

# 多油楔轴承压力分布的数值解法

王建设

(中国科学院长春光学精密机械研究所, 长春130022)

**摘要** 求解压力分布是对轴承各项性能进行分析计算的基础。本文针对多油楔轴承结构的特点,在对轮廓几何关系分析的基础上,简述了求解其压力分布的数值方法。

**关键词:** 多油楔轴承; 压力分布; 数值求解

## 1 引言

应用润滑力学求解压力分布是研究轴承性能的基本内容。多油楔轴承是由多个轮廓面和油槽组成的,与普通的圆轴承相比,其几何关系较为复杂。压力分布解能否更好地逼近于相应结构的实际问题,对精密轴系润滑性能的深入研究至关重要。借助于计算机技术,本文探讨了应用数值方法解决这一问题的途径。

## 2 计算模型

### 2.1 轴承结构

多油楔轴承由  $n$  块均布相同的弧轮廓组成。 $n=3$  时相应地结构示意图见图1。 $o_b$ : 轴承中心,  $o_i$ : 弧的中心,  $\beta$ : 弧包角,  $o_j$ : 轴颈中心,  $e = \overline{o_j o_b}$ : 轴承偏心距,  $\theta_b$ : 轴承偏位角,  $\delta = \overline{o_i o_b}$ : 弧的预偏心距。

### 2.2 几何关系

由图2所示,当  $o_j$  与  $o_b$  重合时,指定参数  $c_m$  和  $b_s$  为某一定值后,则可确定弧半径  $R$  的值<sup>[1]</sup>。在轴转动处于稳态下,轴颈中心  $o_j$  位于某一位置  $(e, \theta_b)$ ,  $o_i$  相对于  $o_b$  的偏心距  $e_i$  为

$$e_i = \sqrt{e^2 + \delta^2 - 2e\delta\cos[\theta_b + \pi - \frac{2\pi(i-1)}{n}]} \quad (1)$$

$o_j$  相对于  $o_i$  的偏位角  $\theta_i$  为

$$\theta_i = \frac{2\pi(i-1)}{n} + \arcsin \frac{e \cdot \sin[\theta_b - \frac{2\pi(i-1)}{n}]}{e_i} \quad (2)$$



### 3 数值解法

#### 3.1 分割解域

将轴承的每一个轮廓面划分成网格。步长为  $\Delta\varphi = \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{m}$ ,  $\Delta\lambda = \frac{2}{n}$ ,  $m$  为  $\varphi$  方向的网格数,  $n$  为  $z$  方向的网格数。

#### 3.2 建立代数方程

用各个节点上的压力值构成各阶差商, 节点  $(i, j)$  上的压力值以  $p_{i,j}$  表示, 将方程(5)转化成线性非齐次代数方程。

$$A_{i,j}\bar{P}_{i-1,j} + B_{i,j}\bar{P}_{i+1,j} + C_{i,j}\bar{P}_{i,j-1} + D_{i,j}\bar{P}_{i,j+1} - E_{i,j}\bar{P}_{i,j} = F_{i,j}$$

其中各系数为

$$\left. \begin{aligned} A_{i,j} &= H_{i-\frac{1}{2},j}^3 \\ B_{i,j} &= H_{i+\frac{1}{2},j}^3 \\ C_{i,j} &= \left(\frac{d}{l} \cdot \frac{\Delta\varphi}{\Delta\lambda}\right)^2 H_{i,j-\frac{1}{2}}^3 \\ D_{i,j} &= \left(\frac{d}{l} \cdot \frac{\Delta\varphi}{\Delta\lambda}\right)^2 H_{i,j+\frac{1}{2}}^3 \\ E_{i,j} &= A_{i,j} + B_{i,j} + C_{i,j} + D_{i,j} \\ F_{i,j} &= 3\Delta\varphi(H_{i-\frac{1}{2},j} - H_{i+\frac{1}{2},j}) \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

#### 3.3 迭代求解

方程组(7a)的求解多采用超松弛迭代法。

$$\bar{P}_{i,j}^{(k)} = \beta \left[ \frac{A_{i,j}\bar{P}_{i-1,j}^{(k-1)} + B_{i,j}\bar{P}_{i+1,j}^{(k-1)} + C_{i,j}\bar{P}_{i,j-1}^{(k-1)} + D_{i,j}\bar{P}_{i,j+1}^{(k-1)} - F_{i,j} - \bar{P}_{i,j}^{(k-1)}}{\epsilon_{i,j}} \right] + \bar{P}_{i,j}^{(k-1)} \quad (7b)$$

#### 3.4 收敛准则

计算精度用相对误差值  $\delta$  来控制迭代过程。相对收敛准则为

$$\frac{\sum_{j=2}^m \sum_{i=2}^n |\bar{P}_{i,j}^{(k)} - \bar{P}_{i,j}^{(k-1)}|}{\sum_{j=2}^m \sum_{i=2}^n |\bar{P}_{i,j}^{(k)}|} \leq \delta \quad (9)$$

#### 3.5 计算过程

根据轴承结构, 按照式(1)、(2)、(3)计算几何数据; 分割解域; 计算式(8)中各系数; 赋给边界节点压力值, 赋给内节点压力初值; 迭代运算, 通过负压置零确定油膜破裂自由边界; 判断是否收敛。

求得每个轮廓面的压力分布后, 经数值积分得其油膜合力, 叠加之即得整个轴承的油膜力:

$$\left. \begin{aligned} F_x &= \sum_{i=1}^n F_{x,i} \\ F_y &= \sum_{i=1}^n F_{y,i} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

油膜力应与外载荷相平衡,用  $\gamma$  控制载荷方向的偏差:

$$\left| \frac{\bar{F}_y}{\bar{F}_x} \right| \leq \gamma \quad (11)$$

当计算过程使式(11)得到满足时,此时各轮廓面上的数值解即为其压力分布解。

### 4 实例计算

对于三油楔径向轴承,  $R_j = 30\text{mm}$ ,  $\beta = 60^\circ$ ,  $R = 30.009313\text{mm}$ ,  $\frac{l}{d} = 0.5$ , 计算精度控制量为  $\delta = 1.0 \times 10^{-4}$ ,  $\gamma = 4.0 \times 10^{-4}$ , 瓦1、2、3上的无量纲压力分布  $\bar{P}$  的平面展开图分别见图3、图4和图5。各图中  $x = R, \Delta\varphi$  表示沿圆周方向由  $\Delta\varphi$  确定的坐标值,  $z$  表示沿轴承宽度方向的坐标值,  $\bar{P}$  表示无量纲压力值。

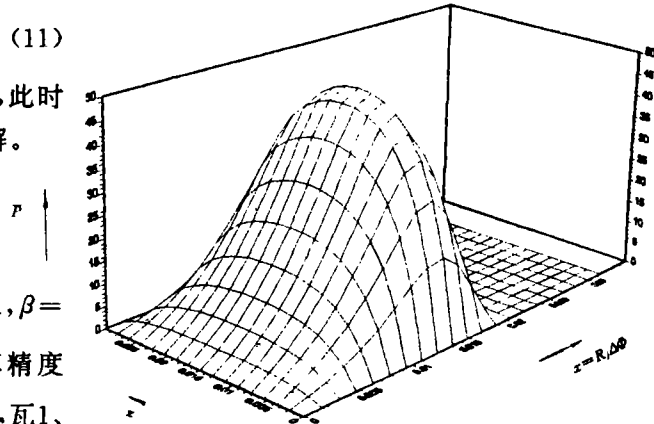


图3 瓦1上的无量纲压力分布

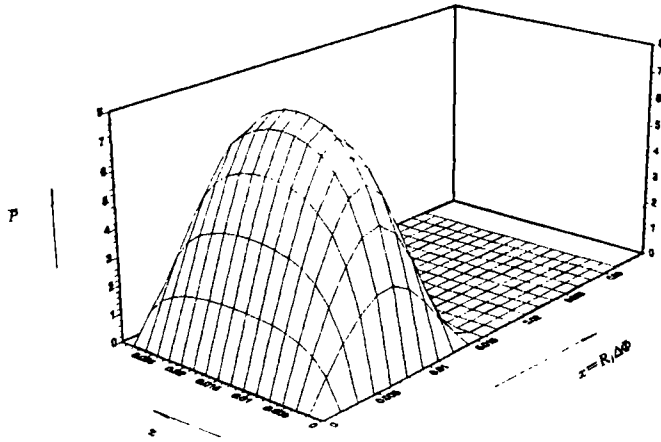


图4 瓦2上的无量纲压力分布

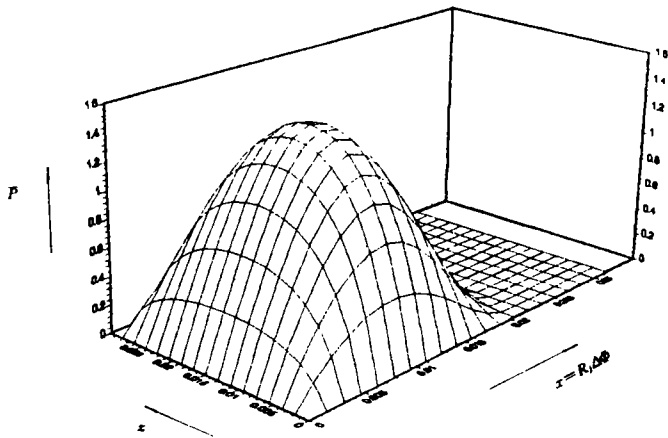


图5 瓦3上的无量纲压力分布

## 参 考 文 献

- [1] 王建设等,多油叶滑动轴承轴瓦内径尺寸的确定与计算. 光学精密工程,1995,3(3):92-94

## Numerical Approach on Pressure Distribution of Multi-Wedge Journal Bearing

Wang Jianshe

(*Changchun Institute of Optics and Fine Mechanics,*  
*Chinese Academy of Sciences, Changchun 130022*)

### Abstract

Computing pressure distribution is the base of analyzing and calculating various performances of bearing. On the basis of analysis on profile geometry, a numerical method of computing the pressure distribution of bearing is described in consideration of its structure form.

**Key words:** Multi-wedge journal bearing, Pressure distribution, Numerical approach