

具有复合型织构的水润滑轴承的摩擦学性能研究

胡宇^{a,b}, 王优强^{a,b}, 李云凯^{a,b}, 左名玉^{a,b}, 房玉鑫^{a,b}, 莫君^{a,b}

(青岛理工大学 a.机械与汽车工程学院

b.工业流体节能与污染控制教育部重点实验室, 山东 青岛 266520)

摘要: **目的** 提升水润滑轴承的摩擦学性能。**方法** 采用流固耦合的方法, 对具有该复合型织构的水润滑轴承进行研究, 将拥有仿生硅藻的多孔结构(矩形-半球型复合型织构)应用在轴承的高压区位置。分析具有矩形-半球型的复合织构的水润滑轴承在不同载荷、织构宽度以及间距的作用下, 其摩擦学特性的变化。**结果** 通过与光滑轴承和单层织构轴承进行对比可知, 随着载荷的增大, 矩形-半球型复合型织构轴承的承载力随之增加, 摩擦系数随之减小, 并且有最大的轴承承载力和最小的摩擦系数。随着第一层及第二层织构宽度的增加, 复合型织构轴承的承载力虽有复杂波动, 但总体呈现上升趋势, 摩擦系数呈现下降趋势。在间距较小时, 复合型织构轴承的摩擦学性能更优, 在间距一定的情况下, 存在最优的织构个数, 使得轴承的摩擦系数最小。**结论** 具有矩形-半球型复合织构的水润滑轴承适合在重载条件下工作, 织构尺寸较大时, 能产生较好的摩擦学性能; 在间距较小时, 复合型织构的摩擦学性能较为优异, 且存在最优的织构个数。

关键词: 矩形-半球型复合织构; 水润滑轴承; 流体动压润滑; 流固耦合; 有限元分析

中图分类号: TH117 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3660(2021)11-0233-10

DOI: 10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2021.11.024

Study on Tribological Properties of Water-lubricated Bearings with Compound Dimple

HU Yu^{a,b}, WANG You-qiang^{a,b}, LI Yun-kai^{a,b}, ZUO Ming-yu^{a,b}, FANG Yu-xin^{a,b}, MO Jun^{a,b}

(a.School of Mechanical and Automotive Engineering, b.Key Lab of Industrial Fluid Energy Conservation and Pollution Control, Qingdao University of Technology, Qingdao 266520, China)

ABSTRACT: This paper is to improve the tribological properties of water lubricated bearings. In this paper, the fluid-structure coupling method is used to study the water-lubricated bearing with the compound dimple, and the porous structure with the bionic diatom (rectangular-hemispherical compound dimple) is applied to the high pressure region of the bearing. The tribological characteristics of water-lubricated bearings with the rectangular-hemispherical compound dimple under different loads, texture widths and spacing were analyzed. It can be seen from the experimental results by comparing with smooth bearing and single-layer textured bearing, it can be seen that with the increase of load, the bearing capacity of rectangular-hemispherical compound

收稿日期: 2021-01-24; 修订日期: 2021-05-24

Received: 2021-01-24; Revised: 2021-05-24

基金项目: 国家自然科学基金(51575289); 山东省重点研发计划项目(2019GHY112068); 山东省自然科学基金(ZR2019PEE028)

Fund: National Natural Science Foundation of China (51575289), Shandong Key Research and Development Project (2019GHY112068), Natural Science Foundation of Shandong Province (ZR2019PEE028)

作者简介: 胡宇(1997—), 女, 硕士研究生, 研究方向为轴承的弹流润滑。

Biography: HU Yu (1997—), Female, Master, Research focus: elastohydrodynamic lubrication of bearings.

通讯作者: 王优强(1970—), 男, 博士, 教授, 研究方向为轴承的弹流润滑。

Corresponding author: WANG You-qiang (1970—), Male, Doctor, Professor, Research focus: elastohydrodynamic lubrication of bearings.

引文格式: 胡宇, 王优强, 李云凯, 等. 具有复合型织构的水润滑轴承的摩擦学性能研究[J]. 表面技术, 2021, 50(11): 233-242.

HU Yu, WANG You-qiang, LI Yun-kai, et al. Study on tribological properties of water-lubricated bearings with compound dimple[J]. Surface technology, 2021, 50(11): 233-242.

dimple bearing increases and the friction coefficient decreases, and it has the maximum bearing capacity and the minimum friction coefficient. With the increase of the width of the first layer and the second layer, the bearing capacity of the compound dimple bearing has a complex fluctuation, but generally presents a rising trend, the friction coefficient presents a declining trend. When the spacing is small, the tribological performance of compound dimple bearings is better. When the spacing is constant, there is an optimal number of dimples to minimize the friction coefficient of the bearing. Therefore, the water-lubricated bearings with the rectangular-hemispherical compound dimple are suitable for working under heavy load conditions. When the dimple size is large, it can produce better tribological properties. When the spacing is small, the tribological properties of compound dimple are better, and there is an optimal number of dimples.

KEY WORDS: rectangular-hemispherical compound dimple; water-lubricated bearings; hydrodynamic lubrication; fluid-solid interaction; finite element analysis

随着人们对机械设备耐磨损和低能耗的要求越来越高,关于机械设备零部件的耐磨损特性也得到广泛的关注。表面织构作为一种能有效改善材料摩擦学性能的方法,也逐渐被广泛地应用到机械摩擦领域。

1966年,Hamilton等^[1]发现,表面微造型能够提升流体压力,改善表面承载力。而在1996年,Etsion等^[2-3]才将这种技术应用于机械密封领域中。因单层织构易于加工生产且润滑摩擦效果良好,所以,目前对织构的研究主要集中在单层织构上。然而,单层织构的结构单一且仅能发生一次动压效应,使得织构所产生的润滑摩擦性能不够突出。

近几年来,仿生机械学发展迅速,有很多的研究者开始对树蛙的脚掌^[4]、蛇^[5]和鲨鱼^[6-7]的皮肤、猪笼草的表面^[8-12]及牛的膝关节^[13]等生物组织结构进行仿真设计研究。本文主要是对硅藻结构进行模拟仿真分析,硅藻拥有复杂精密的多孔结构,这就使其具有很高的回弹性和抗拉压性能。

德国M. Sumper^[14]观察到了具有六角孔模式的圆筛藻结构。Gebeshuber等^[15]观察到,硅壳通过其自润滑性来克服壳壁各组织间的摩擦与磨损。Hamm等^[16]发现,硅壳结构和材料特性表现出了较强的自防御功能。De Stefan^[17]观察了几种硅藻结构,发现不同形状的硅藻,其摩擦学性能也有差异。Subhash等^[18]测试了圆筛藻硅壳的机械性能。Losic等^[19]通过探究圆筛藻生物表面结构和机械性能,发现圆筛藻硅壳因其孔

层不同,产生了不同的硬度和弹性模量。马健荣等^[20]分析并展望了硅藻的研究与应用。李琛^[21]以实验的方法研究了圆筛藻硅壳三维结构的纳米材料制备与表征。Liu等^[22]建立了圆筛藻细胞膜三层结构的仿真模型。Meng等^[23-25]基于仿生硅藻结构,对水润滑轴承表面进行摩擦学特性分析。但很少有对复合型织构与水润滑轴承结合的研究。

因此,本文采用流固耦合的方法,探究具有复合型织构的水润滑轴承的润滑性能,复合型织构选用仿生硅藻的多级孔结构(矩形-半球型结合的复合型织构)。主要研究了在水润滑轴承高压区,复合型织构的载荷、宽度以及排列方式对其摩擦学性能的影响,为研究具有复合型织构的滑动轴承的润滑性能提供理论依据。

1 仿真模型

1.1 表面织构的几何模型

水润滑轴承在工作时,轴和轴承间形成楔形的润滑水膜,产生流体动压润滑效应。在本研究中,考虑到轴瓦材料参数会对润滑效果产生影响,因而选择采用流固耦合的方法。但流固耦合计算复杂且计算时间较长,为了方便研究计算,研究对象选择为轴承的一个具有表面织构的单元进行分析。

图1为水润滑轴承在高压区上具有织构的单元模型。其中,Z轴表示轴承轴向,轴承外径为200 mm,内

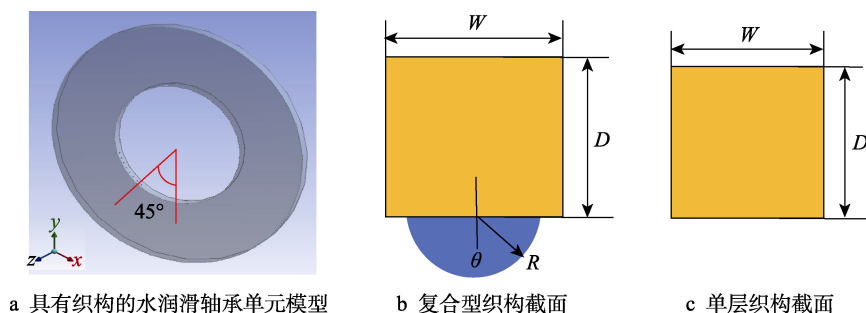


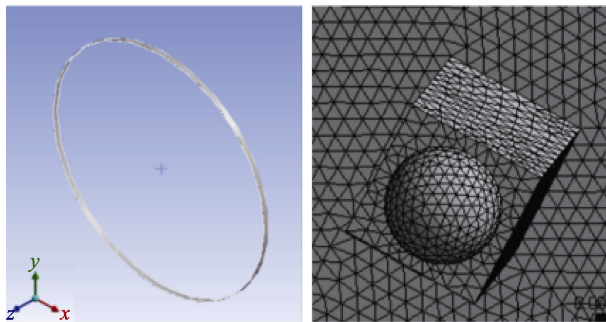
图1 水润滑轴承在高压区上具有织构的单元模型

Fig.1 Water-lubricated bearing has the element model of dimple in the high pressure zone: a) model of water-lubricated bearing element with dimple; b) compound dimple cross section; c) simple dimple cross section

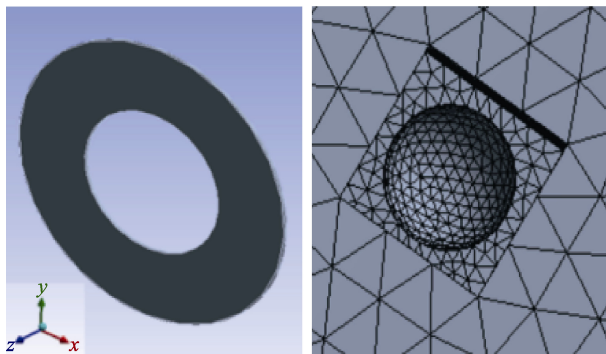
径为 100.2 mm, 半径间隙为 0.1 mm, 偏心距为 0.08 mm, 偏心率为 0.8, 偏位角为 45°, 转速为 1200 r/min, 顺时针转动。轴承的宽度为 2 mm, 织构位置设置在高压区 (如图 1a 所示, 高压区位于偏位角 45° 处), 初始织构间距为 5°, 共 8 个织构。图 1b 为复合型织构的截面, 即矩形-半球型织构模型, 图 1c 为单层矩形织构截面。单层织构模型的尺寸与复合型织构模型的第一层相同, 孔宽为 W , 孔深为 D 。

1.2 网格划分

网格划分会影响仿真分析结果, 高质量的网格可以提高运算精度。图 2a 为用于流场分析的轴承水膜模型与网格划分, 其网格质量系数平均值约为 0.82, 偏斜系数平均值约为 0.27。图 2b 为用于固体分析的轴承轴套模型与网格划分, 其网格质量系数平均值约为 0.83, 偏斜系数平均值约为 0.24。



a 轴承水膜模型及局部网格划分



b 轴承轴套模型及局部网格划分

图 2 模型的网格划分

Fig.2 Mesh generation of models: a) bearing water film model and local mesh division; b) bearing sleeve model and local mesh division

1.3 控制方程与边界条件设置

不可压缩的黏性流体, 其 N-S 方程为:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\eta \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (1)$$

式中: u_i 和 u_j 表示流体平均速度, 下标 i 和 j 取

值为 1、2、3 时, 分别代表流场的速度矢量沿 X 、 Y 、 Z 坐标方向的速度; x_i 和 x_j 表示坐标的 3 个分量, i 和 j 取值 1、2、3 时, 分别代表 X 、 Y 和 Z 坐标方向; ρ 表示水的密度; η 为水的运动黏性系数 ($1.003 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$); $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ 表示 Reynolds 应力。

对于外筒静止内筒旋转的模型, 根据雷诺公式, 计算出临界雷诺数为:

$$Re_c = 41.1 \sqrt{\frac{R}{c}} = 919.024 \quad (2)$$

实际雷诺数可由下式计算:

$$Re = \frac{\rho v h}{\eta} \quad (3)$$

式中: v 表示水的流速, 取 4 m/s; h 表示水膜厚度, 单位 m。

经计算可知, 实际雷诺数远大于临界雷诺值, 故判定该模型为紊流模型。本实验选用标准 k -Epsilon 紊流模型。

本文重点研究轴承的承载力、摩擦力以及摩擦系数。关于轴承的承载力如公式 (4) — (6) 所示。

$$W_x = \iint_A p r \cos \alpha d\alpha dz \quad (4)$$

$$W_y = \iint_A p r \sin \alpha d\alpha dz \quad (5)$$

$$W = \sqrt{W_x^2 + W_y^2} \quad (6)$$

式中: p 为水膜压力, 单位 Pa; r 为轴的半径, 单位 m; α 为轴承沿周向的角度, 单位为 (°); A 为水膜与轴承间流固耦合的面积, 单位 m^2 。

对水膜的剪切应力进行积分, 可以得出水膜的摩擦力, 如公式 (7) — (9) 所示。

$$F_{fx} = \iint_A \tau r \sin \alpha d\alpha dz \quad (7)$$

$$F_{fy} = \iint_A \tau r \cos \alpha d\alpha dz \quad (8)$$

$$F_f = \sqrt{F_{fx}^2 + F_{fy}^2} \quad (9)$$

式中: τ 为水膜的剪切力, 单位 Pa。

由式 (6)、(9) 所得的水膜承载力和摩擦力, 计算摩擦系数, 如公式 (10) 所示:

$$\mu = \frac{F_f}{W} \quad (10)$$

假设所有算例均不考虑气穴现象, 设置边界条件如图 3 所示。具体设置为: 1) 设置流体内壁面为无滑移壁面边界条件, 绕 Z 轴顺时针转动, 转速为 1200 r/min; 2) 忽略流体进口区和出口区的压力差, 设置流体域左侧入口区的压力等于右侧出口区的压力, 两个区域的压力均为 101 kPa; 3) 设置流体的外壁面为壁面边界条件, 因为流体的外壁面与固体的内壁面发生接触, 设置流体的外壁面为流固耦合边界条件, 固体的内壁面设置为接触面; 4) 固体的外壁面设置为固定边界条件。

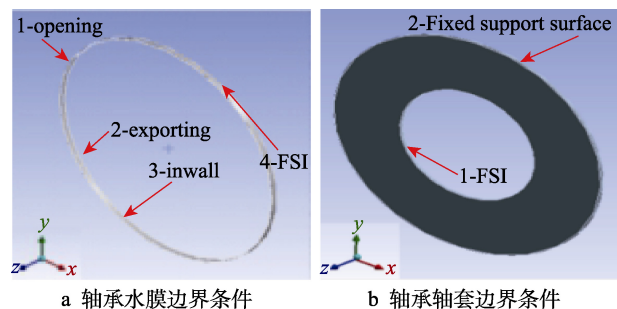


图3 边界条件

Fig.3 The boundary conditions: a) water film boundary conditions of bearings; b) boundary conditions of bearing bushing

由于轴承套材料普遍为高分子材料,所以参数设定为:泊松比为0.4;弹性模量为1 GPa;轴承的宽度为2 mm;润滑剂为水,密度为 998.2 kg/m^3 ,动力黏度为 $0.001\ 003 \text{ Pa}\cdot\text{s}$;转速为1200 r/min。在此条件下,对光滑轴承、单层织构轴承以及复合型织构轴承进行摩擦学性能分析,其中,单层织构模型的孔深 D 为0.7 mm,孔宽 W 为0.5 mm;复合型织构模型中孔深 D 为0.7 mm,第二层孔半径 R 为0.2 mm,第一层孔宽 W 为0.5 mm。

2 分析与讨论

2.1 模型有效性验证

为了保证仿真结果的准确性,使用 ANSYS15.0 中的 fluent 模块进行仿真分析,设定其几何参数、控制方程、边界条件及网格划分方法与文献[26]保持一致,但设定其工作条件与本文的复合型织构轴承一致,即同为 $\varepsilon=0.8$,转速为1200 r/min,织构间隔为 5° ,织构个数为8个。图4为实验模型与参考文献中模型的压力对比情况。从图中可以看出,与参考文献中的结果相比,本实验中的水膜周向压力变化趋势基本吻合,水膜压力的最大值和最小值的集中区域也与参考文献中的位置相同,这就表明,本文所采取的计算模型和计算方法较为合理,计算结果可信。

2.2 载荷变化对水润滑轴承摩擦学性能的影响

由于偏心率主要受载荷影响,载荷增加则轴承的

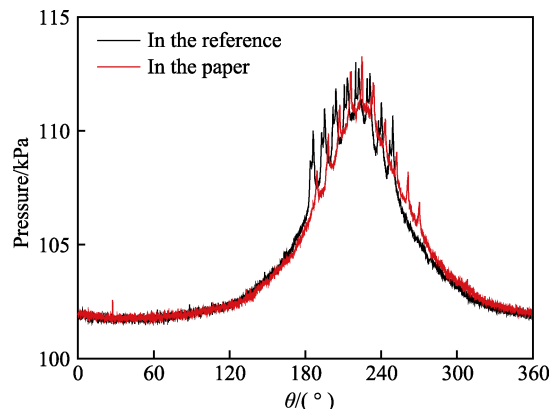


图4 压力对比

Fig.4 Pressure contrast

偏心率增大。因此,可以通过改变轴承偏心率的方法来模拟轴承载荷增大的情况。图5为光滑轴承、单层织构轴承以及复合型织构轴承在不同载荷影响下的承载力。从图5可知,随着载荷的增大,轴承承载力也增大,且在偏心率为0.5~0.7时,这三种轴承的承载力差值不大,但偏心率在0.7以上时,复合型织构轴承的承载力最大,单层织构轴承次之。

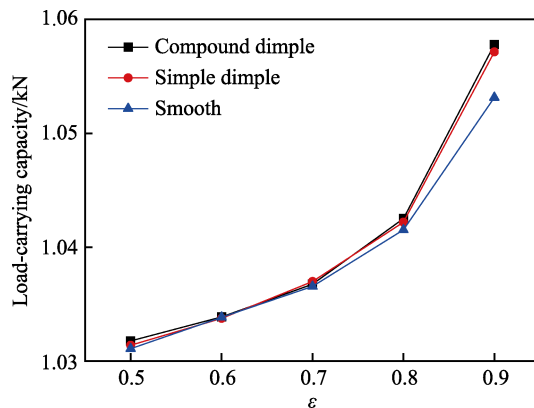


图5 不同载荷对轴承承载力的影响

Fig.5 Influence of different loads on bearing capacity

图6为光滑轴承、单层织构轴承以及复合型织构轴承在不同载荷下的压力分布。从图6中可以看出,随着载荷的增加,水膜压力增大,尤其是重载($\varepsilon=0.9$)条件下,压力急剧增大。原因在于,轴承转动时会形成应力集中,设计织构可以增大油膜厚度,减小应力集中程度,且织构会产生动压效应,因此带有织构的轴承的承载力要大于光滑轴承。

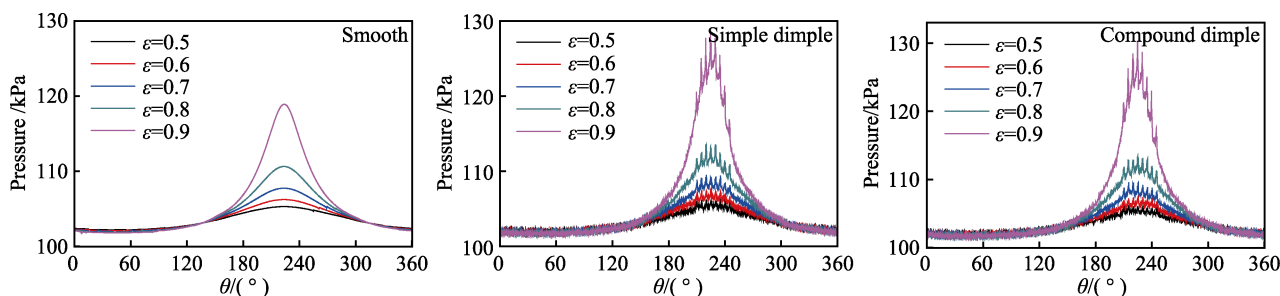


图6 不同轴承的载荷-压力变化

Fig.6 Pressure distribution under different capacity of bearing

图 7 为光滑轴承、单层织构轴承以及复合型织构轴承的摩擦系数对比。从图 7 中可以看出, 随着轴承载荷的增加, 轴承摩擦系数也随之增大, 而在偏心率 ε 大于 0.8 (重载) 时, 由于轴承材料参数的影响, 使得摩擦系数开始出现小幅度的下降。从图中还可以看

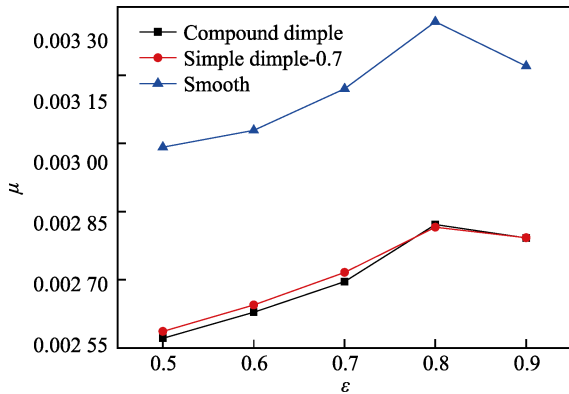


图 7 轴承载荷对摩擦系数的影响

Fig.7 Influence of bearing capacity on friction coefficient

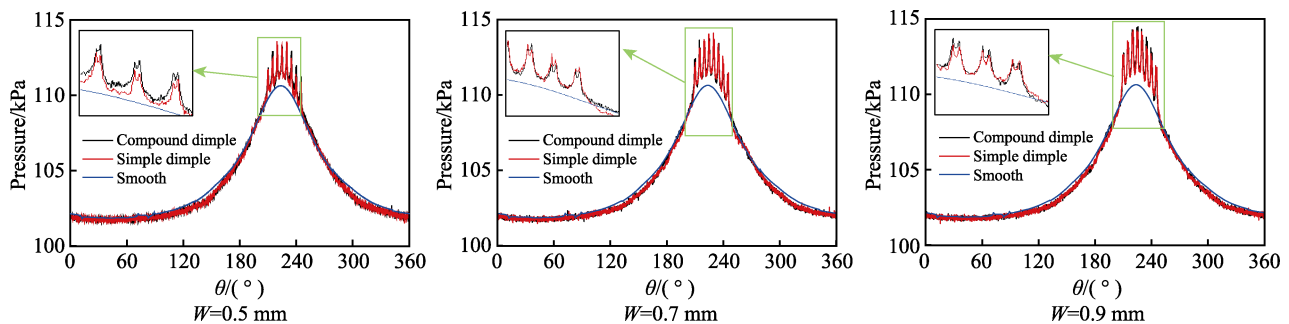


图 8 改变第一层织构宽度对轴承压力的影响

Fig.8 Influence of changing dimple width of first layer on bearing pressure

图 9 为改变第一层织构宽度对单层织构和复合型织构承载力的影响。从图 9 中可知, 在该织构宽度范围内, 织构呈现出增加-减小-增加的趋势。总体来说, 随着第一层织构宽度的增加, 单层织构与复合型织构的承载力呈逐渐上升的趋势, 并且复合型织构

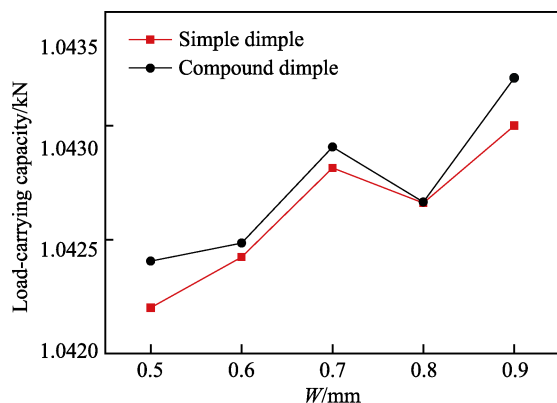


图 9 第一层织构宽度变化对单层织构和复合型织构承载力的影响

Fig.9 Influence of changing the width of the first layer on the bearing capacity of simple dimple and compound dimple

出, 织构轴承的摩擦系数远远小于光滑轴承, 并且带有复合型织构轴承的摩擦系数要小于单层织构轴承。这是因为位于轴承高压区位置的织构能够有效减小应力集中, 增加油膜厚度, 产生动压效应, 特别是复合型织构会产生多次动压效应。因此, 与光滑轴承和单层织构轴承相比, 复合型织构轴承具有更小的摩擦系数。

2.3 织构的第一层宽度变化对轴承摩擦特性的影响

单层织构模型和复合型织构模型的第一层孔深 D 取 0.7 mm, 复合型织构模型第二层孔半径 R 为 0.2 mm, 轴承的偏心率 $\varepsilon=0.8$ 。仅改变织构的第一层织构宽度 W 。图 8 为改变第一层织构宽度对轴承压力的影响。从图 8 可以看出, 改变第一层织构宽度 W 后, 具有织构的轴承模型的压力值高于光滑轴承, 而单层织构与复合型织构之间的压力差值较小。但由于复合型织构能够发生多次动压润滑, 其压力值略大于单层织构。

的承载力高于单层织构。织构第一层宽度在 0.5~0.7 mm 时, 织构轴承的承载力逐渐增大; 而在第一层织构宽度为 0.7~0.8 mm 时, 织构轴承的承载力开始减小; 而在织构宽度超过 0.8 mm 时, 织构轴承的承载力又重新开始上升。

图 10 为第一层织构宽度变化对轴承摩擦系数的影响。从图 10a 中可知, 随着第一层织构宽度的增加, 具有织构的轴承的摩擦系数下降较缓。由图 10b 可知, 尽管随着织构第一层宽度的增加, 复合型织构和单层织构的摩擦系数同时减小, 但复合型织构的摩擦系数的下降幅度大于单层织构, 并且复合型织构的摩擦系数小于单层织构的摩擦系数。

为了更好地解释织构轴承的承载力与摩擦系数的变化情况, 通过复合型织构的流迹线 (图 11) 进行解释。流迹线图能够反映流体在流场中的流动状态, 处于同一条流线上的质点, 其运动方向与该点处流线的切线方向相同^[27]。因此, 通过观察流迹线图, 可以分析不同结构变化的织构对流场流动情况的影响。

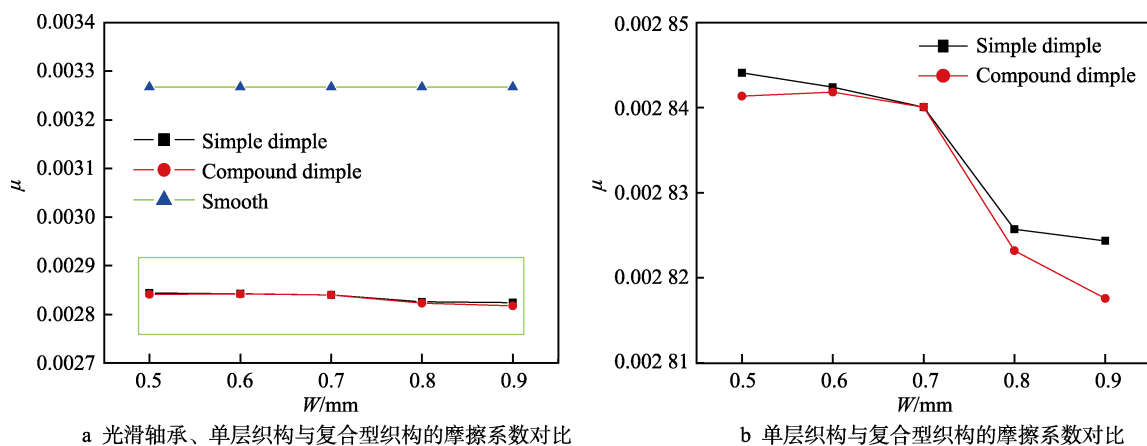


图 10 改变第一层结构宽度对轴承摩擦系数的影响

Fig.10 Influence of changing dimple width of first layer on friction coefficient of bearing: a) comparison of friction coefficient between smooth bearing, simple dimple and compound dimple; b) comparison of friction coefficient between simple dimple and compound dimple

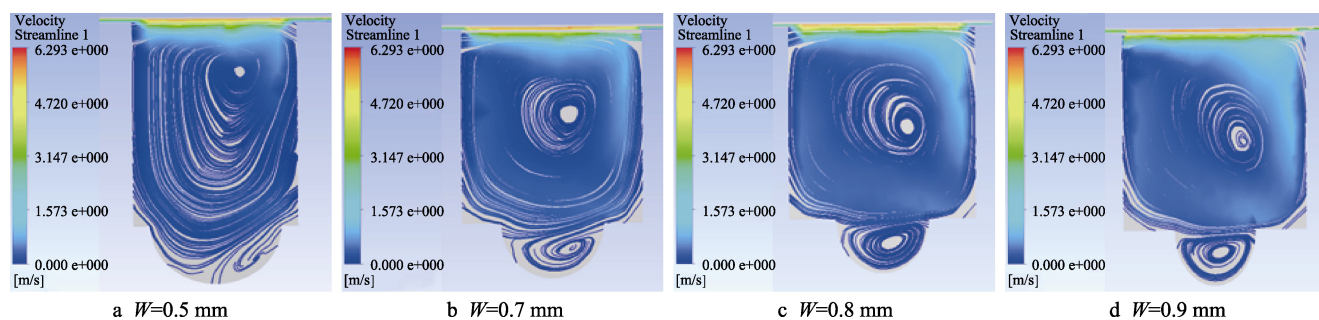


图 11 复合型结构的流迹线

Fig.11 Flow trace of a compound dimple

如图 11 所示, 改变第一层结构的宽度, 结构内流迹线的流动趋势发生了变化。当 $W=0.5$ mm 时, 此时结构内的旋涡刚开始生成 (图 11a); 当 $W=0.7$ mm 时, 此时结构内继续生成新的旋涡, 并且对比其他尺寸的流迹线图可知, 该范围内的结构旋涡的尺寸和体积较小 (图 11b)。当 $W=0.8$ mm 时, 此时的结构内部旋涡尺寸和体积占比开始增大 (图 11c), 而当 $W=0.9$ mm 时, 此时结构内部旋涡尺寸和体积占比逐渐减小 (图 11d)。由于结构内的旋涡未完全形成时, 动压效应占主导影响; 而当宽度增加后, 旋涡逐渐形成, 体积随之增大, 旋涡强度也增大, 部分流体动能转化成旋涡能量, 使得承载能力开始下降; 但当宽度继续增加时, 又会开始产生新的旋涡, 结构的承载力又重新增大。因此, W 为 0.5~0.7 mm 时, 有较少的流体动能转化为旋涡能量, 并且随着尺寸的增大, 结构内动压效应的影响逐渐增大, 承载力呈逐渐上升的状态; W 为 0.7~0.8 mm 时, 由于旋涡尺寸和体积占比增大, 部分转化为旋涡能量的流体能量开始增多, 此范围内的承载力开始下降; W 为 0.8~0.9 mm 时, 转化为旋涡能量的流体能量减少, 承载力又开始上升。而随着宽度的增大, 结构内的低速流体越来越多, 增大其宽度等效于增加轴承的平均水膜厚度, 降低了平均速度梯度, 从而使结构所在平面的摩擦力减小,

结构轴承的摩擦系数减小。

2.4 结构的第二层半径变化对轴承摩擦特性的影响

固定结构第一层的孔宽和孔深, 单层结构和复合型结构的孔深 D 取 0.7 mm, 孔宽 W 为 0.5 mm, 轴承的偏心率 (ε) 都为 0.8。仅改变结构第二层的孔半径值 R 。图 12 为改变第二层结构半径对轴承压力的影响情况。从图 12 可知, 改变第二层结构半径后, 带有单层结构与复合型结构的轴承模型的压力值都高于光滑轴承, 而单层结构与复合型结构之间的压力差值较小。由于改变第二层结构半径的尺寸范围较小, 因此压力的改变幅度较小。从图中也可以看出, 由于复合型结构可以发生多次动压效应, 复合型结构的压力值大于单层结构。

图 13 为改变第二层结构半径对单层结构和复合型结构承载力的影响。如图 13 所示, 随着第二层结构半径的增加, 复合型结构的承载力呈先增加后减小, 最后增加的复杂变化, 但总体呈上升趋势, 并且复合型结构的承载力总高于单层结构。

为了解释复合型结构随第二层结构半径的变化, 也使用流迹图 (图 14) 来解释。如图 14a 所示, 随着第二层结构半径的增加, 结构内部的旋涡尺寸和体

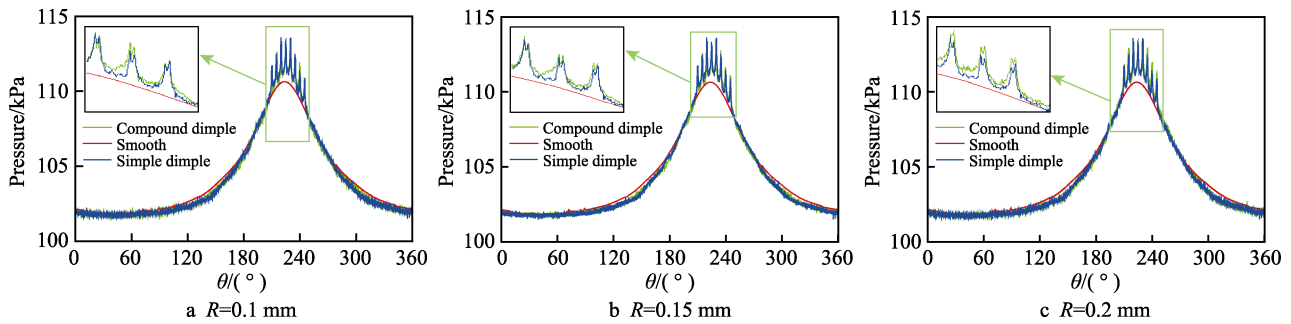


图 12 改变第二层织构半径对轴承压力的影响

Fig.12 Influence of changing the second dimple radius on bearing pressure

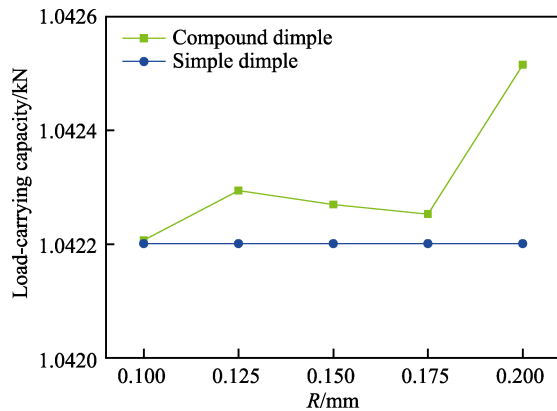


图 13 改变第二层织构宽度对单层织构和复合型织构承载力的影响

Fig.13 Effects of changing the width of the second dimple on the bearing capacity of simple dimple and compound dimple

积占比逐渐减小。而如图 14b 所示,随着第二层织构半径继续增大,织构内部的旋涡尺寸和体积占比开始增大。织构第二层半径尺寸继续增大,织构内部的旋涡尺寸和体积占比开始急剧减小(图 14c)。而由于织构内旋涡体积增大会降低其承载力,织构内的旋涡尺寸越大,轴承的承载力越小。

图 15 为第二层织构半径变化对轴承摩擦系数的影响。从图 15a 可以看出,随着第二层织构半径的增加,复合型织构的摩擦系数总体呈下降趋势,但摩擦系数下降的幅度较小,并且复合型织构的摩擦系数始终小于单层织构轴承和光滑轴承。而从图 15b 看出,随着第二层织构半径增大,虽然摩擦系数整体趋势呈下降趋势,但 R 为 0.1~0.125 mm 时,摩擦系数开始减小; R 为 0.125~0.15 mm 时,摩擦系数开始小幅度

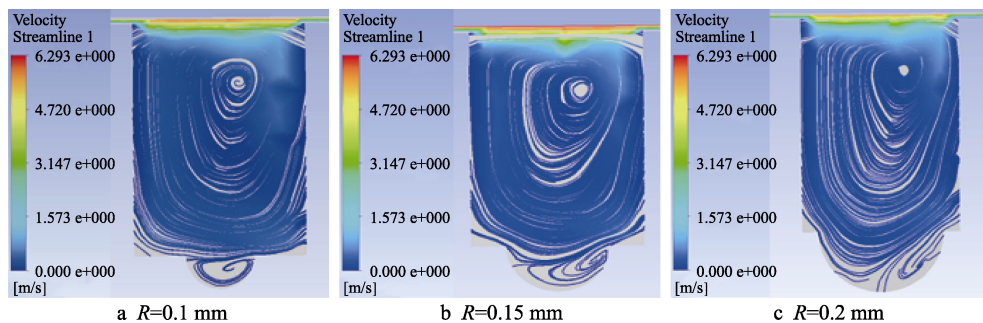


图 14 改变第二层织构半径的流迹线

Fig.14 Flow trace with varying the flow trace of the second dimple radius

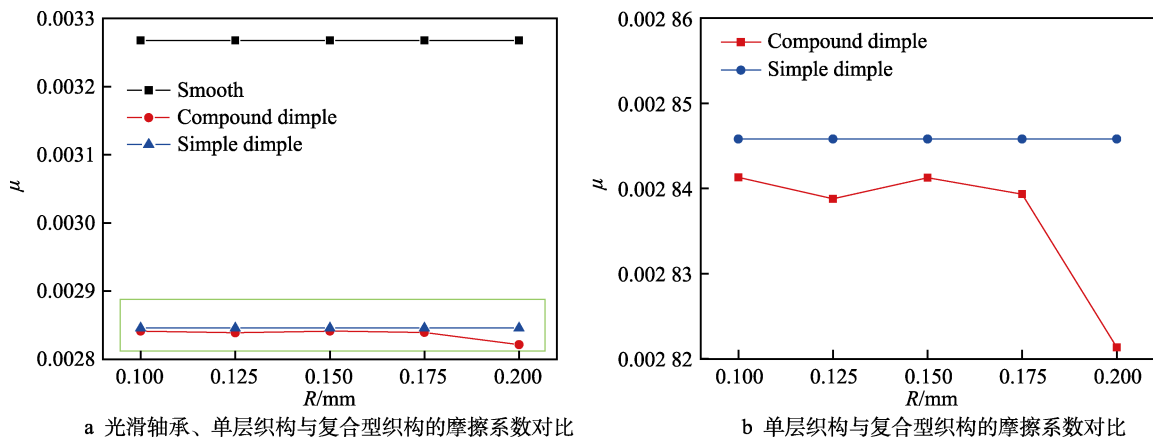


图 15 改变第二层织构半径对轴承摩擦系数的影响

Fig.15 Influence of changing the second dimple radius on bearing friction coefficient: a) comparison of friction coefficient between smooth bearing, simple dimple and compound dimple; b) comparison of friction coefficient between simple dimple and compound dimple

上升;最后当 R 为 $0.15\sim 0.2\text{ mm}$ 时,摩擦系数又开始减小。而原因可由图 14 进行解释。当旋涡中心与织构底面的距离越大,旋涡对织构底部流体流动状态的影响越小,动压效果和减阻效果都会越差。从图 14b 可知,此条件下的复合型织构内旋涡中心(主要在半球型内部的旋涡)到织构底部的距离高于其他情况,此时的摩擦系数会出现小幅上升。

2.5 复合型织构的排列方式和个数变化对轴承摩擦特性的影响

复合型织构模型中孔深 D 为 0.7 mm ,第二层孔半径 R 为 0.2 mm ,第一层孔宽 W 为 0.5 mm 。改变复合型织构的排列间距与个数进行对比分析,将织构的间距设置为 5° 、 7° 、 9° ,同时改变织构个数为 6、8、10、12、14。图 16 为复合型织构的排列间距与个数变化对承载力的影响。如图 16 所示,在相同的织构间距下,随着织构个数的增加,轴承的承载力呈逐渐增大的趋势。而在相同织构个数的条件下,织构间距为 5° 时,轴承的承载力最大;但在织构个数为 14 时,间距为 5° 的复合型织构轴承的承载力开始出现小幅下降趋势。在织构个数为 6,织构间距为 7° 所对应的承载力最小。而随着织构个数继续增大,织构间距为 7° 时,承载力快速上升,在织构个数大于 10 之后,轴承承载力最小的条件是织构间距为 9° 。

为了解释上述承载力的变化情况,引入其部分变化情况的流迹图(图 17)来说明。由图 17 可知,在

相同间距的条件下,随着织构个数的增长,复合型织构内的旋涡所占的体积和尺寸在逐渐减小,但在图 17d 中,此条件下的复合型织构内部旋涡尺寸和所占体积增大。因此,织构个数为 14 时,间距为 5° 的复合型织构的承载力才开始出现小幅下降趋势。而对比图 17b、17c、17e、17f 可知,与织构间距为 9° 的情形相比,当织构间距为 7° 时,随着织构个数的增加,织构内的旋涡尺寸和所占体积的减小幅度更大。织构个数大于 10 之后,间距为 7° 的织构转化为旋涡的能量开始小于间距为 9° 的情况(结合图 16),因此才会出现在织构个数大于 10 之后,轴承承载力最小的条件是织构间距为 9° 的情况。

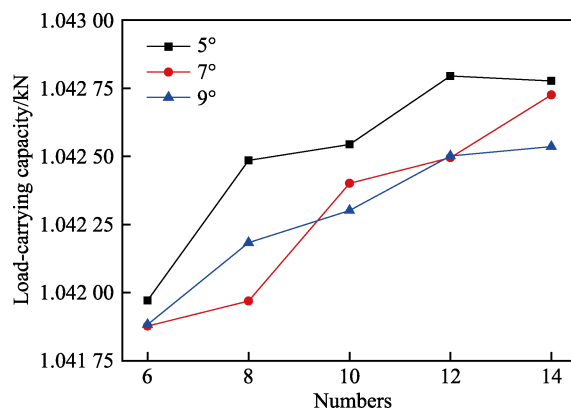


图 16 改变复合型织构的间距和个数对承载力的影响
Fig.16 Influence of changing spacing and number of compound dimple on bearing capacity

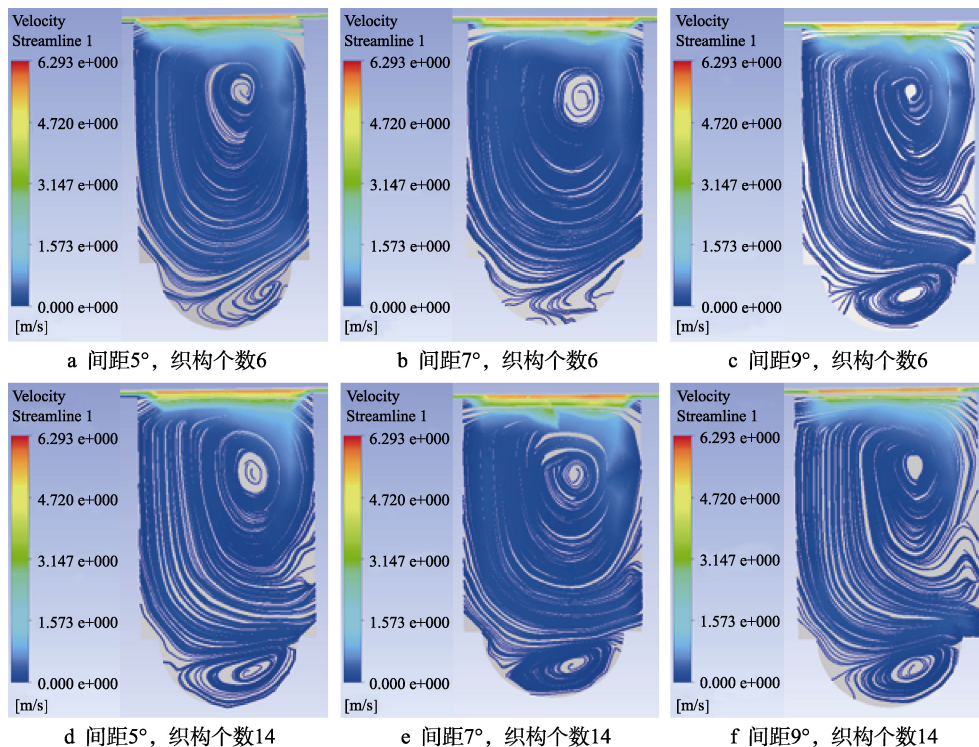


图 17 改变复合织构间距和个数的流迹线

Fig.17 Flow trace with varying spacing and number of compound dimple: a) spacing 5° , dimple number 6; b) spacing 7° , dimple number 6; c) spacing 9° , dimple number 6; d) spacing 5° , dimple number 14; e) spacing 7° , dimple number 14; f) spacing 9° , dimple number 14

图 18 为复合型结构的排列间距与个数变化对摩擦系数的影响。如图 18 所示, 在结构间距相同的条件下, 随着复合型结构个数的增加, 轴承的摩擦系数呈现先减小后增加的状态。在相同结构个数的条件下, 结构间距为 5° 的轴承的摩擦系数最小, 而在 9° 时, 摩擦系数最大, 且总体变化幅度较小。因此, 在结构间距不同的条件下, 存在最优的结构个数, 使轴承的摩擦系数最小; 在结构个数相同的条件下, 结构间隔越大, 其摩擦系数越大。

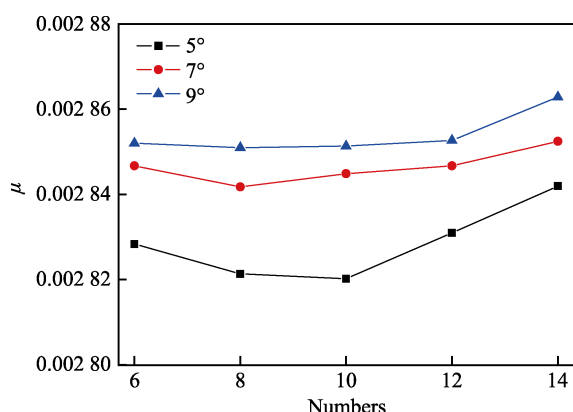


图 18 改变复合型结构的间距和个数对摩擦系数的影响
Fig.18 Influence of changing spacing and number of compound dimple on friction coefficient

3 结论

对水润滑轴承高压区上的复合型结构的模型进行研究, 通过流固耦合的方法进行求解, 并计算得到轴承的承载力和摩擦系数, 在此条件下, 分析其变化规律及原因。

1) 随着载荷的增加, 轴承的承载力呈逐渐上升的趋势, 摩擦系数总体也呈逐渐上升的趋势。其中, 复合型结构轴承的承载力大于单层结构轴承和光滑轴承, 摩擦系数小于单层结构轴承和光滑轴承。

2) 随着复合型结构的第一层结构宽度和第二层结构半径的增大, 复合型结构轴承的承载力总体呈上升趋势, 摩擦系数总体呈下降趋势。而产生这种情况的原因与结构内旋涡的变化有关。

3) 在间距较小的情况下, 复合型结构轴承的摩擦学性能更优。而在间距一定的情况下, 存在最优的结构个数, 使得轴承的摩擦系数最小。

参考文献:

[1] HAMILTON D B, WALOWIT J A, ALLEN C M. A theory of lubrication by microirregularities[J]. Journal of basic engineering, 1966, 88(1): 177-185.
[2] ETSION I, BURSTEIN L. A model for mechanical seals

with regular microsurface structure[J]. Tribology transactions, 1996, 39(3): 677-683.

- [3] ETSION I, KLIGERMAN Y, HALPERIN G. Analytical and experimental investigation of laser-textured mechanical seal faces[J]. Tribology transactions, 1999, 42(3): 511-516.
[4] FEDERLE W, BARNES W J P, BAUMGARTNER W, et al. Wet but not slippery: Boundary friction in tree frog adhesive toe pads[J]. Journal of the Royal Society, interface, 2006, 3(10): 689-697.
[5] BAUM M J, KOVALEV A E, MICHELS J, et al. Anisotropic friction of the ventral scales in the snake *Lamprolepis getula californica*[J]. Tribology letters, 2014, 54(2): 139-150.
[6] 刘博, 姜鹏, 李旭朝, 等. 鲨鱼盾鳞肋条结构的减阻仿生研究进展[J]. 材料导报, 2008, 22(7): 14-17.
LIU Bo, JIANG Peng, LI Xu-zhao, et al. Drag-reduction bionic research on riblet surfaces of shark skin[J]. Materials review, 2008, 22(7): 14-17.
[7] PU Xia, LI Guang-ji, LIU Yun-hong. Progress and perspective of studies on biomimetic shark skin drag reduction [J]. Chem. bio. Eng. reviews, 2016, 3(1): 26-40.
[8] GAUME L, GORB S, ROWE N. Function of epidermal surfaces in the trapping efficiency of *Nepenthes alata* pitchers[J]. New phytologist, 2002, 156(3): 479-489.
[9] GORB E V, GORB S N. The effect of surface anisotropy in the slippery zone of *Nepenthes alata* pitchers on beetle attachment[J]. Beilstein journal of nanotechnology, 2011, 2: 302-310.
[10] BAUER U, BOHN H F, FEDERLE W. Harmless nectar source or deadly trap: *Nepenthes* pitchers are activated by rain, condensation and nectar[J]. Proceedings biological sciences, 2008, 275(1632): 259-265.
[11] 张鹏飞, 张德远, 陈华伟. 猪笼草内表面微观结构及其浸润性研究[J]. 农业机械学报, 2014, 45(1): 341-345.
ZHANG Peng-fei, ZHANG De-yuan, CHEN Hua-wei. Microstructure and wettability character of *nepenthes'* pitcher surfaces[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(1): 341-345.
[12] HSU C P, LIN Yu-min, CHEN Po-yu. Hierarchical structure and multifunctional surface properties of carnivorous pitcher plants *nepenthes*[J]. JOM, 2015, 67(4): 744-753.
[13] 钱善华, 王庆良. 牛膝关节软骨的摩擦行为研究[J]. 摩擦学学报, 2006, 26(5): 397-401.
QIAN Shan-hua, WANG Qing-liang. Research on friction behavior from bovine knee articular cartilage[J]. Tribology, 2006, 26(5): 397-401.
[14] SUMPER M. A phase separation model for the nanopatterning of diatom biosilica[J]. Science, 2002, 295(5564): 2430-2433.
[15] GEBESHUBER I C, KINDT J H, THOMPSON J B, et al. Atomic force microscopy study of living diatoms in ambient conditions[J]. Journal of microscopy, 2003, 212(3): 292-299.

- [16] HAMM C E, MERKEL R, SPRINGER O, et al. Architecture and material properties of diatom shells provide effective mechanical protection[J]. *Nature*, 2003, 421(6925): 841-843.
- [17] DE STEFANO M, DE STEFANO L. Nanostructures in diatom frustules: Functional morphology of valvocopulae in cocconeidacean monoraphid taxa[J]. *Journal of nanoscience and nanotechnology*, 2005, 5(1): 15-24.
- [18] SUBHASH G, YAO S, BELLINGER B, et al. Investigation of mechanical properties of diatom frustules using nanoindentation[J]. *Journal of nanoscience and nanotechnology*, 2005, 5(1): 50-56.
- [19] LOSIC D, SHORT K, MITCHELL J G, et al. AFM nanoindentations of diatom biosilica surfaces[J]. *Langmuir: The ACS journal of surfaces and colloids*, 2007, 23(9): 5014-5021.
- [20] 马健荣, 刘明, 徐信, 等. 硅藻研究与应用展望[J]. *山东农业科学*, 2010, 42(8): 52-56.
MA Jian-rong, LIU Ming, XU Xin, et al. Prospect in research and application of diatoms[J]. *Shandong agricultural sciences*, 2010, 42(8): 52-56.
- [21] 李琛. 基于圆筛藻硅质壳三维结构的纳米材料制备与表征[D]. 青岛: 中国海洋大学, 2011.
LI Chen. Formation of 3D nanoporous structures templating from *coscinodiscus* sp. frustules[D]. Qingdao: Ocean University of China, 2011.
- [22] LU Jie, SUN Cheng, WANG Q J. Mechanical simulation of a diatom frustule structure[J]. *Journal of bionic engineering*, 2015, 12(1): 98-108.
- [23] MENG Fan-ming, LI Ting-ting. Study of tribological performances of compound dimples based on diatom shell structures[J]. *International journal of surface science and engineering*, 2015, 9(6): 538.
- [24] 李婷婷. 仿生硅藻结构的水润滑轴承摩擦学性能研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2015.
LI Ting-ting. Study on tribological performances of the bionic water-lubricated bearing based on diatom shell structure[D]. Chongqing: Chongqing University, 2015.
- [25] 高贵响. 硅藻典型壳壁结构的摩擦学特性及其在水润滑轴承上的应用[D]. 重庆: 重庆大学, 2014.
GAO Gui-xiang. Tribological performances of representative diatom shell structure and its application in water-lubricated bearing[D]. Chongqing: Chongqing University, 2014.
- [26] MENG F M, ZHANG L, LIU Y, et al. Effect of compound dimple on tribological performances of journal bearing[J]. *Tribology international*, 2015, 91: 99-110.
- [27] 张梦飞. 高速水润滑动压螺旋槽轴承减阻方法研究[D]. 南京: 东南大学, 2018.
ZHANG Meng-fei. Research on drag reduction method of high speed water-lubricated spiral groove bearing[D]. Nanjing: Southeast University, 2018.

(上接第 225 页)

- [20] 张猛, 沈辉, 孙明珠, 等. Al_2O_3 质量分数对 NiCr 涂层高温摩擦磨损性能的影响[J]. *特种铸造及有色合金*, 2020, 40(11): 1269-1273.
ZHANG Meng, SHEN Hui, SUN Ming-zhu, et al. Effects of Al_2O_3 mass fraction on high temperature friction and wear performance of NiCr coating[J]. *Special casting & nonferrous alloys*, 2020, 40(11): 1269-1273.
- [21] 赵亮. 不同氧化物掺杂体系下硅酸铝钠硬玉的高温高压合成与表征[D]. 长春: 吉林大学, 2020.
ZHAO Liang. HPHT synthesis and characterization of $\text{NaAlSi}_2\text{O}_6$ jadeite doped with different oxides[D]. Changchun: Jilin University, 2020.
- [22] 王静. 铁氧化物复合材料的制备及其修复多环芳烃污染土壤的研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2019.
WANG Jing. The synthesis of iron oxide composites and their application in the remediation of polycyclic aromatic hydrocarbon contaminated soil[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2019.
- [23] 高鹏. 氧化铝涂层残余应力拉曼光谱测量技术及其应用[D]. 天津: 天津职业技术师范大学, 2019.
GAO Peng. Raman spectroscopy of residual stress of alumina coating and its application[D]. Tianjin: Tianjin University of Technology and Education, 2019.
- [24] 高蔓莎. 中空过渡金属(Fe, Co, Ni)氢氧化物及氧化物的制备及其 SERS 性能[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2019.
GAO M S. Preparation of hollow transition metal(Fe, Co, Ni)hydroxides and oxides for SERS applications[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2019.
- [25] 袁蕙, 徐广通, 齐和日玛, 等. 激光拉曼光谱在加氢脱硫催化剂 Co-Mo/ Al_2O_3 中的应用研究[J]. *光谱学与光谱分析*, 2014, 34(2): 435-438.
YUAN Hui, XU Guang-tong, QIHERIMA, et al. Laser Raman spectra study on Co-Mo/ Al_2O_3 hydrodesulphurization catalysts[J]. *Spectroscopy and spectral analysis*, 2014, 34(2): 435-438.
- [26] 韩银龙, 孙文波, 田响宇, 等. 原位石墨烯包覆金属复合颗粒的制备与表征[J]. *化工新型材料*, 2019, 47(4): 84-88.
HAN Yin-long, SUN Wen-bo, TIAN Xiang-yu, et al. Preparation and characterization of in situ graphene coated metal particle[J]. *New chemical materials*, 2019, 47(4): 84-88.
- [27] 郝盈颖. 钼酸镍及其复合材料的制备与应用研究[D]. 济南: 齐鲁工业大学, 2019.
HAO Ying-ying. Preparation and application of nickel molybdate and its composites[D]. Jinan: Qilu University of Technology, 2019.