大摩擦越大; 在同载荷下, 提高转速将使得摩擦力矩增大。根据牛顿内摩擦定律, 内摩擦力正比于流层的相对速度, 而轴颈表面受到的摩擦力和轴颈表面处流层的摩擦力互等。因此同载荷下, 轴的转速越大, 轴颈表面摩擦力矩越大。以上结果表明, 转速、载荷等工况条件的选取对空气箔片轴承工作时的最小气膜厚度、轴的偏心率、轴颈表面摩擦力等工作状态参数具有重要影响, 需要在合理范围内选取, 以确保轴承在实际工作中能够安全稳定的运行。

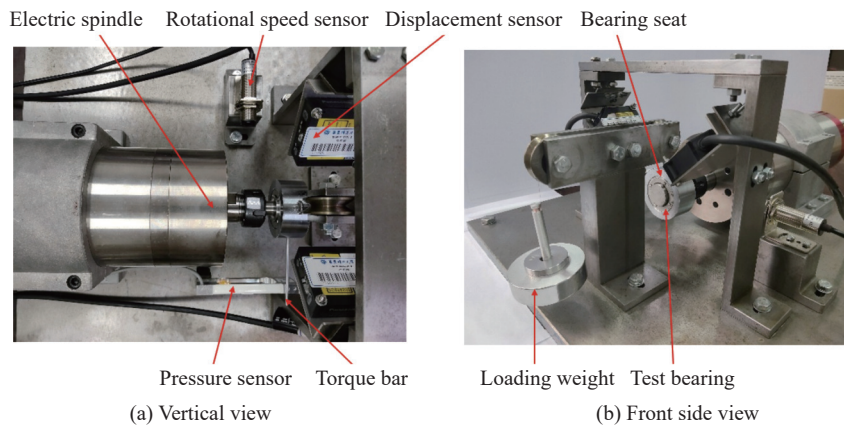


图 7 空气箔片轴承试验装置

Fig. 7 Air foil bearing test device

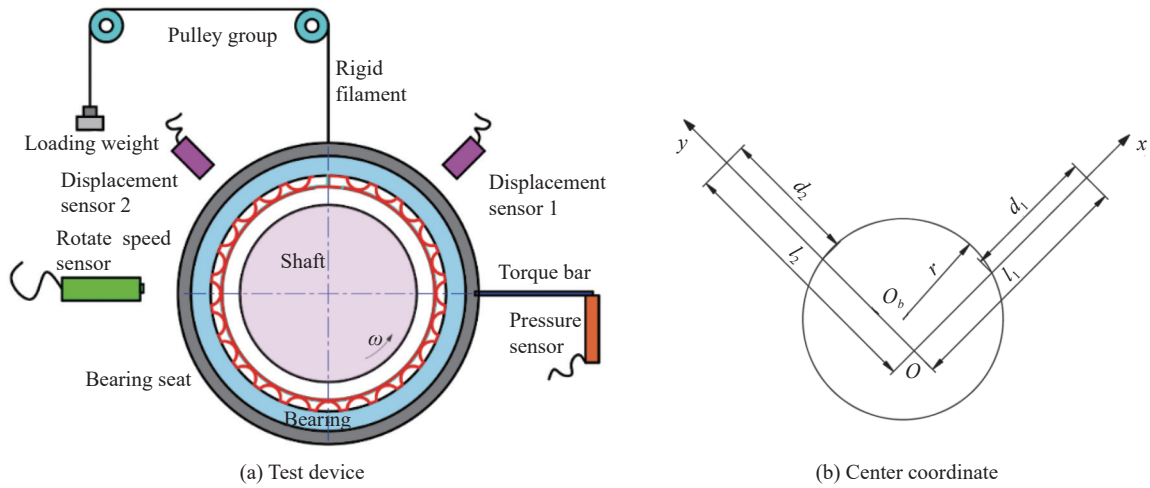


图 8 实验原理图

Fig. 8 Test principle diagram

表 1 轴承结构参数

Table 1 Parameters of bearing structure

r/m	c/m	h_b/m	θ_b/rad	$t_f, t_b/m$	L/m	L_g/m	S/m	l/m	E/Pa
0.014	1.0×10^{-4}	7.0×10^{-4}	0.7298	1.0×10^{-4}	0.025	1.0×10^{-3}	4.18×10^{-3}	1.83×10^{-3}	2.07×10^{11}

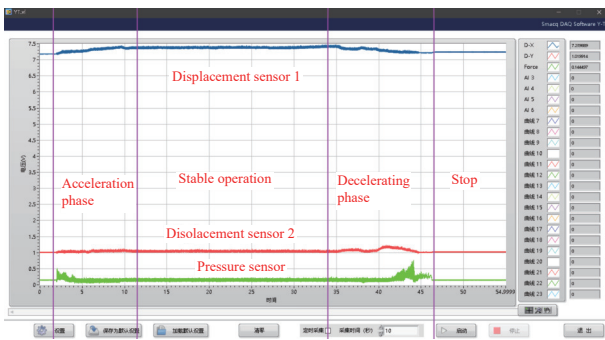


图 9 传感器电压信号界面

Fig. 9 Voltage signal interface of sensors

不同转速下平箔厚度对轴承性能参数的影响如图 12 所示。可以看出,随着平箔厚度 t_f 增大,最大气膜压力、承载力、摩擦力矩、气体端泄流量均增大。在平箔厚度较小时,承载力随平箔厚度增大较快,能够有效提升轴承承载能力;而在平箔厚度较大时,增大平箔厚度对轴承承载能力的提升作用较小。根据式 (3) 所示,增大平箔厚度能够提高轴承结构刚度,从而使得轴承获得更高的承载能力,但图 12 的结果表明增大平箔厚度也会造成摩擦力矩的增

表 2 润滑空气参数

Table 2 Parameters of the lubricating air

$\mu/(Pa \cdot s)$	N_A/mol^{-1}	$k_B/(J \cdot K^{-1})$	p_0/Pa	$M_A/(kg \cdot mol^{-1})$	T/K
1.932×10^{-5}	6.022×10^{23}	1.38×10^{-23}	1.01325×10^5	2.896×10^{-2}	298

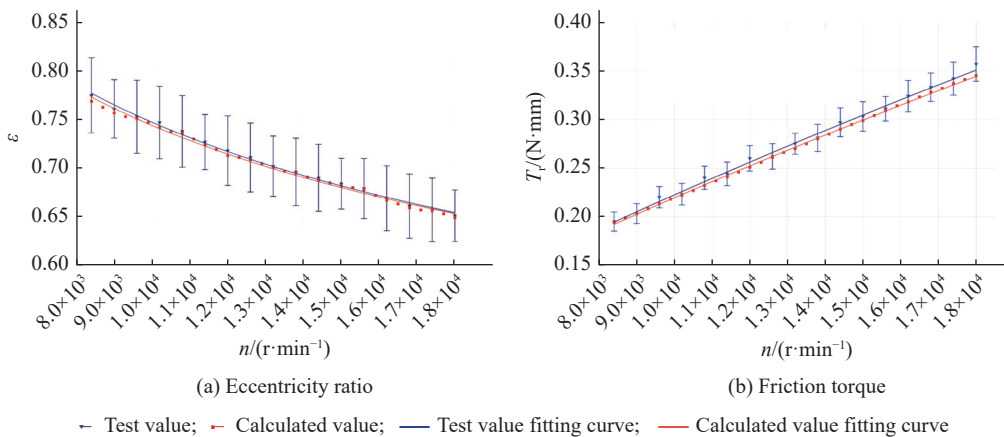


图 10 试验值与理论值对比

Fig. 10 Comparison between the test and calculated values

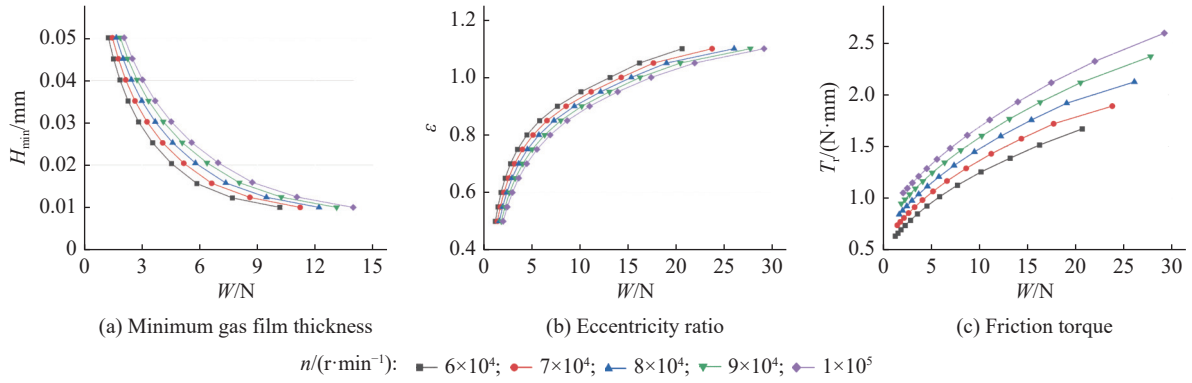


图 11 轴承的转速、载荷对性能参数的影响

Fig. 11 Influences of bearing speed and load on performance parameters

大, 使得发热与磨损更严重, 因此需要综合考虑选取合理的平箔厚度。

不同转速下波箔厚度对轴承性能参数的影响如图 13 所示。可以看出, 随着波箔厚度 t_b 增大, 最大气膜压力、承载力、摩擦力矩、气体端泄流量均增大。在波箔厚度较小时, 承载力随波箔厚度增大较快, 能够有效提升轴承承载能力; 而在波箔厚度较大时, 增大波箔厚度对轴承承载能力的提升作用较小。根据式 (10) 所示, 增大波箔厚度能够提高波箔结构刚度, 从而获得更高的承载能力, 而图 13 所示结

果表明增大平箔厚度也会造成摩擦力矩的增大, 因此需要综合考虑选取合理的波箔厚度。

不同转速下波拱高度对轴承性能参数的影响如图 14 所示。可以看出, 随着波拱高度 h_b 增大, 最大气膜压力先增加后减小, 不同转速下出现压力极值的波拱高度条件不同, 随着转速提高, 出现极值的波拱高度逐渐减小。而承载力、摩擦力矩、气体端泄流量均随着波拱高度的增大而增大。波拱高度的变化直接影响了式 (10) 所示的波拱半径和波拱角度, 总体情况是增大波拱高度能够提高波箔结构刚度。而

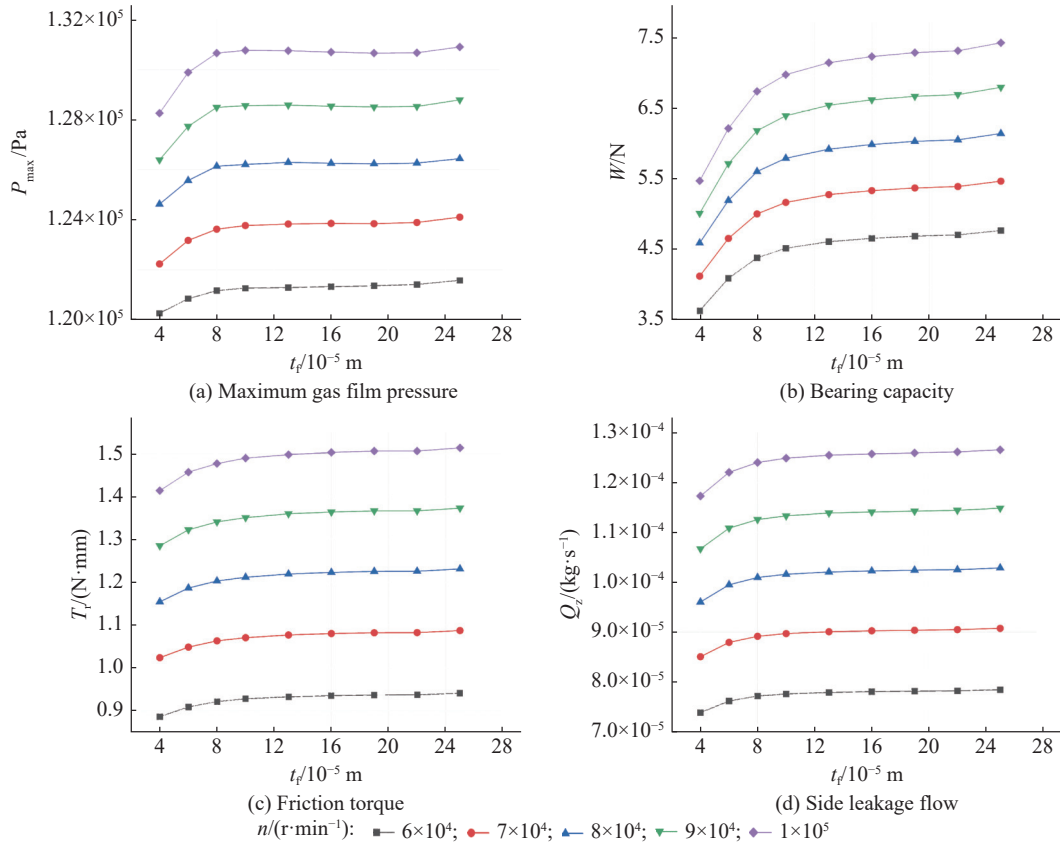


图 12 不同转速下平箔厚度对轴承性能参数的影响

Fig. 12 Influences of flat foil thickness on bearing performance parameters at different speeds

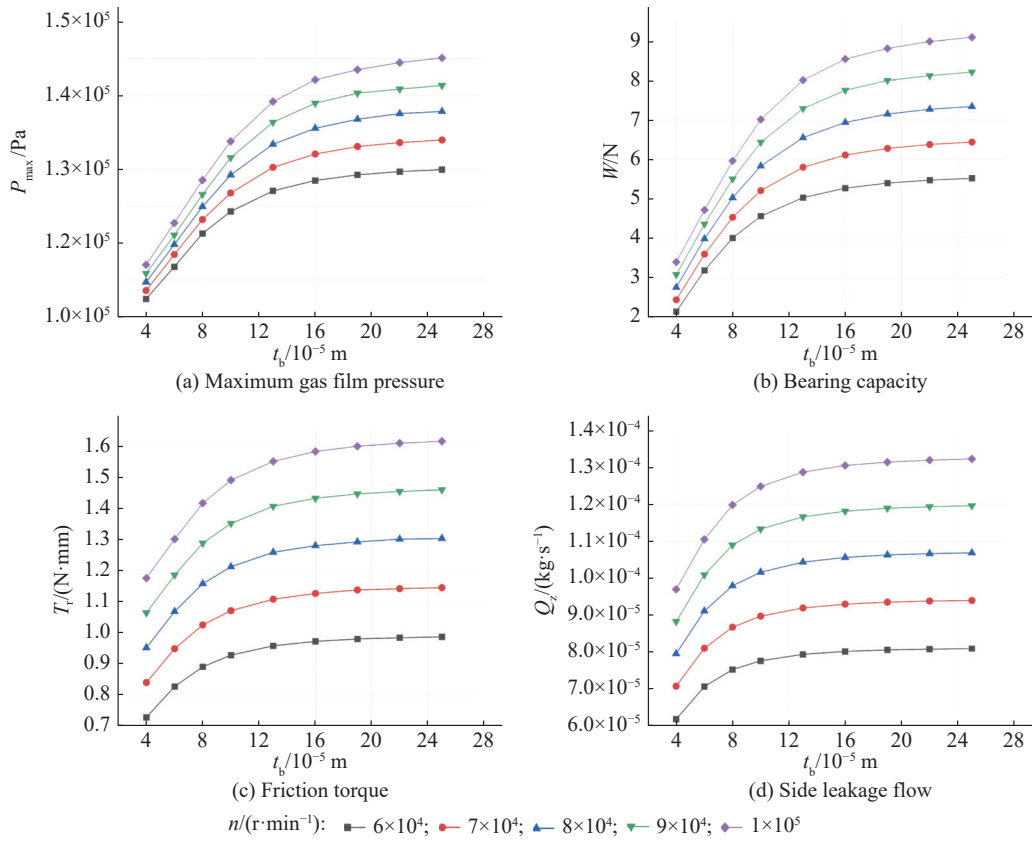


图 13 不同转速下波箔厚度对轴承性能参数的影响

Fig. 13 Influences of bump foil thickness on bearing performance parameters at different speeds

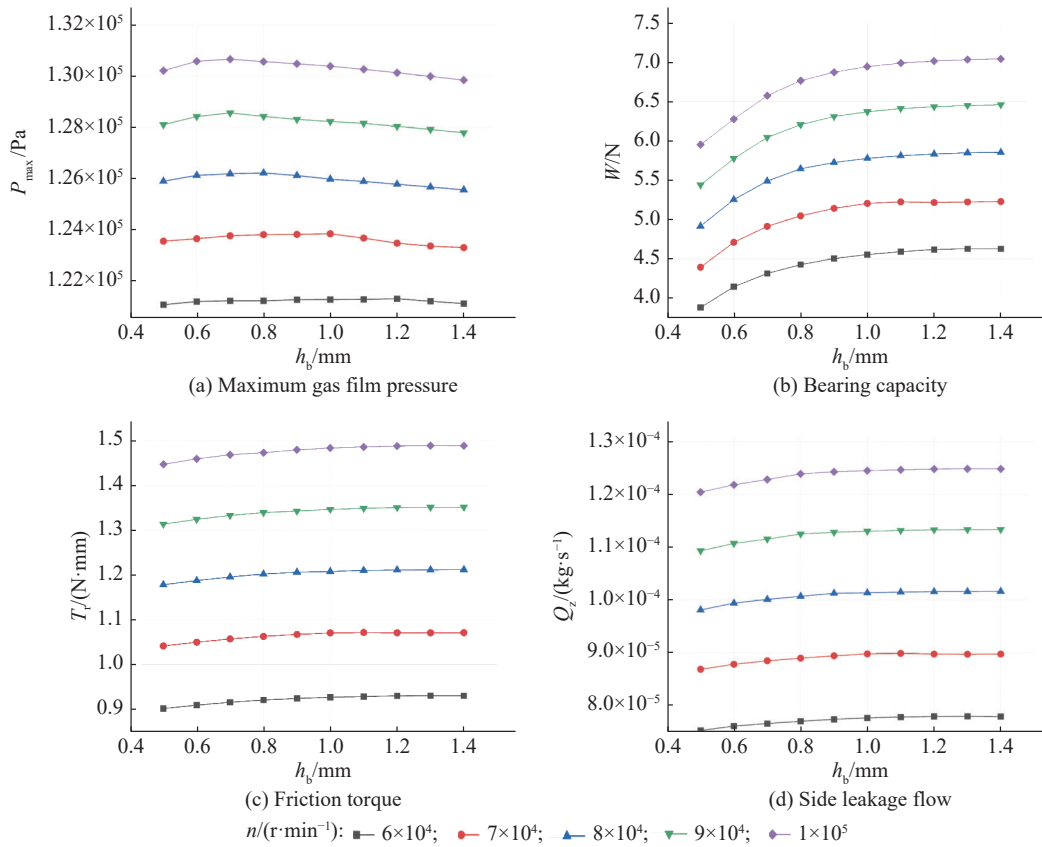


图 14 不同转速下波拱高度对轴承性能参数的影响

Fig. 14 Influences of bump arch height on bearing performance parameters at different speeds

图14所示结果表明,在波拱高度较小时,承载力随波拱高度增大较快,能够有效提升轴承承载能力;而在波拱高度较大时,增大波拱高度对轴承承载能力的提升作用较小。因此需要综合考虑选取合理的波箔厚度。

不同转速下波拱半弦长对轴承性能参数的影响如图15所示。可以看出,随着波拱半弦长 l 增大,最

大气膜压力、承载力、摩擦力矩、气体端泄流量均减小。在高转速时,这种减小趋势更明显。波拱半弦长的变化直接影响了式(10)所示的波拱半径和波拱角度,总体情况是增大波拱半弦长降低了波箔的结构刚度,因此,为了获得良好的轴承性能,波拱半弦长的选取需要控制在合理的范围内。

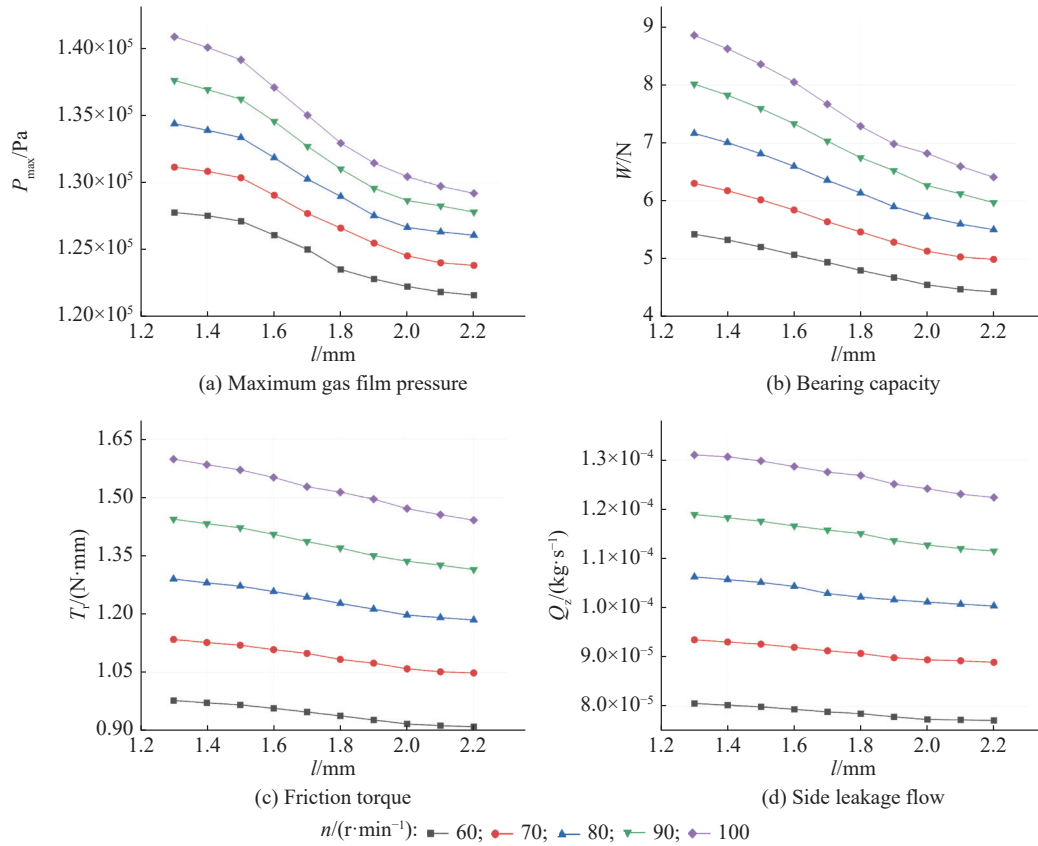


图15 不同转速下波拱半弦长对轴承性能参数的影响

Fig. 15 Influences of half length of bump on bearing performance parameters at different speeds

4 结论

(1)本文建立了一种考虑平箔综合弹性变形空气箔片轴承的力学模型,实现了对箔片变形与受力进行更为精确的计算,构建了计算空气箔片轴承润滑性能的算法。

(2)通过本文所建立的模型及数值算法,研究了空气箔片轴承的性能。结果表明,随着平箔厚度增大,最大气膜压力、承载力、摩擦力矩、气体端泄流量均增大;随着波箔厚度增大,最大气膜压力、承载力、摩擦力矩、气体端泄流量均增大;随着波拱高度增大,最大气膜压力先增大后减小,而承载力、摩擦力矩、气体端泄流量均增大;随着波拱半弦长增大,最大气膜压力、承载力、摩擦力矩、气体端泄流量均减小。

参考文献:

- [1] HESHMAT H, WALOWIT J A, PINKUS O. Analysis of gas-lubricated foil journal bearings[J]. *Journal of Lubrication Technology*, 1983, 105(4): 647-655.
- [2] 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.
- [3] XU H J, YANG J P, GAO L, et al. The influences of bump foil structure parameters on the static and dynamic characteristics of bump-type gas foil bearings[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2020, 234(10): 1642-1657.
- [4] 许浩杰,高磊,陆俊杰,等.考虑波箔变形的波箔型气体箔片轴承润滑性能的数值研究[J]. *华东理工大学学报(自然科学版)*, 2020, 46(2): 293-300.

- [5] 许浩杰, 高磊, 安琦. 波箔型气体箔片推力轴承润滑性能的数值研究 [J]. 华东理工大学学报 (自然科学版), 2021, 47(1): 101-109.
- [6] HESHMAT C, 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): 199-210.
- [7] ZHOU Z Y, JIA H K, YIN B F. A fully coupled 3D elastohydrodynamic model built with MITC element for static performance analysis of gas foil bearings[J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2022, 74(7): 765-773.
- [8] ZHAO X, XIAO S. A finite element model for static performance analysis of gas foil bearings based on frictional contacts[J]. *Tribology Transactions*, 2020, 64(2): 275-286.
- [9] ZHAO X, XIAO S. A three-dimensional model of gas foil bearings and the effect of misalignment on the static performance of the first and second generation foil bearings[J]. *Tribology International*, 2021, 156: 106821.
- [10] ZHANG Y, XIAO S. A simplified model for numerical investigation of bump-type foil bearings based on contact nonlinearity[J]. *Journal of Tribology*, 2022, 144(12): 121001.
- [11] LI C L, DU J J, LI J, *et al.* Investigations on the frictional hysteresis effect of multi-leaf journal foil bearing: Modeling, predictions and validations[J]. *Lubricants*, 2022, 10(10): 261.
- [12] SONG C, BIAN Z, DU J J, *et al.* Research on static characteristics of elastic foil gas thrust bearing applied to aeronautical ACM[C]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2022, 2235(1): 012078.
- [13] 吴家龙. 弹性力学 [M]. 第 3 版. 北京: 高等教育出版社, 2016.
- [14] 顾永强, 贾宏玉. 材料力学 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2020.
- [15] 冯凯. 先进箔片气体动压轴承技术及其工程应用 [M]. 北京: 科学出版社, 2022.
- [16] 杨晓峰, 许丽萍. 物理学 (上)[M]. 北京: 北京大学出版社, 2020.
- [17] 虞烈, 戚社苗, 耿海鹏. 可压缩气体润滑与弹性箔片气体轴承技术 [M]. 北京: 科学出版社, 2011.

Performance of Air Foil Bearings with Considering Comprehensive Elastic Deformation of Flat Foil

SHAO Congpeng¹, XU Haojie², LI Shuangmin¹, AN Qi¹

(1. School of Mechanical and Power Engineering, East China University of Science and Technology, Shanghai 200237, China; 2. Yangtze Delta Region Institute of Tsinghua University Zhejiang, Jiaxing 314000, Zhejiang, China)

Abstract: In the current research on air foil bearings, the flat foil is simplified by the beam model and the coupling relationship of the flat foil deformation in the axial direction is neglected, resulting in limited calculation accuracy. A mechanical model of air foil bearing based on thin plate bending theory and considering the comprehensive elastic deformation of flat foil is established, which realizes more accurate calculation of foil deformation and force. Combined with the Reynolds equation, a fluid-solid coupling algorithm that can calculate the mechanical properties and lubrication performance of air foil bearings is constructed. Through the actual test, the test and calculated values of eccentricity and friction torque are compared, and the reliability of the established calculation model is verified. On these bases, combined with a set of example parameters, the performance of air foil bearings is studied in depth. The influences of speed and load on bearing performance parameters are obtained. The influences of bearing structure parameters such as flat foil thickness, bump foil thickness, bump arch height and half length of bump on the performance of air foil bearing are studied.

Key words: air foil bearing; comprehensive elastic deformation; mechanical property; lubrication performance; fluid-solid coupling algorithm

(责任编辑: 王晓丽)