

文章编号: 1006-3080(2025)02-0277-08

DOI: 10.14135/j.cnki.1006-3080.20240414001

滑梁式空气箔片轴承力学分析及疲劳寿命计算方法

顾晨昀¹, 吴 洋¹, 韩怡萱¹, 冯伟军², 安 琦¹

(1. 华东理工大学机械与动力工程学院, 上海 200237; 2. 苏州昌恒精密金属压铸有限公司, 江苏常熟 215534)

摘要:以滑梁式空气箔片轴承为研究对象, 采用有限单元法建立了平箔片与底箔片滑梁连接部分的力学模型, 并基于虚功原理对滑梁结构进行了力学分析, 建立了箔片形变的计算模型; 采用有限差分法求解等温雷诺方程, 与箔片形变的计算模型结合构建了流固耦合的计算模型, 实现了对轴承气膜压力的分布计算。在此基础上, 计算了滑梁的最大应力, 并基于线性疲劳损伤理论探讨了新型滑梁式空气箔片轴承的疲劳寿命。结合具体算例, 对轴承的疲劳寿命进行数值计算。研究表明, 滑梁最大应力约为 106 MPa, 滑梁式空气箔片轴承的疲劳寿命随着箔片厚度、滑梁斜率、轴承间隙及滑梁行数的增大而增大, 随着滑梁列数的增大而减小, 当轴承间隙为 97 μm 时, 轴承寿命约为 9 a。

关键词:滑梁式空气箔片轴承; 力学分析; 疲劳寿命; 计算方法; 耦合模型

中图分类号: TH133.33

文献标志码: A

滑梁式空气箔片轴承被工业界广泛重视, 与目前常用的波箔型空气箔片轴承相比, 其结构简单, 加工制造方便, 成本低, 被认为是具有良好应用前景的空气箔片轴承。但目前对这种轴承的力学性能研究尚处于初级阶段, 鲜有对其疲劳寿命进行计算的方法。

胡小强^[1]基于梁理论建立了三瓣式气体箔片轴承的力学模型, 运用有限差分法求解流固耦合问题, 获得径向轴承的气膜压力分布图, 对比了尺寸相同的箔片轴承和刚性轴承之间的性能差异。李长林^[2]对于新型的多滑动梁径向箔片轴承建立了多接触约束力学模型, 采用非线性欧拉梁单元对滑动梁进行建模, 研究了轴承的承载机理和动态特性。Khonsari 等^[3]建立了考虑空气可压缩性和支承表面柔度的线性弹簧模型, 并计算了轴承的静态特性。San 等^[4]基于一维梁单元和二维薄壳单元对平箔建立有限元模型, 得到了最小气膜厚度, 并与试验结果进行对比。Sebastien 等^[5]建立了带状波箔的多自由度力学模型, 把 1 个波箔用 3 个线性弹簧等效, 采用卡式第二定理

计算各弹簧刚度, 从数值计算上探讨了轴承的性能。Feng 等^[6]建立了 Link-Spring 模型, 结合卡式定理求解水平弹簧的刚度, 研究了轴承的承载能力。Lee 等^[7]用空间直梁单元搭建波箔结构, 通过梁理论建立了波箔的有限元模型, 揭示了轴承静态特性与摩擦力的关系。徐方程^[8]用空间直梁单元建立波箔结构模型, 通过有限单元法和有限差分法耦合求解雷诺方程和气膜厚度方程, 研究了轴承的静态特性。Lee 等^[9]采用具有拉伸和弯曲应变的板单元搭建了带状波箔的力学模型, 研究了轴承的润滑性能。Zhao 等^[10]采用有限元法和接触力学建立了轴向变刚度分布和多条波箔带的波箔轴承力学模型, 研究了波箔型空气轴承支承的转子性能。徐润等^[11]提出了用于波箔式箔片轴承的箔片弹性壳体单元模型, 分析了气膜厚度分布和承载能力等静特性, 并采用小扰动法研究了轴承的动态特性。许浩杰等^[12]建立了波箔的受力变形模型, 结合可压缩气体雷诺方程, 提出了流固耦合算法。王旭等^[13]运用弹性力学理论对

收稿日期: 2024-04-14

作者简介: 顾晨昀(2000—), 女, 江苏人, 硕士生, 主要研究方向为工程摩擦学。E-mail: 620770479@qq.com

通信联系人: 安 琦, E-mail: anqi@ecust.edu.cn

引用本文: 顾晨昀, 吴 洋, 韩怡萱, 等. 滑梁式空气箔片轴承力学分析及疲劳寿命计算方法[J]. 华东理工大学学报(自然科学版), 2025, 51(2): 277-284.

Citation: GU Chenyun, WU Yang, HAN Yixuan, *et al.* Mechanical Performance and Fatigue Life Calculation Method of Sliding Beam Air Foil Bearing[J]. Journal of East China University of Science and Technology, 2025, 51(2): 277-284.

推力箔片轴承开展力学分析,建立了推力箔片轴承的动力学性能模型。宁培栋等^[14]建立了波箔变形的力学模型和流固耦合计算模型,基于线性疲劳损伤累积理论构建了顶箔和波箔的疲劳寿命计算方法。杨延宝^[15]对波箔和顶箔之间的微动磨损进行实验,对箔片间的磨损类型和时间与磨损程度之间的关系进行了分析。杜恺琪^[16]对波箔轴承启停过程时的表面摩擦过程进行数值模拟,分析了轴颈和箔片表面的摩擦磨损机理。霍波波^[17]分析了在启动和停车过程时的波箔轴承表面的摩擦磨损,以及波箔轴承的固体润滑涂层对其使用寿命的影响。

目前已有大量针对波箔型气体箔片轴承的理论和试验研究,但是鲜有对滑梁式空气箔片轴承的疲劳问题的研究,导致目前只能靠试验估算其寿命。为此,本文以全周结构的滑梁式空气箔片轴承作为研究对象,对其进行力学分析,建立数学模型,结合流体润滑理论构建流固耦合计算模型。同时,结合疲劳寿命理论,构建一种滑梁式空气箔片轴承疲劳寿命计算方法,探讨了滑梁式空气箔片轴承的结构及工作参数对其疲劳寿命的影响规律。

1 力学模型的构建

1.1 滑梁式空气箔片轴承的结构及原理

全周结构的滑梁式空气箔片轴承的结构如图 1 所示。该轴承的主要构成部分包括轴承套、顶层平

箔片和底层箔片。

图 2 是全周滑梁式空气箔片轴承结构示意图, O_B 为轴承中心, O_R 为转子中心, e 为转子偏心距。顶层平箔片与轴径构成收敛性楔形间隙,底层弹性支承箔片和轴承套直接接触,提供轴承所需的刚度和阻尼效果。当轴承正常工作时,收敛性间隙处形成动压,该气膜压力使得平箔片与底部滑梁发生形变,滑梁的两端与轴套接触以支承顶箔片。

1.2 箔片的力学分析

1.2.1 平箔片的有限元分析 采用有限单元法,利用矩形薄板单元建立计算模型(图 3),其挠度的位移模式为:

$$w = a + bx + cy + dxy + ex^2 + fy^2 + gx^2y + hxy^2 + ix^3 + jy^3 + kx^3y + lxy^3 \quad (1)$$

式中, $a \sim l$ 均为待定参数,可以通过单元的节点位移来确定, w 为挠度, x 为周向坐标, y 为轴向坐标。

通过最小位能原理可得:

$$\mathbf{K}^{(e)} \cdot \boldsymbol{\alpha}^{(e)} = \mathbf{P}^{(e)} \quad (2)$$

式中, $\mathbf{K}^{(e)}$ 为单元刚度矩阵, $\boldsymbol{\alpha}^{(e)}$ 为单元位移阵列, $\mathbf{P}^{(e)}$ 为单元载荷阵式,分别为:

$$\boldsymbol{\alpha} = [\alpha_1^T \quad \alpha_2^T \quad \alpha_3^T \quad \alpha_4^T]^T, \alpha_i = [w_i \quad \theta_{xi} \quad \theta_{yi}]^T;$$

$$\mathbf{P} = [\mathbf{P}_1^T \quad \mathbf{P}_2^T \quad \mathbf{P}_3^T \quad \mathbf{P}_4^T]^T, \mathbf{P}_i = [F_{zi} \quad M_{xi} \quad M_{yi}]^T。$$

对所有单元的刚度矩阵 $\mathbf{K}^{(e)}$ 进行集成,得到整个平箔片刚度矩阵 $\mathbf{K}_p$,并有:

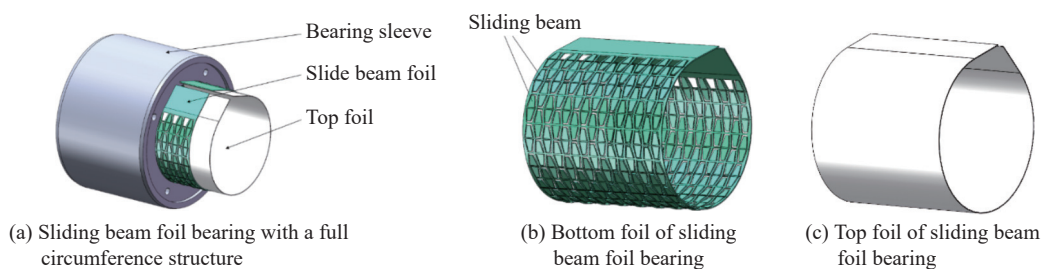


图 1 全周结构的滑梁式箔片轴承

Fig. 1 Sliding beam foil bearing with a full circumference structure

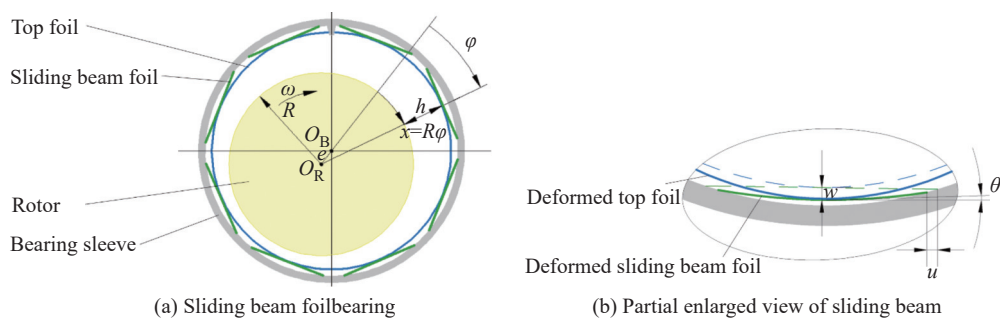


图 2 滑梁式空气轴承的基本结构参数

Fig. 2 Basic structural parameters of sliding beam air bearing

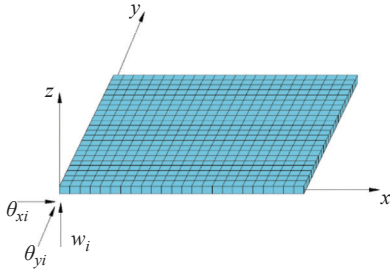


图3 平箔片有限元模型示意图

Fig. 3 Schematic diagram of finite element model for top foil

$$\mathbf{K}_p \cdot \boldsymbol{\alpha}_p = \mathbf{P}_p \quad (3)$$

其中, $\boldsymbol{\alpha}_p$ 为平箔片节点位移阵列; $\mathbf{P}_p$ 为平箔片节点载荷阵列; F 为矩阵单元 i 节点 z 方向上的力。

1.2.2 滑梁连接部分的有限元分析 图4所示为底箔片展开后的平面结构,其中滑梁的形变较大,采用非线性方法进行分析,其余部分称为滑梁的连接部分。

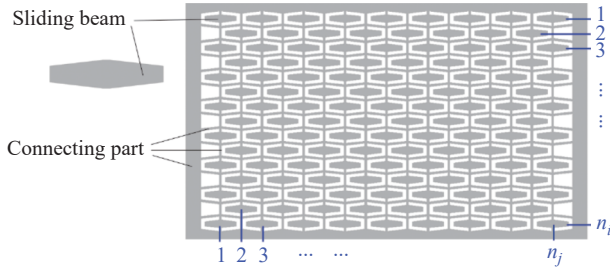


图4 滑梁结构的底箔片

Fig. 4 Bottom foil of sliding beam structure

滑梁连接部分可以采用板单元与梁单元混合的单元形式进行有限元分析,其中平板单元的分析过程同式(1)~式(3),合并得到底箔片所有板单元刚度矩阵 $\mathbf{K}_b$ 。

平面梁单元的位移模式为:

$$\begin{cases} w = ax^3 + bx^2 + cx + d \\ \theta_x = ex + f \\ \theta_y = \frac{-dw}{dx} \end{cases} \quad (4)$$

式中, θ_x 为梁的扭角, θ_y 为梁的弯角。

基于最小位能原理可得:

$$\mathbf{K}_L^{(e)} \cdot \boldsymbol{\alpha}_L^{(e)} = \mathbf{P}_L^{(e)} \quad (5)$$

式中, $\mathbf{K}_L^{(e)}$ 为线性梁的单元刚度矩阵, $\boldsymbol{\alpha}_L^{(e)}$ 为单元位移阵列; $\mathbf{P}_L^{(e)}$ 为单元载荷阵列,分别为:

$$\boldsymbol{\alpha}_L^{(e)} = \begin{bmatrix} \alpha_{L1}^T & \alpha_{L2}^T \end{bmatrix}^T, \quad \boldsymbol{\alpha}_{Li} = \begin{bmatrix} w_i & \theta_{yi} & \theta_{xi} \end{bmatrix}^T; \\ \mathbf{P}_L^{(e)} = \begin{bmatrix} P_{L1}^T & P_{L2}^T \end{bmatrix}^T, \quad \mathbf{P}_{Li} = \begin{bmatrix} F_i & M_i & T_i \end{bmatrix}^T.$$

其中, M 与 T 分别代表弯矩与扭矩, F_i 为滑梁连接部分的 z 向力。在周向连接梁与轴向连接梁的交点处,周向梁的扭角与轴向梁的弯角相等,周向梁的弯

角与轴向梁的扭角相等。对所有平面梁单元进行集成,并有:

$$\mathbf{K}_A \cdot \boldsymbol{\alpha}_A = \mathbf{P}_A \quad (6)$$

其中, $\mathbf{K}_A$ 为滑梁连接部分的刚度矩阵, $\boldsymbol{\alpha}_A$ 为滑梁连接部分节点位移阵列, $\mathbf{P}_A$ 为滑梁连接部分节点载荷阵列。对底箔片的所有梁单元与板单元的刚度矩阵 $\mathbf{K}_b$ 进行集成,得到整个底箔片的刚度矩阵 $\mathbf{K}_B$ 。

1.2.3 滑梁的力学分析 由于滑梁的结构具有对称性,本文仅对右侧的滑梁部分进行力学分析,如图2(b)局部放大图所示。由几何关系可知,滑梁的位移满足式(7),式中 s 为弯曲后梁的轴向坐标方向。再由力平衡方程可得到式(8),其中, E 为弹性模量, I 为截面惯量。

$$\begin{cases} dw = ds \cdot \sin \theta \\ du = ds \cdot (\cos \theta - 1) \end{cases} \quad (7)$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d\theta}{ds} = \frac{M}{EI} \quad (8)$$

其中, ρ 为曲率。由式(7)得 $\theta = \arcsin \frac{dw}{ds}$, 代入式(8)得:

$$\frac{\frac{d^2w}{ds^2}}{\sqrt{1 - \left(\frac{dw}{ds}\right)^2}} = \frac{M}{EI} = \frac{d\theta}{ds} \quad (9)$$

给定滑梁挠度的近似方程为:

$$w = w_0 + \sin \theta_0 \cdot s + A_0 s^2 + B_0 s^3 \quad (10)$$

式中, w_0 和 θ_0 分别为滑梁在 $s=0$ 处的挠度和偏角, A_0 和 B_0 为待定参数。

由虚功原理得式(11),其中滑梁的应变能 Π 及其变分 $\delta\Pi$ 分别表示为式(12)和式(13)。

$$\delta\Pi = \delta w \cdot F_z + \delta u \cdot F_x + \delta\theta \cdot M \quad (11)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \int M \cdot d\theta = \frac{1}{2} \int EI \left(\frac{d\theta}{ds} \right)^2 \cdot ds = \frac{1}{2} \int EI \frac{(w'')^2}{1 - w'^2} ds \quad (12)$$

$$\delta\Pi = \int EI \left(\frac{w'' \cdot \delta w''}{1 - w'^2} + \frac{w''^2 w' \cdot \delta w'}{(1 - w'^2)^2} \right) ds \quad (13)$$

由式(7)可得,滑梁水平位移的变分为:

$$\delta u = - \int \sin \theta \cdot \delta\theta ds = - \int \frac{w' \delta w'}{1 - w'^2} ds \quad (14)$$

结合式(10)~式(14),可计算待定参数 A_0 和 B_0 ,最后得到滑梁位移 w 和 u 的近似表达式。

1.3 流固耦合计算模型构建

1.3.1 引入雷诺方程 针对图2所示的空气滑动轴

承,假设气膜温度在工作过程中保持不变,则径向气体动压轴承的量纲为一雷诺方程为:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) = \Lambda \frac{\partial (PH)}{\partial \varphi} \quad (15)$$

式中, φ 、 λ 分别为沿轴承周向及轴向的量纲为一坐标; H 为量纲为一气膜厚度; P 为量纲为一气膜压

力; Λ 为轴承数, $\Lambda = \frac{6\mu\omega}{P_a} \left(\frac{R}{C_0} \right)^2$, 其中 P_a 为大气压力, μ 为气体黏度, ω 为气体流速, R 为转子半径, C_0 是轴承名义间隙。

通过有限差分法计算式(15),其网格划分及差商如图5所示,其中 i 为 φ 方向的列数, j 为 λ 方向的行数, $P_{i,j}$ 为对应网格节点处的压力值。

采用中差商表示导数:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right)_{i,j} = \frac{P_{i+1/2,j} H^3_{i+1/2,j} \left(\frac{P_{i+1,j} - P_{i,j}}{\Delta \varphi} \right) - P_{i-1/2,j} H^3_{i-1/2,j} \left(\frac{P_{i,j} - P_{i-1,j}}{\Delta \varphi} \right)}{\Delta \varphi} \quad (16)$$

$$\frac{\partial}{\partial \lambda} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right)_{i,j} = \frac{P_{i,j+1/2} H^3_{i,j+1/2} \left(\frac{P_{i,j+1} - P_{i,j}}{\Delta \lambda} \right) - P_{i,j-1/2} H^3_{i,j-1/2} \left(\frac{P_{i,j} - P_{i,j-1}}{\Delta \lambda} \right)}{\Delta \lambda} \quad (17)$$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} (PH)_{i,j} = \frac{P_{i+1/2,j} H_{i+1/2,j} - P_{i-1/2,j} H_{i-1/2,j}}{\Delta \varphi} \quad (18)$$

$$P_{i,j} = \frac{AP_{i+1,j} + BP_{i-1,j} + CP_{i,j+1} + DP_{i,j-1} - E}{A + B + C + D} \quad (19)$$

式中, $A = \frac{P_{i+1/2,j} H^3_{i+1/2,j}}{\Delta \varphi}$, $B = \frac{P_{i-1/2,j} H^3_{i-1/2,j}}{\Delta \varphi}$, $C = \frac{P_{i,j+1/2} H^3_{i,j+1/2}}{\Delta \lambda}$; $D = \frac{P_{i,j-1/2} H^3_{i,j-1/2}}{\Delta \lambda}$, $E = \Lambda \frac{P_{i+1/2,j} H_{i+1/2,j} - P_{i-1/2,j} H_{i-1/2,j}}{\Delta \varphi}$ 。

1.3.2 箔片与气膜的流固耦合计算方法 通过气膜压力分布计算箔片的形变,再由箔片的形变反推气膜压力的分布,通过迭代直至气膜压力收敛,完成该轴承的流固耦合的计算。图6是具体的计算流程图,其中 P_0 是初始气膜压力, P_1 为迭代一次后的气膜压力。

2 轴承的疲劳寿命计算方法

滑梁式空气箔片轴承在工作过程中,由于转子动力学特性,轴承中心位置一直在变化,导致平箔和底箔的应力一直变化,工作到一定时候就会发生疲劳破坏,所以有必要构建其疲劳寿命的计算方法。

2.1 滑梁最大应力的求解

滑梁工作前后的示意图见图7,其中,滑梁长度为 $2l$, α 是滑梁倾角,滑梁斜率为 $\tan \alpha$ 。

当轴承工作时,每一对滑梁的两端均与轴套内壁接触,而中间部分受到平箔片的压力。在滑梁处于弯曲状态时,其截面最大应力为:

$$\sigma_{\max} = \frac{3Fl}{bt^2} \quad (20)$$

其中, F 为滑梁与平箔片间的接触力, l 为滑梁长度, b 为滑梁宽度, t 为底层箔片厚度。

2.2 滑梁的疲劳寿命计算

在滑梁式空气轴承中,气膜压力主要由底箔片的滑梁支承,滑梁的弹性变形最大,因此轴承的疲劳寿命主要由滑梁决定。对于稳定循环变应力作用下的滑梁,采用 Miner 疲劳累积损伤定律,假设疲劳损伤可线性叠加,以计算滑梁的疲劳寿命。

轴径沿轴心轨迹运转一周,底箔上的每个滑梁最大应力处的累积损伤率为:

$$D = \frac{\sigma_{\max}^m}{\sigma_r^m N_0} \quad (21)$$

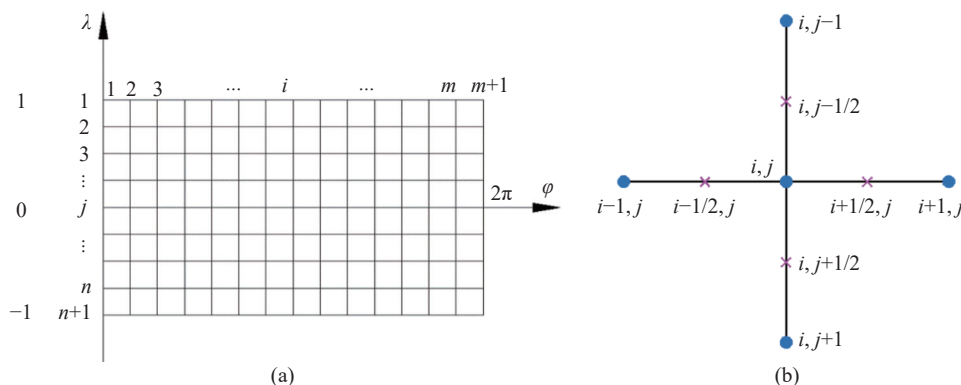


图5 网格划分及差商示意图

Fig. 5 Grid division and difference quotient diagram

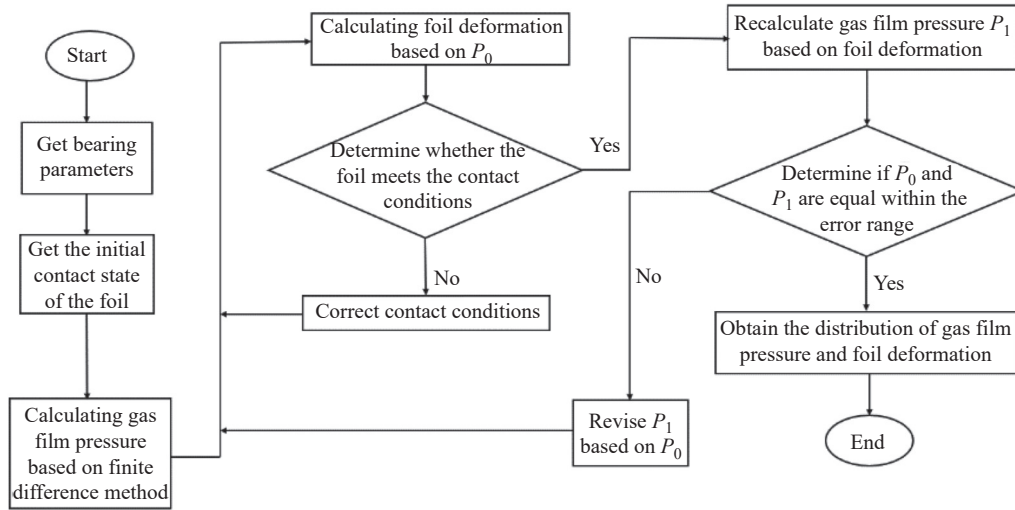


图6 气膜压力与箔片形变计算流程图

Fig. 6 Gas film pressure and foil deformation calculation flow chart

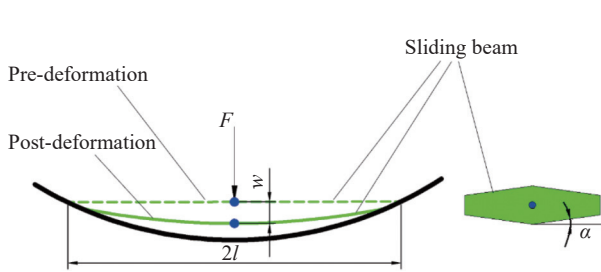


图7 滑动梁结构受力图

Fig. 7 Sliding beam structure force diagram

式中, $\sigma_{\max}$ 为滑梁弯曲后中间截面处产生的最大弯曲应力, N_0 为与材料性质有关的循环基数, m 为疲劳指数, 其大小由材料性质和应力状态决定, σ_r 为与 N_0 对应的材料疲劳极限。

计算所有滑梁的累积损伤率, 并根据最大累积损伤率 ($D_{\max}$) 计算轴承的疲劳寿命:

$$L_y = \frac{1}{D_{\max} \times n_2 \times 60 \times 24 \times 365} \quad (22)$$

式中, L_y 是以年为单位的轴承疲劳寿命, n_2 是轴径沿轴心轨迹运转的转速。

3 算例研究

为了验证本研究所构建的理论模型的可靠性, 通过搭建的滑梁式空气箔片轴承性能试验台, 对滑梁式箔片轴承的摩擦力矩展开试验研究, 并将得到的试验数据与理论计算结果进行对比。试验台的实物图见图8。本算例选择的轴承基本参数如表1所示, 测得转子的轴心轨迹拟合曲线如图9所示。

通过试验测得摩擦力矩, 试验数据结果如表2所示, 其中, 试验用载荷为砝码质量减去轴承自重。将试验结果与理论结果对比, 如图10所示, 摩擦力矩

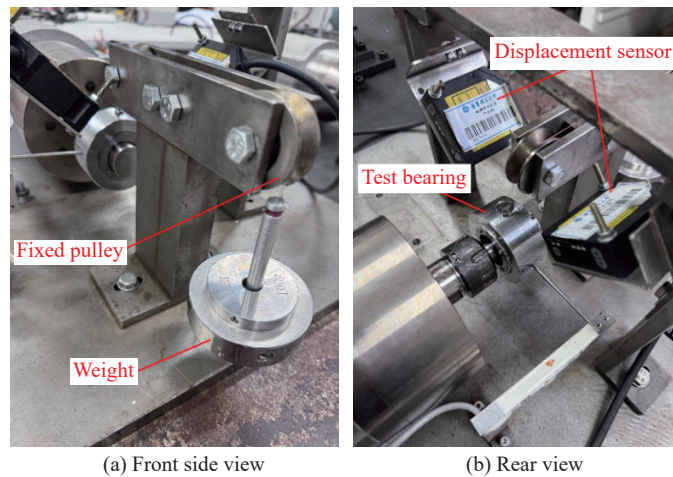


图8 试验台实物图

Fig. 8 Physical diagram of the test bench

表 1 轴承结构参数

Table 1 Sliding beam structure force diagram

R/m	B/m	n_j	n_i	$n_2/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	$\tan \alpha$	C_0/m	P_0/Pa	$\mu/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	E/Pa	ν	t/m	N_0	σ_0/Pa	m
1.4×10^{-2}	2.5×10^{-2}	27	13	4×10^4	0.1	1×10^{-4}	1.01×10^5	1.93×10^{-5}	2.1×10^{11}	0.3	1.5×10^{-4}	1×10^7	6.4×10^8	6

n_j —Number of circumferential sliding beam; n_i —Number of axial sliding beam

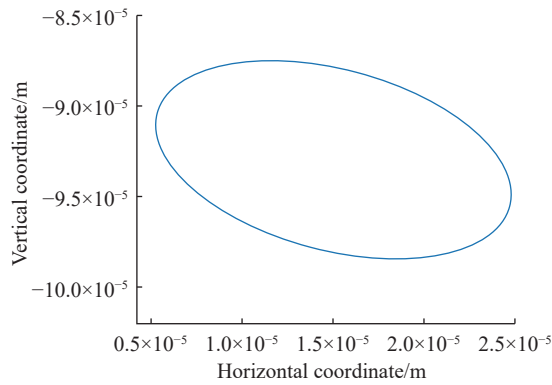


图 9 转子的轴心轨迹

Fig. 9 Path of the the rotor center

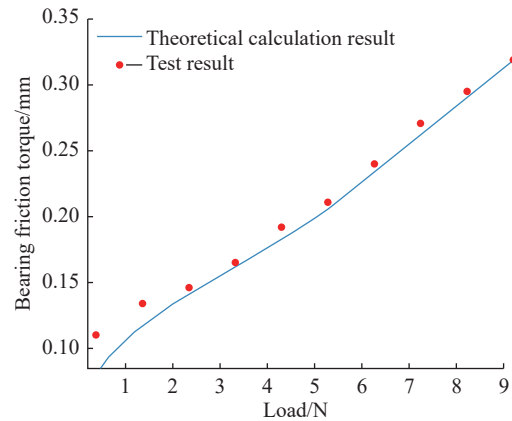


图 10 摩擦力矩对比

Fig. 10 Friction torque comparison

表 2 试验结果

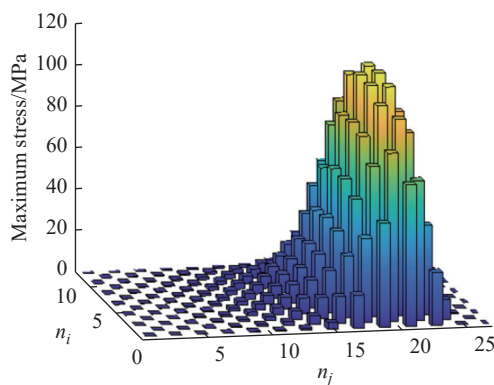
Table 2 Experimental result

Load/N	Torque data1/ (N·mm)	Torque data2/ (N·mm)	Torque data3/ (N·mm)	Torque average value/ (N·mm)	Torque variance/ (10 ⁻⁴ N ² ·mm ²)
0.38	0.070	0.120	0.140	0.110	8.67
1.36	0.110	0.150	0.142	0.134	2.99
2.34	0.133	0.160	0.145	0.146	1.22
3.32	0.178	0.162	0.155	0.165	0.93
4.30	0.200	0.166	0.210	0.192	3.55
5.28	0.198	0.234	0.201	0.211	2.66
6.26	0.220	0.261	0.239	0.240	2.81
7.24	0.283	0.252	0.278	0.271	1.85
8.22	0.289	0.295	0.301	0.295	0.24
9.20	0.323	0.312	0.322	0.319	0.25

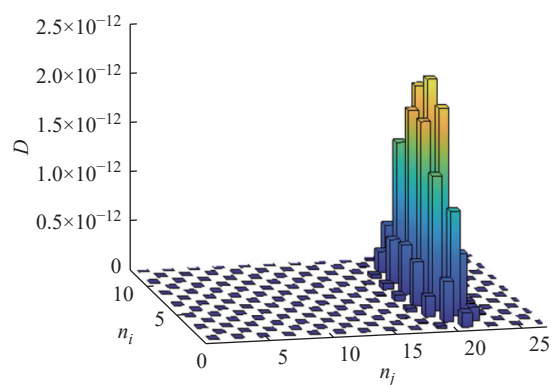
的理论结果与试验结果的吻合度较高,证明了本文建立的数值计算模型具有良好的可靠性。

根据本文所建立的计算模型,采用 MATLAB 进行计算,得到滑梁的最大应力分布和疲劳损伤分布如图 11 所示。由图 11 可知,在轴承工作过程中,损伤率最大的滑梁位于第 7 行 21 列,其对应的最大应力约为 106 MPa。

轴承的底箔片厚度、滑梁斜率、轴承间隙、滑梁行数和列数对疲劳寿命的影响如图 12 所示。由图 12(a)可知,轴承的寿命随着底箔片厚度的增大而增大,这主要是因为增加箔片厚度可以降低滑梁的最大应力;由图 12(b)可知,轴承的寿命随着滑梁斜率的增大而增大,这是因为滑梁斜率的增加导致了箔片的刚度降低,在相同的轴心轨迹下箔片受到的



(a) Maximum stress



(b) Fatigue damage rate

图 11 滑梁的最大应力和疲劳损伤率分布

Fig. 11 Distribution of the silding beams maximum stress and fatigue damage rate

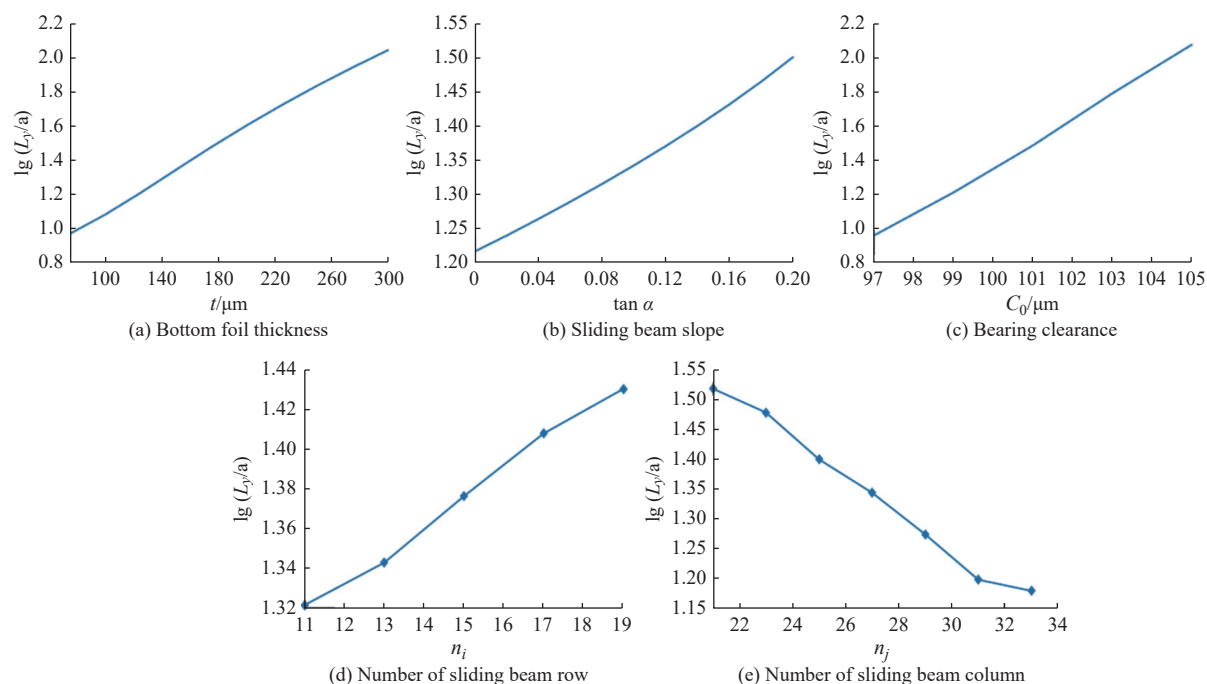


图 12 结构参数对轴承疲劳寿命的影响

Fig. 12 Influence of the structural parameters on bearing fatigue life

载荷更小;由图 12(c)可知,轴承的寿命随着轴承间隙的增大而增大,这是因为轴承最小气膜厚度随着间隙的增大而增大,从而降低了气膜压力,当轴承间隙为 $97\mu\text{m}$ 时,轴承寿命为 9 a;由图 12(d)和图 12(e)可知,轴承的疲劳寿命随着滑梁行数的增大而增大,但随着滑梁列数的增大而减小。

4 结 论

(1)基于虚功原理建立了滑梁挠度的计算公式,并结合有限单元法对箔片进行力学分析,通过流固耦合建立了轴承的力学模型,通过试验与理论计算结果的对比,证明了所建模型的可靠性。

(2)建立了计算滑梁在工作过程中最大应力的计算方法,基于 Miner 线性疲劳损伤累积理论对滑梁及轴承的疲劳寿命进行了分析,构建了滑梁式箔片轴承的疲劳寿命计算方法。结合具体的算例,对滑梁式空气箔片轴承的疲劳寿命进行预测,并分别讨论了结构参数对疲劳寿命的影响。计算表明,本文算例中的滑梁最大应力为 106 MPa。

(3)算例研究表明,在一定范围内,滑梁式箔片轴承的疲劳寿命随着箔片厚度、滑梁斜率、轴承间隙及滑梁行数的增大而增大;滑梁空气轴承寿命随着滑梁列数的增大而减小。

参考文献:

- [1] 胡小强. 新型径向与推力气体动压箔片轴承的性能预测 [D]. 长沙: 湖南大学, 2018.
- [2] 李长林. 多滑动梁径向与层叠式止推箔片气体轴承静动特性研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2020.
- [3] KHONSARI M, PENG C Z. Hydrodynamic analysis of compliant foil bearings with compressible air flow[J]. Journal of Tribology, 2004, 126(3): 542-546.
- [4] SAN ANDRES L, KIM T H. Analysis of gas foil bearings integrating FE top foil models[J]. Tribology International, 2009, 42(1): 111-120.
- [5] SEBASTIEN L L, MIHAI A, JEAN F. A new bump-type foil bearing structure analytical model[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2007, 129(4): 1047-1057.
- [6] 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.
- [7] LEE D H, KIM Y C, KIM K W. The effect of Coulomb friction on the static performance of foil journal bearings[J]. Tribology International, 2010, 43(5/6): 1065-1072.
- [8] 徐方程. 基于库伦摩擦效应的径向气体箔片轴承-转子系统振动特性 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2013.
- [9] LEE H D, KIM W K, KIM C Y. The static performance analysis of foil journal bearings considering three-dimensional shape of the foil structure[J]. Journal of Tribology, 2008, 130(3): 031102.

- [10] 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.
- [11] 徐润, 马希直. 基于弹性壳体模型的波箔型气体动压径向轴承静特性分析 [J]. *润滑与密封*, 2010, 35(1): 17-21.
- [12] 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.
- [13] 王旭, 许浩杰, 邵聪鹏, 等. 推力空气箔片轴承新型结构构建及其动力学性能 [J]. *华东理工大学学报 (自然科学版)*, 2023, 49(5): 764-772.
- [14] 宁培栋, 李双敏, 安琦. 波箔型空气箔片轴承疲劳寿命计算方法研究 [J/OL]. *轴承*, (2023-07-27) [2024-06-26]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/41.1148.TH.20230727.0922.02.html>.
- [15] 杨延宝. 箔片气体动压轴承设计与微动磨损研究 [D]. 沈阳: 沈阳工业大学, 2022.
- [16] 杜恺琪. 波箔轴承中的磨损机理和耐磨涂层研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2020.
- [17] 霍波波. 高性能波箔轴承关键技术研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2019.

Mechanical Performance and Fatigue Life Calculation Method of Sliding Beam Air Foil Bearing

GU Chenyun¹, WU Yang¹, HAN Yixuan¹, FENG Weijun², AN Qi¹

(1. School of Mechanical and Power Engineering, East China University of Science and Technology, Shanghai 200237, China; 2. Suzhou Changheng Precision Metal Die Casting Co. Ltd, Changshu 215534, Jiangsu, China)

Abstract: Taking sliding beam air foil bearing as the research object, the mechanical model of the connecting part between the flat foil and the bottom foil sliding beam was established by using of the finite element method. The mechanical analysis of the sliding beam structure was conducted on the basis of the principle of virtual work. At the same time, a calculation model for foil deformation was established. The isothermal Reynolds equation was solved by using of the finite difference method, and a fluid structure coupling calculation model was constructed with the foil deformation calculation model. The calculation of the gas film pressure distribution of the bearing was carried out. And then a method for calculating the maximum stress of the sliding beam was established, and the fatigue life of the sliding beam and bearing was calculated based on linear fatigue damage theory. A new fatigue life calculation method for the sliding beam type air foil bearing was established. Based on a specific example, numerical calculations were conducted to study the fatigue life of bearings. It is shown that the maximum stress of the sliding beam is 106 MPa. With increasing foil thickness, sliding beam slope, bearing clearance, sliding beam row number, and decreasing sliding beam row number, the fatigue life of sliding beam foil bearings will increase. When the bearing clearance is 97 μm , the bearing life is about 9 a.

Key words: sliding beam air foil bearing; mechanical analysis; fatigue life; computing method; coupling model

(责任编辑: 王晓丽)