

文章编号:1000-582X(2009)04-0420-05

# 毛细管节流的油膜轴承结构参数设计分析

江桂云,王勇勤,严兴春,王 庆

(重庆大学 机械传动国家重点实验室,重庆 400030)

**摘 要:**油膜轴承的结构参数对其承载能力和油膜刚性起决定性的作用,轴承结构参数主要包括腔型结构、油腔数目、节流器参数等。对上述参数进行了分析,对腔式及垫式静压轴承、偏心油楔及阶梯腔的动静压轴承进行了静态设计计算,运用数值计算方法结合 MATLAB 软件编程求解了轴承结构参数与油膜承载能力间的相互关系。结果表明:阶梯腔结构相比于其他几种结构形式的动静压轴承具有更为理想的承载能力。

**关键词:**油膜轴承;毛细管节流;动静压轴承;承载能力;结构参数

中图分类号:TH133.3

文献标志码:A

## Design and analysis of structural parameters for capillary oil film bearing

JIANG Gui-yun, WANG Yong-qin, YAN Xin-chun, WANG Qing

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, P. R. China)

**Abstract:** Structural parameters, such as the structure of recesses, the number of recesses, and throttle parameters, play decisive roles in determining the carrying capacity and rigidity of oil film bearings. These parameters are analyzed, and a state design is presented for a hydrostatic cavity and pat bearing, a hybrid bearing with an eccentric oil wedge, and ladder recesses. The mutual relationships between oil film bearing structural parameters and carrying capacity are calculated by combining numerical methods using MATLAB software programming. The results show that hybrid bearings with ladder recesses have superior carrying capacity compared to bearings with other structural forms.

**Key words:** oil film bearing; capillary throttle; hybrid bearings; carrying capacity; structural parameters

油膜轴承按运行特征分为动压、静压、动静压混合轴承,轴承结构参数对油膜轴承的性能产生决定性的影响<sup>[1-3]</sup>。油膜轴承的结构参数主要包括轴承宽度及直径、油腔结构型式及数目、轴承半径间隙、节流器形式及参数等。近年来,油膜轴承越来越多地用在高速高精度机械设备主轴系统中,如何设计合理的油膜轴承结构参数以获得较高油膜刚性及承载性能的轴承成了企业开发油膜轴承的难点和核心技术,因此开展关于油膜轴承性能的数值求解方法、轴承结构设计

参数对轴承油膜性能的影响规律,优化轴承结构参数的研究工作,能进一步弄清油膜轴承承载机理,为轴承的设计提供一定的理论参考和技术支持。

## 1 结构参数的分析

### 1.1 静压、动压油腔腔型结构

常用的静压轴承腔型结构按回油方式分为腔式(无周向回油)轴承和垫式(有周向回油)轴承<sup>[3-4]</sup>,如图 1 所示。动压腔主要有 2 种形式,一是直接在轴

收稿日期:2008-12-13

基金项目:国家“十一五”科技支撑计划重点资助项目(2007BAF02B09);重庆市自然科学基金资助项目(CSTC2006BB3173)

作者简介:江桂云(1969-),男,重庆大学博士研究生,主要从事动静压轴承、流体传动方向研究,(Tel)13752806856;(E-mail)gyjiang\_1@163.com。

欢迎访问重庆大学期刊社 <http://qks.cqu.edu.cn>

瓦上开出偏心油楔(如阶梯腔油楔),二是直接利用主轴与轴承偏心产生偏心油楔,如图 2 所示。适合载荷力方向恒定不变场合。

1.2 油腔数目

静压油腔数目可分为三腔、四腔、多腔;轴径小 ( $D \leq 40 \text{ mm}$ ) 时多采用三腔;多数轴承采用四腔;尺寸较大而载荷方向经常变化的宜用多腔。载荷方向基本不变的轴承,为提高轴承的承载能力,有时采用不等面积油腔的轴承,或者在载荷的相对方向设置动压腔,如图 2 所示。

1.3 节流器

常见的种类有 4 种:毛细管节流器、小孔节流器、薄膜反馈节流器、滑阀反馈节流器等<sup>[5]</sup>,毛细管节流器是固定节流器的一种,毛细管节流器的主要设计参数是节流比  $\beta$ ,如式(1)、(2)所示。

$$\beta = \frac{64Rl_j h_0^3}{3\pi l_1 d_j^4} \left( \frac{l_1}{Rb_1} + 2\theta_1 \right) + 1 \quad (\text{毛细管节流垫式轴承}), \quad (1)$$

$$\beta = \frac{32Rl_j h_0^3}{3l_1 d_j^4} + 1 \quad (\text{毛细管节流腔式轴承}), \quad (2)$$

式中: $R$  为轴承内孔半径,mm; $l_j$ 、 $d_j$  分别为毛细管长度、直径,mm; $l_1$ 、 $b_1$  分别为轴承封油边长度、油腔封油边周向长度,mm; $\theta_1$  为油腔半角,°; $h_0$  为设计状态油膜半径间隙,mm。

2 油膜轴承设计计算

油膜轴承的设计计算是在初步确定轴承的腔型结构、油腔数目、节流器,润滑油、供油压力等基本参数的基础上进行轴承流量、油膜温升、泵供油耗、摩擦功耗计算,判别轴承是否在合适的油膜温度及承载能力下正常工作。如果达不到合适的工作油温及承载性能则需重新调整设计参数,进行反复计算迭代不断修正直到满足工作要求为止。

2.1 空载时轴承各油腔流出的总流量  $Q$

$$Q = \sum_{i=1}^n \frac{R h_0^3}{6\eta l_1} \left( \frac{l_1}{R b_1} + 2\theta_1 \right) \frac{p_s}{\beta_i} \quad (\text{垫式轴承}), \quad (3)$$

$$Q = \sum_{i=1}^n \frac{\pi R h_0^3}{12 l_1 \eta} \times \frac{p_s}{\beta_i} \quad (\text{腔式轴承}), \quad (4)$$

式中: $\eta$  为油膜动力粘度,  $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ ;  $p_s$  为供油压力,Pa。

2.2 流量系数  $q$

$$q = \frac{R}{6 l_1} \left( \frac{l_1}{R b_1} + 2\theta_1 \right) \quad (\text{垫式径向轴承}), \quad (5)$$

$$q = \frac{2\pi R}{6n l_1} \quad (\text{腔式径向轴承}, n \text{ 为油腔数}). \quad (6)$$

2.3 油泵消耗功率  $P_p$

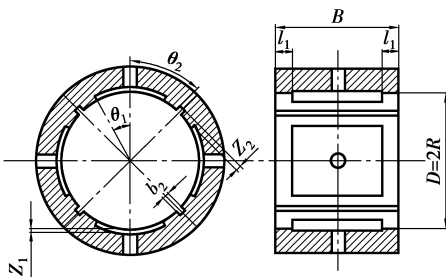
$$P_p = \sum_{i=1}^n \frac{q h_0^3 p_s^2}{\eta_p \beta_i}, \quad (7)$$

式中  $\eta_p$  为泵供功耗,  $\eta_p = 0.8$ 。

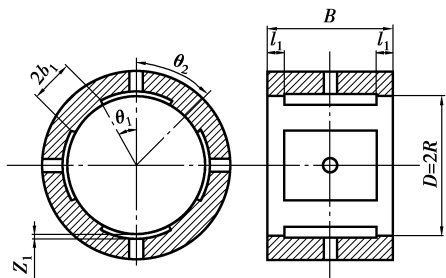
2.4 主轴回转消耗的摩擦功耗  $P_f$

$$P_f = \eta v_c^2 \frac{\sum A_f}{h_0}, \quad (8)$$

式中: $\sum A_f$  为油腔封油面面积之和,  $\text{mm}^2$ ;  $v_c$  为轴颈圆周速度,  $\text{m}/\text{s}$ 。

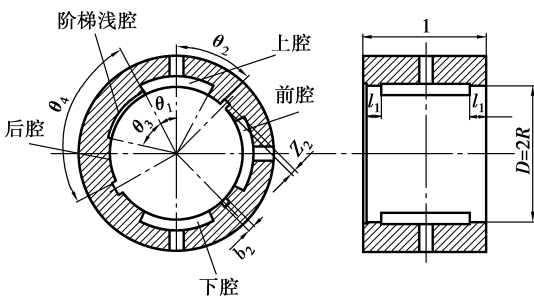


(a) 垫式轴承

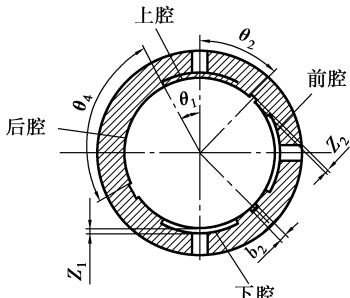


(b) 腔式轴承

图 1 四油腔静压轴承的 2 种结构形式



(a) 阶梯腔动压油楔



(b) 偏心油楔

图 2 动静压混合轴承的 2 种结构形式

## 2.5 轴承有效平均温度 $t_m$ 计算

$$t_m = t_{in} + \Delta t, \quad (9)$$

式中:  $\Delta t$  为润滑油温升,  $\Delta t = \frac{(P_p + P_f)}{CQ}$ ,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $C$  为润滑油热容,  $C = 1.72 \times 10^6 \text{ J}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ ;  $t_{in}$  为进入油腔的油液温度,  $^{\circ}\text{C}$ 。

## 3 轴承油膜静态性能计算

油膜轴承的静态性能有多种分析计算方法, 比较典型的有数值计算方法<sup>[6]</sup>、有限元法、优化设计方法<sup>[7]</sup>、实验测试方法<sup>[8-9]</sup>等。其中, 数值计算主要通过雷诺方程进行, 它能求解出油膜压力的三维分布、主轴平衡位置、轴承流量及承载能力等。对于不可压缩流体和稳态载荷的滑动轴承, 表示压力分布的无量纲化的二维流动雷诺方程如式(10)所示<sup>[10-13]</sup>。

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \overline{H}^3 \frac{\partial \overline{P}}{\partial \varphi} \right) + \left( \frac{d}{l} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left( \overline{H}^3 \frac{\partial \overline{P}}{\partial \lambda} \right) = \Delta \frac{\partial \overline{H}^2}{\partial \varphi}, \quad (10)$$

式中:  $\varphi = x/r$ ,  $\varphi$  为节点处油膜角度,  $x$  为周向坐标,  $r$  为轴颈半径;  $\overline{P} = p/p_s$ ,  $\overline{P}$  为无量纲油膜压力,  $p$  为节点处油膜压力;  $\overline{H} = h/c$ ,  $\overline{H}$  为无量纲油膜间隙,  $h$  为节点处油膜厚度,  $c$  为轴承半径间隙,  $c = R - r$ ;  $\lambda = 2z/l$ ,  $\lambda$  为无量纲轴向长度,  $z$  为轴向坐标,  $l$  为轴承轴向长度;  $\omega$  为轴转动角速度; 轴承数  $\Delta = 6\eta\omega/p_s \left( \frac{c}{r} \right)^2$ 。

三油腔动静压油膜轴承模型如图3所示。

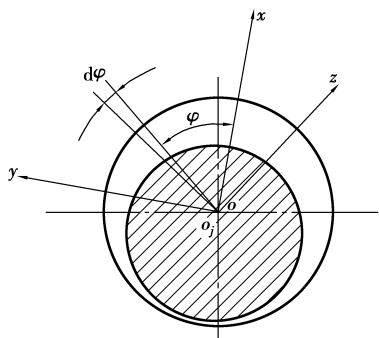


图3 三油腔动静压油膜轴承模型图

对雷诺方程求解主要采用有限差分法, 划分网格; 联立流量连续性方程, 用超松弛迭代法和低松弛迭代法进行计算。上述计算过程采用MATLAB软件编程求解能很方便的求解轴承压力特性<sup>[14]</sup>。

## 4 实例分析

现以三油腔及三油腔阶梯腔动静压轴承、四油腔静压垫式及腔式轴承为例进行分析计算。

已知参数: 供油压力  $p_s = 5 \text{ MPa}$ ; 轴颈转速  $n = 1000 \text{ r/min}$ ; 轴承直径  $D = 100 \text{ mm}$ ; 轴承宽度  $B = 92 \text{ mm}$ ; 油膜半径间隙  $h_0 = 0.03 \text{ mm}$ ; 油腔深度  $Z_1 = 1.5 \text{ mm}$ ; 回油槽宽度  $b_2 = 5 \text{ mm}$ ; 深度  $Z_2 = 1.5 \text{ mm}$ ; 油腔半角  $\theta_1 = 28^{\circ}$ ; 油垫半角  $\theta_2 = 42^{\circ}$ ; 浅腔角度  $\theta_3 = 40^{\circ}$ ; 动压腔角度  $\theta_4 = 88^{\circ}$ ; 节流比  $\beta = 2$ 。采用HU-N46 数控机床液压油。将已知参数代入编制计算程序, 运用MATLAB软件进行数值计算得到以下结果, 如表1、图4、5所示(图5中横坐标  $\epsilon$  为偏心率,  $\epsilon = e/h_0$ ; 纵坐标  $F$  为承载能力)。

表1 油膜轴承设计计算表

名称	$Q$ /( $\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$ )	$P_p$ /W	$P_f$ /W	$t_m$ / $^{\circ}\text{C}$	$\Delta t$ / $^{\circ}\text{C}$
三油腔轴承	0.88	92	448	50	24
三油腔阶梯腔轴承	0.78	82	393	45	19
四油腔垫式轴承	0.90	156	281	45	19
四油腔腔式轴承	0.71	74	417	50	24

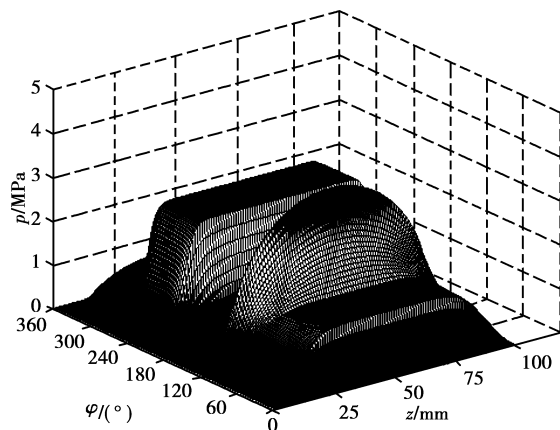


图4 油膜轴承压力分布

由表1可知: 在基本结构参数相同的前提下, 腔式轴承比垫式轴承流量小、泵供功耗小, 但工作温度较高。此外, 三油腔及三油腔阶梯腔动静压油膜轴承流量及泵供功耗均较低, 是较为理想的轴承。

图4用三维图形表示了轴承各油腔压力分布的规律, 图5表示了轴承结构参数与油膜承载能力的相互关系曲线图。通过分析, 有以下规律:

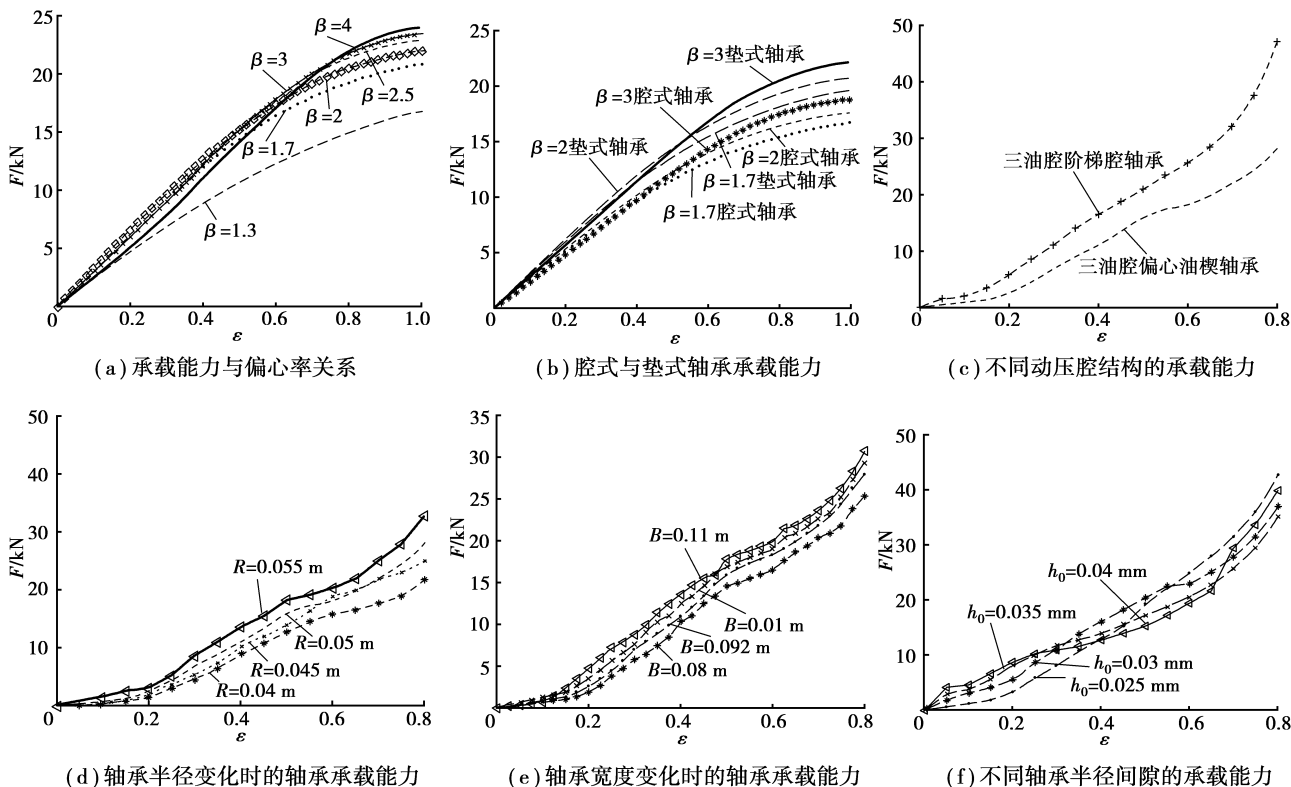


图5 轴承结构参数与油膜承载能力的相互关系

1)由图5(a)可知,改变毛细管的节流比 $\beta$ 可获得不同的承载能力<sup>[15-16]</sup>,当 $\epsilon \leq 0.3$ 时,节流比 $\beta=2$ 或 $1.7$ 时较好;当 $\epsilon > 0.3$ 时, $\beta$ 取值越大,其承载能力越大。作为高速油膜轴承,要求有较高的主轴回转精度,因而偏心率较小,尽量选取 $\beta=2$ 或 $1.7$ 为宜。

2)由图5(b)可知,相同结构尺寸参数下,在相同偏心率下,腔式轴承承载能力比垫式轴承承载能力要低一些,腔式轴承只有垫式轴承承载能力的80%左右。

3)由图5(c)可知,阶梯腔油膜轴承比偏心油楔油膜轴承承载能力要大得多,具有较高的综合油膜刚度。

4)由图5(d)、(e)可知,增大轴承半径或宽度时,其油膜压力加大,动压效果明显,因而可提高轴承的承载能力,但同时会带来润滑油流量的增加及泵供功耗的增加,因此应综合考虑。

5)由图5(f)可知,当增大油膜半径间隙,在小偏心率时,承载能力有提高的趋势,但在大偏心率下,承载能力反而有下降趋势;此外,增大油膜间隙时,油液流量增大,泵供功耗也将增加,因此应合理选取

油膜间隙值。综合分析,取油膜间隙 $h_0 = 0.03$  mm总体效果较好。

## 5 结论

1)4种腔型结构对比后可知,三油腔阶梯腔油膜轴承具有较高的承载能力,其油膜刚性好,它充分地利用了动压油膜效应,因而是一种油膜性能优良的动静压油膜轴承。

2)对于高速、高精度油膜轴承,要求轴承主轴偏心率小,因此毛细管节流比 $\beta$ 取2或1.7为宜。

3)适当增大轴承宽度和半径有助于增加轴承油膜刚性。

4)轴承半径间隙 $h_0 = 0.03$  mm时可获得较合理的油膜刚度及承载能力。

## 参考文献:

- [1] 来晓凤,来涛.动静压轴承的理论计算[J].马钢职工大学学报,2003,13(2):5-9.  
LAI XIAO-FENG, LAI TAO. The theory calculation of hybrid hydrodynamic journal bearing [J]. Journal of Magang Staff and Workers' University, 2003,13(2):5-9.
- [2] JADON V, VIJAY K, SINGH M, et al. Study of

- supply cut-off and bearing geometric parameters on design of hybrid journal bearing [J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2007, 59(2):92-102.
- [3] GORYUNO V, TAKMOVTSEV Y, TERESHCHENKO D. Characteristics of a lubricant flow in radial plain bearings[J]. *Russian Aeronautics*, 2007, 50(1):25-29.
- [4] 董跃, 张晓阳, 赵雄. 液压轴承腔体结构性能分析[J]. *机床与液压*, 2005(1):83-85.  
DONG YUE, ZHANG XIAO-YANG, ZHAO XIONG. Character analysis of the slot structure of journal bearing[J]. *Machine Tool and Hydraulic Pressure*, 2005(1):83-85.
- [5] 朱有洪, 刘建亭, 杨建玺. 液体静压轴承薄膜节流新结构的设计分析[J]. *轴承*, 2008(3):27-30.  
ZHU YOU-HONG, LIU JIAN-TING, YANG JIAN-XI. Design analysis on new thin film restrictor of liquid hydrostatic bearing[J]. *Bearing*, 2008(3):27-30.
- [6] HUYNH B, PHUO C. Numerical study of slider bearings with limited corrugation [J]. *Journal of Tribology*, 2005, 127(3):582-595.
- [7] BOEDO S, ESHKABILOV S. Optimal shape design of steadily loaded journal bearings using genetic algorithms[J]. *Tribology Transactions*, 2003, 46(1):134-143.
- [8] MIHARA Y, SOMEYA T. Measurement of oil-film pressure in engine bearings using a thin-film sensor[J]. *Tribology Transactions*, 2002, 45(1):11-20.
- [9] DWYER-JOYCE A, HARPER P, DRINK B. A method for the measurement of hydronamic oil films using ultrasonic reflection [J]. *Tribology Letters*, 2004, 17(2):337-348.
- [10] DADOUCHE A, FILLON M, DMOCHOWSKI W, et al. Performance of a hydrodynamic fixed geometry thrust bearing [J]. *Tribology Transactions*, 2006, 49(3):419-426.
- [11] BRITO F, MIRAND A, BOUYER J, et al. Experimental investigation of the influence of supply temperature and supply pressure on the performance of a two-axial groove hydrodynamic journal bearing [J]. *Journal of Tribology*, 2007, 129(1):98-105.
- [12] 陈建江, 黄之初, 饶翔. 动静压轴承的计算分析与优化分析与应用实例[J]. *湖北汽车工业学院学报*, 2000, 14(4):28-35.  
CHEN JIAN-JIANG, HUANG ZHI-CHU, RAO XIANG. Calculation analysis and design of hydrodynamic bearing of ball mill and its application[J]. *Journal of Hubei Automotive Industries Institute*, 2000, 14(4):28-35.
- [13] 钟洪, 张冠坤. 液体静压动静压轴承设计作用手册[M]. 北京: 电子工业出版社, 2007.
- [14] 王勇勤, 王荆, 江桂云. 高精度动静压轴承设计方法研究[J]. *重庆工学院学报*, 2006, 20(5):1-5.  
WANG YONG-QIN, WANG JING, JIANG GUI-YUN. Design method research of high precision hybrid hydrodynamic journal bearing[J]. *Journal of Chongqing Institute of Technology*, 2006, 20(5):1-5.
- [15] 陈淑江, 路长厚. 新型螺旋油楔动静压滑动轴承的油腔结构研究[J]. *润滑与密封*, 2006(10):15-18.  
CHEN SHU-JIANG, LU CHANG-HOU. The analysis of structure on a novel spiral oil wedge hybrid bearing[J]. *Lubrication Engineering*, 2006(10):15-18.
- [16] 岑少起, 郭红, 张少林. 多种节流动静压轴承有限元: 优化分析[J]. *机械科学与技术*, 2002, 21(2):237-239.  
CEN SHAO-QI, GUO HONG, ZHANG SHAO-LIN. The finite-optimal analysis of hybrid bearing with different kinds of throttle form[J]. *Mechanical Science and Technology*, 2002, 21(2):237-239.

(编辑 李胜春)