

轴瓦分布角对精密轴系润滑静特性的影响

王建设 朱应时

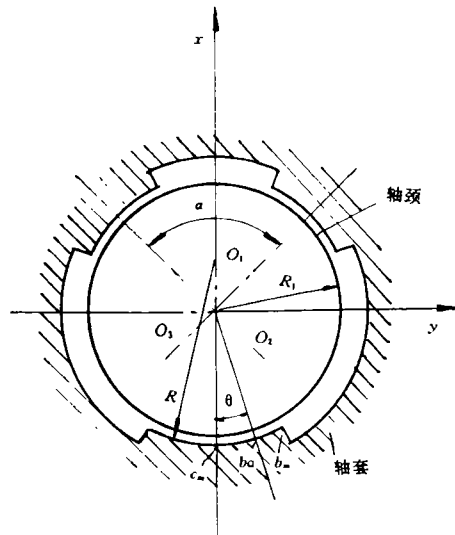
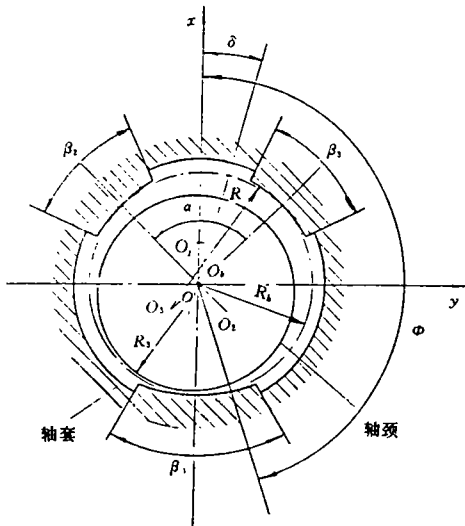
(中国科学院长春光学精密机械研究所, 长春 130021)

摘要 分析了三圆弧瓦精密轴系轴瓦的结构形式及其几何关系,建立了有关的几何方程和计算公式。根据雷诺方程,通过数值计算,求出了轴瓦分布角改变时相应轴承结构油膜的动压变化规律及其润滑的一些静态特性。计算结果可作为精密轴系结构设计和参数确定的依据。

关键词: 精密轴系;轴瓦分布角;静态特性

1 轴系结构及几何关系

图1为三圆弧瓦轴系结构示意图。



O_0 —几何中心, $O_i (i=1, 2, 3)$ —瓦心, O_4 —轴颈中心;
 R_j —轴颈半径; R —瓦弧半径, $\beta_i (i=1, 2, 3)$ —瓦弧包角; R_i —瓦弧内切圆半径, δ —轴颈中心对于载荷线的偏位角, $e=O_j O_0$ —偏心距, φ —从载荷线起沿顺时针方向计量的角度, α —轴瓦分布角

C_m —瓦弧中心的最小间隙,
 b_m —瓦弧边缘的最大间隙,
 b_θ —瓦弧上角 θ 处的间隙,
轴颈中心 O_j 与轴承中心 O_0 重合

图2 轴系几何关系

图1 轴系结构

收稿日期:1995年2月20日

如图2所示,使 O_j 与 O_b 重合,以轴颈尺寸 R_j 为基础,在包角为 β_1 的瓦弧上赋给变量 c_m 、 b_m 一定的值来确定瓦弧1的形状,位置和内径尺寸 R 。经推导得出 R 的计算公式为

$$R = R_j + c_m + \frac{2R_j b_m + b_m^2 - c_m^2 - 2R_j c_m}{2R_j + 2c_m - 2(R_j + b_m)\cos\frac{\beta_1}{2}} \quad (1)$$

使三个瓦心 $O_i(i=1,2,3)$ 分布在半径为 r 的同一圆周上,且三个瓦弧的内径尺寸相同。推得 r 的计算公式为

$$r = \frac{2R_j b_m + b_m^2 - c_m^2 - 2R_j c_m}{2R_j + 2c_m - 2(R_j + b_m)\cos\frac{\beta_1}{2}} \quad (2)$$

当轴颈中心 O_j 位于任一位置 (e, δ) 时,由图3所示, O_b 、 O_j 和 $O_i(i=1,2,3)$ 之间存在下列的几何关系

$$e_1 = (e^2 + r^2 + 2ercos\delta)^{1/2} \quad (3)$$

$$\epsilon_1 = \frac{e_1}{c} \quad (4)$$

$$\theta_1 = \sin^{-1}\left(\frac{e \cdot \sin\delta}{e_1}\right) \quad (5)$$

$$e_2 = \left(e^2 + r^2 - 2ercos\left(\delta + \frac{\alpha}{2}\right)\right)^{1/2} \quad (6)$$

$$\epsilon_2 = \frac{e_2}{c} \quad (7)$$

$$\theta_2 = 180^\circ - \frac{\alpha}{2} - \sin^{-1}\left(\frac{e \cdot \sin\left(\delta + \frac{\alpha}{2}\right)}{e_2}\right) \quad (8)$$

$$e_3 = \left(e^2 + r^2 - 2er \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2} - \delta\right)\right)^{1/2} \quad (9)$$

$$\epsilon_3 = \frac{e_3}{c} \quad (10)$$

$$\theta_3 = 180^\circ + \frac{\alpha}{2} + \sin^{-1}\left(\frac{e \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \delta\right)}{e_3}\right) \quad (11)$$

$$c = R - R_j \quad (12)$$

$$\epsilon = \frac{e}{c} \quad (13)$$

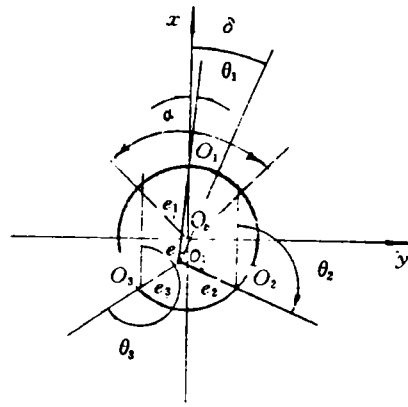


图3 轴心与各瓦心间的几何关系

各瓦弧上与轴颈之间形成的油膜间隙形状 $h_i(\theta')$ 为

$$h_i(\theta') = c + e_i \cos\theta' \quad (14)$$

其无量纲形式为

$$H_i = 1 + \epsilon_i \cos\theta' \quad (15)$$

式中 $\theta' = \varphi - \theta_i$

2 基本方程及其求解

2.1 雷诺方程及其无量纲化

不可压缩,等粘度稳态条件下的雷诺方程为

$$\frac{1}{R_j^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(\omega_j + \omega_b) \frac{\partial(\rho h)}{\partial \varphi} \quad (16)$$

其无量纲形式为

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{d}{l} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \lambda} \right) = \frac{6(\omega_j + \omega_b)\eta}{\psi^2 p_0} \frac{\partial l}{\partial \varphi} \quad (17)$$

无量纲化参数

$$\bar{P} = \frac{p}{p_0}, \quad \lambda = \frac{z}{l/2}, \quad \psi = \frac{c}{R_j}$$

式中 $p_0 = \frac{2(\omega_j + \omega_b)\eta}{\psi^2}$, ρ 润滑油密度, η 润滑油动力粘度, ω_j 轴颈转动角速度, ω_b 轴承转动角速度 ($\omega_b = 0$)

压力边界条件为:

$$\left. \begin{aligned} \lambda = \pm 1, \bar{P}(\varphi, \pm 1) &= 0 \\ \varphi = \theta_1, \bar{P}(\theta_1, \lambda) &= 0 \\ \varphi = \theta_2, \bar{P}(\theta_2, \lambda) &= 0, \frac{\partial \bar{P}}{\partial \varphi} \Big|_{\varphi = \theta_2} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

式中, θ_1, θ_2 分别为第 i 个瓦弧上油膜正压力的起始角和终止角。

2.2 数值求解

对于 R_j, β_1 , 给 C_m, b_m 赋适当的值, 由式(1)、(2)求出 R 和 r 。当 O_j 处于某一位置 (e, δ) 时, 根据式(3)至式(11)计算相应各瓦的 $\epsilon_i, \epsilon_r, \theta_i$ 。由式(14)、(15)计算 $h_i(\theta')$ 或 H_i 。

对于每一个瓦, 用数值法联解式(17)和式(18), 求得其上的油膜压力分布, 再经数值积分求得油膜力。对各瓦上的油膜力经矢量合成就可求得轴系的总油膜作用力 W 。

2.3 索默菲尔德数 S_0

$$S_0 = \frac{p_m \psi^2}{\eta(\omega_j + \omega_b)} \quad (19)$$

式中 $p_m = \frac{W}{ld}$, l 轴瓦长度, d 轴颈直径, S_0 是表示轴系油膜承载能力的无量纲量。

2.4 摩擦特性数 $\frac{\mu}{\Psi}$

$$\frac{\mu}{\Psi} = \frac{\bar{F}_t}{\bar{F}} \quad (20)$$

$$\bar{F}_t = \bar{F}_{t1} + \bar{F}_{t2} \quad (21)$$

$$\bar{F}_{t1} = \frac{F_{t1} \Psi}{\eta(\omega_j + \omega_b) R_j l} \quad (22)$$

$$\bar{F}_{t2} = \frac{F_{t2} \Psi}{\eta(\omega_j + \omega_b) R_j l} \quad (23)$$

式中 \bar{F}_{t1} 油膜的剪切流阻力, \bar{F}_{t2} 油膜的压力流阻力, \bar{F} 无量纲油膜力, μ 油膜对轴颈的摩擦

系数。

2.5 端泄流量特性数 \bar{Q}

$$\bar{Q} = \frac{Q}{\Psi(\omega_j + \omega_b)R^3}, (Q \text{ 为端泄流量}) \quad (24)$$

3 计算结果及分析

取长径比 $\frac{l}{d} = 0.5$, 瓦弧包角 $\beta_1 = \beta_2 = \beta_3 = 60^\circ$, 外载荷 F 作用方向与 x 方向平行, $\alpha = 60^\circ + (i-1)10^\circ, i=1, 2, 3, \dots, 9, i$ 与图 4 至图 8 中的曲线号数对应。对 α 取不同值时相应轴系结构的动压润滑过程进行模拟计算。

图 4 所示为 α 改变时 $\epsilon - S_0$ 曲线。 $\alpha = 60^\circ$ 时, 瓦 2 与瓦 3 的弧边缘相接, 这时所形成的轴系结构, 其油膜承载能力最小。当 α 增大时, S_0 曲线上升, 相应轴系结构的油膜承载能力增大, 且 α 值越大, S_0 值亦越大。这是因为 α 值增大时, 瓦 2 与瓦 3 上产生的油膜压力在 $-x$ 方向上的分量减小, 三个瓦上油膜压力矢量合成的结果, 使得施加在轴颈上的油膜作用力增大; α 减小时, 油膜承载力则减小。

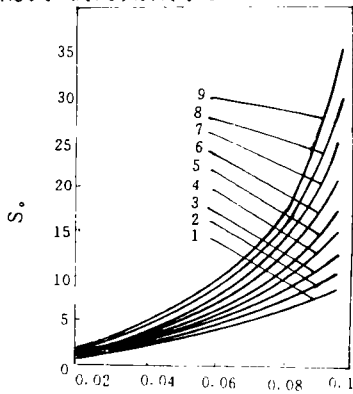


图 4 偏心率与索默菲尔德数曲线

还可看出, 对于一定的 S_0 值, 若要使轴颈在转动过程中有稍大些的偏心, 可适当减小 α 的值; 反之, 适当增加 α 的值可使轴颈处在较小的偏心位置处转动。随着偏心率 ϵ 增加, S_0 值增大, 且当 ϵ 和 α 都较大时, S_0 值有较大幅度的增长。

图 5 是 α 改变时的 $\epsilon - \frac{\mu}{\Psi}$ 曲线。 α 增大时, 摩擦特性数 $\frac{\mu}{\Psi}$ 的曲线下降。 ϵ 值较小时, $\frac{\mu}{\Psi}$ 的值较大, 随着 ϵ 的增加, $\frac{\mu}{\Psi}$ 值减小。

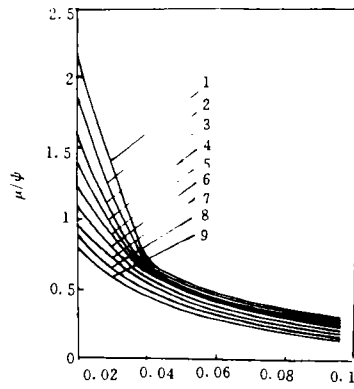


图 5 偏心率与摩擦特性数曲线

图 6 是 α 改变时的 $S_0 - \bar{Q}$ 曲线。可以看出, α 在 60° 至 110° 范围内变化时, 随着 S_0 值增加, 端泄流量数 \bar{Q} 曲线呈下降的趋势; α 大于 130° 时, \bar{Q} 曲线随 S_0 增加呈上

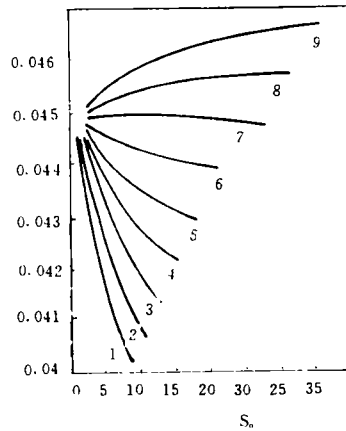


图 6 索默菲尔德数与端泄流量数曲线

升的趋势;而当 $\alpha=120^\circ$ 时, \bar{Q} 曲线随 S_0 值的变化基本上保持水平,表明当三个瓦呈 120° 角对称布置时, \bar{Q} 值受 S_0 的影响很小。

α 增加时, \bar{Q} 曲线上升,端泄流量数 \bar{Q} 增大。

4 结 论

(1) 建立的确定三圆弧瓦精密轴系瓦弧形状和内径尺寸参数 R 的计算公式,可直接应用于轴系的结构设计和轴瓦的加工及检测。

(2) 建立的以轴瓦分布角 α 为变量的确定轴心与各瓦心之间几何关系的方程,是进行该类轴系性能分析和计算的基础。

(3) 轴瓦分布角 α 将改变轴系的动压润滑特性。 α 增加时,轴系的承载能力、端泄流量数增大;而摩擦特性数、偏位角均减小。尤其是端泄流量数对于 α 角的改变有非常明显的变化特征,当 $\alpha=120^\circ$ 时,即三个瓦呈角对称布置时,端泄流量数几乎不受 S_0 的影响。

参 考 文 献

- [1] M. Malik, R. Sinhasan and M. Chandra, On Performance Characteristics of Three-lobe Porous Hydrodynamic Journal Bearings. ASLE Tran, 1981, 24(3): 354—361
- [2] M. Malik, R. Sinhasan and M. Chandra, Design Data for Three-lobe Bearings. ASLE Tran. 1981, 24(3): 345—353
- [3] R. D. Flack, R. F. Janes, Effects of Three-lobe Bearing Geometries on Rigid-rotor Stability. ASLE Tran. 1982, 25(2): 221—228

Effects of Distribution Angle of Pads on Lubricant Static Characteristics of Precision Bearing System

Wang Jianshe, Zhu Yingshi

(Changchun Institute of Optics and Fine

Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Changchun, 130021)

Abstract

The structure design and geometry of pads of precision three pad hydrodynamic journal bearings are analyzed, and their relevant geometry equations and calculating formulas are deduced. In the light of Reynold's equation, hydrodynamic regularity and some lubricant static characteristics of fluid film of the bearings which depends on the distribution angle of pads are obtained by means of numerical calculating method. Computed results can be used as data for structure design and parameter determining of the precision bearings.

Key words: Precision bearing system, Distribution angle of pads, Lubricant static characteristics.