

# 内置毛细管节流的动静压滑动轴承 有限元——优化综合分析\*

华绍杰 付少敏\* 郭红 祁建中 李瑞珍 夏恒青 岑少起

(郑州工业大学机械工程系 450002)

**摘要** 这里将通常设于外部的扁毛细管节流器移至腔内转动方向的起始处,并通过浅腔再次节流。本文对这种新型结构的动静压滑动轴承进行了全面的有限元分析和优化计算,建立了有限元——优化迭代过程的计算模型,并编制了计算机程序,绘出了几个主要设计参数的优化结果,从而为设计、制造这种轴承提供了依据。

**关键词** 动静压滑动轴承;复合形法;节流腔;浅腔

**中图分类号**: TH 133.31

## 1 前言

由于现代工业的飞速发展,对高速、超高速旋转机械的主要支承元件——滑动轴承的要求越来越高。七十年代初提出的动静压滑动轴承,由于同时具有动压、静压滑动轴承的特点而正日益受到重视。目前常用的动静压轴承其节流形式主要有两种:一种是外置毛细管节流(资料1),一种是孔式环面二次节流,但仍需小孔。这两种形式的动静压轴承共同的缺点是:节流器易堵塞而导致轴承失效。本文提出了一种新型结构,将毛细管节流器和深腔合二而一,并设置适当浅腔,通过内置毛细管节流器和浅腔的综合作用来实现节流。本文对该轴承进行了有限元分析,在求得压力分布和油膜合力后,以承载力最大作为目标函数,对几个主要结构参数如浅腔深度、面积、封油边尺寸等进行了优化,建立了有限元——优化迭代模型和计算机程序。为了提高计算速度,采取了变加权系数的方法,取得了较好的效果。

## 2 轴承结构和数学模型的建立

如图1所示:该轴承轴向对称,周向四腔、润滑油从进油孔流入,经毛细管节流后,进入浅腔和封油边。

符号说明:

$R$ : 轴承半径

$L$ : 轴承长度

河南省自然科学基金资助项目

收稿日期:1995-11-03

\* 北京航空航天大学

$\Phi$ : 周向角度坐标

$Z$ : 轴向坐标

$P$ : 压力值

$\mu$ : 润滑油粘度

$\rho$ : 润滑油密度

$h$ : 油膜厚度

$\Omega$ : 主轴角速度

$V_v, V_h$ : 轴颈中心水平、垂直速度分量

$P_s$ : 泵压

$C$ : 油承间隙

其润滑油膜控制方程及边界条件为。

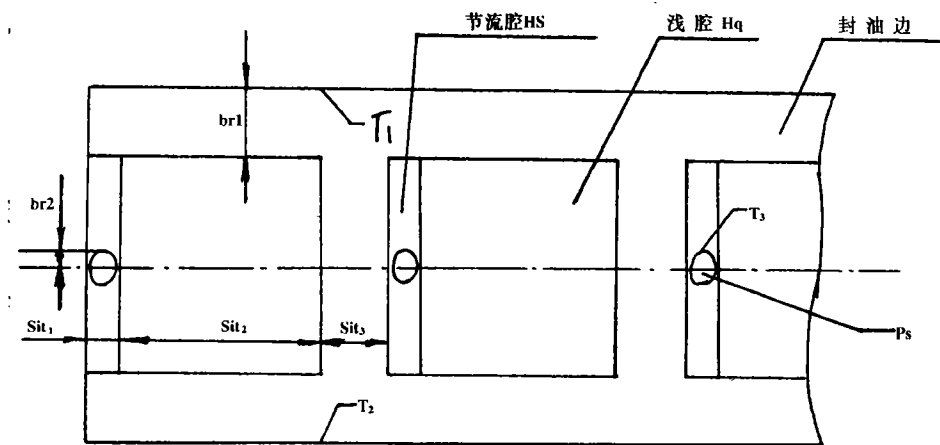


图1 轴承平面展开图

## 2.1 Reynolds 方程:

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \Phi} \left( \frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \Phi} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left( \frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial Z} \right) = \frac{\Omega}{2} \frac{\partial (ph)}{\partial \Phi} + p(v_v \cos \Phi + V_h \sin \Phi) + e h$$

其中  $V_h$  和  $V_v$  为轴颈中心水平和垂直方向速度。在稳态时,  $V_v \cos \Phi = 0, V_h \sin \Phi = 0$ , 并设润滑油不可压缩, 其密度  $\rho$ , 粘度  $\mu$  均为常数。得到静态 Reynolds 方程。

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \Phi} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \Phi} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial Z} \right) = 6 \cdot \Omega \cdot \frac{\partial h}{\partial \Phi} \quad (2)$$

## 2.2 边界条件:

$$\begin{cases} P_i = 0 & i \in T_1, T_2 \\ P_j = p_s & j \in T_3 \\ \left( \frac{\partial p}{\partial \Phi} \right)_k = 0 & k \in T_4 \end{cases}$$

## 2.3 无量纲征:

引入下列无量纲变换式:

$$\lambda = Z / \frac{L}{2} \quad H = h / c \quad \bar{p} = p / p_s$$

$$Bnum = \mu \cdot \Omega \cdot R^2 / p_s \cdot C^2$$

并代入(2)可得到无量纲控制方程:

$$\frac{\partial}{\partial \Phi} \left( H^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \Phi} \right) + \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left( H^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \lambda} \right) = 6 \cdot B_{num} \cdot \frac{\partial H}{\partial \Phi} \quad (3)$$

和无量纲边界条件:

$$\begin{cases} \bar{P}_i = 0.0 & i \in T_1, T_2 \\ \bar{P}_j = 1.0 & j \in T_3 \\ \left( \frac{\partial \bar{P}}{\partial \Phi} \right)_k = 0.0 & k \in T_4 \end{cases}$$

其无量纲油膜厚度:

$$H = \begin{cases} 1 + \varepsilon \cdot \cos \Phi & \text{封油边} \\ 1 + \varepsilon \cdot \cos \Phi + H_q & \text{浅腔} \\ 1 + \varepsilon \cdot \cos \Phi + H_s & \text{节流腔} \end{cases}$$

其中:  $H_q = h_q/c$   $H_s = h_s/c$ 。分别为浅腔、节流腔的无量纲油膜厚度。

### 3 Reynolds 方程的有限元分析

采用平面四边形八结点等参元,取插值函数  $N_i$  作为权函数,由伽辽金法可得到:

$$\iint \left[ \frac{\partial}{\partial \Phi} \left( H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \Phi} \right) + \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left( H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \lambda} \right) - 6 \cdot B_{num} \frac{\partial H}{\partial \Phi} \right] \cdot N_i d\Omega = 0 \quad (4)$$

利用分部积分法并由边界条件,可得到整体有限元特征式:

$$\iint \left[ H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \Phi} \cdot \frac{\partial N}{\partial \Phi} + \left( \frac{D}{L} \right)^2 H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \lambda} \cdot \frac{\partial N}{\partial \lambda} \right]_{mn} = \iint 6 \cdot B_{num} \cdot \frac{\partial H}{\partial \Phi} \cdot d\Omega \quad (5)$$

设  $P$  为近似解,并令  $P = \sum N_i \bar{P}_i$ ,代入上式,得到无量纲 Reynolds 方程的有限元素表达式:

$$[k] \cdot \{p\} = \{F\} \quad (6)$$

式中:  $[k] = \sum_{e=1}^M [k]^e$

$$\{F\} = \sum_{e=1}^M \{F\}^e$$

$$\{P\} = \{p_1, p_2, \dots, p_N\}$$

其中:

$$k_{ij}^e = \iint_e \left[ H^3 \frac{\partial N_i}{\partial \Phi} \cdot \frac{\partial N_j}{\partial \Phi} + \left( \frac{D}{L} \right)^2 H^3 \frac{\partial N_i}{\partial \lambda} \cdot \frac{\partial N_j}{\partial \lambda} \right] d\Omega \quad (7)$$

$$F_i^e = \iint_e 6 \cdot B_{num} \cdot H \cdot \frac{\partial N_i}{\partial \Phi} d\Omega \quad (8)$$

( $i, j = 1, 2, \dots, 8$ )

求解(6)式可得到每一节点上的压力值,进而求得该轴承的各静特性参数。

### 4 优化模型

采用复合形法对该轴承的几个主要参数进行优化。

#### 4.1 目标函数

根据设计需要和工作情况可选取不同的目标函数。如承载力最大、功耗最小等。本文采用承载力最大作为目标函数,若需要选取其他的目标,只需改变程序中的目标函数即可。

由压力分布积分可得:

$$F_z = - \iint p \sin \Phi \cdot d\Phi \cdot d\lambda$$

$$F_y = - \iint p \cdot \cos\Phi \cdot d\Phi \cdot d\lambda$$

∴ 承载力: $W_F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$   
目标函数: $\min F(x) = (-WF)$  (9)

4.2 优化变量及约束条件

优化变量

- (1) 浅腔深度  $Hq$
- (2) 封油边轴向宽度  $br1$
- (3) 封油边周向宽度  $sit3$

约事条件:  
 $0.5 \leq Hq \leq 2.0$   
 $0.15 \leq br1 \leq 0.4$   
 $15^\circ \leq sit3 \leq 30^\circ$

4.3 优化结果及分析

以四腔轴承为例,以承载力最大为目标对下同偏心率下的三个结构参数进行优化,得到表 1 所示结果:

表 1 结构参数优化结果

偏心率 <i>eps</i>	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	<i>aver</i>
浅腔深度 <i>hq</i>	0.632	0.634	0.634	0.656	0.678	0.699	0.699	0.67
封油边轴向 宽度 <i>br1</i>	0.176	0.176	0.177	0.183	0.191	0.197	0.197	0.19
封油边周向 宽度 <i>sit3</i>	16.295	16.294	16.294	16.761	17.133	17.700	17.700	17.12

从优化结果来看,随着偏心率的增加,浅腔深度  $Hq$ ,封油边轴向宽度  $br1$  和封油边周向宽度  $sit3$  均略有增加,但很小。因此,可取不同偏心率下优化结果的平均值作为最后轴承的结构参数。得到:

$Hq = 0.67$   
 $br1 = 0.189$  (取为 0.19)  
 $sit3 = 17.117$  (取为 17.12)

图 2 为随着偏心率增加, $Hq,br1,sit3$  的变化趋势:

至此,已完成了轴承重要结构参数的优化。

4.4 节流腔相当节流比的计算

为了讨论该轴承的节流效果,本文取某一节流腔相当节流比  $\beta_i = \overline{Pr}/ps$ ,这里  $\overline{Pr}$  为节流腔的平均压力。由此可得到四腔综合节流比。

$$\beta = \sum_{i=1}^4 \beta_i / 4$$

表 2 为不同偏心率下节流腔综合节流比的变化情况,以及节流腔具有节流作用时  $HS$  的最大值。可以看出, $HS$  取 3.0 是较为合适的。

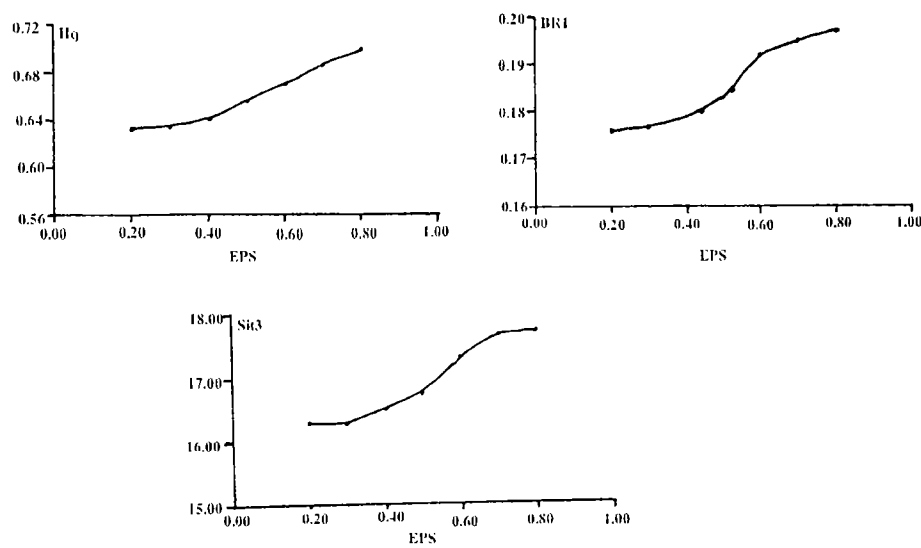


图 2 优化结果  $Hq, br1, sit3$  随偏心率的变化趋势

表 2 四腔综合节流比

偏心率 $eps$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
$HS=3.0$ 时深腔 平均节流比	0.6792	0.6343	0.6054	0.5901	0.5778	0.5439	0.5266	0.5435	0.5666
深腔具有节流 作用时 $HS$ 的 最大值	7.0	6.5	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.5	10.0

5、静态特性计算：

根据优化结果计算静态特性(均取为无量纲量)。

5.1 承载力：

$$\overline{F}_x = - \iint p \cdot \sin \Phi \cdot d\Phi \cdot d\lambda$$
$$\overline{F}_y = - \iint p \cdot \cos \Phi \cdot d\Phi \cdot d\lambda$$
$$\overline{W}_F = \sqrt{\overline{F}_x^2 + \overline{F}_y^2}$$

(10)

5.2 摩擦力：

$$\overline{FF} = \iint \alpha [Bnum(\frac{L}{D})^2 \frac{\lambda^2}{H} + \frac{H}{2} \frac{\partial P}{\partial \Phi}] d\Phi \cdot d\lambda$$

(11)

5.3 摩擦力矩：

$$\overline{FQF} = \iint_{\Omega} [Bnum(\frac{L}{D})^2 \frac{\lambda^2}{H} + \frac{H}{2} \frac{\partial P}{\partial \Phi}] \lambda d\Phi \cdot d\lambda \quad (12)$$

#### 5.4 摩擦功耗

$$\overline{WQ} = (\frac{L}{D})^2 \cdot \overline{FQF} \cdot Bnum \quad (13)$$

#### 5.5 出油流量:

$$\overline{FLow} = -\frac{1}{3} \int_0^{2\pi} H^3 \frac{\partial p}{\partial \lambda} / \lambda = 1 d\Phi \quad (14)$$

#### 5.6 泵功能

$$\overline{WP} = \overline{FLow} / 12 \quad (16)$$

其有量纲静特性值分别为:

$$WF = \overline{WF} \cdot p_s \cdot D^2$$

$$FF = \overline{FF} \cdot p_s \cdot D^2$$

$$FQF = \overline{FQF} \cdot p_s \cdot C \cdot D^2 \cdot \Omega$$

$$WQ = (\frac{L}{D})^2 \cdot \overline{FQF} \cdot Bnum$$

$$FLow = \overline{FLow} \cdot \frac{P_s C^3}{12\mu}$$

图 3 至图 12 为各静态特性曲线图。

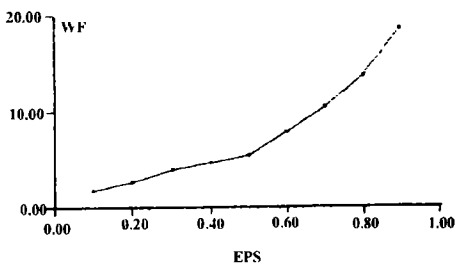


图 3 偏心率—承载力

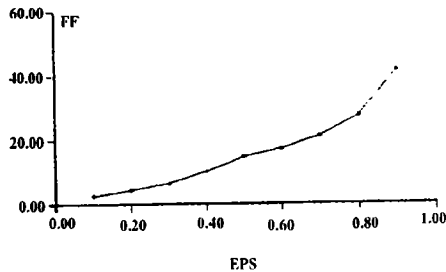


图 4 偏心率—摩擦力

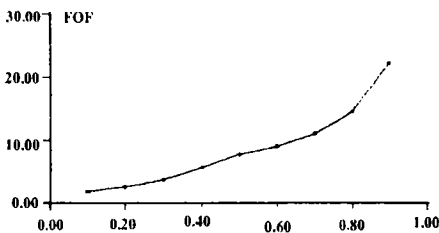


图 5 偏心率—摩擦力矩

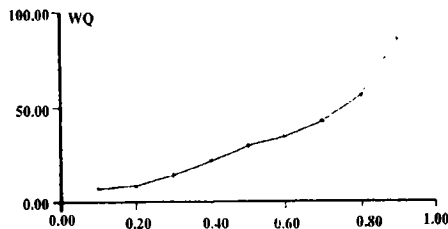


图 6 偏心率—摩擦功耗

## 6 结论

6.1 内置毛细管加浅腔节流的动静压滑动轴承是本文提出的一种新型结构轴承,它克服了外置毛细管节流油路易堵塞、加工困难的缺点、具有承载力大、抗过载能力强、回转精度高、动刚度大、工艺性好,安装、调试、维修方便等优点,预计在高速精密磨床和其它旋转机械中

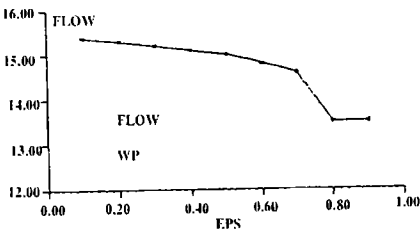


图 7 偏心率—流量

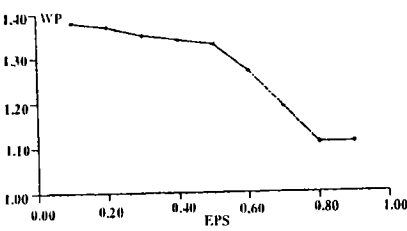


图 8 偏心率—泵力耗

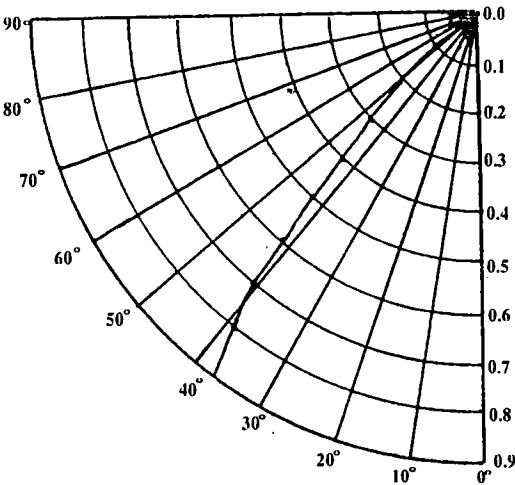


图 9 轴心轨迹

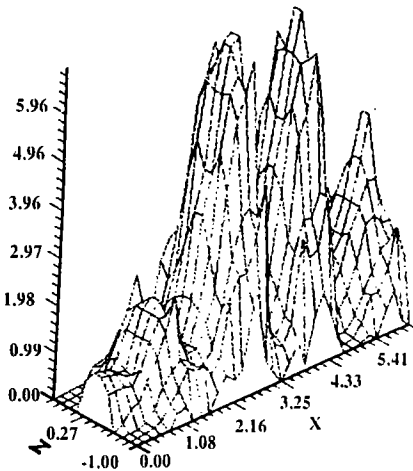


图 10  $EPS=0.3$  压力分布

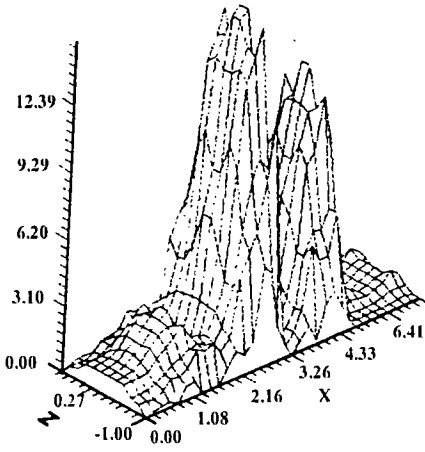


图 11  $EPS=0.7$  压力分布

将获得广泛应用。

6.2 将计算得到的静态数据与参考文献(3)提供的数据进行比较:承载力上升 12~29%, 摩擦力、摩擦力矩分别降低 9.6%和 10.5%,其它性能也有不同程度的改善。

6.3 给出了节流腔相当节流比的计算方法,并计算了不同偏心率下某一节流腔深度与相当节流比之间的关系,从而可比较内、外置毛细管节流性能。

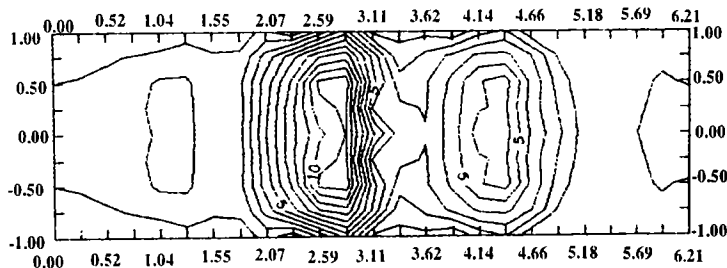


图 12  $EPS=0.6$  压力等值线图

6.4 建立了动静压滑动轴承有限元——优化分析迭代模型,采用改变加权系数的方法,加速了迭代过程。该程序稍加改动亦可计算其它类型的动静压轴承,具有较强的通用性。

6.5 对几种结构参数如浅腔深度、面积、封油边尺寸等的优化结果,可直接用于该轴承的设计、制造。

## 参 考 文 献

- 1 《滑动轴承的流体动力润滑理论》张直明主编,高等教育出版社
- 2 《流体力学中的有限元方法》,章本照,机械工业出版社
- 3 《流体动力润滑理论》[英] O. 平克斯 B. 斯德因李希特,机械工业出版社
- 4 《机械最优化设计》刘维信、孟嗣宋,清华大学出版社
- 5 《C 程序设计》谭浩强,清华大学出版社

## Synthetical Analysis of Finite Element — Optimizing of Hybrid Bearing with the Flat Capillary Restrictor in the Deep Recesses

Hua Shaojie Fu Shaomin Guo Hong Qi Jianzhong

Li Ruizing Xia Hengqing Cen Shaoqi

(Zhengzhou University of Technology)

**Abstract** In this paper, the flat capillary restrictor is lay in the deep recesses instead of outer space. in other word, the deep recesses acts as restrictor, and the shallow recesses throttles again. Comprehension finite element analyse and optimizing calculation are presented for this new type structure hybrid bearing. Then establish the computation model, and make out the computer programme of finite element--optimization iteration process. The optimized results of main design parameters are draw by computer. This paper can be referenced for designing and manufacturing this new type bearing.

**Key words** Hybrid Bearing, Complex Methord, Throttle pocket, shallow pocket