

文章编号: 1671-0444(2018)04-0526-06

计入弹性变形的水润滑轴承润滑性能

李正, 蒋丹, 尹忠慰, 高庚员, 张秀丽

(上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240)

摘要: 基于有限元软件 ANSYS CFX 对水润滑滑动轴承进行流固耦合分析, 研究空化作用对水润滑滑动轴承水膜的影响, 得到了水膜周向和轴向的压力分布以及轴瓦的弹性变形分布, 进一步分析了轴瓦材料弹性模量、偏心率、转速对水膜压强分布以及对轴瓦弹性变形的影响规律。结果表明: 计入轴瓦的弹性变形后, 水膜的最大压强减小, 水膜压力分布更加均匀; 水膜最大压强随着偏心率、弹性模量、转速的增大而增大, 而轴承弹性变形随着偏心率、转速的提高而增大, 随着弹性模量的增大而减小; 相同条件下, 随着弹性模量的增大, 水膜发生空化的位置提前。

关键词: 水润滑; 滑动轴承; 弹性变形; 空化

中图分类号: TH 133.37

文献标志码: A

Lubrication Performance of Water Lubricated Bearing Considering the Effects of Elastic Deformation

LI Zheng, JIANG Dan, YIN Zhongwei, GAO Gengyuan, ZHANG Xiuli

(School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: Fluid-structure coupled analysis of sliding bearing lubricated by water was conducted based on the finite element software ANSYS CFX. The effect of cavitation on the water film of sliding bearing lubricated by water was analyzed, the circumferential and axial pressure distribution of the water film and the elastic deformation of the bearing bush were obtained. The influence of elastic modulus of the bearing shell material, eccentricity, rotation speed on water film pressure distribution and elastic deformation of bearing was further analyzed. Taking the elastic deformation of the bearing bush into consideration, the maximum pressure of water film decreases and the pressure distribution of water film becomes more uniform. The maximum pressure of water film increases with the increase of eccentricity, modulus of elasticity and rotational speed, but the elastic deformation of bearing increases with the increase of eccentricity and rotational speed, and decreases with the increase of modulus of elasticity. Under the same conditions, the cavitation position of water film is advanced with the increase of elastic modulus.

Key words: water lubrication; sliding bearing; elastic deformation; cavitation

收稿日期: 2018-02-24

基金项目: 国家自然科学基金(重点)资助项目(51135004)

作者简介: 李正(1989—), 男, 江苏泰州人, 硕士研究生, 研究方向水润滑轴承结构设计, E-mail: lz33@sjtu.edu.cn

蒋丹(联系人), 女, 教授, E-mail: jiangdan@sjtu.edu.cn

水润滑滑动轴承以水为润滑介质,对环境无污染,有广泛的应用前景,现常应用于食品机械、水泵、水轮机等场合。与传统油润滑滑动轴承相比,水润滑滑动轴承轴瓦材料一般采用陶瓷、合成橡胶、树脂基复合材料等弹性模量较低的非金属材料。由于水膜的最小厚度与轴承的变形量处于同一数量级,特别是重载高速的工况下水膜更薄,此时轴承的变形不可忽略。因此对于水润滑滑动轴承,为了得到更加精确的水膜压力分布情况及其润滑特性,需要考虑轴瓦的弹性变形。

国内外对油润滑滑动轴承进行了较多流固耦合研究。Boubendir等^[1]研究了弹性变形对渗透性衬垫轴承静特性的影响,通过差分法求解控制方程,得到了油膜压力分布、轴承承载力以及偏位角。Dhande等^[2]使用 ANSYS CFX 软件对油润滑轴承进行了流固耦合分析,得到了轴承的变形规律以及轴承变形的油膜压力分布。Liu等^[3]采用有限元软件对转子-轴承系统进行了流固耦合分析后发现,随着轴承弹性模量的增加,油膜最大压强增大,油膜厚度减小。

目前,关于水润滑滑动轴承流固耦合的相关文献较少,刘宇^[4]利用多重网格的方法,对高分子材料的水润滑尾轴承进行数值分析,得到了轴承的结构形式和材料属性对其润滑性能的影响规律。卢磊等^[5]针对六沟槽水润滑橡胶合金轴承,使用 ANSYS CFX 软件的多物理场求解器的流固耦合功能进行二维数值模拟,得到了水润滑橡胶合金轴承润滑膜内的压力分布、速度分布及橡胶轴瓦的弹性变形状况。丁行武等^[6]采用了有限元耦合的算法,针对水润滑轴承计算其弹流润滑模型,探讨了不同弹性模量和厚度的橡胶衬层弹性变形对水润滑轴承水膜压力、水膜厚度和摩擦磨损特性的影响规律。以上相关文献大多以耦合雷诺控制方程和弹性变形方程来进行数值分析,编程过程复杂,而且很少考虑水润滑滑动轴承运动过程中出现的空化现象对润滑性能的影响。

本文基于 ANSYS Workbench 平台,采用有限元软件 ANSYS CFX 14.0,考虑空化现象及轴承弹性变形的影响,对水润滑滑动轴承进行流固耦合分析。通过对不同的偏心率、弹性模量、转速的流固耦合模型进行仿真计算,得到水膜的承载力、压强分布以及轴承的弹性变形的变化规律,进一步分析水润滑轴承的润滑性能。

1 全周径向滑动轴承结构及参数

稳定工作状态下的径向轴颈轴承的结构如图 1

所示。当轴颈旋转时,轴瓦和轴颈之间形成了收敛楔形,即动压润滑膜,从而支撑施加在轴上的力。在水膜发散区,动压效应消失,当压力低于水气化压力的时候,会发生空化现象。空化会侵蚀轴表面,引起轴的振动。影响水润滑滑动轴承承载能力 W 的主要参数有轴承的长径比 L/D ,轴承的相对间隙 $C = (R_b - R_j)/R_b$,轴承的偏心率 $\epsilon = e/C$,轴瓦厚度 S ,轴瓦弹性模量 E ,泊松比 μ 以及轴颈转速 n 等。其中, D 为轴承直径, L 为轴承长度, R_b 为轴承半径, R_j 为轴颈半径, e 为轴颈的偏心距, θ 为轴承的圆周角, φ 为轴承的偏位角。

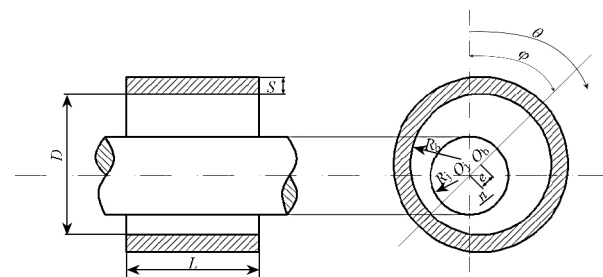


图 1 径向滑动轴承的结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of radial sliding bearing

本文中参数的选择: $D=80$ mm, $L/D=1$, $S=10$ mm,轴承的间隙取 1%,轴承的偏心率范围为 0.5~0.9,轴瓦的弹性模量为 400、600、800、1 000、1 200、1 400 MPa,泊松比为 0.4,轴承的转速 n 范围为 1 000~3 000 r/min。

2 理论和方法

2.1 流-固域的控制方程和空化方程

流体的流动遵循物理守恒定律,包含质量守恒定律、动量守恒定律、能量守恒定律等。对这些守恒定律进行数学描述就得到了水润滑的控制方程。由于是水润滑,本文忽略升温的影响,不考虑能量方程。

2.1.1 质量守恒方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (1)$$

式中: ρ 为流体密度; t 为时间; \mathbf{U} 为速度矢量。

2.1.2 动量守恒方程

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \mathbf{S}_M \quad (2)$$

式中: $\boldsymbol{\tau}$ 为应力张量, \mathbf{S}_M 为动量源项; p 为压强。其中应力张量表示为

$$\boldsymbol{\tau} = \mu \left(\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \mathbf{U} \right) \quad (3)$$

2.1.3 固体控制方程

固体域满足运动学第二定律,其控制方程如式(4)所示。

$$\rho_s \ddot{\mathbf{d}}_s = \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma}_s + \mathbf{f}_s \quad (4)$$

式中: ρ_s 为固体密度; $\ddot{\mathbf{d}}_s$ 为固体域当地加速度矢量; $\boldsymbol{\sigma}_s$ 为柯西应力张量; \mathbf{f}_s 为体积力矢量。

2.1.4 空化方程

对于全周轴颈径向轴承,当压强低于水的空化压强 2 340 Pa(20 °C)时,会产生空化现象。因此,若不考虑空化的影响,计算得到的压强将和实际情况不符,造成轴向承载力偏低^[7]。本文考虑空化现象的影响建立了水气混合多相流模型,采用 ANSYS CFX 中 Rayleigh-Plesset 空化模型,表示如下:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_l R_B} = \frac{p_v - p}{\rho_l} \quad (5)$$

式中: R_B 为气泡半径; σ 为液相和气相之间的表面张力系数; ρ_l 为液相的密度; p_v 为气泡内的压力; p 为气泡周围液体的压力。

为简化计算,忽略了二次项和表面张力项,得到

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_l}} \quad (6)$$

则单位体积内气-液相之间的质量传递速率可以表示为:

$$\dot{m}_{ig} = F \frac{3r_{nuc}(1-r_g)\rho_g}{R_{nuc}} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|p_v - p|}{\rho_l}} \text{sgn}(p_v - p) \quad (7)$$

式中: F 为气泡生成和溃灭的经验系数; r_g 为单位体积内气相所占体积; ρ_g 为气相密度; R_{nuc} 为气泡成核处气泡的半径; r_{nuc} 为气泡成核处单位体积内气相所占体积。

2.2 流固耦合方程

在流固耦合面处,应满足流体和固体的应力 τ 、位移 d 、热流量 q 、温度 T 、转速 n 这 5 个变量的守恒或相等,即满足以下四个方程^[8]:

$$\begin{cases} \tau_f \cdot n_f = \tau_s \cdot n_s \\ d_f = d_s \\ q_f = q_s \\ T_f = T_s \end{cases} \quad (8)$$

式中:下标为 f 表示流体;下标为 s 表示固体。

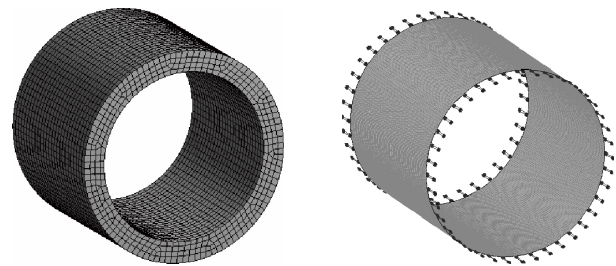
在整个计算过程中,通过耦合面交换流体力、位移、速度等相关量,然后进行反复迭代,直到满足设

定的残差。

2.3 润滑模型及边界条件

图 2(a)为 ANSYS Workbench 中建立的轴瓦网格模型,轴瓦的外表面施加固定约束,内表面为流固耦合面,轴瓦两端面施加沿轴向位移为 0 的位移约束。

图 2(b)为整个水膜的模型,工作压强设置为 1 个标准大气压(101 325 Pa),根据轴承的尺寸及工作条件,流动模型设置为层流(laminar)。将模型进行简化,水膜间隙的一端设置为进口(inlet),另一端设置为出口(outlet),边界条件均设置为 opening,相对压强为 0。水膜的外表面即耦合面,内表面为与轴颈接触的面,设置为旋转壁面。润滑方式为水浴润滑。



(a) 轴瓦网格模型

(b) 水膜网格模型

图 2 网格模型

Fig. 2 Mesh model

3 仿真结果及分析

3.1 水膜的周向和轴向压强分布规律

求解器求解收敛后,进入后处理器观察求解结果。当偏心率为 0.9、轴瓦弹性模量为 1 GPa、转速为 3 000 r/min 的水膜压强分布云图如图 3 所示。由图 3 可知,水膜存在正压区和空化区(即水膜压强 < 0 的部分),水膜最大压强为 1.726 MPa(相对大气压强)。图 4 为对应轴瓦的弹性变形。由图 4 可知,轴承的变形与压力相对应,最大弹性变形量发生在最大压强处,最大变形量为 8.770 μm ,已与该条件下的最小水膜厚度处于同一数量级^[9]。因此,对于水润滑滑动轴承考虑轴承的弹性变形是很有必要的。

当偏心率为 0.9、转速为 3 000 r/min 时,水膜周向压强分布与轴瓦材料弹性模量之间的关系如图 5 所示。与轴瓦无弹性变形相比,水膜的最大压强减小,同时其周向压强分布更加平缓。当轴瓦弹性模量增大时,空化发生的位置提前。水膜的最大压强随着轴瓦弹性模量的增大而增大,而弹性模量越小,水膜压力分布越平缓。

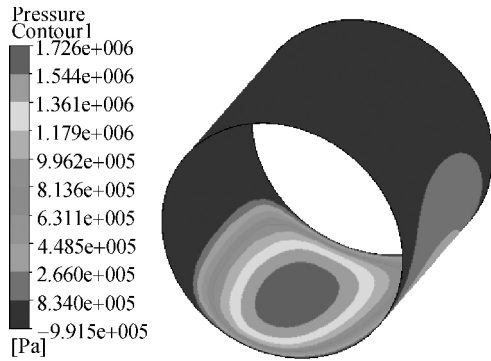


图 3 水膜压强分布

Fig. 3 Water film pressure distribution

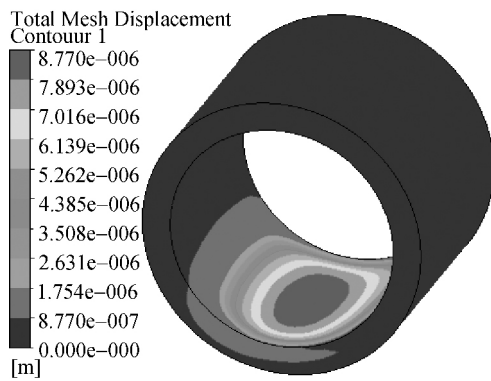


图 4 轴瓦变形

Fig. 4 Bearing deformation

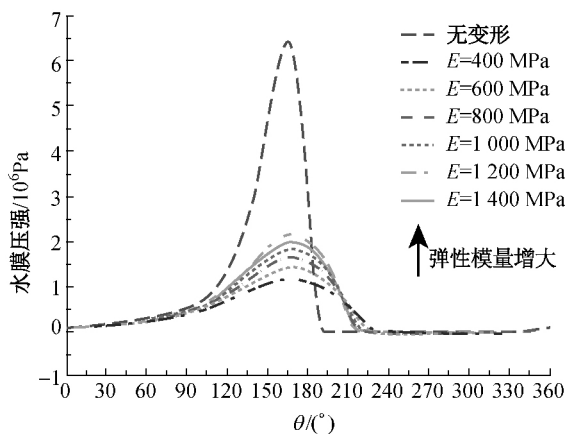


图 5 轴瓦材料弹性模量与水膜周向压强分布的关系
Fig. 5 Influence of elastic modulus on circumferential water film pressure distribution

当偏心率为 0.9、转速为 3 000 r/min 时,水膜轴向压强分布与轴瓦材料弹性模量的关系如图 6 所示。由图 6 可知,考虑轴瓦的弹性变形后,水膜轴向压强分布具有中间压强高、两端压强低的特征。由于轴瓦变形与压强分布的相关性,轴瓦呈现“口袋”状变形特征,这与文献[10]的结论一致。随着轴瓦弹性模量的增大,水膜轴向压强增大。

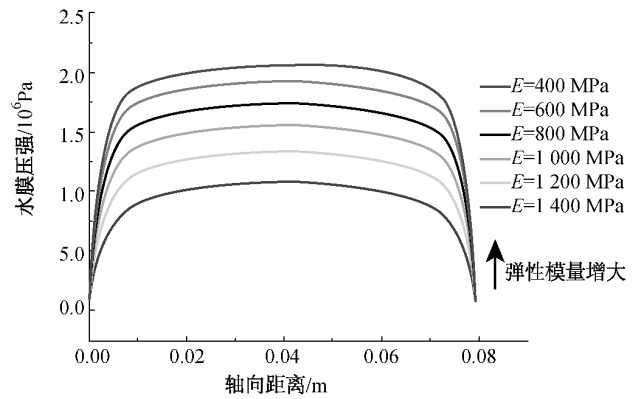


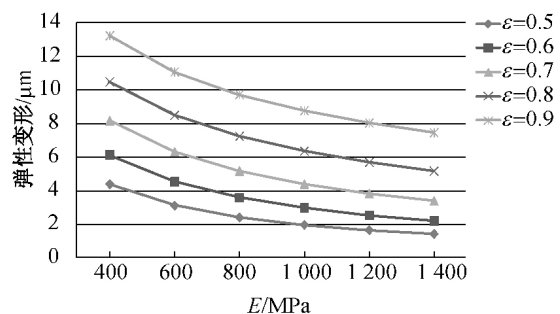
图 6 弹性模量对水膜轴向压强分布的影响

Fig. 6 Influence of elastic modulus on axial water film pressure distribution

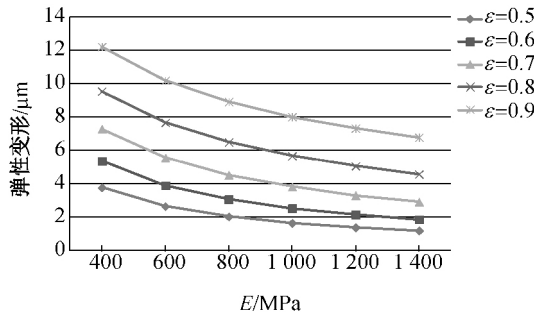
3.2 偏心率、弹性模量和转速对轴瓦弹性变形、水膜最大压强的影响规律

当转速为 3 000、2 500、2 000、1 500、1 000 r/min 时,轴瓦弹性变形与偏心率、轴瓦弹性模量之间的关系如图 7 所示。由图 7 可知,相同转速、弹性模量下,偏心率越大则轴瓦的弹性变形量越大。因此,对于重载工况,即轴承的偏心率较大时,更有必要考虑轴瓦的弹性变形。同一偏心率下,轴瓦的弹性变形量随着弹性模量的增大而减小。综合比较可知,相同偏心率和弹性模量下,随着转速的提高,轴瓦的弹性变形量变大。

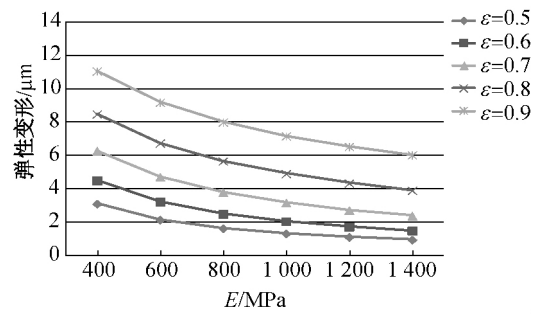
当转速为 3 000、2 500、2 000、1 500、1 000 r/min 时,水膜最大压强与偏心率、轴瓦弹性模量之间的关系如图 8 所示。由图 8 可知,偏心率对水膜的最大压强有明显的影 响,相同转速、弹性模量下,偏心率越大则水膜的最大压强越大。同一偏心率下,水膜的最大压强随着弹性模量的增大而增大。综合比较可知,相同偏心率和弹性模量下提高转速,轴瓦水膜的最大压强增大。



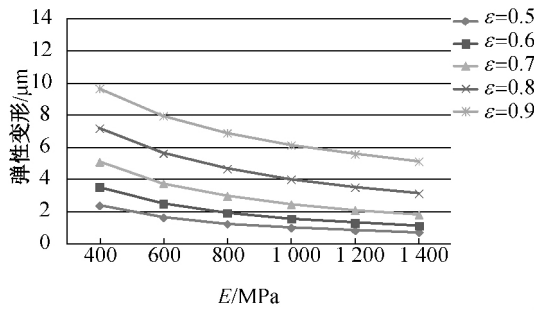
(a) 3 000 r/min



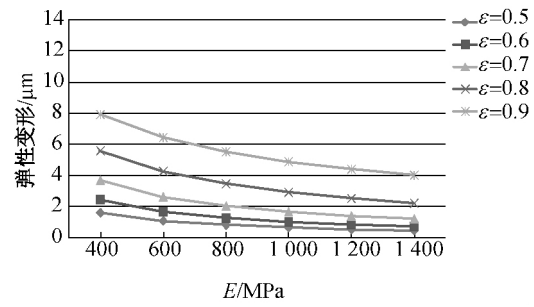
(b) 2 500 r/min



(c) 2 000 r/min

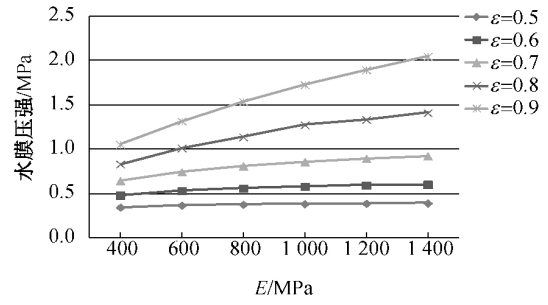


(d) 1 500 r/min

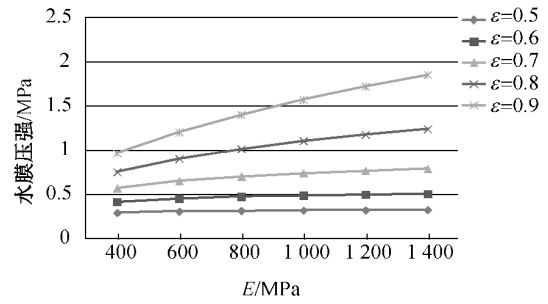


(e) 1 000 r/min

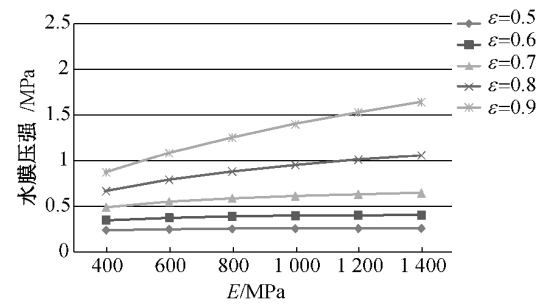
图 7 不同工况以及弹性模量对轴承弹性变形的影响
Fig. 7 Influence of operating condition, elastic modulus on bearing elastic deformation



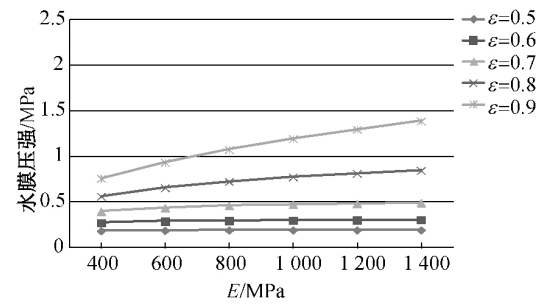
(a) 3 000 r/min



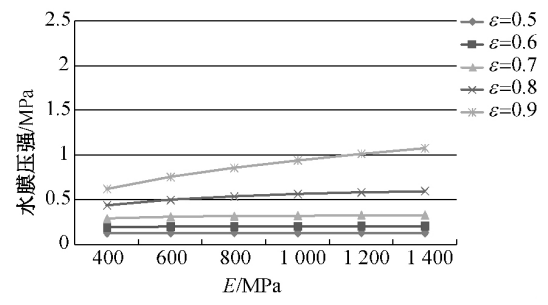
(b) 2 500 r/min



(c) 2 000 r/min



(d) 1 500 r/min



(e) 1 000 r/min

图 8 不同工况以及弹性模量对水膜最大压力的影响
Fig. 8 Influence of operating condition, elastic modulus on maximum water film pressure

4 结 论

本文基于 ANSYS Workbench 平台进行水润滑滑动轴承的流固耦合计算,通过求解不同的流固耦合模型,分析得到以下结论:

(1) 计入轴瓦弹性变形的影响,水膜最大压强大幅度减小,水膜压强分布更加平缓。因此,对于非金属材料的水润滑滑动轴承,特别是在重载的工况下,需要考虑轴瓦的弹性变形。

(2) 计入轴瓦弹性变形的影响,水膜轴向分布特征为两端压强小、中间压强大,轴瓦呈“口袋”状变形特征。

(3) 水膜发生空化的位置会随着弹性模量的增大而提前。

(4) 相同转速下,轴瓦的弹性变形在偏心率增大时随之增大,而在弹性模量增大时随之减小;水膜的最大压强在偏心率、弹性模量增大时均随之增大。相同情况下提高转速,轴瓦弹性变形以及水膜最大压强都会增大。

参 考 文 献

[1] BOUBENDIR S, LARBI S, BENNACER R. Elastic deformation effects on the thermo-hydrodynamic aspect of porous journal bearings[J]. Defect and Diffusion Forum, 2014, 353: 275-279.

- [2] DHANDE D, PANDE D W, CHATARKAR V. Analysis of hydrodynamic journal bearing using fluid structure interaction approach[J]. International Journal of Engineering Trends and Technology, 2013, 4(8): 3389-3392.
- [3] LIU H, XU H, ELLISON P J, JIN Z. Application of computational fluid dynamics and fluid-structure interaction method to the lubrication study of a rotor-bearing system[J]. Tribology Letters, 2010, 38(3): 325-336.
- [4] 刘宇. 高分子材料水润滑尾轴承数值计算及试验研究[D]. 武汉: 武汉理工大学机电工程学院, 2010: 22-49.
- [5] 卢磊, 王家旭, 肖科. 基于 ANSYS 多物理场的水润滑轴承的数值分析[J]. 机械设计, 2010, 27(10): 93-96.
- [6] 丁行武, 王家旭, 杨荣松, 等. 衬层弹性变形对水润滑结构润滑性能的影响分析[J]. 四川大学学报(工程科学版), 2012, 44(5): 234-238.
- [7] 张秀丽, 蒋丹, 尹忠慰, 等. 基于 CFD 的水润滑斜面推力轴承承载能力分析[J]. 东华大学学报(自然科学版), 2013, 39(4): 412-416.
- [8] 宋学官, 蔡林, 张华. ANSYS 流固耦合分析与工程实例[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2012: 4-16.
- [9] 李正. 计入弹性变形的复合材料水润滑轴承润滑特性的研究[D]. 上海: 上海交通大学机械与机电工程学院, 2015: 35-48.
- [10] BOUYER J, FILLON M. On the Significance of thermal and deformation effects on a plain journal bearing subjected to severe operating conditions[J]. Journal of Tribology, 2004, 126(4): 819-822.

(责任编辑: 郭小敏)