

# 缝隙节流浮环动静压推力轴承紊流有限元分析

张永宇<sup>1</sup>, 岑少起<sup>2</sup>, 杨金锋<sup>2</sup>

(1. 上海大学机械工程学院, 上海 200072; 2. 郑州大学机械工程学院, 河南 郑州 450002)

**摘 要:** 深浅腔缝隙节流浮环动静压推力轴承在高速运转时, 随着流体惯性力的影响不断增加, 最终导致流态由层流变为紊流。采用普遍的考虑流体紊流效应的经验方法, 在得到计入迁移惯性项的径推浮环动静压推力轴承非定常 Reynolds 方程的基础上, 通过在方程左端项加入紊流因子的方法建立相应的紊流 Reynolds 方程。采用有限元法求得轴承内外膜的的压力场分布, 结果表明, 紊流态下的压力场分布与相同工况下层流态压力场相比发生了明显的变化, 从而使轴承的性能参数也发生相应改变。

**关键词:** 缝隙节流, 动静压, 推力轴承, 紊流, 雷诺方程

中图分类号: TH 117; TH 133.31 文献标识码: A

采用深浅腔缝隙节流的径推动静压浮环轴承(以下简称轴承)集静压轴承、动压轴承优点于一体, 具有良好的启动性能以及良好的静态、动态性能。径推浮环的引入, 使轴承的径向油膜和轴向油膜分别从原来的单层油膜变为双层油膜, 从而降低了轴承的摩擦功耗, 有效地解决了具有高速度、高精度要求的动静压滑动轴承在高速、大载荷工况下摩擦功耗上升较快、温升不易控制的难题<sup>[1]</sup>。但轴承在运转时随着润滑剂流速的增加, 惯性力影响不断增加<sup>[2]</sup>, 最终导致流态的改变, 即从层流转变为紊流。鉴于目前流体力学中关于流体紊流运动的机理尚不完全清楚, 因此对该类轴承紊流工况下的特征研究更显得有必要。

## 1 轴承结构特点及工作原理

该轴承是径向滑动轴承和平面推力滑动轴承在结构上的有机结合, 在轴颈与轴承之间加入径推浮环, 且该浮环是将径向浮环和推力浮环设计为一体, 具体结构如图 1 示。

轴承径向部分和推力部分均采用深浅腔结构, 深腔与浅腔之间、浅腔与封油边之间均采用阶梯过渡。该轴承的节流是将毛细管节流器置于深腔中, 与深腔合二为一。通过深腔缝隙节流配合浅腔二次节流可使该轴承具有更好的动静压特性, 也有效地避免了节流器阻塞<sup>[3]</sup>。轴承在工作时, 浮

环与轴承之间形成内油膜, 即主支撑油膜。浮环与轴颈之间形成外油膜, 相对于内油膜而言, 外油膜可以认为是一种附加弹性支撑。从结构上可以清楚的看出, 该轴承充分发挥了推力浮环与径向浮环的作用, 但从结构上该轴承内外油膜在高速时极易出现紊流现象, 本文仅讨论该轴承推力部分的紊流现象。

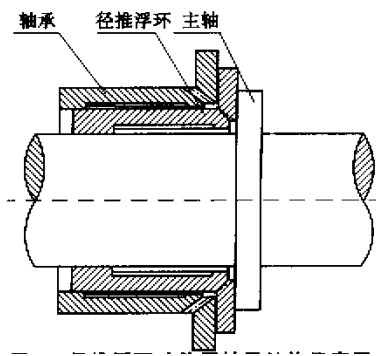


图 1 径推浮环动静压轴承结构示意图

Fig.1 Structure of radial-thrust floating ring hybrid bearing

## 2 数学模型

该文以计入迁移惯性项的径推动静压浮环轴承非定常 Reynolds 方程<sup>[4]</sup>为基础, 在其方程左端加入紊流因子的方法得到其相应的紊流方程。

### 2.1 紊流 Reynolds 方程

在极坐标系 $(r, \theta)$ 下考虑到迁移速度项的推

力油膜内外层非定常 Reynolds 方程为：

对内膜

$$\frac{\partial}{\partial r_1} \left( \frac{r_1 h_1^3}{12\mu} \frac{\partial p'_1}{\partial r_1} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta_1} \left( \frac{h_1^3}{12\mu r_1} \frac{\partial p'_1}{\partial \theta_1} \right) = \frac{(\Omega_1 - \Omega_2)}{2} r_1 \frac{\partial h_1}{\partial \theta_1} + G_3 + r_1 (V_2 - V_1). \quad (1)$$

边界条件为

$$\begin{cases} V'_r(r, 0) = V'_r(r_1, 0) = 0; \\ V'_r(r, h) = V'_r(r_1, h) = 0, \\ V'_\theta(r, 0) = V'_\theta(r_1, 0) = \Omega_1 r_1; \\ V'_\theta(r, h) = V'_\theta(r_1, h) = \Omega_2 r_1, \\ V'_z(r, 0) = V'_z(r_1, 0) = V_1; \\ V'_z(r, h) = V'_z(r_1, h) = V_2, \end{cases}$$

对外膜

$$\frac{\partial}{\partial r_2} \left( \frac{r_2 h_2^3}{12\mu} \frac{\partial p'_2}{\partial r_2} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta_2} \left( \frac{h_2^3}{12\mu r_2} \frac{\partial p'_2}{\partial \theta_2} \right) = \frac{1}{2} \Omega_2 r_2 \frac{\partial h_2}{\partial \theta_2} + G_4 - r_2 V_2. \quad (2)$$

边界条件

$$\begin{cases} V'_r(r, 0) = V'_r(r_2, 0) = 0; \\ V'_r(r, h) = V'_r(r_2, h) = 0, \\ V'_\theta(r, 0) = V'_\theta(r_2, 0) = r_2 \Omega_2; \\ V'_\theta(r, h) = V'_\theta(r_2, h) = 0, \\ V'_z(r, 0) = V'_z(r_2, 0) = V_2; \\ V'_z(r, h) = V'_z(r_2, h) = 0. \end{cases}$$

式中： $V_1 = V'_\theta$ ； $V_2 = V'_r$ ； $\Omega_1$  为轴颈转速； $\Omega_2$  为浮环转速； $\mu$  为润滑油粘度； $r_1$  为推力环内圆半径； $r_2$  为推力环外圆半径； $h_1$  为内油膜厚度； $h_2$  为外油膜厚度； $\theta_1$  为内膜极角； $p_1$  为内膜压力； $\theta_2$  为外膜极角； $p_2$  为外膜压力； $V'_r$  为径向速度； $V'_\theta$  为切向速度。

$$G_3 = \frac{\partial}{\partial \lambda_1} \left[ -\frac{\rho h_1^7}{1120\mu^3 r_1} \frac{\partial p_1}{\partial r_1} \frac{\partial^2 p_1}{\partial \theta_1 \partial r_1} + \frac{\rho h_1^5 (\Omega_2 + \Omega_1)}{120\mu^2} \frac{\partial p_1}{\partial r_1} \right] + \frac{\partial}{\partial r_1} \left[ \frac{\rho h_1^7}{1120\mu^3 r_1^2} \left( \frac{\partial p_1}{\partial \theta_1} \right)^2 - \frac{\rho h_1^5 (\Omega_2 + \Omega_1)}{120\mu^2} \frac{\partial p_1}{\partial \theta_1} + \frac{\rho r_1 h_1^5 (\Omega_2 - \Omega_1)^2}{40\mu} + \frac{\rho \Omega_1 \Omega_2 r_1 h_1^3}{12\mu} \right];$$

$$G_4 = \frac{\partial}{\partial \lambda_2} \left[ -\frac{\rho h_2^7}{1120\mu^3 r_2} \frac{\partial p_2}{\partial r_2} \frac{\partial^2 p_2}{\partial \theta_2 \partial r_2} + \frac{\rho h_2^5 \Omega_2}{120\mu^2} \frac{\partial p_2}{\partial r_2} \right] + \frac{\partial}{\partial r_2} \left[ \frac{\rho h_2^7}{1120\mu^3 r_2^2} \left( \frac{\partial p_2}{\partial \theta_2} \right)^2 - \frac{\rho h_2^5 \Omega_2}{120\mu^2} \frac{\partial p_2}{\partial \theta_2} + \frac{\rho r_2 h_2^3 \Omega_2^2}{40\mu} \right].$$

对式(1)式(2)做无量纲化处理并加入紊流因子  $k_x, k_z$  后的无量纲紊流 Reynolds 方程为：

对内膜

$$\frac{\partial}{\lambda_1 \partial \theta_1} \left( \frac{H_1^3}{k_x} \frac{\partial \bar{P}'_1}{\partial \theta_1} \right) + \frac{\partial}{\partial \lambda_1} \left( \frac{\lambda_1 H_1^3}{k_2} \frac{\partial \bar{P}'_1}{\partial \lambda_1} \right) = 6\lambda_1 \frac{\partial H_1}{\partial \theta_1} + Re_1^* \bar{G}_3 - 12\lambda_1 (\bar{V}_1 - \bar{C} \bar{V}_2); \quad (3)$$

对外膜

$$\frac{\partial}{\lambda_2 \partial \theta_2} \left( \frac{H_2^3}{k_x} \frac{\partial \bar{P}'_2}{\partial \theta_2} \right) + \frac{\partial}{\partial \lambda_2} \left( \frac{\lambda_2 H_2^3}{k_3} \frac{\partial \bar{P}'_2}{\partial \lambda_2} \right) = 6\lambda_2 \frac{\partial H_2}{\partial \theta_2} + Re_2^* \bar{G}_4 - 12\lambda_2 \bar{V}_2, \quad (4)$$

其中  $\bar{G}_3, \bar{G}_4$  及无量纲因子如下，紊流因子  $k_x, k_z$  可按紊流壁面定理的方法确定<sup>[4]</sup>。

$$\bar{\Omega} = \frac{\Omega_1}{\Omega_2}, \bar{C} = C_2/C_1,$$

$$Re_1 = \frac{\rho (\Omega_1 - \Omega_2) R_1 C_1}{\mu};$$

$$Re_1^* = \frac{C_1}{R_1} Re_1, r_1 = R_1 \lambda_1,$$

$$P_1 = \frac{\rho (\Omega_1 - \Omega_2) R_1^2}{C_1^2} \bar{P}_1;$$

$$V_1 = C_1 (\Omega_1 - \Omega_2) \bar{V}_1;$$

$$V_2 = C_2 (\Omega_1 - \Omega_2) \bar{V}_2;$$

$$Re_2 = \frac{\rho \Omega_2 R_2 C_2}{\mu};$$

$$Re_2^* = \frac{C_2}{R_2} Re_2; r_2 = R_2 \lambda_2;$$

$$P_2 = \frac{\rho \Omega_2 R_2^2}{C_2^2} \bar{P}_2; V_2 = C_2 \Omega_2 \bar{V}_2,$$

$$\bar{G}_3 = \frac{\partial}{\partial \lambda_1} \left[ -\frac{3H_1^7}{280\lambda_1} \frac{\partial \bar{p}_1}{\partial \lambda_1} \frac{\partial^2 \bar{p}_1}{\partial \theta_1 \partial \lambda_1} + \frac{H_1^5}{10} \left( \frac{\bar{\Omega} + 1}{\bar{\Omega} - 1} \right) \frac{\partial \bar{p}_1}{\partial \lambda_1} \right] + \frac{\partial}{\partial \lambda_1} \left[ \frac{3H_1^7}{280\lambda_1^2} \left( \frac{\partial \bar{p}_1}{\partial \theta_1} \right)^2 - \frac{H_1^5}{10} \left( \frac{\bar{\Omega} + 1}{\bar{\Omega} - 1} \right) \frac{\partial \bar{p}_1}{\partial \theta_1} + \left( \frac{3}{10} + \frac{\bar{\Omega}}{(\bar{\Omega} - 1)^2} \right) \lambda_1 H_1^3 \right];$$

$$\bar{G}_4 = \frac{\partial}{\partial \lambda_2} \left[ -\frac{3H_2^7}{280\lambda_2} \frac{\partial \bar{p}_2}{\partial \lambda_2} \frac{\partial^2 \bar{p}_2}{\partial \theta_2 \partial \lambda_2} + \frac{H_2^5}{10} \frac{\partial \bar{p}_2}{\partial \lambda_2} \right] + \frac{\partial}{\partial \lambda_2} \left[ \frac{H_2^7}{280\lambda_2^2} \left( \frac{\partial \bar{p}_2}{\partial \theta_2} \right)^2 - \frac{H_2^5}{10} \frac{\partial \bar{p}_2}{\partial \theta_2} + \frac{3}{10} \lambda_2 H_2^3 \right].$$

## 2.2 流量平衡方程及压力边界条件

轴承推力部分中，内外膜均为八腔，设轴端边界为  $\Gamma_1$ ，进油边界为  $\Gamma_2$ ，深腔边界为  $\Gamma_3$ ，则无量纲压力边界条件为

$$\begin{cases} \bar{p}_i = 0 & (i \in \Gamma_1); \\ \bar{p}_j = 1 & (j \in \Gamma_2, \Gamma_3), \end{cases} \quad (5)$$

无量纲流量平衡方程为

$$\bar{n} \cdot (6H - H^3 \cdot \nabla \bar{p}) = \frac{1 - \bar{p}_{rm}}{R_j}. \quad (6)$$

式中： $\bar{p}_i, \bar{p}_j$  为边界上的无量纲油膜压力； $\bar{n}$  为法向向量； $\nabla \bar{p}$  表示三个坐标方向上的油膜压力变化； $H$  表示无量纲油膜厚度； $\bar{p}_{rm}$  为第  $m$  腔的腔压； $\bar{R}_j$  为节流器的液阻。

2.3 计算结果

对一实际轴承为例进行计算，其初始条件参数为：

(1) 工作参数：泵压为  $P_s = 0.98\text{MPa}$ ；润滑油粘度为  $\mu = 4.475 \times 10^{-3} \text{Pa} \cdot \text{s}$ ；轴颈转速为

38000r/min，初定环速比为  $W_{t10} = 0.3$ ；

(2) 轴向部分结构参数(略)。对式(3)、式(4)采用有限元素法求解。尽管求解过程中涉及到二阶导数，但由于方程具有二阶连续性，故仍可采用平面四边形八节点等参数单元。图2是轴承层流态下的内、外膜压力场的三维压力分布。图3是相同工况下计算得到的结果，表示紊流态下的内、外膜压力场的三维压力分布。

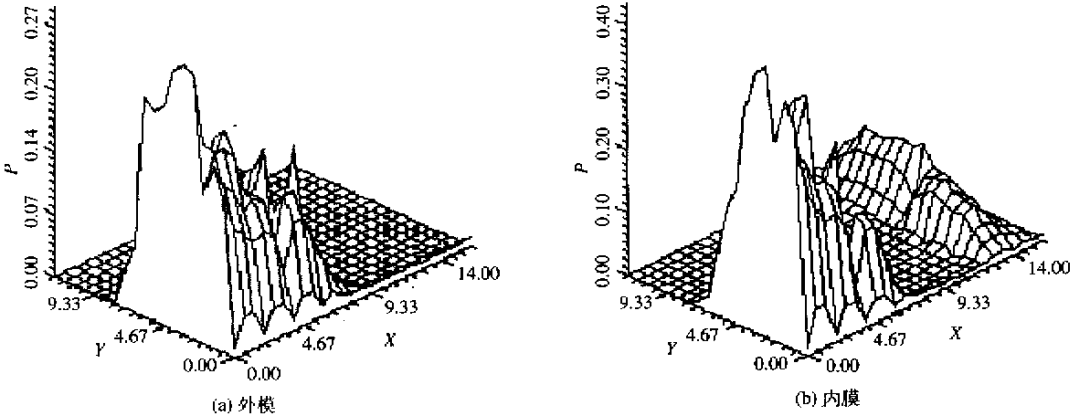


图2 层流态内外膜压力分布

Fig.2 Pressure distribution under laminar flow

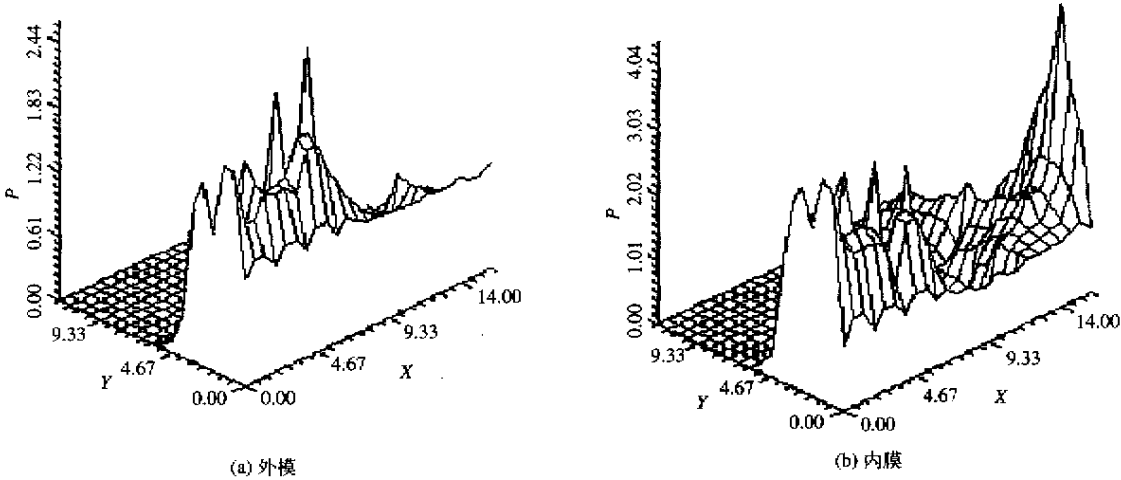


图3 紊流态内外膜压力分布图

Fig.3 Pressure distribution under turbulent flow

通过该深浅腔缝隙节流浮环动静压推力轴承紊流工况下内外膜 Reynolds 方程求解，并且与该轴承相同工况下的内外膜压力场的计算分析，可得出如下结论：该轴承在相同间隙变化情况下，紊流态下的压力峰值不圆滑，出现多个压力峰值，从而使紊流润滑的承载力比层流润滑显著提高，这说明紊流态下的压力场分布发生了明显的变化。在相同承载力情况下，紊流润滑的摩擦功耗比

层流态下要高。此外，通过该深浅腔缝隙节流浮环动静压推力轴承的动特性系数的计算表明，相同工况下紊流态动特性系数值要比层流态下的大。

3 结束语

以上实例中所讨论的径推联合浮环动静压轴承已用于某厂透平膨胀机组主轴系统上，该轴承

推力部分外载荷远远大于径向部分载荷,因此,在保证径向轴承部分正常运转的同时,推力轴承部分的设计成为关键。按上文讨论的结构尺寸和工况参数经计算后,该推力轴承能满足负荷的要求;而且比采用纯动静压轴承摩擦功耗可降低 38%左右<sup>[4]</sup>。通过对该深浅腔缝隙节流浮环动静压推力轴承紊流工况下的内外膜压力场分布的有限元分析计算,为进一步探讨该轴承的静、动特性打下了理论基础。

参考文献：

[1] 华绍杰.圆柱液体浮环动静压轴承止推环性能的有

限元分析[J].机械设计,1998,8(8):18-21.

[2] 岑少起,杨金锋.惯性项对动静压浮环径向轴承压力场的影响[J].郑州工业大学学报,2001,22(3):6-8.

[3] 岑少起,郭红.多种节流形式的动静压轴承有限元—优化分析[J].机械科学与技术,2002,21(2):237-239.

[4] 杨金锋.径推浮环动静压轴承动特性研究[D].郑州工业大学,2001.

[5] 张直明.滑动轴承的流体动力润滑理论[M].北京:高等教育出版社,1987.126-131

Finite Element Analysis of the Turbulence on Crevice Throttle  
Floating-ring Hybrid Thrust Bearing

ZHANG Yong-yu<sup>1</sup>, CEN Shao-qi<sup>2</sup>, YANG Jing-feng<sup>2</sup>

(1.College of Mechanical Engineering,Shanghai University,Shanghai 200072,China;2.College of Mechanical Engineering,Zhengzhou University,Zhengzhou 450002,China)

**Abstract** : When the floating-ring hybrid thrust bearing with the structure of deep and shallow cavity crevice throttle runs in high speed,with the increase of inertia force,the fluid state transforms from laminar flow to turbulent flow. The turbulence reynolds equation is developed by adding the turbulent factors to the non-normal Reynolds equation by using the experiment method which considers the turbulent effect. The pressure distribution of the bearing is worked out by using the finite element method. The calculations demonstrate that the turbulence pressure distribution varies apparently compared with the laminar pressure distribution in which the work condition is similar to the turbulence,thus the behavior of the bearing becomes different.

**Key words** : crevice throttle ; hybrid ; thrust bearing ; turbulence ; Reynolds equation