

沟槽形表面织构对柱塞密封副摩擦性能的影响

王国荣¹, 廖代胜¹, 钟林¹, 廖文玲², 李梦媛¹, 魏刚¹

(1.西南石油大学 a.机电工程学院 b.能源装备研究院, 成都 610500;
2.成都工业学院 机械工程学院, 成都 610500)

摘要: **目的** 提高压裂泵柱塞表面的摩擦学性能。**方法** 基于稳态二维不可压缩 Reynolds 方程, 建立沟槽形表面织构化柱塞动压润滑理论模型, 然后利用有限差分法和高斯-赛德尔迭代法求解柱塞表面的油膜压力分布和剪切应力, 进而获得油膜承载力和摩擦系数, 开展最小油膜厚度、织构的深度、横截面形状、面积占比以及分布角度对柱塞密封副油膜承载能力和摩擦系数影响规律的数值分析。**结果** 随矩形沟槽织构深度从 2 μm 增加到 40 μm , 织构的动压润滑性能先增大后减小, 当深度约为最小油膜厚度的 0.6 倍时达到最佳, 并且最小油膜厚度越大, 织构的动压效应越差。4 种横截面沟槽织构的动压润滑性能优劣顺序为: 矩形>内凸阶梯型>椭圆形>V 型。随织构宽度从 100 μm 增加到 480 μm , 油膜承载力先增加后减小, 宽度在 360 μm (72%面积占比) 时达到最大。在 6 种分布角度中, 60°矩形沟槽织构的润滑减磨性能最好。**结论** 在流体动压润滑范围内, 适当减小最小油膜厚度, 沟槽底部尽可能平整, 保持织构深度略小于最小油膜厚度, 并使垂直速度方向油膜收敛区域的织构长度较长, 便能获得润滑减磨性能较好的沟槽形表面织构。合理参数的沟槽形织构能够极大提高压裂泵柱塞表面的油膜承载力, 降低摩擦系数, 有利于延长柱塞密封副的使用寿命。

关键词: 压裂泵柱塞; 表面织构; 沟槽; 动压润滑; 织构参数; 油膜承载力; 摩擦系数

中图分类号: TH117.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3660(2019)12-0165-09

DOI: 10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2019.12.019

Effect of Groove-like Surface Texture on Friction Performance of Plunger Seal Pair

WANG Guo-rong¹, LIAO Dai-sheng¹, ZHONG Lin¹, LIAO Wen-ling², LI Meng-yuan¹, WEI Gang¹

(1.a.School of Mechanical Engineering, b.School of Energy Equipment, Southwest Petroleum University, Chengdu 610500, China; 2.School of Mechanical Engineering, Chengdu Technological University, Chengdu 610500, China)

ABSTRACT: The work aims to improve the tribological properties on the surface of fracturing pump plunger. Based on the steady-state two-dimensional incompressible Reynolds equation, the theoretical model of grooved surface textured plunger dynamic pressure lubrication was established. Then, the finite difference method and Gauss-Seidel iteration method were used to solve the oil film pressure distribution and shear stress on the plunger surface. Furthermore, the oil film bearing capacity and friction coefficient were obtained, and the numerical analysis of the influence of the minimum oil film thickness, the depth, the

收稿日期: 2019-04-14; 修订日期: 2019-10-27

Received: 2019-04-14; Revised: 2019-10-27

基金项目: 国家自然科学基金 (51775463)

Fund: The National Natural Science Foundation of China (51775463)

作者简介: 王国荣 (1977—), 男, 博士, 教授, 主要研究方向为钻头及井下工具、摩擦学理论及应用以及天然气水合物开采工艺技术。邮箱: 200331010023@swpu.edu.cn

Biography: WANG Guo-rong (1977—), Male, Ph. D., Professor, Research focus: drill bit and downhole tools, tribology theory and application, and gas hydrate mining technology. E-mail: 200331010023@swpu.edu.cn

cross-sectional shape, the area ratio and the distribution angle of the texture on the bearing capacity and friction coefficient of the plunger seal surface was carried out. As a result, with the texture depth of the rectangular groove increasing from 2 to 40 μm , the dynamic lubrication performance of the texture first increased and then decreased. When the texture depth was about 0.6 times the minimum oil film thickness, the dynamic lubrication performance of the texture reached the maximum and the larger the minimum oil film thickness, the worse the dynamic pressure effect of the texture. The order of dynamic pressure lubrication performance of four cross-section groove textures was: rectangular>convex stepped type>ellipse>V type. With the texture width increasing from 100 to 480 μm , the oil film bearing capacity increased first and then decreased. When the width was 360 μm (72% area ratio), the oil film bearing capacity reached the optimum. In the groove texture of the six distribution angles, the 60° rectangular groove texture exhibited the best lubrication and wear reduction performance. In the hydrodynamic lubrication range, the minimum oil film thickness should be appropriately reduced, the bottom of the groove texture should be as flat as possible, the texture depth should be slightly smaller than the minimum oil film thickness, and the texture length of the oil film convergence region in the vertical direction should be longer, so that the groove-shaped surface texture with better lubrication and wear reduction performance can be obtained. The groove-like texture with reasonable parameters can greatly improve the bearing capacity of the oil film on the surface of the fracturing pump plunger and reduce the coefficient of friction, thus prolonging the service life of the plunger seal pair.

KEY WORDS: fracturing pump plunger; surface texture; groove; dynamic pressure lubrication; texture parameters; oil film bearing capacity; coefficient of friction

近年来,随着国民经济的快速增长,石油和天然气需求量逐年提高,为保证油气资源供给,降低能源对外依存度,我国油气勘探开发力度不断加大,这对油气开采装备提出了更高的要求和挑战。压裂泵作为提高油气采收率和油气产量的重要装备,长期工作于愈发恶劣和复杂的油气钻采环境中,部分组件的寿命已不能满足要求,其中,位于液力端的柱塞-橡胶密封副是最易发生失效的组件之一,主要失效形式为腐蚀条件下的磨粒磨损^[1]。柱塞密封副的提前失效不仅会影响其他部件,更会导致压裂泵整机作业失败,给油气钻采事业带来巨大的经济损失。因此,采取新的技术、方法来提高其摩擦学性能具有重要的意义。

表面织构已被证实是改善物体表面润滑和摩擦性能的有效手段,并且在滑动轴承、活塞环、机械密封等领域都发挥了良好的作用^[2],而表面织构的润滑减摩性能又与织构的类型^[3]、横截面形状^[4]、分布角度^[5]、尺寸参数^[6-7]等紧密相关。Zhang等^[3]基于二维瞬态 Reynolds 方程建立圆形、正方形、长方形以及三角形织构化表面的润滑理论模型,研究不同形状织构对超高分子聚乙烯关节润滑减摩性能的影响。Lu等^[4]通过往复式圆柱-平面线接触摩擦磨损试验,系统分析了三角形织构的尺寸、面积占比、排布方式等对纯滑动织构化表面摩擦磨损的影响。Chang等^[5]在超高分子聚乙烯表面设计了三种分布方式的新型科赫雪花织构,并以此进行水润滑条件下的环-环摩擦磨损试验,探索织构化水润滑轴承表面的磨损机制和减摩机理。Gu等^[6]和 Pei等^[7]分别研究了不同形状、分布方式的表面织构对活塞环-衬套和浮环轴承摩擦性能的影响规律,结果都表明,织构的形状、尺寸参数不同,其润滑减摩性能也不同,存在最优的织构参数

组合,能较好地提高摩擦表面的润滑和耐磨性能。基于此,笔者所在的研究团队尝试将圆形、椭圆形、正方形、长方形以及三角形表面织构按照不同的尺度和排布方式设计于压裂泵柱塞表面,并通过理论和实验研究^[8-10]发现,存在较优的表面织构,能够有效降低压裂泵柱塞-橡胶密封副的摩擦系数,磨损量达 50%以上。可见,利用表面织构技术来提高柱塞密封副的摩擦学性能是一种可行之法。表面织构图案的研究主要包括凹坑和沟槽两大类^[11],但目前,对于沟槽形织构化柱塞,还未有相关研究涉及,而在其他领域的摩擦学研究中,沟槽形织构已被证实拥有较好的流体动压效应和捕获磨屑等作用^[12-14],将其引入压裂泵柱塞表面有利于丰富压裂泵工况下柱塞表面的织构设计理论,为进一步提高其摩擦学性能奠定基础。

综上,本文基于流体润滑理论,建立沟槽形表面织构化柱塞密封副润滑理论模型,并通过数值模拟分析压裂泵工况下,不同横截面形状、面积占比、分布角度的沟槽形织构在不同最小油膜厚度和织构深度下的润滑减摩性能,以期对沟槽形织构化柱塞的设计和优选提供指导,进而丰富和完善压裂泵柱塞表面的织构设计理论。

1 理论模型

1.1 几何模型

以 3000 型压裂泵柱塞-橡胶密封副为研究对象,如图 1 所示,柱塞工作参数参照文献^[15]。其中,柱塞直径为 114.3 mm,冲程为 203 mm,冲次为 5.5 次/s,往复运动速度取平均速度 $U=2.24\text{ m/s}$, L-CKD150 润滑油黏度 $\eta=0.134\ 57\text{ Pa}\cdot\text{s}$ 。在柱塞与橡胶往复摩擦运

动的两个极限位置范围内设计沟槽形的表面微结构阵列，沟槽垂直于柱塞轴线方向，如图 1b 所示。为方便研究，将织构化柱塞圆柱表面以平面展开，并划分 $L \times W$ 的周期排布单元区域(文中为 $500 \mu\text{m} \times 500 \mu\text{m}$)，如图 1c 所示，以此作为计算单元，设计每条沟槽位

于单元区域中心，沟槽结构宽度为 W_0 ，深度为 h_p ，柱塞与密封橡胶间的最小油膜厚度即摩擦副间隙为 h_0 ，织构面积比定义为沟槽形织构所占表面面积与整个表面面积的比值，为 $S_p=W_0/W$ 。除特别说明，织构方向都默认为 y 方向，速度方向为 x 方向。

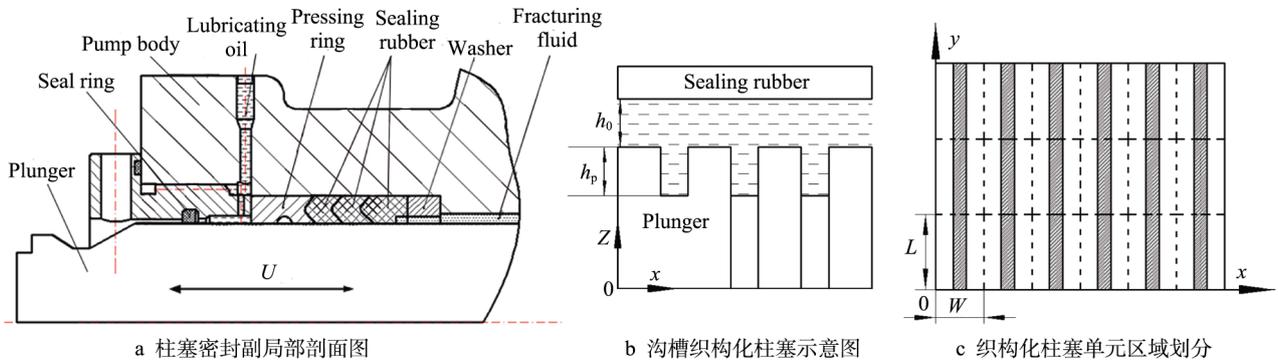


图 1 柱塞密封副及沟槽形织构示意图

Fig.1 Schematic diagram of plunger seal pair and groove texture: a) partial sectional view of the plunger seal pair; b) view of groove textured plunger seal; c) surface area division of the textured plunger

1.2 数学模型

当摩擦表面的膜厚比 $h_0/\sigma \geq 3$ (σ 为表面粗糙度综合标准偏差) 时，织构化表面可认为是处于全油润滑状态。基于杨昌海^[15]研究得出的柱塞和密封橡胶表面粗糙度进行计算，当最小油膜厚度 h_0 超过 $2.12 \mu\text{m}$ 时，柱塞密封副处于全油润滑状态，在此条件下，基于流体润滑理论，采用只考虑流体动压效应的稳态二维不可压缩 Reynolds 方程，其一般形式为^[16]：

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U\eta \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

式中： x 、 y 为柱塞表面的坐标系， h 为润滑油膜厚度， p 为织构化柱塞表面的压力， U 为两摩擦表面的相对运动速度， η 为润滑介质黏度。

压裂泵柱塞密封使用的密封件材料为丁腈橡胶。根据徐起升等^[17]的研究，在不同温度和拉伸率下，丁腈橡胶的弹性模量均在 $4 \times 10^6 \text{ Pa}$ 以上，而 Shinkarenko 等^[18]的研究表明，对于弹性体与刚性体的接触问题，当弹性体弹性模量大于 $6 \times 10^5 \text{ Pa}$ 时，可忽略弹性体弹性变形对油膜厚度的影响。因此，织构化柱塞表面润滑油膜厚度可表示为：

$$h = \begin{cases} h_0 + h_p & \text{织构区域} \\ h_0 & \text{非织构区域} \end{cases} \quad (2)$$

式中： h_0 为最小油膜厚度， h_p 为表面织构深度。

模型求解：首先，将方程 (1) 无量纲化为式 (3)。然后，将计算区域网格化，并利用五点差分法将式 (3) 离散，再用高斯-赛德尔迭代法结合油膜厚度方程 (2) 和边界条件 (4)、(5) 求解出织构化表面的油膜压力 P ，油膜压力收敛判据为式 (6)。最后，分别对计算区域的压力和剪切力进行积分，即可求得织构化表面

的承载力 (式 (7)) 和摩擦力 (式 (8))。

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial Y} \right) = A \frac{\partial H}{\partial X} \quad (3)$$

式中，无量纲参数 $X=x/L$ ， $Y=y/W$ ， $P=p/p_0$ ， $H=h/h_0$ ，

$$A = \frac{6U\eta L}{h_0^2 p_0}$$

p_0 为环境压力。

$$P|_{y=0} = P|_{y=W}; \quad \frac{\partial P}{\partial Y} \Big|_{y=0} = \frac{\partial P}{\partial Y} \Big|_{y=W} = 0 \quad (4)$$

环境边界条件：

$$P|_{x=0} = P|_{x=L} = p_0 \quad (5)$$

在油膜压力的迭代求解中，限定相邻两次迭代求解的相对误差，以此保证计算结果的正确性，收敛判据如下：

$$\frac{\sum \|P_{i,j}^{k+1} - P_{i,j}^k\|}{\sum \|P_{i,j}^k\|} \leq \varepsilon \quad (6)$$

式中： $P_{i,j}^k$ ， $P_{i,j}^{k+1}$ 为计算区域两个相邻网格节点的的压力值，本文 $\varepsilon=10^{-5}$ 。

利用压力分布计算区域积分，即为油膜承载力：

$$F = \int_0^W \int_0^L p dx dy \quad (7)$$

利用剪切应力计算区域积分，即为摩擦力：

$$f = \int_0^W \int_0^L \left(\frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} - \eta \frac{U}{h} \right) dx dy \quad (8)$$

织构化表面的摩擦系数为摩擦力和承载力的比值，即：

$$\mu = f / F \quad (9)$$

1.3 网格无关性与程序验证

为保证程序的可靠性和正确性，现与文献[19]和

[20]取相同的织构参数和操作参数进行计算验证,即:计算单元区域为 $L=0.5\text{ mm}$ 的正方形,圆柱形织构半径 $r=0.1\text{ mm}$,织构深度 $h_p=10\text{ }\mu\text{m}$,摩擦副间隙 $h_0=5\text{ }\mu\text{m}$,润滑介质黏度 $\eta=0.09845\text{ Pa}\cdot\text{s}$,摩擦副相对运动速度 $U=0.625\text{ m/s}$ (x 轴正方向),油膜空化压力 $P_1=20\text{ }000\text{ Pa}$ 。网格无关性验证如图2a,可见,当计算单元区域的网格节点数量达到 260×260 左右时,即

可获得较为精确的计算结果。因此,本文取单元区域网格数为 256×256 ,圆柱形织构油膜及其压力分布如图2b和2c所示。文献[19]和[20]均是采用有限差分法离散雷诺方程,然后通过超松弛迭代求解油膜压力,进而求得油膜承载力和摩擦系数等,与本文的计算结果对比(如表1所示)可以看出,其相对误差较小。因此,本程序具有一定的可靠性。

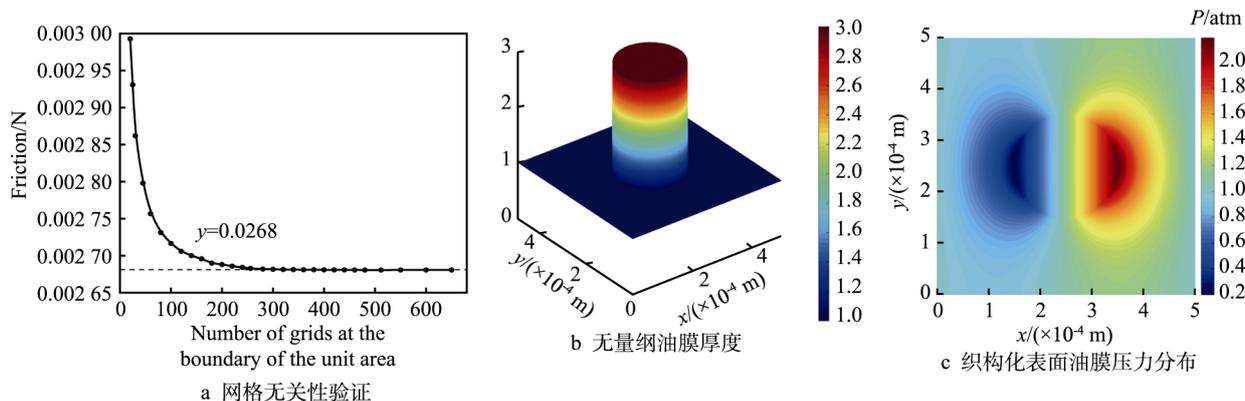


图2 网格无关性验证和圆柱形织构化表面油膜及其压力分布示意图

Fig.2 Schematic diagram of GRID-independent authentication and cylindrical textured surface oil film and its pressure distribution: a) GRID-independent authentication; b) dimensional oil film thickness; c) oil film pressure distribution on textured surface

表1 承载力、摩擦力和摩擦系数对比
Tab.1 Comparison of oil film bearing capacity, friction and coefficient of friction

	Bearing capacity/N	Friction/N	COF
Result of this paper	0.0275	0.002 68	0.0975
Result of [19]	0.0277	0.002 79	0.1011
Result of [20]	0.0286	0.002 80	0.0979
Relative error/%	2.17	4.29	6.43

2 结果与讨论

2.1 最小油膜厚度对织构摩擦性能的影响

实际工况下,压裂泵柱塞-橡胶密封副的间隙值(即最小油膜厚度 h_0)受装配过盈量、高压润滑油挤压、橡胶变形等因素的综合影响,难以通过理论进行准确计算。因此,为选出在不同 h_0 下均拥有良好动压润滑性能的沟槽形织构参数,同时,为保证柱塞密封副处于全油润滑状态,选取 $5、6、8、10\text{ }\mu\text{m}$ 这4种最小油膜厚度进行分析,开展不同最小油膜厚度、织构深度下,沟槽形织构流体动压性能大小规律的研究。图3所示为最小油膜厚度 $h_0=5\text{ }\mu\text{m}$ 、织构深度 $h_p=5\text{ }\mu\text{m}$ 、织构宽度 $W_0=100\text{ }\mu\text{m}$ 情况下,矩形沟槽织构的油膜厚度和油膜压力分布示意图,可以看出,在油膜收敛区域产生流体动压效应,并且油膜压力出现波峰。

图4所示为最小油膜厚度和织构深度对油膜承

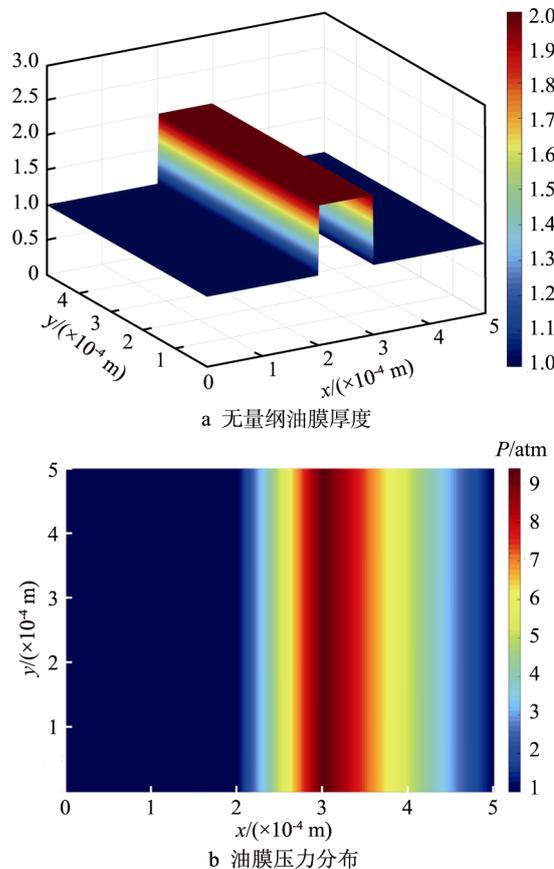


图3 矩形沟槽织构表面油膜及其压力分布示意图
Fig.3 Schematic diagram of the oil film and its pressure distribution on the textured surface of a rectangular groove: a) dimensional oil film thickness; b) oil film pressure distribution

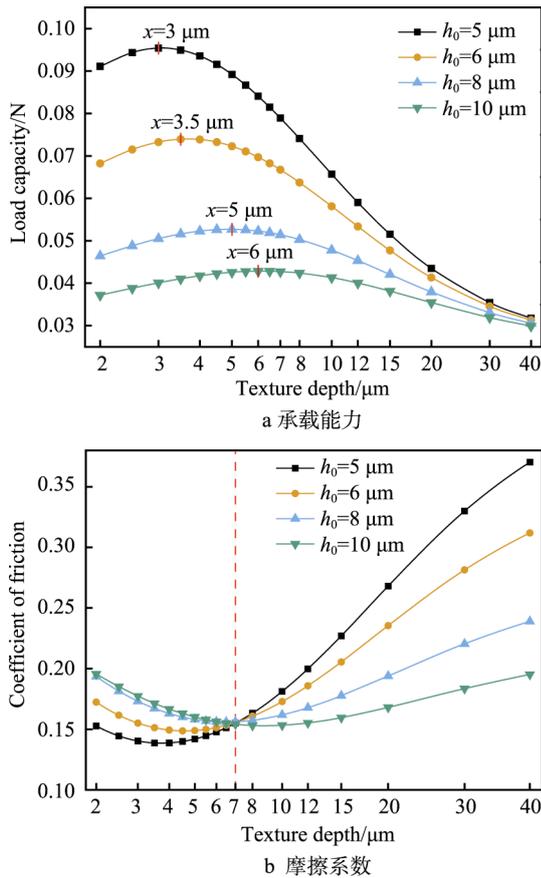


图 4 动压润滑性能随织构深度和最小油膜厚度的变化
Fig.4 Change of dynamic pressure lubrication performance along with texture depth and minimum oil film thickness: a) load capacity; b) coefficient of friction

载能力和摩擦系数的影响规律。其中，矩形沟槽织构宽度 $W_0 = 100 \mu\text{m}$ (面积占比 20%)。如图 4a 所示，最小油膜厚度越大，油膜的承载能力越差，各个最小油膜厚度下，在织构深度从 $2 \mu\text{m}$ 增加至 $40 \mu\text{m}$ 的过程中，油膜承载能力先增大后减小，当织构深度超过 $30 \mu\text{m}$ 时，油膜承载力基本趋于一致。对峰值进行分析可以发现，当织构深度约为最小油膜厚度 h_0 的 0.6 倍时，油膜承载力最大。如图 4b 所示，在织构深度从 $2 \mu\text{m}$ 增加至 $40 \mu\text{m}$ 过程中，摩擦系数先减小后增加，当织构深度略小于最小油膜厚度时，摩擦系数出现最优值。同时，在本次研究范围内，大约以 $7 \mu\text{m}$ 织构深度为转折点，当织构深度小于 $7 \mu\text{m}$ 时，最小油膜厚度越小，织构化表面的摩擦系数越小；而当织构深度大于 $7 \mu\text{m}$ 时，最小油膜厚度越大，织构化表面的摩擦系数越小。究其原因，当最小油膜厚度 h_0 即摩擦副间隙值增大时，同一织构深度 h_p 造成的油膜厚度变化梯度 h_p/h_0 减小，流体动压效应减弱，油膜承载能力降低，而当织构深度较大时，油膜变化梯度都较大，由摩擦副间隙不同造成的微弱差距可以忽略，油膜承载能力基本相同，此时增加摩擦副间隙 h_0 ，根据公式 (8)，则表面剪切力减小，进而摩擦降低，摩擦系数减小。

2.2 沟槽形织构横截面形状对其摩擦性能的影响

图 5 所示为 4 种横截面形状沟槽织构的无量纲油膜厚度示意图

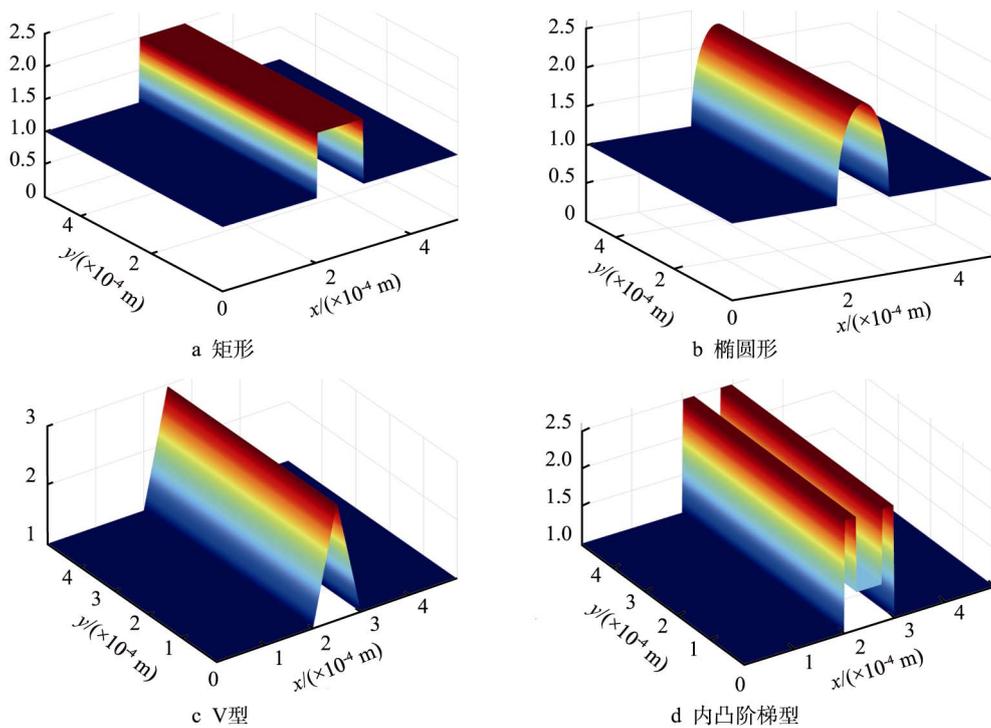


图 5 不同横截面形状沟槽形织构无量纲油膜厚度示意图
Fig.5 Schematic diagram of the dimensionless oil film thickness of grooved texture with different cross-section shapes: a) rectangle; b) ellipse; c) V-shaped; d) shape of convex step

膜厚度示意图, 为避免织构深度的影响, 设计的 4 种横截面形状沟槽织构的平均深度一致, 同时, 为便于区分, 选择流体动压效应较强的织构深度范围 (3~7 μm) 进行分析。

图 6 所示为沟槽织构横截面形状和深度对油膜承载力和摩擦系数的影响规律, 其中, 最小油膜厚度 $h_0=5 \mu\text{m}$, 织构宽度 $W_0=100 \mu\text{m}$, 织构平均深度均为 $h_p=5 \mu\text{m}$ 。可以看出, 随着织构平均深度的增加, 基本表现为各个横截面形状沟槽织构所产生的流体动压效应都逐渐降低, 摩擦系数逐渐增大。综合油膜承载力和摩擦系数来看, 矩形沟槽动压润滑性能最优, 内凸阶梯形和椭圆形基本无差别, V 形沟槽在各个织构深度下都表现最差。分析原因, 4 种横截面形状织构平均深度虽然相同, 但深度的波动起伏即方差有所差异, 其中矩形沟槽织构深度恒定, 方差为 0, 而内凸阶梯型沟槽内部为 3 段平面, 椭圆沟槽底部较为圆滑, 其织构深度方差虽比矩形沟槽大, 但也比 V 型沟槽小, V 型沟槽织构的深度方差是 4 者中最大的, 因而其流体动压效应也最差, 这与文献[21]中所得织构横截面形状对其动压润滑性能的影响规律一致。但

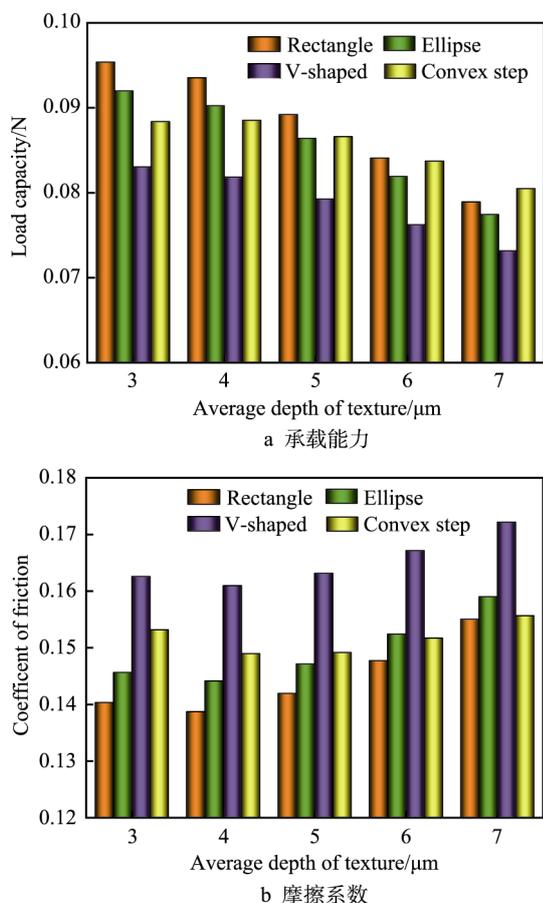


图 6 动压润滑性能随织构横截面形状的变化
Fig.6 Change of dynamic pressure lubrication performance along with cross-sectional shape of the texture: a) load capacity; b) coefficient of friction

是总体来看, 在平均深度保持一致时, 各个横截面形状织构的流体动压效应差距并不大, 油膜承载力和摩擦系数的差距都基本在 0.02 对应单位范围内, 结合图 4 进行对比分析得出, 织构的深度对织构动压润滑性能的影响要比织构的横截面形状更显著。

2.3 沟槽形织构面积占比对其摩擦性能的影响

沟槽织构宽度的改变实则是织构面积占比的改变, 当单元区域的织构宽度过大时, 可能会影响相邻的单元区域, 因此本节选取 x 方向上 5 个阵列单元区域为一个整体进行计算分析。图 7 所示为 5 μm 深度、100 μm 宽度的矩形沟槽织构, 在 5 μm 最小油膜厚度下的无量纲油膜厚度和油膜压力分布示意图。可以看出油膜压力基本是呈周期性分布。

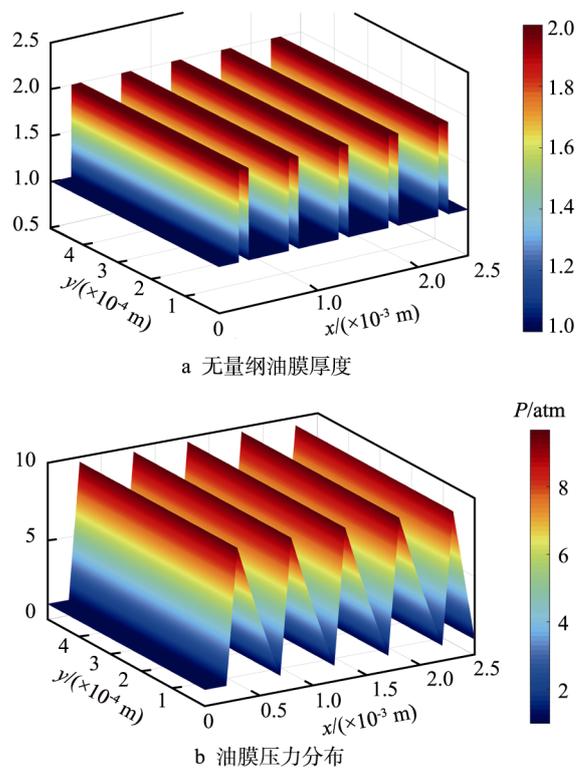


图 7 矩形沟槽织构无量纲油膜厚度及其压力分布三维示意图

Fig.7 3D schematic diagram of the dimensionless oil film thickness and pressure distribution of rectangular groove texture: a) dimensional oil film thickness; b) oil film pressure distribution

图 8 所示为不同矩形沟槽织构宽度 (面积占比) 对油膜承载力和摩擦系数的影响规律, 其中织构深度 $h_p=5 \mu\text{m}$, 最小油膜厚度 $h_0=5 \mu\text{m}$ 。可以看出, 随着织构宽度从 100 μm 增加至 480 μm , 油膜承载力先增大后减小, 摩擦系数则先减小后增大, 在 360 μm 织构宽度也就是 72% 面积占比左右, 织构的动压润滑性

能达到最优；继续增加沟槽结构宽度，则承载能力急剧下降，摩擦系数迅速上升。分析原因，当织构宽度增大时，其产生流体动压效应的区域也相应增大，从而提高织构化表面的整体承载能力，减小摩擦系数，而当织构宽度不断变大，凹形沟槽织构则可以看作是

凸形的条形织构。图 9 所示为 100 μm 和 400 μm 宽度的沟槽横截面示意图，可以直观地看出，当沟槽宽度过宽时，较宽的沟槽转变为较窄的凸峰，实现了凹形织构到凸形织构的转变，进而导致油膜承载力降低，摩擦系数增大。

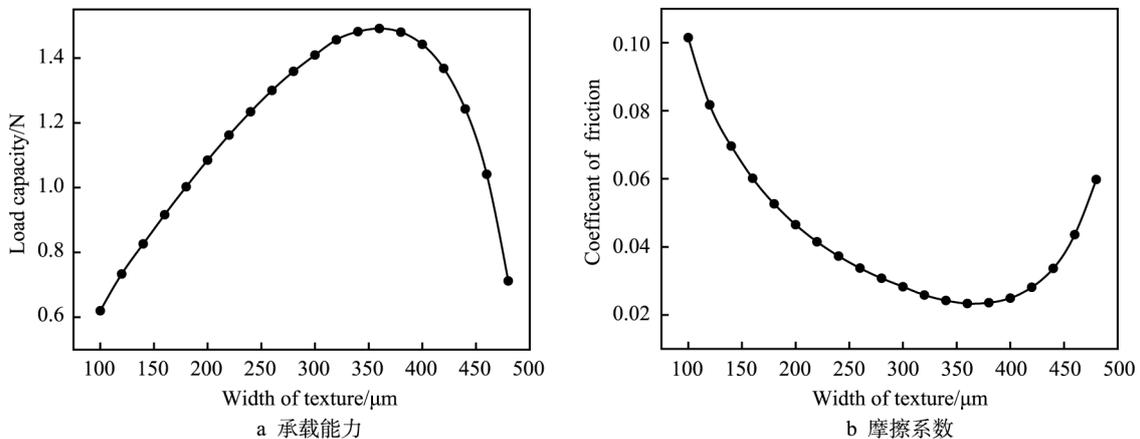


图 8 动压润滑性能随织构宽度的变化
Fig.8 Change of dynamic pressure lubrication performance along with width of the texture:
a) load capacity; b) coefficient of friction

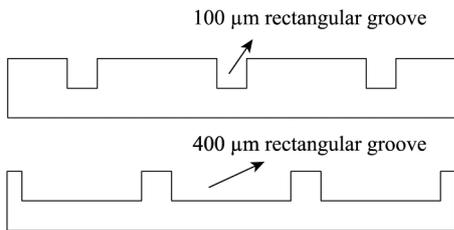


图 9 不同宽度矩形沟槽织构横截面示意图
Fig.9 Schematic diagram for cross-section of a rectangular groove with different widths

2.4 沟槽形织构分布角度对摩擦性能的影响

矩形沟槽织构具有对称性,因此仅选取 90°、75°、60°、45°、30°、15°这 6 种分布角度进行研究,面积占比均为 20%,沟槽织构角度定义为沟槽方向与 X 方向的锐夹角。图 10 所示为 4 μm 织构深度下,各个分布角度的矩形沟槽织构及其表面的油膜压力分布示意图。从云图数值可以看出,45°、30°、15°分布织构的油膜压力明显要小得多,从峰值来看,75°和 60°分布的织构在油膜厚度收敛区的尖角处能够产生比 90°沟槽更高的局部油膜压力,说明会聚的尖角收敛楔有助于产生更高的局部油膜压力。而当织构分布角度为 0°时,沿速度方向,油膜厚度没有变化,不存在油膜厚度的收敛楔和发散楔。因而,该种分布角度的沟槽织构无法产生流体动压效应,故不讨论。

图 11 所示为矩形沟槽织构深度和分布角度对油膜承载力和摩擦系数的影响规律,其中,最小油膜厚度 $h_0=5 \mu\text{m}$ 。可以看出,在织构深度从 2 μm 增大至 40 μm 过程中,油膜承载力先增加后减小,摩擦系数先减小后增加,与前面所得结论一致。当织构深度小于 5 μm 时,90°和 75°分布的沟槽织构具有更大的油膜承载力和更低的摩擦系数;当织构深度大于 5 μm 时,60°分布的矩形沟槽织构则表现出更优异的动压润滑性能,其油膜承载能力和摩擦系数都是最佳的。在各个深度下,无论是油膜承载力,还是摩擦系数,15°分布的矩形沟槽织构都是最差的,30°其次,45°再次之。分析原因在于,15°和 30°分布的矩形沟槽织构,在垂直于速度方向(文中为 y 方向)的润滑油膜收敛区域织构的长度较短,而 90°、75°、60°分布的沟槽织构都横贯整个 y 方向单元区域,因而产生的流体动压效应更差。此外,60°和 75°分布的矩形沟槽织构在油膜收敛区有一个会聚的尖角,能产生更高的局部流体动压力,进而提高表面油膜的整体承载力。在织构深度大于 5 μm 时,会聚尖角产生的局部油膜压力显著,使得 60°和 75°分布矩形沟槽织构的动压润滑性能都比 90°要好。当织构深度超过 6 μm 时,60°分布的矩形沟槽织构拥有最好的动压润滑性能。文献[22]利用有限差分法求解平均雷诺方程发现,活塞环-缸套表面 60 μm 宽、4.8 μm 深、25%面积占比的矩形截面沟槽织构的最优分布角度为 60°,与本文结论基本一致。

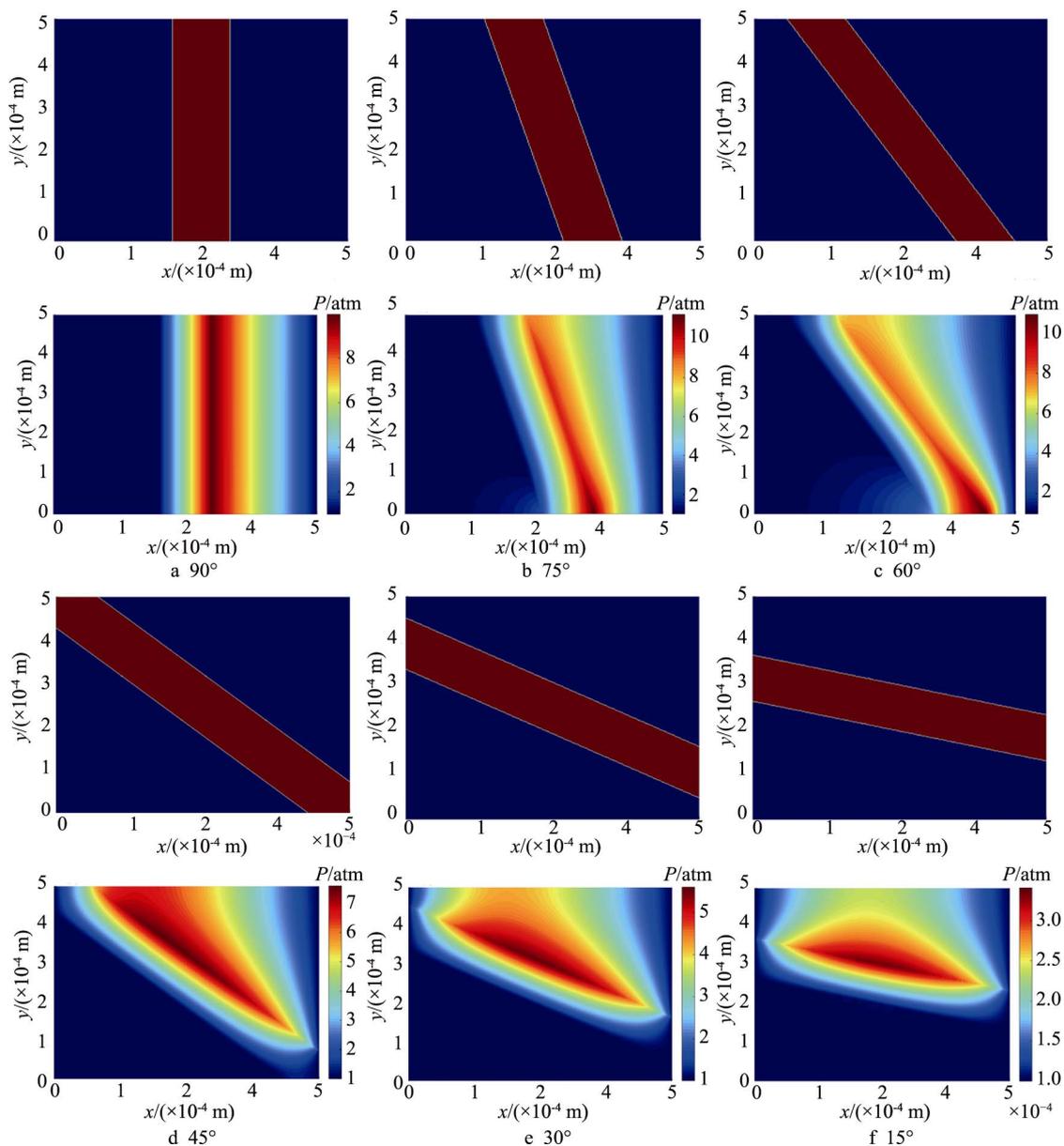


图 10 不同角度矩形沟槽结构及其油膜压力分布示意图

Fig.10 Schematic diagram of rectangular groove texture with different angles and its oil film pressure distribution

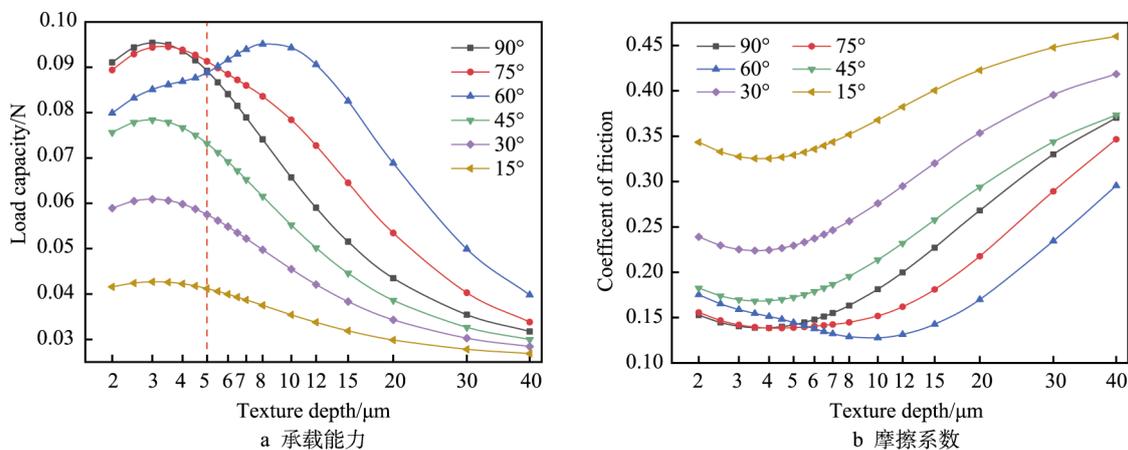


图 11 动压润滑性能随结构分布角度的变化

Fig.11 Change of dynamic pressure lubrication performance along with distribution angle of the texture: a) load capacity; b) coefficient of friction

3 结论

1) 在流体动压润滑状态下, 摩擦副间隙的增大会减小油膜厚度的变化梯度, 进而削减沟槽形表面织构的流体动压效应, 当 90° 矩形截面沟槽织构深度约为摩擦副间隙的 0.6 倍时, 其动压润滑性能达到最佳。而沟槽织构的横截面形状则是通过改变织构深度的平均值以及波动幅度来改变其动压效应, 织构深度波动幅度越小, 即沟槽底部越平整, 流体动压效应就越好。此外, 织构深度对动压效应的影响比横截面形状更为显著。

2) 沟槽形织构宽度的增加, 即织构面积占比的增加, 会使得流体动压区域扩大, 进而提高油膜承载力, 织构过宽则造成从凹到凸的一个转变, 反而使得动压效应减弱。当最小油膜厚度 h_0 和织构深度 h_p 均为 $5\ \mu\text{m}$ 时, 最优的沟槽织构宽度 W_0 在 $360\ \mu\text{m}$ 左右, 对应的面积占比为 72%。

3) 在油膜收敛区域, 垂直于运动方向的织构长度越长以及会聚的尖角收敛楔, 都有助于产生更高的流体动压力, 在最小油膜厚度 h_0 为 $5\ \mu\text{m}$ 、织构宽度 W_0 为 $100\ \mu\text{m}$ 情况下, 综合各织构深度来看, 75° 和 60° 分布的矩形沟槽织构具有较好的动压润滑作用。

参考文献:

- [1] 张仲亮, 朱维兵. OPI-1800AWS 柱塞泵柱塞失效分析[J]. 西华大学学报: 自然科学版, 2005, 24(5): 26-28. ZHANG Zhong-liang, ZHU Wei-bing. Failure analysis of the plunger of plunger pump OPI-1800AWS[J]. Journal of Xihua University (Natural science), 2005, 24(5): 26-28.
- [2] 王国荣, 廖代胜, 江士凯, 等. 仿生表面织构研究进展及其在油气装备领域的应用前景[J]. 表面技术, 2018, 47(8): 14-22. WANG Guo-rong, LIAO Dai-sheng, JIANG Shi-kai, et al. Research progress of bionic surface texture and its application prospect in oil and gas equipment field[J]. Surface technology, 2018, 47(8): 14-22.
- [3] ZHANG Y L, ZHANG X G, MATSOUKAS G. Numerical study of surface texturing for improving tribological properties of ultra-high molecular weight polyethylene[J]. Biosurface and biotribology, 2015, 1(4): 270-277.
- [4] LU P, WOOD R J K, GEE M G, et al. A novel surface texture shape for directional friction control[J]. Tribology letters, 2018, 66(1): 51.
- [5] CHANG T, GUO Z, YUAN C. Study on influence of koch snowflake surface texture on tribological performance for marine water-lubricated bearings[J]. Tribology international, 2019, 129: 29-37.
- [6] GU C, MENG X, XIE Y, et al. Effects of surface texturing on ring/liner friction under starved lubrication[J]. Tribology international, 2016, 94: 591-605.
- [7] PEI S, XU H, YUN M, et al. Effects of surface texture on the lubrication performance of the floating ring bearing[J]. Tribology international, 2016, 102: 143-153.
- [8] 何霞, 钟林, 王国荣, 等. 结构化柱塞对压裂泵密封副的摩擦学性能影响[J]. 摩擦学学报, 2014, 34(4): 364-370. HE Xia, ZHONG Lin, WANG Guo-rong, et al. Tribological properties of fracturing seal with textured plunger[J]. Tribology, 2014, 34(4): 364-370.
- [9] HE X, LIAO W, WANG G, et al. Evaluation of hydrodynamic lubrication performance of textured surface from the perspective of skewness and kurtosis[J]. Industrial lubrication and tribology, 2018, 70(5): 829-837.
- [10] 何霞, 廖文玲, 王国荣, 等. 织构边缘凸起对压裂泵柱塞密封副摩擦性能的影响[J]. 润滑与密封, 2016, 41(7): 96-101. HE Xia, LIAO Wen-ling, WANG Guo-rong, et al. Influence of edges bulge of texture on tribological performances of plunger-seal pair in fracturing pump[J]. Lubrication engineering, 2016, 41(7): 96-101.
- [11] 谭娜, 邢志国, 王海斗, 等. 基于仿生原理的几何构型及其功能性的研究进展[J]. 材料工程, 2018, 46(1): 133-140. TAN Na, XING Zhi-guo, WANG Hai-dou, et al. Research progress on geometric texturing and function based on bionic theory[J]. Journal of materials engineering, 2018, 46(1): 133-140.
- [12] PANG M, NIE Y, MA L. Effect of symmetrical conical micro-grooved texture on tool-chip friction property of WC-TiC/Co cemented carbide tools[J]. The international journal of advanced manufacturing technology, 2018, 99(1/4): 737-746.
- [13] XING Y, DENG J, WANG X, et al. Effect of laser surface textures combined with multi-solid lubricant coatings on the tribological properties of $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{TiC}$ ceramic[J]. Wear, 2015, 342: 1-12.
- [14] SONG H, JI L, LI H, et al. Superlow friction behavior of surface-textured a-C:H film in water environments[J]. Tribology transactions, 2015, 58(5): 867-874.
- [15] 杨昌海. 压裂泵结构化柱塞密封副的摩擦学性能研究[D]. 成都: 西南石油大学, 2015. YANG Chang-hai. Study on tribological properties of surface texture plunger seal pair of fracturing pump[D]. Chengdu: Southwest Petroleum University, 2015.
- [16] 温诗铸, 黄平. 摩擦学原理[M]. 第 4 版. 北京: 清华大学出版社, 2012. WEN Shi-zhu, HUANG Ping. Tribology principle[M]. 4th edition. Beijing: Tsinghua University Press, 2012.
- [17] 徐起升, 黄乐, 向宇, 等. 不同温度下橡胶油封单位径向力的测试与计算[J]. 橡胶科技, 2018, 16(10): 48-51. XU Qi-sheng, HUANG Le, XIANG Yu, et al. Test and calculation of unit radial force of oil seal at different temperatures[J]. China rubber science and technology market, 2018, 16(10): 48-51.
- [18] SHINKARENKO A, KLIGERMAN Y, ETSION I. The effect of elastomer surface texturing in soft elasto-hydrodynamic lubrication[J]. Tribology letters, 2009, 36(2): 95-103.
- [19] 马晨波. 结构化表面的润滑计算模型及减摩特性研究[D]. 徐州: 中国矿业大学, 2010. MA Chen-bo. Study on the lubrication computational model and antifriction performance of textured surfaces[D]. Xuzhou: China University of Mining and Technology, 2010.
- [20] 鲍雨梅, 王成武, 金志伟, 等. 激光表面结构化生物陶瓷涂层及其摩擦磨损性能[J]. 中国激光, 2019, 46(2): 77-85. BAO Yu-mei, WANG Cheng-wu, JIN Zhi-wei, et al. Textured surface on bioceramic coating by femtosecond laser and its friction and wear property[J]. Chinese Journal of Lasers, 2019, 46(2): 77-85.
- [21] HE X, LIAO W, WANG G, et al. Impact evaluation approach of a texture cross section shape on hydrodynamic lubrication performance[C]// International Conference on Mechanical Design. Singapore: Springer, 2017: 1593-1611.
- [22] 尹必峰, 钱晏强, 李晓东, 等. 柴油机缸套表面微沟槽织构润滑性能仿真分析[J]. 中国机械工程, 2013, 24(5): 644-650. YIN Bi-feng, QIAN Yan-qiang, LI Xiao-dong, et al. Simulation and analysis on lubrication performance of surface Micro-groove texturing on cylinder liner in diesel engine[J]. China mechanical engineering, 2013, 24(5): 644-650.