

可倾瓦多孔质轴承-转子系统动力学特性的 实验研究

张治平¹, 王建伟², 安林², 方攸同³, 陈玉辉³, 冯凯²

(1. 浙江大学电气工程学院, 浙江 杭州 310058; 2. 湖南大学机械与运载工程学院, 湖南 长沙 410082;
3. 空调设备及系统运行节能国家重点实验室, 广东 珠海 519070)

摘要: 基于可倾瓦多孔质轴承搭建了可倾瓦多孔质轴承-转子系统实验台。在分析多孔质可倾瓦渗透特性的基础上, 研究了不同供气方式、不同供气压力和不同转子不平衡量等因素对该轴承-转子系统动力学性能的影响。研究表明: 多孔质轴瓦的渗透率与供气压力无关; 转子同步振动的临界转速随着轴承整体供气压力增加而减小, 临界共振振幅随供气压力增加而变大; 增加上轴瓦组供气压力对转子的同步振动影响较小, 对次同步振动有一定的抑制作用; 转子振幅随下轴瓦组供气压力增加而增大, 临界共振转速随下轴瓦供气压力增加而减小; 转子不平衡量可以激发转子次同步振动的出现。

关键词: 转子动力学; 可倾瓦多孔质轴承; 供气压力; 动力学性能; 振动特性

中图分类号: O347.6; TH133.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2022)03-0707-10

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2022.03.021

引言

气体轴承具有噪音低、清洁度高、摩擦小、功率密度大等优点, 在涡轮机械中得到了广泛的应用。传统的刚性气体轴承结构简单, 因其固有的、较高的交叉耦合刚度极易引起转子不稳定^[1]。可倾瓦轴承因其几乎为零的交叉耦合刚度消除了旋转不稳定性, 使涡轮机械的平均转速有了较大的提高^[2], 但其承载能力和阻尼水平仍难以满足大型涡轮机械的使用需求。为了提高可倾瓦轴承的承载能力, 考虑到多孔质轴承结构简单、承载能力强、刚度大等优点^[3-5], 一种新型的混合气体轴承——可倾瓦多孔质轴承被提出, 并成功地应用于小功率涡轮机械^[6-7]。

Montgomery 等^[8]首次将可倾瓦多孔质轴承-转子系统在 250 kr/min 的转速下稳定运行, 证明了可倾瓦多孔质轴承在高转速轴系中应用的可行性。San Andrés^[9]在柔性铰链可倾瓦轴承的基础上增加小孔供气, 得到了一种动静压混合柔性铰链可倾瓦轴承, 并建立了静动压混合气体轴承的计算模型, 该模型可以用于稳定性良好的高速转子系统。王占朝等^[10]建立了带平衡梁结构的水润滑可倾瓦推力轴承启停过程瞬态模型, 并分析了相同运行条件下平衡梁结构与非平衡梁结构的

可倾瓦推力轴承的启停过程。文献[11-12]从理论和实验角度研究了可倾瓦多孔质气体轴承-转子系统的非线性特征, 讨论了供气压力、名义间隙、轴瓦转动刚度和径向刚度等因素对系统非线性特征的影响。王建敏等^[13]考虑速度滑移建立模型, 利用有限元方法进行数值分析, 讨论了局部多孔质气体轴承的静态性能。陈淑江等^[14]针对一种椭圆型柔性铰链可倾瓦轴承, 在柔性铰链刚度建模的基础上, 通过建立轴瓦油膜厚度模型及轴颈和轴瓦的平衡模型, 研究了柔性铰链可倾瓦轴承中柔性铰链的旋转刚度对轴承的动静态性能的影响规律。燕振雷等^[15]研究了稀薄效应对可倾瓦动压气体轴承性能的影响。

虽然国内外学者就可倾瓦多孔质轴承开展了一系列的研究, 但是相关研究主要集中在理论研究、数值模拟和静动态特性的分析上, 而侧重于可倾瓦多孔质轴承-转子系统动力学特性的实验研究相对较少。本文基于可倾瓦多孔质轴承搭建了轴承-转子系统实验台, 并开展一系列实验研究。分析了可倾瓦多孔质的渗透特性; 明确了不同供气压力、供气方式及转子不平衡质量等参数对轴承-转子系统的影响规律, 初步获取了不同工况下可倾瓦多孔质轴承-转子系统的动力学特性。

1 可倾瓦多孔质轴承及轴承-转子系统实验台

可倾瓦多孔质轴承结构如图1所示。每个轴承包括4块周向均布的多孔质轴瓦,轴瓦按照与竖直方向呈 45° 安装角进行安装,下部两块轴瓦主要起支

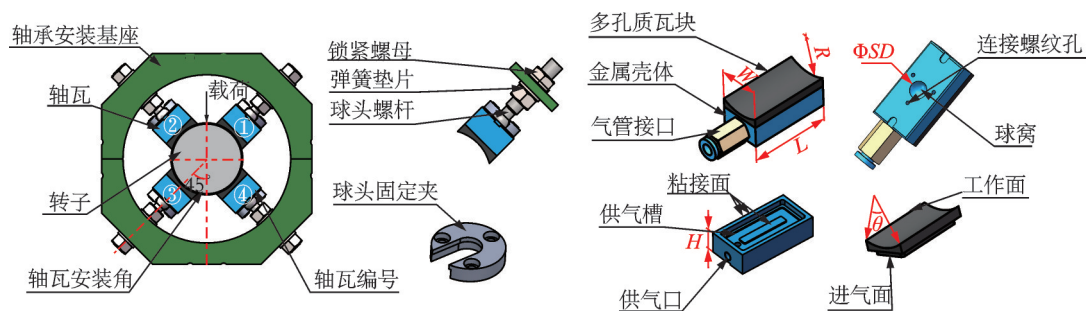


图1 可倾瓦多孔质轴承结构示意图

Fig. 1 Diagram of the tilting pad porous bearing

表1 可倾瓦多孔质轴承结构参数表

Tab. 1 Parameter table of the tilting pad porous bearing

结构参数	数值	单位
轴瓦长度 L	30	mm
轴瓦宽度 W	15	mm
轴瓦金属壳体高度 H	10	mm
轴瓦球窝直径 SD	6	mm
支点偏置	50	%
瓦块尺寸预载	0	
轴承半径 R	15	mm
单块瓦块圆心角 θ	$\pi/3$	rad
瓦块数量	4	个
转子系统总质量	2.245	kg
最大转速	30	kr/min

可倾瓦多孔质轴承-转子系统试验台结构示意图如图2所示,其中主要包含以下几部分:转子系统、可倾瓦多孔质轴承、轴承基座、多孔质推力轴承、实验台基座、供气系统、数据采集系统和数据处理系统。

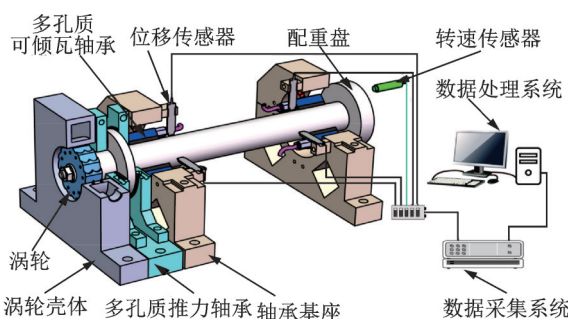


图2 多孔质可倾瓦轴承-转子实验台

Fig. 2 Test rig for tilting pad porous bearing-rotor system

承转子作用,上部两块轴瓦主要用于限制转子振动或提供压力预载。轴瓦壳体背面布置有球窝结构,以便与球头螺杆连接,采用球头螺杆连接可为轴瓦提供足够的径向支撑,并保证其转动能力。实验所使用可倾瓦多孔质轴承的结构参数如表1所示,靠近推力盘一侧的多孔质可倾瓦轴承为I号轴承,另一轴承为II号轴承。

2 实验与分析

2.1 可倾瓦多孔质轴承渗透特性

实验使用美国 New Way 公司生产的 W 型凹面多孔质材料瓦块。如图3所示,将多孔质可倾瓦置于水中并通入高压气体,通过气泡观察到气体由瓦块工作面均匀流出,表明多孔质材料均匀性良好。

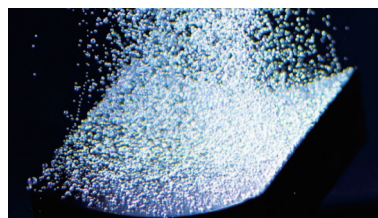


图3 多孔质可倾瓦轴承工作面气体流动图

Fig. 3 Gas flow diagram of the working surface

实验测得I号和II号轴承各轴瓦气体消耗量随供气压力变化曲线如图4所示。在供气压力较低时,随着供气压力的增加,通过多孔质轴瓦的气体流量非线性增加,当供气压力较高(大于350 kPa)时,各轴瓦气体流量随供气压力增大而线性地增加。分析认为,在供气压力较低时,随着供气压力的增加,多孔质材料一些堵塞的孔隙被逐步打开,同时一些孔隙在较高压力下逐渐串通、变大,导致各轴瓦气体流量呈非线性增加。当供气压力高于350 kPa时,多孔质材料的孔隙基本全部打开,轴瓦对高压气体的限流作用几乎恒定,通过多孔质的气体流量随供气压力

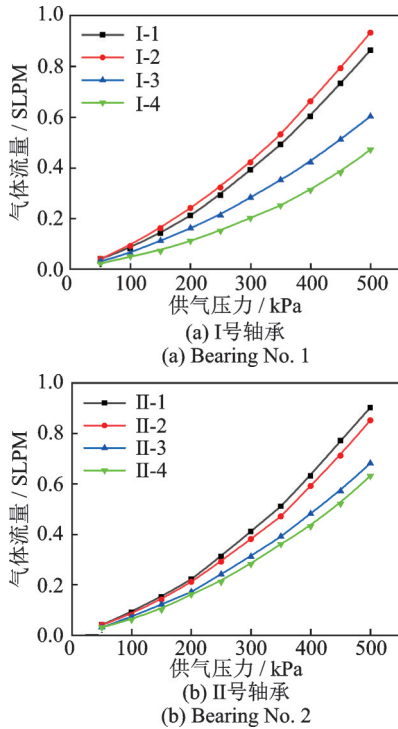


图 4 轴瓦气体流量随供气压力变化曲线

Fig. 4 Variation curve of gas flow rate with supply pressure

线性增大。另外,各轴瓦表面磨损、磕碰及空隙微观结构的差异,不同轴瓦消耗气体流量有一定的差别。

气体通过多孔质材料的流动以黏性流动为主,且遵循Darcy定律,多孔质材料的渗透率 k 计算表达式^[7]如下:

$$k = \frac{\mu t_p}{A} \frac{2GRT}{P_s^2 - P_a^2} \quad (1)$$

式中 P_s 为绝对供气压力, P_a 为环境压力, G 为通过多孔质材料气体的质量流量, A 为多孔质的有效供气面积, t_p 为多孔质材料厚度, $\mu = 1.91 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 为气体动力黏度, $T = 293 \text{ K}$ 为热力学温度, $R = 286.7 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 为气体常数。由式(1)可得到各轴瓦渗透率与供气压力变化的关系如图 5 所示。

供气压力对多孔质可倾瓦轴承转子系统的综合性能影响显著,研究不同供气压力下多孔质可倾瓦轴承的动力学特性,对改善其综合性能、拓展此类轴承使用空间有现实意义。为了在不影响实验结果的基础上简化实验流程,有关可倾瓦多孔质轴承性能的实验结果均在 I 号轴承上采集。实验时,可倾瓦轴承的上、下轴瓦分别单独供气,多孔质止推气体轴承供气压力需单独控制。

2.2 轴承整体供气压力对轴承-转子系统动力学的影响

保持推轴承供气压力不变,在保证上、下轴瓦组的供气压力相等的同时,将上、下轴瓦组的供气压力分别设定为 350, 400, 和 450 kPa, 研究不同整体供气压力对于轴承-转子系统动力学性能的影响,实验结果如图 6 所示。

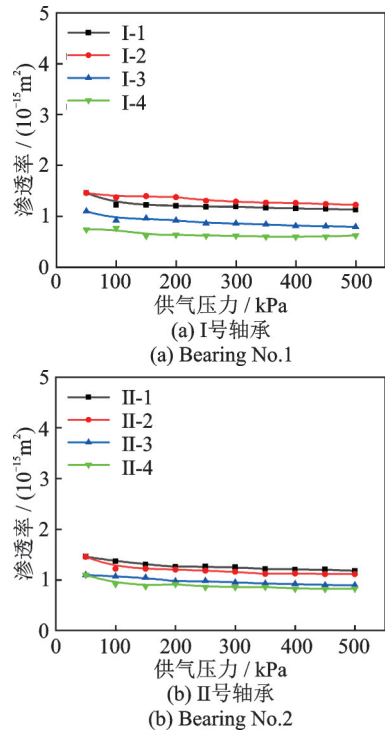


图 5 轴承各轴瓦渗透率随供气压力变化曲线

Fig. 5 Permeability curve of the pads with supply pressure

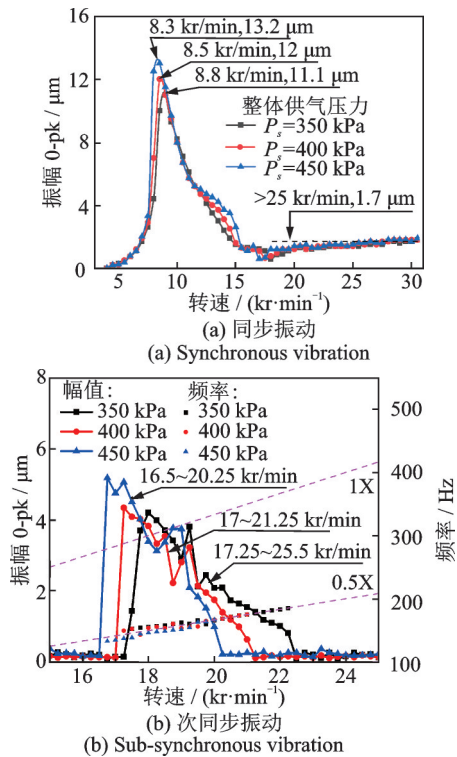


图 6 不同整体供气压力下竖直振动情况

Fig. 6 Effect of overall air supply pressure on vertical vibration

由图 6 可知,随着供气压力的增加,转子均在 18 kr/min 附近出现次同步振动,且振幅没有明显变化;同步振动峰值在 8.5 kr/min 附近出现,且随着整体供气压力的增加,同步振动峰值呈增大趋势。

相关研究表明,通过增加供气压力可以提高静压气体轴承的刚度,而轴承刚度的增加会导致轴承-转子系统的临界转速变大^[16],这与以上实验结果不

一致。分析认为,这是由于所测试轴承刚度过大造成的。增加供气压力对轴承的刚度改变很小,反而增加了间隙的气体流量,减小了轴承阻尼。

图7显示了不同整体供气压力下轴承的水平方向振动情况。对比图6和7可知,在相同实验参数条件下,垂直方向和水平方向振动的响应转速和大小基本一致,表明轴承在垂直方向和水平方向为转子提供的刚度和阻尼相近。而在转子同步振动发生临界共振时,垂直方向响应幅值比水平方向略大,说明此时该轴承垂直方向的阻尼较水平方向阻尼略小。

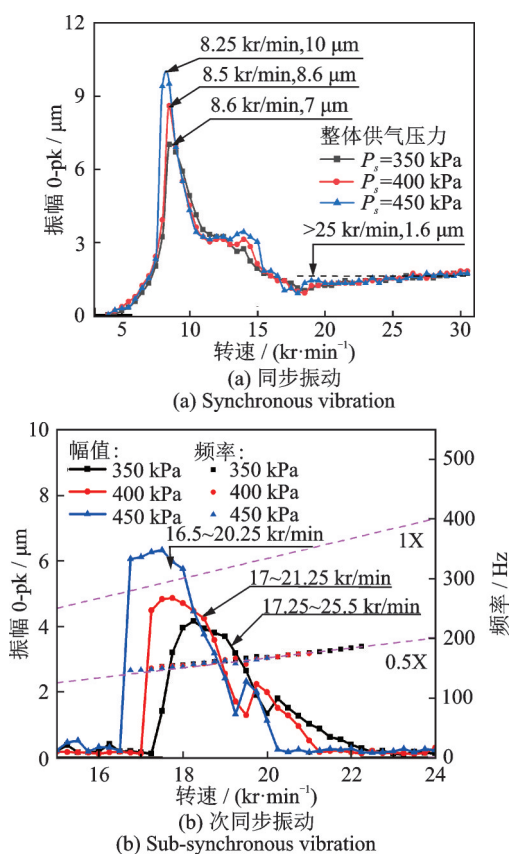


图7 不同整体供气压力下水平方向振动情况

Fig. 7 Effect of overall air supply pressure on horizontal vibration

图8为整体供气压力400 kPa时,不同转速下的转子轴心轨迹示意图。由图可知,转子在5,8.5和30 kr/min转速下的轴心轨迹近似为圆形,表明此时转子振动特性良好。而在转速为18 kr/min时轴心轨迹为“内8”字形,这是由于在此转速下转子出现较明显的次同步振动现象,并引起转子一定程度的失稳。

2.3 上轴瓦供气压力对轴承-转子系统动力学的影响

在下轴瓦组及止推轴承供气压力不变的条件下,通过改变上轴瓦组的供气压力,研究不同上轴瓦组供气压力对该轴承-转子系统的动力学特性影响,

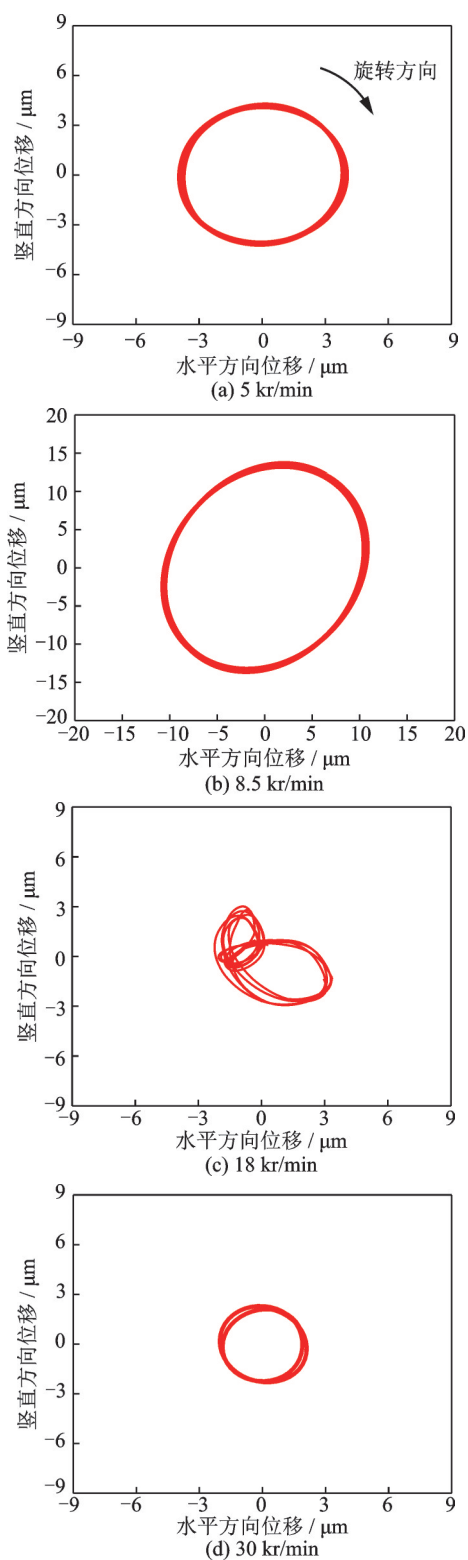


图8 整体供气压力400 kPa时转子不同转速下轴心轨迹
Fig. 8 Shaft trajectory at different rotor speeds when the overall supply pressure is 400 kPa

具体实验参数如表2所示。

在不同上轴瓦组供气压力下,转子同步振动、次同步振动实验结果如图9所示。由图9(a)可知,当上轴瓦组的供气压力由350 kPa逐渐增加至450 kPa时,转子同步振动几乎没有变化,其临界转速均为8.0 kr/min,临界共振振幅约为12 μm,转子在较高

表2 控制上轴瓦组供气压力实验参数表

Tab.2 Table of experimental parameters of upper pads supply pressure

实验编号	上轴瓦组/ kPa	下轴瓦组/ kPa	止推轴承/ kPa
3-1	350	400	80
3-2	375	400	80
3-3	400	400	80
3-4	425	400	80
3-5	450	400	80

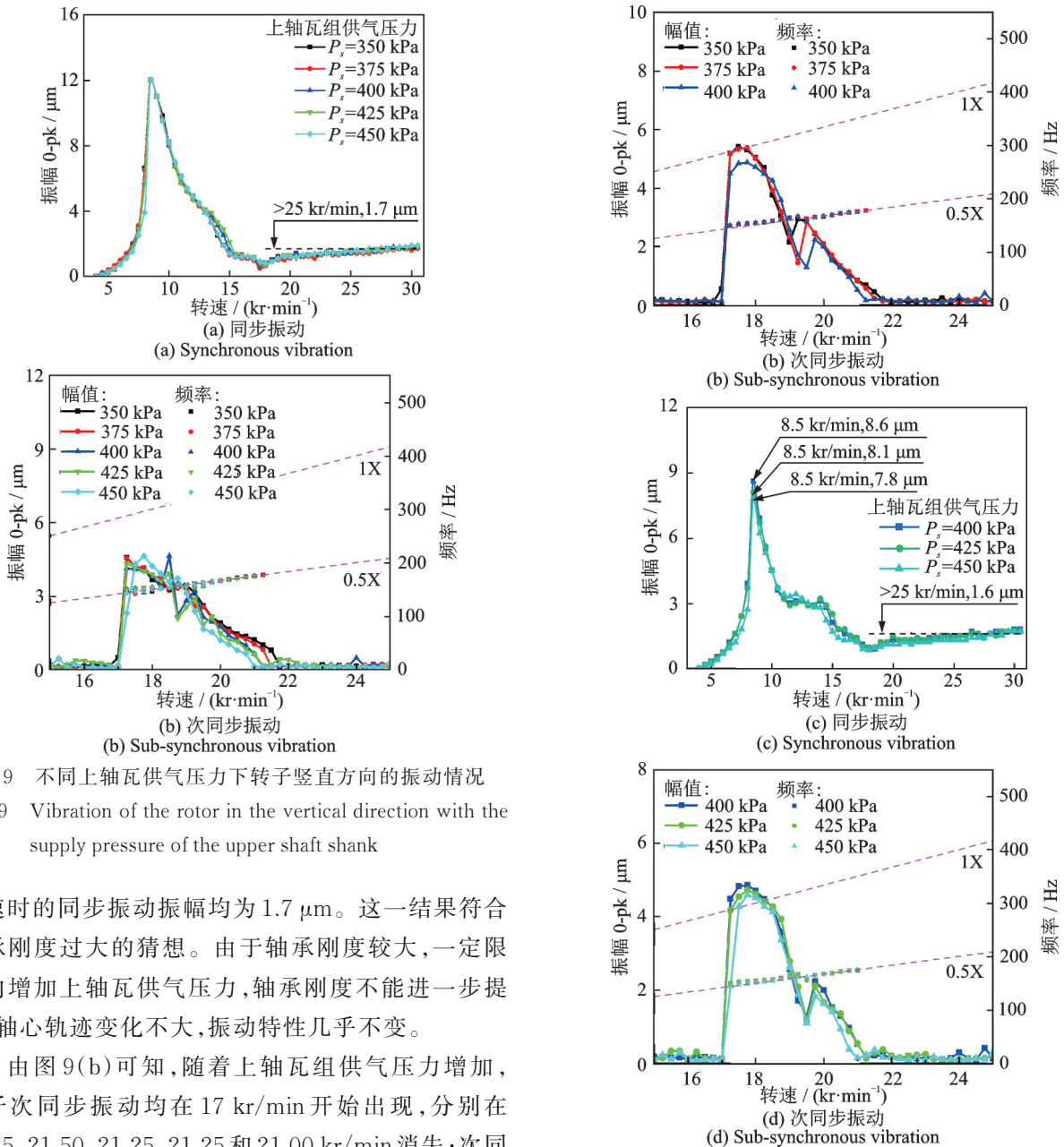


图9 不同上轴瓦供气压力下转子垂直方向的振动情况
Fig.9 Vibration of the rotor in the vertical direction with the supply pressure of the upper shaft shank

转速时的同步振动振幅均为 $1.7 \mu\text{m}$ 。这一结果符合轴承刚度过大的猜想。由于轴承刚度较大,一定限度内增加上轴瓦供气压力,轴承刚度不能进一步提高,轴心轨迹变化不大,振动特性几乎不变。

由图9(b)可知,随着上轴瓦组供气压力增加,转子次同步振动均在 17 kr/min 开始出现,分别在 $21.75, 21.50, 21.25, 21.25$ 和 21.00 kr/min 消失;次同步振动消失的转速呈逐渐减小的趋势,出现次同步的转速区间缩小。整个实验过程中,次同步振动频率均在 0.5 倍转频,其响应的最大幅值和对应转速没有变化,分别为 $4.6 \mu\text{m}$ 和 17.25 kr/min 。

图10为不同上轴瓦供气压力下转子水平振动幅值随转速的变化曲线。当上轴瓦供气压力小于下

图10 不同上轴瓦供气压力下转子水平方向的振动情况
Fig.10 Vibration of the rotor in the horizontal direction with the supply pressure of the upper shaft shank

轴瓦时,转子同步振动的临界转速均为 8.5 kr/min ,临界共振振幅随供气压力增加略微增大,分别为 $8.2, 8.5$ 和 $8.6 \mu\text{m}$ 。水平方向存在次同步振动的转

速区间变窄,分别为17~22,17~21.5和17~21.25 kr/min,振动峰值减小。随着上轴瓦组供气压力由400 kPa增加至450 kPa,水平方向临界共振振幅呈减小趋势,存在次同步振动的转速区间分别为17~21.25,17~21.25和17~21.0 kr/min,振幅随供气压力增加略有减小。

对于该可倾瓦多孔质轴承-转子系统,增加其上轴瓦组供气压力对转子的同步振动影响较小,对转子次同步振动有一定的抑制作用。

2.4 下轴瓦供气压力对轴承-转子系统动力学的影响

在上轴瓦组供气压力及止推轴承供气压力不变的情况下,研究不同下轴瓦压力变化对该轴承-转子系统的动力学影响。具体实验参数如表3所示。

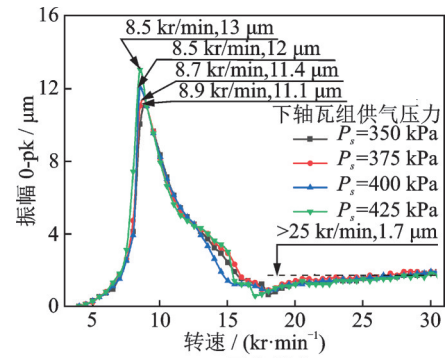
表3 控制下轴瓦组供气压力实验参数表

Tab.3 Table of experimental parameters of lower pads supply pressure

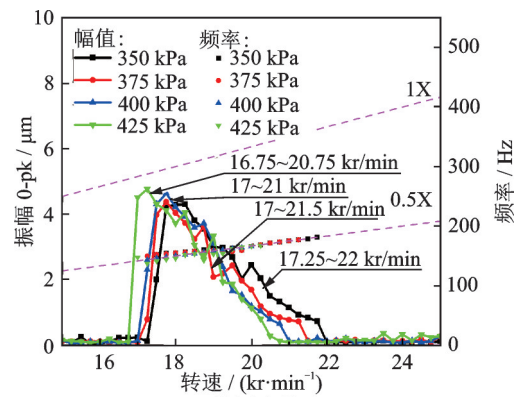
实验编号	上轴瓦组/ kPa	下轴瓦组/ kPa	止推轴承/ kPa
4-1	450	350	80
4-2	450	375	80
4-3	450	400	80
4-4	450	425	80

图11为不同下轴瓦组供气压力下竖直方向转子同步振动和次同步振动情况。由图可知,竖直方向转子同步振动临界共振振幅随下轴瓦供气压力增加而变大,但均小于轴承整体供气压力为450 kPa时的转子共振振幅13.2 μm ,转子临界转速呈减小趋势。在350~425 kPa的下轴瓦供气压力下,竖直方向转子次同步振动分别在17.25~22,17~21.5,17~21和16.75~20.75 kr/min的转速区间出现,转子次同步振动峰值随下轴瓦供气压力增加而略微变大,次同步振动峰值对应转速逐渐减小。随轴承下轴瓦组供气压力的增加,竖直方向转子产生次同步的转速区间“前移”,振幅峰值变大,与之对应转速减小。

图12为不同下轴瓦组供气压力下水平方向转子同步振动和次同步振动情况。由图可知,水平方向转子同步振动临界转速分别为8.8,8.5,8.5和8.5 kr/min,临界共振振幅随下轴瓦供气压力增加而变大。在下轴瓦组供气压力为350~425 kPa时,水平方向转子次同步振动出现的转速区间分别为17.25~22,17~21.5,17~21和16.75~20.75 kr/min,对应的最大振幅逐渐增大,对应转速逐步减小。水平方向转子次同步振动随下轴瓦供气压力增加与竖直方向转子次同步振动变化规律相同。

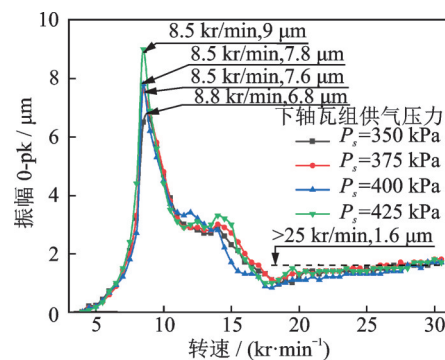


(a) Synchronous vibration

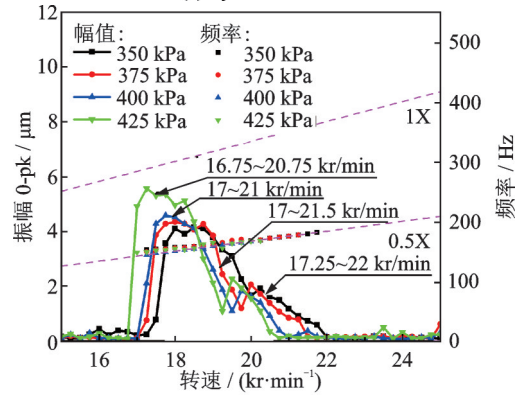


(b) Sub-synchronous vibration

图11 不同下轴瓦供气压力下,转子竖直方向的振动情况
Fig. 11 Vibration of the rotor in the vertical direction with the pressure of the air supply to the lower shaft shank



(a) Synchronous vibration



(b) Sub-synchronous vibration

图12 不同下轴瓦供气压力下转子水平方向的振动情况
Fig. 12 Vibration of the rotor in the horizontal direction by the air supply pressure of the lower shaft shank

分析认为,在相同上轴瓦组供气压力下,增加下轴瓦的供气压力,抬高了转子的轴心位置,增大了轴承间隙的气膜厚度,轴承间隙变大,气膜刚度减小,转子同步振动临界转速变小。同时,气膜厚度增加,气膜的润滑作用增强,整体阻尼减小,转子同步振动共振振幅变大,次同步振动最大振幅随之增大。

2.5 止推轴承供气压力对轴承-转子系统动力学的影响

控制上、下轴瓦组供气压力不变,依次调节止推轴承供气压力为 80, 180 和 280 kPa,得到转子的同步振动和次同步振动信息如图 13 所示。由图 13 可知,止推轴承供气压力的改变对转子同步振动没有影响,转子竖直方向次同步振动的最大振幅随止推轴承供气压力的增加有所增大。

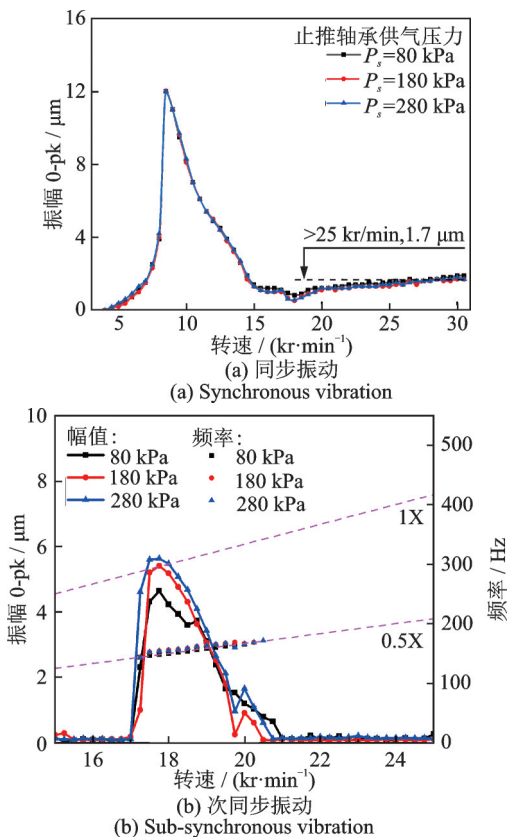


图 13 止推轴承供气压力不同时竖直方向同步及次同步振动

Fig. 13 Synchronous and sub-synchronous vibration in vertical direction with different supply pressure of thrust bearing

分析认为,次同步振动与轴承-转子系统的固有频率有关,而止推轴承供气压力的增加一定程度上改变了这一属性,进而影响转子轴向振动及其他转子动力学响应。另外,由于本实验止推轴承间隙较大,增加止推轴承供气压力相当于增加了润滑气体的供给,减小了轴承对转子的轴向摩擦力,转子自由降速时间随供气压力增加而变长。

2.6 转子不平衡质量对轴承-转子系统动力学的影响

如图 14 所示,在转子涡轮和配重盘端面同相位位置添加不平衡质量,研究转子不平衡量对轴承-转子系统的影响。轴承上、下轴瓦组供气压力分别为 400 和 450 kPa,止推轴承供气压力为 80 kPa,分别在涡轮和配重盘端面固定相同质量的配重螺钉,其具体参数如表 4 所示。

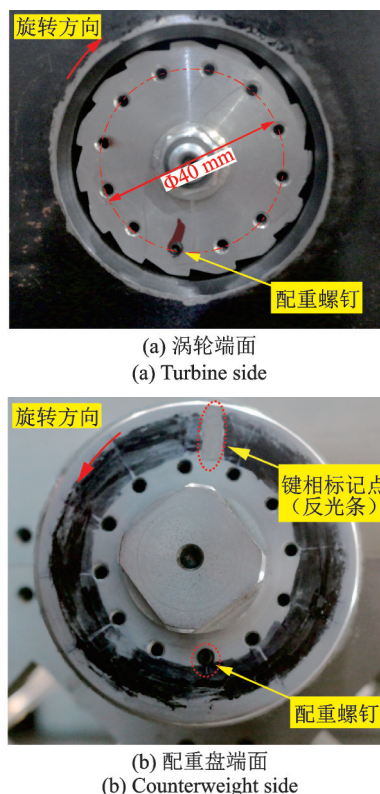


图 14 涡轮配重盘两端配重螺钉安装情况实物图
Fig. 14 Physical view of the installation of counterweight screws on the end face of the turbine and counterweight disc

表 4 加载不平衡量实验分组

Tab. 4 Experimental grouping of unevenness measures

实验编号	配重质量/g	添加的不平衡量/(g·mm)	转子动平衡等级/(g·mm·kg ⁻¹)
U ₁	0.055	2.2	0.98(G2.5)
U ₂	0.085	3.4	1.51(G6.3)
U ₃	0.120	4.8	2.14(G16)

同相加载不平衡质量时,对应的竖直方向转子同步振动和次同步振动情况如图 15 所示。图中 U₀ 代表未添加配重时的转子振动。在添加不同配重后,竖直方向转子同步振动临界共振的振幅逐渐增加,分别为 12.5, 13.2 和 14.2 μm,转子高速稳定振动的振幅随着配重质量的增加而变大。由图 15(b)可

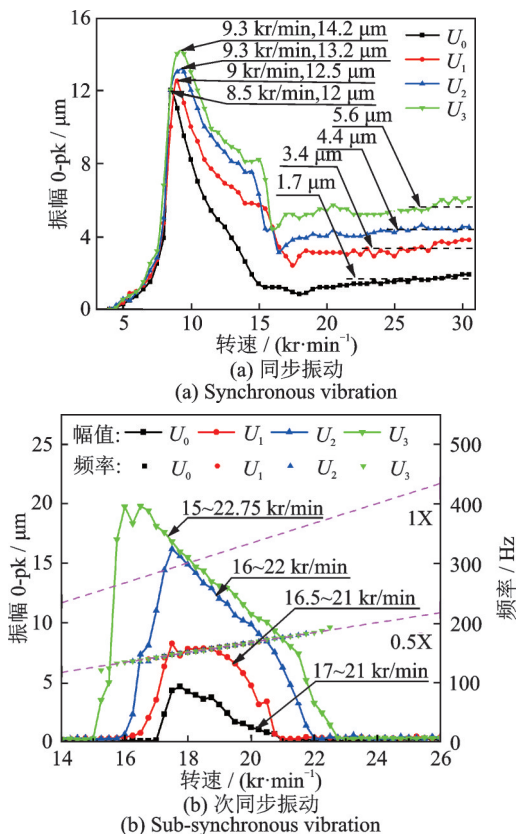


图15 同相加载不平衡质量时竖直方向同步及次同步振动
Fig. 15 Synchronous and sub-synchronous vibration in vertical direction when unbalanced masses are loaded in the same phase

知,随着配重质量的增加,转子次同步振动发生的范围扩大,次同步振动的最大振幅也随之变大,其值依次为8,16和20 μm 。

图16为多种不平衡质量下竖直方向转子同步振动的规格化处理结果。以添加配重质量为0.055 g的实验数据为归一条件,三次实验中的同步振动数据均除以其对应添加的配重质量,而后乘以0.055进行规格化,图中 U_i^* ($i=1,2,3$)表示 U_i 的规格化结果。由图16可知,规格化后三次实验数据并未全部重合,其在17~30 kr/min转速区间基本重合,这说明不平衡质量对于该系统中高速稳定的转子同步振动的影响是线性的,而在8~12.5 kr/min转速区间的影响是非线性的,且影响的增量幅度有减小的趋势。

在转子涡轮和配重盘两端反相(间隔 180°)加载配重质量时,竖直方向转子同步及次同步振动结果如图17所示(图中,下标out表示反相加载不平衡质量)。在此条件下,竖直方向转子同步振动整体振幅减弱,在30 kr/min时其振幅均只有0.6 μm ;次同步振动发生范围扩大,次同步最大振幅较同相加载情况的值有所增大,但增幅极小。

在转子涡轮和配重盘两端与配重反相位置添加配重质量,以期减小转子不平衡量从而减弱甚

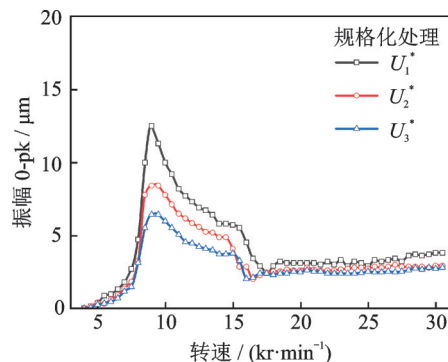


图16 不平衡质量同相加载时竖直方向规格化处理同步振动

Fig. 16 Synchronous and sub-synchronous vibration in vertical direction when unbalanced masses are loaded in the same phase after normalization

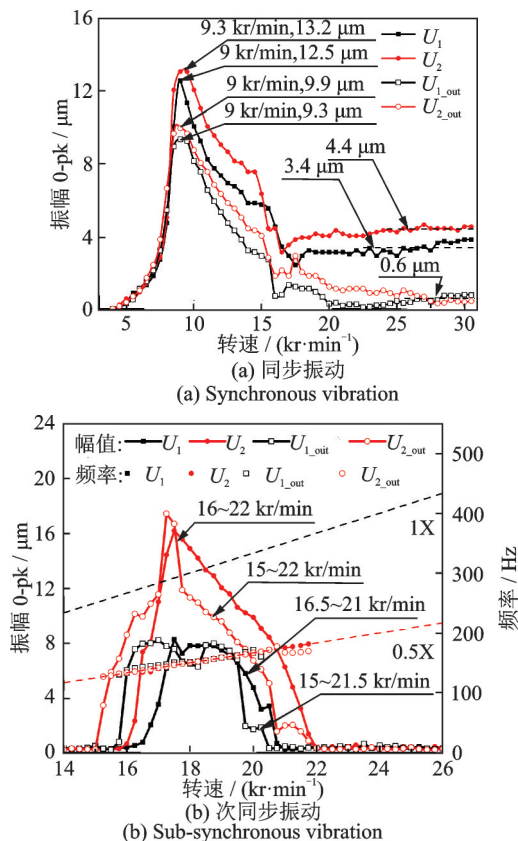


图17 不平衡质量反相加载时竖直方向同步及次同步振动
Fig. 17 Synchronous and sub-synchronous vibrations in the vertical direction when the unbalanced mass is loaded in anti-phase

至消灭次同步振动,实验结果如图18所示。转子在整个转速区间没有发生次同步振动,同步振动临界共振峰值和高速稳定振动振幅分别减小至6.7和1.4 μm ,变化幅度相对于供气压力的影响更大。分析认为,对于可倾瓦多孔质轴承-转子系统,转子不平衡量的存在可以激发转子次同步振动的出现。

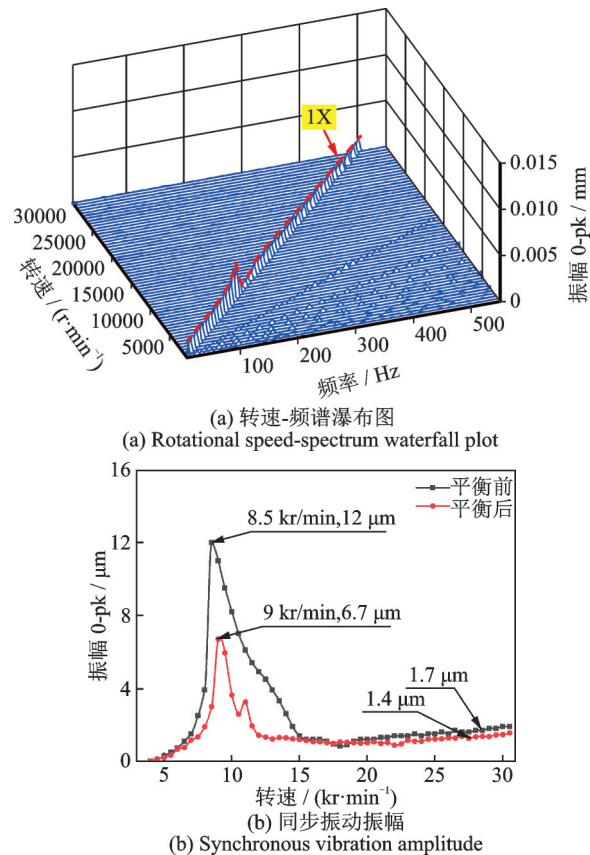


图18 动平衡后垂直方向转子振动转速-频谱瀑布图及同步振动情况

Fig. 18 The rotor vibration speed spectrum waterfall and synchronous vibration in vertical direction, under dynamic balance condition

3 结论

本文通过一系列实验,系统地研究了可倾瓦多孔质轴承-转子系统的动力学特性。研究表明:1)多孔质轴瓦的渗透率与供气压力无关;2)在轴承刚度较大的情况下,转子同步振动的临界转速随轴承整体供气压力增加而减小,临界共振振幅随轴承整体供气压力增加而变大;3)增加上轴瓦组供气压力对转子的次同步振动有一定的抑制作用;4)转子振幅随下轴瓦组供气压力的增加而增大,下轴瓦供气压力的增加促进转子次同步的出现;5)转子不平衡量可以激发转子次同步振动的出现。

参考文献:

[1] DellaCorte C, Bruckner R J. Remaining technical challenges and future plans for oil-free turbomachinery[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2011,133(4):042502.
[2] Aaron Rimpel, Kim Daejong. Experimental and analyti-

cal studies on flexure pivot tilting pad gas bearings with dampers applied to radially compliant pads [J]. Journal of Tribology, 2009,131(4):041001.

- [3] Schenk C, Buschmann S, Risse S, et al. Comparison between flat aerostatic gas-bearing pads with orifice and porous feedings at high-vacuum conditions[J]. Precision Engineering, 2008,32(4):319-328.
[4] Panzera T H, Rubio J C, Bowen C R, et al. Microstructural design of materials for aerostatic bearings[J]. Cement Concrete Composites, 2008,30(7):649-660.
[5] Leandro J da Silva, Tulio H Panzera, Luciano M G Vieira, et al. Carbon nanotubes and superplasticizer reinforcing cementitious composite for aerostatic porous bearing[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part J, Journal of Engineering Tribology, 2017,231(11):1397-1407.
[6] San Andrés L, Ryu K. Flexure pivot tilting pad hybrid gas bearings: operation with worn clearances and two load-pad configurations[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2008,130(4):42506.
[7] San Andrés L, Cable T A, Zheng Y, et al. Assessment of porous type gas bearings: measurements of bearing performance and rotor vibrations [C]. Proceedings of ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Seoul, South Korea, 2016: V078BT31A031.1-10.
[8] Montgomery A G, Sterry F. A simple, air bearing, rotor for very high rotational speeds[R]. UK Atomic Energy Research Establishment, Harwell, Berks, England, AERE-ED/R-1671,1955.
[9] San Andrés L. Turbulent flow: flexure-pivot hybrid bearings for cryogenic applications[J]. Journal of Tribology, 1996,118(1):190-200.
[10] 王占朝,郭飞,刘莹,等.平衡梁结构对水润滑可倾瓦推力轴承启停过程的影响[J].机械工程学报,2020,56(1):96-104.
WANG Zhanchao, GUO Fei, LIU Ying, et al. Influence of the equalizing beam structure on the water lubrication tilting-pad thrust bearing during start-up and shutdown[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(1):96-104.
[11] Feng K, Wu Y, Liu W, et al. Theoretical investigation on porous tilting pad bearings considering tilting pad motion and porous material restriction[J]. Precision Engineering, 2018, 53: 26-37.
[12] Wu Y, Feng K, Zhang Y, et al. Nonlinear dynamic analysis of a rotor-bearing system with porous tilting pad bearing support[J]. Nonlinear Dynamics, 2018, 94(2):1391-1408.
[13] 王建敏,戴一帆,李圣怡.局部多孔质气浮止推轴承的设计研究[J].中国机械工程,2008,19(1):38-43.

- Wang Jianmin, Dai Yifan, Li Shengyi. Design of partial porous air thrust bearing [J]. China Mechanical Engineering, 2008, 19 (1): 38-43.
- [14] 陈淑江, 熊文涛, 路长厚, 等. 柔性铰链可倾瓦轴承动静特性研究[J]. 振动与冲击, 2018, 32(7):236-241. CHEN Shujiang, XIONG Wentao, LU Changhou, et al. Static and dynamic characteristics of flexure-pivot tilting pad journal bearings[J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 32(7):236-241.
- [15] 燕振雷, 伍林. 稀薄效应对可倾瓦动压气体轴承性能的影响[J]. 航空动力学报, 2020, 35(7):1496-1505. YAN Zhenlei, WU Lin. Effect of rarefied effect on the performance of tilting pad dynamic pressure gas bearings [J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(7):1496-1505.
- [16] Zhu X, San Andrés 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.

Experimental research on dynamic characteristics of tilting pad porous bearing-rotor system

ZHANG Zhi-ping¹, WANG Jian-wei², AN Lin², FANG Xiao-tong³, CHEN Yu-hui³, FENG Kai²

(1.School of Electrical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310058, China;

2.School of Mechanical and Transportation Engineering, Hunan University, Changsha 410082, China;

3.State Key Laboratory of Air-conditioning Equipment and System Energy Conservation, Zhuhai 519070, China)

Abstract: Based on the spherical hinged tilting pad porous bearing, a tilting pad bearing porous-rotor system test rig is built. On the basis of analyzing the permeability characteristics of the porous tilting pad, the influence of different air supply modes, air pressures and rotor imbalances on the dynamic performance of the bearing-rotor system are studied. Research shows that: the permeability of the porous bearing is independent of the supply pressure; the critical speed of synchronous vibration of the rotor decreases and the critical resonance amplitude increases with the increase of the air pressure providing to the bearing as a whole; increasing the supply pressure of the upper bearing bush has little effect on the synchronous vibration of the rotor, and has a certain inhibitory effect on the sub-synchronous vibration; the rotor amplitude increases with the increase of the pressure of the lower bearing group, and the critical resonance speed changes oppositely; the rotor sub-synchronous vibration can be excited by the rotor unbalance.

Key words: rotor dynamics; tilting pad porous bearing; gas supply pressure; dynamic performance; vibration characteristics

作者简介:张治平(1982—),男,博士研究生,副高级工程师。电话:18023037253;E-mail:zzping@126.com。

通讯作者:王建伟(1990—),男,博士研究生。电话:15638749526;E-mail:hnwjw1990@163.com。