

液体动静压球形轴承动态特性分析*

DYNAMIC CHARACTERISTICS ANALYSIS OF SPHERICAL HYBRID SLIDING BEARINGS

季东生** 沈景凤*** 陈雨飞 周羿好

(上海理工大学机械工程学院, 上海 200093)

Ji DongSheng SHEN JingFeng CHEN YuFei ZHOU YiHao

(College of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

摘要 分析了轴承参数对球形液体轴承的动态特性的影响规律,为液体球轴承的动态刚度、阻尼以及稳定性提供理论指导。以液体动静压球轴承为研究对象,建立液体球轴承的润滑分析数学模型,采用小扰动法推导出层流状态下动态液体润滑方程,采用有限差分法求解扰动压力偏微分方程,数值计算液体球轴承的刚度系数和阻尼系数,通过数值分析研究轴承的转速、偏心率、平均油膜间隙等参数对轴承的动态特性系数的影响规律。结果表明:转速、偏心率以及平均油膜间隙对油膜的刚度和阻尼有着重要的影响。

关键词 液体动静压球轴承 液体润滑 小扰动法 动态特性系数 数值分析

中图分类号 TH133.37

Abstract Analyzing the influence of bearing parameters on the dynamic characteristics of spherical sliding bearings, which provided theoretical guidance for the operating stiffness, damping and stability of liquid spherical bearings. Taking spherical hybrid sliding bearings as the research object, established the mathematical model of lubrication analysis of spherical sliding bearings, the dynamic liquid lubrication equation under laminar flow was derived by the perturbation method, the partial differential equation of disturbance pressure was solved by the finite difference method, and the liquid was calculated numerically. The stiffness coefficient and damping coefficient of the spherical bearing were used to study the influence of the bearing speed, eccentricity, average oil film clearance and other parameters on the dynamic characteristic coefficient of the bearing through numerical analysis. The results show that the speed, eccentricity and average oil film clearance have an important influence on the stiffness and damping of the oil film.

Key words Spherical hybrid sliding bearings; Liquid lubrication; Perturbation method; Dynamic characteristic coefficient; Data analysis

Corresponding author: SHEN JingFeng, E-mail: sh_jf@163.com, Tel: +86-21-55273617

The project supported by the Shanghai Sailing Program (No.19YF1434500).

Manuscript received 20201111, in revised form 20210311.

引言

液体动静压球形轴承不仅能承受径向、轴向载荷,还能减小润滑过程中的摩擦与磨损等问题,因此具有高回转精度、高动态刚度、高阻尼减振性和长寿命等性能优势,在超精密机床领域获得广泛应用^[1]。作为支承转子系统的滑动轴承,滑动轴承中的油膜起着非线性的支承和阻尼作用,其稳定性的好坏对转子系统有很大的影响^[2]。随着转子高速旋转,转子系统一旦出现失稳现象,可能会发生碰撞、摩擦以及磨损等问题。

因此,有必要对液体润滑轴承的动态特性进行深入研究以及对轴承转子系统稳定性进行分析。

球形液体动静压滑动轴承的动态刚度和阻尼反映了轴颈受外载荷作用下振动位移和振动速度与油膜压力之间的内在联系。计算轴承的动态刚度和阻尼,常用的方法是采用有限差分法和小扰动法,其关键科学问题在于求解动态液体润滑方程得到油膜干扰压力分布^[3]。郭红等^[4]对一种新型结构的滑动轴承-圆锥浮动动静压轴承的动态特性进行了理论分析和数值计算。首先给出内、外膜的动态雷诺方程和边界条件,应

* 20201111 收到初稿, 20210311 收到修改稿。上海市扬帆计划项目(19YF1434500)资助。

** 季东生, 男, 1995 年生。安徽芜湖市人, 汉族, 上海理工大学机械工程学院硕士研究生, 研究方向为机械优化设计。

*** 沈景凤(通信作者), 女, 1968 年生。安徽合肥市人, 汉族, 上海理工大学机械工程学院副教授、硕士生导师, 研究方向为机械设计及理论。

用有限元得到内、外膜 36 个刚度系数和阻尼系数,在此基础上分析该轴承的稳定性,计算器稳定性参数。结果表明该轴承具有稳定性好、易于实现主动控制的优点,在高速旋转机械领域有广泛的应用前景。Ilmar Ferreira Santos^[5]采用可控液膜的液体润滑方式,通过控制刚性和柔性旋转轴的横向振动,来改善轴承的动态特性,并通过增加阻尼消除失稳问题,研究结果表明,刚度和阻尼是影响轴承承载能力的重要因素。Lu D 等^[6]通过微扰法探究了转速以及轴承结构参数如转子直径,偏心率以及轴承间隙等对轴承动态特性的影响,为液体动静压轴承的设计提供了理论依据,其研究结果为本文的动态特性分析提供了较好的研究思路和计算方法。

另外,很多学者采用有限差分法和牛顿迭代法求解 Reynolds 方程分析气体动静压球轴承的静、动态特性。贾晨辉等^[7]通过微扰法建立扰动压力控制方程,采用有限差分法和松弛迭代法求解得到微扰动下气膜动态特性系数,并探究偏心率对其影响规律。文献[8]采用 Fluent 软件对轴承气膜瞬态流场的润滑特性进行模拟,并对气膜压力分布和动态特性进行了数值计算,分析了供气压力、转速以及切向角对轴承动态特性系数的影响。Wenjun Li 等^[9]采用小扰动法推导出陀螺仪中气体球轴承的扰动压力方程,用有限差分法对其求解获得轴承动态特性系数,并模拟了轴心运动轨迹。Sharma 等^[10]通过微扰法推导出静压圆柱轴承干扰系数方程,采用有限差分法数值求解得到轴承的承载力、油膜刚度和阻尼系数,并与有限元计算结果进行了对比,证明了数值求解的正确性。

本文以液体动静压球轴承为研究对象,建立液体润滑分析数学模型,通过微扰法对稳态 Reynolds 方程施加压力扰动,并采用有限差分法和松弛迭代法求解稳态的油膜压力分布和扰动压力分布。通过对扰动压力进一步计算,本文得到了液体动静压球轴承的刚度和阻尼系数,并探究了轴承的转速、偏心率、平均油膜间隙等参数对轴承的动态特性系数的影响规律。本文研究为保证产品稳定的主轴回转精度和整机性能提供理论依据,也为液体动静压球形轴承的工程应用提供一定的理论基础和参考数据。

1 SHSB 的润滑分析数学模型

1.1 轴承的结构

液体润滑球轴承的三维结构如图 1 所示。液压泵输出一定压力的油通过节流阀流入轴承间隙,形成静压,在静压条件下具有负载能力。通过轴承表面之间的高速旋转,在转子和定子之间形成楔形表面以产生动压。

在图 1 中,来自液压系统的具有一定压力的液体通过节流器流入球轴承间隙。液体通过轴承间隙流向轴承座的边缘并汇入液压回路中。凸球半径由 R 表示,球心由 o 表示,而 r 表示凹球的半径。 P_s 为小孔供油压力; φ_1 为供油切向角, φ_2 为包角, c 表示平均油膜间隙, P_a 表示大气压。

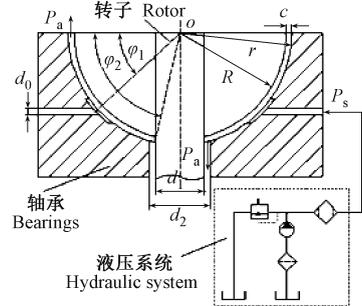


图 1 液体球轴承示意图

Fig.1 Schematic diagram of SHSBs

1.2 润滑分析数学模型

以计算流体力学和液体润滑理论为基础,通过流体连续方程、运动方程以及边界条件,建立液体动静压球轴承层流状态下非线性无量纲液体动静压雷诺方程

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) + \sin \phi \frac{\partial}{\partial \phi} \left(\sin \phi H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \phi} \right) = \Lambda \sin^2 \phi \frac{\partial H}{\partial \theta} + \Omega \sin^2 \phi \frac{\partial H}{\partial t} \quad (1)$$

式中, $\Lambda = (6\omega\eta R^2/P_a c^2)$, $\Omega = (12\eta R^2/P_a c^2)$, H 为无量纲油膜厚度; \bar{P} 为无量纲油膜压力; ω 为旋转轴角速度; η 为液体黏滞系数; P_a 为环境压力; c 为油膜初始间隙; t 表示时间。

由于轴承受到自身的重力和外部载荷的作用,主轴存在偏心导致油膜厚度分布不均,假设转子静态位置如图 2 所示。

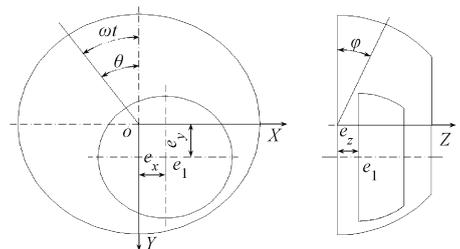


图 2 转子平衡位置

Fig.2 Rotor balance position

稳态情况下,轴承间隙任意一点 (x, y, z) 处的油膜厚度的表达式为

$$h_0 = c(1 + \varepsilon_x \cos \theta \sin \varphi + \varepsilon_y \sin \theta \sin \varphi + \varepsilon_z \cos \varphi) \quad (2)$$

无量纲化可得到

$$H_0 = 1 + \varepsilon_x \cos \theta \sin \varphi + \varepsilon_y \sin \theta \sin \varphi + \varepsilon_z \cos \varphi \quad (3)$$

2 动态特性参数的计算

2.1 扰动压力方程推导

为求球轴承的动态刚度和阻尼, 本文采用小扰动法建立扰动压力方程, 即给图2所示的轴承液体油膜径向和轴向分别一个小位移扰动 $\Delta \varepsilon_x, \Delta \varepsilon_y, \Delta \varepsilon_z$, 油膜受到小扰动时, 会引起油膜厚度变化, 根据获得扰动压力来计算轴承的动态刚度和阻尼。

假定球轴承在某一工况下稳定运行, 其稳态的油膜压力为 \bar{P}_0 , 油膜厚度为 H_0 , 施与微小扰动量, 并忽略高阶项后, 扰动量由轴心偏离静态平衡位置的瞬时位移扰动量 ($\Delta x, \Delta y, \Delta z$) 和轴心瞬时速度扰动量 ($\Delta \dot{x}, \Delta \dot{y}, \Delta \dot{z}$) 组成, 采用“简正模”方法分析

$$\begin{cases} \Delta e_x = \frac{\Delta x}{c} = |\Delta e_x| e^{i\omega t} \\ \Delta e_y = \frac{\Delta y}{c} = |\Delta e_y| e^{i\omega t} \\ \Delta e_z = \frac{\Delta z}{c} = |\Delta e_z| e^{i\omega t} \end{cases} \quad (4)$$

$$\text{并且} \begin{cases} \Delta e_x = \frac{\partial \Delta e_x}{\partial t} = i \Delta e_x \\ \Delta e_y = \frac{\partial \Delta e_y}{\partial t} = i \Delta e_y \\ \Delta e_z = \frac{\partial \Delta e_z}{\partial t} = i \Delta e_z \end{cases} \quad \begin{cases} \Delta e_x = -\Delta e_x \\ \Delta e_y = -\Delta e_y \\ \Delta e_z = -\Delta e_z \end{cases}$$

无量纲油膜动态厚度 H 变化表达式为

$$H = H_0 + \Delta H = H_0 + \Delta e_x \cos\theta \sin\varphi + \Delta e_y \sin\theta \sin\varphi + \Delta e_z \cos\varphi \quad (5)$$

油膜厚度变化会导致油膜压力的变化, 将瞬态下的油膜压力 \bar{P} 的 Taylor 展开可以简化为

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial \theta} (H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial \theta}) + \sin\varphi \frac{\partial}{\partial \varphi} (\sin\varphi H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial \varphi}) + [\frac{\partial}{\partial \theta} (H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_x}{\partial \theta}) + \sin\varphi \frac{\partial}{\partial \varphi} (\sin\varphi H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_x}{\partial \varphi})] \Delta e_x + \\ & [\frac{\partial}{\partial \theta} (H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_y}{\partial \theta}) + \sin\varphi \frac{\partial}{\partial \varphi} (\sin\varphi H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_y}{\partial \varphi})] \Delta e_y + [\frac{\partial}{\partial \theta} (H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_z}{\partial \theta}) + \sin\varphi \frac{\partial}{\partial \varphi} (\sin\varphi H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_z}{\partial \varphi})] \Delta e_z \\ & [\frac{\partial}{\partial \theta} (H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_x}{\partial \theta}) + \sin\varphi \frac{\partial}{\partial \varphi} (\sin\varphi H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_x}{\partial \varphi})] \Delta e_x + [\frac{\partial}{\partial \theta} (H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_y}{\partial \theta}) + \sin\varphi \frac{\partial}{\partial \varphi} (\sin\varphi H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_y}{\partial \varphi})] \Delta e_y + \\ & [\frac{\partial}{\partial \theta} (H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_z}{\partial \theta}) + \sin\varphi \frac{\partial}{\partial \varphi} (\sin\varphi H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_z}{\partial \varphi})] \Delta e_z \end{aligned}$$

式(7)等号右侧展开为

$$\begin{aligned} & \Lambda \sin^2 \varphi \frac{\partial H_0}{\partial \theta} + \Delta e_x \Omega \sin^3 \varphi \cos\theta + \Delta e_y \Omega \sin^3 \varphi \sin\theta + \Delta e_z \Omega \sin^2 \varphi \cos\varphi - \\ & \Delta e_x \Lambda \sin^2 \varphi \sin\theta - \Delta e_x \frac{\partial}{\partial \theta} (3H_0^2 \cos\theta \sin\varphi \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial \theta}) - \Delta e_x \sin\varphi \frac{\partial}{\partial \varphi} (3H_0^2 \cos\theta \sin^2 \varphi \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial \varphi}) + \\ & \Delta e_y \Lambda \sin^2 \varphi \cos\theta - \Delta e_y \frac{\partial}{\partial \theta} (3H_0^2 \sin\theta \sin\varphi \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial \theta}) - \Delta e_y \sin\varphi \frac{\partial}{\partial \varphi} (3H_0^2 \sin\theta \sin^2 \varphi \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial \varphi}) + \\ & \Delta e_z \Lambda \sin^3 \varphi - \Delta e_z \frac{\partial}{\partial \theta} (3H_0^2 \cos\varphi \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial \theta}) - \Delta e_z \sin\varphi \frac{\partial}{\partial \varphi} (3H_0^2 \sin^2 \varphi \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial \varphi}) \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \bar{P} = \bar{P}_0 + \Delta \bar{P} = \bar{P}_0 + \bar{P}_x \Delta e_x + \bar{P}_y \Delta e_y + \\ \bar{P}_z \Delta e_z + \bar{P}_x \Delta e_x + \bar{P}_y \Delta e_y + \bar{P}_z \Delta e_z \end{aligned} \quad (6)$$

式中, $\Delta e_x = \partial \Delta e_x / t, \Delta e_y = \partial \Delta e_y / t, \Delta e_z = \partial \Delta e_z / t, \bar{P}_x, \bar{P}_y, \bar{P}_z, \bar{P}_x, \bar{P}_y, \bar{P}_z$ 分别表示无量纲油膜压力对动态运动的导数。

$$\text{其中, } \bar{P}_x = \frac{\partial \bar{P}}{\partial \Delta e_x}, \bar{P}_y = \frac{\partial \bar{P}}{\partial \Delta e_y}, \bar{P}_z = \frac{\partial \bar{P}}{\partial \Delta e_z}, \bar{P}_x = \frac{\partial \bar{P}}{\partial \Delta e_x},$$

$$\bar{P}_y = \frac{\partial \bar{P}}{\partial \Delta e_y}, \bar{P}_z = \frac{\partial \bar{P}}{\partial \Delta e_z}.$$

将式(5)和式(6)代入液体动静压雷诺方程(1)得到

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial \theta} [(H_0 + \Delta H)^3 \frac{\partial (\bar{P}_0 + \Delta \bar{P})}{\partial \theta}] + \sin\varphi \frac{\partial}{\partial \varphi} \\ & [\sin\varphi (H_0 + \Delta H)^3 \frac{\partial (\bar{P}_0 + \Delta \bar{P})}{\partial \varphi}] = \\ & \Lambda \sin^2 \varphi \frac{\partial (H_0 + \Delta H)}{\partial \theta} + \Omega \sin^2 \varphi \frac{\partial (H_0 + \Delta H)}{\partial t} \end{aligned} \quad (7)$$

考虑到 ΔH 是微小量, 则可以忽略高阶项保留一次项

$$\begin{aligned} (H_0 + \Delta H)^3 = H_0^3 + 3H_0^2 \Delta e_x \cos\theta \sin\varphi + \\ 3H_0^2 \Delta e_y \sin\theta \sin\varphi + 3H_0^2 \Delta e_z \cos\varphi \end{aligned} \quad (8)$$

将式(4)代入到(7)中并将式中 $\Delta \bar{P}$ 展开, 转子处于平衡位置稳态情况下, 对油膜微小扰动时, 油膜压力的增量由轴颈的瞬时位移扰动量所引起, 与时间无关, 因此忽略油膜压力对时间 t 的偏导数, 则式(7)等号左边展开为

联立式(8)和式(9)得到方程组为

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \theta} (H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial \theta}) + \sin \varphi \frac{\partial}{\partial \varphi} (\sin \varphi H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial \varphi}) &= \Lambda \sin^2 \varphi \frac{\partial H_0}{\partial \theta} \\ \frac{\partial}{\partial \theta} (H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_x}{\partial \theta}) + \sin \varphi \frac{\partial}{\partial \varphi} (\sin \varphi H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_x}{\partial \varphi}) &= \\ &- \Lambda \sin^2 \varphi \sin \theta - \frac{\partial}{\partial \theta} (3H_0^2 \cos \theta \sin \varphi \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial \theta}) - \sin \varphi \frac{\partial}{\partial \varphi} (3H_0^2 \cos \theta \sin^2 \varphi \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial \varphi}) \\ \frac{\partial}{\partial \theta} (H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_y}{\partial \theta}) + \sin \varphi \frac{\partial}{\partial \varphi} (\sin \varphi H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_y}{\partial \varphi}) &= \\ &\Lambda \sin^2 \varphi \cos \theta - \frac{\partial}{\partial \theta} (3H_0^2 \sin \theta \sin \varphi \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial \theta}) - \sin \varphi \frac{\partial}{\partial \varphi} (3H_0^2 \sin \theta \sin^2 \varphi \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial \varphi}) \\ \frac{\partial}{\partial \theta} (H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_z}{\partial \theta}) + \sin \varphi \frac{\partial}{\partial \varphi} (\sin \varphi H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_z}{\partial \varphi}) &= \\ &\Lambda \sin^3 \varphi - \frac{\partial}{\partial \theta} (3H_0^2 \cos \varphi \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial \theta}) - \sin \varphi \frac{\partial}{\partial \varphi} (3H_0^2 \sin^2 \varphi \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial \varphi}) \\ \frac{\partial}{\partial \theta} (H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_x}{\partial \theta}) + \sin \varphi \frac{\partial}{\partial \varphi} (\sin \varphi H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_x}{\partial \varphi}) &= \Omega \sin^3 \varphi \cos \theta \\ \frac{\partial}{\partial \theta} (H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_y}{\partial \theta}) + \sin \varphi \frac{\partial}{\partial \varphi} (\sin \varphi H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_y}{\partial \varphi}) &= \Omega \sin^3 \varphi \sin \theta \\ \frac{\partial}{\partial \theta} (H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_z}{\partial \theta}) + \sin \varphi \frac{\partial}{\partial \varphi} (\sin \varphi H_0^3 \frac{\partial \bar{P}_z}{\partial \varphi}) &= \Omega \sin^2 \varphi \cos \varphi \end{aligned} \right. \quad (11)$$

式(11)的七个方程都具有类似的形式,将稳定状态下的油膜压力 \bar{P}_0 和油膜厚度 H_0 作为已知条件,采用有限差分方法来求解其中的油膜静态压力分布对动态运动的偏导数 $\bar{P}_x, \bar{P}_y, \bar{P}_z, \bar{P}_x, \bar{P}_y, \bar{P}_z$ 的分布情况。

2.2 扰动压力数值计算

采用有限差分法对式(10)求解,获得干扰压力分布。将式(10)中的每个方程转化成差分形式

$$(\bar{P}_\xi)_{i,j} = \frac{A_{i,j}(\bar{P}_\xi)_{i+1,j} + B_{i,j}(\bar{P}_\xi)_{i,j+1} + C_{i,j}(\bar{P}_\xi)_{i-1,j} + D_{i,j}(\bar{P}_\xi)_{i,j-1} + E_{i,j}}{F_{i,j}} \quad (12)$$

式中, $\xi = x, y, z, \dot{x}, \dot{y}, \dot{z}, A_{i,j}, B_{i,j}, C_{i,j}, D_{i,j}, E_{i,j}, F_{i,j}$ 均为扰动压力方程系数。

数值计算所用到的边界条件:

在球轴承工作时,其工作边界条件需要严格设定。

由式(11)知,边界处的干扰压力为零,故干扰压力边界条件

$$\bar{P}_{\xi(\varphi_1)} = \bar{P}_{\xi(\varphi_2)} = 0 \quad (13)$$

轴承间隙的液压油流入大气中与大气压相等,故大气压边界条件

$$\bar{P}(\varphi_1) = \bar{P}(\varphi_2) = P_a \quad (14)$$

液压系统将具有一定压力的液压油注入 6 个节流器分别流入供油孔,因此供油孔处的油膜压力等于节流后的压力,静压条件

$$\bar{P}(\theta) = \bar{P}(\theta + 60^\circ n) = P_s \quad (15)$$

当液压油通过供油孔进入轴承间隙后,流体连续流动,忽略油膜破裂,一旦油膜发生破裂,常用雷诺边界条件,认为油膜在破裂区域内,油膜压力的分布曲率为 0。在本文中,认为油膜无破裂现象,认为任意位置

的油膜压力和沿圆周方向经过一周处的压力是相等的,因此,压力连续条件

$$\frac{\partial \bar{P}(\theta)}{\partial \theta} = \frac{\partial \bar{P}(\theta + 2\pi)}{\partial \theta} \quad (16)$$

利用计算机编程,采用有限差分法对方程求得压力 $\bar{P}_{i,j}$,为了加快计算机计算收敛速度,利用松弛法改善地带性能,松弛法公式为

$$P_{i,j}^{(k+1)} = \omega P_{i,j}^k + (1 - \omega) \bar{P}_{i,j}^{(k+1)} \quad (17)$$

式中, ω 为松弛因子,一般取值 0 ~ 2; k 为迭代系数。

当迭代到一定次数时,迭代结果符合收敛准则,迭代终止。采用的收敛准则为

$$\delta \geq \left(\sum_{i=1}^N |P_i^k - p_i^{k-1}| \right) / \sum_{i=1}^N P_i \quad (18)$$

式中, δ 为收敛精度。

判断迭代结果是否达到足够的精度, δ 是个很小的量,文中取值为 10^{-7} 。当迭代精度小于 10^{-7} 时,迭代终止。表 1 为研究轴承的结构和液体参数。

表 1 轴承参数表

Tab.1 Bearing parameter table

参数 Parameter	数值 Value
轴承半径 Bearing radius R/m	0.06
油膜平均厚度 Average thickness of oil film h_0/m	3×10^{-5}
节流孔数 Number of orifices	6
孔径 Diameter of orifices d/mm	4
大气压强 Atmospheric pressure P_a/MPa	0.1
液体黏度 Liquid viscosity $\eta/(Pa \cdot S)$	5.835×10^{-3}
液体密度 Liquid density $\rho/(kg \cdot m^{-3})$	0.873×10^{-3}
x 方向偏心率 Eccentricity of x -direction ε_x	0.3
y 方向偏心率 Eccentricity of y -direction ε_y	0.3
z 方向偏心率 Eccentricity of z -direction ε_z	0.2

2.3 轴承刚度和阻尼系数的计算

油膜的承载力可以通过对油膜压力场沿 x, y, z 三个方向积分求出

$$\begin{cases} F_x \\ F_y \\ F_z \end{cases} = \begin{cases} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_0^{2\pi} PR^2 \sin^2 \varphi \cos \theta d\theta d\varphi \\ \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_0^{2\pi} PR^2 \sin^2 \varphi \sin \theta d\theta d\varphi \\ \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_0^{2\pi} PR^2 \sin \varphi \cos \varphi d\theta d\varphi \end{cases} \quad (19)$$

通过油膜承载力对各个方向位移和速度求导可得到油膜的刚度和阻尼系数。因此无量纲的油膜刚度和阻尼计算公式为

$$\begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} & K_{xz} \\ K_{yx} & K_{yy} & K_{yz} \\ K_{zx} & K_{zy} & K_{zz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial x} & \frac{\partial F_y}{\partial x} & \frac{\partial F_z}{\partial x} \\ \frac{\partial F_x}{\partial y} & \frac{\partial F_y}{\partial y} & \frac{\partial F_z}{\partial y} \\ \frac{\partial F_x}{\partial z} & \frac{\partial F_y}{\partial z} & \frac{\partial F_z}{\partial z} \end{bmatrix} = \frac{P_a R^2}{c} \iint_{\Omega} \begin{bmatrix} P_x \sin^2 \varphi \cos \theta & P_y \sin^2 \varphi \cos \theta & P_z \sin^2 \varphi \cos \theta \\ P_x \sin^2 \varphi \sin \theta & P_y \sin^2 \varphi \sin \theta & P_z \sin^2 \varphi \sin \theta \\ P_x \sin \varphi \cos \varphi & P_y \sin \varphi \cos \varphi & P_z \sin \varphi \cos \varphi \end{bmatrix} d\theta d\varphi \quad (20)$$

$$\begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} & C_{xz} \\ C_{yx} & C_{yy} & C_{yz} \\ C_{zx} & C_{zy} & C_{zz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial \dot{x}} & \frac{\partial F_y}{\partial \dot{x}} & \frac{\partial F_z}{\partial \dot{x}} \\ \frac{\partial F_x}{\partial \dot{y}} & \frac{\partial F_y}{\partial \dot{y}} & \frac{\partial F_z}{\partial \dot{y}} \\ \frac{\partial F_x}{\partial \dot{z}} & \frac{\partial F_y}{\partial \dot{z}} & \frac{\partial F_z}{\partial \dot{z}} \end{bmatrix} = \frac{P_a R^2}{c\omega} \iint_{\Omega} \begin{bmatrix} P_x \sin^2 \varphi \cos \theta & P_y \sin^2 \varphi \cos \theta & P_z \sin^2 \varphi \cos \theta \\ P_x \sin^2 \varphi \sin \theta & P_y \sin^2 \varphi \sin \theta & P_z \sin^2 \varphi \sin \theta \\ P_x \sin \varphi \cos \varphi & P_y \sin \varphi \cos \varphi & P_z \sin \varphi \cos \varphi \end{bmatrix} d\theta d\varphi \quad (21)$$

通过数值编程计算,求解液体球轴承的静态和动态特性,图 3 为计算流程图。根据表 1 的轴承参数计算得到,当偏心率 $\varepsilon=0.3$,油膜间隙为 $c=30 \mu m$,供油压力为 $P_s=0.2 MPa$,转速 $\omega=2000 r/min$ 时的液体球轴承稳定状态下的油膜压力分布情况,如图 4 所示。

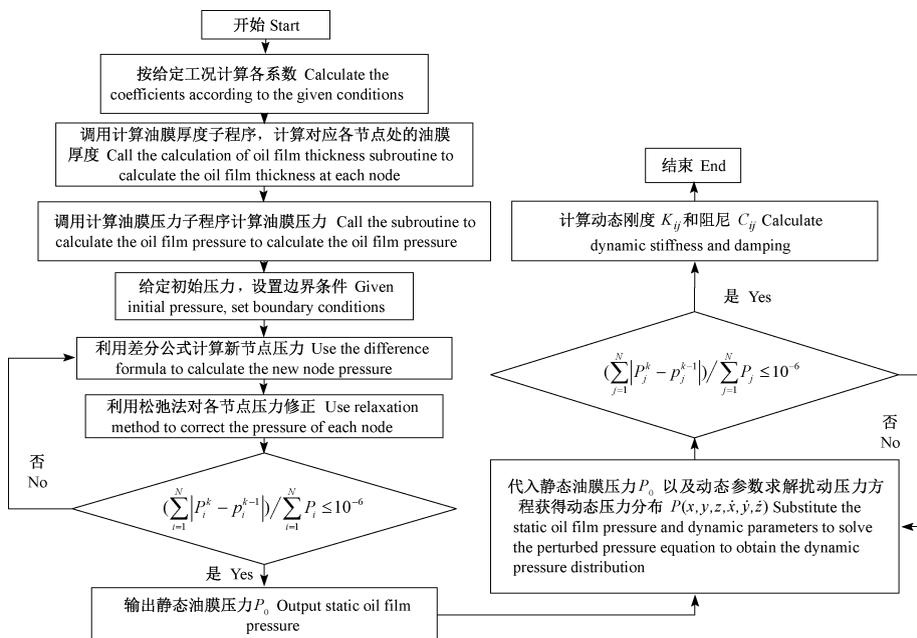


图 3 计算流程图

Fig.3 Calculation route diagram

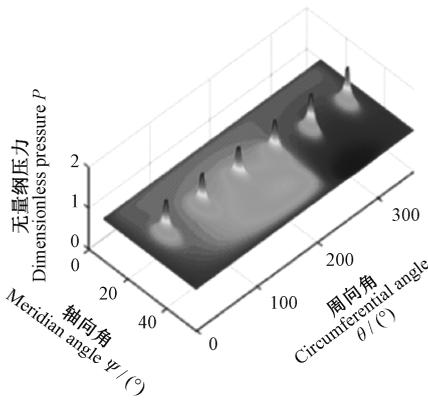


图 4 稳态油膜压力分布

Fig.4 Steady state oil film pressure distribution

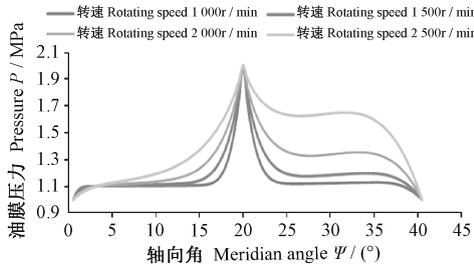
从图 4 中可以看出,当主轴转速较低时,主要靠液体静压提供压力,动压效果并不明显。油膜厚度越小,楔形效应越明显,油膜压力越大,当沿子午线夹角等于 150° 附近时,动压油膜压力最大。润滑油进入楔形口时,油膜压力增大,动压效果明显;当从楔形面积变大时,动压效应逐渐减弱。当润滑油从供油孔进入后,供油孔小距离范围内,油膜压力急剧下降,然后逐渐沿周向和径向继续变小,直至与大气压强相等。润滑油在进入轴承楔形间隙即周向角为 150° 附近时,油膜压力出现增大的区域,动压效应明显。在经过油膜最小厚度处,当楔形间隙增大即周向角为 260° 附近时,油膜动压效应减弱,出现低压甚至负压区。

影响动压效应的最显著的两个因素是工作转速和偏心率,为研究在不同转速和偏心率等参数对油膜压力的影响规律,在油膜间隙 $c = 30 \mu\text{m}$,探究了周向角为 150° 时的油膜压力分布情况,如图 5 所示。图 5a 探究了偏心率 $\varepsilon_x = 0.3, \varepsilon_y = 0.3, \varepsilon_z = 0.3$ 时,转速对油膜压力的影响,从图中可以直观地看出在转速为 1000 r/min 条件下,动压效应还不是特别明显,当转速由 1000 r/min 增大到 2500 r/min 时,由动压效应引起的压力区明显变宽,油膜压力也随之增大,承载能力随之增大。在周向角为 30° 时,可以看到油膜压力随着转速的增加而急剧增大。由图 5b 可以看到在偏心率为 0.1 的时候,动压效应还不是特别明显,当偏心率增大时,油膜间隙减小,动压效应更为显著,油膜压力也随之增大。

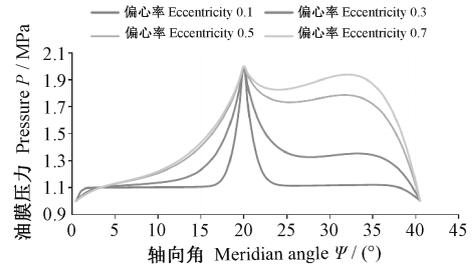
3 轴承动态特性系数仿真分析

液体润滑球轴承广泛用于超精密仪器,例如圆度仪和陀螺仪 (Gyroscopes),因此它们的动态特性的研究至关重要。为了确定最优液体润滑球轴承的设计参数,必须进行参数化研究。根据参数表 1,关于液体球轴承的动态特性与转速的关系如图 5 所示。考虑到轴承交叉刚度和交叉阻尼与直接刚度和阻尼有着相同的趋势,在此部分就没有详细的讨论。

从图 6 中可以看出,在恒定偏心率 ($\varepsilon_x = 0.3, \varepsilon_y =$



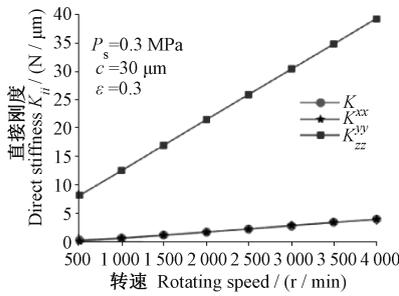
(a) 油膜压力随转速变化曲线
(a) Variation curve of oil film pressure with speed



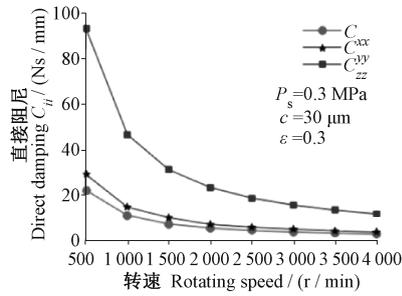
(b) 油膜压力随偏心率变化曲线
(b) Variation curve of oil film pressure with eccentricity

图 5 油膜压力随参数变化情况

Fig.5 Change of oil film pressure with parameters



(a) 直接刚度
(a) Direct stiffness



(b) 直接阻尼
(b) Direct damping

图 6 直接刚度和阻尼与转速的关系

Fig.6 The relationship between direct stiffness and damping and speed

0.3, $\varepsilon_z = 0.3$) 情况下, 直接刚度系数 K_{xx}, K_{yy}, K_{zz} 随着转速的增加近似线性增加。相反, 阻尼系数 C_{xx}, C_{yy}, C_{zz} 随着转速的增减而快速减小。具体来说, 刚度系数 K_{zz} 随着转速的增加而迅速增大, 而 K_{xx}, K_{yy} 的数值几乎相等, 在相对平缓的情况下增加。同样的, 阻尼系数 C_{zz} 随着转速的增加快速减小, 而阻尼系数 C_{xx}, C_{yy} 缓慢较小并趋向定值, 这一趋势和文献 [11] 保持一致的。

轴承的平均油膜间隙和偏心率对轴承的动态特性有着明显的影响。在恒定转速 $n = 1500 \text{ r/min}$ 下, 图 7 探讨了油膜间隙和偏心率对轴承的动态特性的影响, 从图中看出, 每一个参数对动态特性系数都有不同的影响。从式 (15) 以及式 (18) 可以看出, 轴承的阻尼系数仅仅由液压油的动力粘度产生, 因此阻尼系数是非常小的。交叉阻尼系数更小到趋向于 0, 可忽略不计。

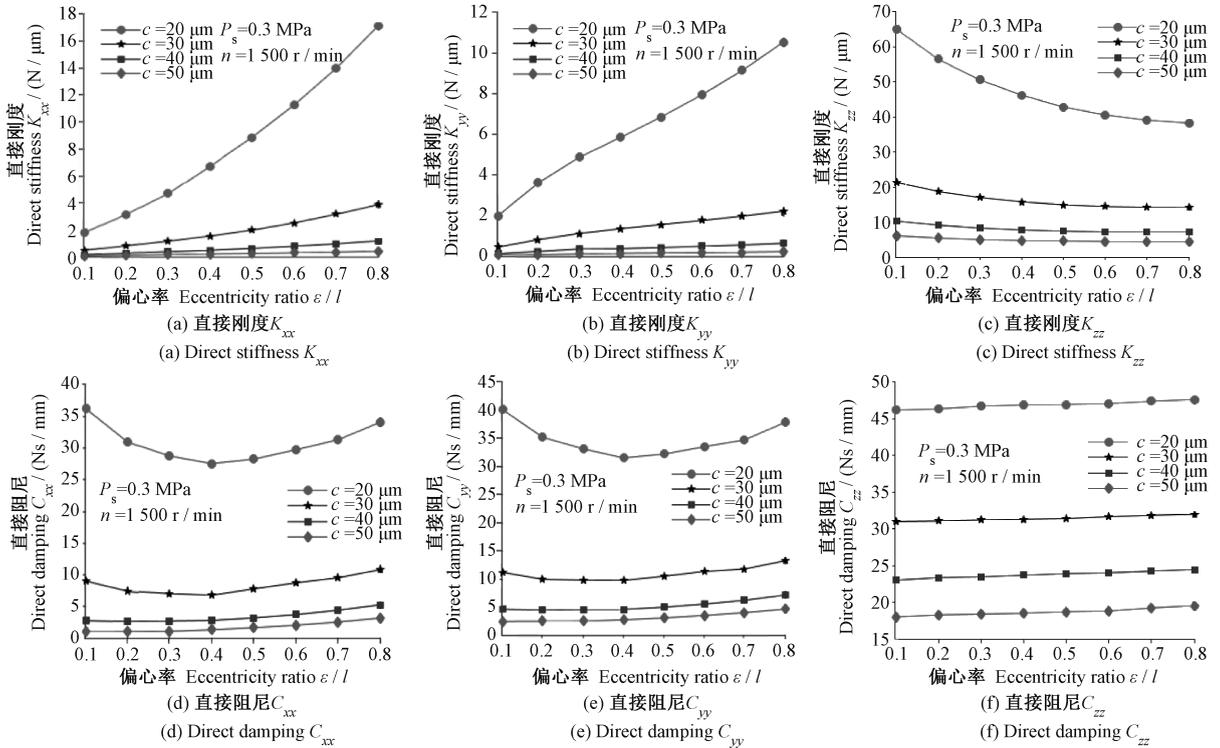


图 7 不同平均油膜间隙下, 直接刚度、阻尼与偏心率的关系

Fig.7 The relationship between direct stiffness, damping and eccentricity without the average oil gap

从图 7 中可以看出, 直接刚度系数 K_{xx}, K_{yy} 随着偏心率增加和平均油膜间隙的减小而增大, 但是直接刚度系数 K_{zz} 却减小。随着偏心率的增大, 油膜间隙的变化对刚度 K_{xx}, K_{yy} 影响增强, 随着偏心率的增大, 油膜间隙的变化对刚度 K_{zz} 影响减弱; 直接阻尼系数 C_{xx}, C_{yy} 的变化趋势基本相似, 当偏心率 $\varepsilon_x = 0.4, \varepsilon_y = 0.4, \varepsilon_z = 0.4$ 时, 阻尼系数达到最小, 而阻尼系数 C_{zz} 则不相同, 随着偏心率的增加而缓慢增加。当平均油膜间隙 $c = 20 \mu\text{m}$ 时, 油膜的刚度和阻尼都会有明显的变化。

图 8 探究了不用偏心率 and 平均油膜间隙对交叉刚度的影响。

由图 8 可知, 交叉刚度 K_{xy} 和 K_{yx} 具有相似的变化趋势, 当偏心率 $\varepsilon_x = 0.5, \varepsilon_y = 0.5, \varepsilon_z = 0.5$ 时, 交叉刚度达到最小。交叉刚度 $K_{xz}, K_{zx}, K_{yz}, K_{zy}$ 都是负数, K_{xz} 和 K_{yz} 的数值随着偏心率的增加和油膜厚度的减小而增大, K_{zx} 和 K_{zy} 都是随着偏心率的增加和油膜厚度的减小而先减小后增大, 当偏心率 $\varepsilon_x = 0.4, \varepsilon_y = 0.4, \varepsilon_z =$

0.4 时, K_{zx} 的值达到最小, 而当偏心率 $\varepsilon_x = 0.5, \varepsilon_y = 0.5, \varepsilon_z = 0.5$ 时, K_{zy} 的值达到最小。

4 结论

本文采用小扰动法建立了扰动压力液体润滑方程, 采用有限差分法和参数分析相结合的方法, 探究了轴承的平均油膜间隙、转速以及偏心率对轴承动态特性的影响。

1) 液体润滑球轴承利用静压供油的方式使转子形成静压承载能力, 因此在轴承间隙内形成具有一定刚度的静压油膜。随着转速升高, 随着转子偏心产生动压效应, 形成动压承载能力。

2) 在平均油膜间隙较小的时候, 油膜的刚度和阻尼都能达到较高的性能。在本文中, 当油膜间隙在 $c = 20 \mu\text{m}$ 时, 轴承刚度和阻尼能达到最大。随着偏心率的增加, 轴承具有更好的动态特性。结果还表明了, 高转速使刚度系数增加, 阻尼系数减小。

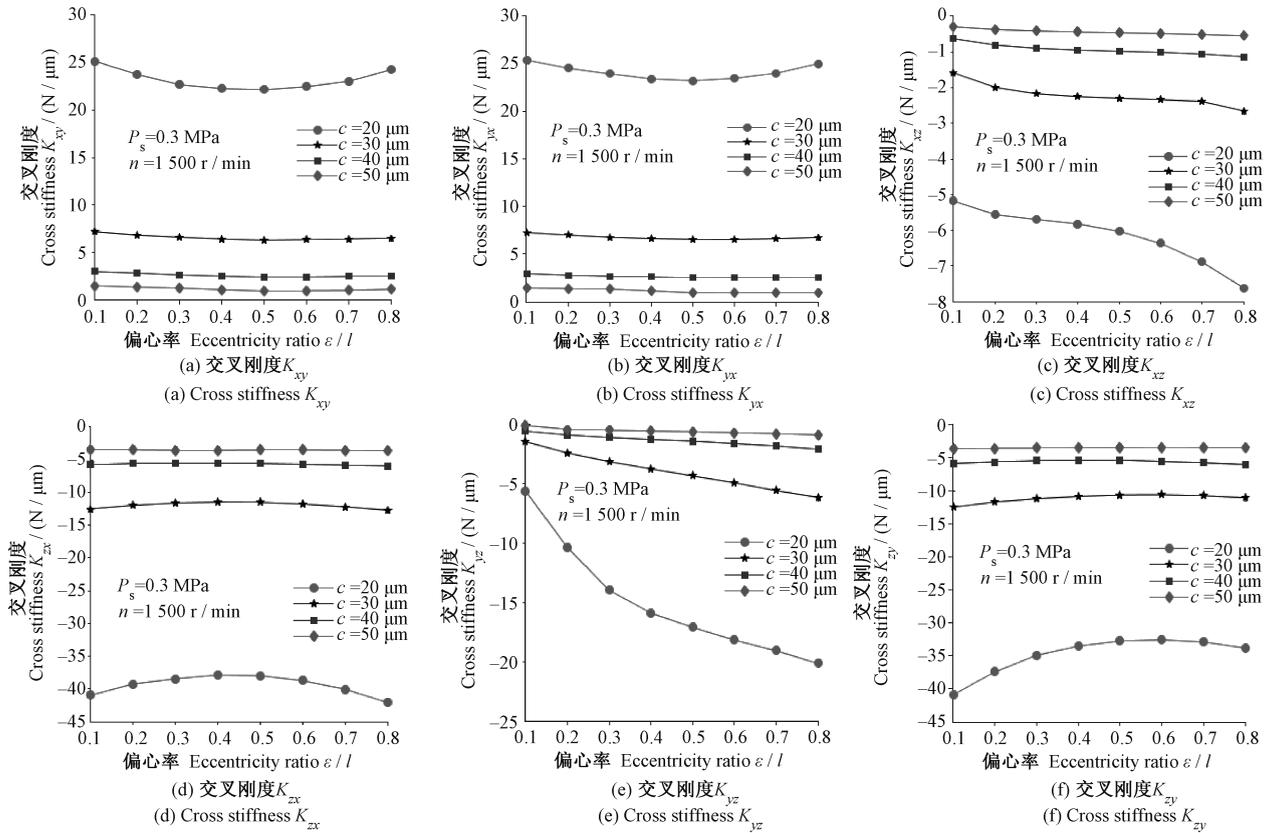


图8 不同平均油膜间隙下,交叉刚度、阻尼与偏心率的关系

Fig.8 The relationship between cross stiffness, damping and eccentricity without the average oil film gap

3) 轴承的动态特性系数对转子稳定性的作用取决于刚度和阻尼的综合作用。提高转速和偏心率虽然对部分刚度有明显的增加,但高速旋转是引起转子系统不稳定的重要因素,而较大的偏心率,易导致轴承产生碰、摩现象。因此,在轴承设计的过程中,应该合理选择轴承设计参数,提高轴承综合性能。

参考文献 (References)

[1] 黎永明. 超高精度液体静压球轴承[J]. 计量学报, 1986(3): 199-203.
 LI YongMing. Ultra-high precision hydrostatic ball bearing system [J]. Acta Metrologica Sinica, 1986(3): 199-203 (In Chinese).
 [2] Kun Li, Jie Liu, Xu Han, et al. Identification of oil-film coefficients for a rotor-journal bearing system based on equivalent load reconstruction[J]. Tribology International, 2016(104): 285-293.
 [3] 熊万里, 侯志泉, 吕浪, 等. 基于动网格模型的液体动静压轴承刚度阻尼计算方法[J]. 机械工程学报, 2012, 48(23): 118-126.
 XIONG WanLi, HOU ZhiQuan, LV Lang, et al. Method for calculating stiffness and damping coefficients of hybrid bearings based on dynamic mesh model [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(23): 118-126 (In Chinese).
 [4] 郭红, 崔岩, 岑少起, 等. 圆锥浮环动静压轴承动态特性理论研究[J]. 机械强度, 2004(3): 341-344.
 GUO Hong, CUI Yan, CEN ShaoQi, et al. Theoretical study on dynamic characteristics of tapered floating-ring hydrostatic and

hydrostatic bearings[J]. Journal of Mechanical Strength, 2004(3): 341-344.
 [5] Ilmar Ferreira Santos. On the future of controllable fluid film bearings [J]. Mécanique & Industries, 2011, 12(4): 275-281.
 [6] Lu D, Zhao W, Lu B, et al. The maximum dynamic eccentricity ratio of hydrodynamic rolling hybrid bearings[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2015, 229(2): 168-177.
 [7] 贾晨辉, 庞焕杰, 邱明. 球面螺旋槽动静压气体轴承动态特性分析[J]. 润滑与密封, 2016, 41(8): 24-29.
 JIA ChenHui, PANG HuanJie, QIU Ming. Analysis of dynamic characteristics of spherical spiral groove dynamic and static pressure gas bearings [J]. Lubrication Engineering, 2016, 41(8): 24-29 (In Chinese).
 [8] Chenhui Jia, Zhiwu Cui, Shijun Guo, et al. Flow field calculation and dynamic characteristic analysis of spherical hybrid gas bearings based on passive grid [J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2019, 41(1): 56-74.
 [9] Wenjun Li, Min Zhang, Zheng Huang, et al. Nonlinear analysis of stability and unbalanced response on spherical spiral-grooved gas bearings[J]. Tribology Transactions, 2018, 61(6): 1027-1039.
 [10] Sharma, Satish C, Yadav, et al. Performance of hydrostatic circular thrust pad bearing operating with; Rabinowitsch fluid model [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J Journal of Engineering Tribology, 2013, 227(11): 1272-1284.
 [11] Kai Feng, Zheng Huang, Zhi-Yang Guo. Design of spherical spiral groove bearings for a high-speed air-lubricated gyroscope [J]. Tribology Transactions, 2015, 58(6): 1084-1095.