

# 数控车床的液体动静压轴承油膜压力特性

张耀满<sup>1</sup>, 殷鑫贤<sup>1</sup>, 林秀丽<sup>2</sup>, 由昭鹏<sup>1</sup>

(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819; 2. 东北大学 资源与土木工程学院, 辽宁 沈阳 110819)

**摘 要:** 以某高精度数控车床主轴部件为研究对象,研究建立动静压轴承油膜压力的理论模型和仿真分析模型的方法. 首先将雷诺方程和油膜承载力方程转化为无量纲的形式,然后采用数值法求解得到轴承油膜的无量纲压力分布图和不同区域的压力值及分布规律. 采用流体动力学软件求解轴承油膜仿真模型,获得轴承油膜压力分布,以及在不同供油压力和主轴转速情况下油膜压力变化规律,对进一步研究动静压轴承的承载能力和动静压轴承的设计提供重要的参考. 将理论分析和仿真分析结果进行对比,验证了所采用的理论模型和仿真分析方法的正确性和可行性.

**关 键 词:** 动静压轴承;压力特性;承载能力;主轴转速;有限元

中图分类号: TK 502.3      文献标志码: A      文章编号: 1005-3026(2017)05-0695-05

## Oil Film Pressure Characteristics of Liquid Hybrid Bearings in the CNC Lathe

ZHANG Yao-man<sup>1</sup>, YIN Xin-xian<sup>1</sup>, LIN Xiu-li<sup>2</sup>, YOU Zhao-peng<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China; 2. School of Resources & Civil Engineering, Northeastern University, Shenyang 110819, China. Corresponding author: ZHANG Yao-man, E-mail: zhangyaoman@mail.neu.edu.cn)

**Abstract:** The spindle assembly of the highly precised CNC lathe was taken as the object, and the theoretical modeling of oil film pressure and the simulation analysis method of the hybrid bearing were studied. First, the Reynolds equation and the oil film's loading capacity equation were transformed into dimensionless forms, and then the numerical method was used to solve the equation. Accordingly, the dimensionless of oil film pressure distribution and pressure values in different regions and the distribution regularity were obtained by further solving. In addition, the characteristics of oil film pressure distribution and the pressure field in different supply pressures and spindle speeds were obtained by using the fluid dynamics analysis software. The analysis results also provided important reference for further studies on the loading capacity and hybrid bearing design. The feasibility of theoretical modeling and simulation methods were also verified by comparing the results of theoretical analysis and simulation analysis.

**Key words:** hybrid bearing; pressure characteristics; loading capacity; spindle speed; finite element

目前,动静压轴承已成为高精度数控机床主轴系统中主要的支承形式之一,国内外学者对动静压轴承进行了大量且有益的研究. 他们大多数采用数值离散求解雷诺方程的方法,来进行轴承油膜的动、静态特性研究<sup>[1]</sup>. 针对雷诺方程不能反映高速油流周向惯性效应、轴径周向动压效应

和静压扩散效应之间的非线性耦合关系及其对流场特性的影响,熊万里等<sup>[2]</sup>提出基于纳维-斯托克斯方程的动网格计算轴承动态刚度和阻尼的新方法,研究了轴承结构、主轴转速、位移扰动和速度扰动对油膜刚度和阻尼的影响规律. 在液体动静压轴承的承载能力方面, Kalavathi 等基于轴承

表面粗糙度造成多孔异构效应,通过克里斯坦森随机理论证实压力和承载能力随粗糙度变化规律<sup>[3]</sup>;Wu 等对液体动静压径向轴承承载力的影响因素进行了分析和研究<sup>[4]</sup>;Dwivedi 等<sup>[5]</sup>优化了毛细管节流动静压轴承的油膜特性参数,使得油膜的承载力有所提升. 针对轴承的油膜压力分布 Conti 等<sup>[6]</sup>建立了一个新型的可倾斜瓦滑动轴承转子系统,得到油膜内部润滑油的流动状态及热价的固体和流体之间的弹性等;Helene 等<sup>[7]</sup>研究了当液体动静压轴承油腔中液体是紊流状态时的压力分布情况,并得出轴承压力分布的三维云图;Jackson 等<sup>[8]</sup>对两个平行平面液流压力分布进行了研究,分析得出不可轻易忽略惯性力对压力分布的影响. 在动静压轴承偏心方面,关鹏等<sup>[9]</sup>对超高速磨削用五腔动静压轴承进行研究,得到油膜压力场和温度场分布,计算了轴承的承载力、刚度、阻尼等参数,分析了这些参数与偏心率以及转速之间的关系;Bompos 等<sup>[10]</sup>对磁流变流体轴承进行了集成的模拟研究,对滑动轴承的偏心、姿态角、流量和摩擦系数等进行了计算,分析了它们对主轴系统影响.

国内外学者在动静压轴承特性方面做了大量的研究,但针对于数控车床动静压轴承的研究成果很少. 本文以某精密数控车床的动静压轴承为研究对象. 建立了轴承压力的理论分析模型,并利用仿真分析软件对油膜的压力场进行动态仿真分析,进一步得到油膜压力场的分布规律.

## 1 动静压轴承结构及其参数

本文所研究的动静压轴承结构见图 1. 4 个油腔以及进油孔均匀分布,主轴油由进油孔进入轴承间隙,使轴颈与轴瓦之间被油液分开.

在主轴转动过程中,主轴与轴瓦之间不存在接触摩擦,使得主轴运转更加平稳,主轴的使用寿命更高. 多余的油液从油膜两端流出,同时将主轴运转过程中油膜摩擦产生的大量热带走,在一定程度上起到将主轴冷却降温的作用. 动静压轴承的半径间隙 30 μm,油腔包角 60°,油腔深度 2 mm.

## 2 压力特性数学模型的建立及求解

针对在某数控车床主轴系统使用的情况,得到动静压轴承在平稳运转下的工作状态示意图 2 所示.

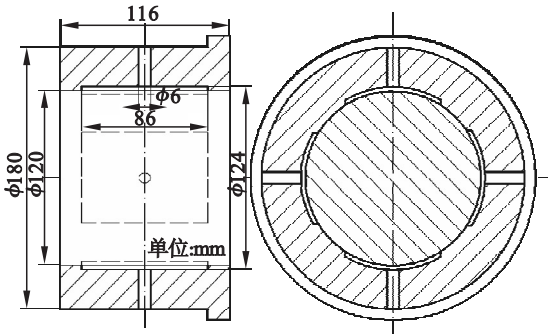


图 1 动静压轴承结构示意图  
Fig. 1 Hybrid bearing structure

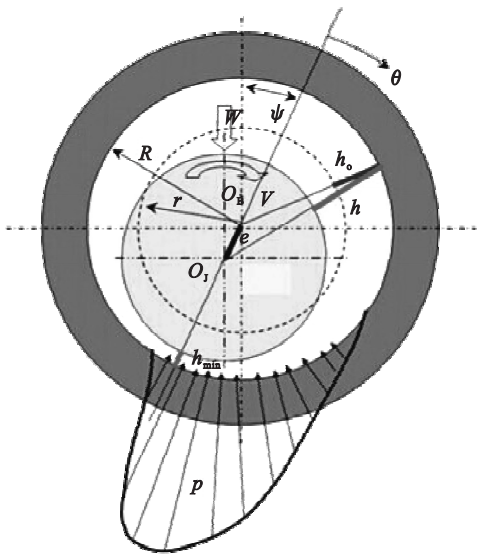


图 2 动静压轴承工作状态  
Fig. 2 Liquid hybrid bearing in work

雷诺方程是解决流体润滑轴承理论计算的最基本的方程,在进行分析计算时,通常把方程无量纲处理,以提高计算结果的通用性. 进行无量纲化时,需要对雷诺方程进行如下无量纲变换,各部分的尺寸参数:

$$h = \bar{h}h_0, P = \bar{P}P_s, u = \omega r, x = r\varphi, \\ z = \bar{z} \frac{L}{2}n, \nabla = 6\eta\omega/[P_s(h_0/r)^2].$$

其中: $\bar{h}$  为无量纲油膜厚度; $h_0$  为轴承间隙; $\bar{P}$  为无量纲油膜压力; $P_s$  为供油压力; $\omega$  为轴转动角速度; $r$  为轴颈半径; $\varphi$  为两轴心连线与外载荷作用线的夹角; $\bar{z}$  为无量纲油膜长度; $L$  为轴承宽度. 得到无量纲雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \varphi} \right) + \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left( \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \right) = \nabla \frac{\partial \bar{h}}{\partial \varphi}. \quad (1)$$

采用有限元法进行求解,通过对油膜各节点压力进行积分,最后得到油膜的承载能力. 需要先定义一个坐标系:轴承中心和偏心的主轴中心连线作为 y 轴,垂直方向为 x 轴. 将压力  $P$  在坐标系

中进行积分,得到油膜的无量纲承载力 $\overline{W}_x, \overline{W}_y$ 如式(2)所示.

$$\left. \begin{aligned} \overline{W}_x &= \frac{W_x}{P_s D^2 L} = \frac{1}{4} \int_0^2 \int_0^{2\pi} \overline{P} \sin \varphi d\varphi d\bar{z}, \\ \overline{W}_y &= \frac{W_y}{P_s D^2 L} = \frac{1}{4} \int_0^2 \int_0^{2\pi} \overline{P} \cos \varphi d\varphi d\bar{z}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

对轴承油膜无量纲雷诺方程式两边同时乘以 $\Delta \bar{P}$ ,并且对两边同时积分,用分步积分法可以得到:

$$\begin{aligned} & \int_{\Gamma} \left( \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \varphi} \Delta \bar{P} \right) d\Gamma - \iint_{\Omega} \left[ \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \varphi} \frac{\partial (\Delta \bar{P})}{\partial \varphi} \right] d\Omega + \\ & \int_{\Gamma} \left[ \left( \frac{D}{L} \right)^2 \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \Delta \bar{P} \right] d\Gamma - \\ & \iint_{\Omega} \left[ \left( \frac{D}{L} \right)^2 \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \frac{\partial (\Delta \bar{P})}{\partial \bar{z}} \right] d\Omega = \\ & \nabla \int_{\Gamma} (\bar{h} \Delta \bar{P}) d\Gamma - \nabla \iint_{\Omega} \bar{h} \frac{\partial}{\partial \varphi} (\Delta \bar{P}) d\Omega. \end{aligned} \quad (3)$$

由边界条件 $\bar{P}_{\bar{z}=0} = 0, \bar{P}_{\bar{z}=1} = 0$ ,在轴承两端处 $\Delta \bar{P} = 0$ ,进一步采用分步积分方法可得:

表 1 关键节点序号

Table 1 Sequence number for key nodes

序号	<i>i</i> 向				<i>j</i> 向
	1 <sup>#</sup> 油腔	2 <sup>#</sup> 油腔	3 <sup>#</sup> 油腔	4 <sup>#</sup> 油腔	
1	$iA_1 = 17$	$iA_2 = 113$	$iA_3 = 209$	$iA_4 = 305$	$jA = 16$
2	$iB_1 = 81$	$iB_2 = 177$	$iB_3 = 273$	$iB_4 = 369$	$jB = 102$
3	$iC_1 = 97$	$iC_2 = 193$	$iC_3 = 289$	$iC_4 = 385$	$jC = 117$

在每一单元内,有 $P(\varphi, z) = \sum_{i=1}^4 N_i \overline{P}_i = N_k \overline{P}_k$ 成立.  $P$ 在单元中的试探函数为 $\bar{P} = \overline{P}_i T_i(\varphi, z)$ ,其中 $T_i(\varphi, z)$ 为单元基函数, $\overline{P}_i$ 是编号为 $i$ 的节点的无量纲压力值.对整个单元进行积分,就可以得到单元的有限元特征式:

$$\begin{aligned} & \iint_{\Omega} \left[ (\bar{h}_j T_j)^3 \frac{\partial (\overline{P}_j T_j)}{\partial \varphi} \frac{\partial T_i}{\partial \varphi} \right] d\Omega + \\ & \iint_{\Omega} \left[ \left( \frac{D}{L} \right)^2 (\bar{h}_j T_j)^3 \frac{\partial (\overline{P}_j T_j)}{\partial \bar{z}} \frac{\partial T_i}{\partial \bar{z}} \right] d\Omega = \\ & \nabla \iint_{\Omega} \bar{h}_j T_j \frac{\partial T_i}{\partial \varphi} d\Omega. \end{aligned} \quad (6)$$

为了求得第 $k$ 个单元的有限元特征式,可将式(6)转化为 $A_{ij}^{(k)} \overline{P}_j = g_i^{(k)}$ 的格式.

将每一个单元的有限元特征式进行求和,得到整体的有限元方程.运用 Matlab 软件进行编程求解,得到油膜的压力分布如图 4 所示.

由图 4 可以看出油膜沿着周向展开,在周向上均匀分布着 4 个油腔.油腔分别与各自的进油

$$\begin{aligned} & \iint_{\Omega} \left[ \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \varphi} \frac{\partial (\Delta \bar{P})}{\partial \varphi} \right] d\Omega + \iint_{\Omega} \left[ \left( \frac{D}{L} \right)^2 \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \frac{\partial (\Delta \bar{P})}{\partial \bar{z}} \right] d\Omega = \\ & \nabla \iint_{\Omega} \bar{h} \frac{\partial}{\partial \varphi} (\Delta \bar{P}) d\Omega. \end{aligned} \quad (4)$$

所研究的动静压轴承油膜展开后可近似为一矩形区域,采用四节点单元划分矩形区域.在周向上划分 385 个节点,在轴向方向上划分 117 个节点如图 3 所示.网格划分完成后,需要按照坐标的方向依次对单元和节点进行编号.对每一个单元中的节点,还要按一定的顺序对节点进行编号.一些关键的节点序号如表 1 所示.

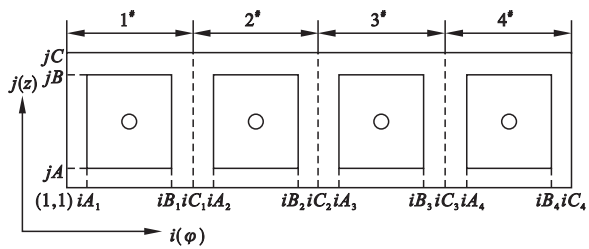


图 3 油膜网格节点划分  
Fig. 3 Meshing of oil film grid nodes

孔相连接,从外部供给的油液首先进入油腔中,油腔内油液的压力值没有太大的变化.在 4 个油腔间的油封面处,油膜压力沿着润滑油流动的方向上先迅速变大,在油腔下游与油封面连接处达到最大值,然后再逐渐减小,减小到与下游的油腔压力相同.

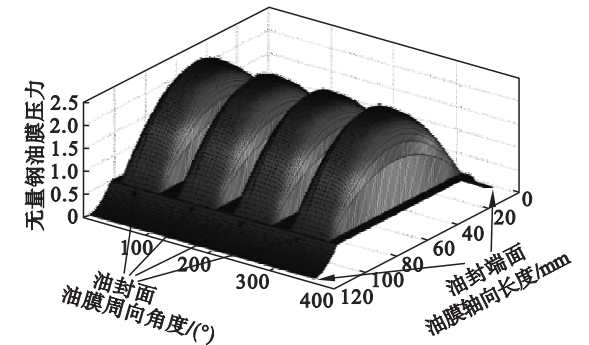


图 4 轴承油膜压力分布图  
Fig. 4 Pressure distribution of the oil film of the liquid hybrid bearing

由图 5 可以看出在轴承油膜的两端面处,油

膜与外界环境相连接,压力值与大气压强相同.在油腔两侧的封油面处,沿着轴承轴线方向,油膜压力从油膜端面到中间是逐渐增加的,呈现油膜压力从一侧到另一侧先增加后减小的趋势,且在油封面处油液流动的方向上,油膜压力的最大值在逐渐减小.

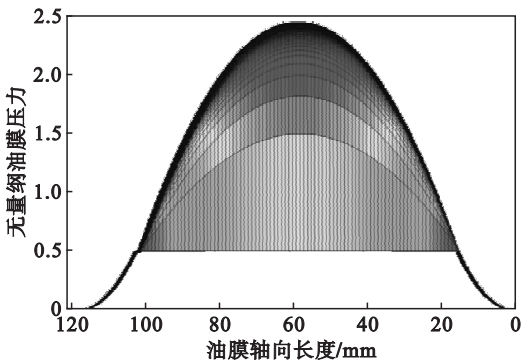


图 5 轴向油膜压力分布图  
Fig. 5 Pressure distribution of the oil film of the liquid hybrid bearing in the axial direction

3 仿真模型的建立及其结果分析

在理论分析的基础上,对动静压轴承的油膜压力进行仿真分析.首先建立油膜三维模型,然后进行网格划分并设定边界条件.将进油口的入口设置为压力入口;根据机床实际使用过程中供油压力范围,将压力值设为 0.5 ~ 2.0 MPa;将出油口即油膜端面设置为压力出口,油膜出口与外界相接,压力与大气压相同.壁面边界条件的设置,由于油液与壁面没有相对滑移,内外壁面均设为无滑移条件;内壁面随主轴旋转,设置为动壁面,且转速分别为 3,4,5,6,7 和 8 kr/min.油膜模型共划分 185 534 个网格单元,最小体积  $4.542\ 47 \times 10^{-12}\text{ m}^3$ ,最大体积  $9.225\ 89 \times 10^{-10}\text{ m}^3$ .划分网格后的模型如图 6 所示,网格的局部放大图如图 7 所示.

考虑到油膜为旋转流动,因此选择 RNGk-ε 模型进行湍流计算,所采用的油液为 2<sup>#</sup> 主轴油,考虑重力的影响,并考虑油液的黏性加热效应,湍动强度设为 5%,直径为 0.012 mm.

采用隐式定常模型进行求解,得到供油压力为 1.5 MPa,转速为 3 kr/min 时油膜压力分布云如图 8 所示.

油膜上的压力峰值出现在矩形油腔下游与油封面的连接处,在连接处的油膜压力突然变大,然后油膜压力逐渐减小,直到下一个油腔处,油膜压力减小到与供油压力大小相等.油液在轴承两端处流出,与外界大气连接,由仿真图也可看出油膜压

力由中心向两端面逐渐减小,最后接近大气压力.

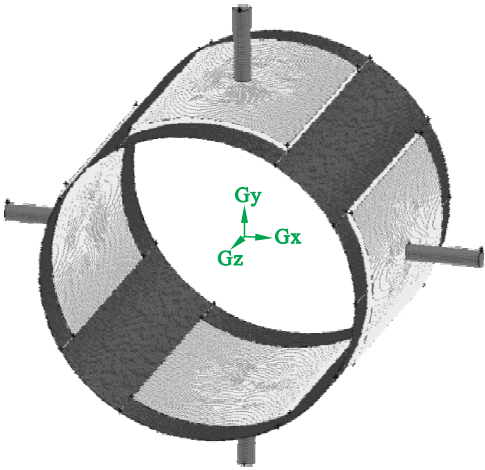


图 6 油膜网格划分模型  
Fig. 6 Meshed model of the oil film

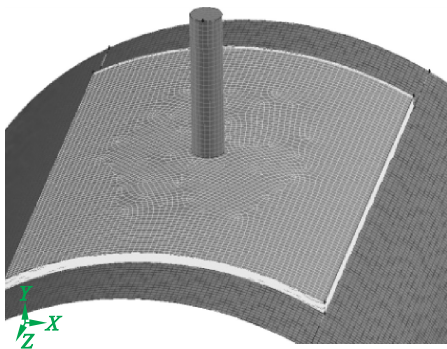


图 7 油腔的网格放大图  
Fig. 7 Amplifying meshed of the oil pocket

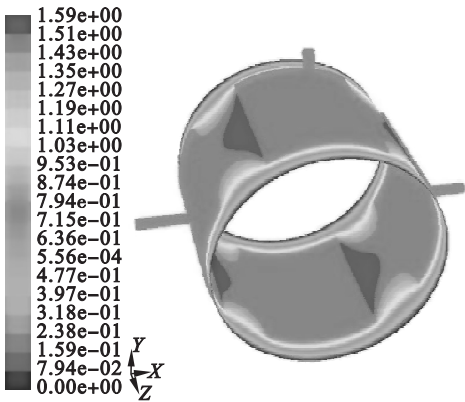


图 8 3 kr/min 油膜压力场分布  
Fig. 8 3 kr/min oil film pressure field distribution

在轴承油膜轴线方向上,油膜压力从油膜端面为大气压值逐渐增加,在油膜中间位置达到峰值,然后逐渐减小至另一端面恢复为大气压值,与图 5 所呈现的趋势基本一致.

将供油压力分别设定为 0.5, 1.0, 1.5, 2.0 MPa,转速为 3 ~ 8 kr/min 时,进一步仿真分析,得到油膜压力最大值的计算结果见表 2.



表 2 油膜压力最大值的计算结果				
Table 2 Results of maximum oil film pressure				
转速/(kr·min <sup>-1</sup> )	入口压力/MPa			
	0.5	1.0	1.5	2.0
3	0.65	1.15	1.64	2.15
4	0.75	1.27	1.76	2.27
5	0.90	1.41	1.91	2.43
6	1.10	1.60	2.11	2.63
7	1.31	1.84	2.35	2.85
8	1.59	2.14	2.65	3.16

通过对计算结果的分析可知:在主轴转速不变的情况下,随着供油压力的增加,油膜的承载能力也增大。在供油压力不变的情况下,随着主轴转速的增加,油膜承载能力也随之增加。

通过采用流体动力学分析软件,不但可以分析获得轴承油膜的压力分布,而且还可以获得轴承油腔内油液的流动情况和不同边界条件下油膜的热特性,这对提高动静压轴承的设计水平具有重要意义,主轴轴承的热特性对高精度数控车床的性能有非常重要的影响。

## 4 结 论

- 1) 通过仿真分析得到的油膜压力分布,通过压力分布云图得到动静压轴承油膜的压力的分布规律。
- 2) 采用所建立的理论模型,通过分析计算得到的轴承油膜压力分布结果和采用流体动力学分析软件获得的油膜压力分布仿真结果基本一致,说明所建立理论模型能有效地分析动静压轴承的动态压力特性。
- 3) 轴承油膜压力的最大值出现在油腔的下游与油封面的交界处;供油压力不变时,主轴的转速越高,油膜动压效应越明显,油膜的承载能力越大。

### 参考文献:

[1] 刘豪杰,郭红,张绍林. 基于 FLUENT 的深浅腔动静压轴承

油膜压力研究[J]. 润滑与密封,2013,38(10):35-38.  
(Liu Hao-jie,Guo Hong,Zhang Shao-lin. Research on static characteristics of deep/shallow pockets hybrid bearing based on FLUENT[J]. *Lubrication Engineering*,2013,38(10):35-38.)

[2] 熊万里,侯志泉,吕浪. 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 Wan-li, Hou Zhi-quan, Lyu Lang. Method for calculating stiffness and damping coefficients of hybrid bearings based on dynamic mesh model[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*,2012,48(23):118-126.)

[3] Kalavathi G K, Dinesh P A, Gururajan K. Influence of roughness on porous finite journal bearing with heterogeneous slip/no-slip surface[J]. *Tribology International*,2016,102:174-181.

[4] Wu C W, Ma G J. Abnormal behavior of a hydrodynamic lubrication journal bearing caused by wall slip[J]. *Tribology International*,2005,38(1):492-499.

[5] Dwivedi V K, Chand S, Pandey K N. Effect of different flow regime on the static and dynamic performance parameter of hydrodynamic bearing[J]. *Procedia Engineering*,2013,51(1):520-528.

[6] Conti R, Frilli A, Galardi E, et al. An efficient quasi-3D rotordynamic and fluid dynamic model of tilting pad journal bearing[J]. *Tribology International*,2016,103:449-464.

[7] Helene M, Arghir M, Frene J, et al. Numerical three-dimensional pressure patterns in a recess of a turbulent and compressible hybrid journal bearing [J]. *Journal of Tribology*,2003,125(2):301-308.

[8] Jackson J D, Symmons G R. The pressure distribution in a hydrostatic thrust bearing [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*,1965,7(4):239-242.

[9] 关鹏,王学智,于天彪,等. 基于有限元法的液体动静压主轴系统数字化分析[J]. 东北大学学报(自然科学版),2012,33(6):879-882.  
(Guan Peng, Wang Xue-zhi, Yu Tian-biao, et al. Digital analysis of hybrid bearing spindle system based on FEM[J]. *Journal of Northeastern University(Natural Science)*,2012,33(6):879-882.

[10] Bompos D A, Nikolakopoulos P G. CFD simulation of magnetorheological fluid journal bearings [J]. *Simulation Modeling Practice and Theory*,2011,19(4):1035-1060.