DOI: 10.3901/JME.2020.15.198

基于箔片非线性刚度模型的止推箔片轴承特性研究*

徐方程¹ 侯留凯¹ 吴斌²

(1. 大连理工大学工业装备智能控制与优化教育部重点实验室 大连 116024;

2. 苏州东菱振动试验仪器有限公司 苏州 215163)

摘要: 搭建了波纹箔片刚度测试试验台, 基于单片波纹箔片结构的刚度测试试验, 利用 Matlab 拟合试验数据的方式推导出波纹箔片非线性的刚度模型。根据扇形波纹箔片的结构特点, 对波纹箔片划分网格, 根据各节点的面积占比, 对各节点赋予刚度值。通过有限元法和有限差分法, 耦合气体雷诺方程、气膜厚度方程以及波纹箔片非线性刚度模型的方程进行求解, 研究波纹箔片非线性刚度特点对气体止推箔片轴承静态特性的影响。对恒定刚度模型和非线性刚度模型进行仿真分析, 并与试验结果进行对比, 验证波纹箔片非线性刚度的合理性。对两种模型所计算的止推轴承偏心率进行比较, 发现了止推箔片轴承在轻载时, 非线性刚度模型的波纹箔片刚度更小, 偏心率更大。另外, 利用箔片刚度试验和理论相结合的方法预测止推轴承静态特性, 其方法具有一定的工程指导意义。

关键词: 气体止推箔片轴承; 非线性刚度; 轴承承载力; 轴承偏心率; 雷诺方程

中图分类号: V229; TH133

Performance of Thrust Foil Bearings with Nonlinear Foil Stiffness Model

XU Fangcheng¹ HOU Liukai¹ WU Bin²

(1. Key Laboratory of Intelligent Control and Optimization for Industrial Equipment of Ministry of Education, Dalian University of Technology, Dalian 116024;

2. Suzhou Dongling Vibration Test Instrument Co., Ltd., Suzhou 215163)

Abstract: The test rig for measuring the stiffness of bump foil had been established. Based on the stiffness test of single bump foil, the nonlinear stiffness model of bump foil is derived by fitting the test data with MATLAB. The bump foil is meshed according to the structural characteristics of the sector bump foil and the stiffness of each node is given according to the area proportion of each node. By using the finite element method and the finite difference method, the gas Reynolds equation is solved coupled with film thickness equation and nonlinear stiffness model equation of the bump foil. The effects of the nonlinear stiffness characteristics of the bump foil on the static characteristics are studied. The constant stiffness model and the nonlinear stiffness model are simulated and analyzed, and the test results are compared to verify the reasonableness of the nonlinear stiffness of bump foil. By comparing the eccentricity calculated by the two models, it is found that the bump foil stiffness of the nonlinear stiffness model is smaller and the eccentricity is larger when the thrust foil bearing is under light load. In addition, the static characteristics of thrust bearing are predicted by the method of combining foil stiffness test and theory, which has certain engineering guiding significance.

Key words: air thrust foil bearing; nonlinear stiffness; load capacity; eccentricity; Reynolds equation

0 前言

气体止推箔片轴承被广泛应用在微小透平机械

中用于平衡轴向承载力^[1-3], 比如曝气风机、压缩机等。与传统的油润滑轴承不同, 气体止推箔片轴承有着许多优良的性能, 比如工作可靠性高、耐高温、对环境无污染等^[4-7], 因此具有巨大的发展前景。

止推箔片轴承主要由波纹箔片和平箔片组成, 而且止推轴承的性能预测与波纹箔片的刚度有很大的关系, 因此准确建立波纹箔片刚度模型是十分重

* 国家自然科学基金(11702050)和中国博士后科学基金(2018M641690)资助项目。20200115 收到初稿, 20200410 收到修改稿

要的^[8-9]。WALOWIT 等^[10]在 1975 年就建立了单个波纹箔片的刚度计算公式, 该模型忽略了两个波纹箔片之间的相互作用和平箔片和波纹箔片之间的相互摩擦, 计算公式表明单位面积上波纹箔片的刚度与箔片厚度的三次方成正比, 与波纹一半的长度的三次方以及波纹单位长度成反比, 该公式也成为后来学者们的参考。HESHMAT 等^[11-12]基于单个波纹箔片的刚度计算公式建立了波箔结构等效为弹簧结构的模型, 并对箔片轴承的静态特性进行了分析, 该模型为后来轴承模型的建立打下了基础。ROGER 等^[13]建立了考虑波纹箔片和平箔片或底板之间的相互摩擦的波纹箔片刚度计算模型, 研究了波纹数量以及摩擦因数对波纹箔片刚度的影响, 发现波纹箔片刚度随着摩擦因数的增大而增大, 但是该模型没有体现波纹箔片刚度的非线性特点。后来, IORDANOFF^[14]也建立了考虑波纹结构摩擦的刚度计算模型, 但是该公式也没有表现出波纹箔片的非线性特点。HESHMAT 等^[15]通过采用有限元法和有限差分法耦合的方式求解雷诺方程, 计算了轴承的压力分布和轴承承载力, 同时也给出了刚度分布情况。GAD 等^[16]在 2014 年介绍了一种考虑波纹箔片凹陷、波纹箔片之间相互作用和摩擦的复杂的结构刚度模型, 并利用该刚度模型计算了止推箔片轴承的特性, 研究了摩擦因数和楔形区域角度对箔刚度的影响影响, 结果表明波纹刚度随着摩擦因数和楔形区域角度的增大而减小。

虽然目前有很多学者建立了各种刚度模型, 但这些刚度模型都是线性的。而目前很多箔片刚度的测试试验体现出了波纹箔片的刚度具有非线性的特点^[17-19], 所以十分有必要针对波纹箔片非线性这一现象, 建立基于波纹箔片非线性刚度的数学模型, 研究箔片刚度非线性对气体止推箔片轴承性能的影响。

1 波纹箔片刚度模型建立

1.1 刚度试验台介绍

搭建波纹箔片刚度测试试验台(图 1), 试验台主要包括以下几个部分: 气缸加载单元、传感器单元、被测波纹箔片单元以及数据采集单元。为了与真实情况的波纹箔片装配方式一致, 被测波纹箔片被焊接到金属块上, 组成被测波纹箔片单元(图 2)。气缸加载单元通过压力传感器和滑块, 对被测波纹箔片单元进行持续加载。采用两个 Bently 电涡流位移传感器检测波纹箔片的位移距离, 求平均值以减小误差。

图 1 波纹箔片刚度测试试验台

图 2 被测波纹箔片

1.2 非线性刚度模型建立

通过对波纹箔片进行多次加载和卸载的刚度试验, 对传感器单元采集到的数据进行分析处理, 得到的试验结果如图 3 所示。其中横坐标代表波纹箔片的位移变形量, 纵坐标代表对波纹箔片施加的载荷。基于试验数据, 对试验结果进行 Matlab 多项式拟合, 从试验结果和拟合结果可以看出, 该曲线具有较强的非线性特点, 拟合得出载荷 F 和单片波纹箔片位移变形量 X 的关系式

$$F(X) = 6.0175 \times 10^{15} X^3 + 1.0149 \times 10^{11} X^2 + 1.2714 \times 10^6 X - 0.962 \quad (1)$$

图 3 波纹箔片位移—载荷曲线

使波纹箔片产生单位变形所需的载荷即为波纹箔片的刚度 K , 由胡克定律可知, 施加在波纹箔片的力 F 和波纹箔片的变形量 X 满足如下关系 $F=KX$ 。

根据关系式(1),可以得出单片波纹箔片在外部载荷为 0~70 N 时,单片波纹箔片的刚度 K 和载荷 F 满足如下关系式

$$K(F) = 21.96F^3 - 2.525F^2 + 1.295 \times 10^5 F + 7.189 \times 10^5 \quad (2)$$

单片波纹箔片刚度 K 和载荷 F 的关系曲线如图 4 所示,可以很明显的看出,随着对波纹箔片施加载荷的增大,单片波纹箔片的刚度随之增加。

图 4 单片波纹箔片刚度随载荷的变化曲线

1.3 恒定刚度模型

波纹箔片通常采用文献中的经典几何模型计算刚度^[10-12],即根据波纹箔片的厚度、波纹单位长度及半波纹长度等几何结构参数,确定波纹箔片的刚度,如图 5 为波纹结构示意图。采用公式计算出来的刚度值不随波纹箔片变形量 X 的改变而改变,公式如下

$$K_{cons} = \frac{Et^3}{2s(1-\nu^2)l^3} \quad (3)$$

式中 E ——波纹箔片弹性模量;

t ——波纹箔片厚度;

s ——波纹单位长度;

l ——半波纹长度;

ν ——泊松比。

图 5 波纹结构示意图

利用式(3)所计算的结果为单位面积波纹箔片的刚度值,其量纲为 N/m^3 。采用的波纹箔片详细参数如表 1 所示,经计算,本文所采用的波纹箔片的单位面积刚度为 $K_{cons}=1.06 \times 10^{11} N/m^3$, K_{cons} 与单片波纹箔片面积的乘积即为单片波纹箔片恒定刚度

模型所计算出来的刚度值 $K_c=3.9 \times 10^7 N/m$ 。

表 1 波纹箔片详细参数表

参数	数值
波纹箔片厚度 t/mm	0.114
半波纹长度 l/mm	0.850
波纹单位长度 s/mm	2.500
泊松比 ν	0.29
弹性模量 E/GPa	214
波纹箔片扇形角度/(°)	43.5
波纹箔片内半径/mm	18
波纹箔片外半径/mm	36

2 轴承理论数值分析

如以往文献分析方法,在这里同样简化止推箔片轴承的分析过程,做出如下假设。

(1) 气体为理想气体且是绝热的,不考虑能量方程,空气黏度为恒值。

(2) 气膜厚度尺寸与径向方向相比尺寸很小,在气膜厚度方向上,气体压力不发生变化。

(3) 轴承表面没有相对滑动,遵守无滑移边界条件。

因此能够得出,推力盘和止推箔片轴承之间的气体雷诺方程为

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot h^3 \cdot p \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \cdot p \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\mu\omega \frac{\partial(p \cdot h)}{\partial \theta} \quad (4)$$

式中 r ——轴承径向方向坐标;

θ ——轴承圆周方向坐标;

h ——气膜厚度;

p ——气膜压力;

μ ——气体黏度;

ω ——推力盘转速。

止推箔片轴承结构示意图如图 6 所示,其中气膜厚度可以表示为

$$h = C + g(r, \theta) + w(r, \theta) \quad (5)$$

$$g(r, \theta) = \begin{cases} H_T \left(1 - \frac{\theta}{b\beta} \right) & 0 \leq \theta \leq b\beta \\ 0 & b\beta \leq \theta \leq \beta \end{cases} \quad (6)$$

式中 g ——楔形区域气膜厚度;

w ——箔片变形量;

H_T ——楔形入口高度;

β ——楔形区域占比。

图 6 止推箔片轴承结构示意图

对雷诺方程的各参数进行无量纲化处理

$$\bar{r} = \frac{r}{R_O}, \quad \bar{h} = \frac{h}{C}, \quad \bar{p} = \frac{p}{p_a}, \quad \bar{g} = \frac{g}{C}, \quad \bar{w} = \frac{w}{C} \quad (7)$$

将无量纲参数式(7)代入到雷诺方程式(4)和气膜厚度方程式(5)中, 得到无量纲化的雷诺方程和气膜厚度方程

$$\frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\bar{r} \cdot \bar{h}^3 \cdot \bar{p} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{1}{\bar{r}^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{h}^3 \cdot \bar{p} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) = \Lambda \frac{\partial (\bar{p} \cdot \bar{h})}{\partial \theta} \quad (8)$$

$$\bar{h} = 1 + \bar{g}(\bar{r}, \theta) + \bar{w}(\bar{r}, \theta) \quad (9)$$

其中轴承可压缩系数

$$\Lambda = (6\mu\omega / p_a)(R_O / C)^2 \quad (10)$$

另外, 无量纲边界条件为

$$\begin{cases} \bar{r} = R_I / R_O & \bar{r} = 1 \\ \theta = 0 & \theta = \beta \\ \bar{p} = 1 \end{cases} \quad (11)$$

止推箔片轴承的承载力和摩擦力矩分别为

$$W = N \int_{R_I}^{R_O} \int_0^\beta (p - p_a) r d\theta dr \quad (12)$$

$$T = N \int_{R_I}^{R_O} \int_0^\beta \left(\frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial \theta} r + \frac{\mu \omega r^3}{h} \right) d\theta dr \quad (13)$$

式中 R_O ——扇形箔片外半径;

R_I ——扇形箔片内半径;

C ——气膜名义间隙;

p_a ——环境大气压力;

N ——扇形瓦块数量。

由于止推箔片轴承扇形瓦块的结构是对称的, 所以在对轴承进行静态特性的理论研究时, 选取其中的一个扇形瓦块作为研究对象, 对扇形瓦块划分网格如图 7 所示。分别对扇形瓦块的径向方向和圆周方向进行 n_r+1 等分和 $n_\theta+1$ 等分, 因此扇形瓦块的径向方向上有 n_r+2 个节点, 周向方向上有 $n_\theta+2$ 个节点。扇形瓦块的边界区域为 $(0:n_\theta+1, 0)$ 、 $(0:n_\theta+1, n_r+1)$ 、 $(0, 0:n_r+1)$ 及 $(n_\theta+1, 0:n_r+1)$, 求解域为 $(1:n_\theta, 1:n_r)$ 。

图 7 计算域网格划分示意图

另外, 本文理论分析和试验采用的波纹箔片扇形角度为 43.5° , 平箔片扇形角度为 58.5° , 在扇形瓦块的楔形区域处, 平箔片下方无波纹箔片支承。由计算域网格划分示意图可知, 扇形瓦块外径处的节点所占的面积比内径处的节点更大。因此, 当单位面积的刚度分布平均到各节点上, 扇形瓦块外径处节点的刚度更大, 波纹箔片节点刚度分布示意图如图 8 所示。

图 8 波纹箔片节点刚度分布示意图

采用有限元法和有限差分法耦合的方式求解气体雷诺方程、气膜厚度方程和非线性刚度模型方程, 求解流程图如图 9 所示。首先给定轴承结构参数、

初始条件参数以及初始的压力分布和波纹箔片刚度分布, 利用求解出的气膜厚度求解气体雷诺方程, 判断压力分布和气膜厚度分布的收敛性, 如不收敛, 根据求解出来的压力并利用式(2)重新计算波纹箔片的刚度, 直至压力分布和气膜厚度分布收敛, 输出计算结果。

图9 求解流程图

3 非线性刚度模型的试验验证

为了验证本文提出的波纹箔片非线性刚度模型的合理性, 搭建气体止推箔片轴承试验台进行试验, 详细试验台介绍如文献[20]所示, 进行了试验并与数值分析结果进行对比。

选用止推箔片轴承的具体参数如表 2 所示。加工并制造了三个轴承(图 10), 其楔形入口高度分别为 $20\ \mu\text{m}$, $70\ \mu\text{m}$ 和 $114\ \mu\text{m}$, 分别在 $15\ 000\ \text{r/min}$ 、 $21\ 000\ \text{r/min}$ 、 $25\ 000\ \text{r/min}$ 和 $28\ 000\ \text{r/min}$ 的转速下进行试验, 测量轴承承载力与摩擦力矩, 图 11 为试验前后平箔片磨损情况对比。

表 2 止推箔片轴承详细参数表

参数	数值
轴承内半径 R_I/mm	18
轴承外半径 R_O/mm	36
平箔片角度 $\beta/(\circ)$	58.5
波纹箔片角度 $\alpha/(\circ)$	43.5
楔形入口高度 $H_I/\mu\text{m}$	20, 70, 114
扇形片数量 N	6
平箔片厚度/mm	0.2
波纹箔片厚度/mm	0.114
泊松比 ν	0.29

图 10 试验所用轴承照片

图 11 试验前后平箔片磨损情况

图 12 分别是不同楔形入口高度的气体止推箔片轴承, 在不同转速下的试验结果。其中横坐标为轴承承载力, 纵坐标为轴承所受摩擦力矩。当对止推轴承施加的承载力达到一定程度时, 由于推力盘和轴承平箔片的表面会发生摩擦, 轴承所受摩擦力矩会急剧上升, 此时所受的承载力即为止推轴承在此转速下的极限承载力。根据试验结果, 可以发现在摩擦力矩达到 $100\ \text{N} \cdot \text{mm}$ 时, 各轴承在不同转速基本上已经达到了极限承载力, 数据汇总如表 3 所示。

表 3 各轴承在不同转速下的极限承载力 (单位: N)

转速/(r/min)	轴承楔形入口高度 $H_I/\mu\text{m}$		
	20	70	114
15 000	60	46	38
21 000	73	60	53
25 000	78	72	69
28 000	100	84	82

(a) 楔形入口高度 $H_I = 20 \mu\text{m}$ (b) 楔形入口高度 $H_I = 70 \mu\text{m}$ (c) 楔形入口高度 $H_I = 114 \mu\text{m}$

图 12 不同转速下，摩擦力矩随载荷的关系图

同时，分别针对于两种波纹箔片模型，编写程序进行理论分析求解极限承载力，最终与试验数据进行对比，对比结果如图 13 所示，其中横坐标是轴承工作转速，纵坐标为轴承极限承载力。可以发现，三种不同楔形入口高度的轴承，非线性刚度模型的极限承载力预测结果都更接近于试验数据。

通过理论分析和试验数据对比，综合来说，本文提出的波纹箔片非线性刚度模型具有一定的合理

性，预测结果更加接近于实际情况。

(a) 楔形入口高度 $H_I = 20 \mu\text{m}$ (b) 楔形入口高度 $H_I = 70 \mu\text{m}$ (c) 楔形入口高度 $H_I = 114 \mu\text{m}$

图 13 两种模型仿真结果与试验数据的对比图

4 仿真结果及分析

通过试验验证，已经证明了非线性刚度模型的合理性。因此本小节主要进行两种模型的理论分析，其中气膜名义间隙 $C = 150 \mu\text{m}$ 。如图 14 所示为楔形入口高度为 $20 \mu\text{m}$ 的止推箔片轴承在 15 000 r/min、28 000 r/min 转速下，偏心率随外部载荷的变化关

系, 其中横坐标为轴承承载力, 纵坐标为偏心率。

(a) 转速 = 15 000 r/min

(b) 转速 = 28 000 r/min

图 14 偏心率随载荷的变化关系

其中止推箔片轴承的偏心率 E_{cc} 定义为推力盘的位移量 ΔD 与气膜名义间隙 C 的比值, 而推力盘的位移量 ΔD 等于气膜厚度的变化量 Δh 和箔片变形量 w 之和, 即

$$E_{cc} = \frac{\Delta D}{C} = \frac{\Delta h + w}{C} \quad (14)$$

根据图 14 可以看出, 非线性刚度模型预测的偏心率结果更大。这是因为非线性刚度模型所计算出来的刚度结果更小, 当轴承承载力为 180 N 时, 每个扇形瓦块平均承载为 30 N, 对照图 4(单片波纹箔片刚度随载荷的变化曲线)可以发现, 此时刚度值远小于恒定刚度模型所给的刚度值。在同样的外部载荷下, 波纹箔片刚度值越小, 根据式(14)可以看出, 其箔片变形量越大, 偏心率越大。图 15 为止推轴承在 28 000 r/min 工况下, 两种模型的波纹箔片刚度分布云图。图 16 为止推轴承在 28 000 r/min 工况下, 两种模型的箔片变形量分布云图。根据云图分布情况, 也验证了以上的分析。

随着止推轴承承载力的不断增大, 两种模型的偏心率的差别更明显。造成这种现象的原因是因为恒定刚度模型相对于非线性刚度模型来说, 刚度值

(a) 非线性刚度模型

(b) 恒定刚度模型

图 15 波纹箔片刚度分布云图

(a) 非线性刚度模型

(b) 恒定刚度模型

图 16 箔片变形量分布云图

过大, 轻载载荷的变化不足以使恒定刚度模型的箔片变形量有较大的改变, 反而会使非线性刚度模型的箔片产生较大的变形, 所以偏心率的差距变得更加明显。

5 结论

本次试验以波纹箔片的非线性刚度特征为出发点, 搭建了波纹箔片刚度测试试验台。利用波纹箔片的刚度试验数据, 采用 Matlab 拟合的试验方式得到了波纹箔片刚度随轴承承载力的变化关系。通过有限元法和有限差分耦合的方式求解气体雷诺方程、气膜厚度方程以及波纹箔片非线性刚度方程。

(1) 通过试验验证, 比较了两种模型的轴承承载力预测结果和试验数据, 结果表明非线性刚度模型的预测结果与试验数据更加吻合, 证实了本文提出的非线性刚度模型具有较高的可靠性。

(2) 经过理论分析, 发现由于非线性刚度模型在轻载情况下刚度值较小, 导致箔片变形量较大, 推力盘的偏心率比恒定刚度模型的预测结果更大。

(3) 实际情况中, 波纹箔片的刚度理论值很难被准确计算出来, 但波纹箔片刚度非线性特点是客观存在的, 因此本文提出了一种基于试验来确定波纹箔片刚度的方法, 具有更高的可靠性。虽然本文的非线性刚度模型公式不适合其他尺寸的轴承, 但是由于对波纹箔片进行刚度试验的代价并不大, 所以可以通过这种刚度试验与理论相结合的方法预测轴承静态特性, 因此该方法具有一定的工程指导意义。

参 考 文 献

- [1] LEE Y B, KIM T Y, KIM C H, et al. Thrust bump air foil bearings with variable axial load: Theoretical predictions and experiments[J]. Tribology Transactions, 2011, 54(6): 902-910.
- [2] AGRAWAL G L. Foil air/gas bearing technology — An overview[C]// ASME 1997 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, June 2 - 5, 1997, Orlando, Florida, USA, 1997.
- [3] FU G, UNTAROIU A, SWANSON E. Effect of foil geometry on the static performance of thrust foil bearings[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2018, 140(8): 1-9.
- [4] 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): 1-11.
- [5] XU F C, KIM D, YAZDI B Z. Theoretical study of top foil sagging effect on the performance of air thrust foil bearing[C]// ASME Turbo Expo, June 13 - 17, 2016, Seoul, South Korea, 2016.
- [6] 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, 2016, 230(8): 944-961.
- [7] LEE D, KIM D. Design and performance prediction of hybrid air foil thrust bearings[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2011, 133(4): 1-13.
- [8] 徐方等, 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.
- [9] XU F C, KIM D. Dynamic performance of foil bearings with a quadratic stiffness model[J]. Neurocomputing, 2016, 216: 666-671.
- [10] WALOWIT J A, ANNO J N. Modern developments in lubrication mechanics[M]. London: Applied Science Publishers Ltd., 1975.
- [11] HESHMAT H, WALOWIT J A, PINKUS O. Analysis of gas lubricated compliant thrust-bearings[J]. Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(4): 638-646.
- [12] HESHMAT H, WALOWIT J A, PINKUS O. Analysis of gas-lubricated foil journal bearings[J]. Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(4): 647-655.
- [13] ROGER K C 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.
- [14] IORDANOFF I. Analysis of an aerodynamic compliant foil thrust bearing: Method for a rapid design[J]. Journal of Tribology, 1999, 121(4): 816-822.
- [15] 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.
- [16] GAD A M, KANEKO S. A new structural stiffness model for bump-type foil bearings: Application to generation II gas lubricated foil thrust bearing[J]. Journal of Tribology,

- 2014, 136(4): 1-13.
- [17] RUBIO D, ANDRÉS L S. Bump-type foil bearing structural stiffness: Experiments and predictions[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2004, 128(3): 653-660.
- [18] CABLE T A, ANDRÉS L S. On the design, manufacture, and premature failure of a metal mesh foil thrust bearing—How concepts that work on paper, actually do not[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2018, 140(12): 1-13.
- [19] KIM T H, PARK M S, LEE J, et al. Identification of dynamic characteristics of gas foil thrust bearings using base excitation[C]// *ASME Turbo Expo*, June 13 - 17, 2016, Seoul, South Korea, 2016.
- [20] 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.
-
- 作者简介: 徐方程(通信作者), 男, 1985 年出生, 副教授。主要研究方向为气体箔片轴承、箔片密封、挤压油膜阻尼器及转子动力学。
E-mail: fcxu@dlut.edu.cn
- 侯留凯, 男, 1996 年出生, 硕士。主要研究方向为气体箔片轴承、转子动力学。
E-mail: houliukai@mail.dlut.edu.cn
- 吴斌, 男, 1965 年出生, 副教授。主要研究方向为振动与冲击。
E-mail: wubin@donglingtech.com