

利用轴瓦可调轴承控制柔性转子系统的振动响应*

张磊^{1,2}, 徐华^{1,2}, 裴世源^{1,2}, 张胜伦^{1,2}, 郭亚南^{1,2}

(1. 西安交通大学 机械工程学院, 陕西 西安 710049;

2. 西安交通大学 现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室, 陕西 西安 710049)

摘要: 提出了一种轴承下瓦可移动轴承, 该轴承可以通过改变轴瓦的位置调整转子系统的工作状态。介绍了这种可调椭圆轴承的结构和工作原理, 该轴承结构可以实现在连续工作状态下调节轴承椭圆度, 而且与传统固定瓦轴承相比更加适合变工况下运行。通过FEM数值方法建立了转子-可调轴承模型, 利用该模型研究了可调椭圆轴承对转子加速过程中动力学特性的影响。通过研究发现, 转子未达到临界转速前增大椭圆度可以有效减小转子的振动幅值, 抑振作用可达到65%; 当接近临界转速时, 减小椭圆度可以使转子的共振振幅明显降低, 抑振作用达到37%左右; 越过临界转速后再增大椭圆度有效减小转子振动, 抑振作用可达到60%。然后搭建与理论模型完全一致的转子-可调轴承试验台, 经过试验验证, 证实了在升速过程中, 合理调节椭圆度可以明显减小转子的振动, 让转子系统更加平稳地升速到工作转速。

关键词: 可调滑动轴承; 椭圆度; 转子-轴承系统; 转子动力学; 振动抑制

中图分类号: TH113 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2020) 03-0656-12

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.190046

Vibration Response Control of Flexible Rotor System Using Bearing Pad Adjustable Bearings

ZHANG Lei^{1,2}, XU Hua^{1,2}, PEI Shi-yuan^{1,2}, ZHANG Sheng-lun^{1,2}, GUO Ya-nan^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System,
Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A lower pad movable journal bearing is proposed. This bearing can adjust the working status of the rotor system by changing the position of the bearing pad and improve the stability of the rotor system. The structure and working principle of the adjustable elliptical bearing are introduced. The bearing structure can adjust the ellipticity of the bearing under continuous working conditions. This kind of adjustable bearing is more suitable for changing working conditions than traditional fixed-bearing bearings. A simple rotor-adjustable bearing model is established by finite element method. The effects of adjustable elliptical bearing on the dynamic characteristics of the rotor during acceleration are studied by using the model. Through research, it is found that increasing the ellipticity before the rotor reaching the critical speed can effectively reduce the vibration amplitude of the rotor, and the vibration suppression effect can reach 65%. When approaching the critical speed, reducing the

* 收稿日期: 2019-01-15; 修订日期: 2019-02-15。

基金项目: 国家自然科学基金 (51605367; 51575421)。

作者简介: 张磊, 博士生, 研究领域为转子动力学、智能轴承、振动控制。E-mail: zhangxunmeng@stu.xjtu.edu.cn

通讯作者: 徐华, 博士, 教授, 研究领域为摩擦学、润滑理论及轴承技术。E-mail: xuhua@mail.xjtu.edu.cn

引用格式: 张磊, 徐华, 裴世源, 等. 利用轴瓦可调轴承控制柔性转子系统的振动响应[J]. 推进技术, 2020, 41(3): 656-667. (ZHANG Lei, XU Hua, PEI Shi-yuan, et al. Vibration Response Control of Flexible Rotor System Using Bearing Pad Adjustable Bearings[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(3):656-667.)

ellipticity can significantly reduce the resonance amplitude of the rotor, and the vibration suppression effect reaches about 37%. After crossing the critical speed, increasing the ellipticity can effectively reduce the vibration of the rotor, and the vibration suppression effect can reach 60%. Then, a rotor adjustable bearing test rig which is completely consistent with the theoretical model is built. It has been verified by experiments that during the speed increase process, the reasonable adjustment of the ellipticity can significantly reduce the vibration of the vibrating rotor, allowing the rotor system to rise more smoothly to the working speed.

Key words: Adjustable journal bearing; Ellipticity; Rotor-bearing system; Rotor dynamics; Vibration suppression

1 引言

轴承作为航天发动机的核心部件,其结构和性能的研究一直是工业界研究的重点。为了减小航空发动机的振动,提高旋转机械的运行稳定性,许多新型轴承的概念和控制方法被提出来。旋转机械一般通过固定瓦轴承支撑,当旋转机械由于转速、载荷变化导致运行不稳定时,固定瓦轴承无法根据实际工况做出调节反应,改善旋转机械的运行状态。现在普遍采取的方法是利用可倾瓦轴承或者椭圆轴承提高转子系统的稳定性^[1-2]。可倾瓦轴承可以通过减小油膜涡动的切向力来消除油膜的不稳定性,但是缺点是结构复杂、加工成本高。椭圆轴承可以通过增大轴径的有效偏心率,压低轴颈在轴瓦的工作位置,提高转子系统的稳定性,但是其轴瓦不具备调节功能。当转速等工况条件改变,固定瓦轴承无法根据实际工况调节轴承参数,可能造成转子振动过大,油膜失稳等安全性问题,严重影响转子轴承系统的稳定运行。因此为了提高转子系统的稳定性,有必要提出一种合理有效的振动抑制方法。

由于航天工业和制造业对旋转机械的精度和稳定性提出了更高的要求,人们开始把研究的重点转向轴承性能。为了提高旋转机械的稳定性很多可调或者可控轴承的概念被提出,比如轴瓦可移动轴承^[3-4]、柔性套筒轴承^[5-7]和电磁轴承^[8-9]等。还有很多振动控制理论被应用于轴承特性计算,比如最优调节器理论^[10]、扰动观测器理论^[11]、变速反馈方法^[12-13]以及不连续弹簧特性法^[14]。前人通过理论和实验研究,已经证明可调可控轴承可以明显改善传统轴承润滑性能,一些抑制振动方法也得到了广泛认可。

为了提高转子系统的稳定性和减小振幅,许多可调轴承结构和优化控制方法在文献中提出来。例如,Palazzolo等^[15]研究了压电致动器在旋转机械主动振动控制中的应用,研究结果显示,采用压电致动器

主动控制的方法可以显著减小不平衡响应、瞬态响应和次同步响应的幅值。Dohnal等^[6]通过周期性地改变主动磁轴承的控制参数来实现轴承的刚度系数的周期性开环控制。这种周期性变化可以增强转子系统的有效阻尼,从而提高柔性转子系统的稳定性。Tuma等^[16]提出了一种主动振动控制系统的工作原型,可以通过压电致动器实现对滑动轴承的控制。研究结果表明,主动振动控制系统大大延伸了工作转速的范围。Ishida等^[17]提出了一种不连续弹簧概念,该概念使用不连续的弹簧特性来抑制旋转机械振动。Santos等^[18-20]通过液压控制系统改变了滑动轴承的润滑性能,发现这种方法可以减小刚性转子系统的振动。Chasalevris等^[21-22]提出一种被动可调的滑动轴承,这种轴承不需要任何其它操作就可以完成轴承间隙调节。通过研究发现该轴承可以有效减小轴颈的共振振幅,将轴承应用于大型转子轴承系统时,有效改善转子系统的运行稳定性。还有一些学者把滑动轴承和电磁轴承的优点结合在一起,使用电磁轴承的控制方法治理滑动轴承的不稳定性。目前学术界提出了很多关于改善转子系统稳定性的方法,并且在理论和实验研究过程中也取得很多学术成果。但是由于成本和可靠性等原因,只有很少方法可以满足工业汽轮机的实际应用。

目前,学术界主要通过优化弹性支撑系统和主动振动控制算法来抑制转子的振动,这些振动抑制方法一般是基于液压系统或电磁系统,并取得了一些研究成果。本研究提出了一种下轴瓦可调的轴承概念,这种可调轴承基于机械传动结构,可以实现将主动控制应用于流体轴承。这种轴承概念继承了滑动轴承和电磁轴承的特性,具有承载能力大、高阻尼的优点,并具备主动控制能力。本文提出这种结构配置的目的是为了在不改变轴承基座高度的条件下,改变轴承垂直方向的油膜间隙,从而调节轴颈的工作状态。目前仅提出可调轴承的初步设计,在实际工业中可能无法应用。但是在本文的实验和理论

研究中,发现可调轴承对转子系统的动态特性有很大影响,通过调整椭圆度有效抑制转子的振动,同时也可以改变轴承的刚度阻尼系数,消除转子系统的不稳定性。

2 可调轴承的结构设计与数值计算

2.1 可调轴承结构设计和操作原理的描述

椭圆轴承的椭圆是工程意义上的椭圆,不是数学中定义的椭圆,它由两个圆心不重合的圆弧组成。椭圆轴承的顶部间隙小于侧部间隙,因此上下轴瓦均可形成油楔,使椭圆轴承具有更好的运行稳定性。因此椭圆轴承在许多大中型汽轮机中得到了广泛的应用。本文提出的可调椭圆轴承具有调节油膜间隙的能力,通过下瓦的上下滑动改变轴承顶部间隙的大小。如图1所示,可调轴承由上下两瓦组成,轴承上瓦固定,下瓦在楔形滑块的推动下沿着导轨在垂直方向上下滑动。下瓦在向上移动过程中,轴承的油膜间隙减小,刚度系数增加,轴颈被更大油膜力包裹住,承载能力增加。下瓦在向下移动过程中,轴承的油膜间隙增大,刚度系数减小,导致油膜的承载能力减小,但是下瓦向下移动可以获得更大的阻尼消除自激振动,提高系统稳定性。所以旋转机械在运行过程中,选择合理的油膜厚度对转子系统的稳定性有显著的影响。

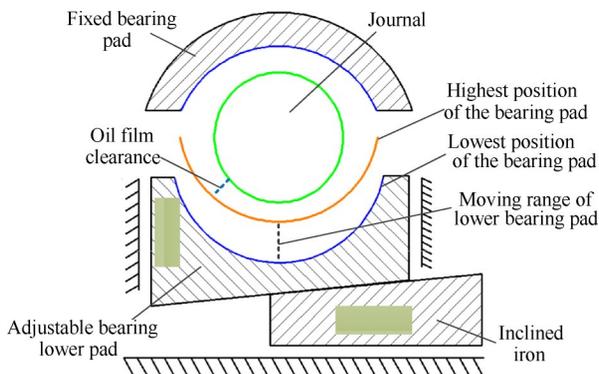


Fig. 1 Schematic diagram of adjustable bearing structure

图2为可调轴承结构设计图,其工作原理是:通过丝杠2把旋转运动转化为楔形滑块8的水平移动,再通过楔形滑块8推动轴承下瓦6上下滑动,从而导致轴承的油膜间隙改变。当轴颈的振动过大不符合工况要求时,通过调节丝杠改变油膜厚度,从而改善转子系统的工作状态。该轴承结构基于机械传动原理,将主动控制应用于流体轴承,可以在不同转速下,根据转子实际的振动情况调节轴承椭圆度,通过

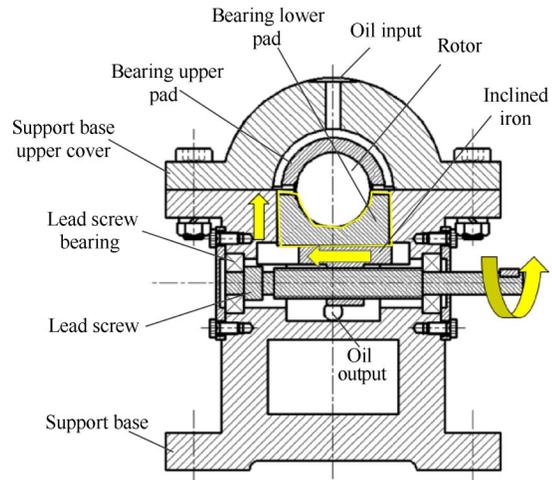


Fig. 2 Adjustable bearing structure design and description

改变油膜厚度来抑制转子的振动,使转子加速过程中的振动幅值始终保持在安全范围内。通过机械传动系统调节轴承油膜间隙是可调轴承的一个重要特征。机械传动系统可靠性高、承载能力大,将机械传动系统应用于滑动轴承,有效改善滑动轴承在不同工况下的工作状态。

可调椭圆轴承的一个重要参数是椭圆度,当轴颈的中心 O' 与轴承的几何中心 O 重合时(见图3),可调轴承半径间隙的最大值为 $c_{\max} \approx c_r$ ($c_r = R - r$),最小值为 $c_{\min} = c_r - e'$, e' 为椭圆轴承的预置偏心距。轴承的椭圆度定义为

$$\delta = \frac{e'}{c_r} = 1 - \frac{c_{\min}}{c_{\max}} \quad (1)$$

在本研究中,椭圆度的调整对转子系统的稳定性有着至关重要的影响。合理调整椭圆度可以大大提高转子系统的稳定性。为了使可调椭圆轴承具有显著的抑制振动效果,可调椭圆轴承的油膜间隙被设计成具有较大的调节范围。本研究中的椭圆度可以从0调节到0.7。当轴承下瓦向下移动到极限位置时,轴承顶隙与侧隙相等,这时轴承成为椭圆度为0的传统圆柱形轴承。当轴承下瓦向上移动时,为了让轴承和轴颈之间具有良好的润滑,必须确保轴承的顶隙不能太窄,因此本研究设定最大椭圆度为0.7。在下面的理论和实验研究中,使用椭圆度作为调节参数。通过研究不同椭圆度下转子系统的动态特性,得到了利用可调轴承提高转子系统稳定性的方法。

椭圆轴承的设计是研究过程中非常重要的一部分。为了满足实验要求,轴承的椭圆度具有尽可能大的调整范围。在这项研究中,轴承的椭圆度设计

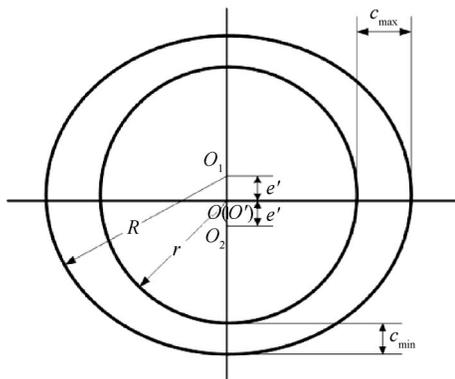


Fig. 3 Geometric relationship between preset eccentricity, top clearance and side clearance of elliptical bearing

为从0变化到0.7。轴承下瓦垂直可移动范围为112μm,用于调整轴承椭圆度。通过上述条件列出以下方程

$$1 - \frac{c_{min1}}{c_{max}} = 0, 1 - \frac{c_{min2}}{c_{max}} = 0.7 \quad (2)$$

$$c_{min1} - c_{min2} = 112 \quad (3)$$

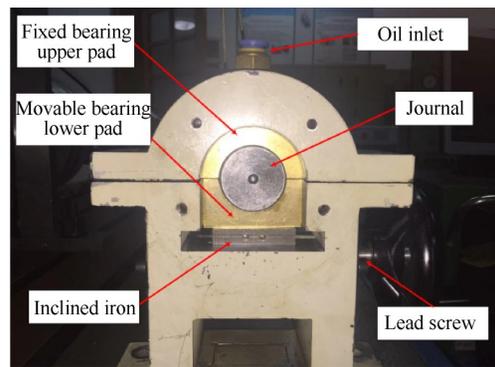
求解上述方程得到顶隙 $c_{min} = 48\mu\text{m} \sim 160\mu\text{m}$, 侧隙 $c_{max} = 160\mu\text{m}$ 。加工孔与轴之间的匹配间隙为160μm。

根据轴承椭圆度的定义计算出上述设计参数满足实验要求,椭圆度可以在0~0.7变化。表1是可调椭圆轴承的具体设计参数。在以后的实验研究中,以椭圆度作为调整参数,通过调整轴承下瓦的移动距离,在不同椭圆度下进行了实验研究。

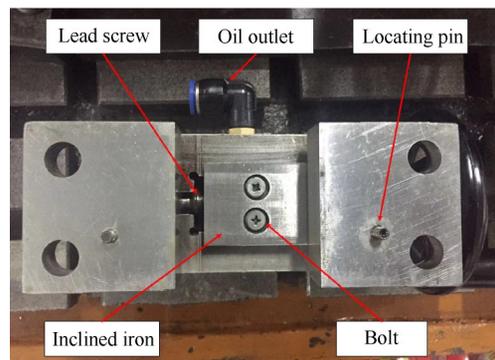
Table 1 Design parameters of adjustable elliptical bearings

Parameters	Value
Bearing width/mm	30
Bearing diameter/mm	40
Ellipticity	0 ~ 0.7
Top clearance/μm	160, 144, 128, 112, 96, 80, 64, 48
Side clearance/μm	160

图4是实现椭圆度可调方案的实际结构装置。轴承瓦被分割为上下两部分,上瓦与基座固定,下瓦可以上下滑动。在丝杠与轴承下瓦之间通过斜铁连接,通过丝杠旋转运动转化为斜铁水平直线运动,通过斜铁水平直线运动转化为下瓦的垂直运动。丝杠的导程为1mm,斜铁与轴承下瓦接触平面的斜率为1/125,当丝杠转动一圈时,带动斜铁水平移动1mm,并导致轴承下瓦垂直滑动8μm。由于斜铁的水平移动范围是14mm,所以可移动下瓦的垂直运动范围是112μm。根据前面介绍的椭圆度计算公式可以得出,



(a) Front view



(b) Top view of partly device

Fig. 4 View and description of the physical structure of the adjustable journal bearing device

丝杠每旋转两圈,下轴瓦垂直移动16μm,椭圆度的值就改变0.1。丝杠处于初始位置(最右端),轴承为圆形轴承。当丝杠旋转两圈时,可调轴承为椭圆度为0.1的椭圆轴承,当丝杠旋转14圈时,椭圆度调整为0.7。下面的研究是根据这种操作方法来调整椭圆度的值。

2.2 可调轴承动力学特性的评估

可调轴承具有调节油膜厚度的能力,油膜厚度不同对应的动力学特性不同。下面开始研究轴承在调节过程中,对轴承的动力学特性造成的影响。有了这些结果,下一步就可以彻底研究可调轴承对转子系统稳定性的影响。

图5是可调轴承工作状态下轴颈和轴瓦的位置关系示意图。在某一工作状态下,可调轴承上瓦和下瓦都可以形成油膜压力,根据轴颈与轴瓦的位置关系,计算出上瓦与下瓦的油膜厚度表达式。图中O为轴承的几何中心;O'为轴颈轴心;O₁,O₂分别为上下轴瓦的圆心;e为轴承偏心距;e'为预置偏心距;e₁,e₂分别为瓦1、瓦2的偏心距;θ为轴承偏位角;θ₁,θ₂分别为瓦1、瓦2的偏位角;W为垂直向下的外载荷;轴承半径为R;轴半径为r;h₁,h₂分别为上下瓦的油膜厚度。参数可调轴承可以根据工况条件,调节油膜

间隙的大小,改变轴颈在轴瓦中的工作位置,同时使轴承的刚度阻尼系数发生变化,从而改变轴承的动力学特性。

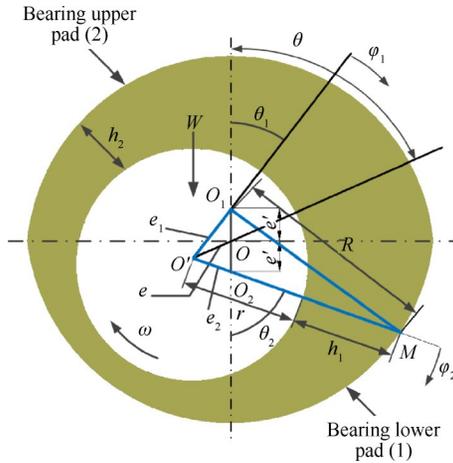


Fig. 5 Schematic diagram of the positional relationship between the journal and the bearing pad under the working condition of the adjustable bearing

根据轴承在稳定工作状态下轴颈中心和轴承中心的几何关系计算油膜厚度。在图5中,根据三角形 $O'O_1M$ 的几何关系建立油膜厚度关系式

$$R^2 = e_1^2 + (r + h_1)^2 - 2e_1(r + h_1)\cos\varphi_1 \quad (4)$$

将上式两端同时减去 $e_1^2\cos^2\varphi_1$ 并整理得

$$h_1 = \sqrt{(R^2 - e_1^2\sin^2\varphi_1)} - r + e_1\cos\varphi_1 \quad (5)$$

将式(5)采用级数展开,得

$$h_1 = R\left[1 - \frac{1}{2}\left(\frac{e_1}{R}\right)^2\sin^2\varphi_1 + \frac{1}{2 \times 4}\left(\frac{e_1}{R}\right)^4\sin^4\varphi_1 - \dots\right] - r + e_1\cos\varphi_1 = C + e_1\cos\varphi_1 - \frac{1}{2} \times \frac{e_1}{R}e_1\sin^2\varphi_1 + \frac{1}{8}\left(\frac{e_1}{R}\right)^3\sin^4\varphi_1 - \dots \quad (6)$$

在流体润滑情况下有 $\frac{e_1}{R} \leq 0.001$,因此略去式(6)中高阶小量,则油膜厚度表达式为

$$h_1 \approx C + e_1\cos\varphi_1 \quad (7)$$

根据下瓦1的油膜厚度表达式和轴承几何关系,用类比法求得上瓦2的油膜厚度表达式为

$$h_2 \approx C + e_2\cos\varphi_2 \quad (8)$$

轴承的偏位角 θ 和偏心距 e 与上下瓦的偏位角和偏心距的几何关系如下

$$e_1 = \sqrt{e^2 + (e')^2 + 2ee'\cos\theta} \quad (9)$$

$$e_2 = \sqrt{e^2 + (e')^2 - 2ee'\cos\theta} \quad (10)$$

$$\theta_1 = \arcsin\frac{e\sin\theta}{e_1} \quad (11)$$

$$\theta_2 = \arcsin\frac{e\sin\theta}{e_2} \quad (12)$$

分别将式(9)~(12)代入式(7)和式(8),得到油膜厚度表达式为

$$h = \begin{cases} c_r + \sqrt{e^2 + (e')^2 + 2ee'\cos\theta} \cos\left(\varphi - \arcsin\frac{e\sin\theta}{e_1}\right) \\ c_r + \sqrt{e^2 + (e')^2 - 2ee'\cos\theta} \cos\left(\varphi - \pi + \arcsin\frac{e\sin\theta}{e_2}\right) \end{cases} \quad (13)$$

将式(13)进行无量纲化,两边除以 c_r ,得到可调轴承油膜厚度的无量纲最终表达式为

$$H = \begin{cases} 1 + \sqrt{\varepsilon^2 + \delta^2 + 2\varepsilon\delta\cos\theta} \cos\left(\varphi - \arcsin\frac{\varepsilon\sin\theta}{e_1}\right) \\ 1 + \sqrt{\varepsilon^2 + \delta^2 - 2\varepsilon\delta\cos\theta} \cos\left(\varphi - \pi + \arcsin\frac{\varepsilon\sin\theta}{e_2}\right) \end{cases} \quad (14)$$

在式(14)的右端含有椭圆度项,通过调节椭圆度的值可以改变油膜厚度的值,这是计算可调轴承动力学特性很重要的一点。椭圆度是椭圆轴承特有的轴承参数,在本文研究中椭圆度的调节对转子系统的稳定性有至关重要的影响,通过合理的调节椭圆度,可以极大提高转子系统的稳定性。为了使椭圆轴承具有明显的抑振作用,设计椭圆轴承的油膜间隙有较大的调节范围,本研究椭圆度变化为0.1~0.7。在后面章节研究可调轴承动力学特性时,以椭圆度为可控变量,通过调节椭圆度的值提高转子系统的稳定性。从式(14)得到上下瓦的油膜厚度后,将油膜厚度表达式带入雷诺方程就可以计算出椭圆轴承的润滑特性。假定轴瓦中流动的油膜遵循以下假设:

- (1)油膜流动是层流,适用于雷诺方程。
- (2)整个油膜的粘度和密度是恒定的。
- (3)轴承在稳定的工况条件下运行。
- (4)轴承边缘处的油膜压力为零,油膜压力不会随着厚度的变化而变化。
- (5)润滑剂的属性在整个油膜中基本不变。
- (6)轴颈不会在轴承中倾斜。
- (7)油膜的可压缩性可以忽略不计。
- (8)与粘性力相比,作用在润滑剂上的重力和惯性力可以忽略不计。
- (9)与径向方向的变化率相比,油膜在轴承的周向和轴向速度的变化率可以忽略不计。
- (10)流体和固体表面之间没有滑动。

然后,假定油膜压力分布 p 满足本文中给出的有限长轴承的无量纲雷诺式

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{d}{l} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \lambda} \right) = 3 \frac{\partial h}{\partial \varphi} + 6(\varepsilon \cos \varphi + \varepsilon \theta' \sin \varphi) \quad (15)$$

在每个离散时刻可调轴承的压力分布通过使用有限差分法 FDM 求解方程式(15)来评估。在轴向和圆周方向上分别以 20×20 间隔的有限差分网格计算油膜压力,计算结果将用于评估轴承的动态特性。

为了找出合理的调节方案提高转子系统的稳定性,需要研究不同椭圆度下轴承的动力学特性。可调轴承上下瓦均是油膜压力负荷区域,所以需要分别计算两个轴瓦的动力学特性。在计算油膜刚度和阻尼系数时,需要首先解出轴颈在轴承中的平衡位置 (θ, e) , 然后根据式(9)~(12)分别计算出上下瓦的偏心率和偏位角。把上下瓦的偏心率和偏位角带入方程(10),计算出上下瓦的油膜厚度。把油膜厚度带入雷诺方程,如式(15),然后对雷诺方程各项扰动参数求偏导,即可获得各项扰动压力的微分方程,如式(16)~(19)。最后对微分方程求积分,获得油膜的动力特性系数,如式(20)~(23)。其中, φ_{11} 是下轴瓦开始形成油膜的角度, φ_{12} 是下轴瓦油膜破裂的角度。 φ_{21} 是上轴瓦形成油膜的角度, φ_{22} 是上轴瓦油膜破裂的角度。阻尼系数的计算过程与刚度系数计算过程基本一致,本文中省略。

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h^3 \frac{\partial p_e}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{d}{l} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(h^3 \frac{\partial p_e}{\partial \lambda} \right) = -3 \sin \varphi - \frac{9}{h} \cos \varphi \frac{\partial h}{\partial \varphi} + \quad (16)$$

$$3h \left[\cos \varphi \frac{\partial h}{\partial \varphi} + \sin \varphi h \right] \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \left(\frac{d}{l} \right)^2 \cos \varphi \frac{\partial h}{\partial \lambda} \frac{\partial p}{\partial \lambda}$$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h^3 \frac{\partial p_\theta}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{d}{l} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(h^3 \frac{\partial p_\theta}{\partial \lambda} \right) = 3 \cos \varphi - \frac{9}{h} \sin \varphi \frac{\partial h}{\partial \varphi} + \quad (17)$$

$$3h \left[\sin \varphi \frac{\partial h}{\partial \varphi} + \cos \varphi h \right] \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \left(\frac{d}{l} \right)^2 \sin \varphi \frac{\partial h}{\partial \lambda} \frac{\partial p}{\partial \lambda}$$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h^3 \frac{\partial p_\varepsilon}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{d}{l} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(h^3 \frac{\partial p_\varepsilon}{\partial \lambda} \right) = 6 \cos \varphi \quad (18)$$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h^3 \frac{\partial p_\theta}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{d}{l} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(h^3 \frac{\partial p_\theta}{\partial \lambda} \right) = 6 \sin \varphi \quad (19)$$

$$K_{xx} = - \int_0^1 \int_{\varphi_{11}}^{\varphi_{12}} p_e \cos(\theta_1 + \varphi_1) d\varphi_1 d\lambda - \int_0^1 \int_{\varphi_{21}}^{\varphi_{22}} p_e \cos(\varphi_2 - \theta_2) d\varphi_2 d\lambda \quad (20)$$

$$K_{yy} = - \int_0^1 \int_{\varphi_{11}}^{\varphi_{12}} p_e \sin(\theta_1 + \varphi_1) d\varphi_1 d\lambda - \int_0^1 \int_{\varphi_{21}}^{\varphi_{22}} p_e \sin(\varphi_2 - \theta_2) d\varphi_2 d\lambda \quad (21)$$

$$K_{yx} = - \int_0^1 \int_{\varphi_{11}}^{\varphi_{12}} p_\theta \cos(\theta_1 + \varphi_1) d\varphi_1 d\lambda - \int_0^1 \int_{\varphi_{21}}^{\varphi_{22}} p_\theta \cos(\varphi_2 - \theta_2) d\varphi_2 d\lambda \quad (22)$$

$$K_{yy} = - \int_0^1 \int_{\varphi_{11}}^{\varphi_{12}} p_\theta \sin(\theta_1 + \varphi_1) d\varphi_1 d\lambda - \int_0^1 \int_{\varphi_{21}}^{\varphi_{22}} p_\theta \sin(\varphi_2 - \theta_2) d\varphi_2 d\lambda \quad (23)$$

上面的描述简单介绍了可调轴承动力学系数的计算过程,利用式(20)~(23)可以计算得到可调轴承动力学系数。为了研究椭圆度对转子系统稳定性的影响,使用上面的公式计算出不同椭圆度下,转子系统升速过程中刚度和阻尼系数的变化关系如图6所示。从计算结果可以发现,随着转速的增大,转子中心位置上移,油膜垂直方向和水平方向的刚度和阻尼系数都减小。在同一转速下,椭圆度越大,垂直方向的刚度和阻尼系数变化显著,水平方向的刚度和阻尼系数变化比较小。这是因为椭圆度增大时,轴承下瓦向上移动,顶隙减小而侧隙不变,必然造成垂直方向的刚度阻尼系数有很大变化,而水平方向的刚度阻尼系数基本不变。

图6中的 K_{xx} 代表水平方向的刚度系数, K_{yy} 代表垂直方向的刚度系数; D_{xx} 代表水平方向的阻尼系数, D_{yy} 代表垂直方向的阻尼系数。滑动轴承交叉刚度和阻尼虽然对系统稳定性有极大的影响,但是从数值模拟定性研究椭圆度对转子振动响应的影响角度,忽略交叉项是可行的。所以为了减小计算量,忽略交叉项。

2.3 可调轴承-转子系统数值计算

旋转机械在加速过程中,转子的振动响应会发生比较大的变化,接近临界转速时转子的共振振幅迅速增长,剧烈的振动严重影响旋转机械的安全稳定运行。为了研究椭圆度对旋转机械稳定性的影响,建立简单的柔性转子模型,如图7所示。通过将可调椭圆轴承应用于旋转机械,研究可调椭圆轴承对旋转机械稳定性的作用。转子轴承系统参数见表2。利用上一节推导的动力学计算公式,求解出不同椭圆度下转子系统升速过程中刚度和阻尼系数的变

化关系,如图6所示。

根据转子轴承系统的结构建立有限元模型,如图8所示。该有限元模型由8个单元组成,其中 M , K , C 分别为转子系统的质量矩阵、刚度矩阵和阻尼矩阵, Q 为系统振动响应矩阵, q 为位移量, F 为系统所受的载荷,其中 F_B 代表轴承对系统施加的载荷, F_D 代表质量盘对系统施加的载荷。轴承的刚度和阻尼矩阵分布在第2和第8个节点位置,质量盘矩阵在第5个节点位置。调节椭圆度时,只需要把相应椭圆度下的刚度和阻尼代入到轴承节点位置的矩阵中,然后建立对应的动力学方程来求解响应。

转子轴承系统的动力学方程为

$$Mq'' + Cq' + Kq = F \quad (24)$$

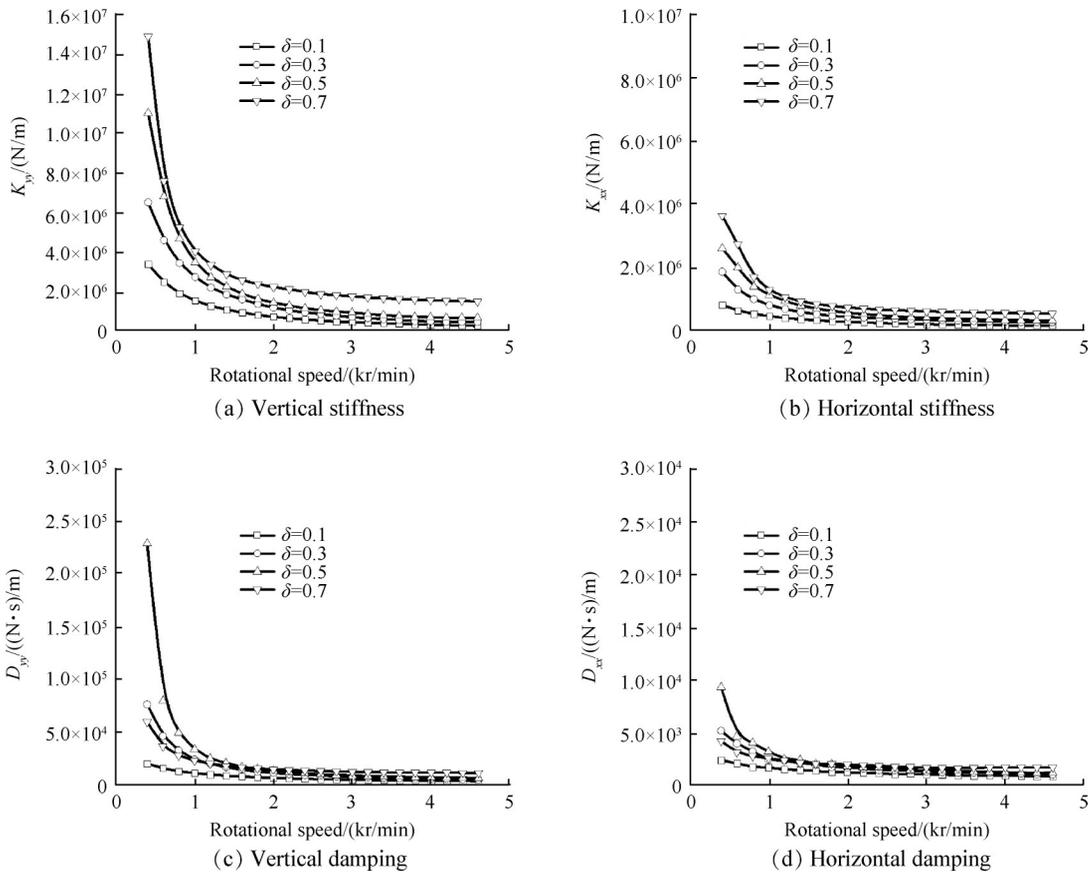


Fig. 6 Stiffness and damping coefficients of the adjustable bearing as a function of rotational speed

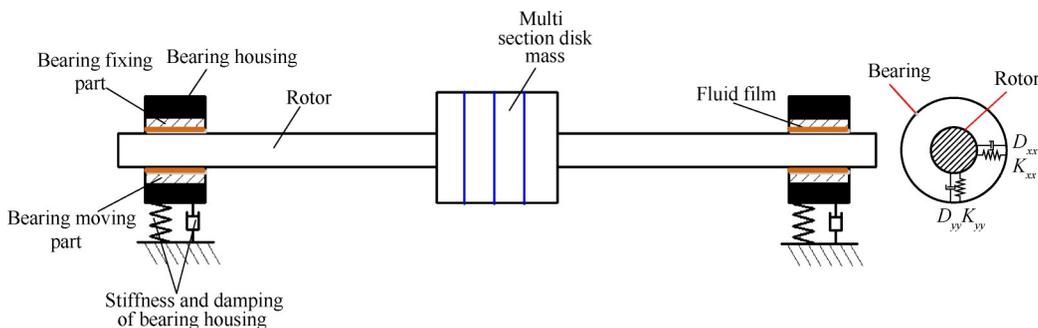


Fig. 7 Adjustable elliptical bearing rotor system model

根据图6得到不同椭圆度下轴承的刚度和转速的关系,把刚度和阻尼系数分别带入到动力学方程中,然后利用 Runge-Kutta 变步长积分求解动力学方程,得到转子系统的动力学响应。详细计算过程在其它文章介绍,本文省略。

通过前面的轴承动力学性能评估和转子系统理论模型设计,大致的研究方案已经建立。下面利用上述理论模型分别研究不同运转情况下,椭圆度对转子系统稳定性的影响。首先研究转子在远离临界转速时,转子以稳定转速运行,调节椭圆度对转子振动响应的影响;然后研究越过临界转速时,椭圆度对转子共振响应的影响。该转子轴承系统的临界转速为 1.5kr/min,选取 1kr/min 和 2kr/min 为远离临界转速

的稳定转速。

首先计算转子稳定运行时,不同椭圆度下转子的振动响应。在固定转速下(1kr/min),分别设置椭圆度为0.1,0.3,0.5和0.7,把刚度和阻尼值分别带入到动力学方程中,然后利用Runge-Kutta变步长积分求解动力学方程,得到转子的动力学响应。图9是轴承位置不同椭圆度下轴颈的振动响应图。其中 A_{hx} , A_{hy} 分别代表轴承位置转子水平方向和垂直方向的振动幅值。

从图9中的计算结果发现,通过引入可调轴承,轴颈的振幅降低高达65%。转子振幅的减小程度与轴承椭圆度有紧密联系。在图9中,椭圆度越大的值导致越强的抑制振动效果,并且水平方向和垂直方向振幅的减小程度几乎相同。椭圆度从0.1调到0.7,转子的振幅明显减小,垂直方向从0.023mm降低到0.007mm,水平方向从0.026mm降低到0.008mm。

然后将转速调节到2kr/min,让转子在此转速下稳定运行,其它工况条件与1kr/min完全相同,研究椭圆度对转子振动幅值的影响。计算结果如图10所示,转子的振幅变化与1kr/min运行时大致相同,减振

作用可以达到60%,但是在2kr/min运转,转子的振幅幅值会更大一些。通过调节椭圆,转子水平和垂直方向的振幅都会明显减小,椭圆度越大,转子的振动幅值越小。

图10中的椭圆度调到0.7时出现了其它振动频率,下面绘制轴心轨迹和振动频域图分析解释这一现象。

图11中转子的轴心轨迹呈椭圆形,在固定转速

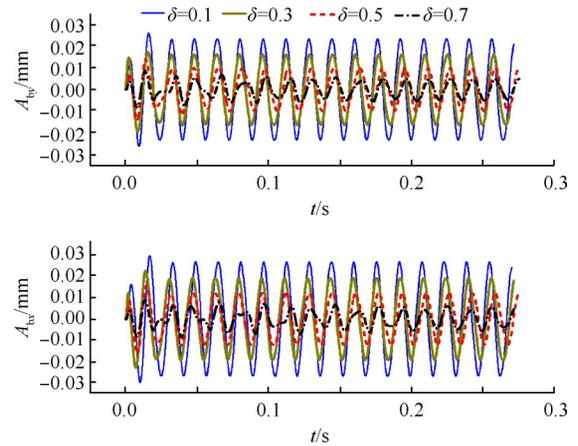


Fig. 9 Vertical and horizontal amplitude of the response of the journal at the locations of the adjustable bearings as a function of time under different ellipticity (1kr/min)

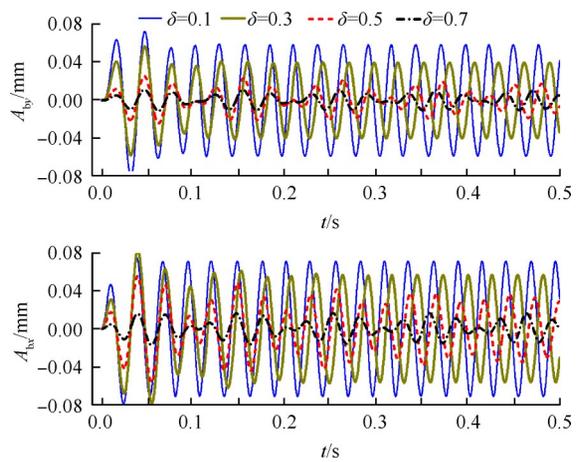


Fig. 10 Vertical and horizontal amplitude of the response of the journal at the locations of the adjustable bearings as a function of time under different ellipticity (2kr/min)

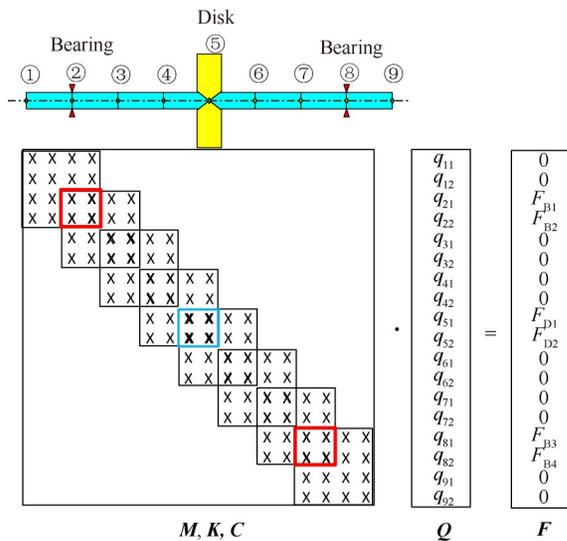


Fig. 8 Assembly of the finite element model of the rotor-bearing system

Table 2 Physical and geometrical properties of the rotor bearing system

Parameters	Value	Parameters	Value
Young's modulus/GPa	206	Disc width/mm	90
Material density/(kg/m ³)	7850	Disc mass/kg	29.3
Lubricant Viscosity/Pa·s	0.011	Shaft mass/kg	13.2
Bearing radius/mm	20	Bearing radial clearance /mm	0.2
Shaft radius/mm	20	Ellipticity	0~0.7
Disc radius/mm	120	Shaft span/m	1.2

2kr/min, 转子振动的幅值随轴承椭圆度的增大而减小; 椭圆度从0.1调节到0.7, 轴心轨迹逐渐减小, 减小程度达到60%以上, 和前面的计算结果一致。由图11还可以发现, 当椭圆度为0.7时, 轴心轨迹出现了大圈套小圈的现象, 这种现象可以用频谱分析解释。

图12为频谱分析结果, 当椭圆度调到0.7时, 系统除了因为质量不平衡导致的转子同频振动外, 还出现了一个新的振动分量, 频率为转频的一半, 这个振动分量是油膜的半频涡动, 图11中出现的轴心轨迹大圈套小圈即是由于发生了油膜半频涡动。油膜半频涡动也就是造成图10中椭圆度为0.7时出现其

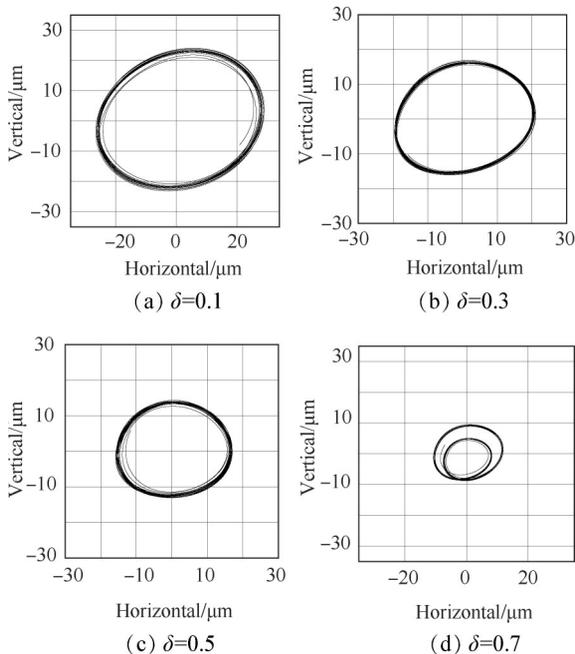


Fig. 11 Axis orbit of journal under different ellipticity at 2kr/min

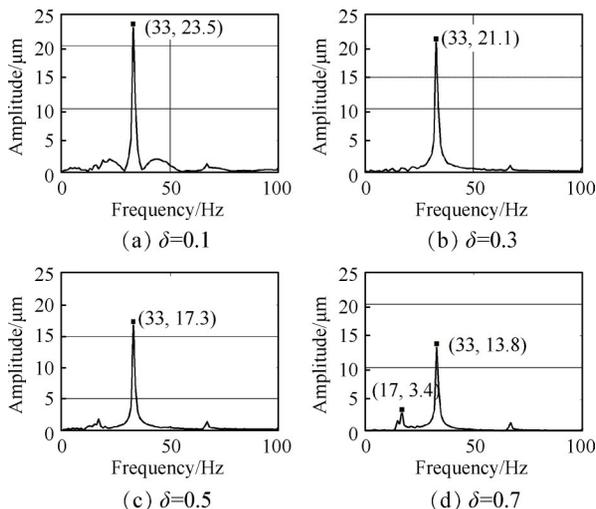


Fig. 12 Frequency domain data of journal under different ellipticity at 2kr/min

它振动频率的原因。油膜涡动一般不会破坏轴承的正常润滑, 对转子的正常运行影响不大, 但是它是转子-轴承系统开始出现失稳的前兆。

由上述两次计算结果可以得出结论, 在远离临界转速的固定转速下, 增大椭圆度可以有效的抑制轴颈的振幅。转子系统的临界转速为1.5kr/min, 1kr/min和2kr/min分别位于临界转速上下两侧, 所以可以推测在加速到临界转速前和越过临界转速以后都可以通过增大椭圆度来减小转子的振幅。下一节将对此推测结论进行验证。

下面再研究越过临界转速时, 椭圆度对转子共振振动的影响。转子以恒定的加速度升速, 在20s内均匀加速到3kr/min。分别设置椭圆为0.1, 0.3, 0.5, 0.7, 计算不同椭圆度下转子的共振振动的变化情况。众所周知, 转子第一阶阵型为弓形, 当越过第一临界转速时, 转子中间位置振幅最大。所以在研究共振响应时, 首先要计算转子中间位置的振幅。图13为不同椭圆度下, 转子越过临界转速时转子中间位置共振振幅的变化情况。其中 A_{mx} , A_{my} 分别代表转子中间位置质量盘处水平方向和垂直方向的振动幅值。

从图13的计算结果可以看出, 在越过临界转速

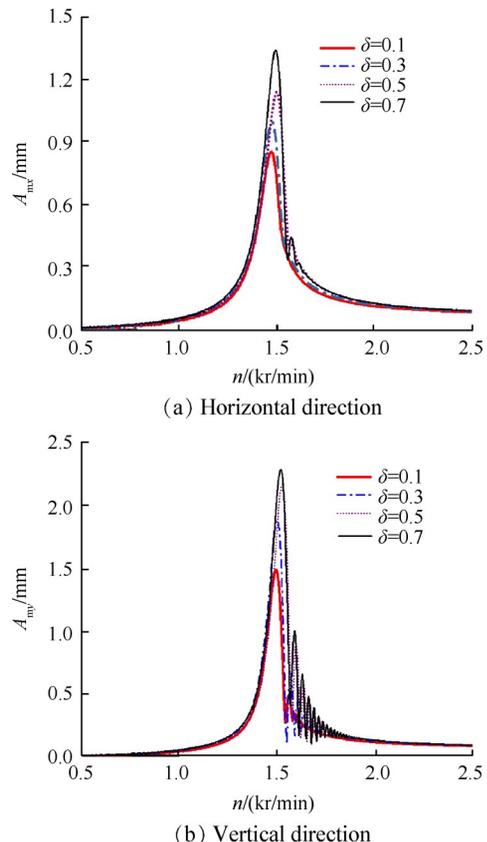


Fig. 13 Response amplitude of rotor disk during rotor acceleration under different ellipticity

时,转子的共振振幅会急剧增大,远远大于在1kr/min和2kr/min运转时转子的振动幅值。并且在越过临界转速时,椭圆度越小(轴承间隙越大)导致越强的抑制振动效果,这与前面1kr/min和2kr/min运行时的计算结果完全相反。从计算数据可以看到,通过减小椭圆度,转子垂直方向的共振振幅从2.25mm降低到1.45mm,振幅减小36%,水平方向的共振振幅从1.35mm降低到0.85mm,振幅减小37%。

从上述三组数值模拟可以得出以下结论:转子加速到临界转速前,增大椭圆度(油膜间隙减小),轴承的刚度增大,轴颈被更大的油膜力包裹住,导致转子的振幅减小;当转子加速到临界转速时,减小椭圆度(油膜间隙增大),轴承获得更大的阻尼,可以吸收转子的振动能量减小转子共振振动;越过临界转速以后,同样通过增大椭圆度(减小油膜间隙)可以减小转子的振动。

3 可调轴承转子系统实验研究

为了验证第三节的数值模拟结果,设计并搭建转子轴承试验台,该试验台的设计结构与数值计算模型一致。试验台的布局及各部分的描述如图14所示,转子轴承系统的物理属性和几何尺寸如表2所示。可调轴承安装在远离电机的一端,在实验过程中可调轴承可以根据工况条件调整椭圆度。本次试验模拟转子系统的加速过程,在20s内转速从0r/min均匀加速到3kr/min,然后降速停机。其中1.5kr/min为转子系统的第一阶临界转速。

旋转机械的设计过程中为了避免共振,一般都会设法让工作转速避开临界转速。根据API684标准,旋转机械工作转速一般低于转子的一阶临界转速(刚性转子),或者介于一阶临界转速和二阶临界转速之间(柔性转子)。对于刚性转子要求转速 $n \leq 0.7n_1$,对于柔性转子要求转速 $1.3n_1 \leq n \leq 0.7n_2$ (n 为

转子转速, n_1 为第一阶临界转速, n_2 为第二阶临界转速)。为了使转子系统有足够的稳定裕度,一般不会让转子在临界转速附近运行。下面调节椭圆度也根据稳定裕度的标准,在到达临界转速前 $0.7n_1$ 调节一次椭圆度,越过临界转速以后 $1.3n_1$ 再调节一次椭圆度。

实验过程中借鉴API684标准以及第三节的数值模拟结论,为了让转子更平稳的升速,在转子的加速过程中需要调节三次椭圆度。刚开始升速形成完整油膜时第一次调节椭圆度,当达到 $0.7n_1$ (约1kr/min)时第二次调节椭圆度,当越过临界转速以后,转速达到 $1.3n_1$ (约2kr/min)时第三次调节椭圆度。转子升速过程椭圆度调节方案如表3所示。

Table 3 Ellipticity adjustment scheme during rotor acceleration

Item	First adjustment	Second adjustment	Third adjustment
First acceleration	$\delta=0.7$	$\delta=0.1$	$\delta=0.7$
Second acceleration	$\delta=0.5$	$\delta=0.3$	$\delta=0.5$
Third acceleration	$\delta=0.3$	$\delta=0.5$	$\delta=0.3$
Fourth acceleration	$\delta=0.1$	$\delta=0.7$	$\delta=0.1$
Fifth acceleration	$\delta=0.0$	$\delta=0.0$	$\delta=0.0$

调节椭圆度,采集转子中间位置振幅响应的实验结果如图15所示。调节椭圆度对转子的升速过程的动力学响应产生很大。第五组升速实验未调节椭圆度(相当于圆轴承),作为其它升速实验的一个衡量标准。从实验数据可以得出,第一次和第二次升速实验转子的振幅小于圆轴承升速过程,第三组和第四组升速实验转子振幅大于圆轴承升速过程。

第一组和第二组实验在刚开始启动时增大椭圆度,达到 $0.7n_1$ 时减小椭圆度,当越过临界转速以后,转速达到 $1.3n_1$ 再次增大椭圆度。其中第一组升速实

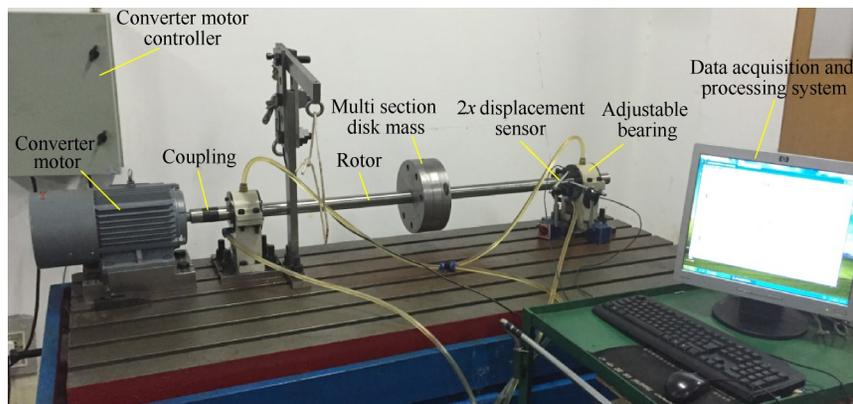


Fig. 14 Physical diagram of adjustable bearing test bench and data acquisition system

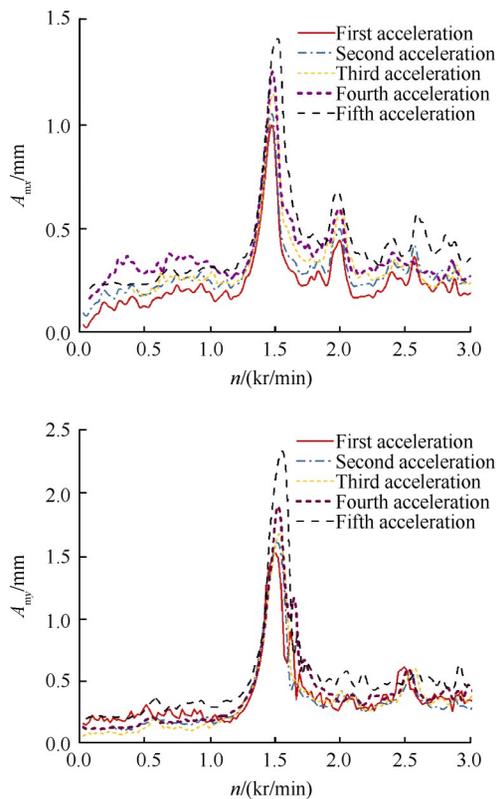


Fig. 15 Response amplitude test results of rotor disk during rotor acceleration under different ellipticity

验转子从启动到加速到工作转速振幅一直处于最小状态,这说明在到达临界转速前增大椭圆度,达到临界转速时减小椭圆度,越过临界转速以后再增大椭圆度为最优的调节方案,这时转子系统在升速过程振幅始终处于比较稳定状态。第三组和第四组实验采用完全相反的调节方案,导致转子的振动愈加增大,远远超过未调节椭圆度时的升速实验。从这些实验调节过程可以得出,合理的调节过程可以有效地减小转子升速过程的振动响应,错误的调节过程也可能导致转子系统出现更大的安全隐患。

上述实验的结论与数值模拟结果一致,验证了数值计算结果的正确性。转子在升速到临界转速前,通过增大椭圆度(油膜间隙减小),轴颈被更大的油膜力包裹住,有效减小转子的振动;当转子经过临界转速时,减小椭圆度(油膜间隙增大),轴承获得更大的阻尼,油膜通过吸收转子的振动能量减小转子共振振动;越过临界转速以后,再次增大椭圆度可以减小转子的振动。

4 结论

本文提出一种轴瓦可移动轴承,该轴承通过机械转动结构实现了轴承间隙的调节。文中详细介绍

了可调轴承的结构设计和工作原理,利用丝杠-斜铁结构精确定位轴承下瓦的位置,实现椭圆度的调节。然后分别在不同转速和椭圆度下,对转子系统的振动响应进行研究,得出以下结论:

(1)滑动轴承的油膜间隙对轴承的动力学特性产生很大影响。通过调节椭圆度可以改变轴承的刚度阻尼特性,从而改善转子系统的运行状态。

(2)通过理论计算得到,远离临界转速时,增大椭圆度(减小油膜间隙)可以有效减小转子的振幅,抑振程度可以达到60%以上,并且水平和垂直方向的抑振程度相同;越过临界转速时,减小椭圆度(增大油膜间隙)可以有效减小转子的振幅,抑振程度可以达到37%,水平和垂直方向的抑振程度相同。

(3)通过实验验证发现,建立合理的椭圆度调节方案可以有效提高转子系统稳定性。转子系统升速过程中,在到达临界转速前增大椭圆度,达到临界转速时减小椭圆度,越过临界转速以后再增大椭圆度为最优的调节方案,这时转子系统的升速过程振幅始终处于比较稳定状态。

目前的研究工作证明,通过手动调节椭圆度可以有效减小转子的振幅。下一步将开发一款时频控制器,建立椭圆度和加速过程中转子振动之间的控制关系,实现可调轴承的主动控制。

致谢:感谢国家自然科学基金资助。

参考文献

- [1] 张宏献,徐武彬,王镇江,等. 椭圆度对椭圆滑动轴承稳定性的影响[J]. 中国机械工程, 2011, 22(20): 2466-2468.
- [2] 张磊,裴世源,徐华. 摇摆工况下两种舰船转子轴承系统的安全性与稳定性研究[J]. 中国科学:技术科学, 2017, 47(4): 719-732.
- [3] Chasalevris A, Dohnal F. A Journal Bearing with Variable Geometry for the Suppression of Vibrations in Rotating Shafts: Simulation, Design, Construction and Experiment [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2015, 52-53: 506-528.
- [4] Chasalevris A, Dohnal F. Improving Stability and Operation of Turbine Rotors Using Adjustable Journal Bearings [J]. *Tribology International*, 2016, 104: 369-382.
- [5] El-Shafei A, Dimitri A S. Controlling Journal Bearing Instability Using Active Magnetic Bearings [J]. *ASME Journal of Engineer for Gas Turbine and Power*, 2010, 132(1): 1-9.
- [6] Dohnal F, Markert R. Enhancement of External Damping of a Flexible Rotor in Active Magnetic Bearings by

- Time-Periodic Stiffness Variation[J]. *Journal of System Design and Dynamics*, 2011, 5(5): 856-865.
- [7] Sivrioglu A S. Adaptive Control of Nonlinear Zero-Bias Current Magnetic Bearing System[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2007, 48: 175-184.
- [8] Krodkiewski J M, Sun L. Modelling of Multi-Bearing Rotor System Incorporating an Active Journal Bearing [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1998, 210(2): 215-229.
- [9] Krodkiewski J M, Cen Y, Sun L. Improvement of Stability of Rotor System by Introducing a Hydrodynamic Damper into an Active Journal Bearing[J]. *International Journal of Rotating Machinery*, 1997, 3(1): 45-52.
- [10] Nonami K. Bend Vibration Control of Rotor System with Active Type Bearing[J]. *JSME Transactions*, 1985, 470(51): 2463-2471.
- [11] Reinig K, Desrochers A. Disturbance Accommodating Controllers for Rotating Mechanical System [J]. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 1986, 108(1): 24-31.
- [12] Nonami K, Zhen L. Model Control with Variable Feedback for Structural Vibration Systems (2nd Report, Application of a Variable Velocity Feedback Method to Flexible Rotor Systems) [J]. *Transactions Japan Society of Mechanical Engineers*, 1989, 517(55): 2336-2341.
- [13] Yang S, Sheu G. On the Spillover of Steady State Unbalance Response of a Rotating Shaft under Velocity Feedback [J]. *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, 2006, 128(2): 143-147.
- [14] Ishida Y, Liu J. Vibration Suppression of Rotating Machinery Utilizing Discontinuous Spring Characteristics [J]. *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, 2008, 130(3): 143-147.
- [15] Palazzolo A B, Lin R R, Alexander R M, et al. Test and Theory for Piezoelectric Actuator for Active Vibration Control of Rotating Machinery[J]. *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, 1991, 113(2).
- [16] Tuma J, Simek J, Skuta J, et al. Active Vibrations Control of Journal Bearings with the Use of Piezoactuators[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2013, 36(2): 618-629.
- [17] Liu J, Ishida Y. Vibration Suppression of Rotating Machinery Utilizing an Automatic Ball Balancer and Discontinuous Spring Characteristics[J]. *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, 2009, 131(4): 1-7.
- [18] Santos I F, Scalabrin A. Control System Design for Active Lubrication with Theoretical and Experimental Examples[J]. *ASME Journal of Engineer for Gas Turbine and Power*, 2002, 125(1): 75-80.
- [19] Nicoletti R, Santos I F. Vibration Control of Rotating Machinery Using Active Tilting-Pad Bearings [C]. *Como: Proceedings of the 2001 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, 2001.
- [20] Santos I F, Nicoletti R. Influence of Orifice Distribution on the Thermal and Static Properties of Hybridly Lubricated Bearings[J]. *International Journal of Solids and Structures*, 2001, 38(10-13): 2069-2081.
- [21] Chasalevris A, Dohnal F. A Journal Bearing with Variable Geometry for the Reduction of the Maximum Response Amplitude During Passage Through Resonance [J]. *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, 2012, 134(6): 5-12.
- [22] Chasalevris A, Dohnal F. Vibration Quenching in a Large Scale Rotor-Bearing System Using Journal Bearings with Variable Geometry[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2014, 333(7): 2087-2099.

(编辑:史亚红)