

# 不同工作参数下水轴承的空化程度及微形貌特征 对减阻效果的影响

蒋红琰, 陈家俊

(江苏科技大学 机电与动力工程学院, 江苏 张家港 215600)

**摘要:** 目的 为了提高水轴承高速下的减阻效果以及预测水轴承的空蚀区域, 研究了高速水静压轴承的空化与减阻性能。方法 基于低雷诺数 Launder-Sharma 模型和空化气泡的动力学模型, 分析了不同工作参数下水轴承的空化程度研究及微形貌特征对减阻效果的影响。结果 空化气泡主要出现在静压轴承水腔之间的负压封水面及小孔节流器附近, 空化气泡溃灭时容易造成轴承材料的空蚀破坏。高速小偏心率时, 相比流向和展向微形貌, 凸柱微形貌特征表面具有较好的减阻效果, 且减阻效果受轴颈线速度的影响较大。结论 转速、供水压力和偏心率等物理参数影响水静压轴承空化气泡分布和静态性能, 微形貌界面的速度滑移有利于提高减阻效果。

**关键词:** 水静压轴承; 空化气泡; 减阻; 静态特性; 微形貌

中图分类号: TH117 文献标识码: A 文章编号: 1001-3660(2016)11-0041-07

DOI: 10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2016.11.006

## Influence of Cavitation and Microtopography of High-speed Water-lubricated Hydrostatic Bearing on Drag-reduction Effects

JIANG Hong-yan, CHEN Jia-jun

(School of Mechatronic and Power Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhangjiagang 215600, China)

**ABSTRACT:** The work aims to improve the drag reduction effects of water-lubricated hydrostatic bearing at high speed and predict the cavitation erosion area of the bearing by studying the cavitation and drag-reduction performance. A low-Re k-epsilon model allowing for cavitation was built based on Launder-Sharma Model and the Rayleigh-Plesset equation in order to analyze the influence of cavitation and microtopography of high-speed water-lubricated hydrostatic bearing on drag-reduction effects under different working parameters. Cavitation bubbles mainly appeared in vacuum water sealing surface between water cavities of hydrostatic bearing and near a restrictor orifice, which easily caused cavitation damage to bearing materials. At high speed and small eccentricity, compared with flow direction and spanwise microtopography, column-grooved microtopographic surface had better remarkable drag reduction effect among the three grooved surfaces, and the linear velocities of journal had significant influence on drag-reduction rate. Bearing parameters such as speed, supply pressure, eccentricity ratio can influence the distribu-

收稿日期: 2016-04-08; 修订日期: 2016-05-24

Received: 2016-04-08; Revised: 2016-05-24

基金项目: 江南大学自主科研计划青年基金项目 (JUSRP11526)

Fund: Outstanding Young Teachers in Higher Education Institutions of Jiangnan University (JUSRP11526)

作者简介: 蒋红琰 (1980—), 女, 硕士, 讲师, 主要研究方向为工程表面技术、现代先进制造技术。

Biography: JIANG Hong-yan(1980—), Female, Master, Lecturer, Research focus: surface engineering technology, the modern advanced manufacturing technology.

tion and static property of cavitation bubbles in water-lubricated hydrostatic bearing. In addition, obvious velocity slip contributes to improving drag reduction effect.

**KEY WORDS:** water-lubricated hydrostatic bearing; cavitation bubble; drag-reduction; static characteristic; microtopography

随着高速机床主轴高速、高精度、高刚度等的发展需求,高速水轴承成为学术界竞相研究的热点之一。水轴承研制的技术问题有材料的空蚀破坏、湍流摩擦功耗大等,直接影响水轴承的静动态特性。目前,常见的空化模型包括 Elrod-Adams 空化模型<sup>[1]</sup>及 Elrod 空化模型<sup>[2-3]</sup>,这两种模型可以避免 JFO 空化模型边界的繁琐计算,对滑动轴承的油膜厚度、空化气泡分布等给出了较好的求解结论。此外,各种减阻方法和减阻机理已经取得了一定的进展,如沟槽平板湍流减阻方法<sup>[4-5]</sup>、聚合物添加剂法<sup>[6]</sup>、疏水表面减阻法<sup>[7-8]</sup>等,并广泛应用于管道输送、水下航行器、航空航天等领域,但对于高速流体轴承,减阻理论还没能获得真正应用,原因在于按照现有的减阻理论和试验技术,无法达到真正有效且实用的减阻效果。

本研究建立了低 Re 数 Launder-Sharma 模型和空化气泡的动力学方程,数值求解得到其空化气泡浓度分布等,同时针对具有不同微形貌特征的轴颈表面,数值计算得到微形貌特征表面的摩阻系数和减阻率等,最后讨论了微形貌特征表面对水静压轴承减阻效果的影响。

## 1 水静压轴承工作原理及数学模型

### 1.1 工作原理

水静压轴承利用专用的变频恒压供水装置,将具有一定压力的润滑水送到轴承的静压腔内,形成具有压力的润滑水层,利用静压腔之间的压力差,形成静压轴承的承载力,将轴承主轴浮升并承受外载荷。以图 1 所示的高速水静压轴承模型为例,变频恒压供水装置向水轴承环形槽供水,经小孔节流器分别进入四个水腔,并沿径向间隙从两侧封水边流出。

### 1.2 数学模型

由于静压轴承内部流体随着轴颈旋转作周向运动,因此采用相对参考坐标系求解更为简便。把静止直角坐标系转换成以角速度  $\omega$  旋转的相对参

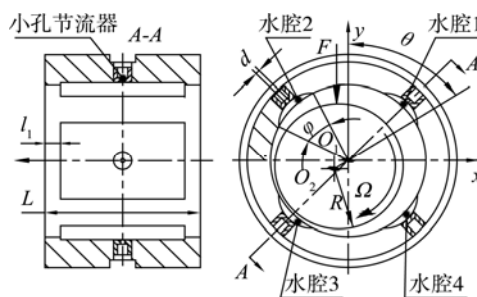


图 1 高速水静压轴承模型

Fig.1 High speed water-lubricated hydrostatic bearing

考坐标系,在参考系下,旋转的液体及其边界处于相对静止状态,转速为 0。采用相对速度,在转动参考坐标系中列出质量守恒方程、动量守恒方程及蒸汽泡的体积分方程和动力学方程。

Jones W P 和 Launder B E 对高 Re 数的  $k-\varepsilon$  模型进行了修改,提出低 Re 数 Launder-Sharma 模型,同时适用于充分发展的湍流核心区 and 近壁黏性底层区。低 Re 数 Launder-Sharma 模型的控制方程组如下:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho_m \phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_m u_m \phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_m v_m \phi)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho_m w_m \phi)}{\partial z} \\ & = \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) + S \end{aligned} \quad (1)$$

式(1)中,  $\rho_m$  为混合密度。  $u_m, v_m, w_m$  为  $x, y, z$  方向的平均速度,  $u_m = \sum_{i=1}^N \alpha_i \rho_i u_i / \sum_{i=1}^N \alpha_i \rho_i$ ,  $v_m, w_m$  算法同  $\phi, \Gamma, S$  的含义见表 1。

表 1 中:  $p$  为水膜压力;  $u_w$  为与壁面平行方向上流体的平均速度;  $n$  为壁面的法向坐标;  $\mu_m, \mu_{tm}$  分别为平均黏度与湍流黏度,  $\mu_m = \alpha \mu_v + (1-\alpha) \mu_l$ ,  $\mu_{tm} \equiv C |f_3| \rho_m \frac{k^2}{\varepsilon}$ ;  $\mu_l$  为水的黏度;  $\mu_v$  为空化气泡的黏度。  $G_m$  为湍动能的产生项<sup>[9]</sup>;  $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C, \sigma_k, \sigma_\varepsilon$  为模型常数<sup>[9]</sup>,  $C_{1\varepsilon}=1.44, C_{2\varepsilon}=1.92, C=1, \sigma_k=1.0, \sigma_\varepsilon=1.3$ ;  $f_1, f_2, f_3$  为低雷诺数  $k-\varepsilon$  模型修

正系数<sup>[9]</sup>,  $\begin{cases} f_1=1.0 \\ f_2=1.0-0.3\exp(-\text{Re}_t^2) \\ f_3=\exp(-3.4/(1+\text{Re}_t/50)^2) \end{cases}$ ,  $\text{Re}_t$  为紊流雷诺数<sup>[9]</sup>,  $\text{Re}_t = \rho_m k^2 / (\mu_m \varepsilon)$ 。

表 1 控制方程中各变量含义  
Tab.1 The variables in the control equations

方程	$\phi$	$\Gamma$	$S$
连续方程	1	0	0
$x$ 动量方程	$u_m$	$\mu_{\text{eff}} = \mu_m + \mu_{t,m}$	$-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_m}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_{\text{eff}} \frac{\partial v_m}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_{\text{eff}} \frac{\partial w_m}{\partial x} \right) + S_u$
$y$ 动量方程	$v_m$	$\mu_{\text{eff}} = \mu_m + \mu_{t,m}$	$-\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_m}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_{\text{eff}} \frac{\partial v_m}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_{\text{eff}} \frac{\partial w_m}{\partial y} \right) + S_v$
$z$ 动量方程	$w_m$	$\mu_{\text{eff}} = \mu_m + \mu_{t,m}$	$-\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_m}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_{\text{eff}} \frac{\partial v_m}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_{\text{eff}} \frac{\partial w_m}{\partial z} \right) + S_w$
湍动能	$k$	$\mu_m + \frac{\mu_{t,m}}{\sigma_k}$	$G_{k,m} - \rho_m \varepsilon - \left  2\mu \left( \partial k^{0.5} / \partial n \right)^2 \right $
耗散率	$\varepsilon$	$\mu_m + \frac{\mu_{t,m}}{\sigma_\varepsilon}$	$(\varepsilon/k)(C_{1\varepsilon} G_m  f_1  - C_{2\varepsilon} \rho_m \varepsilon  f_2 ) + \left  2(\mu_m \mu_{t,m} / \rho_m) (\partial^2 u_w / \partial n^2)^2 \right $

空化气泡的体积分数方程为：

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + \frac{\partial(\alpha u_m)}{\partial x} + \frac{\partial(\alpha v_m)}{\partial y} + \frac{\partial(\alpha w_m)}{\partial z} = \frac{\rho_l}{\rho_m} \frac{\eta}{(1 + \eta \psi)^2} \cdot \frac{d\psi}{dt} + \frac{\alpha \rho_v}{\rho_m} \cdot \frac{d\rho_v}{dt} \quad (2)$$

式中： $\alpha$  为空化气泡的浓度分布； $\rho_l$  为水的密度； $\rho_v$  为空化气泡密度； $t$  为时间； $d\psi/dt$  为单个气泡体积关于空间和时间的变化， $\psi$  为单气泡体积， $\psi = 4\pi R^3/3$ ； $\eta$  为单位流体容积内的气泡数量。

空化气泡的动力学方程为：

$$R \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{3}{2} \left( \frac{dR}{dt} \right)^2 = \frac{p_B - p}{\rho_l} - \frac{2\sigma}{\rho_l R} - 4 \frac{\mu_l}{\rho_l R} \frac{dR}{dt} \quad (3)$$

式中： $R$  为空化气泡半径； $p_B$  为空化气泡内的压力； $\sigma$  为气泡表面的张力系数。

壁面剪切应力公式为<sup>[9]</sup>：

$$\tau_w = \begin{cases} \mu_m u_p / \Delta y_p & y^+ < 11.63 \\ \rho_m C^{1/4} |f_3| k_p^{1/2} u_p / u^+ & y^+ > 11.63 \end{cases} \quad (4)$$

式中： $u_p$  为近壁单元的  $P$  点平均速度； $k_p$  为湍动能； $\Delta y_p$  为近壁单元到壁面的距离； $y^+$  为无量纲距离， $y^+ = (\Delta y_p \cdot \rho_m / \mu_m) \cdot \sqrt{\tau_w / \rho_m}$ ； $u^+$  为近壁区域  $P$  点的无量纲速度<sup>[9]</sup>， $u^+ = \begin{cases} y^+ & y^+ < 11.63 \\ \ln(y^+ / \kappa) + B & y^+ > 11.63 \end{cases}$ ；

$\kappa$ 、 $B$  为 Karman 常数和与粗糙度有关的常数， $\kappa = 0.4$ ，光滑壁面  $B = 5.5$ <sup>[9]</sup>。

## 2 高速水静压轴承模型的建立

### 2.1 基本参数

以高速水静压轴承模型（图 1）为研究对象，忽略方程（1）、（2）和（3）中的时间项，则方程组求解转化为稳态问题。轴承主要参数如下：水腔数量  $n=4$ ；轴承半径  $R=30$  mm；轴向宽度  $L=60$  mm；周向水腔张角  $\varphi=30^\circ$ ；轴向封水宽度  $l_l=14$  mm；小孔节流直径  $d=1$  mm；工作温度  $T=293$  K；供水压力  $p_s$  为 1~8 MPa；径向间隙  $h=20$   $\mu\text{m}$ ；水腔深度  $H=1$  mm；偏心率  $\varepsilon$  为 0.0~0.7。

为进一步研究微形貌表面对水轴承摩阻性能的影响，在水腔 2 的轴颈壁面上设置微形貌区域 A 与 B（图 2），并分别建立三种类型的微沟槽模型：即顺流向沟槽、展向沟槽、凸柱沟槽，三种微形貌特征如图 3 所示。

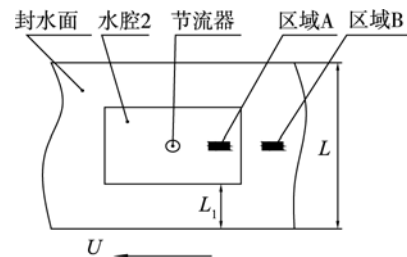


图 2 高速水静压轴承微形貌特征区域

Fig.2 Micromorphology region in the water-lubricated hydrostatic bearing

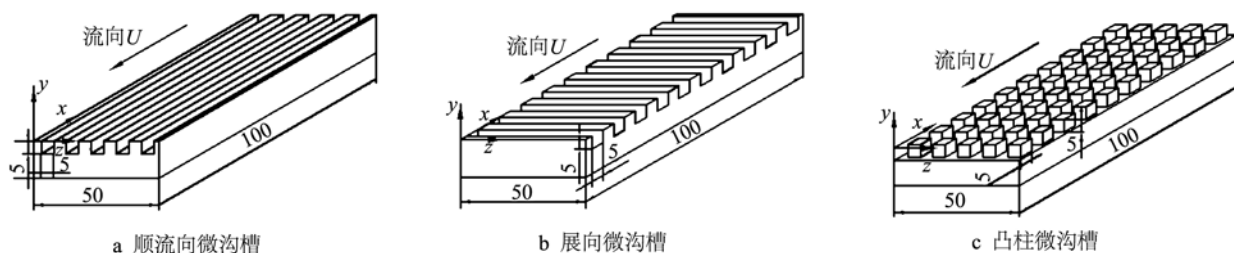


图3 三种微形貌特征

Fig.3 Three micromorphology: a) flow; b) transverse; c) convex column

## 2.2 边界条件

1) 进水口。进水口流体压力已知, 采用恒定的压力入口, 入口温度为室温 293 K。

2) 转动面。转动面绕轴颈中心顺时针旋转, 半径等于轴颈半径。假设润滑介质在轴瓦微形貌特征区域发生速度滑移, 而在轴颈壁面处无相对滑移, 即在轴颈界面上润滑介质与轴颈表面线速度相同。

3) 出水口。出水口为轴向两个端面, 且出水口压力与外界环境压力相等, 径向压力梯度为零, 出口温度为 293 K, 其他部分均为固壁边界。

## 3 数值计算结果及分析

### 3.1 水腔 2 光滑时偏心率、供水压力、转速对水静压轴承空化特性的影响

为揭示空化工况下偏心率对水静压轴承静态特性的影响规律, 运用本文提出的 CFD 模型, 定义供水压力为 2 MPa 及转速为 30 000 r/min, 分析偏心率由 0.1 增加至 0.7 时, 水静压轴承的空化气泡浓度的变化。图 4 为供水压力 2 MPa、转速 30 000

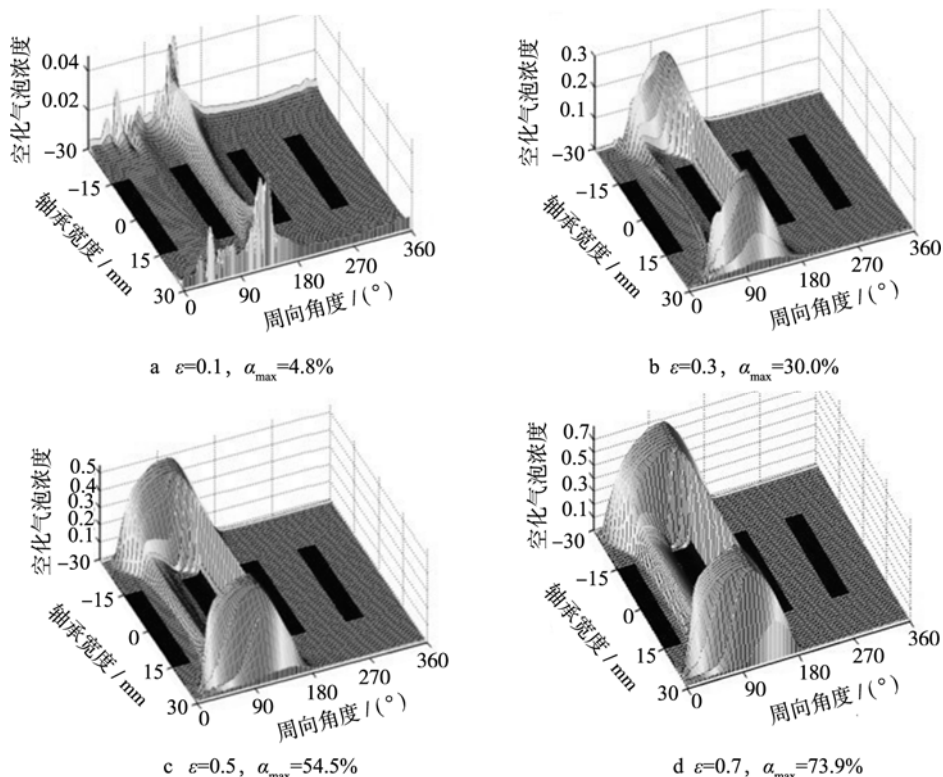


图4 不同偏心率时水膜中空化气泡的浓度分布

Fig.4 The cavitation bubbles concentration distribution for different eccentricity

r/min, 不同偏心率时水膜中空化气泡的浓度分布 (图中从左往右依次为水腔 1、水腔 2、水腔 3、水腔 4), 可以看出, 偏心率由 0.1 增加至 0.7 时,

封水面上的空化气泡浓度呈增加趋势, 且在第二、三水腔之间的封水面上形成大量的空化气泡, 最大气泡浓度由 4.8% 增大到 73.9%, 这是因为随着偏

心率的增大,第二、三水腔之间的封水面上形成了较大面积的负压空化区域造成的。

图 5 为转速 30 000 r/min、偏心率 0.3,不同供水压力时水膜中空化气泡的浓度分布(图中从左往

右依次为水腔 1、水腔 2、水腔 3、水腔 4),可以看出,供水压力由 1 MPa 增加到 3 MPa 时,封水面上的空化气泡浓度呈减少趋势,最大气泡浓度由 35.8%减小到 15.4%。

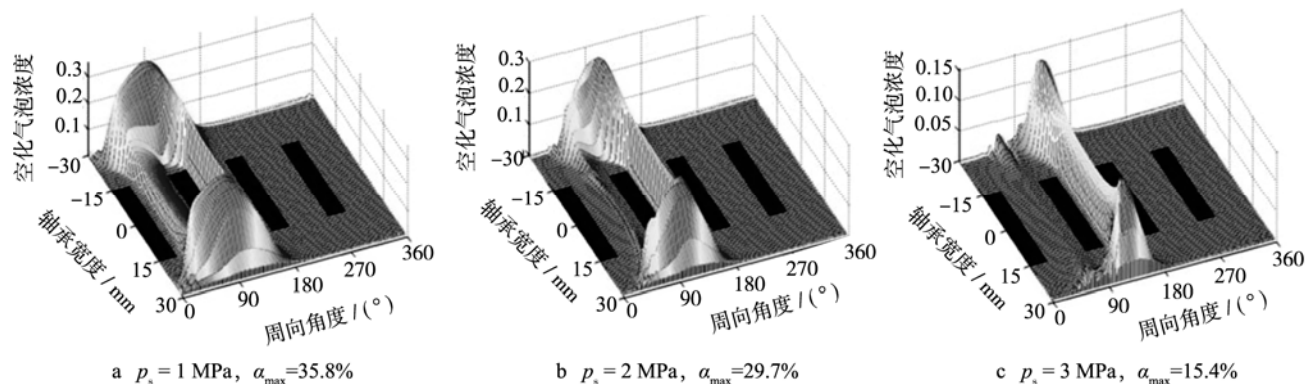


图 5 不同供水压力时水膜中空化气泡的浓度分布

Fig.5 The cavitation bubbles concentration distribution for different supply pressure

图 6 为偏心率  $\varepsilon=0.3$ 、供水压力 2 MPa,不同转速时水膜中的空化气泡的浓度分布(图中从左往右依次为水腔 1、水腔 2、水腔 3、水腔 4)。轴颈

转速由 10 000 r/min 增大为 50 000 r/min 时,封水面上的空化气泡浓度呈增大趋势,最大气泡浓度由 3.7%增加到 33.1%。

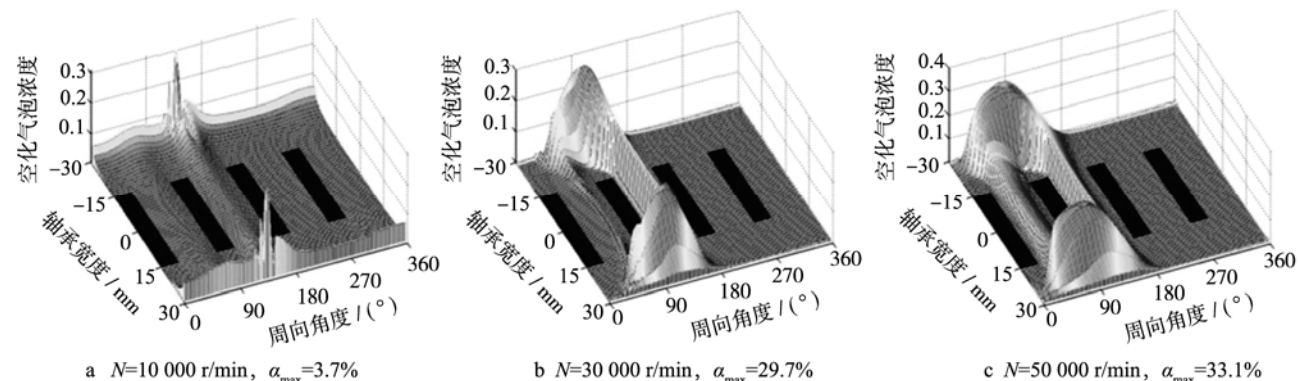


图 6 不同转速时水膜中空化气泡的浓度分布

Fig.6 the cavitation bubbles concentration distribution for different rotating speed

### 3.2 微形貌特征对水静压轴承摩阻性能的影响

设定偏心率 and 供水压力 ( $\varepsilon=0.1$ ,  $p_s=2 \text{ MPa}$ ),针对图 3 所示的三种形貌特征——流向、展向、凸柱沟槽,主要分析不同轴颈线速度及供水压力下水静压轴承微形貌特征材料表面的摩阻性能。

图 7 是偏心率 0.1、供水压力 2 MPa,不同轴颈线速度时的数值仿真结果。图 7a 为转速  $v$ -壁面切应力  $\tau_w$  曲线,结果表明,随着转速的增加,光滑壁面的平均切应力迅速增长,但采用微形貌壁面时,区域 A 与区域 B 的平均切应力均有明显降低。结合流体力学理论<sup>[10]</sup>,摩擦阻力系数  $C_f$  及减阻率  $\eta$  的计算公式为:  $C_f = 2\tau_w / (\rho v^2)$ ,  $\eta = [(C_{f\text{光滑}} - C_{f\text{沟槽}}) / C_{f\text{光滑}}] \times 100\%$ ,

由此获得相应的  $v$ - $C_f$  曲线及  $v$ - $\eta$  曲线,分别如图 7b、图 7c 所示。由图 7b 得出,相同区域 A 或 B 时,凸柱形貌表面的摩阻系数最小,流向与展向次之,光滑表面的摩阻系数最大,且水腔区域 A 的摩阻系数受轴颈线速度的影响不大,而封水面区域 B 的摩阻系数随着轴颈线速度的增加,先明显降低,然后再缓慢增加,原因是线速度在 30~110 m/s 时,区域 A 内部表现为强烈的紊流,摩阻系数不敏感,而区域 B 内部表现为层流-紊流过渡状态,摩阻系数变化较明显。同时图 7c 得出,凸柱形貌表面取得最好的减阻效果,减阻率高达 60%~70%,流向减阻率次之,分布在 40%~50% 之间,展向的减阻效果在三者中最差,分布在 20%~40% 之间。

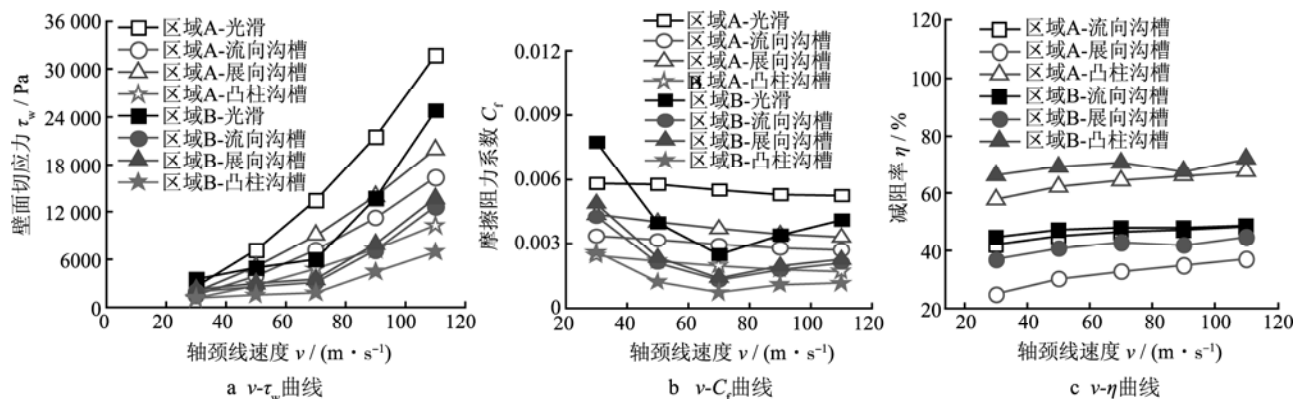


图7 不同轴颈线速度时的数值仿真结果

Fig.7 The numerical simulation results for different linear velocity: a) Curve of linear velocity  $v$  vs. shear stress  $\tau_w$ , b) Curve of linear velocity  $v$  vs. friction coefficient  $C_f$ , c) Curve of linear velocity  $v$  vs. drag reduction rate  $\eta$

### 3.3 水静压轴承中的界面滑移现象

为了深入探讨微形貌特征具有减阻效果的原因,对形貌区域速度场进行了观测,发现轴颈壁面水层发生明显的速度滑移现象<sup>[11-12]</sup>。图8为流向沟槽界面滑移速度的数值仿真结果,表明随着

线速度的增加,滑移速度逐渐增大,当线速度达到 110  $\text{m/s}$  时,区域 A 界面的最大滑移速度达到 30  $\text{m/s}$ ,而区域 B 界面的最大滑移速度仅达到 25  $\text{m/s}$ ,这一现象也可以解释微形貌特征具有减阻效果的原因。

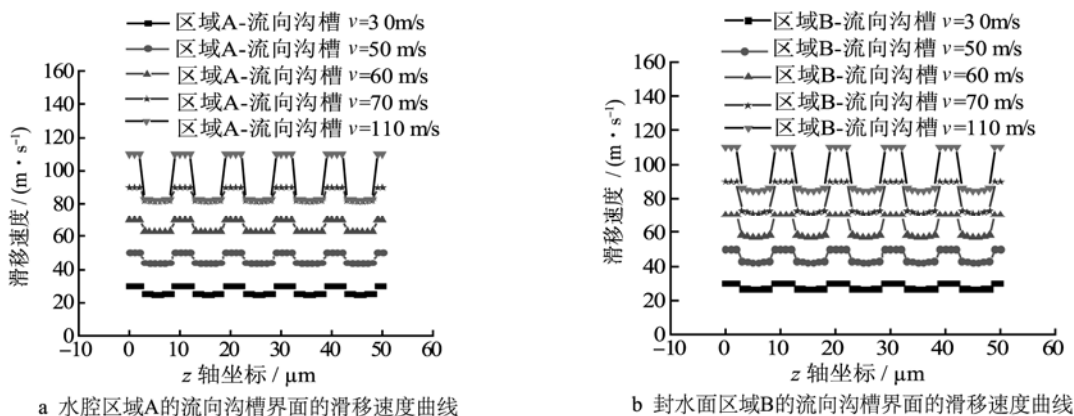


图8 流向沟槽界面滑移速度的数值仿真结果

Fig.8 The numerical simulation results for slip velocity at flow micromorphology: a) slip velocity curve for flow micromorphology in water cavity region A, b) slip velocity curve for flow micromorphology in water land region B

## 4 结论

1) 偏心率、转速、供水压力等轴承参数直接影响水静压轴承的空化程度,而且空化气泡主要出现在相邻水腔之间的封水面上,这些空化气泡溃灭形成冲击波或微射流,容易造成轴承材料空蚀。

2) 三种微形貌表面中,凸柱形貌的减阻效果最好,减阻率高达 60%~70%,流向形貌的减阻率次之,为 40%~50%,而展向形貌的减阻率为 20%~40%。

3) 轴颈壁面微形貌区域有明显的速度滑移现

象,解释了微形貌特征具有减阻效果的原因。

## 参考文献

- [1] ELROD H G. A Computer Program for Avitation and Starvation Problems[C]// Cavitation and Related Phenomena in Lubrication. England: IMechE, 1974: 37—42.
- [2] ELROD H G. A Cavitation Algorithm[J]. ASME Journal of Lubrication Technology, 1981, 103(3): 350—354.
- [3] ELROD H G. Efficient Numerical Method of the Thermo-Dynamics of Laminar Lubricating Films// ASME Journal of Tribology, 1991, 113: 506—511.
- [4] WALSH M J. Riblets as a Viscous Drag Reduction Technique[J]. AIAA Journal, 1983, 21(4): 485—486.

- [5] RAOTVVL N, RANIAM A, NAGARAJAN T. Analysis of Couple Stress Fluid Lubricated Partially Textured Slip Slider and Journal Bearing Using Narrow Groove Theory [J]. Tribology International 2014, 69: 1—9.
- [6] HOYT J W. The Effect of Additives on Fluid Friction [J]. Trans ASME J Fluids Eng, 1972, 94: 73—91.
- [7] CHOI C H, KIM C J. Large Slip of Aqueous Liquid Flow over a Nanoengineered Superhydrophobic Surface[J]. Physical Review Letters, 2006, 96: 066001-1-066001-4.
- [8] TALA-IGHIL N, FILLON M. A Numerical Investigation of Both Thermal and Texturing Surface Effects on the Journal Bearings Static Characteristics[J]. Tribology International, 2015, 90: 228—239.
- [9] 王福军. 计算流体动力学分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004: 122.
- WANG Fu-jun. Computational Fluid Dynamics Analysis [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004: 122.
- [10] 赵孝保. 工程流体力学[M]. 南京: 东南大学出版社, 2004: 130.
- ZHAO Xiao-bao. Engineering Fluid Mechanics[M]. Nanjing: Southeast University Press, 2004: 130.
- [11] MAXWELL J C. On Stresses in Rarefied Gases Arising from Inequalities of Temperature[J]. Philosophical Transactions of the Royal Society of London, 1879, 170: 231—256.
- [12] ZHANG H, HUA M, DONG G, ZHANG D, CHIN K. Boundary Slip Surface Design for High Speed Water Lubricated Journal Bearings[J]. Tribology International 2014, 79: 32—41.