

# 油膜间隙形状对三瓦精密轴系 承载能力的影响

王建设 朱应时

(中国科学院长春光学精密机械研究所, 长春 130021)

**摘要** 采用数值分析方法, 分析了油膜间隙形状对三瓦精密轴系承载能力的影响规律。本文分析结果, 可为轴系参数的确定提供科学依据。

**关键词:** 精密轴系; 油膜间隙形状; 承载能力

## 1 前言

三瓦精密轴系中轴套是由三段圆弧瓦构成的。轴颈表面与瓦弧面之间的间隙确定了油膜的间隙形状。这一参数是影响轴系承载能力和润滑性能的重要因素。瓦弧的形状尺寸是根据轴颈尺寸, 并考虑在瓦弧的中央处和边缘处留有一定的间隙来确定。两处间隙量值的大小与油膜间隙形状的形成密切相关。如何选择该间隙的量值, 在实际设计中缺乏科学的依据。尤其对于精密轴系, 零件表面加工精度高, 配合间隙量值非常小, 关键参数的确定还存在着一定的困难。本文分析了这些参数对轴系承载能力的影响规律。

## 2 基本方程的数值求解

### 2.1 基本参数及其计算

三瓦轴系结构见图1所示, 其所用符号的意义为:

$O_b$ : 轴承中心;  $O_j$ : 轴颈中心;  $O_i (i=1, 2, 3)$ : 瓦弧  $i$  的中心;  $R_j$ : 轴颈半径;  $R$ : 瓦弧半径;  $e = O_b O_j$ : 偏心距;  $\delta$ : 偏位角;  $\beta_i (i=1, 2, 3)$ : 瓦弧包角;  $\theta_i$ : 轴颈中心  $O_j$  对于各瓦弧  $O_i$  的偏位角;  $\varphi$ : 由外载荷作用线为起始线沿轴颈转动方向计量的角度。

轴套中各瓦弧的形状尺寸由  $R_j$ 、 $\beta$ 、 $c_m$ 、 $b_m$  等几何关系确定, 如图2所示, 其中  $c_m$ : 瓦弧中央处的最小测量间隙;  $b_m$ : 瓦弧边缘处的最大测量间隙。

经推导得出  $R$  的计算式为

$$R = R_j + c_m + \frac{2R_j b_m + b_m^2 - c_m^2 - 2R_j c_m}{2R_j + 2c_m - 2(R_j + b_m) \cos \frac{\beta}{2}} \quad (1)$$

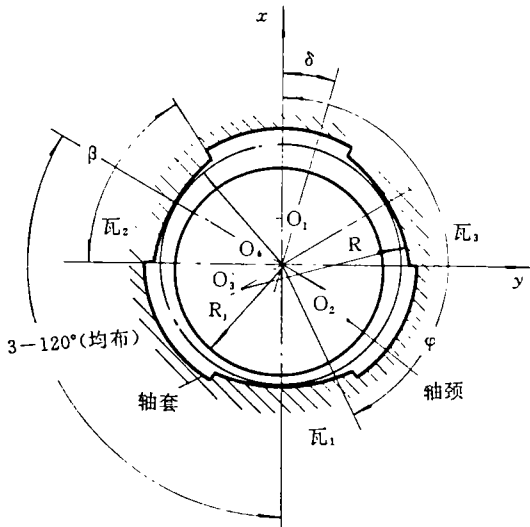


图1 轴承结构

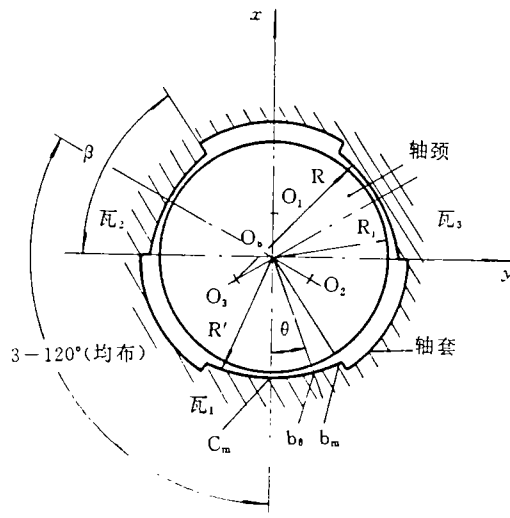


图2 轴瓦几何关系

各瓦弧上油膜的间隙形状  $h_i(\theta'_i)$  为

$$h_i(\theta'_i) = c + e_i \cos(\theta'_i) \quad (2)$$

式中  $c = R - R_i$ ;  $e_i = O_i O_4$ ;  $\theta'_i = \varphi - \theta_i$

### 2.2 基本方程及无量纲化

雷诺方程 
$$\frac{1}{R_i^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(\omega_b + \omega_j) \frac{\partial(\rho h)}{\partial \varphi} \quad (3)$$

无量纲形式:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left( H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \varphi} \right) + \left( \frac{d}{l} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left( H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \lambda} \right) = \frac{6\Omega\eta}{\Psi^2 p_0} \frac{\partial H}{\partial \varphi} \quad (4)$$

无量纲化参数:

$$\left. \begin{aligned} \bar{P} &= \frac{p}{p_0} \\ H &= \frac{h_i}{C} = 1 + \epsilon_i \cos(\theta'_i) \\ \lambda &= \frac{z}{l/2} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中  $\Omega = \omega_b + \omega_j$ ,  $\epsilon = \frac{e}{c}$ ,  $p_0 = \frac{2\Omega\eta}{\Psi^2}$ ,  $\epsilon_i = \frac{e_i}{c}$ ,  $\Psi = \frac{c}{R_i}$ 。(  $\rho$ ——润滑油的密度,  $\eta$ ——润滑油的动力粘度)

压力边界条件:

$$\left. \begin{aligned} \text{瓦弧 } i \text{ 的两侧} & \quad \lambda = \pm 1, \bar{P}(\varphi, \pm 1) = 0 \\ \text{瓦弧 } i \text{ 的正压力起始边上} & \quad \varphi = \theta'_1, \bar{P}(\theta'_1, \lambda) = 0 \\ \text{瓦弧 } i \text{ 的正压力终止边上} & \quad \varphi = \theta'_2, \bar{P}(\theta'_2, \lambda) = 0, \frac{\partial \bar{P}}{\partial \varphi} \Big|_{\varphi=\theta'_2} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

### 2.3 方程的求解

根据  $c_m$ 、 $b_m$  及轴系的几何关系由式(1)计算  $R$ , 然后计算  $\theta_i$ 、 $e_i$ 、 $\epsilon_i$  和油膜形状  $h_i$ 。

用差分法和超松弛法联解式(4)、(6), 获得高精度的收敛解。分别求出各瓦上的油膜压力, 经数值积分得其上的油膜力。再经矢量运算求得作用在轴颈上的总油膜力。进而计算轴系的特性参数。

### 2.4 承载特性数 $S_o$

$$S_o = \frac{P_m \Psi^2}{\Omega \eta} \tag{7}$$

式中  $p_m = \frac{W}{ld}$   $W$ : 作用力;  $l$ : 轴承瓦弧长度;  $d$ : 轴颈直径。

## 3 计算结果及分析

### 3.1 变量条件

分别以  $c_m$ 、 $b_m$  按不同形式改变时, 瓦弧呈现不同的形状, 计算轴系的油膜压力和承载特性数, 取长径比  $l/d=0.5$ , 瓦弧包角  $\beta=60^\circ$ , 瓦弧分布角为  $120^\circ$ , 分两种情况进行计算:

I:  $b_m$  固定, 取  $b_m=2.2\mu m$ ;  $c_m$  改变,

$$c_m = b_m - 0.4 - 0.2j, j=1, 2, \dots, 6;$$

$$\Delta r_m = b_m - c_m = 0.4 + 0.2j, j=1, 2, \dots, 6$$

II:  $c_m$  固定, 取  $c_m=1.0\mu m$ ;  $b_m$  改变,

$$b_m = c_m + 0.5 + 0.1j, j=1, 2, \dots, 14;$$

$$\Delta r_m = b_m - c_m = 0.5 + 0.1j, j=1, 2, \dots, 14$$

### 3.2 $\epsilon$ 与 $S_o$ 的关系曲线

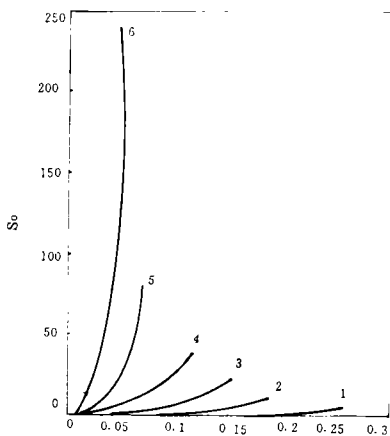


图3  $c_m$  改变对承载特性的影响

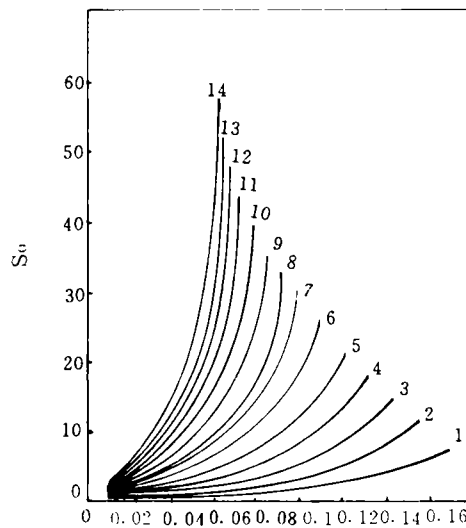


图4  $b_m$  改变对承载特性的影响

图3为  $c_m$  改变时的  $\epsilon-S_o$  曲线。  $c_m$  值逐次按 I 种条件减小, 相应的  $S_o$  值依次增大。当  $c_m$  较小时,  $\Delta r_m$  增大, 则  $S_o$  曲线的斜率变大, 表明此时轴系的承载能力增强。

图 4 为  $b_m$  改变时的  $\varepsilon-S_o$  曲线。 $b_m$  逐渐增大时,  $S_o$  值随之增大。 $b_m$  值越大,  $\Delta r_m$  就越大,  $S_o$  值的变化越明显。 $\Delta r_m$  在  $0.8\mu m$  以下时,  $S_o$  的值较小。

比较图 3 和图 4 中  $S_o$  曲线的变化趋势, 可见,  $c_m$  减小, 或者  $b_m$  增大均可使  $S_o$  曲线逐次上升,  $S_o$  值变大。当  $\Delta r_m$  值在  $0.8\mu m$  以下时,  $S_o$  的值较小, 且曲线的斜率变化较小, 说明此时油膜的动压效应较弱。轴系设计中确定润滑参数时, 应避开这个范围。当  $\Delta r_m$  大于  $1.0\mu m$  时,  $S_o$  曲线的斜率变化增大, 则油膜的动压效应明显增强。

$c_m$  减小,  $\Delta r_m$  增大时引起的油膜的动压效应明显大于  $b_m$  增大时的情形。但是,  $c_m$  的减小应受到最小允许油膜厚度的限制。

随着偏心率  $\varepsilon$  的增大,  $S_o$  则增大, 且  $S_o$  曲线的斜率变大, 油膜的承载能力增强。

### 参 考 文 献

- [1] M. Malik, R. Sinhasan and M. Chandra, On Performance Characteristics of Three-Lobe Porous Hydrodynamic Journal Bearings. *Asle Trans*, 1981, 24(3):354-361  
[2] 张直明等, 滑动轴承的流体动力润滑理论. 北京: 高等教育出版社, 1986

## Effect of Oil Film Clearance Form on Load Capacity of Precision Three-Pad Bearing System

Wang Jianshe, Zhu Yingshi  
(*Changchun Institute of Optics and Fine Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130021*)

### Abstract

The effect regularity of oil film clearance form on load capacity of precision three-pad bearing system is analyzed by means of numerical analysis method, and analysis results in this paper can provide scientific data for determining parameters of the bearing system.

**Key words:** Precision bearing system, Oil film clearance form, Load capacity.