

引入弹性箔片对动压轴承静动态特性影响数值研究^{*}

吕 昕¹, 黄 锐¹, 张镜洋², 黄钟文³

(1. 南京航空航天大学 机械结构力学及控制国家重点实验室, 江苏 南京 210016;

2. 南京航空航天大学 航天学院, 江苏 南京 210016;

3. 南京机电液压工程研究中心 航空机电系统综合航空科技重点实验室, 江苏 南京 211106)

摘 要: 随着高速透平机械的快速发展, 应用其中的动压轴承也在不断与时俱进。但刚性表面动压轴承和弹性箔片动压轴承的轴承特性对比尚不充分, 所以本文系统性地比较了两种轴承的静动态特性并总结各自的优劣及其适用环境。基于中心差分法将可压缩 Reynolds 方程离散化后, 分别与两种动压轴承的气膜厚度方程进行耦合迭代, 求解获得静态特性结果。在静态特性的基础上, 应用小扰动法求解各自的动态特性参数。将这两种动压轴承的静动态特性参数进行对比研究发现, 刚性表面动压轴承的承载特性要优于弹性箔片动压轴承, 但影响轴承稳定性的偏位角却不如后者; 且刚性表面动压轴承的动态特性参数在大偏心、高转速的工况下均要优于弹性箔片动压轴承, 但由于没有弹性箔片的保护, 在启停过程中磨损较为严重。

关键词: 弹性箔片; 动压轴承; 刚性表面轴承; 静态特性; 动态特性

中图分类号: TH133.37 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2023) 03-210715-11

DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 210715

Numerical Study on Effects of Bump Foil on Static and Dynamic Characteristics of Aerodynamic Bearings

LYU Xin¹, HUANG Rui¹, ZHANG Jing-yang², HUANG Zhong-wen³

(1. State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, Nanjing University of

Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. College of Astronautics, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

3. Aviation Key Laboratory of Science and Technology on Aero Electromechanical System Integration,

Nanjing Engineering Institute of Aircraft Systems, Nanjing 211106, China)

Abstract: With the rapid development of high speed turbine machinery, the application of aerodynamic bearings has been advancing with the times. The comparison of bearing characteristics between the rigid surface aerodynamic bearings and the bump foil aerodynamic bearings is not sufficient, so the static and dynamic characteristic of the two bearings are systematically compared to summarize their advantages, disadvantages and applied environment. Based on the central difference method, the compressible Reynolds equation was discretized, which was coupled with the two different gas film thickness equations respectively to obtain the static characteristics. Based on the static characteristics of bearings, the small disturbance method was used to acquire the dynam-

^{*} 收稿日期: 2021-10-15; 修订日期: 2021-11-23。

基金项目: 国家自然科学基金 (11972180; 12022203)。

作者简介: 吕 昕, 硕士生, 研究领域为转子动力学。

通讯作者: 黄 锐, 博士, 教授, 研究领域为非线性动力学。E-mail: ruihwang@nuaa.edu.cn

引用格式: 吕 昕, 黄 锐, 张镜洋, 等. 引入弹性箔片对动压轴承静动态特性影响数值研究[J]. 推进技术, 2023, 44(3): 210715. (LYU Xin, HUANG Rui, ZHANG Jing-yang, et al. Numerical Study on Effects of Bump Foil on Static and Dynamic Characteristics of Aerodynamic Bearings[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2023, 44(3):210715.)

ic characteristic parameters of them. The static and dynamic characteristics of the two kinds of aerodynamic bearings were compared. It is found that the bearing capacity of rigid surface aerodynamic bearings is better than that of bump foil aerodynamic bearings, while the attitude angle affecting the bearing stability is not as good as that of the latter. The dynamic characteristic parameters of the rigid surface aerodynamic bearing are better than those of the other under the conditions of large eccentricity and high speed, but the wear is more serious in the start and stop process without the protection of the bump foil.

Key words: Bump foil; Aerodynamic bearing; Rigid surface bearing; Static characteristic; Dynamic characteristic

1 引言

随着高速透平机械的迅速发展,应用当中的动压轴承也在不断更新换代。刚性表面动压轴承和弹性箔片动压轴承是两大气体动压轴承的代表。为在透平机械中选用合适的支承部件,有必要对这两种典型动压轴承的静动态特性进行研究比较,为工程应用提供理论参考。

气体动压轴承因充入的润滑气体动力粘度受温度影响较小^[1],可满足高精度、高转速的需求,还有耐寒耐热、无污染等优点。但不足的是,刚性表面动压轴承同时也存在启停过程中磨损严重的问题。而引入弹性箔片正是为了解决此类问题。弹性箔片动压轴承是以波箔片作为弹性支承的自适应轴承。波箔片可根据所受载荷大小来调整润滑气膜的厚度,从而具有对间隙内压力变化的良好适应性。正因如此,弹性箔片动压轴承对于转子对中性的要求降低,适应环境的能力较强^[2-3]。

国外对于气体动压轴承的研究起步较早,其研究内容的范围也相对更广泛。早在1967年,Lund等^[4]就首次提出动压轴承具有动态刚度和动态阻尼,并指出轴承-转子系统的稳定性取决于其动态特性参数。之后,Walowit等^[5]对弹性箔片动压轴承首次完成流固耦合计算,得到了不同于刚性表面动压轴承的静态特性结果。1983年,Heshmat等^[6]推导出等效波箔的Heshmat公式,并在静态特性基础上运用扰动法求解其动态特性。1993年,Peng等^[7]将波箔片等效为弹簧和阻尼器组成的系统,采用摄动法耦合求解线性动力学方程得到轴承的动态刚度和阻尼系数。进入21世纪之后,Dellacorte等^[8]对弹性箔片动压轴承进行大量试验,对比数据后发现箔片材料特性对轴承性能有着重大影响。2004年,Peng等^[9]发现引入弹性箔片使箔片变形量可以大于最大气膜厚度,为弹性箔片动压轴承的静态特性计算和理论建模提供了新的思路。Carpino等^[10]在Peng的工作基础

上研究了扰动频率和摩擦系数对轴承动态特性及能量耗散的影响。2008年,Dellacorte等^[11]探究了第一代和第二代弹性箔片动压轴承静态特性的影响机理,总结归纳了两代轴承的设计方法、制造工艺以及试验研究。2010年,San Andrés Luis等^[12]分别采用一维梁和二维板模型对平箔片进行有限元建模,发现二维模型分析求得的刚度、阻尼系数相比一维模型稍低。同年,Feng等^[13]应用薄壳模型模拟平箔变形,将波箔片间相互作用力和摩擦力通过水平弹簧单元耦合到弹性箔片中求解轴承的静态特性。2013年,Athanasios等^[14]使用连续梁结构来模拟轴承-转子系统,对轴承磨损和扰动频率对转子系统的影响进行了系统性研究。2016年,Cherabi等^[15]采用一种新型降阶模型求解动压轴承静态特性,可在较低计算成本下达到较好的收敛速度。

气体动压轴承技术及其理论较晚被引入中国,由于起步较晚再加上国外的技术封锁,导致中国动压轴承的理论研究和工程实践都处于相对滞后的阶段。1997年,侯予等^[16]提出一种新型弹性基础支承箔片轴承的物理模型,并给出求解弹性流体动力润滑问题的方法,为弹性箔片动压轴承的结构多样化提供了新思路。2003年,侯予等^[17]对成功应用于高速透平机械的刚性表面和弹性箔片动压轴承进行试验研究比较,通过实验成功验证其具有阻尼特性,并发现弹性箔片动压轴承稳定性更好。次年,虞烈等^[18]针对弹性箔片动压轴承进行了动力学实验,给出完全气弹润滑耦合求解方法,为静动态特性分析和转子系统动力学仿真提供了有效的分析方法。2007年,戚社苗等^[19]利用偏导数法给出了求解动态特性的普适方法,并从理论上解释了动态特性系数与扰动频率的相关性。2014年,方华等^[20]对于润滑气体动力粘度和箔片材料特性对弹性箔片动压轴承动态参数的影响机理进行了研究。次年,刘良军^[21]采用link-spring模型等效波箔垂直刚度,利用薄壳单元模拟平箔受力变形,求解轴承的静态特性和动态

特性参数。2018 年, Li 等^[22]使用 CFD 模型对刚性表面动压轴承的静动态特性进行了研究。同年, Cui 等^[23]研究了表面粗糙度对刚性表面动压轴承瞬态特性的影响。2019 年, 李旺^[24]重点研究了边界滑移对刚性表面动压轴承和波箔型动压轴承的性能影响情况。2020 年, 肖云峰等^[25]使用商用软件就 Sommerfeld 数对刚性表面动压轴承动态特性数值的影响进行了研究。2021 年, 邓志凯等^[26]就柔性表面和刚性表面动压轴承二者的静态特性进行了对比研究。同年, Yang 等^[27]研究了表面波纹度对动压轴承静态特性的影响, 发现表面波纹度随相位角变化引起静态特性变化。

本文基于中心差分法对可压缩 Reynolds 方程进行离散化处理后, 分别与刚性表面和弹性箔片动压轴承两者不同的气膜厚度方程耦合从而进行迭代求解, 获得两种轴承的静态特性结果。在静态特性基础上, 应用小扰动法进行迭代计算各自的动态特性参数——动态刚度和动态阻尼。针对刚性表面、弹性箔片动压轴承, 分别探究偏心率、转速和扰动频率变化对其静动态特性结果的影响并相互进行对比, 分析其不同工况下的优劣势。

由于现有文献对刚性表面和弹性箔片动压轴承都单独进行了诸多研究, 但对于两种轴承静、动态特性的优劣对比以及适用范围研究甚少。而在工程实践中, 高速运转的透平机械里选用合适的动压轴承对于整个系统的性能具有显著的提升效应。因此有必要对这两种动压轴承的静动态特性分别求解计算分析, 并进行优势对比, 为工程实践应用提供有效合理的参考。

2 研究方法

2.1 模型信息

图 1 为刚性表面动压轴承的结构示意图, 可以看出其结构主要由轴承套和转子组成, 而两者间充斥着大量润滑气体。当轴承套与转子的间隙中粘滞气体受到压缩时, 润滑气体将会产生承载力从而起到支承转子的作用。表 1 为动压轴承的基本参数表, 刚性表面动压轴承和弹性箔片动压轴承的基本参数均保持一致。

图 2 则是弹性箔片动压轴承的结构示意图。相比刚性表面动压轴承的简单结构, 弹性箔片动压轴承引入了由波箔片和平箔片组成的弹性箔片结构。其中平箔片与波箔片的一端被点焊固定于轴承套上, 另一端则自由搭接可沿周向自由运动。两种箔

片构成的弹性箔片结构可受压发生变形产生反作用力, 与润滑气膜压力一同为轴承转子提供平衡重力的承载力, 从而实现转子的高速悬浮旋转。表 2 为弹性箔片结构的具体参数表。

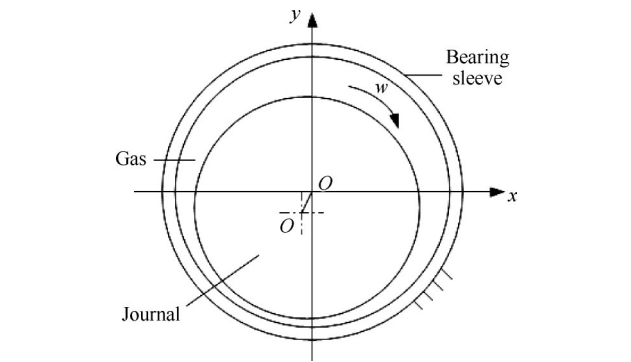


Fig. 1 Schematic diagram of rigid surface aerodynamic bearing

Table 1 Basic parameters of aerodynamic bearing	
Parameter	Value
Rotor radius/mm	10.95
Bearing width/mm	25
Radius gap/mm	0.03
Gas dynamic viscosity/(Pa·s)	1.932×10 ⁻⁵
Ambient pressure/Pa	1.01325×10 ⁵

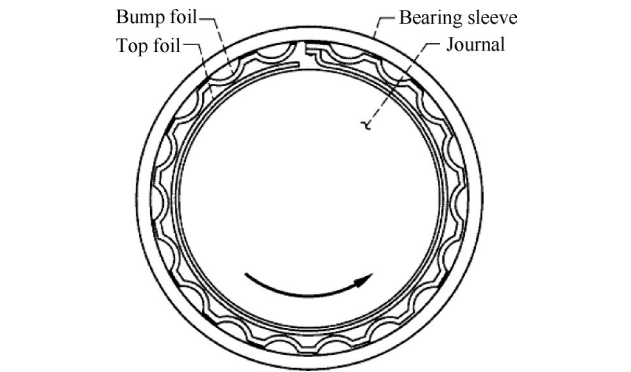


Fig. 2 Schematic diagram of bump foil aerodynamic bearing

Table 2 Specific parameters of the foil structure	
Parameter	Value
Flat foil thickness/mm	0.1
Bump foil thickness/mm	0.1
Bump foil unit length/mm	3.285
Bump foil half-wavelength/mm	1.6425
Bump foil elasticity modulus/GPa	210
Bump foil Poisson ratio	0.3

2.2 气膜厚度方程

为对动压 Reynolds 方程迭代求解, 需要先对气膜厚度方程进行分析。考虑到弹性箔片结构的实际情

况作如下假设:由于支承波箔表面刚度分布均匀,可视为一固定值;相邻两波峰间平箔形变量远远小于波箔,因此可忽略平箔片变形而只考虑其随波箔片的整体位移;因载荷作用而引起的变形只和作用点受载情况有关。

由于波箔片被等效为线性弹簧支承,不考虑平箔片刚度特性和箔片结构内摩擦阻尼作用,对箔片结构受力分析后可写出气膜压力与箔片结构形变量两者之间的作用关系式

$$(p - p_a)A_0 = k_b Lu \quad (1)$$

式中 p 为气膜压力(Pa); p_a 为环境压力(Pa); A_0 为波箔片单元面积(m^2); k_b 为波箔片等效刚度(N/m); L 为轴承厚度(m); u 为箔片结构形变量(m)。

对箔片结构形变量进行无量纲化处理得

$$\bar{u} = \frac{p_a s}{k_b C} (\bar{p} - 1) \quad (2)$$

式中 s 为波箔片单元长度(m); C 为半径间隙(m); $\bar{p}$ 为无量纲气膜压力。

弹性箔片动压轴承的无量纲气膜厚度主要由原始气膜厚度、转子偏心率和无量纲箔片结构形变量三部分构成

$$\bar{h} = 1 + \varepsilon \cos \theta + \bar{u} \quad (3)$$

式中 ε 为偏心率; θ 为周向角度。

而刚性表面动压轴承的无量纲气膜厚度方程则不需要考虑箔片结构形变量,其数学表达式为

$$\bar{h} = 1 + \varepsilon \cos \theta \quad (4)$$

2.3 动压 Reynolds 方程

考虑到动压轴承间隙内的气体流动情况,忽略气流在层与层之间的滑移作用,假定各层气膜内的流动为层流;由于气膜厚度一般是微米量级的,因此可忽略气膜压力沿气膜厚度方向上的变化;由于形成动压气膜的楔形间隙厚度在量级上远远小于转子的曲率半径,可忽略转子的曲率半径对气膜方向和形状产生的影响;将粘性气体沿转子接触面的相对运动视为平移运动,其速度大小等同于转子接触面的切向速度;由于气膜的惯性力远远小于其粘性力,因此可忽略惯性力及体积力的作用;由于气膜厚度的量级很小,假设气膜粘度和密度沿气膜厚度方向不变化。

在上述假设的基础上,可以给出可压缩气体的动压 Reynolds 方程

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{ph^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{ph^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6v \frac{\partial}{\partial x} (ph) + 12 \frac{\partial}{\partial t} (ph) \quad (5)$$

式中 x 为周向坐标; z 为轴向坐标; p 为气膜压力(Pa); h 为气膜厚度(m); μ 为气体动力粘度($\text{Pa} \cdot \text{s}$); v 为转子沿周向的运动速度(m/s); t 为时间变量。

当气体动压轴承的散热特性良好时,可将润滑气体的动力粘度视为一个常量,也不需要考虑温度升高对润滑气膜压力产生的影响。所以,对气体动力粘度和工况温度都不随时间变化的定常理想气体,可对其动压 Reynolds 方程进行无量纲处理

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{2R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \lambda} \right) = \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{p} \bar{h}) \quad (6)$$

式中的无量纲参数有

$$\theta = \frac{x}{R}; \lambda = \frac{z}{0.5L}; \bar{h} = \frac{h}{C}; \bar{p} = \frac{p}{p_a}; \Lambda = \frac{6\mu\omega R^2}{p_a C^2} \quad (7)$$

式中 θ 为无量纲周向坐标; λ 为无量纲轴向坐标; C 为半径间隙(m); L 为轴承厚度(m); R 为转子半径(m); ω 为转子角速度(rad/s); $\bar{h}$ 为无量纲气膜厚度; $\bar{p}$ 为无量纲气膜压力; Λ 为轴承数,用以反映轴承的运行条件和性能参数。

2.4 静态特性求解

在之前研究中常采用无限宽或短轴承理论来近似求解动压 Reynolds 方程,但这一方法精度较差,难以满足越来越精确的数值计算需求。所以,可在较短时间内获得良好数值计算结果的有限差分法现如今被大量应用于动压 Reynolds 方程的数值计算求解中。

有限差分法又分为前差分、后差分和中心差分三种,这三种差分法又以中心差分法的计算精度最高,所以常被用于对动压 Reynolds 方程的离散化处理,其数学表达式为

$$\left(\frac{dy}{dx} \right)_j = \frac{y_{j+\frac{1}{2}} - y_{j-\frac{1}{2}}}{\delta} \quad (8)$$

式中分子为 y_j 点前半点与后半点的差值; δ 为计算步长。

对动压 Reynolds 方程进行离散化之前,需对润滑气膜进行网格划分,用各个节点处的压力值作为中心差分的数据,从而将动压 Reynolds 方程离散成可计算的代数方程组。再通过求解各个节点处的压力值,即可近似求得动压轴承的气膜压力分布情况。气膜网格沿 θ 方向均匀划分了 m 格, i 编号从1到 $m+1$,步长为 $\Delta\theta=2\pi/m$;沿 λ 方向均匀划分了 n 格, j 编号从1到 $n+1$,步长为 $\Delta\lambda=2/n$ 。

由此可对无量纲动压 Reynolds 方程中各项进行

离散化并整理得到各点处压力值的计算表达式

$$\bar{p}_{ij} = \frac{A_{ij}\bar{p}_{i+1,j} + B_{ij}\bar{p}_{i-1,j} + C_{ij}\bar{p}_{i,j+1} + D_{ij}\bar{p}_{i,j-1} - E_{ij}}{F_{ij}} \quad (9)$$

式中

$$\begin{aligned} A_{ij} &= \bar{p}_{i+\frac{1}{2},j} \bar{h}_{i+\frac{1}{2},j}^3 \\ B_{ij} &= \bar{p}_{i-\frac{1}{2},j} \bar{h}_{i-\frac{1}{2},j}^3 \\ C_{ij} &= \left(\frac{2R}{L}\right)^2 \left(\frac{\Delta\theta}{\Delta\lambda}\right)^2 \bar{p}_{i,j+\frac{1}{2}} \bar{h}_{i,j+\frac{1}{2}}^3 \\ D_{ij} &= \left(\frac{2R}{L}\right)^2 \left(\frac{\Delta\theta}{\Delta\lambda}\right)^2 \bar{p}_{i,j-\frac{1}{2}} \bar{h}_{i,j-\frac{1}{2}}^3 \\ E_{ij} &= \Delta\theta\lambda \left(\bar{p}_{i+\frac{1}{2},j} \bar{h}_{i+\frac{1}{2},j} - \bar{p}_{i-\frac{1}{2},j} \bar{h}_{i-\frac{1}{2},j} \right) \\ F_{ij} &= A_{ij} + B_{ij} + C_{ij} + D_{ij} \end{aligned}$$

耦合迭代法求解气膜压力及厚度分布的第一步是确定动压轴承实际运转时的边界条件,边界节点处的压力值由边界条件赋值,内部各节点的压力值则任意给定,作为第一次迭代的近似压力值。假定动压轴承的边界压力和内部节点起始压力均为一个标准大气压,则

$$\begin{cases} \lambda = \pm 1, \bar{p} = 1 \\ \theta = 0, \bar{p} = 1 \\ \theta = 2\pi, \bar{p} = 1 \end{cases} \quad (10)$$

沿 λ 方向按照 $j=2,3,\dots,n$ 的顺序逐行计算,每行又从气膜起始节点向终止节点按照 $i=2,3,\dots,m$ 的顺序逐点计算各个节点的压力值,视为一个完整的计算流程。经过一个计算流程即可对各个节点的气膜压力进行一次更新,得到第二次迭代的近似压力值。如此循环往复迭代 k 次,直至获得满足精度要求的各个节点的气膜压力时,迭代终止。

得到气膜压力及其厚度的分布情况后,可以进一步积分得到承载力、偏位角和摩擦阻力等信息。承载力可分为切向力和法向力,将计算求解得到的气膜压力分别按偏心方向和垂直于偏心方向进行积分。切向承载力和法向承载力分别为

$$W_t = \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} (\bar{p} - 1) \cos \theta d\theta d\lambda \quad (11)$$

$$W_n = \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} (\bar{p} - 1) \sin \theta d\theta d\lambda$$

由此也可获得承载力、偏位角以及摩擦力矩的无量纲表达式

$$W = \sqrt{(W_t^2 + W_n^2)} \quad (12)$$

$$\Phi = -\arctan \frac{W_n}{W_t} \quad (13)$$

$$M = \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} \left[\frac{H}{2} \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \frac{\Lambda}{6\bar{h}} \right] d\theta d\lambda \quad (14)$$

2.5 动态特性求解

在求解获得静态特性结果的基础上,通过小扰动法建立考虑气体可压缩性、气膜压力及厚度和箔片变形的动态特性理论分析模型,应用中心差分法和耦合迭代法进行耦合求解得到气体动压轴承的动态特性参数——动态刚度和动态阻尼。轴承-转子系统的动态刚度参数的大小可用于表征动压气膜抵抗位移扰动能力的强弱,而动态阻尼参数的大小可用于表征动压气膜耗散扰动能量速度的快慢。

与定常气体的动压 Reynolds 方程相比,动态 Reynolds 方程的右侧多出了一个时间项,用以反映压缩和密度随时间的变化量^[28],即

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{2R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \lambda} \right) = \\ \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{p} \bar{h}) + 2\Lambda \Omega \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{p} \bar{h}) \end{aligned} \quad (15)$$

式中 Ω 为无量纲涡动频率,数值为涡动角速度与转动角速度的比值; τ 为涡动角度,数值为涡动角速度与时间的积。

转子和轴承间隙在任意位置处的无量纲气膜厚度和小扰动下的无量纲气膜压力可写为

$$\begin{cases} \bar{h} = \bar{h}_0 + \bar{h}_d = \bar{h}_0 + \bar{h}_{d0} e^{i\Omega\tau} \\ \bar{h}_0 = 1 + \varepsilon_0 \cos \theta \\ \bar{h}_d = (E_0 \cos \theta + \Theta_0 \varepsilon_0 \sin \theta) e^{i\Omega\tau} \end{cases} \quad (16)$$

$$\bar{p} = \bar{p}_0 + \bar{p}_d = \bar{p}_0 + \bar{p}_{d0} e^{i\Omega\tau} \quad (17)$$

式中 $\bar{h}_0$ 为静态气膜厚度; $\bar{h}_d$ 为动态气膜厚度; $\bar{h}_{d0}$ 为定义在复数范围内的动态气膜厚度幅值; $\bar{p}_0$ 为静态气膜压力; $\bar{p}_d$ 为动态气膜压力; $\bar{p}_{d0}$ 为定义在复数范围内的动态气膜压力幅值。

将动态气膜厚度和动态气膜压力代入动态 Reynolds 方程中,可以整理得到关于动态气膜压力的动态 Reynolds 方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{p}_0 \bar{h}_0^3 \frac{\partial \bar{p}_{d0}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{2R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(\bar{p}_0 \bar{h}_0^3 \frac{\partial \bar{p}_{d0}}{\partial \lambda} \right) + \\ \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{h}_0^3 \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \theta} \bar{p}_{d0} \right) + \left(\frac{2R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(\bar{h}_0^3 \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \lambda} \bar{p}_{d0} \right) + \\ \frac{\partial}{\partial \theta} \left(3\bar{p}_0 \bar{h}_0^2 \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \theta} \bar{h}_{d0} \right) + \left(\frac{2R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(3\bar{p}_0 \bar{h}_0^2 \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \lambda} \bar{h}_{d0} \right) = \\ \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{p}_{d0} \bar{h}_0 + \bar{p}_0 \bar{h}_{d0}) + i2\Lambda \Omega (\bar{p}_{d0} \bar{h}_0 + \bar{p}_0 \bar{h}_{d0}) \end{aligned} \quad (18)$$

动态气膜压力为待求解的复变量,是关于扰动量 E_0 和 Θ_0 的函数。动态气膜压力关于两个扰动量的变化率 P_E 和 P_Θ 在复数范围内被定义为

$$P_E = \frac{\partial \bar{p}_{d0}}{\partial E_0}, \quad P_\theta = \frac{1}{\varepsilon_0} \frac{\partial \bar{p}_{d0}}{\partial \Theta_0} \quad (19)$$

在获得各点的 P_E, P_θ 组装成矩阵后即可求解得到 $K_{ij}, D_{ij} (i=x, y; j=\varepsilon, \theta)$ 。在此基础上经变换矩阵求得动态直接刚度 K_{xx}, K_{yy} 和动态交叉刚度 K_{xy}, K_{yx} , 动态直接阻尼 D_{xx}, D_{yy} 和动态交叉阻尼 D_{xy}, D_{yx} 。求解过程如下

$$\begin{aligned} \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} P_E \cos \theta d\theta d\lambda &= K_{y\varepsilon} + i\Omega D_{y\varepsilon} \\ \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} P_E \sin \theta d\theta d\lambda &= K_{x\varepsilon} + i\Omega D_{x\varepsilon} \\ \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} P_\theta \cos \theta d\theta d\lambda &= K_{y\theta} + i\Omega D_{y\theta} \\ \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} P_\theta \sin \theta d\theta d\lambda &= K_{x\theta} + i\Omega D_{x\theta} \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} K_{xx} \\ K_{xy} \end{pmatrix} &= \begin{bmatrix} \sin \theta_0 & \cos \theta_0 \\ \cos \theta_0 & -\sin \theta_0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} K_{x\varepsilon} \\ K_{x\theta} \end{pmatrix} \\ \begin{pmatrix} K_{yx} \\ K_{yy} \end{pmatrix} &= \begin{bmatrix} \sin \theta_0 & \cos \theta_0 \\ \cos \theta_0 & -\sin \theta_0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} K_{y\varepsilon} \\ K_{y\theta} \end{pmatrix} \\ \begin{pmatrix} D_{xx} \\ D_{xy} \end{pmatrix} &= \begin{bmatrix} \sin \theta_0 & \cos \theta_0 \\ \cos \theta_0 & -\sin \theta_0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} D_{x\varepsilon} \\ D_{x\theta} \end{pmatrix} \\ \begin{pmatrix} D_{yx} \\ D_{yy} \end{pmatrix} &= \begin{bmatrix} \sin \theta_0 & \cos \theta_0 \\ \cos \theta_0 & -\sin \theta_0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} D_{y\varepsilon} \\ D_{y\theta} \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (21)$$

3 研究结果

3.1 算例验证

本文基于中心差分法对气膜厚度方程和可压缩气体 Reynolds 方程进行流固耦合迭代求解。为验证方法及程序的正确性,以文献[29]中刚性表面和弹性箔片气体动压轴承为算例进行结果验证。图3为参考文献[29]和自编程序仿真得到的气膜压力分布曲线对比图。对比两图所得求解结果一致,验证了所用方法和自编程序的正确性。

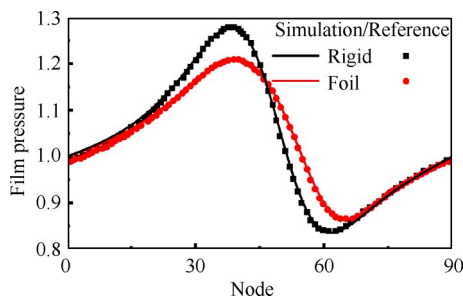


Fig. 3 Example given to verify the method

3.2 刚性表面动压轴承

在偏心率为0.5,转速为 $5 \times 10^4 \text{ r/min}$ 的工况条件下,应用中心差分法和耦合迭代法可以得到刚性

表面动压轴承的全尺寸气膜压力及厚度分布图(见图4)。从图中可以很明显看出,刚性表面动压轴承存在大于环境压力的支承区域和小于环境压力的负压区域。文献[30]认为“在气体润滑中,气膜压力总是大于环境压力的,这是由于周围气体可以自由进入间隙的缘故”。但这就会带来质量流量不守恒的问题。从物理意义而言,在轴承局部区域出现气膜压力小于环境压力反而是正常的^[31]。另外,刚性表面动压轴承的气膜厚度是均匀不变的,这是由于气膜直接与轴承套相接触,也会对轴承套的材料属性、耐热耐磨性有着更高的要求。

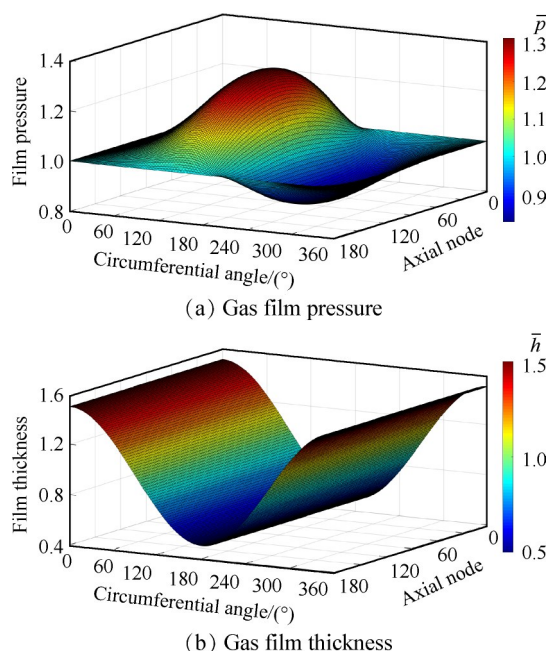


Fig. 4 Gas film pressure and thickness distribution of rigid surface aerodynamic bearing

图5为 $5 \times 10^4 \text{ r/min}$ 转速下刚性表面动压轴承气膜压力分布随偏心率变化曲线图;图6为在0.5偏心率条件下刚性表面动压轴承气膜压力分布随转速变化曲线图。分析图中信息可知,随着偏心率或转速的增大都会导致刚性表面动压轴承的气膜压力整体提升,高压承载区域扩大。这是由于偏心率增大,转子不对中性增强,导致间隙内气体进一步受压缩从而使得气膜压力增大;而转速提升会引起同转子高速旋转的粘滞气体密度减小,不可压缩性增强,从而可以提供更大的气膜压力。

图7为刚性表面动压轴承的动态特性参数随扰动频率变化曲线图。由图可知,其直接动态刚度 K_{xx} 和 K_{yy} 随扰动频率的增大呈上升趋势,且趋势逐渐平缓逼近各自的极限值;而动态交叉刚度 K_{xy} 和

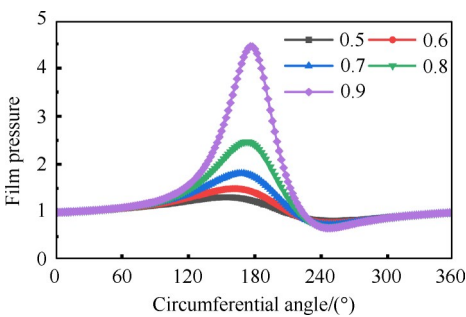


Fig. 5 Gas film pressure distribution of rigid surface aerodynamic bearing at different eccentricities

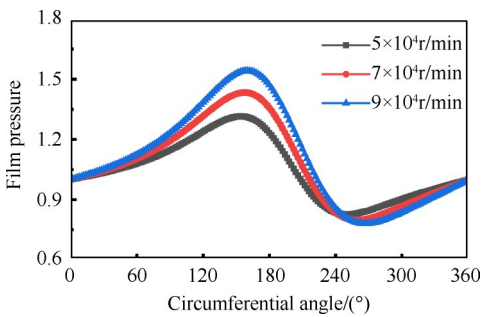


Fig. 6 Gas film pressure distribution of rigid surface aerodynamic bearing at different rotating speed

K_{yx} 随扰动频率增大各自的变化趋势正好相反, 同样向某一极限值逼近。除交叉动态阻尼 D_{yx} , 其余动态阻尼系数均随扰动频率的增大呈下降态势, 但所有动态阻尼参数均随扰动频率增大向零值逼近。这说明随着扰动频率上升, 刚性表面动压轴承抗位移扰动的能力获得提升, 但耗散扰动能力的速率是下降的。

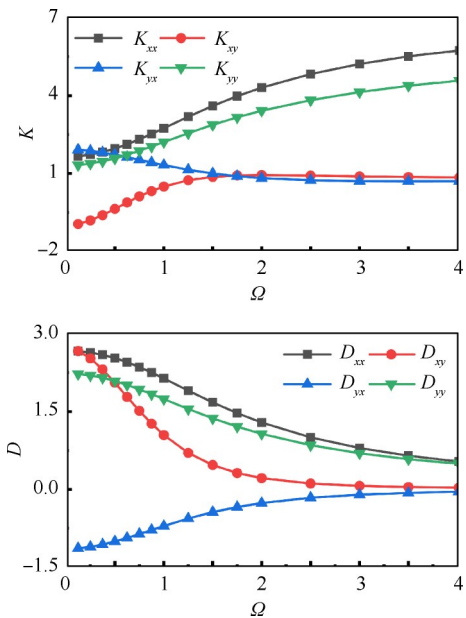


Fig. 7 Dynamic characteristics of rigid surface aerodynamic bearing vary with disturbance frequency

3.3 弹性箔片动压轴承

在偏心率为 0.5, 转速为 $5 \times 10^4 \text{ r/min}$ 的相同工况条件下, 可迭代求解获得弹性箔片动压轴承的全尺寸气膜压力及厚度分布图(见图 8)。由图可知, 弹性箔片动压轴承的气膜厚度相比刚性表面动压轴承其内部出现了明显的上凹, 这是由于弹性箔片结构内的波箔片存在变形效应, 可承担一部分的支承力, 这也使得润滑气膜提供的支承力有效减小。这就解释了为什么相同工况下, 弹性箔片动压轴承的最大气膜压力要小于刚性表面动压轴承, 而中截面处的最小气膜厚度大于后者。

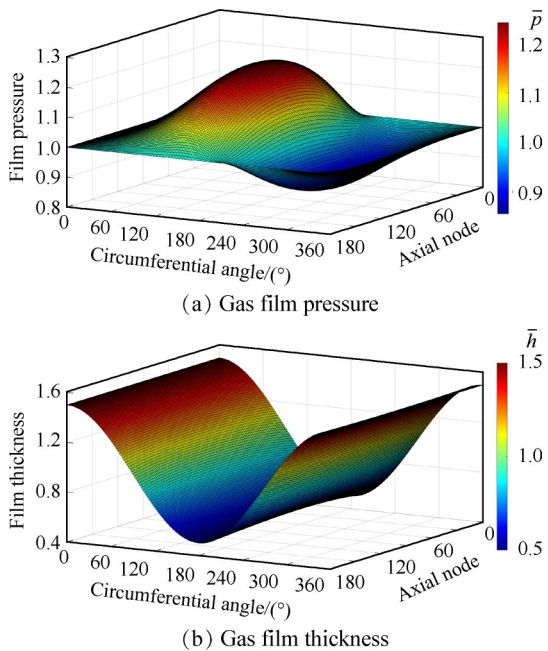


Fig. 8 Gas film pressure and thickness distribution of bump foil aerodynamic bearing

图 9 为 $5 \times 10^4 \text{ r/min}$ 转速下弹性箔片动压轴承气膜压力分布随偏心率变化曲线图; 图 10 为偏心率 0.5 条件下弹性箔片动压轴承气膜压力分布随转速变化曲线图。对图中数据进行分析, 偏心率或转子转速的增大都会引起弹性箔片动压轴承的最大气膜压力增大, 高压承载区域扩大。究其原因, 是因为偏心率增大引起转子不对中, 导致楔型间隙内的粘滞气体受到进一步压缩, 从而使得气膜内压力增大; 而转子转速的提升则会导致同转子一同高速运转的润滑气体密度减小, 其不可压缩性增强而提供更大动压气膜压力。

图 11 为弹性箔片动压轴承的动态特性参数随扰动频率变化曲线图。与刚性表面动压轴承的影响规律相一致, 其直接动态刚度 K_{xx} 和 K_{yy} 也会随扰动频率

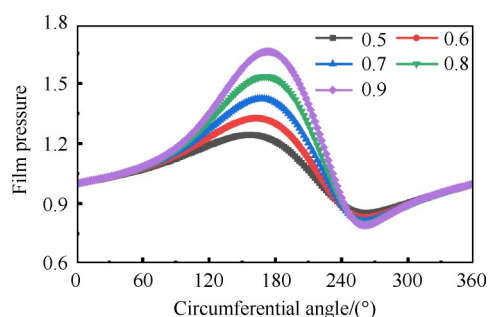


Fig. 9 Gas film pressure distribution of bump foil aerodynamic bearing at different eccentricities

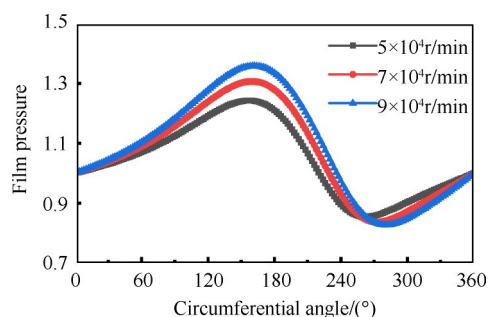


Fig. 10 Gas film pressure distribution of bump foil aerodynamic bearing at different rotating speed

增大而增大且提升趋势逐渐平缓;而交叉刚度 K_{xy} 和 K_{yx} 则变化态势正好相反但都向某一个极限值逼近。弹性箔片动压轴承的四个动态阻尼参数也与刚性表面动压轴承一样均随扰动频率增大向零值逼近。这说明弹性箔片动压轴承抗位移扰动的能力随着扰动频率上升获得提升,但耗散扰动能量的速率随扰动频率增大其趋势是减小的。

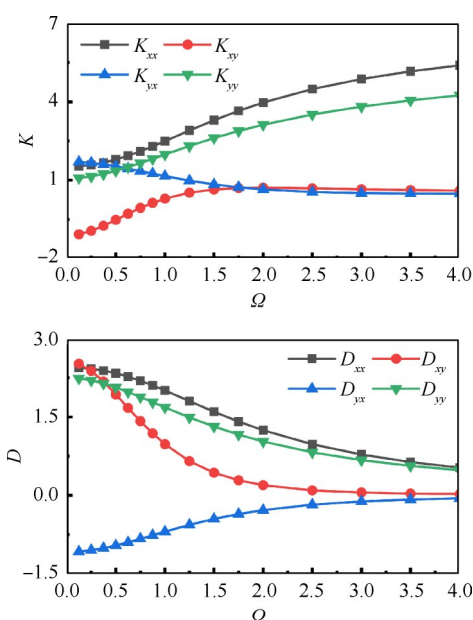


Fig. 11 Dynamic characteristics of bump foil aerodynamic bearing vary with disturbance frequency

3.4 刚性表面-弹性箔片动压轴承对比

为研究刚性表面动压轴承与弹性箔片动压轴承二者在工程应用中的优势与不足,需要对它们的静动态特性结果进行对比分析。图12是相同工况下两种动压轴承的气膜压力分布、承载力以及偏位角的直观对比图。对这三张图中信息分析可得,刚性表面动压轴承的整体气膜压力是要高于弹性箔片动压轴承的,但其高压承载区域的面积不如后者且最大负压也相对更大;刚性表面动压轴承的承载能力是要优于弹性箔片动压轴承的,与之相对的是,前者的偏位角要明显大于后者。由此可知,刚性表面动压轴承以更高的材料属性要求为代价获得了更好的承载性能,但弹性箔片的引入可以降低轴承的偏位角,有助于转子正常运转时的稳定性。

图13为刚性表面动压轴承与弹性箔片动压轴承动态特征参数随扰动频率变化曲线的对比图。实线

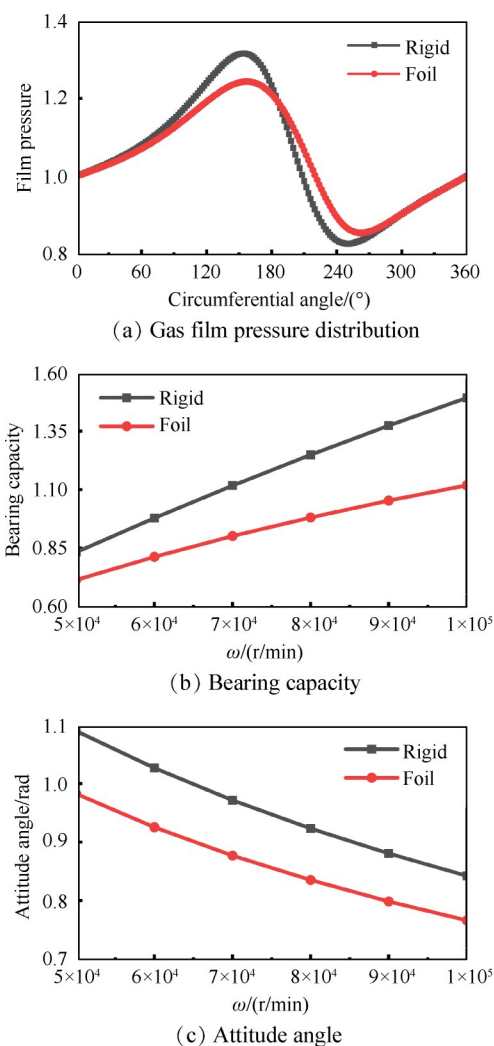


Fig. 12 Comparison diagram of the static characteristics of rigid surface aerodynamic bearing with bump foil aerodynamic bearing

为弹性箔片动压轴承的动态参数变化曲线,虚线为刚性表面动压轴承的动态参数变化曲线。两相对比可知,刚性表面动压轴承的动态刚度和动态阻尼均是要略大于弹性箔片动压轴承的;但动态刚度随扰动频率的增大二者差异愈发明显,而在大扰动频率下二者的动态阻尼全部向零值逼近。

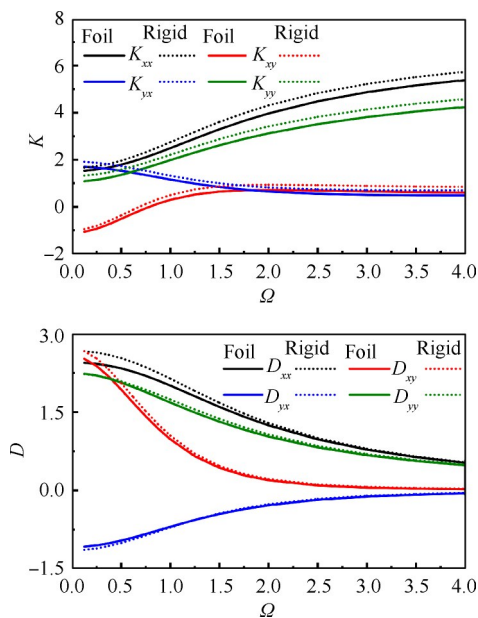


Fig. 13 Comparison diagram of the dynamic characteristics of rigid surface aerodynamic bearing and bump foil aerodynamic bearing varying with disturbance frequency

图 14 为刚性表面动压轴承与弹性箔片动压轴承动态特征参数随偏心率变化曲线的对比图。在小偏心率时,二者的动态特性参数差异并不明显;但当偏心率增大时,刚性表面动压轴承的直接动态刚度 K_{yy} 和直接动态阻尼 D_{yy} 迅速上升而弹性箔片动压轴承各动态参数值变化较小。这说明刚性表面动压轴承受偏心率影响较大,在大偏心率工况下,其动压气膜抵抗位移扰动能力快速增强,耗散扰动能量速度也随之加快;而弹性箔片动压轴承各动态特性参数受偏心率影响较小,数值变化不大,具有良好的稳定性。

图 15 为刚性表面动压轴承与弹性箔片动压轴承动态特征参数随转速变化曲线的对比图。对比实线和虚线差异可知,刚性表面动压轴承与弹性箔片动压轴承的动态阻尼系数并无明显差异;而前者的动态刚度在各个转速工况下均要优于后者。这说明两种动压轴承耗散扰动能量速度随转速变化无明显差异,而刚性表面动压轴承形成的气膜在偏心率固定时其抵抗位移扰动能力均要强于弹性箔片动压轴承。

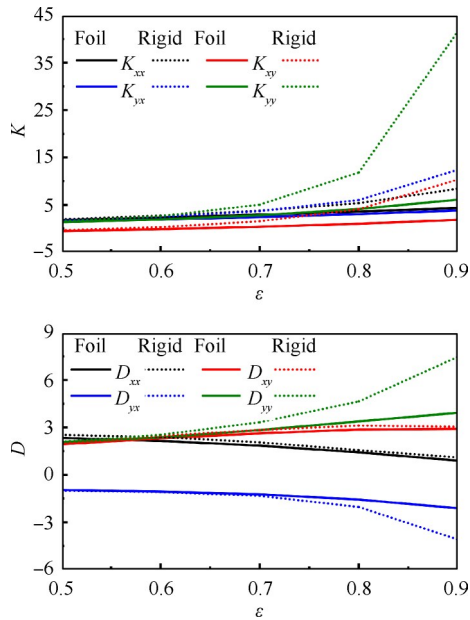


Fig. 14 Comparison diagram of the dynamic characteristics of rigid surface aerodynamic bearing and bump foil aerodynamic bearing varying with eccentricity ratio

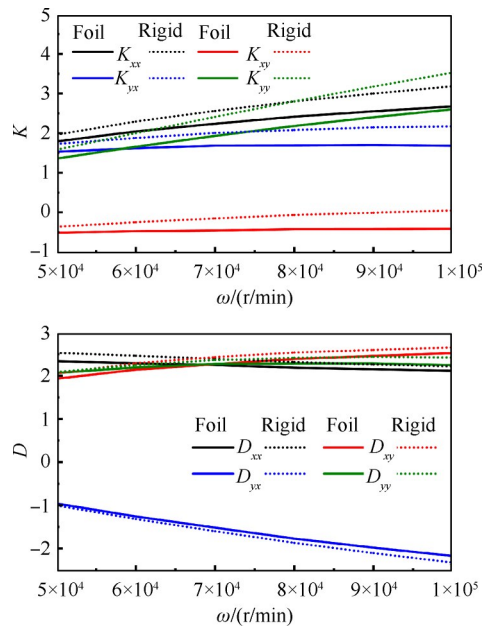


Fig. 15 Comparison diagram of the dynamic characteristics of rigid surface aerodynamic bearing and bump foil aerodynamic bearing varying with rotating speed

4 结 论

本文通过研究,得到如下结论:

(1) 刚性表面动压轴承以更高的材料属性要求为代价获得了更好的承载性能,但弹性箔片的引入可以降低动压轴承的偏位角,有助于转子正常运转时的稳定性。

(2)两者的动态特性参数随扰动频率变化差异并不明显;但在大偏心率、大转速的工况下,刚性表面动压轴承抵抗位移扰动能力要强于弹性箔片动压轴承。

(3)刚性表面动压轴承由于缺少弹性箔片结构的保护,在启停过程中转子与轴承套极易相互摩擦从而产生磨损、降低使用寿命。因此,对于启停频繁的高速透平机械不适宜使用刚性表面动压轴承。

致谢:感谢国家自然科学基金的资助。

参考文献

- [1] Agrawal G L. Foil Air/Gas Bearing Technology—An Overview[C]. *Orlando: Proceedings of ASME 1997 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*, 1997.
- [2] Le Les S, Arghir M, Frêne J. Nonlinear Numerical Prediction of Gas Foil Bearing Stability and Unbalanced Response[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2009, 131(1).
- [3] 刘占生,许怀锦.波箔型动压气体径向轴承的应用与研究进展[J].轴承,2008(1):39-43.
- [4] Lund J W, Orcutt F K. Calculations and Experiments on the Unbalance Response of a Flexible Rotor[J]. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 1967, 89(4):785-796.
- [5] Walowit J A, Anno J N, Hamrock B J. Modern Developments in Lubrication Mechanics[J]. *Journal of Tribology*, 1977, 99(2):304-305.
- [6] Heshmat H, Walowit J A, Pinkus O. Analysis of Gas-Lubricated Foil Journal Bearings[J]. *Journal of Tribology*, 1983, 105(4):647-655.
- [7] Peng J P, Carpino M. Calculation of Stiffness and Damping Coefficients for Elastically Supported Gas Foil Bearings[J]. *Journal of Tribology*, 1993, 115(1):20-27.
- [8] Dellacorte C, Lukaszewicz V, Valco M J, et al. Performance and Durability of High Temperature Foil Air Bearings for Oil-Free Turbomachinery[J]. *Tribology Transactions*, 2000, 43(4):774-780.
- [9] Peng Z C, Khonsari M M. Hydrodynamic Analysis of Compliant Foil Bearings with Compressible Air Flow[J]. *Journal of Tribology*, 2004, 126(3):542-546.
- [10] Marc Carpino, Gita Talmage. Prediction of Rotor Dynamic Coefficients in Gas Lubricated Foil Journal Bearings with Corrugated Sub-Foils[J]. *Tribology Transactions*, 2006, 49(3):400-409.
- [11] Christopher Dellacorte, Kevin C Radil, Robert J Bruckner, 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.
- [12] San Andrés Luis, Kim Tae Ho. Thermohydrodynamic Analysis of Bump Type Gas Foil Bearings: A Model Anchored to Test Data[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2010, 132(4).
- [13] Feng Kai, Kaneko Shigehiko. 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).
- [14] Chasalevris Athanasios C, Nikolakopoulos Pantelis G, Papadopoulos Chris A. Dynamic Effect of Bearing Wear on Rotor-Bearing System Response[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2013, 135(1).
- [15] Bilal Cherabi, Abderrachid Hamrani, Idir Belaidi, et al. An Efficient Reduced-Order Method with PGD for Solving Journal Bearing Hydrodynamic Lubrication Problems[J]. *Comptes Rendus Mecanique*, 2016, 344(10):689-714.
- [16] 侯予,赵祥雄,赵红利,等.弹性支承箔片动压气体径向轴承理论模型的研究[J].润滑与密封,2008,33(6):1-5.
- [17] Hou Y, Zhu Z H, Chen C Z. Comparative Test on Two Kinds of New Compliant Foil Bearing for Small Cryogenic Turbo-Expander[J]. *Cryogenics*, 2003, 44(1):69-72.
- [18] 虞烈,戚社苗,耿海鹏.弹性箔片空气动压轴承的完全气弹润滑解[J].中国科学E辑:工程科学材料科学,2005,35(7):746-760.
- [19] 戚社苗,耿海鹏,虞烈.动压气体轴承的动态刚度和动态阻尼系数[J].机械工程学报,2007,43(5):91-98.
- [20] 方华,常海萍,张镜洋,等.润滑气体及箔片材料对气体动压轴承动特性影响分析[J].推进技术,2014,35(8):1116-1122.(FANG Hua, CHANG Hai-Ping, ZHANG Jing-Yang, et al. Analysis of Lubrication Gas and Elastic Foil for Gas Foil Bearing Dynamic Characteristics[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2014, 35(8):1116-1122.)
- [21] 刘良军.弹性箔片气体动压推力轴承的静动态特性和热特性研究[D].长沙:湖南大学,2015.
- [22] Li Liangliang, Li Yunzhu, Xie Yonghui. Numerical Investigation on Dynamic Characteristics of Hydrodynamic Bearing[J]. *Thermal Science*, 2017, 21(1):201-208.

[23] Shuhui Cui, Le Gu, Michel Fillon, et al. The Effects of Surface Roughness on the Transient Characteristics of Hydrodynamic Cylindrical Bearings During Startup[J]. *Tribology International*, 2018, 128: 421-428.

[24] 李 旺. 动压气体轴承周向变截面间隙内流动特性研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2019.

[25] 肖云峰, 聂 帅, 张志莲, 等. Sommerfeld 数对气体轴承动力学特性参数的影响[J]. 轴承, 2020(12): 38-42.

[26] 邓志凯, 程文杰, 曹广东, 等. 气体箔片轴承静态工作点求解[J]. 轴承, 2021(9): 20-28.

[27] Yang Minghui, Lu Hong, Zhang Xinbao, et al. Influence of Surface Waviness of Journal and Bearing Bush on the Static Characteristics of Hydrodynamic Bearing [J]. *Processes*, 2021, 9(1).

[28] 黄文虎, 夏松波, 焦映厚, 等. 旋转机械非线性动力学设计基础理论与方法[M]. 北京: 科学出版社, 2006.

[29] 马永利. 弹性波箔型动压气体径向轴承的特性分析和实验研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2012.

[30] 温诗铸, 黄 平. 摩擦学原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 2008.

[31] 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.

(编辑:梅 瑛)