

深浅腔动静压轴承油膜特性

张耀满, 于德光, 杨清波

(东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819)

摘 要: 以用于某高精度数控车床主轴部件的深浅腔液体动静压轴承为研究对象,在对其进行理论建模与分析的基础上,采用计算流体力学软件对深浅腔动静压轴承油膜特性进行分析. 分析不同的转速、供油压力、偏心率、油膜厚度和深腔夹角等因素对油膜承载力、进油孔流量和油膜温升的影响. 结果表明:进油孔流量随主轴转速的增加先增大后减小,随主轴偏心率的增加逐渐减小;油膜温度随外部供油压力的增加逐渐减小且趋于平缓;油膜厚度在 0.03 mm 左右时承载力和温升最合适;在深腔夹角为 10° 时,油膜的动压效果最明显,油膜承载能力最强.

关 键 词: 动静压轴承;深浅腔;承载力;温升;流量

中图分类号: TK 730.3

文献标志码: A

文章编号: 1005-3026(2018)10-1490-05

Oil Film Characteristics of Deep-Shallow Pocket Hybrid Bearing

ZHANG Yao-man, YU De-guang, YANG Qing-bo

(School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China.

Corresponding author: ZHANG Yao-man, E-mail: zhangyaoman@mail.neu.edu.cn)

Abstract: The deep-shallow pocket hybrid bearing of spindle assembly of the high precision CNC lathe was taken as the object, the computational fluid dynamics software was used to analyze oil film characteristics of deep and shallow pocket hybrid bearing on the basis of theoretical modeling and analysis. The influence of speed, oil pressure, eccentricity, oil film thickness and angle of deep pocket on the bearing capacity, flow and temperature rise of the oil film were analyzed. The results showed that the flow of the oil inlet hole increases first and then decreases with the increase of the spindle speed, and gradually decreases with the increase of the eccentricity of the spindle. The oil film temperature gradually decreases with the increase of the external oil supply pressure and tends to be gentle. When the oil film thickness is about 0.03 mm, the bearing capacity and temperature rise are most suitable. When the angle of the deep cavity is 10° , the dynamic pressure effect of the oil film is the most obvious, and the oil film bearing capacity is the strongest.

Key words: hybrid bearing; deep and shallow pocket; bearing capacity; temperature rise; flow

液体动静压轴承以其承载能力强、工作稳定性好、使用寿命长等优点广泛应用于旋转机械领域. 对于液体动静压轴承理论分析的研究,孟曙光等^[1]基于解析方法对深浅腔轴承进油孔径、浅腔深度、初始油膜厚度等参数对轴承承载特性进行了研究. Khatak 等^[2]基于毛细管节流方式结合润滑油热效应和微极性润滑剂对动静压轴承特性进行了分析. Nicodemus 等^[3]分析了采用小孔节流的 4 腔动静压轴承不同油腔结构对油膜特性的影

响规律,结果表明合理的油腔形状和节流器的设计参数能提高轴承的承载能力. Lin 等^[4]研究了油腔形状对高速动静压轴承性能的影响. 结果表明阶梯形油腔具有良好的摩擦学性能,能降低温升,控制气蚀,提高稳定性和系统性能. Vijay 等^[5]对毛细管节流的动静压轴承进行动、静态特性分析,通过优化毛细管节流参数可提高动态特性获得较高的油膜刚度. Phalle 等^[6]分析了毛细管、恒流量阀、小孔和薄膜反馈等不同流量控制装置下

轴承的性能,合适的流量控制装置和偏心率能提高轴承性能.对于液体动静压轴承仿真分析的研究,郭力等^[7]基于 Fluent 对比了“一”字和“匡”字两种油腔形状对轴承刚度和温度分布的影响.结果表明,“一”字结构能提高轴承承载能力,“匡”字结构能降低轴承温升.江桂云^[8]采用流体力学分析软件 Fluent 和数值计算法求解几种结构形式的动静压轴承温度场分布.通过分析得出 Fluent 的计算精度比解析法要高,更接近于实际情况. Geng 等^[9]应用计算流体力学与响应面法研究油腔形状对滑动轴承性能的影响,提出了一种新的能快速确定转子平衡位置的轴承模型. Manshoor 等^[10]运用 Fluent 对标准的 $k-\varepsilon$ 模型、Realizable $k-\varepsilon$ 模型和雷诺应力模型进行了轴承特性分析. Gertzos 等^[11]采用三维计算流体力学方法,分析了宾汉流体润滑轴承的性能特性,其分析结果和实验数据吻合.通过对以往研究成果的分析可知,在理论分析求解油膜特性过程中,通常会忽略惯性项等因素的影响,使得其计算精度受到限制.而采用流体力学分析软件能对复杂的轴承结构进行准确的计算分析,简化了理论分析时繁琐的求解过程,应用越来越广泛.

本文在已有浅腔动静压轴承的基础上进行改进,将浅腔结构修改成深浅腔结构.以深浅腔动静压轴承为研究对象,在对深浅腔动静压轴承进行理论分析的基础上,采用流体分析软件分析转速、供油压力、偏心率、油膜厚度和深腔夹角对油膜承载力、进油孔流量和油膜温升的影响规律.

1 动静压轴承理论模型建立与求解

本文以具有深浅腔结构的 4 油腔动静压轴承为研究对象,其结构如图 1 所示.此轴承采用恒压供油小孔节流的方式,无周向回油槽,采用轴两端回油.动静压轴承的主要结构参数为:内径 120 mm,外径 180 mm,半径间隙 30 μm ,轴承宽度 116 mm,油腔宽度 86 mm,油腔深腔夹角 20°,腔深 3 mm,浅腔夹角 40°,腔深 1.5 mm,进油孔径 6 mm.

在稳态工况下,求得的无量纲雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{D}{B} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = \Lambda \frac{\partial \bar{h}}{\partial \varphi} \quad (1)$$

式中: \bar{h} 为无量纲油膜厚度; \bar{p} 为无量纲压力; Λ 为无量纲速度系数; D 为有量纲轴承直径; B 为有量

纲轴承宽度; \bar{z} 为无量纲轴承宽度; φ 为轴中心与轴承中心连线沿轴旋转方向起的角度.

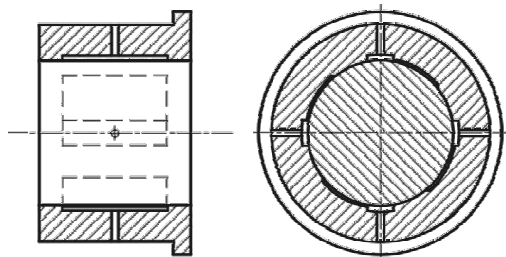


图 1 动静压轴承结构
Fig. 1 Hybrid bearing structure

在连续油膜处,采用全微分差分法离散雷诺方程:

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} = \frac{\bar{p}_{i+1/2,j} - \bar{p}_{i-1/2,j}}{\Delta \varphi} \quad (2)$$

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} = \frac{\bar{p}_{i,j+1/2} - \bar{p}_{i,j-1/2}}{\Delta \bar{z}} \quad (3)$$

将式(2)和式(3)代入式(1),差分求解润滑油膜连续处节点压力值.

对于润滑油膜非连续的情况,采用积分差分法离散雷诺方程求解节点压力值:

$$\begin{aligned} & \int \left[\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{D}{B} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) \right] d\varphi d\bar{z} = \\ & \oint \left[- \left(\frac{D}{B} \right)^2 \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} d\varphi + \bar{h}^3 \frac{d\bar{p}}{d\varphi} d\bar{z} \right] = \\ & \int \Lambda \frac{\partial \bar{h}}{\partial \varphi} d\varphi d\bar{z}. \end{aligned} \quad (4)$$

最终求解得到完全相同的差分方程.通过 Matlab 求解油膜压力三维分布,如图 2 所示.由于在建立理论模型过程中进行了大量简化,使得求解结果存在一定的误差.为了真实反映出油膜轴承内部压力、温度分布情况,提高计算精度,采用流体力学软件对深浅腔动静压轴承进行油膜特性分析.

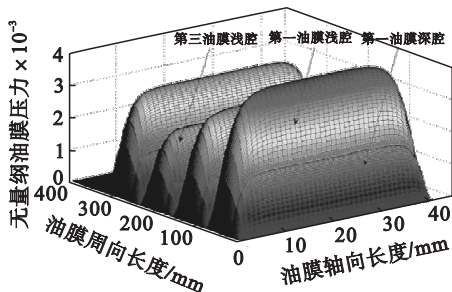


图 2 三维油膜压力分布图
Fig. 2 Three-dimensional distribution of oil film pressure

2 动静压轴承仿真模型建立与求解

有限元模型网格划分:首先将建立的轴承油膜的三维模型分成 9 部分,分别为 4 个进油孔、4 个油腔和 1 个封油面,如图 3a 所示.在对进油孔进行网格划分时,考虑到进油通孔中心和壁面存在速度差,采用 Inflation 法将进油通道从内到外分为 4 层,划分方式为总体厚度控制,4 面体网格划分,最外层厚度为 0.5 mm,由内向外按每层 5% 的厚度增加进行网格划分;油腔处采用 4 面体网格且在厚度方向上划分为 6 层,对于进油通道和油腔上表面连接部分,采用楔形网格划分,减小不同网格连接处的畸变;封油面处油膜厚度极薄,采用 6 面体网格划分.划分好的油膜网格如图 3b 所示.

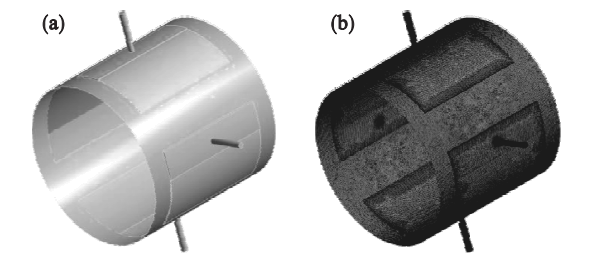


图 3 油膜三维模型和网格划分图

Fig. 3 3D model and meshed diagram of oil film
(a)—三维模型; (b)—网格划分图.

边界条件设置:将 4 个进油孔设置为压力入口,根据外界环境设置入口温度为 26 ℃,油膜两端端面设置为压力出口,出口压力设置为标准大气压.油膜的内表面设置为旋转壁面,采用动壁面条件,设定润滑油与壁面之间没有热量的交换,产生的热量全部由润滑油带走.

模型求解:采用隐式求解法定常模型,在算法选择上,速度与压力耦合的方法选用 SIMPLE 算法.在压力求解项中采用标准求解方法求解,动量项、湍动能项、湍动耗散项和能量项均采用一阶迎风模式求解.

在供油压力为 1 MPa,转速为 4 000 r/min,偏心率为 0.2 时油膜的压力分布和温度分布分别如图 4 和图 5 所示.由图 4 可知,在轴向油腔内压力变化较小,在两端封油边处压力下降比较迅速.在周向油腔内压力沿着主轴旋转的方向逐渐增大,在浅腔末端和封油面接触处油膜压力达到峰值.

由图 5 可知,在轴向进油孔处油膜温度最低,轴两端温度逐渐升高,在封油边处油膜温度最高.在周向,随主轴的旋转油膜温度呈涟漪式升高,油

膜的最大温度并没有出现在偏心位置处,而是沿着主轴的旋转方向发生偏移.

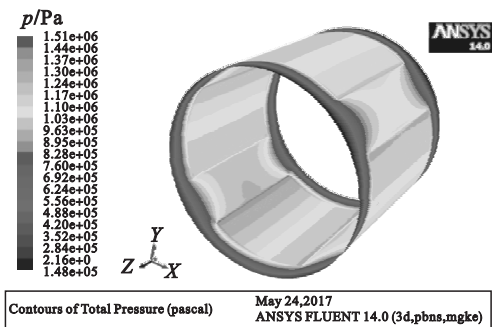


图 4 油膜的压力分布

Fig. 4 Pressure distribution of oil film

仿真分析结果和理论分析结果对比发现,油膜压力分布趋势基本相同.

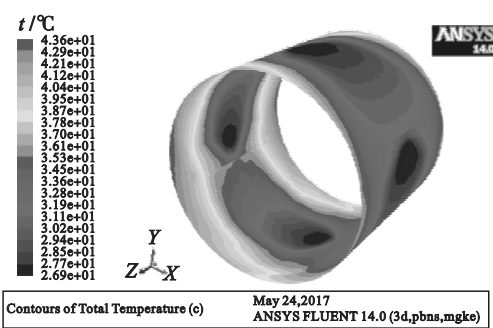


图 5 油膜的温度分布

Fig. 5 Temperature profile of oil film

3 动静压轴承油膜特性分析

所研究的深浅腔动静压轴承是通过外部供油泵供油,压力油从进油孔进入深腔,在旋转主轴的迁移作用和深浅腔二次节流作用下在浅腔末端形成明显的动压效果.在工作过程中的油膜承载力、进油孔流量和油膜温升受转速、供油压力、偏心率、油膜厚度和深腔夹角等因素的影响.

1) 转速对油膜特性的影响.在供油压力为 1 MPa 时,不同主轴转速和偏心率下油膜承载力和进油孔流量的变化曲线如图 6 所示.

由图 6 可知,在恒定偏心率下,随着转速的增加,轴承的动压效应不断增强,油膜的承载力不断增大.轴承的流量先增大后减小,这是因为在低转速时,轴颈的旋转能带动润滑油流动,加快了轴承端面的出油量,所以进油孔流量逐渐增加.随着转速的不断增加,润滑油在轴向流动阻力变大,液体流向轴两端经历更长时间,导致进油孔液体阻力增大,降低了轴承流量.

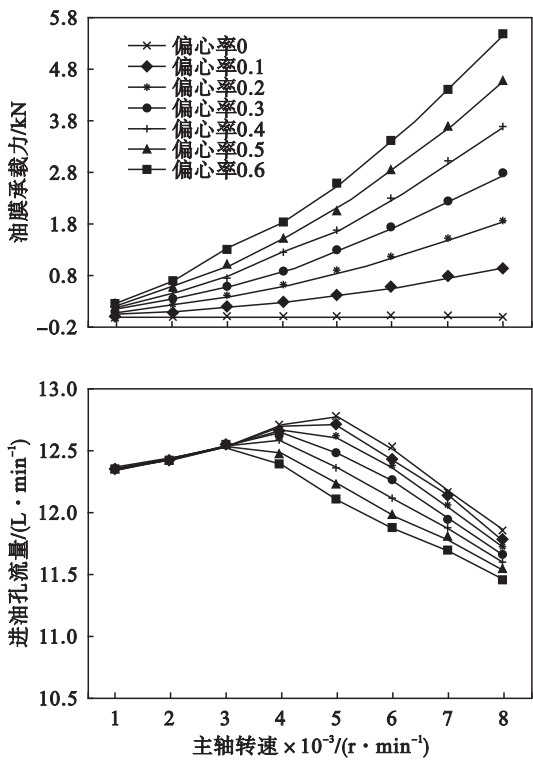


图 6 油膜特性随主轴转速的变化曲线

Fig. 6 Change of oil film characteristics with spindle speed

在恒定转速下,随着偏心率的增大,承载能力越来越高,并且随着偏心率的增大,承载力呈现出很强的非线性增大趋势. 因为偏心率的增大使得轴承的动压油膜挤压效应更明显,从而使整个轴承的承载能力增强. 随着偏心率增大,进油孔流量逐渐减小. 因为偏心率增加改变了间隙,进而改变了节流系数,液流阻力增大,流量减小.

2) 供油压力对油膜特性的影响. 在主轴转速为 6 000 r/min 时,不同供油压力和偏心率下油膜承载力和油膜温度的变化曲线如图 7 所示.

由图 7 可知,在恒定偏心率下,随着供油压力的增加,油膜的承载力不断增强,油膜温度逐渐下降且下降幅度减小. 主要是因为提高供油压力使得供油泵功耗增加,油膜温度升高,又因为进油孔流量增加,端泄增加,润滑油带走的热量大于因功耗增加的热量,所以油膜温度下降但逐渐平缓.

3) 油膜厚度对油膜特性的影响. 在供油压力为 1 MPa, 主轴转速为 6 000 r/min, 油膜厚度从 0.024 mm 增大到 0.036 mm 时,油膜承载力和油膜温度的变化曲线如图 8 所示.

由图 8 可知,随着油膜厚度的增加,油膜承载力逐渐减小且减小趋势随着偏心率的减小而逐渐平缓,油膜温度逐渐降低. 这是因为随着初始油膜厚度的增加,油液在油腔中阻力减小,进油孔流量增加,

从而增强了轴承两端散热能力,引起温升降低.

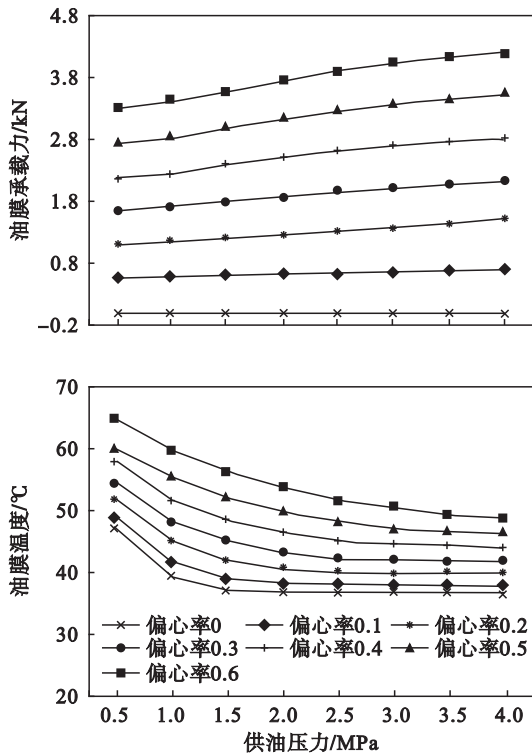


图 7 油膜特性随供油压力的变化曲线

Fig. 7 Change of oil film characteristics with oil supply pressure

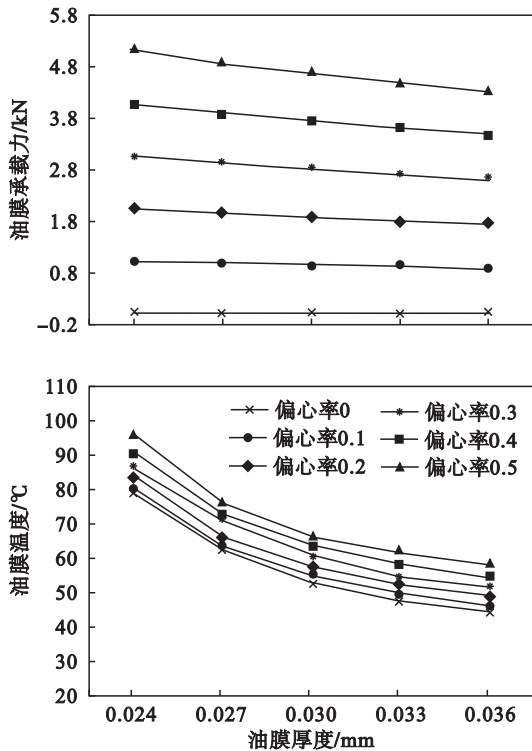


图 8 油膜特性随油膜厚度的变化曲线

Fig. 8 Change of oil film characteristics with oil film thickness

4) 深腔夹角对油膜特性的影响. 在供油压力为 1 MPa, 主轴转速为 6 000 r/min, 深腔夹角从 0°

增加到 40°时油膜承载力和油膜温度的变化曲线如图 9 所示.

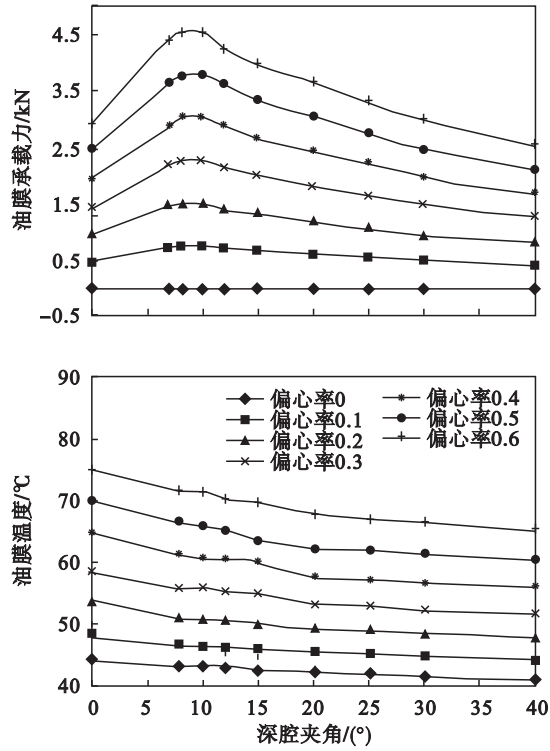


图 9 油膜特性随深腔夹角的变化曲线
Fig. 9 Change of oil film characteristics with deep pocket angle

由图 9 可知,随着深腔夹角的增大,油膜的承载力先增大后减小. 在深腔夹角为 10°时,油膜的动压效应最好. 深浅腔轴承在动压作用下充分发挥了承载能力. 随着深腔夹角的增加,油腔的体积增大,油腔内单位体积的承载力减小,承载力逐渐降低. 由于深腔角度的增加,油腔体积增大,液体在油腔中流动阻力减小,进油孔流量增加,油膜温度下降.

4 结 论

- 1) 在主轴转速较低时,轴承油膜的动压效果不明显;转速过高时,油膜的温升太大,润滑油有失效的风险. 对于此文中的数控机床,选择转速不超过 6 000 r/min.
- 2) 欲增大油膜承载力可尽量减小轴承的油膜厚度,但还取决于轴承制造安装精度、润滑油温升和进油孔流量等. 对于此轴承选择油膜厚度约为 0.03 mm.

3) 深腔夹角为 10°时,油膜的动压效应最好,深浅腔轴承在动压作用下充分发挥了承载能力.

参考文献:

- [1] 孟曙光,熊万里,王少力,等. 小孔节流深浅腔动静压轴承承载特性解析研究[J]. 机械工程学报,2015,51(22):191-200.
(Meng Shu-guang, Xiong Wan-li, Wang Shao-li, et al. Analytical research on characteristics of deep-shallow journal bearings with orifice restrictors[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2015, 51(22):191-200.)
- [2] Khatak P, Garg H C. Performance analysis of capillary compensated hybrid journal bearing by considering combined influence of thermal effects and micropolar lubricant[J]. *Journal of Tribology*, 2017, 139(11):707-718.
- [3] Nicodemus E R, Sharma S C. Orifice compensated multirecess hydrostatic/hybrid journal bearing system of various geometric shapes of recess operating with micropolar lubricant[J]. *Tribology International*, 2011, 44(3):284-296.
- [4] Lin Q Y, Wei Z Y, Wang N, et al. Effect of recess configuration on the performances of high-speed hybrid journal bearing[J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2016, 68(3):301-307
- [5] Vijay K, Sharma S C, Jain S C. On the restrictor design parameter of hybrid journal bearing for optimum rotor dynamic coefficients[J]. *Tribology International*, 2006, 39(4):356-368.
- [6] Phalle V M, Sharma S C, Jain S C. Performance analysis of a 2-lobe worn multirecess hybrid journal bearing system using different flow control devices[J]. *Tribology International*, 2012, 52:101-116.
- [7] 郭力,沈志伟,刘桂萍. 高效精密磨床砂轮主轴深浅腔动静压轴承静特性分析[J]. 润滑与密封, 2014, 39(2):1-8.
(Gu Li, Shen Zhi-wei, Liu Gui-ping. Analysis of static characteristics of the liquid hybrid bearings with deep-shallow cavity in a high efficiency and precision spindle of grinder[J]. *Journal of Lubrication Engineering*, 2014, 39(2):1-8.)
- [8] 江桂云. 基于液压伺服控制系统的动静压轴承设计理论研究[D]. 重庆:重庆大学, 2009.
(Jiang Gui-yun. Study on design theory for hybrid bearings based on hydraulic servo control[D]. Chongqing:Chongqing University, 2009.)
- [9] Geng F, Untaroiu A. A study of the effect of various recess shapes on hybrid journal bearing performance using computational fluid dynamics and response surface method[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2017, 139(6):1104-1123.
- [10] Manshoor B, Jaat M, Izzuddin Z, et al. CFD analysis of thin film lubricated journal bearing[J]. *Procedia Engineering*, 2013, 68(12):56-62.
- [11] Gertzog K P, Nikolakopoulos P G, Papadopoulos C A. CFD analysis of journal bearing hydrodynamic lubrication by Bingham lubricant[J]. *Tribology International*, 2008, 41:1190-1204.