

难溶气体对水润滑轴承特性影响分析

杨雨谋, 冯 明[✉]

北京科技大学机械工程学院, 北京 100083

✉ 通信作者, E-mail: mingfeng@me.ustb.edu.cn

摘 要 水润滑轴承相比传统油润滑轴承, 凭借其独特的优势, 在各类高速精密旋转机械中均有重要应用。在实际工况中, 润滑水中不可避免的混入一定量的难溶气体, 参与整个润滑过程。运用计算流体力学 CFD 软件 Fluent, 基于气液两相流理论, 对考虑湍流及气穴效应的高速水润滑轴承特性进行求解分析, 研究难溶气体的含量对轴承间隙气相分布、压力峰值、轴承性能等特性的影响。结果表明: 在高速水润滑轴承间隙中, 气相基本分布于发散楔中, 且最大气体体积分数存在于轴表面; 在较小偏心情况下, 一定量的难溶气体使轴承间隙内气相分布发生偏移, 轴承承载力有所降低, 但是对压力峰值和摩擦功耗并无明显影响; 随着轴承偏心的增加, 影响逐渐消失。

关键词 水润滑轴承; 气液两相流; 计算流体力学; 难溶气体; 气穴

分类号 TH133.31

Influence of undissolved gas on the characteristics of high-speed water-lubricated bearings

YANG Yu-mou, FENG Ming[✉]

School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China

✉ Corresponding author, E-mail: mingfeng@me.ustb.edu.cn

ABSTRACT Unlike the traditional oil-lubricated bearing, the water-lubricated bearing has unique advantages because of which lead it has important applications in all types of high-speed rotating machinery. Under actual working conditions, the lubrication water will inevitably mix with a certain amount of undissolved gas, which too will participate in the lubrication process. In this study, computational fluid dynamics (CFD) software Fluent was used to analyze the characteristics of the high-speed water-lubricated bearing and to investigate the influence of the amount of undissolved gas on the phase distribution of the gas phase, pressure peak value, and bearing performance. The full cavitation model and gas-liquid mixture model were employed in this study. The results show that in the high-speed water-lubricated bearing clearance, the gas phase is distributed in the divergence wedge, and the maximum gas volume fraction exists on the surface of the shaft; When the eccentricity is small, a certain amount of undissolved gas can offset the gas phase distribution in the bearing gap and reduce the load-carrying capacity of the bearing. However, the gas appears to have no clear influence on the pressure peak and the frictional power consumption. As the bearing eccentricity increases, the influence of the undissolved gas disappears gradually.

KEY WORDS water-lubricated bearing; gas-liquid two phase flow; computational fluid dynamics; undissolved gas; cavitation

滑动轴承是各类旋转机械中承担转子动静载荷的 重要部件, 被广泛应用于空压机、汽轮机、船舶动力系

收稿日期: 2017-01-13

基金项目: 工业强基工程资助项目(TC160A310/2)

统、机床主轴等领域^[1]。水润滑轴承相比传统油润滑轴承,凭借温升低、无污染、节约能源、安全性高等优点,也逐渐在各类高速精密旋转机械中得到了重要应用^[2-5]。随着燃料电池汽车行业的发展,由于电堆中质子交换膜对油污敏感,且气体轴承承载性能低等原因,现在国内也已经研发出了燃料电池用水润滑电动离心式空压机^[6]。润滑水通过水泵不断注入轴承间隙中,再通过水泵将溢出的多余的润滑水抽离回水箱中,如此循环。但是在汽车中,由于水箱体积小、水泵抽吸力强,导致不可避免的有一定的空气被卷吸进管道中,循环回水箱的润滑水中也含有大量气泡,未等到恢复成液态水便又被抽进水泵中。空气在日常条件下为难溶于水气体,与水混合形成复杂的气液两相流,参与整个润滑过程。

无论是油润滑轴承还是水润滑轴承,在运转过程中,会在发散楔内产生气穴效应,间隙内流场为气液两相流^[7]。至今为止,国内外研究气穴现象对油润滑轴承的影响的文献并不少。安琦等^[8-9]利用数值方法研究了气油两相流对滑动轴承间隙压力和静特性的影响,得出这种影响作用的大小与偏心率及气油两相流的含气率有关,偏心率越大,影响作用越小,当偏心率达到较高值后,其影响作用趋向消失,相同偏心率下气油两相流的含气率越高则对承载能力的降低作用也越大;对滑动轴承摩擦力的影响可以忽略不计。郭红^[10]运用有限元计算分析得出相似结论,气穴对内外膜独立供油径推联合浮环轴承压力峰值的影响作用在小偏心率时比较明显,随偏心率的增加影响减弱;在大间隙时比较明显,随着间隙的减小影响减弱;轴承低速运转时影响较为明显,高速运转时影响不大。Hatakenaka等^[11]发现应用考虑气穴作用后的 Reynolds 方程研究得到浮动衬套轴承的稳定性更好。孟凡明等^[12-13]利用 ANSYS 中 CFX 模块研究了不同偏心率、不同宽径比和不同转速下气穴现象对滑动轴承油膜摩擦学性能的影响,得出气穴模型能使摩擦力和摩擦系数减小,改善轴承的摩擦性能,同时还发现了在轴承间隙中气泡的破裂会引起局部较高的气泡压力和温度,这可能会导致气蚀现象,研究了不同槽尺寸、间隔对轴承间隙内气泡破裂压力和破裂温度的影响,优化了轴承结构设计。而截至目前,结合实际情况,考虑难溶气体混入的气穴效应对水润滑轴承间隙流场和轴承性能影响的研究较少。为了进一步完善验证气液两相流理论,为保证实际工况下高速水润滑轴承承载性能提供理论依据,研究难溶气体对高速水润滑轴承承载特性的影响是很有必要的。

在求解更复杂的流场时,传统的单相流模型或单

一考虑层流流态的假设体现出一定的局限性,计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)方法^[14-16]的发展,为研究气液两相流理论及求解分析流场特性,提供了更真实有效的方法。本文在燃料电池汽车行业空压机用高速水润滑轴承研究背景下,基于气液两相流模型,结合湍流模型和全空化模型,对高速水润滑轴承间隙流场进行数值求解,研究了润滑水中难溶气体含量对流场气相分布、压力峰值及轴承性能等特性的影响。

1 滑动轴承流场特性分析求解模型

1.1 理论模型及控制方程

本文研究的滑动轴承内的流场限定在宏观流体力学范围内,因此其满足宏观流体力学基本方程^[17]。

(1) 连续方程。

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \boldsymbol{\nu}) = 0. \quad (1)$$

式中 ρ_m 为气液两相润滑水的混合密度, $\boldsymbol{\nu}$ 为流速矢量, t 为时间。

(2) 动量守恒方程。

$$\frac{\partial (\rho_m \boldsymbol{\nu})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \boldsymbol{\nu} \boldsymbol{\nu}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\boldsymbol{\tau}) + \rho_m \boldsymbol{g} + \boldsymbol{\Gamma}. \quad (2)$$

$$\boldsymbol{\tau} = \mu_m \left[(\nabla \cdot \boldsymbol{\nu} + \nabla \cdot \boldsymbol{\nu}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \boldsymbol{\nu} \boldsymbol{I} \right]. \quad (3)$$

式中 μ_m 为气液两相润滑水的混合运动黏度, P 为压力, $\boldsymbol{\Gamma}$ 为体积力, \boldsymbol{g} 为重力加速度, $\boldsymbol{\tau}$ 为应力张量, \boldsymbol{I} 为单位张量。

由于润滑水中含有气相成分,因此混合密度 ρ_m 和混合运动黏度 μ_m 可以表示为

$$\rho_m = \alpha_v \rho_v + \alpha_g \rho_g + (1 - \alpha_v - \alpha_g) \rho_l. \quad (4)$$

$$\mu_m = \alpha_v \mu_v + \alpha_g \mu_g + (1 - \alpha_v - \alpha_g) \mu_l. \quad (5)$$

式中 α_i 表示组分 i 的体积分数,下标 v、g、l 分别表示水蒸气、难溶气体以及液态润滑水。

(3) 能量守恒方程。

$$\frac{\partial (\rho_m E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} [v_i (\rho_m E + P)] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[k_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_j h_j J_j + v_j (\tau_{ij})_{\text{eff}} \right] + S_h. \quad (6)$$

式中 $E = h - \frac{P}{\rho_m} + \frac{u_i^2}{2}$, P 是静压, T 表示温度, h_j 表示第 j 种组分的物理焓, $(\tau_{ij})_{\text{eff}}$ 表示在 i 方向上由 j 面产生的有效应力, k_{eff} 是有效热传导系数, J_j 是组分 j 的扩散流量, S_h 是能量守恒方程源项,包括了化学反应热。

(4) 气穴模型及方程。

在滑动轴承工作过程中,产生的气穴效应是实际

存在且不可忽略的, 本文采用的是全空化模型^[18], 认为轴承间隙内流体由液相(润滑油)、气相(水蒸气) 和难溶气体三部分组成. 气穴现象实质是气液两相之间的传质相变, 满足如下方程:

$$\frac{\partial(\rho_m f_v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \nu f_v) = R_e - R_c \quad (7)$$

式中 f_v 表示水蒸气质量分数, ν 为流速矢量, γ 为有效交换系数. R_e 、 R_c 分别为气穴和凝结的相变率, 具体可以表示为

当 $P \leq P_v$ 时,

$$R_e = C_e \frac{V_{ch}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2}{3} \frac{(P_v - P)}{\rho_l}} (1 - f_v - f_g), \quad (8)$$

当 $P > P_v$ 时,

$$R_c = C_c \frac{V_{ch}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2}{3} \frac{(P - P_v)}{\rho_l}} f_v \quad (9)$$

式中 f_g 表示难溶气体质量分数, P_v 为饱和压力(气穴压力), σ 为表面张力系数, V_{ch} 为特征速度, C_e 、 C_c 为相变速率经验系数, $C_e = 0.02$, $C_c = 0.01$.

各组分质量分数 f_i 与体积分数 α_i 之间的关系为

$$\alpha_i = \frac{f_i / \rho_i}{\sum f_i / \rho_i} \quad (10)$$

(5) 湍流模型及方程.

湍流是一种复杂的不定常的随机的漩涡运动, 除了分子之间的碰撞外, 流体微团之间通过脉动掺混剧烈的交换质量、动量. 由于水的黏度较低, 密度大, 高速工作的水润滑轴承工作时极易处于湍流状态.

本文使用的是 RNG k - δ 湍流模型, 从暂态 N-S 方程中推出, 其中 k 方程和 δ 方程分别为

$$\rho_m \frac{dk}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(C_k \mu_{eff}) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho_m \delta - Y_M \quad (11)$$

$$\rho_m \frac{d\delta}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(C_\delta \mu_{eff}) \frac{\partial \delta}{\partial x_i} \right] + C_{1\delta} \frac{\delta}{k} (G_k + C_{3\delta} G_b) - C_{2\delta} \rho_m \frac{\delta^2}{k} - R \quad (12)$$

在上述方程中 μ_{eff} 是考虑湍流效应的黏性系数, R 表示的是湍流方程源项, G_k 表示由于平均速度梯度引起的湍动能产生, G_b 表示浮力影响引起的湍动能产生, Y_M 表示可压缩湍流脉动膨胀对总的耗散率的影响, $C_{1\delta} = 1.44$, $C_{2\delta} = 1.92$, $C_{3\delta} = 0.09$, C_k 和 C_δ 分别是湍动能 k 及其耗散率 δ 的有效湍流普朗特数的倒数, 在 fluent 中, $C_k = 1.0$, $C_\delta = 0.77$.

流场计算的基本过程是在空间上用有限体积法将计算域离散成多个小的体积单元, 在每个体积单元上对离散后的控制方程组进行求解, 所以其本质是对离

散方程进行求解. 本文 Fluent 求解器选择的是基于压力的分离求解器, 在离散方程的计算方法上选择的是分离解法. 在众多分离解法中, 运用最广泛的是压力修正法, 求解方程, 通过残差来判定是否收敛. 具体求解流程框图如图 1 所示. 其中, iac 即为 interfacial area concentration(局部界面面积浓度); vf -air 为空气体积分数; 用 V_x 、 V_y 和 V_z 表示 x 、 y 和 z 方向上的速度.

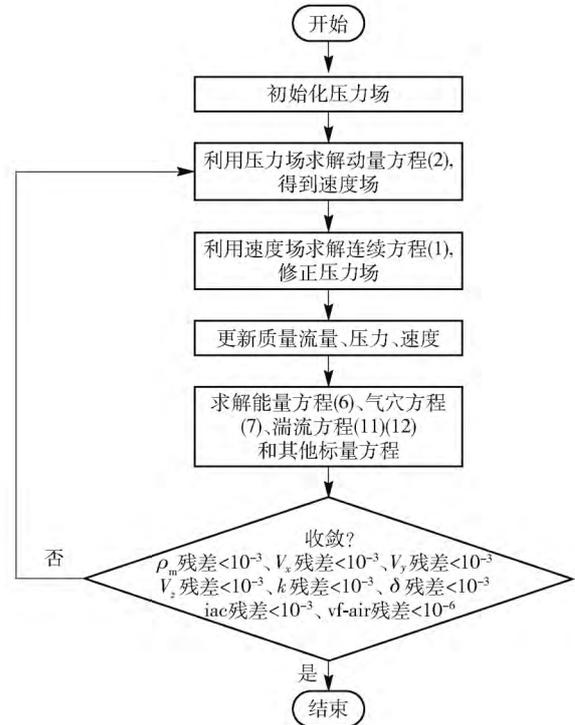


图 1 压力修正法求解流程框图

Fig. 1 Flow chart of pressure correction method

1.2 物理模型

本文以普通圆柱滑动轴承为研究对象, 利用 SolidWorks 软件建立轴承间隙三维物理模型, 其示意图如图 2 所示.

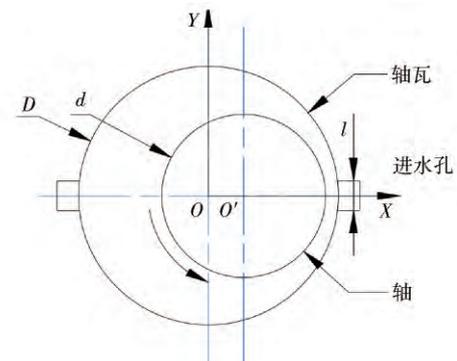


图 2 滑动轴承示意图

Fig. 2 Structure of sliding bearing

图 2 将 X 轴负方向设为起始位置, 直径为 d 的转子绕轴心 O' 以转速 Ω 逆时针旋转, 润滑油从轴承水平

两侧进水口同时进入间隙内, 润滑水在转子旋转带动下, 在收敛楔和发散楔内形成压力, 并从轴承两侧的出水口流出. 具体结构几何参数见表1.

表1 滑动轴承结构几何参数

Table 1 Geometric parameters of sliding bearing structure

参数	数值
轴承直径 D/mm	15
轴承宽度 B/mm	15
转子直径 d/mm	14.96
进水口直径 δ/mm	1

1.3 网格划分特点及边界条件设定

将建立好的三维物理模型导入 Gambit 中进行网格划分, 全场采用六面体结构化网格划分方案, 为了提高网格质量和准确性, 在进水口水膜厚度方向进行网格加密, 使得两侧壁面速度梯度不影响流场结果. 考虑到计算机的计算能力和计算精度等因素, 综合比较下, 选择网格总数为 150 万 ~ 180 万的划分方案, 模型网格分块方式如图 3 所示.

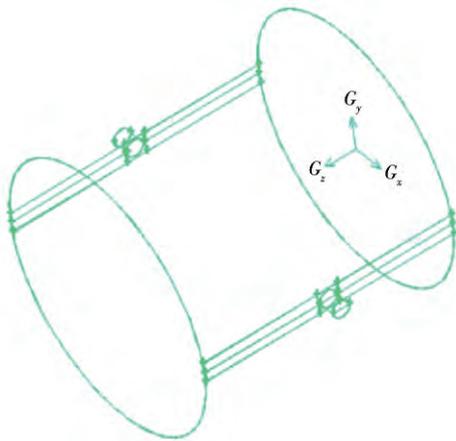


图3 水膜网格结构图

Fig. 3 Structure of water film grid

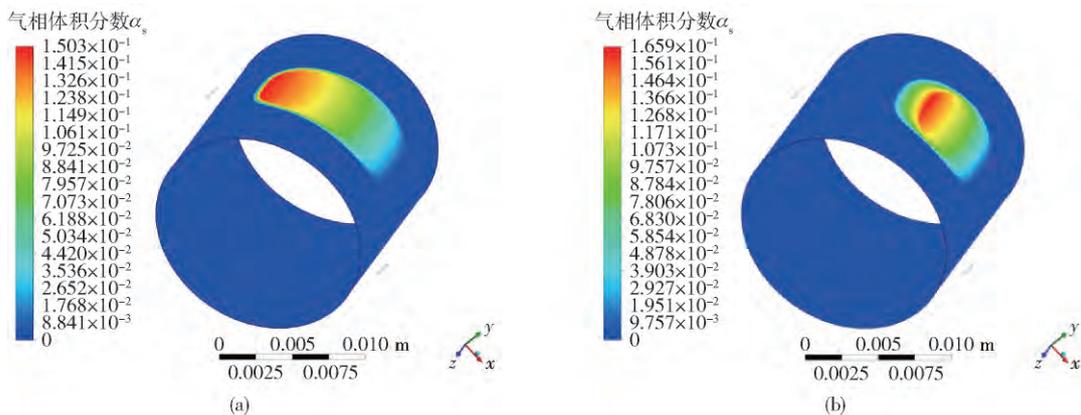


图4 $\varepsilon_1 = 0.1$ 时轴表面气相体积分数 α_s 分布云图. (a) $\alpha_{g1} = 0$; (b) $\alpha_{g3} = 0.4$

Fig. 4 Axis surface gas phase volume fraction distribution when $\varepsilon_1 = 0.1$: (a) $\alpha_{g1} = 0$; (b) $\alpha_{g3} = 0.4$

边界条件为: 润滑水密度 $\rho_l = 998.2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ 及其黏度 $\mu_l = 0.001 \text{ Pa} \cdot \text{s}$; 难溶气体密度 $\rho_g = 1.225 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ 及其黏度 $\mu_g = 1.789 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$; 水蒸气密度 $\rho_v = 0.5542 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ 及其黏度 $\mu_v = 1.34 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$; 轴瓦边界固定, 转子转速 $\Omega = 30000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$. 供水压力为 0.17 MPa (表压, 参考压力 $P_0 = 0.1 \text{ MPa}$), 出口为轴向两个端面, 压力设定为 P_0 , 偏心率 $\varepsilon_1 = 0.1, \varepsilon_2 = 0.25, \varepsilon_3 = 0.5$. 由于实际工况复杂, 润滑水中难溶气体含量变化范围较大, 本文有针对性的选取体积分数 α_g 的范围为 $0 \sim 0.4$.

在网格划分和边界条件设定完成之后, 将模型导入 fluent 求解器中进行数值模拟计算, 设定迭代收敛判定依据为气体体积分数变量的迭代残余量小于 10^{-6} 数量级, 其余变量迭代残余量小于 10^{-3} 数量级, 同时监测转子表面最大气体体积分数是否变化, 待收敛后导入 CFD-Post 中进行后处理.

2 计算结果分析

2.1 对轴承间隙气相分布的影响

图 4 和 5 是当偏心率 $\varepsilon_1 = 0.1$ 和 $\varepsilon_3 = 0.5$ 时, 在润滑水中难溶气体体积分数 $\alpha_{g1} = 0$ 和 $\alpha_{g3} = 0.4$ 两种典型情况下的轴表面气相体积分数 α_s 分布云图, 可以看出, 气相大部分存在于发散楔中, 随着偏心的增大, 发散楔中气穴效应增强, 气相范围和气体体积分数也在不断增加.

以偏心率 $\varepsilon_1 = 0.1$ 和难溶气体体积分数 $\alpha_{g1} = 0$ 时为例, 从负 Y 轴方向看, 图 6 所示为轴表面气相体积分数 α_s 分布云图, 图 7 所示为轴瓦表面气相体积分数 α_s 分布云图. 可以看出, 在滑动轴承间隙中, 最大气体体积分数存在于轴表面, 沿径向从轴表面到轴瓦内表面, 润滑水中气体体积分数逐渐降低, 一定程度降低了运转过程中产生的摩擦阻力. 轴承间隙发散楔中的气体

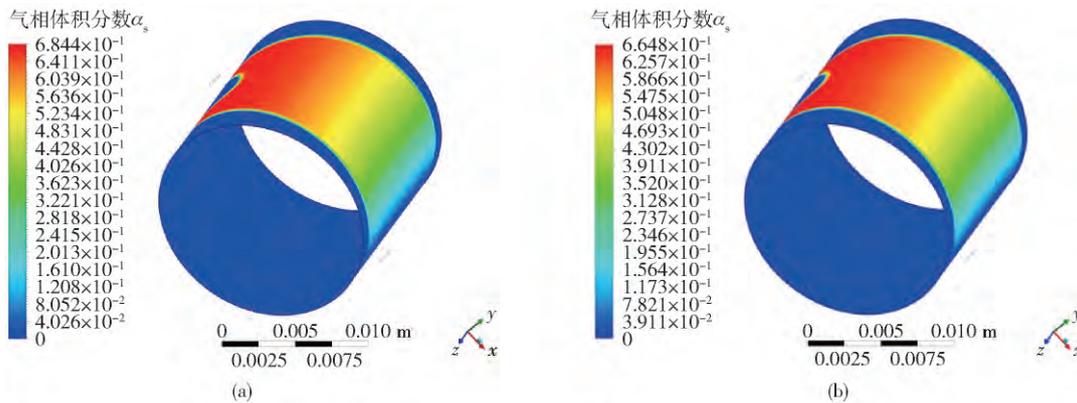


图5 $\varepsilon_3 = 0.5$ 时轴表面气相体积分数 α_s 分布云图. (a) $\alpha_{g1} = 0$; (b) $\alpha_{g3} = 0.4$

Fig. 5 Axis surface gas phase volume fraction distribution when $\varepsilon_3 = 0.5$: (a) $\alpha_{g1} = 0$; (b) $\alpha_{g3} = 0.4$

被转动的轴带动, 最终气相积累形成类似抛物线形状的边界层.

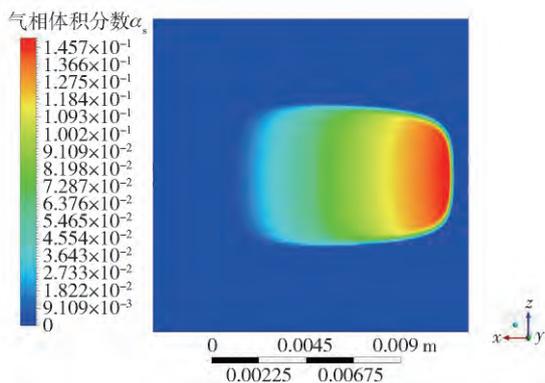


图6 $\varepsilon_1 = 0.1$ 、 $\alpha_{g1} = 0$ 时, 轴表面气相体积分数 α_s 分布云图

Fig. 6 Axis surface gas phase volume fraction distribution when $\varepsilon_1 = 0.1$ and $\alpha_{g1} = 0$

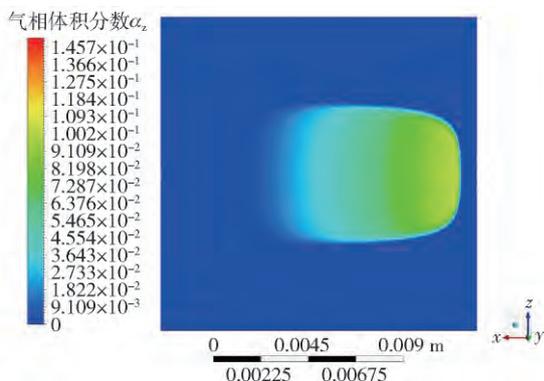


图7 $\varepsilon_1 = 0.1$ 、 $\alpha_{g1} = 0$ 时, 轴瓦表面气相体积分数 α_z 分布云图

Fig. 7 Bearing bush surface gas phase volume fraction distribution when $\varepsilon_1 = 0.1$ and $\alpha_{g1} = 0$

为具体研究难溶气体对轴表面周向各位置气相分布的影响, 以轴表面轴向中心为采样线, 取采样线上不同难溶气体体积分数 α_g 情况下的气相体积分数 α_s 进行对比, 如图 8 所示, 周向角度起始边为最大间隙, 方

向为轴旋转方向.

图 8 (a) 显示的是偏心率 $\varepsilon_1 = 0.1$ 时采样线上气相体积分数分布情况, 从图中可以看出, 当滑动轴承的润滑水中掺入体积分数 $\alpha_{g2} = 0.1$ 难溶气体时, 与纯水润滑相比, 难溶气体对发散楔内气相分布产生了影响, 使气相部分发生了偏移 (如图 4 所示), 最大气体体积分数略有增加. 但是当难溶气体体积分数高于 0.1 时, 随着难溶气体体积分数的增加并未对轴承发散楔内气相分布造成进一步影响.

如图 8 (b) 和 (c) 所示, 当偏心率 $\varepsilon_2 = 0.25$ 和 $\varepsilon_3 = 0.50$ 时, 轴承间隙发散楔内气相分布相似, 难溶气体的含量不影响整体气相分布, 只是使最大气体体积分数略有变化.

结合图 8, 图 9 可得, 难溶气体的含量只对较小偏心率情况下的轴承间隙发散楔气相分布产生影响, 且随着难溶气体体积分数的增加, 影响逐渐减小.

2.2 对轴承间隙压力分布的影响

以偏心率 $\varepsilon_2 = 0.25$ 和难溶气体体积分数 $\alpha_{g2} = 0.1$ 时为例, 图 10 所示为轴表面气相体积分数 α_s 分布云图, 图 11 为轴表面的压力 P 分布云图. 可以看出, 在收敛楔内压力较高, 且收敛楔内气相分布与低压区保持对应关系.

为具体研究难溶气体对轴表面周向各位置压力分布的影响, 同样, 以轴表面轴向中心为采样线, 取采样线上不同难溶气体体积分数 α_g 情况下压力值进行对比, 如图 12 所示.

图 12 (a) 显示的是偏心率 $\varepsilon_1 = 0.1$ 时采样线上压力分布情况, 当滑动轴承的润滑水中掺入体积分数 $\alpha_{g2} = 0.1$ 难溶气体时, 低压区的压力分布受到难溶气体的影响产生偏移, 但仍与气相分布保持对应关系. 同样, 当难溶气体体积分数高于 0.1 时, 难溶气体体积分数的增加并未对轴承间隙压力分布造成

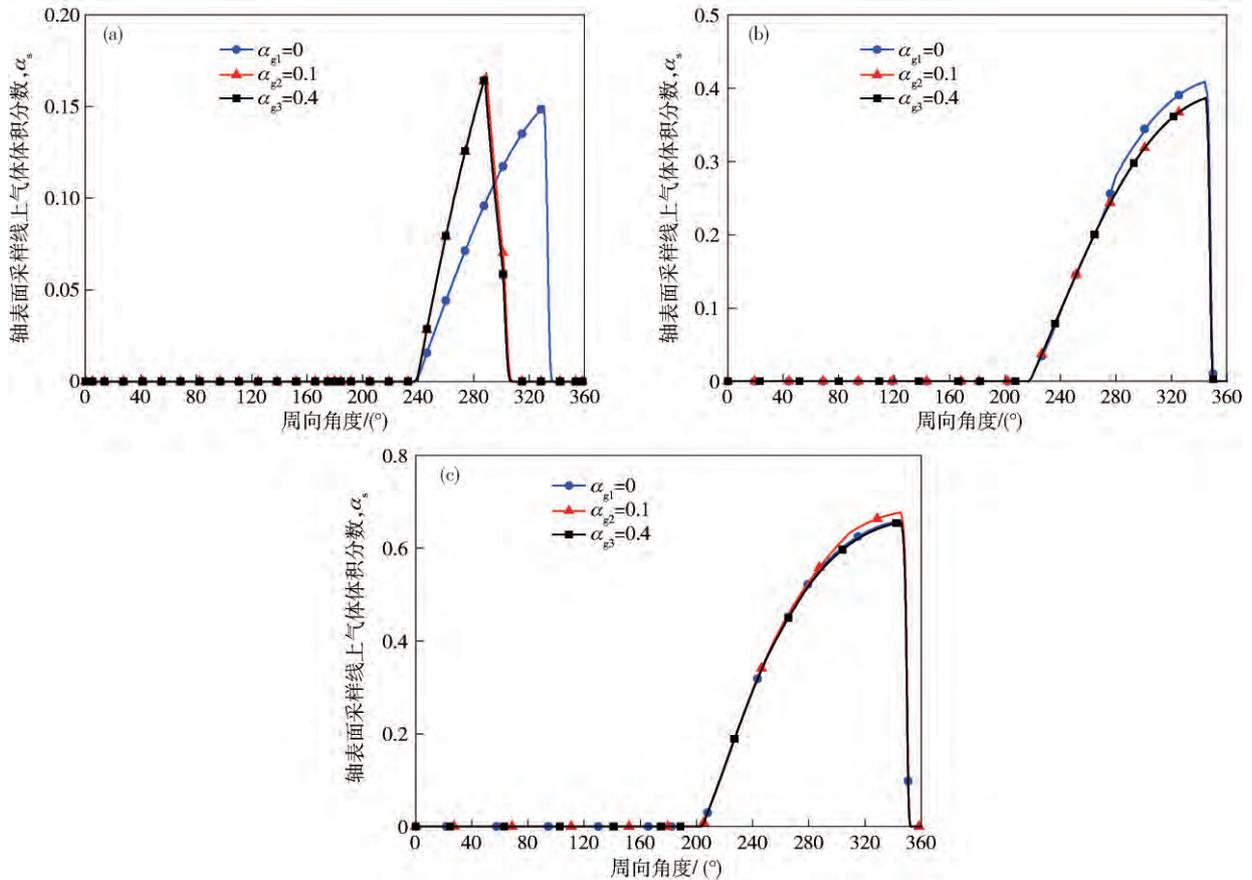


图 8 不同偏心率情况下采样线上气相体积分数分布. (a) $\varepsilon_1 = 0.1$; (b) $\varepsilon_2 = 0.25$; (c) $\varepsilon_3 = 0.50$

Fig. 8 Distribution of gas phase volume fraction on the sample line with different eccentricities: (a) $\varepsilon_1 = 0.1$; (b) $\varepsilon_2 = 0.25$; (c) $\varepsilon_3 = 0.50$

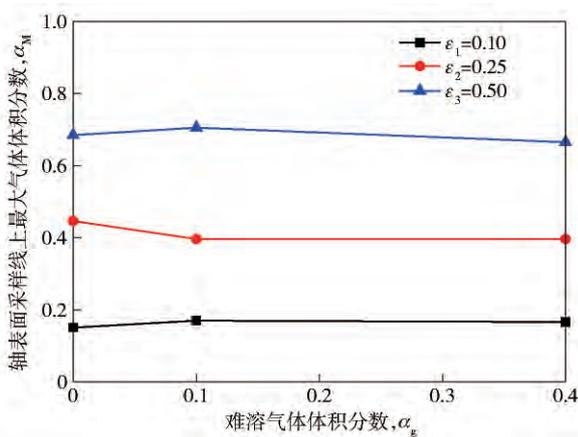


图 9 不同难溶气体体积分数情况下采样线上最大气体体积分数分布

Fig. 9 Distribution of the maximum gas volume fraction on the sample line with different volume fractions of undissolved gas

进一步影响。

如图 12 (b) 和 (c) 所示, 当偏心率 $\varepsilon_2 = 0.25$ 和 $\varepsilon_3 = 0.50$ 时, 难溶气体未使压力分布发生改变, 只是使局部压力值发生微小变化, 影响可忽略。

结合图 12 和图 13 可得, 难溶气体的含量只对较小偏心率情况下的轴颈间隙发散楔压力分布产生影响,

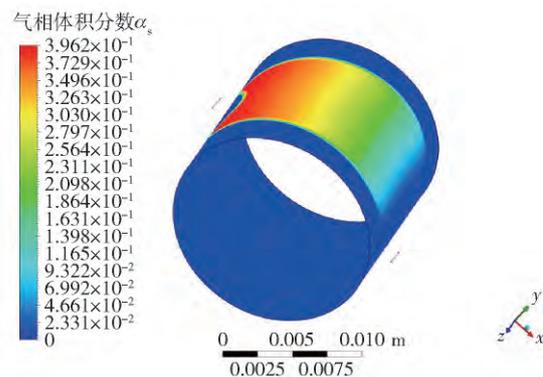


图 10 $\varepsilon_2 = 0.25$ 、 $\alpha_{g2} = 0.1$ 时, 轴表面气相体积分数 α_g 分布云图

Fig. 10 Axis surface gas phase volume fraction distribution when $\varepsilon_2 = 0.25$ and $\alpha_{g2} = 0.1$

且随着难溶气体体积分数的增加, 影响逐渐减小, 对收敛楔高压区及压力峰值并无影响。

2.3 对轴承性能的影响

不同难溶气体体积分数下, 水润滑轴承承载力 F 变化情况如图 14 所示。在较小偏心率 $\varepsilon_1 = 0.1$ 时, 体积分数 $\alpha_{g2} = 0.1$ 难溶气体使水润滑轴承承载力下降了 3.4%。随着难溶气体体积分数的进一步增大, 承载力基本不再变化。另外, 随着偏心率的逐渐增加, 难溶

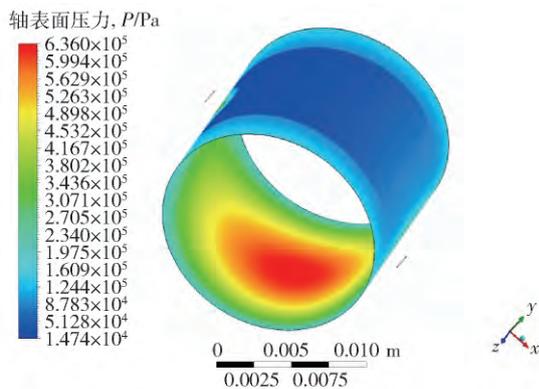


图 11 $\varepsilon_2 = 0.25$ 、 $\alpha_{g2} = 0.1$ 时 轴表面压力 P 分布云图

Fig. 11 Axis surface total pressure distribution when $\varepsilon_2 = 0.25$ and $\alpha_{g2} = 0.1$

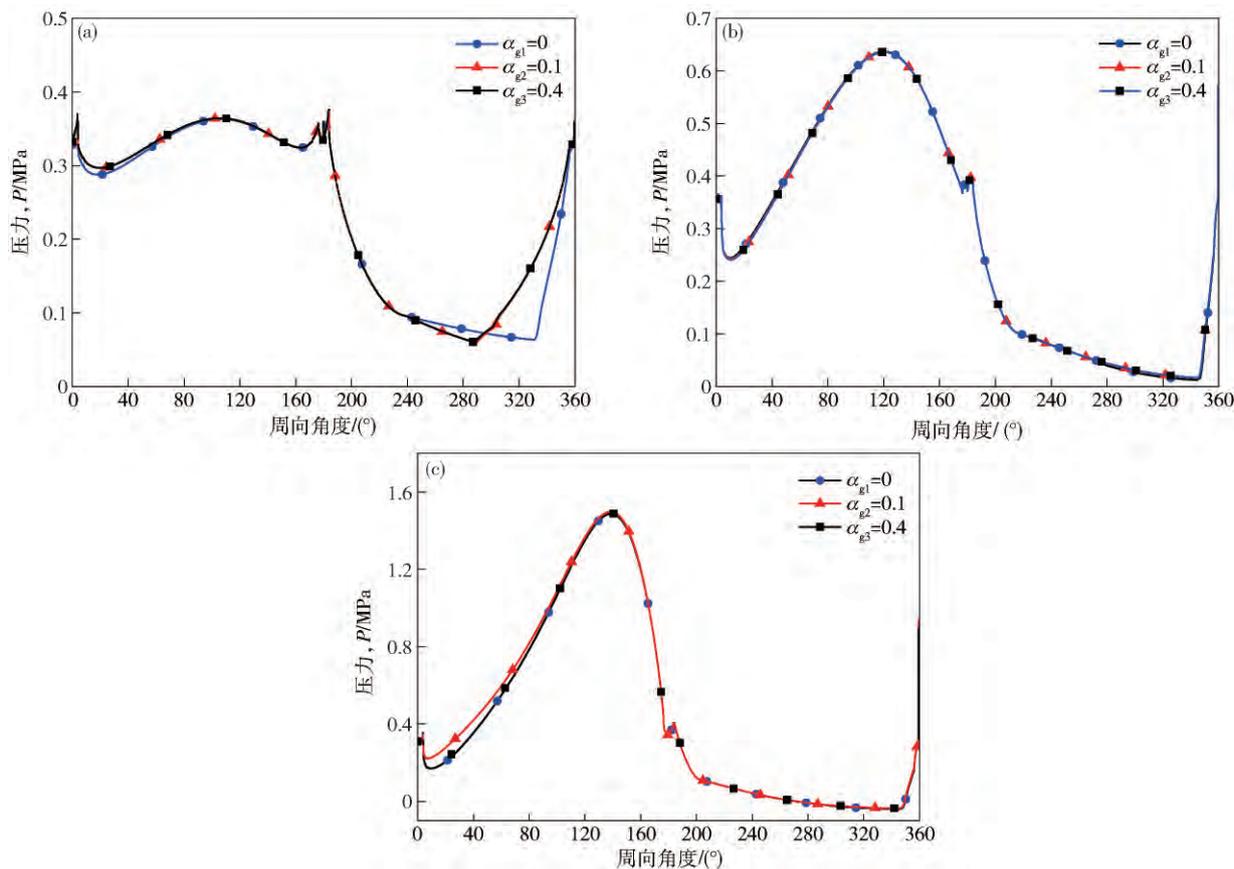


图 12 不同偏心率情况下采样线上压力分布. (a) $\varepsilon_1 = 0.1$; (b) $\varepsilon_2 = 0.25$; (c) $\varepsilon_3 = 0.50$

Fig. 12 Distribution of pressure on the sample line with different eccentricities: (a) $\varepsilon_1 = 0.1$; (b) $\varepsilon_2 = 0.25$; (c) $\varepsilon_3 = 0.50$

况下, 难溶气体才会对水润滑轴承的承载性能造成一定影响. 另外, 在轴承运转过程中, 轴承间隙发散楔存在气穴效应, 会产生一定量气体, 本身水的黏度较低, 难溶气体的混入对于轴承间隙润滑水黏度的影响若非在较小偏心的情况下并不明显, 所以水润滑轴承承载力受难溶气体影响变化幅度较小.

如图 15 所示, 随着难溶气体体积分数 α_g 的增加, 轴承的摩擦力矩基本保持不变.

气体对水润滑轴承承载力的影响逐渐减弱, 可忽略不计.

不同偏心、不同难溶气体体积分数下, 水润滑轴承承载力 F 、偏位角 θ 以及其在 x 、 y 轴方向上的分量 F_x 、 F_y , 如表 2 所示. 可见, 在较小偏心的情况下, 水中难溶气体对水润滑轴承偏位角产生一定影响, 会使偏位角增加, 降低了水膜的稳定性, 但随着偏心的增大, 其对偏位角的影响则可以忽略.

由前面分析可得, 对于水润滑轴承来说, 承载力主要由收敛楔高压区来提供, 难溶气体对水润滑轴承间隙的影响主要在于对发散楔内气相分布的影响, 对收敛楔高压区的影响很微小, 所以导致在较小偏心的情

3 结论

以从燃料电池汽车行业空压机用高速水润滑轴承抽离出的圆柱滑动轴承模型为研究对象, 通过仿真模拟得到如下结论:

(1) 在高速水润滑轴承间隙中, 气相基本分布于发散楔中. 随着偏心的增大, 气穴效应加强, 且最大气体体积分数存在于轴表面.

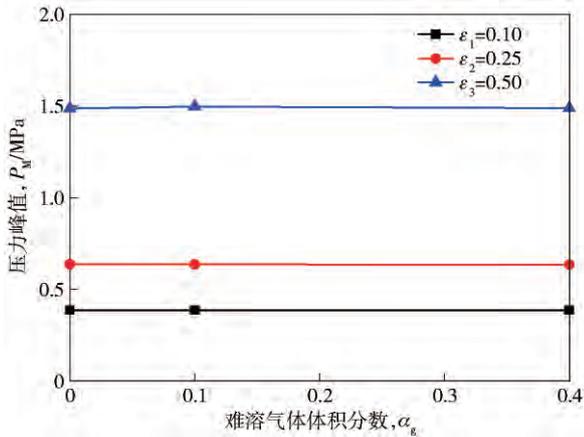


图 13 不同难溶气体体积分数情况下采样线上压力峰值情况

Fig. 13 Peak value of pressure on the sample line with different volume fractions of undissolved gas

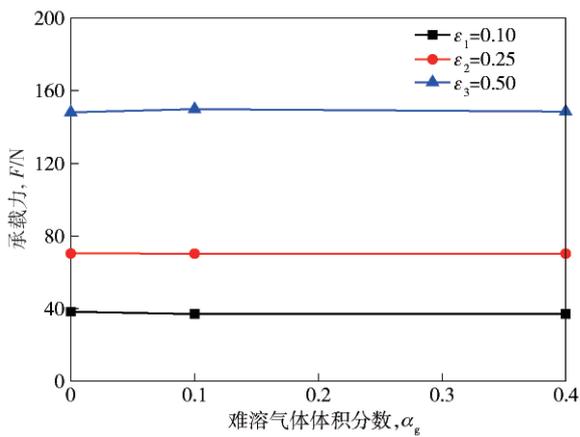


图 14 不同难溶气体体积分数情况下承载力变化情况

Fig. 14 Bearing capacity under different volume fractions of undissolved gas

表 2 不同 α_g 情况下轴承承载力 F 及偏位角 θ

Table 2 Bearing capacity and the offset angle under different volume fractions

偏心率 ϵ	难溶气体体积分数 α_g	承载力 / N			偏位角, $\theta / (^\circ)$
		F_x	F_y	F	
0.10	0	-2.84	38.23	38.33	85.75
	0.1	0.28	37.05	37.05	90.43
	0.4	0.38	37.17	37.18	90.58
0.25	0	-16.96	68.28	70.36	76.05
	0.1	-17.56	68.09	70.31	75.54
	0.4	-17.70	68.04	70.30	75.42
0.50	0	-70.07	130.43	148.06	61.75
	0.1	-64.31	135.31	149.82	64.58
	0.4	-69.16	131.38	148.47	62.24

(2) 在较小偏心情况下,一定量的难溶气体使水润滑轴承发散楔中的气相分布和压力分布发生明显偏

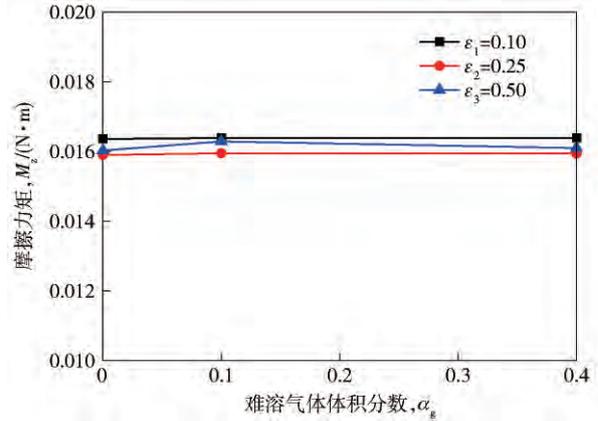


图 15 不同难溶气体体积分数情况下摩擦力矩变化情况

Fig. 15 Friction torque under different volume fractions of undissolved gas

移,气相区域发生明显变化,但对高压区压力峰值无影响.随着偏心的增大,难溶气体对气相分布和压力分布的影响逐渐消失.

(3) 在较小偏心情况下,一定量的难溶气体使水润滑轴承承载力有所下降,但对摩擦力矩、摩擦功耗影响不显著.随着偏心的增大,难溶气体对轴承承载力的影响逐渐消失.

参 考 文 献

[1] Zhang Z M, Zhang Y Y, Xie Y B, et al. *The Fluid Dynamic Lubricant Theory of the Journal Bearing*. Beijing: Higher Education Press, 1986
(张直明,张岩羊,谢友柏,等. 滑动轴承的流体动力润滑理论. 北京: 高等教育出版社, 1986)

[2] Nakano S, Kishibe T, Inoue T, et al. An advanced microturbine system with water-lubricated bearings. *Int J Rotating Mach*, 2009 (1): 1

[3] Yoshimoto S, Kume T, Shitara T. Axial load capacity of water-lubricated hydrostatic conical bearings with spiral grooves for high speed spindles: comparison between rigid and compliant surface bearings. *Tribology Int*, 1998, 31(6): 331

[4] Yoshimoto S, Oshima S, Danbara S, et al. Stability of water-lubricated, hydrostatic, conical bearings with spiral grooves for high-speed spindles. *J Tribology*, 2002, 124(2): 398

[5] Dai P, Zhang Y B, Xu H. The structure of new journal hybrid bearing for high-speed machine spindle and its performance. *Lubrication Eng*, 2009, 34(2): 11
(戴攀,张亚宾,徐华. 新型高速铣床主轴水润滑动静压轴承结构及性能研究. 润滑与密封, 2009, 34(2): 11)

[6] Ren T M, Feng M, Ni H S. Development of the motorized centrifugal air compressor using water-lubricated bearings for fuel cells. *Trans Beijing Inst Technol*, 2016, 36(7): 679
(任天明,冯明,倪淮生. 燃料电池用水润滑电动离心式空压机的研发. 北京理工大学学报, 2016, 36(7): 679)

- [7] Braun M J, Hannon W M. Cavitation formation and modelling for fluid film bearings: a review. *Proceedings Inst Mech Eng Part J: J Eng Tribology*, 2010, 224(9): 839
- [8] An Q, Zhou Y S, Gu D Q. Influence of bubbly oil on the oil film pressure distribution of journal-bearing. *Acta Petrol Sin*, 1997, 13(3): 105
(安琦, 周银生, 顾大强. 气油两相流对滑动轴承油膜压力分布的影响. *石油学报*, 1997, 13(3): 105)
- [9] An Q, Zhou Y S, Quan Y X. Study on the static properties of journal bearing lubricated with bubbly oil. *J Zhejiang Univ Nat Sci*, 1996, 30(3): 237
(安琦, 周银生, 全永昕. 气油两相流润滑工况下滑动轴承的静特性研究. *浙江大学学报(自然科学版)*, 1996, 30(3): 237)
- [10] Guo H. *Performance Analysis and Experimental Study on Journal-Thrust Floating Ring Hybrid Bearing with Independent Oil Supply* [Dissertation]. Shanghai: Shanghai JiaoTong University, 2009
(郭红. 内外膜独立供油径推联合浮环轴承性能分析与实验研究[学位论文]. 上海: 上海交通大学, 2009)
- [11] Hatakenaka K, Tanaka M, Suzuki K. A theoretical analysis of floating bush journal bearing with axial oil film rupture being considered. *J Tribology*, 2002, 124(3): 494
- [12] Meng F M, Long T, Gao G X, et al. Study on the effect of cavitation on tribological performances of sliding bearing by CFD Method. *J Chongqing Univ*, 2013, 36(7): 6
(孟凡明, 隆涛, 高贵响, 等. 气穴对滑动轴承摩擦学性能影响的 CFD 分析. *重庆大学学报*, 2013, 36(7): 6)
- [13] Meng F M, Zhang L, Long T. Effect of groove textures on performances for gaseous bubble in lubricant of journal bearing. *J Tribology*, 2017, 139(5): 031701-1
- [14] Gertzos K P, Nikolakopoulos P G, Papadopoulos C A. CFD analysis of journal bearing hydrodynamic lubrication by Bingham lubricant. *Tribology Int*, 2008, 41(12): 1190
- [15] Yong H, Balendra R. CFD analysis on the lubrication behaviours of journal bearing with dimples // *Proceeding of IEEE 2009 International Conference on Mechatronics and Automation*. Changchun, 2009: 1279
- [16] Zhang C, Yang J G, Guo R, et al. Simulation of journal bearing flow field using computational fluid dynamics two phase flow theory. *Proceedings CSEE*, 2010, 30(29): 80
(张楚, 杨建刚, 郭瑞, 等. 基于两相流理论的滑动轴承流场计算分析. *中国电机工程学报*, 2010, 30(29): 80)
- [17] Jiang F, Huang P. *Advanced Application and Case Study of Fluent*. Beijing: Tsinghua University Press, 2008
(江帆, 黄鹏. *Fluent 高级应用与实例分析*. 北京: 清华大学出版社, 2008)
- [18] Singhal A K, Athavale M M, Li H Y, et al. Mathematical basis and validation of the full cavitation model. *J Fluids Eng*, 2002, 124(3): 617