

轴颈倾斜的水润滑橡胶艉轴承的静态特性

王亚兵<sup>1</sup>，刘洋洋<sup>1</sup>，王报龙<sup>1</sup>，祝长生<sup>2</sup>，袁小阳<sup>1</sup>

(1. 西安交通大学现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室，710049，西安；  
2. 浙江大学电气工程学院，310027，杭州)

**摘要：**针对船舶艉轴承轴颈受载倾斜产生的摩擦磨损问题，建立了圆周式和沟槽式水润滑橡胶轴承中分面轴颈中心为基点的轴颈倾斜下的弹流润滑模型，采用有限差分法求解了在轴颈对中和轴颈倾斜状态下的压力及膜厚分布，分析了轴颈倾斜角变化对轴承油膜力、油膜力矩及压力中心等静态特性的影响。研究表明：轴颈倾斜前后，圆周式和沟槽式轴承静态特性变化明显，最大油膜压力在倾斜角增加超过某一阈值后迅速增长，最小油膜厚度随轴颈倾斜角增加而减小至可允许最小膜厚；由于轴颈倾斜后油膜压力沿轴向不再呈对称分布，压力中心向下沉端方向移动，继而产生油膜力矩且其值从 0 增大；轴颈可允许最大倾斜角随偏心率、允许最小膜厚等增大而减小。研究结果可为轴颈倾斜状态下水润滑橡胶轴承的润滑性能优化提供参考。

**关键词：**轴颈倾斜；水润滑；橡胶轴承；静态特性

**中图分类号：**TH133.31 **文献标志码：**A

**DOI：**10.7652/xjtuxb202005009 **文章编号：**0253-987X(2020)05-0061-09



OSID 码

Static Characteristics of Water Lubricated Rubber  
Stern Bearings with Misaligned Journal

WANG Yabing<sup>1</sup>，LIU Yangyang<sup>1</sup>，WANG Baolong<sup>1</sup>，ZHU Changsheng<sup>2</sup>，YUAN Xiaoyang<sup>1</sup>

(1. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. College of Electrical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310058, China)

**Abstract:** In view of the friction and wear caused by inclination of the stern bearing journal under load, the elastohydrodynamic lubrication models of the circular and grooved water lubricated rubber bearings with the journal center of the split plane as the base point are established. The pressure and film thickness distributions of the water lubricated rubber bearing in journal alignment and misalignment states are solved by finite difference method. The influences of journal inclination angle on the static performances of the bearing such as oil film force, oil film moment and pressure center are discussed. The results show that the static characteristics of the circular and grooved bearings change obviously after journal tilting. The maximum oil film pressure increases rapidly when the inclination angle increases beyond a certain threshold. Meanwhile, the minimum oil film thickness decreases to the allowable minimum thickness with the increase of the inclination angle of the journal. Besides, since the oil film pressure is no longer symmetrical to the axial direction after the journal inclination, the pressure center moves towards the sinking end. As a result, the oil film moment is produced and its value increases from zero. In

addition, the allowable maximum journal inclination angle decreases with the eccentricity and the allowable minimum film thickness. This study may provide reference for the static performance optimization of water lubricated rubber bearings under journal tilting conditions.

**Keywords:** journal misalignment; water lubrication; rubber bearing; static characteristics

轴承作为旋转机械中关键的功能保障部件之一,其在机械传动过程中除支撑外,最主要的是用来减小部件之间因相对运动产生的摩擦和磨损<sup>[1-2]</sup>。长期以来,船舶推进系统中的艉轴承,往往由金属构件组成,并采用矿物油作为润滑介质,这不仅耗费了大量的矿物油<sup>[3]</sup>,而且还面临因密封泄漏而造成对江河湖海环境污染这一重要问题。随着国家对保护环境和节约资源等可持续发展观念的日益重视,采用水润滑艉轴承就成为一种必然的趋势<sup>[4]</sup>。目前,水润滑橡胶艉轴承已经在船舶推进轴系中得到了大量的应用,不仅起到支撑轴系确保轴系在各种工况下正常工作的作用,并且还具有隔声、减振、降噪等功能。但需要注意的是,水润滑橡胶艉轴承除了承受艉轴和螺旋桨的自身重量以外,还受到因螺旋桨的不平衡引起的惯性力、船体变形所产生的附加力以及在不均匀流场中运转时所产生的多种不同性质的力和力矩的作用<sup>[5]</sup>,此时轴颈在轴承孔中往往处于倾斜状态,艉轴承的润滑性能也发生了变化。

Mukherjee 等通过对膜厚表达式进行修正,建立了倾斜有限长径向滑动轴承模型,得到了倾斜后轴承的油膜压力及膜厚<sup>[6]</sup>;岑少起等指出,轴颈倾斜对轴承静态特性参数以及油膜破裂边形状影响显著<sup>[7]</sup>;Geng 等对八沟槽水润滑橡胶轴承的油膜压力进行了试验测量,对比分析不同载荷、转速、供水压力对轴承油膜压力的影响<sup>[8-9]</sup>;欧阳武等在考虑轴颈倾斜状态下引入分布特征参数,建立水润滑轴承分布参数模型,并提出了动态特性的简化算法<sup>[10]</sup>;Mallya 等采用改进的雷诺方程和有限差分法研究了轴颈倾斜对三沟槽橡胶轴承静态性能的影响<sup>[11-12]</sup>;孙丽军等的研究表明,重载轴承在轴颈受载倾斜时轴承润滑性能会发生较大变化,严重时可能会导致轴承润滑状态改变<sup>[13]</sup>;Feng 等采用热流体动力学模型计算考虑轴颈倾斜情况下水润滑径向轴承的刚度阻尼系数并进行定量比较<sup>[14]</sup>;朱少禹等分析了不同轴颈倾斜方位角、轴颈倾斜度、偏心率 and 平均雷诺数下的径向滑动轴承湍流润滑性能<sup>[15]</sup>;Lv 等对艉轴承轴颈倾斜情况进行了分析,利用层紊流分区模型计算发现,轴颈倾斜会导致轴承油膜厚度降低,从而增大处于混合润滑状态的滑动轴承摩

擦系数,并在此基础上讨论了轴承承载力等效支撑点随轴颈倾斜角的变化规律<sup>[16-18]</sup>。由此可见,轴颈倾斜对水润滑橡胶轴承的润滑特性的影响不可忽略,倾斜严重甚至会造成轴承系统润滑状态的恶化以及失效。鉴于目前关于含沟槽结构的水润滑橡胶艉轴承在轴颈倾斜下的润滑性能研究较少,有必要对其进行深入研究,揭示轴颈倾斜对水润滑橡胶艉轴承润滑性能的影响规律。

针对船舶艉轴承轴颈受载倾斜问题,以水润滑橡胶轴承中分面轴颈中心为基点,建立了轴颈倾斜下圆周式轴承和沟槽式轴承的弹流润滑模型,讨论了倾斜角变化对轴承油膜力、油膜力矩及压力中心等静态性能的影响规律,为轴颈倾斜下水润滑橡胶艉轴承的性能优化提供了参考。

## 1 流体控制方程

### 1.1 雷诺方程

在不可压缩、牛顿流体、层流润滑条件下,水润滑径向滑动轴承稳态条件下二维极坐标系中的雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial \phi} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{\omega}{2} \frac{\partial h}{\partial \phi} \quad (1)$$

式中: $h$  为油膜厚度; $p$  为油膜压力; $\mu$  为润滑剂的动力黏度; $\phi$  表示周向角度; $z$  表示轴向坐标。

忽略黏度  $\mu$  和密度  $\rho$  随温度和压力的变化,即视  $\mu$ 、 $\rho$  为常数。记  $r$  为轴颈半径, $R$  为轴承半径, $D$  为轴承直径, $L$  为轴承长度。取  $c=R-r$ ,  $\lambda=z/(L/2)$ ,  $H=h/c$ ,  $P=p/p_0$ ,  $p_0=2\mu\omega(R/c)^2$ , 则无量纲的雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial \phi} \left( H^3 \frac{\partial P}{\partial \phi} \right) + \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left( H^3 \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) = 3 \frac{\partial H}{\partial \phi} \quad (2)$$

### 1.2 膜厚方程

水体厚度一般由 3 部分组成:由轴颈与轴承之间的几何形状导致的油膜厚度;由油膜压力产生的橡胶变形导致的油膜厚度;由轴承中温度导致的轴颈及轴承的变形。

水具有高比热容和低黏度的特点,在轴承中流动时产生的温度变化很小,故在油膜厚度中不考虑由于温度变化导致的轴承变形,即忽略温度对轴承

润滑性能的影响。

1.2.1 不计轴颈倾斜 考虑沟槽几何结构及橡胶弹性变形时的油膜厚度方程为

$$h = h_0 + \Delta h + \delta \quad (3)$$

式中:  $h_0$  为轴颈与轴承之间的几何间隙;  $\Delta h$  为沟槽区的几何深度;  $\delta$  为橡胶内衬产生的弹性变形。

$$h_0 = c + e \cos(\phi - \theta) \quad (4)$$

式中:  $\theta$  为偏位角;  $e$  为偏心率。

$\Delta h$  是周向角度  $\phi$ 、轴承半径  $R$  和沟槽半径  $R_g$  沿圆周方向周期分布的函数,轴颈倾斜下多沟槽橡胶轴承的几何关系如图 1 所示,其中  $\alpha$  为沟槽截面上的点分别与沟槽中心  $o_1$  和轴承中心  $o$  连线之间的夹角,截取其中一个周期有

$$\left. \begin{aligned} \Delta h &= \frac{R_g \sin[\pi - (\phi - A_i) - \alpha]}{\sin(\phi - A_i)} - R, \\ \alpha &= \arcsin \frac{R \sin(\phi - A_i)}{R_g}, \phi \in (A_i, B_i) \\ \Delta h &= 0, \phi \in (B_i, C_i) \\ \Delta h &= \frac{R_g \sin[\pi - (D_i - \phi) - \alpha]}{\sin(D_i - \phi)} - R, \\ \alpha &= \arcsin \frac{R \sin(D_i - \phi)}{R_g}, \phi \in (C_i, D_i) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

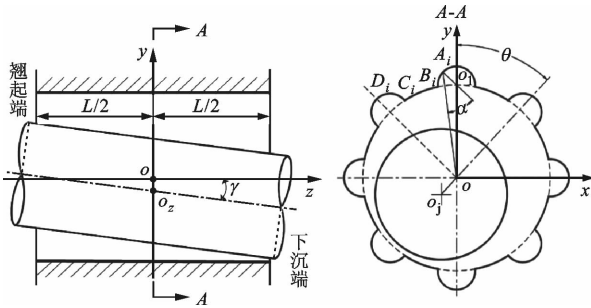


图 1 轴颈倾斜下多沟槽橡胶轴承的几何关系

1.2.2 考虑轴颈倾斜 如图 1 所示,考虑轴颈倾斜后,不同截面的轴心位置不同。忽略轴颈在轴孔中的弯曲变形及转子绕  $y$  轴的转动,倾斜程度用轴颈绕  $x$  轴的转角  $\gamma$  表征,且倾斜角  $\gamma$  很小,满足  $\tan \gamma \approx \gamma$ 。设中分面  $xoy$  上转子的偏心率  $e_0$ ,偏位角为  $\theta_0$ ,各截面到中分面的距离为  $z$ 。将实际工况中由于受螺旋桨重力等多种复杂作用力而造成的轴颈倾斜等效为以中分面的轴颈中心  $o_s$  为基点而发生的倾斜,则由两者几何位置关系可知轴颈任一截面上的偏心率及偏位角分别为

$$e = (z^2 \gamma^2 + 2e_0 z \gamma \cos \theta_0 + e_0^2)^{1/2} \quad (6)$$

$$\theta = \arctan \left( \frac{e_0 \sin \theta_0}{z \gamma + e_0 \cos \theta_0} \right) \quad (7)$$

因此,考虑轴颈倾斜后的膜厚方程为

$$h = c + e \cos(\phi - \theta) + \Delta h + \delta \quad (8)$$

### 1.3 弹性变形方程

根据 Winkler 假定,在连续分布载荷的作用下,各节点位移与受到的载荷成正比,将橡胶内衬的承压作用等效为无穷多个弹簧的并联,固定在刚性外圈和油膜之间且变形相互独立,各节点的弹性变形满足

$$\delta = \frac{(1 + \nu)(1 - 2\nu)}{(1 - \nu)E} \eta p \quad (9)$$

式中:  $E$  为橡胶衬层弹性模量;  $\nu$  为橡胶材料泊松比;  $\eta$  为橡胶衬层厚度。

### 1.4 载荷方程

记水平方向的油膜力为  $F_x$ , 竖直方向的油膜力为  $F_y$ , 则

$$F_x = - \int_0^{2\pi} \left( \int_{-L/2}^{L/2} p dz \right) R \sin \phi d\phi \quad (10)$$

$$F_y = - \int_0^{2\pi} \left( \int_{-L/2}^{L/2} p dz \right) R \cos \phi d\phi \quad (11)$$

同样,记转子绕  $x$  轴方向的油膜力矩为  $M_x$ , 绕  $y$  轴方向的油膜力矩为  $M_y$ , 则

$$M_x = - \int_0^{2\pi} \left( \int_{-L/2}^{L/2} p z dz \right) R \cos \phi d\phi \quad (12)$$

$$M_y = - \int_0^{2\pi} \left( \int_{-L/2}^{L/2} p z dz \right) R \sin \phi d\phi \quad (13)$$

由于轴承一般承受竖直方向的载荷,水平方向的承载力  $F_x$  很小,通常可以忽略不计,且轴颈倾斜也主要发生在竖直平面内,故油膜力矩  $M_y$  也远小于  $M_x$ ,可以忽略不计。

定义轴承的压力中心即为等效支撑点  $o_s$ ,轴颈未发生倾斜时,  $o_s$  距轴承中分面的距离  $z_s$  为 0,轴颈发生倾斜后,  $z_s$  满足

$$z_s = M_x / F_y \quad (14)$$

对  $z_s$  进行无量纲化

$$\lambda_s = z_s / (L/2) \quad (15)$$

## 2 数值计算求解

### 2.1 计算流程及收敛判据

考虑到橡胶轴承的结构比较规则,采用有限差分法对滑动轴承雷诺方程进行数值求解,用超松弛迭代法对压力进行迭代处理,用双重均值法对弹性变形进行迭代处理,然后再对偏位角及偏心率进行修正,具体计算流程如图 2 所示。

计算过程涉及压力、弹性变形、偏位角及承载力收敛判断,其收敛判据分别为

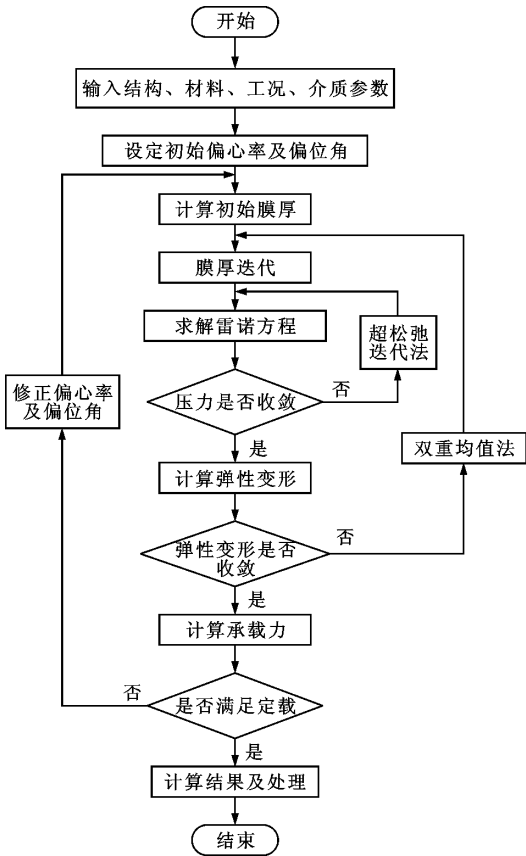


图 2 橡胶轴承静特性数值计算流程

$$\sum_{j=2}^n \sum_{i=2}^m |P_{i,j}^{(k)} - P_{i,j}^{(k-1)}| / \sum_{j=2}^n \sum_{i=2}^m |P_{i,j}^{(k)}| \leq 1 \times 10^{-4} \tag{16}$$

$$\sum_{j=2}^n \sum_{i=2}^m |\delta_{i,j}^{(k)} - \delta_{i,j}^{(k-1)}| / \sum_{j=2}^n \sum_{i=2}^m |\delta_{i,j}^{(k)}| \leq 1 \times 10^{-4} \tag{17}$$

$$|F_x/F_y| \leq 1 \times 10^{-3} \tag{18}$$

2.2 可靠性验证

采用本文数值计算方法计算文献[16,19]中的相关轴承结构参数见表 1,不同倾斜角对应的最大油膜压力对比结果见表 2。由表 2 可以看出,计算结果吻合较好,从而证明了本文数值计算方法的可靠性。

表 1 文献[16,19]中的轴承结构参数

| 参数                                            | 数值   |
|-----------------------------------------------|------|
| 轴承半径 $R/\text{mm}$                            | 30   |
| 轴承长度 $L/\text{mm}$                            | 66   |
| 径向间隙 $c/\text{mm}$                            | 0.03 |
| 转速 $n/(10^3 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1})$ | 3    |
| 润滑剂的动力黏度 $\mu/(\text{mPa} \cdot \text{s})$    | 9    |
| 偏心率 $\epsilon$                                | 0.8  |

表 2 不同倾斜角下的最大油膜压力对比

| 倾斜角 $\gamma/(\text{^\circ})$ | $p_{\text{max}}/\text{MPa}$ |        |       |
|------------------------------|-----------------------------|--------|-------|
|                              | 文献[16]                      | 文献[19] | 本文    |
| 0.000                        | 33.0                        | 33.06  | 32.5  |
| 0.004                        | 39.4                        | 39.60  | 39.0  |
| 0.007                        | 64.4                        | 63.58  | 62.8  |
| 0.010                        | 414.8                       | 415.35 | 412.2 |

3 计算结果与讨论

图 3 为船舶推进轴系的水润滑橡胶艹轴承的典型结构。表 3 为本文数值计算所选用的轴承、材料及润滑介质参数。在本文后续分析中,若没有特别指明,数值计算均采用表 3 中的参数。

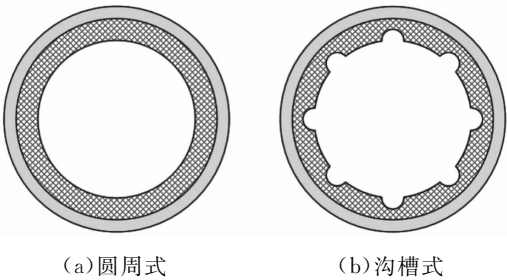


图 3 船舶推进轴系水润滑橡胶艹轴承的典型结构

表 3 水润滑橡胶轴承结构参数

| 基本参数                                            | 数值    |
|-------------------------------------------------|-------|
| 轴承半径 $R/\text{mm}$                              | 162.8 |
| 轴颈半径 $r/\text{mm}$                              | 162   |
| 轴承长径比 $L \cdot D^{-1}$                          | 3     |
| 沟槽夹角 $\alpha/(\text{^\circ})$                   | 8     |
| 沟槽数 $N$                                         | 8     |
| 橡胶衬层厚度 $\eta/\text{mm}$                         | 48.6  |
| 橡胶衬层弹性模量 $E/\text{MPa}$                         | 7.84  |
| 橡胶材料泊松比 $\nu$                                   | 0.47  |
| 轴颈角速度 $\omega/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$ | 20    |
| 润滑剂的动力黏度 $\mu/(\text{mPa} \cdot \text{s})$      | 1.005 |

3.1 考虑和不考虑轴颈倾斜的润滑性能参数分布

图 4~6 给出了水润滑橡胶艹轴承偏心率  $\epsilon$  为 0.8 时,轴颈对中状态( $\gamma=0^\circ$ )和轴颈倾斜状态( $\gamma=0.012^\circ$ )下的油膜压力、油膜厚度和橡胶衬层弹性变形分布。

图 4 给出了水润滑橡胶艹轴承轴颈倾斜前后的油膜压力分布。由图 4 可以看出,轴颈对中时,油膜压力沿轴向对称分布,压力峰值位于轴承中间;轴颈

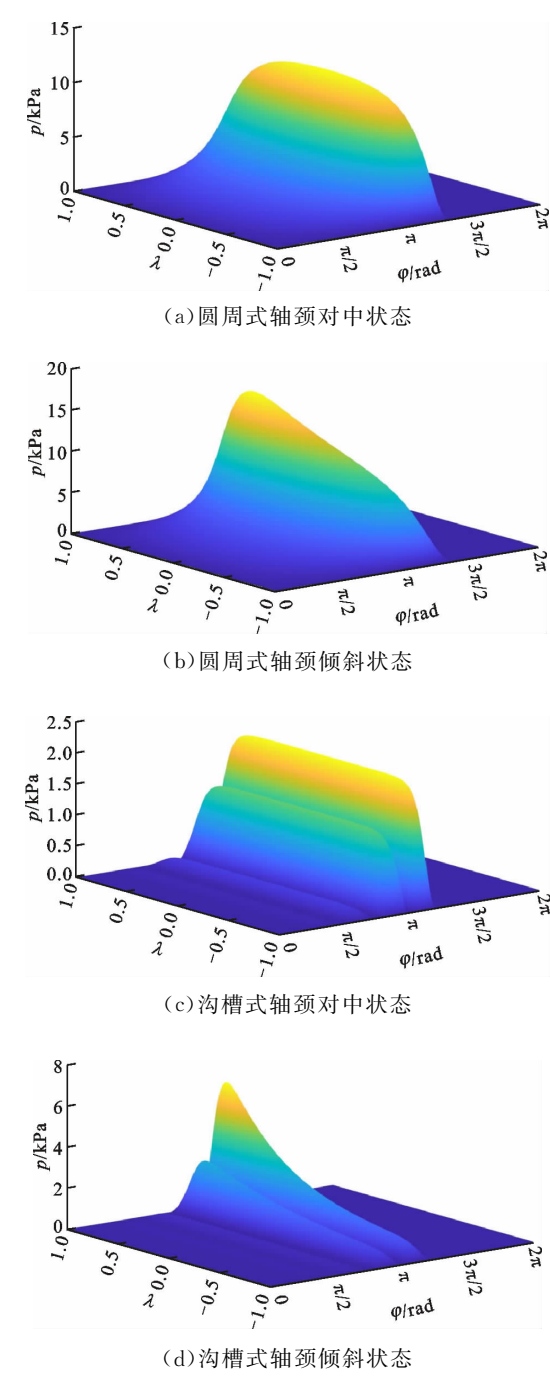


图 4 水润滑橡胶脘轴承轴颈倾斜前后的油膜压力分布

倾斜后,油膜压力沿轴向不再对称分布,翘起端油膜压力减小,下沉端油膜压力增大,压力峰值所在位置沿轴向向下沉端方向移动,压力集中效果明显,在局部区域产生了很高的油膜压力。此外,从图 4 还可以看出,沟槽式轴承油膜压力峰值明显相比圆周式轴承油膜压力峰值有所减小,这主要是因为沟槽区域不再进行承压从而破坏了油膜压力分布的连续性,致使油膜压力降低。

图 5 给出了水润滑橡胶脘轴承轴颈倾斜前后的油膜厚度分布。一般水润滑橡胶脘轴承沟槽区域几

何间隙很大,很难形成有效的流体动压润滑,油膜在此破裂,压力基本降低为 0,故图 5 中沟槽区的膜厚意义不大,在此不予显示。对比圆周式和沟槽式橡胶脘轴承油膜厚度分布可以发现,轴颈倾斜后,翘起端最小膜厚增加,下沉端最小膜厚减小,且下沉端衬层产生的弹性变形对最小膜厚的影响明显。

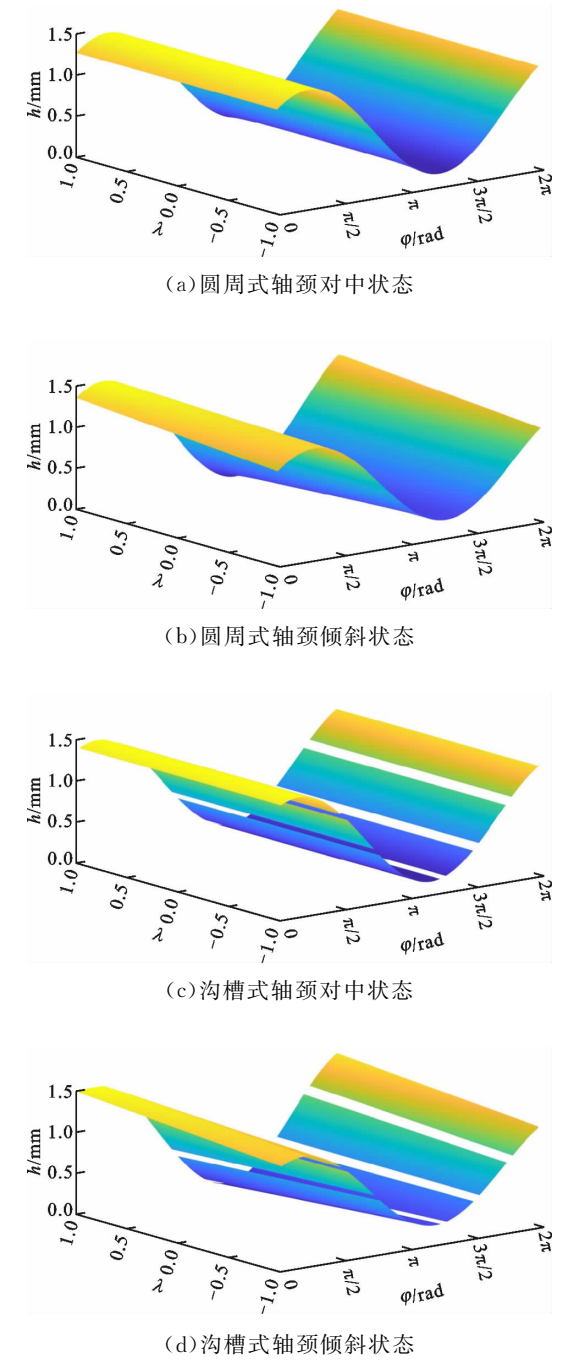
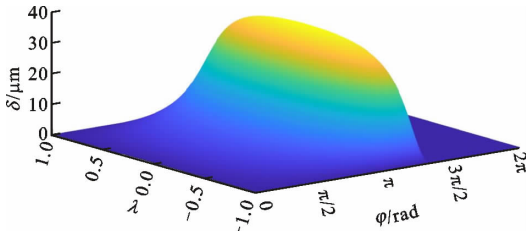


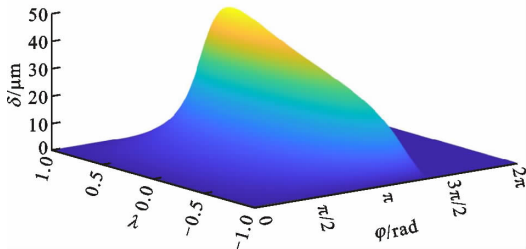
图 5 水润滑橡胶脘轴承轴颈倾斜前后的油膜厚度分布

图 6 给出了水润滑橡胶脘轴承轴颈倾斜前后的弹性变形分布。由图 6 可以看出,弹性变形分布与油膜压力分布规律相似。这是因为橡胶衬层弹性变形与油膜压力之间具有强耦合作用,轴颈倾斜后下

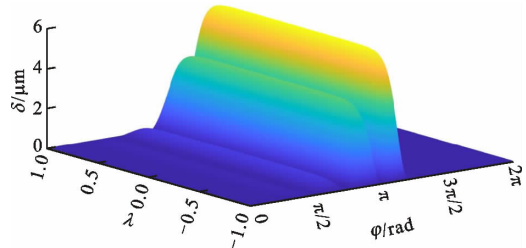
沉端由于膜厚减小,压力增加,橡胶衬层产生的弹性变形随之增加;与此相反,翘起端则由于膜厚增加,压力降低,橡胶衬层产生的弹性变形也随之减小。此外,沟槽式轴承所产生的弹性变形也相较圆周式轴承有所减小。



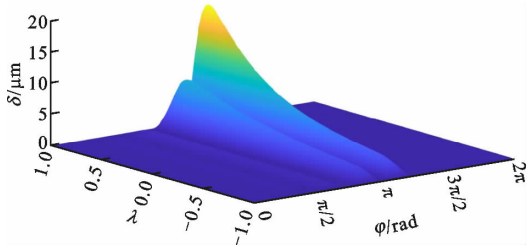
(a) 圆周式轴颈对中状态



(b) 圆周式轴颈倾斜状态



(c) 沟槽式轴颈对中状态



(d) 沟槽式轴颈倾斜状态

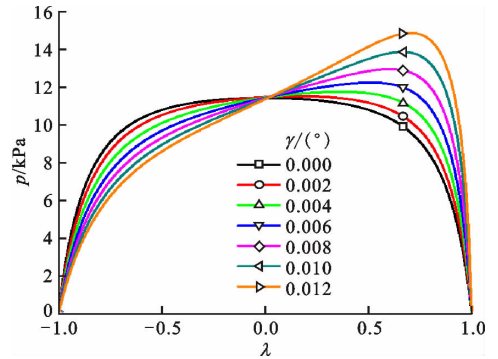
图6 水润滑橡胶脰轴承轴颈倾斜前后的弹性变形分布

### 3.2 轴颈倾斜对轴向润滑性能参数分布的影响

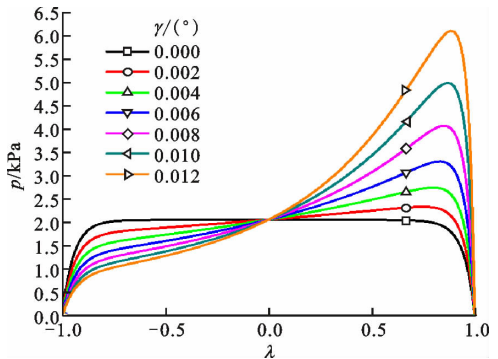
图7~9给出了偏心率 $\epsilon$ 为0.8、轴颈倾斜角 $\gamma$ 在 $0^\circ\sim 0.012^\circ$ 范围内变化时最大油膜压力所在轴向截面上油膜压力、油膜厚度及橡胶衬层弹性变形的分布。

由图7可以看出,随着轴颈倾斜角增大,圆周式轴承压力峰值从11.48 kPa增加到14.95 kPa,增加

幅度为30%,而沟槽式轴承压力峰值则从2.05 kPa增加到6.10 kPa,增幅接近200%。因此,相比而言,沟槽式轴承压力峰值增加幅度较大,压力集中效果也更加明显。



(a) 圆周式轴承

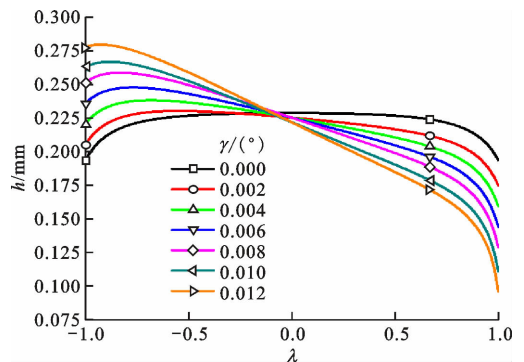


(b) 沟槽式轴承

图7 水润滑橡胶脰轴承轴向油膜压力分布

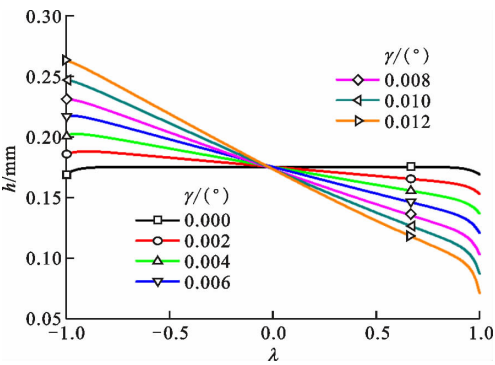
由图8可以看出,不同倾斜角下的轴向膜厚分布曲线并没有交于一点,尤其是在图8a中更加明显。这一情况主要是因为随着轴颈倾斜角发生变化,油膜压力峰值所在点的周向位置也发生了改变,从而截取的轴向截面位置并不相同。

由图9可以看出,轴颈倾斜后下沉端橡胶衬层产生的弹性变形急剧增加,圆周式轴承弹性变形峰值从35.18  $\mu\text{m}$ 增加到45.83  $\mu\text{m}$ ,沟槽式轴承弹性



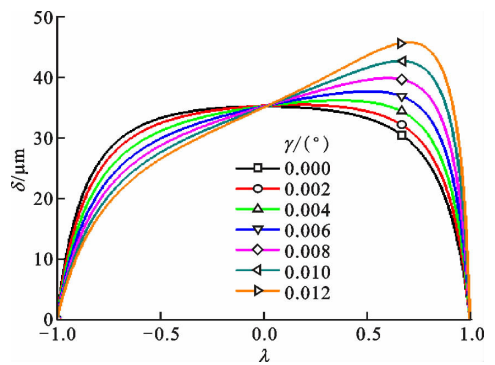
(a) 圆周式轴承



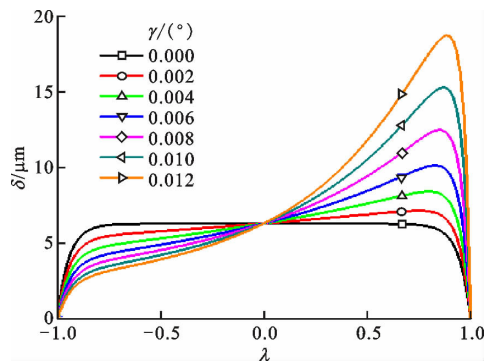


(b)沟槽式轴承

图 8 水润滑橡胶脬轴承轴向油膜厚度分布



(a)圆周式轴承



(b)沟槽式轴承

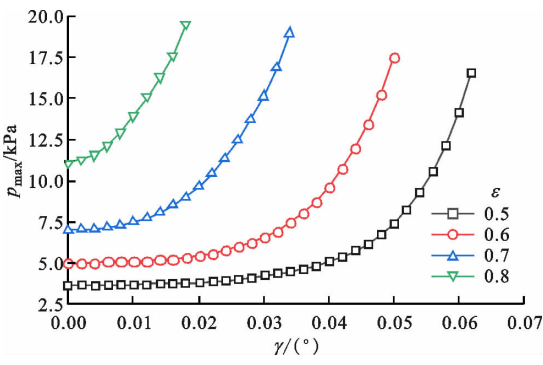
图 9 水润滑橡胶脬轴承轴向弹性变形分布

变形峰值则从  $6.29\ \mu\text{m}$  增加到  $18.70\ \mu\text{m}$ ,对承载区域的油膜厚度产生了不可忽略的影响,如图 8 中膜厚分布曲线弯曲弧度越高,说明弹性变形对膜厚分布影响越大,下沉端尤为明显。

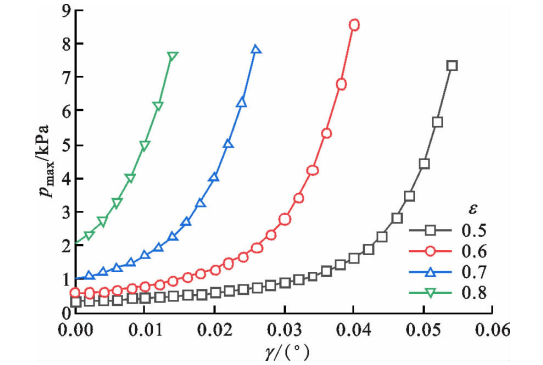
3.3 轴颈倾斜对其他润滑性能参数的影响

图 10、11 给出了不同偏心率下轴颈倾斜角变化对轴承最大油膜压力和最小油膜厚度的影响。

由图 10 可以看出,随着轴颈倾斜角增大并达到某一阈值后,最大油膜压力出现指数式增长,且偏心率越大,这一阈值越小,说明偏心率越大,轴颈倾斜对轴承润滑性能的影响越明显。此外,对比发现沟



(a)圆周式轴承



(b)沟槽式轴承

图 10 倾斜角变化对最大油膜压力的影响

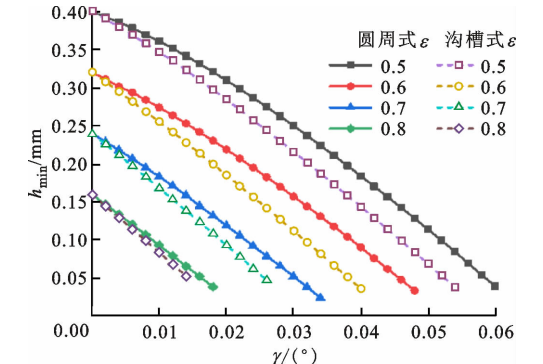


图 11 倾斜角变化对最小油膜厚度的影响

槽式轴承的最大油膜压力随轴颈倾斜角变化曲线相较圆周式轴承更加陡峭,这说明沟槽式橡胶脬轴承的润滑性能对轴颈倾斜更加敏感,容易发生变化。

由图 11 可以看出,考虑轴颈倾斜后,最小膜厚减小非常明显。如沟槽式轴承偏心率  $\epsilon$  为 0.8 时,在轴颈对中状态下,最小膜厚为  $0.16\ \text{mm}$ ;轴颈倾斜  $0.012^\circ$  后,最小膜厚为  $0.069\ \text{mm}$ ,相比前者减小约 60%。相同偏心率条件下,圆周式和沟槽式轴承的最小油膜厚度存在一定差值,且差值随倾斜角增大而增大。这主要是因为圆周式轴承油膜压力相较沟槽式轴承大,因此橡胶衬层产生的弹性变形也大,对最小油膜厚度的影响就越明显。由图 11 还可以

看出,轴颈可允许的最大倾斜角与偏心率 and 允许最小膜厚有关,偏心率和允许最小膜厚越大,轴颈可允许的最大倾斜角就越小;另外,轴承结构对轴颈可允许的最大倾斜角也有一定的影响。相同条件下,圆周式橡胶轴承的可允许最大倾斜角较沟槽式橡胶轴承的大,小长径比轴承的可允许最大倾斜角较大长径比轴承的大。

图 12、13 给出了偏心率  $\epsilon$  为 0.8 时轴颈发生倾斜后产生的油膜力矩与轴承等效支撑点即压力中心位置随倾斜角度的变化情况。由图 12、13 可以看出,当轴颈倾斜角度为  $0^\circ$ ,即不发生倾斜时,油膜力矩为 0,轴承压力中心位于中分面内;随着轴颈倾斜角增大,油膜力矩迅速增大,轴承压力中心距中分面距离呈近似线性增大趋势。此外,在相同倾斜角时,圆周式橡胶轴承的油膜力矩较沟槽式橡胶轴承大,其压力中心距中分面距离却较沟槽式橡胶轴承小,且两者之间的差值都随倾斜角的增大而增大。这是因为圆周式橡胶轴承油膜压力较大,轴颈倾斜后产生的力矩自然也较大。另外,由于沟槽式橡胶轴承的油膜压力对轴颈倾斜角的变化更加敏感,所以其产生的油膜力矩  $M_y$  与豎直方向的承载力  $F_y$  的比值就较圆周式橡胶轴承大,从而其压力中心距中分面的距离也就较圆周式橡胶轴承大。

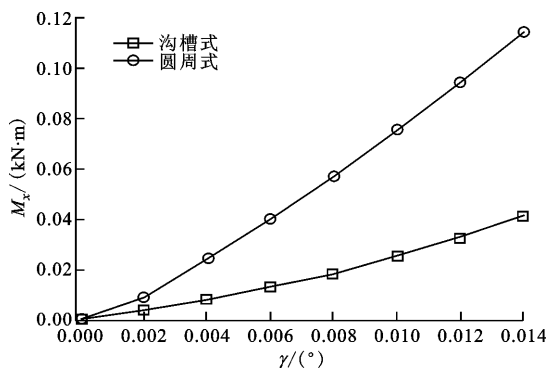


图 12 倾斜角变化对轴承油膜力矩的影响

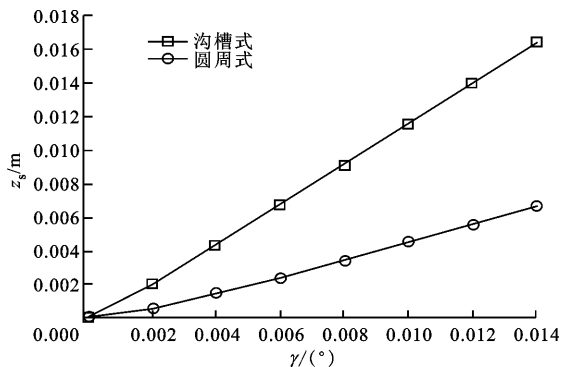


图 13 倾斜角变化对轴承压力中心位置的影响

## 4 结 论

以水润滑橡胶轴承为研究对象,计算了圆周式和沟槽式橡胶轴承考虑轴颈倾斜时的油膜压力、膜厚和弹性变形分布,分析了轴颈倾斜角变化对轴承油膜力、油膜力矩及压力中心等静态性能的影响规律,得到主要结论如下:

(1)大偏心率下,随着轴颈倾斜角增大并达到相对阈值后,最大油膜压力迅速增长,其所在位置也逐渐向下沉端方向移动,导致在局部区域产生很高的油膜压力,压力集中效果明显。此外,偏心率越大,这一阈值就越小,轴颈倾斜对轴承润滑性能的影响也就越明显。

(2)轴颈可允许最大倾斜角与偏心率、允许最小膜厚和轴承结构等因素有关:偏心率和允许最小膜厚越大,轴颈可允许最大倾斜角就越小;圆周式橡胶轴承的可允许最大倾斜角较沟槽式橡胶轴承的大,大长径比轴承的可允许最大倾斜角较小长径比轴承的小。

(3)轴颈倾斜后压力中心向下沉端方向移动,而产生油膜力矩且其值从 0 增加到  $0.11 \text{ kN}\cdot\text{m}$  和  $0.041 \text{ kN}\cdot\text{m}$ ,对轴承静态性能产生重要影响;相同倾斜角时,圆周式轴承的油膜力矩较沟槽式轴承大、压力中心距中分面距离却较沟槽式轴承小,且两者之间的差值都随倾斜角的增大而增大。

轴颈倾斜状态下水润滑橡胶轴承的强耦合建模和数值计算分析具有较高难度,本文在这方面进行了有益尝试,为水润滑橡胶轴承的性能优化及设计提供了一定的参考和数据支持。对于低速重载工况下轴颈倾斜严重时,轴颈与轴承界面处于流体润滑、混合润滑及干摩擦 3 种状态共存时的轴承润滑性能还有待更深入地研究。

## 参考文献:

- [1] 张国渊,袁小阳,苗旭升,等. 水润滑高速动静压轴承试验研究 [J]. 摩擦学学报, 2006(3): 238-241.  
ZHANG Guoyuan, YUAN Xiaoyang, MIAO Xusheng, et al. Experiment for water-lubricated high-speed hydrostatic journal bearings [J]. Tribology, 2006(3): 238-241.
- [2] 温诗铸,黄平. 摩擦学原理 [M]. 北京:清华大学出版社, 2008: 10-23.
- [3] 王家序. 水润滑轴承技术与应用 [M]. 北京:科学出版社, 2018: 1-35.
- [4] JIN Yingze, CHEN Fei, ZHANG Fan, et al. Nonlin-



- ear dynamic performance of tilting-pad journal bearing with adjustable elastic pivot design [J]. *Tribology International*, 2019, 136: 533-547.
- [5] 金志鸿, 唐育民, 海鹏洲, 等. 水润滑特性和弹性接触应力对尾轴承使用寿命的影响 [J]. *中国造船*, 1986(4): 78-86.
- JIN Zhihong, TANG Yumin, HAI Pengzhou, et al. Effects of water lubrication characteristics and elastic contact stress on service life of tail bearings [J]. *Shipbuilding of China*, 1986(4): 78-86.
- [6] MUKHERJEE A, RAO J S. Stiffness and damping coefficients of an inclined journal bearing [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 1977, 12(4): 339-355.
- [7] 岑少起, 陈瀚, 唐照民. 重载径向轴承润滑力学问题数值解 [J]. *西安交通大学学报*, 1982, 16(2): 122-129.
- CEN Shaoqi, CHEN Han, TANG Zhaomin. Numerical solution of lubrication mechanics of heavy-duty radial bearings [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 1982, 16(2): 122-129.
- [8] GENG Tao, MENG Qingfeng, WANG Nan, et al. Experimental investigation of film pressure distribution in water-lubricated rubber journal bearings [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology*, 2013, 228(4): 397-406.
- [9] WANG Nan, MENG Qingfeng, WANG Pengpeng, et al. Experimental research on film pressure distribution of water-lubricated rubber bearing with multiaxial grooves [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2013, 135(8): 84501.
- [10] 欧阳武, 陈润霖, 彭林, 等. 考虑局部固体接触的滑动轴承主刚度和主阻尼研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2014, 48(1): 112-117.
- OUYANG Wu, CHEN Runlin, PENG Lin, et al. Main stiffness and main damping of sliding bearings considering local contact [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2014, 48(1): 112-117.
- [11] MALLYA R, SHENOY S B, PAI R. Steady state characteristics of misaligned multiple axial groove water-lubricated journal bearing [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology*, 2015, 229(6): 712-722.
- [12] MALLYA R, SHENOY S B, PAI R. Static characteristics of misaligned multiple axial groove water-lubricated bearing in the turbulent regime [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology*, 2017, 231(3): 385-398.
- [13] 孙丽军, 薛闯, 张立浩, 等. 倾斜轴颈重载轴承润滑性能分析及试验研究 [J]. *润滑与密封*, 2016, 41(7): 107-111.
- SUN Lijun, XUE Chuang, ZHANG Lihao, et al. Lubrication performance analysis and test of misalignment heavy-duty journal bearings [J]. *Lubrication Engineering*, 2016, 41(7): 107-111.
- [14] FENG Huihui, JIANG Shuyun, JI Aimin. Investigations of the static and dynamic characteristics of water-lubricated hydrodynamic journal bearing considering turbulent, thermohydrodynamic and misaligned effects [J]. *Tribology International*, 2019, 130: 245-260.
- [15] 朱少禹, 孙军, 李彪, 等. 计及轴颈倾斜的径向滑动轴承湍流润滑分析 [J]. *摩擦学学报*, 2019, 39(2): 235-247.
- ZHU Shaoyu, SUN Jun, LI Biao, et al. Analysis of turbulent lubrication of misaligned journal bearing [J]. *Tribology*, 2019, 39(2): 235-247.
- [16] LV Fangrui, TA Na, RAO Zhushi. Analysis of equivalent supporting point location and carrying capacity of misaligned journal bearing [J]. *Tribology International*, 2017, 116: 26-38.
- [17] LV Fangrui, JIAO Chunxiao, TA Na, et al. Mixed-lubrication analysis of misaligned bearing considering turbulence [J]. *Tribology International*, 2018, 119: 19-26.
- [18] LV Fangrui, ZOU Donglin, TA Na, et al. Influence of local turbulent flow on the performance of a mixed-lubrication bearing [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology*, 2019, 233(7): 1029-1035.
- [19] JUN Sun, GUI Changlin. Hydrodynamic lubrication analysis of journal bearing considering misalignment caused by shaft deformation [J]. *Tribology International*, 2004, 37(10): 841-848.

(编辑 武红江)