

DOI: 10.3901/JME.2023.01.151

并联封闭式挤压油膜阻尼器的多孔质可倾瓦 轴承性能分析与试验验证*

王建伟 李 航 吴元辉 范嘉辉 冯 凯
(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: 鉴于封闭式挤压油膜阻尼器(Hermetically sealed squeeze film damper, HSFD)良好的阻尼性能, 并联 HSFD 的多孔质可倾瓦轴承(Porous tilting pad bearing, PTPBs)有望用于兆瓦级涡轮机械, 具有广泛的应用前景。呈现了一种 HSFD 等效刚度和等效阻尼的计算方法, 该方法成功体现了阻尼器刚度和阻尼的“频率依赖”特性。将 HSFD 与多孔质瓦块模型耦合建立了该轴承的综合理论模型, 并进一步验证了该模型的正确性。最后研究了供气压力、轴承间隙以及是否安装 HSFD 等对轴承静态特性的影响。结果表明, HSFD 的存在大幅提高了轴承的阻尼水平和稳定性。

关键词: 挤压油膜阻尼器; 阻尼性能; 理论模型; 多孔质可倾瓦轴承; 静态特性

中图分类号: TH113.1

Performance Analysis and Test Verification of Porous Tilting Pad Bearings with Hermetically Sealed Squeeze Film Damper in Parallel

WANG Jianwei LI Hang WU Yuanhui FAN Jiahui FENG Kai

(State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body, Hunan University, Changsha 410082)

Abstract: Porous tilting pad bearings (PTPBs) with hermetically sealed squeeze film dampers(HSFD)in parallel is considered to be used in the MW turbomachinery and has a wide range of application prospects, considering the satisfactory damping of HSFD. A numerical method is presented in this study to estimate the equivalent stiffness and equivalent damping of HSFD, and the frequency dependent of stiffness and damping is reflected successfully. A comprehensive theoretical model of PTPBs with HSFD in parallel is proposed by coupling the HSFD and porous models through the equation of motion of tilting pad, which is verified through experiments. The effects of many parameters, such as supply pressure, bearing clearance, and whether install HSFD are discussed. Results show that the damping and stability of PTPBs with HSFD in parallel is much higher than those of PTPBs.

Key words: dermetically sealed squeeze film damper(HSFD); damper performance; theoretical model; porous tilting bearing (PTPBs); static and dynamic characteristics

0 前言

气体轴承因功率密度高、噪声低、无污染等优点受到愈发广泛的关注, 已成功应用于小型涡轮机械。然而其低承载、阻尼小等特性严重阻碍了气体轴承在大型、兆瓦级涡轮机械的使用^[1-3]。为了进一步提高气体轴承的性能, 拓展气体轴承的使用范围,

提高气体轴承的阻尼特性已成关键。

近 10 余年研究人员开展了一系列的相关研究, 其中, ANDRES^[4]提出了一种静动压混合型可倾瓦气体轴承, 并在此基础上进行了理论分析和实验研究。研究表明, 柔性支撑可倾瓦气体轴承能够有效降低涡动频率比, 同时提高轴承在高速工况下的承载能力。ANDRES 和 ZHU^[5-6]对柔性支撑静动压混合型可倾瓦轴承的结构进行了改进, 进一步研究了供

* 国家重点研发计划(2019YFB1504600)、国家自然科学基金(52005170)、湖南省自然科学基金(2020JJ5065)和中国空间技术研究院(CAST)基金会资助项目。20211207 收到初稿, 20220715 收到修改稿

气压力对轴承的刚度、阻尼系数以及轴承内部摩擦力的影响规律。ERTAS^[7-8]提出了一种含有两个金属丝网阻尼器(Metal mesh dampers, MMDs)的新型可倾瓦轴承,两个金属丝网环沿轴向对称布置于轴承腔体两侧,以提高了轴承的阻尼性能。FENG 等^[9]从理论和实验的角度对带有 MMDs 的柔性支撑可倾瓦轴承做了系统性的分析。结果表明,相对于普通的可倾瓦轴承,该轴承的阻尼水平得到显著提高,振动特性也有明显改善。相关研究表明,相对于 MMDs 的库伦摩擦阻尼,挤压油膜阻尼器(Squeeze film dampers, SFDs)的黏弹性阻尼具有更明显的优势,同尺寸的黏弹性阻尼器具有比库伦摩擦阻尼器更优异的阻尼性能^[10]。开放式挤压油膜阻尼器(Open-flow SFDs)需要独立的供油系统,阻尼性能受到供油条件的严重制约,且由于阻尼液外流,极易引起周围环境污染^[11]。

封闭式挤压油膜阻尼器(Hermetically sealed squeeze film damper, HSFD)由于腔体完全密封,不需要额外的供油系统,更加节能环保,且可以更容易的整合到轴承中去,具有更高的工程应用价值^[10]。为了进一步提高气体轴承的阻尼特性,拓展气体轴承的使用空间,DELGADO 等^[10,12-13]提出了一种并联 HSFD 的多孔质可倾瓦气体轴承,并进行了简单的实验研究。然而,由于该轴承结构复杂,目前尚缺乏必要的理论研究,急需一种有效的分析方法,对 HSFD 的阻尼特性及该轴承的性能做系统性的研究。

为了准确地预测该轴承综合性能,了解不同参数对轴承静动态特性的影响,本文首先建立了含有等效刚度和等效阻尼系数的 HSFD 模型。通过可倾瓦的运动方程将 HSFD 模型与多孔质瓦块模型耦合,得到了一个综合的轴承性能分析模型。并通过实验验证了 HSFD 模型和轴承理论模型的正确性。同时,采用三维达西定理与可倾瓦的运动方程耦合求解,获得多孔质材料和气膜之间的压力场。通过有限差分法求解不同参数下的静态性能,从微扰方程中求解轴承的动态特性。最后,预测了特定参数下轴承的压力分布、轴径偏心率、姿态角和动态力系数,进一步讨论了供气压力、载荷、频率及是否安装 HSFD 等对轴承静动态特性的影响。

1 轴承结构及工作原理

图 1a 为并联 HSFD 的 PTPBs 结构示意图。该轴承的主要组成部分包括轴承壳体、定心弹簧、可倾瓦、多孔质瓦块和 8 个轴向对称布置的 HSFD 模块。每个可倾瓦通过两个线切割加工的整体式定心弹

簧与轴承外壳相连,定心弹簧可为旋转部件提供定位能力,同时允许瓦块实现独立的周向和径向运动。每个瓦块通过承压板及柱塞杆与 2 个轴向对称布置的 HSFD 相连,瓦块的运动在通过定心弹簧传递的同时,经柱塞杆传递给 HSFD,并带动柱塞同步振动,产生阻尼力。多孔质材料通过胶粘和螺纹连接的方式与可倾瓦块固定,形成轴承的工作内表面。

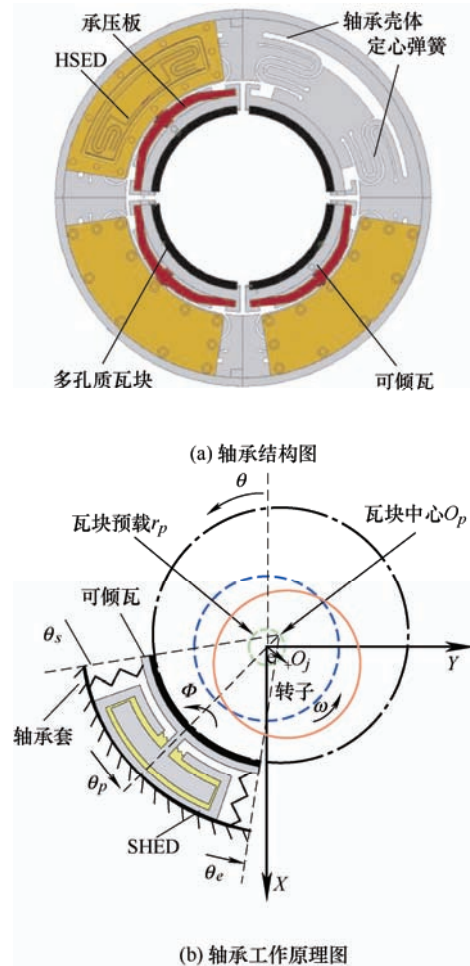


图 1 并联 HSFD 的 PTPBs 结构及原理图

图 1b 为并联 HSFD 的 PTPBs 工作原理图。当向轴承通入高压气体时,压缩气体经多孔质材料进入轴承间隙,并在瓦块和轴颈之间形成高压气膜。开放式一油膜阻尼器(Open-flow SFDs)需要独立的供油系统,阻尼性能受到供油条件的严重制约,且由于阻尼液外流,极易引起周围环境污染^[11]。

当供气压力足够大时,轴承间隙内形成的静压力可以浮起不转动的转子,使轴承与转子脱离接触,此时轴承相当于纯静压轴承。当轴颈转动后,由转动产生的动压效应与由压缩气体产生的静压效应共同作用于轴颈。随转速的变化,轴承的动压效应和静压效应不断变化,同时多孔质瓦块为适应气膜压力的变化而发生摆动。

1.1 HSFD 分析模型及实验验证

图 2 为 HSFD 的实验装置及其内部结构图。HSFD 的柱塞通过柱塞杆及传感器连接板与力传感器相连，力传感器通过螺纹连接的方式与电磁激振器衔接，位移传感器通过磁力座支架固定，并始终与传感器连接板接触。以此研究不同频率下 HSFD 的刚度和阻尼特性。

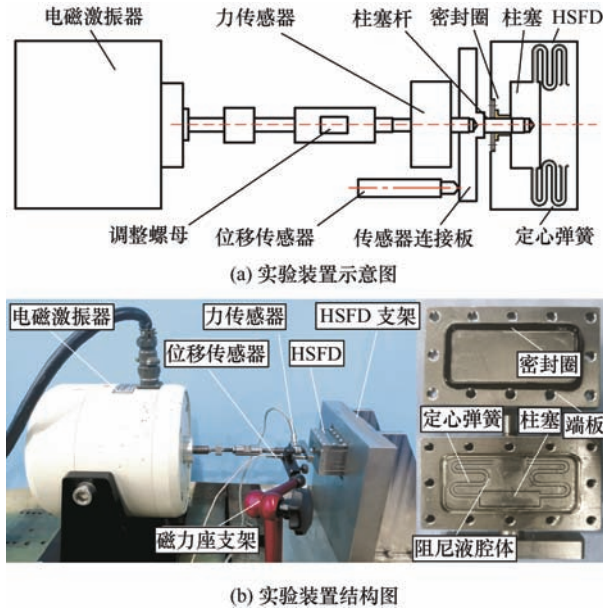


图 2 HSFD 的实验装置及其内部结构

HSFD 可以看做由黏弹性阻尼器与阻尼器弹簧并联而成。能否用简捷、准确的式子描述黏弹性阻尼器的力学特性是 HSFD 模型是否可行的关键，而黏弹性阻尼器的力学性能非常复杂，简单的阻尼器模型难以表征黏弹性阻尼器的复杂性能^[14]。为了准确的描述黏弹性阻尼器的应力-应变关系，研究人员提出了各式各样的恢复力模型，如：Maxwell 模型、Kelvin 模型、三参数模型等^[15-17]。考虑到 HSFD(频率跨度大、工作频率高、间隙极小等)的工况、结构特点及阻尼液高黏度的影响，阻尼液在 HSFD 腔体的流动性较差，整体呈现出明显的蠕变和松弛现象。Maxwell 模型能够近似描述流体的应力松弛现象，而不能描述较复杂的蠕变行为。Kelvin 模型虽然能近似描述蠕变行为，但在恒定应变作用下的应力不变，不能描述阻尼器的松弛现象。三参数模型结合了 Maxwell 模型和 Kelvin 模型的优点，既能较好地描述应力松弛现象又能描述蠕变行为。因此，本文采用三参数模型研究黏弹性阻尼器。

如图 3 为黏弹性阻尼器及三参数模型图。三参数模型是由 Kelvin 模型与一个弹簧模型串联而成。

其本构关系可表示为

$$\begin{cases} \varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 \\ \sigma = E_1 \varepsilon_1 + \frac{\sigma_1}{\eta} \\ \sigma_2 = E_2 \varepsilon \end{cases} \quad (1)$$

对上式进行拉氏变换，经整理可得

$$(E_1 + \eta_1 s) E_2 \bar{\varepsilon} = (E_1 + E_2 + \eta_1 s) \bar{\sigma} \quad (2)$$

两边进行拉氏反变换

$$E_1 \sigma + \eta_1 \dot{\sigma} = (E_1 E_2 + E_1 \eta_1) \varepsilon + E_2 \eta_1 \dot{\varepsilon} \quad (3)$$

式中， σ 为模型的总应力； σ_1 为黏壶模型的应力； σ_2 为串联弹簧 2 模型的应力； ε 为模型的总应变； ε_1 为黏壶与并联弹簧 1 的应变； ε_2 为串联弹簧 2 的应变； E_1 为并联弹簧 1 的弹性模量； E_2 为串联弹簧 2 的弹性模量； η_1 为黏壶模型的黏度。

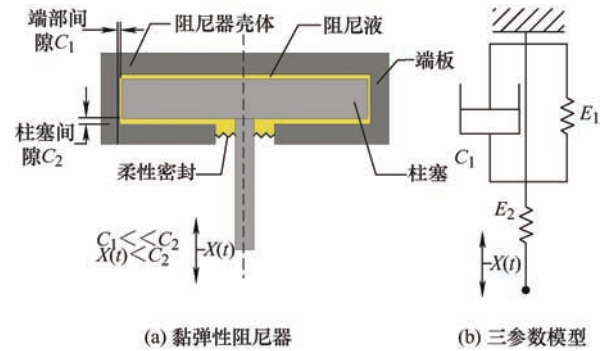


图 3 黏弹性阻尼器及三参数模型图

将式(3)化为标准形式

$$\sigma + p_1 \dot{\sigma} = q_0 \varepsilon + q_1 \dot{\varepsilon} \quad (4)$$

$$p_1 = \frac{\eta_1}{E_1 + E_2}; \quad q_0 = \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2}; \quad q_1 = \frac{E_2 \eta_1}{E_1 + E_2};$$

当简谐振动激励时，由上式可得其复模量为

$$K^*(i\omega) = \frac{q_0 + p_1 q_1 \omega^2 + (q_1 \omega - p_1 q_0 \omega) i}{1 + p_1^2 \omega^2} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} K_1 &= \frac{q_0 + p_1 q_1 \omega^2}{1 + p_1^2 \omega^2} \\ K_2 &= \frac{(q_1 \omega - p_1 q_0 \omega) i}{1 + p_1^2 \omega^2} \end{aligned} \quad (6)$$

其中， K_1 为储存刚度， K_2 为损耗刚度。

HSFD 的等效刚度和等效阻尼分别为 K_{eq} 和 C_{eq} ，则有

$$K_{eq} = K_1 + K_s \quad (7)$$

$$C_{eq} = \frac{K_2}{\omega} + C_s \quad (8)$$

式中, K_s 为挤压油膜阻尼器定心弹簧的结构刚度; C_s 为挤压油膜阻尼器定心弹簧阻尼。二者均在腔体处于无油状态是通过激振实验获得。

图4为HSFD等效刚度和等效阻尼系数随频率的变化曲线。由图可知, HSFD的刚度系数随频率的增加而增加, 阻尼系数随频率的增加而减小。HSFD的刚度系数和阻尼系数均随振幅端部间隙的增大而减小, 但变化幅度较小。HSFD刚度系数和阻尼系数表现出明显的“频率依赖性”。采用本文提出理论模型预测了HSFD的刚度和阻尼特性, 预测结果成功体现了HSFD刚度系数和阻尼系数的“频率依赖性”。经分析, 部分频率吻合程度较低是由未考虑HSFD定心弹簧间隙阻尼液的影响造成, 预测结果与试验结果总体吻合良好, 其中 $q_0 = 5.52 \times 10^6$; $p_1 = 1.60 \times 10^{-2}$; $q_1 = 1.45 \times 10^5$; 为轴承后续的静动态特性分析奠定基础。

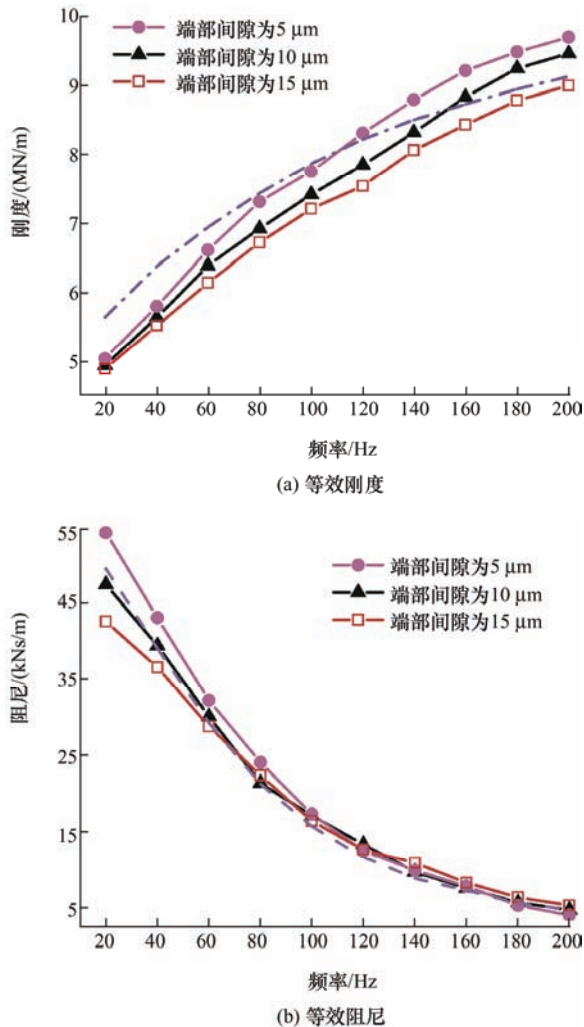


图4 HSFD等效刚度和等效阻尼系数随频率变化曲线

1.2 多孔质理论模型

假设多孔质材料在任意方向的渗透率相等, 根

据达西定律, 多孔材料中气体沿 θ 、 r 和 z 方向的质量流量可表示为

$$\begin{aligned} m_\theta &= -\rho \frac{k}{\mu} \frac{\partial p}{r \partial \theta} dr dz \\ m_r &= -\rho \frac{k}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} r d\theta dz \\ m_z &= -\rho \frac{k}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} r d\theta dr \end{aligned} \quad (9)$$

式中, ρ 为多孔质材料中气体的平均密度; μ 为气体动力黏度; k 为多孔质材料渗透率; p 为气体压力。

图5为多孔质材料内部及轴承气膜层的气体微元体内气体流动示意图。多孔质材料内部的气体微元体如图5a所示。在气体流动过程中, 单位时间内流入微元体的气体质量和微元体内释放出的质量未必相等, 导致微元体中的气体质量会有所改变。根据多孔质材料内部气体流动的质量守恒可得

$$\begin{aligned} (m_{\theta-in} - m_{\theta-out}) + (m_{r-in} - m_{r-out}) + \\ (m_{z-in} - m_{z-out}) - \Delta m_t = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

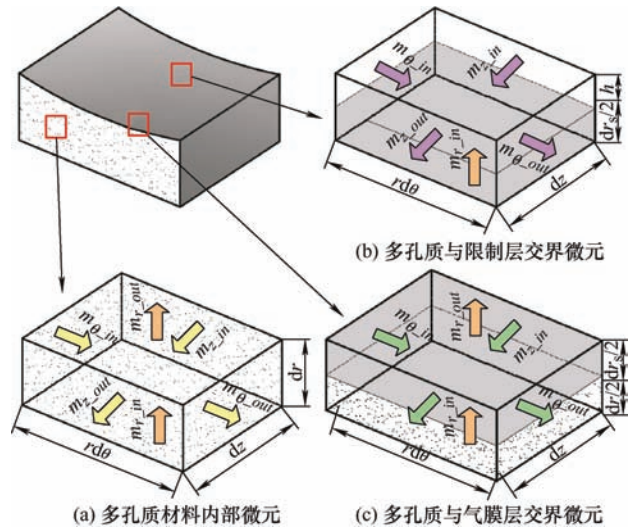


图5 多孔质材料内部及轴承气膜层的气体微元体内气体流动示意图

由于微元体体积固定, 微元体内气体质量的改变是由于密度变化造成的。

$$\Delta m_{t1} = \eta_2 \frac{\partial \rho}{\partial t} r d\theta dr dz \quad (11)$$

式中, η_2 为多孔质材料孔隙率;

将式(9)、式(11)代入式(10), 可得多孔质材料内部微元体内的气体质量连续性方程。

$$\begin{aligned}
& \left(P \frac{\partial P}{R \partial \theta} \Big|_{out} dR dZ - P \frac{\partial P}{R \partial \theta} \Big|_{in} dR dZ \right) + \\
& \left[P \frac{\partial P}{\partial R} \Big|_{out} \left(R - \frac{dR}{2} \right) d\theta dZ - P \frac{\partial P}{\partial R} \Big|_{in} \left(R + \frac{dR}{2} \right) d\theta dZ \right] + \\
& \left(P \frac{\partial P}{\partial Z} \Big|_{out} R d\theta dR - P \frac{\partial P}{\partial Z} \Big|_{in} R d\theta dR \right) = \gamma \frac{\partial P}{\partial \tau} R d\theta dR dZ
\end{aligned} \quad (12)$$

式中, p_a 为标准大气压; P 为无量纲气膜压力; 力; r_0 为轴承半径; R 为无量纲轴承半径; Z 为无量纲长度。

$$\begin{aligned}
p &= p_a P, r = r_0 R, z = r_0 Z, dr = r_0 dR, \\
dz &= r_0 dZ, \tau = \omega t, \gamma = \frac{\mu \eta_2 \omega r_0^2}{p_a k}
\end{aligned}$$

多孔材料与限制层交界处气体微元体如图 5b 所示。由于限制层厚度很小, 气体在限制层周向和轴向流动可以忽略。根据达西定律, 多孔材料与限制层交界处气体沿 θ 、 r 和 z 方向的质量流量可表示为

$$\begin{aligned}
m_\theta &= -\rho \frac{k}{\mu} \frac{\partial p}{r \partial \theta} \frac{dr}{2} dz \\
m_r &= -\rho \frac{k'}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} r d\theta dz \\
m_z &= -\rho \frac{k}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} r d\theta \frac{dr}{2}
\end{aligned} \quad (13)$$

由于气流密度变化造成微元体内气体质量的改变量为

$$\Delta m_{t2} = \eta_2 \frac{\partial \rho}{\partial t} r d\theta dr \frac{dr + dr_s}{2} \quad (14)$$

将式(13)、式(14)代入式(10), 可得多孔材料与限制层交界处的气体质量连续性方程:

$$\begin{aligned}
& \left(P \frac{\partial P}{R \partial \theta} \Big|_{out} \frac{dR}{2} dZ - P \frac{\partial P}{R \partial \theta} \Big|_{in} \frac{dR}{2} dZ \right) + \\
& \left[P \frac{\partial P}{\partial R_s} \Big|_{out} K' \left(R - \frac{dR_s}{2} \right) d\theta dZ - P \frac{\partial P}{\partial R} \Big|_{in} \left(R + \frac{dR}{2} \right) d\theta dZ \right] + \\
& \left(P \frac{\partial P}{\partial Z} \Big|_{out} \frac{R}{2} d\theta dR - P \frac{\partial P}{\partial Z} \Big|_{in} \frac{R}{2} d\theta dR \right) = \gamma \frac{\partial P}{\partial \tau} R d\theta dZ \frac{dR + dR_s}{2}
\end{aligned} \quad (15)$$

式中, r_s 为限制层厚度; R_s 为限制层厚度无量纲化结果; k' 为限制层渗透率; K' 为限制层渗透率无量纲化结果。

$$r_s = r_0 R_s, k' = k K'$$

限制层与气膜交界处微元体如图 5c 所示。考虑到转轴对气体的带动作用, 根据达西定律, 限制层与气膜交界处气体沿 θ 、 r 和 z 方向的质量流量可表示为

$$\begin{aligned}
m_\theta &= -\rho \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{r_0 \partial \theta} dz + \frac{r_0 \omega_0}{2} \rho h dz \\
m_r &= -\rho \frac{k'}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} r d\theta dz \\
m_z &= -\rho \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} r_0 d\theta
\end{aligned} \quad (16)$$

由于气流密度变化造成微元体内气体质量的改变量为

$$\Delta m_{t3} = -\frac{\partial \rho h}{\partial t} r_0 d\theta dz \quad (17)$$

将式(16)、式(17)代入式(10), 可得气膜间隙处的气体质量连续性方程。

$$\begin{aligned}
& \left[PH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \Big|_{out} dZ - PH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \Big|_{in} dZ + \Lambda_1 (PH \Big|_{in} - PH \Big|_{out}) dZ \right] + \\
& \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \Big|_{out} d\theta - PH^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \Big|_{in} d\theta \right) - \\
& \Gamma K' P \frac{\partial P}{\partial R_s} \Big|_{in} \left(R - \frac{dR_s}{2} \right) d\theta dZ = \sigma \frac{\partial PH}{\partial \tau} d\theta dZ
\end{aligned} \quad (18)$$

其中

$$\Lambda_1 = \frac{6\eta_2 \omega_0 r_0^2}{p_a h_0^2}, \quad \sigma = \frac{6\mu \omega_0 r_0^2}{p_a h_0^2}, \quad \Gamma = \frac{12kr_0}{h_0^3}$$

多孔质材料的边界条件

$$\begin{aligned}
Z &= \pm \frac{L}{2}, \quad \frac{\partial P}{\partial Z} = 0 \\
\theta &= \theta_s, \quad \theta = \theta_e, \quad \frac{\partial P}{\partial \theta} = 0
\end{aligned} \quad (19)$$

多孔质瓦块底面与气源相连, 其边界条件为

$$P = P_s \quad (20)$$

气膜层边界条件

$$\begin{aligned}
Z &= \pm \frac{L}{2}, \quad P = 1 \\
\theta &= \theta_s, \quad \theta = \theta_e, \quad P = 1
\end{aligned} \quad (21)$$

1.3 可倾瓦轴承的计算模型

通过解雷诺方程可以得到气膜压力分布, 无量纲雷诺方程可表示为

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = \Lambda \frac{\partial (\bar{p} \bar{h})}{\partial \theta} + 2\Lambda \gamma \frac{\partial (\bar{p} \bar{h})}{\partial \bar{t}} \quad (22)$$

其中

$$\begin{aligned}
\bar{p} &= \frac{P}{p_a}, \quad \bar{h} = \frac{h}{C}, \quad \theta = \frac{x}{R}, \quad \bar{z} = \frac{z}{R}, \quad \Lambda_2 = \frac{6\mu \cdot \omega}{p_a} \left(\frac{R}{C} \right)^2, \\
\bar{t} &= \omega t, \quad \bar{\tau} = \omega \tau, \quad \gamma = \frac{\nu}{\omega}
\end{aligned}$$

式中, p_a 为标准大气压; \bar{p} 为无量纲化的气膜压力; C 为名义间隙; \bar{h} 为无量纲化的气膜厚度; θ 为周向坐标; \bar{z} 为无量纲化轴向坐标; R 为轴承半径; Λ 为轴承数; μ 为润滑气体黏度; ω 为转子角速度; \bar{t} 为无量纲化时间; ν 为激振频率。

在计算模型中, 认为转子与轴承中心线平行, 由图 1b 中的坐标系可得到轴承无量纲化气膜厚度的表达式

$$H = 1 + \varepsilon_x \cos \theta - \frac{R\varphi}{C} \sin(\theta - \theta_p) + \varepsilon_y \sin \theta + \left(\delta / C - r_p \right) \cos(\theta - \theta_p) \quad (23)$$

式中, ε_x 为沿 x 轴方向的偏心率; ε_y 为沿 y 轴方向的偏心率; δ 为瓦块径向位移; φ 为瓦块转动角度; r_p 为瓦块预载; θ_p 为瓦块支点在坐标系中的周向位置。

忽略可倾瓦的横向运动。将每块瓦的运动视为沿径向和周向的刚体运动, 瓦块沿径向和周向的运动方程为

$$m_p \ddot{\delta} + C_\delta \dot{\delta} + K_\delta \delta = F_{p\delta} \quad (24)$$

$$I_p \ddot{\varphi} + C_\varphi \dot{\varphi} + K_\varphi \varphi = M_{p\varphi} \quad (25)$$

式中, m_p 为单个可倾瓦的质量; I_p 为单个可倾瓦转动惯量; C_δ 为定心弹簧周径向的结构阻尼; C_φ 为定心弹簧不同方周向的结构阻尼; K_δ 为定心弹簧的径向刚度; K_φ 为定心弹簧扭转刚度; $F_{p\delta}$ 为动态气膜压力作用于可倾瓦上的径向力矩; $M_{p\delta}$ 为动态气膜压力作用于可倾瓦上的转动力矩。

1.4 可倾瓦轴承与 HSFD 耦合

图 6 为可倾瓦与 HSFD 的耦合模型。每个挤压油膜阻尼器可视为一层 $N_{cir} \cdot N_{axi_d}$ 个均匀分布的 HSFD 单元并联而成, 其中 N_{cir} 和 N_{axi_d} 分别为 HSFD 沿周向和轴向的节点数, 每个点对应于求解雷诺方程时气膜的节点。 N_{axi} 表示沿瓦块轴向的总节点数。每个 HSFD 单元的等效刚度和等效阻尼系数可表示为

$$K_{sfd_u} = \frac{K_{eq}}{N_{cir} \cdot N_{axi_d}} \quad (26)$$

$$C_{sfd_u} = \frac{C_{eq}}{N_{cir} \cdot N_{axi_d}} \quad (27)$$

如图 6a 所示, 对于任意一个 HSFD 单元 j , 当瓦块的径向位移确定后, 可得到 HSFD 单元 j 的变

形量。由于结构原因, 认为挤压油膜阻尼器柱塞仅能径向运动, 则整个 HSFD 柱塞的变形量等于 HSFD 单元 j 的变形。图 6b 给出了作用在瓦块上的力, 包括气膜压力和挤压油膜阻尼器作用在瓦块上的反作用力。 θ_s^i 和 θ_e^i 是旋转坐标系中第 i 个瓦块的前缘和后缘的位置。考虑到挤压油膜阻尼器的引入, 轴承瓦块的运动方程可表示为

$$m_p \ddot{\delta} + C_\delta \dot{\delta} + K_\delta \delta = F_{p\delta} + F_{d\delta} \quad (28)$$

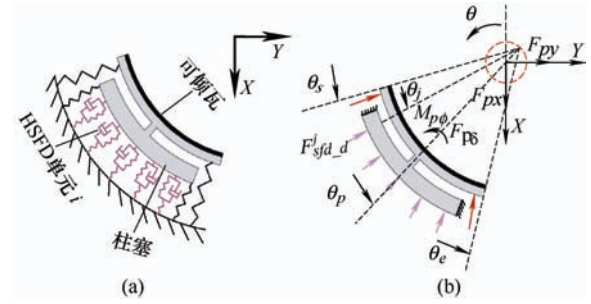


图 6 可倾瓦与 HSFD 的耦合模型

$$I_p \ddot{\varphi} + C_\varphi \dot{\varphi} + K_\varphi \varphi = M_{p\varphi} + M_{d\varphi} \quad (29)$$

式中, $F_{d\delta}$ 和 $M_{d\varphi}$ 分别为 HSFD 作用在可倾瓦上的径向力和转动力矩。 $F_{d\delta}$ 和 $M_{d\delta}$ 可表示为

$$F_{d\delta} = - \sum_{j=1}^m \left(K_{sfd_u} + i C_{sfd_u} \omega \right) \cdot \delta \cdot e^{i\omega t} \quad (30)$$

$$M_{d\delta} = \sum_{j=1}^m K_{d\varphi} \cdot \left| \theta_p - \theta_j \right| \cdot R \quad (31)$$

$j=1, \dots, m$, ($m=2N_{cir} \cdot N_{axi_d}$) 表示单个可倾瓦下阻尼器支撑单元总数; 图 6b 中 $F_{sfd_d}^j$ 表示 HSFD 单元 j 作用在可倾瓦产生的力, $K_{d\varphi}$ 为柱塞杆的倾斜刚度。

2 轴承静动态特性求解

2.1 静态性能计算

求解带 HSFD 的 PTPBs 静态特性是为了得到给定载荷和转速下每块瓦的静态平衡位置及气膜层压力分布。作用在第 i 块瓦上沿 x 轴和 y 轴方向的气膜力可表示为

$$F_{pad}^i = \begin{Bmatrix} F_{px}^i \\ F_{py}^i \end{Bmatrix} = -p_a R \int_{-L/2R}^{L/2R} \int_{\theta_s}^{\theta_e} (P-1) \begin{Bmatrix} \cos \theta \\ \sin \theta \end{Bmatrix} R d\theta dz \quad (32)$$

其中 $i=1, \dots, n$, n 是轴承中可倾瓦的总数量。作用在单个多孔质瓦块上面的径向力和转动力矩可以表示为:

$$\begin{bmatrix} F_{p\delta}^i \\ M_{p\phi}^i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\cos\theta_p^i & -\sin\theta_p^i \\ -R\sin\theta_p^i & R\cos\theta_p^i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{px}^i \\ F_{py}^i \end{bmatrix} \quad (33)$$

并联 HSFD 的 PTPBs 静态性能计算过程如下：首先，初始化转子及瓦块的位置，得到每块瓦对应的气膜厚度和 HSFD 的变形量，进而得到 HSFD 作用在瓦块上的反作用力。然后采用有限差分法求解雷诺方程，得到每块瓦上的气膜压力分布。如果不能满足气膜压力收敛条件，将式(30)~(33)代入式(18)和(19)可得到每块瓦新的平衡位置，从而重新计算出轴承新的气膜压力分布，并计算作用在瓦块上的力和转矩，不断重复这一迭代过程，直至满足收敛条件。在此基础上进一步检查作用在轴上的气膜力和外界载荷是否平衡，作用在轴上的力平衡标准可表示为

$$\left| \begin{bmatrix} F_{Rx} \\ F_{Ry} \end{bmatrix} - \sum_{i=1}^n \begin{bmatrix} F_{Px} \\ F_{Py} \end{bmatrix} \right| < \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{bmatrix} \quad (34)$$

其中， F_{Rx} 和 F_{Ry} 分别为作用在轴上沿 x 和 y 方向的载荷； Δx 和 Δy 分别为作用在轴上沿 x 和 y 方向的力平衡收敛条件。如果方程(34)不成立，则调整轴的静态位置并重复上述计算过程直到方程(34)成立。

2.2 动态性能计算

由于定心弹簧及 HSFD 的影响，轴承瓦块具有一定的转动刚度，轴承稳定性需要进行合理的校核，因此准确地预测轴承的动态系数显得尤为重要。相比于柔性支承可倾瓦气体轴承动态系数的计算，并联 HSFD 的 PTPBs 动态系数计算更为复杂。下面采用小扰动法对其动态系数进行求解。

给转子施加一个幅值为 (X_0, Y_0) 的微小扰动，在第 i 块瓦施加一个微小的扰动，幅值为 (δ_0^i, ϕ_0^i) 。轴心和第 i 块瓦的扰动可表示为^[5]

$$x = X_0 e^{i\omega t}, y = Y_0 e^{i\omega t}, \delta^i = \delta_0^i e^{i\omega t}, \phi^i = \phi_0^i e^{i\omega t} \quad (35)$$

其中 ω 为激振频率，当激振频率 ω 等于转速 ω 时，求解得到的轴承动态系数为同步动态系数。

由于轴心和瓦块的扰动导致的动态气膜力可表示为

$$\begin{bmatrix} dF_x^i \\ dF_y^i \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} Z_{xx}^i & Z_{xy}^i & Z_{x\delta}^i & Z_{x\phi}^i \\ Z_{yx}^i & Z_{yy}^i & Z_{y\delta}^i & Z_{y\phi}^i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ \delta^i \\ \phi^i \end{bmatrix} \quad (36)$$

其中， $Z_{\alpha\beta}^i = K_{\alpha\beta}^i + i\omega C_{\alpha\beta}^i$ ($\alpha, \beta = x, y, \delta^i, \phi^i$) 表示第 i 块瓦上的气膜阻抗。这里 $Z_{xx}^i, Z_{xy}^i, Z_{yx}^i, Z_{yy}^i$ 为只有轴在

平衡位置扰动而所有瓦都不动时第 i 块瓦上的阻抗系数， $Z_{x\delta}^i, Z_{x\phi}^i, Z_{y\delta}^i, Z_{y\phi}^i$ 为只有某块瓦扰动而其他瓦和轴都在平衡位置不动时第 i 块瓦上的阻抗系数。在 $X-Y$ 坐标系下，作用在第 i 块瓦上的动态气膜力可表示为

$$\begin{bmatrix} dF_{px}^i \\ dF_{py}^i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_{xx}^i & Z_{xy}^i & Z_{x\delta}^i & Z_{x\phi}^i \\ Z_{yx}^i & Z_{yy}^i & Z_{y\delta}^i & Z_{y\phi}^i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ \delta^i \\ \phi^i \end{bmatrix} \quad (37)$$

单个瓦块上由动态气膜力产生的径向力和转矩可以表示为

$$\begin{bmatrix} F_{p\delta}^i \\ M_{p\phi}^i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\cos\theta_p^i & -\sin\theta_p^i \\ -R\sin\theta_p^i & R\cos\theta_p^i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{px}^i \\ F_{py}^i \end{bmatrix} \quad (38)$$

挤压油膜阻尼器作用在瓦块上的反作用力可表示为

$$\begin{bmatrix} F_{d\delta}^i \\ M_{d\phi}^i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sum_{j=1}^m (K_{sfd_u}^{j,i} + iC_{sfd_u}^{j,i}\omega) \cdot \delta^{j,i} \cdot e^{i\omega t} \\ \sum_{j=1}^m K_{d\phi} |\theta_p - \theta_j| R \end{bmatrix} \quad (39)$$

因此，第 i 块瓦的动态运动方程可表示为

$$\begin{bmatrix} m_p & 0 \\ 0 & I_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\delta}^i \\ \ddot{\phi}^i \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_\delta & 0 \\ 0 & C_\phi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\delta}^i \\ \dot{\phi}^i \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_\delta & 0 \\ 0 & K_\phi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta^i \\ \phi^i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{p\delta}^i \\ M_{p\phi}^i \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{d\delta}^i \\ M_{d\phi}^i \end{bmatrix} \quad (40)$$

3 静动态性能预测及理论模型验证

图 7 为不同转速下轴承中心平面的气膜压力分布情况。由图可知，各瓦块气膜压力并非完全对称，

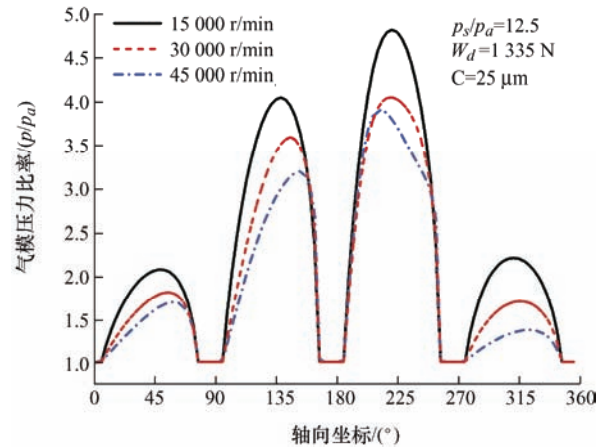


图 7 不同转速下，轴承中心平面的气膜压力分布

这是由动压效应引起轴径偏心所致。随着转速的增加不同瓦块的峰值压力逐渐减小,两个承载瓦的压力峰值始终高于非承载瓦,且压力峰值的位置向轴径偏移的方向移动。

表 1 并联 HSFD 的 PTPBs 主要参数

参数名称	数值
转子直径($2r_0$)/mm	110
瓦块轴向长度 L /mm	115
瓦块数量/个	4
多孔质厚度/mm	5.45
多孔质弧长/rad	$\pi/3$
瓦块支点偏置	50%
瓦块预载	0
瓦块质量/g	600
瓦块转动惯量/($\text{kg} \cdot \text{mm}^2$)	0.35
瓦块转动刚度/(Nm/rad)	1×10^6
瓦块经向刚度/(N/m)	1×10^7
多孔质材料渗透率 k	1.24×10^{-9}
多孔质材料空隙率 η	10%
多孔质材料厚度 H_p /mm	5.45
气体常数 R /($\text{J/kg} \cdot \text{K}$)	286.7
环境温度 T /K	294
气体黏度 μ /($\text{Pa} \cdot \text{s}$)	1.98×10^{-5}
环境压力 p_a /Pa	1.01×10^5
HSFD 柱塞尺寸/mm	$5 \times 25 \times 30$
HSFD 弹簧刚度/(N/m)	0.5×10^6
阻尼液	ISO VG 68

图 8 为载荷 1 335 N, 供气压力等于 12.5 个大气压, 名义间隙 $25 \mu\text{m}$, 转速 12 500 r/min 时, 轴承瓦块位置示意图。由图可知, 无论 HSFD 是否存在, 各瓦块均出现不同程度的径向位移和周向转动。由可知, 同一位置的瓦块运动方向相同, HSFD 的存在明显降低了瓦块的运动幅度。分析认为, 由于 HSFD 的存在显著增强了轴承的刚度和阻尼水平, 当轴承达到平衡位置时, 安装有 HSFD 的轴承轴瓦运动幅度较小。

图 9 为预测的轴径偏心率、姿态角随轴承间隙的变化情况。由图可知, 在供气压力和载荷不变的情况下, 随着轴承间隙的增加, 轴径偏心率逐渐增大, 姿态角增加。这是由于随着轴承间隙的增加, 静压效应产生的承载力减小, 动压效应分担的承载增加, 轴径偏心率。图 10 为预测的轴承动态系数随频率的变化情况。经对比可知, 采用本文理论模型预测结果与文献[12]中的实验结果吻合良好。

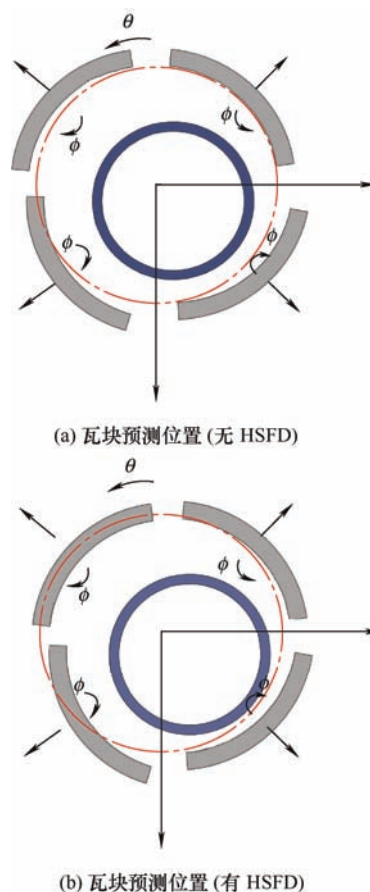


图 8 有无 HSFD 对稳态轴承瓦块位置的影响

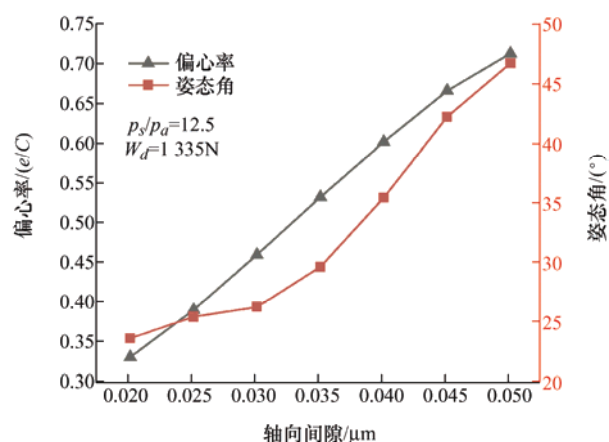


图 9 不同轴径间隙下, 轴承偏心率与姿态角

图 11 为不同条件下, 轴承偏心率随载荷、转速及供气压力的变化情况。由图可知, 在轴承间隙为 $20 \mu\text{m}$, 供气压力为 12.5 倍大气压时, 随着载荷的增加轴承偏心率呈现逐渐增加的趋势。在一定的供气压力下, 随着转速的增加轴承偏心率逐渐增大; 这是由于转速的增加导致轴承动压效应增强, 轴承偏心率增大。当转速为 12 500 r/min 时, 随着供气压力的增加偏心率逐渐减小, 这是因为随着供气压力的增加, 轴承静压效应愈发明显, 转轴的动压效应相对减弱, 轴承偏心率减小。未安装 HSFD 时, 轴承的偏心率明显大于安装有 HSFD 所对应的偏心

率; 这是因为 HSFD 腔内含有弹簧, 安装 HSFD 后, 轴承的结构刚度明显增大所致。

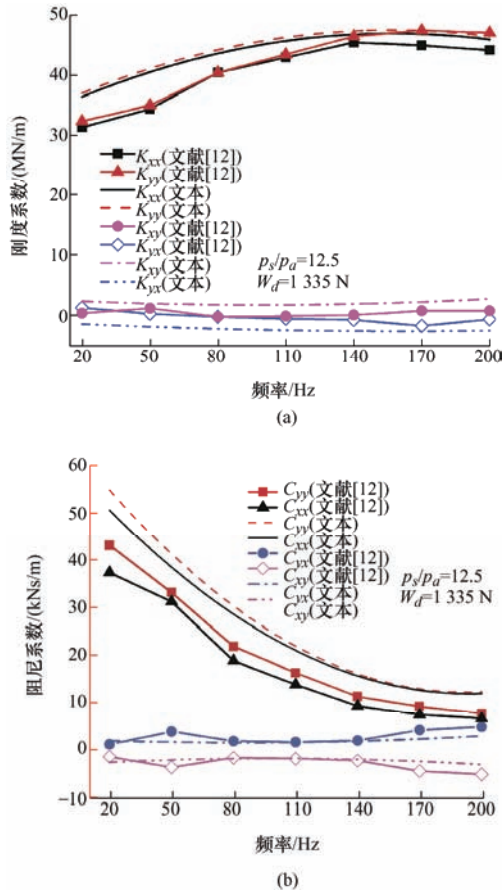


图 10 本文预测动态系数与文献[12]中实验结果对比

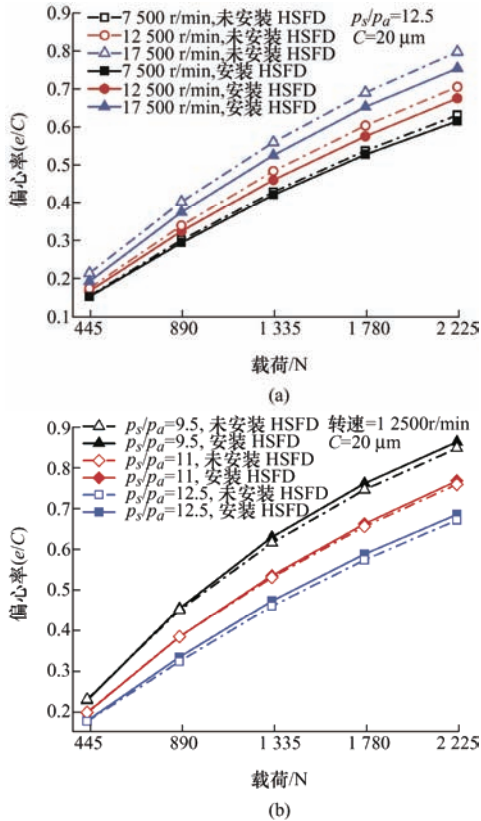


图 11 轴承偏心率随载荷、转速及供气压力之间的关系

图 12 为轴承动态系数随转速和名义间隙的变化关系。由图 12a 可知, 当安装 HSFD 时, 轴承的直接刚度系数随转速的增加而增加。未安装 HSFD 时, 轴承的直接刚度系数随着转速的增而减小, HSFD 的存在显著提高了轴承的直接刚度系数。无论是否安装有 HSFD, 轴承的直接刚度系数均随着名义间隙的增加而减小。由图 12b 可知, 无论是否安装 HSFD, 轴承直接阻尼系数均随转速增加而减小, 且安装 HSFD 时, 轴承的阻尼系数下降更快, 但始终大于未安装 HSFD 所对应的阻尼系数。阻尼系数均随着名义间隙的增加而减小。

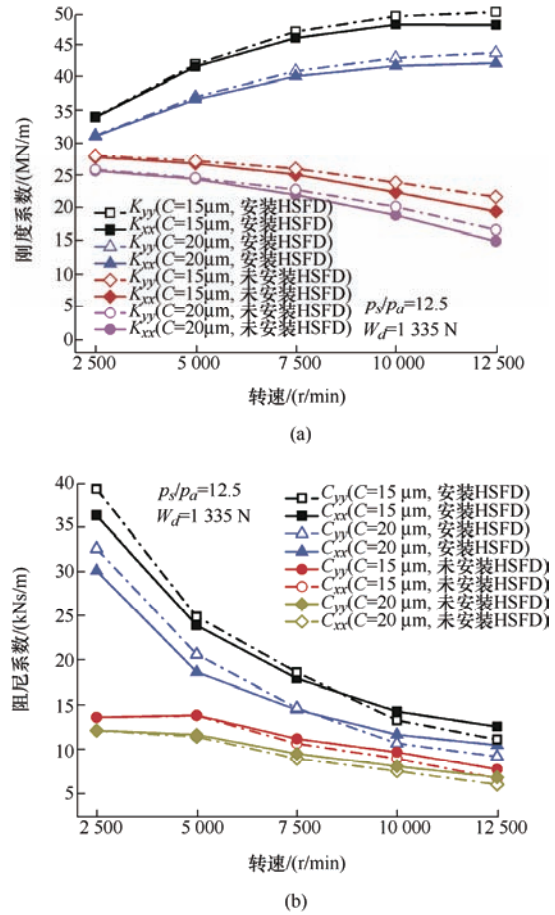


图 12 轴承动态系数与转速和名义间隙的关系

图 13 为轴承动态直接刚度系数 K_{xx} 和直接阻尼系数 C_{xx} 随供气压力比率及转速的变化情况。由图 13a 可知, 轴承的直接刚度系数 K_{xx} 随供气压力的增加呈轻微下降的趋势。在一定供气压力下, 安装有 HSFD 的轴承动态直接刚度系数 K_{xx} 随转速的增加逐渐增大, 未安装有 HSFD 的轴承动态直接刚度系数 K_{xx} 随转速的增加逐渐减小。由图 13b 可知, 轴承的直接阻尼系数 C_{xx} 随供气压力的增加略微增大, 且这一趋势与是否安装 HSFD 无关。

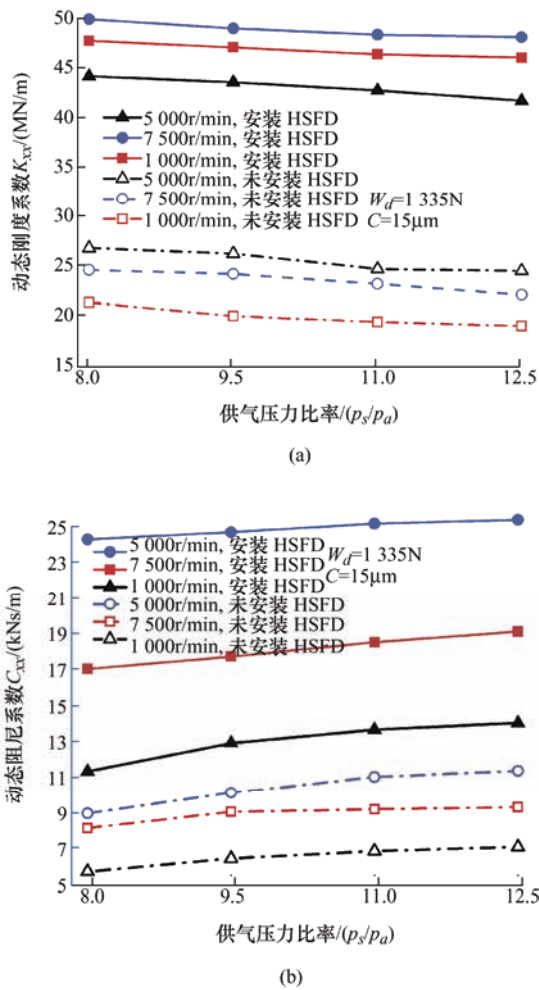


图 13 轴承动态系数与供气压力比率和转速的关系

4 结论

(1) 本文基于黏弹性阻尼器的三参数模型,建立了 HSFD 等效刚度和等效阻尼的预测模型,并通过实验验证了该模型的正确性。

(2) 通过可倾瓦的运动方程将 HSFD 与多孔质瓦块模型耦合,建立了并联 HSFD 的多孔质可倾瓦轴承理论模型,并进一步研究了轴承的静动态特性。轴承的理论预测结果与试验结果吻合良好,证明所建模型的正确性。

(3) 系统性分析了不同参数对轴承静动态特性的影响,得出了供气压力、轴承间隙以及是否安装 HSFD 等对轴承静动态特性的影响规律。通过对比安装 HSFD 和未安装 HSFD 时轴承的直接力系数,进一步明确 HSFD 的存在能够显著提高了轴承的阻尼水平和稳定性。

参 考 文 献

[1] 张永芳,肖良君,李贤伟,等. 固定瓦-可倾瓦动压气体轴承-转子系统的非线性运动分析[J]. 机械工程学

报, 2018, 54 (11): 187-196.

ZHANG Yongfang, XIAO Liangjun, LI Xianwei, et al. Analysis of nonlinear motion of a rotor system supported by fixed-tilting pad self-acting aerodynamic bearings[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54 (11): 187-196.

- [2] DELLACORETE C, BRUCKNER R. Remaining technical challenges and future plans for oil-free turbomachinery[J]. ASME, J. Eng. Gas Turbines Power, 2011, 133(4): 042502.
- [3] LUBELL D, WADE J L, CHAUHAN N S, et al. Identification and correction of rotor instability in an oil-free gas turbine[C]. Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air, Berlin, Germany, June 9-13, 2008. ASME Paper No. GT-50305 : 961-968
- [4] ANDRES L, TURBULENT F. Flexure-pivot hybrid bearings for cryogenic applications [J]. Journal of Tribology, 1996, 118(1): 190-200.
- [5] ANDRES L. Hybrid flexure pivot-tilting pad gas bearings: analysis and experimental validation [J]. Journal of Tribology, 2006, 128(3): 551-558.
- [6] ZHU Xuehua, SAN A L. Rotordynamic performance of flexure pivot hydrostatic gas bearings for oil-free turbomachinery[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2007, 129(4): 1020-1027.
- [7] ERTAS B. Compliant hybrid journal bearings using integral wire mesh dampers[J]. ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 2009, 131(2): 022503.
- [8] ERTAS B, CAMATTI M, MARIOTTI G. Synchronous response to rotor imbalance using a damped gas bearing[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2009, 132(3): 032501.
- [9] FENG Kai, LIU Wanhui, ZHANG Z, et al. Theoretical model of flexure pivot tilting pad gas bearings with metal mesh dampers in parallel[J]. Tribology International, 2016, 94, 26-38.
- [10] DELGADO A, ERTAS B H. Dynamic characterization of a novel externally pressurized compliantly damped gas-lubricated bearing with hermetically sealed squeeze film damper modules[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-transactions of The ASME, 2019, 141(2):021028.
- [11] ERTAS B, DELGADO A, MOORE J, et al. Dynamic characterization of an integralsqueeze film bearing support damper for a supercritical CO₂ expander[J]. ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 2018; 140(5):

- 052501.
- [12] BUGRA E , ADOLFO D. Compliant hybrid gas bearing using modular hermetically sealed squeeze film dampers[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-transactions of The ASME, 2019 , 141(2): 022504.
- [13] ERTAS B H, DELGADO A. Hermetically sealed squeeze film damper for operation in oil-free environments[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-transactions of The ASME, 2019, 141(2): 022503.
- [14] MAKRIS N. Theoretical and experimental investigation of viscous dampers in applications of seismic and vibration isolation[D]. State University of New York at Buffalo, 1992.
- [15] 周光泉, 刘孝敏. 黏弹性理论[M]. 合肥: 中国科学技术大学出版社, 1996.
- ZHOU Guangquan, LIU Xiaomin. Theory of viscoelasticity[M]. Hefei: University of Science and Technology of China Press, 1996.
- [16] INAUDI J ,BLONDET M, KELLY J M. Heat generation effects on viscoelastic dampers in structure [C]. Eleventh World Conference on Earthquake Engineering , Mexico, 1996,
- [17] ZHANG R, SOOT T. Seismic design of visco-elastic dampers for structural applications[J]. Journal of Structural Engineering, 1992, 118(5): 1375-1392.
-
- 作者简介: 王建伟, 男, 1990 年出生, 博士研究生。主要研究方向为高速、精密气体润滑技术, 振动分析与控制。
E-mail: hnwjw1990@163.com
- 冯凯(通信作者), 男, 1982 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为高速、精密气体润滑技术; 主动/智能气体轴承技术; 振动分析与控制; 转子动力学; 微型燃气轮机、离心空压机; 低重力气浮系统控制; 超精密气浮平台。
E-mail: kfeng@hnu.edu.cn