

交叉沟槽织构化粗糙表面流体润滑数值分析

纪敬虎, 董保栋, 陈天阳, 田朋霖, 符永宏

(江苏大学, 江苏 镇江 212013)

摘 要: **目的** 探究粗糙度对交叉沟槽织构化表面流体动力润滑性能的影响。**方法** 基于质量守恒空化边界条件和平均流量模型的 Reynolds 方程, 建立计入表面粗糙度效应的交叉沟槽织构化表面流体动力润滑理论模型, 采用多重网格法进行数值求解, 获得润滑油膜的的压力分布和承载能力, 分析粗糙度对交叉沟槽织构化表面流体润滑性能的影响规律。**结果** 油膜承载能力随着沟槽宽度的增大而增大, 表面粗糙度对油膜承载能力的影响随着沟槽宽度的增大而增大。存在最佳的沟槽深度和间距使得交叉沟槽所产生的流体动力润滑效应达到最强, 表面粗糙度对油膜承载能力的影响在最佳沟槽深度附近最大, 粗糙度对油膜承载能力的影响随着沟槽间距的增加而增大。油膜承载能力随着交叉角度的增大呈现先增大后减小的趋势, 粗糙度对油膜承载能力的影响随着交叉角度的增加而增大。交叉沟槽的重叠系数对油膜平均压力几乎没有任何影响, 粗糙度对油膜承载能力也几乎不受重叠系数的影响。**结论** 在利用数值分析方法研究交叉沟槽织构流体动力润滑性能时, 不能忽略粗糙度的影响, 表面粗糙度在一定程度上抑制了交叉沟槽所产生的流体动力润滑效应, 降低了油膜承载能力。

关键词: 流体动力润滑; 表面粗糙度; 平均流量模型; 表面织构

中图分类号: TG356.16 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3660(2019)08-0039-09

DOI: 10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2019.08.006

Numerical Analysis of Hydrodynamic Lubrication of Textured Surfaces with Cross-hatched Grooves

JI Jing-hu, DONG Bao-dong, CHEN Tian-yang, TIAN Peng-lin, FU Yong-hong

(Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

ABSTRACT: The work aims to investigate the effects of roughness on hydrodynamic lubrication of textured surface with cross-hatched grooves. Based on JFO boundary conditions and Reynolds equation of average flow model, the theoretical model considering roughness effect was established for hydrodynamic lubrication of textured surface. The multi-grid method was used for numerical solution to obtain the pressure distribution and bearing capacity of oil film, and analyze the influence of roughness on the hydrodynamic lubrication property of textured surface with cross-hatched grooves. The oil film bearing capacity and the influence of surface roughness on the oil film bearing capacity both increased with the increase of groove width. The optimum

收稿日期: 2019-03-21; 修订日期: 2019-05-15

Received: 2019-03-21; Revised: 2019-05-15

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51305168, 51775248); 镇江市重大科技专项 (ZD2018001); 镇江市高技术研究重点实验室 (SS2018007); 江苏大学高级人才启动基金 (13JDG090)

Fund: Supported by the National Natural Science Foundation of China (51305168, 51775248), the Major Scientific and Technology Project of Zhenjiang (SS2018007), the High-technology Research Key Laboratory Project of Zhenjiang (SS2018007) and the Research Foundation for Advanced Talents of Jiangsu University (13JDG090)

作者简介: 纪敬虎 (1982—), 男, 博士, 副教授, 主要研究方向为机械系统摩擦动力学、计算微观接触力学和激光微加工技术及装备。邮箱: jijinghu@ujs.edu.cn

Biography: JI Jing-hu (1982—), Male, Doctor, Assistant professor, Research focus: friction dynamics of mechanics system, computational contact mechanics and laser surface texturing and equipments. E-mail: jijinghu@ujs.edu.cn

cross angle, groove depth and spacing contributed to the maximum hydrodynamic lubrication effect of the cross-hatched grooves. The influence of roughness on the hydrodynamic lubrication property of textured surface reached the maximum at the optimum groove depth and increased with the increase of spacing. The bearing capacity of the oil film increased first and then decreased with the increase of the cross angle, while the influence of roughness on the bearing capacity of the oil film increased with the increase of the cross angle. Overlap coefficient of the cross-hatched grooves neither affected the average oil film pressure nor had an impact on the influence of roughness on load capacity. Overall, the surface roughness can restrain the hydrodynamic lubrication performance to some extent and reduce the load capacity of the oil film, so the influence of roughness cannot be ignored when the hydrodynamic lubrication property of textured surfaces with cross-hatched grooves is studied by numerical analysis.

KEY WORDS: hydrodynamic lubrication; surface roughness; average flow model; surface texture

机械零部件表面的微观几何形态对其摩擦学性能有重要影响,是衡量产品性能的重要指标^[1]。表面织构技术作为一种利用微/纳加工手段改变表面微观几何形态来提高摩擦学性能的方法,受到了国内外学者和工程技术人员的广泛关注,是当前表面工程和摩擦学领域的热点课题之一^[2-3]。

交叉沟槽作为一种特殊类型的表面织构,不仅可以起到储存润滑介质、增强流体动力润滑效应的作用,还能够起到传输和分布润滑介质的功能^[4]。Suh等^[5]采用销盘式摩擦副对交叉沟槽织构的润滑特性进行了试验研究,并采用微流体流动理论对交叉沟槽的润滑减摩机理进行了简单的理论分析。徐鹏飞等^[6]通过研究 Ti-6Al-4V 合金表面交叉沟槽织构在点接触时的水润滑摩擦学特性,进一步优化了交叉沟槽织构几何参数。Biboulet 等^[7]通过建立润滑理论模型,对交叉沟槽织构化油环表面油膜承载能力进行了数值模拟,发现交叉沟槽所产生的流体动力润滑效应受工况条件的影响。由此可见,根据摩擦副的工况条件,通过优化交叉沟槽织构的几何参数,提高表面形貌特征与摩擦学特性的匹配性,是提高摩擦学性能的有效方法。

目前,国内外学者针对交叉沟槽织构摩擦学性能进行了较为广泛的研究^[8-10],但是考虑表面粗糙度对交叉沟槽织构化表面摩擦学性能影响的研究尚不多见。而关于微凹坑织构化粗糙表面摩擦学性能的研究表明,粗糙度对表面织构润滑减摩性能的影响不能忽略^[11-12]。为此,本文将平均流量模型^[13]应用于计入表面粗糙度效应的交叉沟槽织构化表面润滑理论分析,研究表面粗糙度对交叉沟槽织构流体动力润滑性能的影响。

1 理论模型

1.1 几何模型

以相对平行运动的平面摩擦副为研究对象。如图1所示,假设摩擦上表面为未织构表面,其表面粗糙峰分布的标准差为 σ_1 ;下表面为具有规则交叉沟槽织

构分布的表面,其未织构区域表面粗糙峰分布的标准差为 σ_2 。对于织构化表面,直线形沟槽以夹角 φ 相互交叉分布于表面,沟槽与运动方向的夹角为 α ,沟槽宽度为 w_g ,沟槽深度为 h_g ,两相邻沟槽之间的间距为 s_g ,平行分布的沟槽分布周期为 c_g ($c_g = w_g + s_g$)。

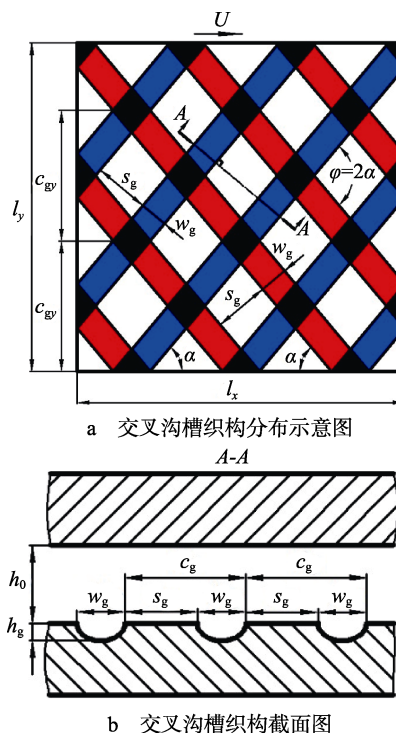


图1 交叉沟槽织构化表面几何模型

Fig.1 Geometrical model of textured surface with cross-hatched grooves: (a) schematic diagram of the cross-hatched grooves distribution, (b) sectional view of the cross-hatched grooves

假设摩擦表面沿垂直于运动方向上无限宽,沿运动方向的长度为 l_x 。由于规则交叉沟槽织构均匀分布于织构化表面,因此可以认为交叉沟槽以一个个长度为 l_x 和宽度为 c_{gy} ($c_{gy} = c_g \sec \alpha$) 的矩形单元分布于织构化表面,如图2所示。以一个矩形单元为研究对象,建立直角坐标系 (x, y) 。为了便于用数学公式表征交叉沟槽织构的几何形貌,引入一个新的坐标系 (ξ, ζ) ,如

图 3 所示。对于矢量 \overrightarrow{OA} , 在两个原点重合的坐标系中的分量分别为 (x_A, y_A) 和 (ξ_A, ζ_A) , α 为 x 到 ξ 的旋转角, $90^\circ - \alpha$ 为 y 到 ζ 的旋转角, 则有:

$$\begin{cases} \xi_A = \overrightarrow{OB} = \frac{\overrightarrow{FG} + \overrightarrow{GH}}{\sin 2\alpha} = \frac{\overrightarrow{DE} + \overrightarrow{EB}}{\sin 2\alpha} = \frac{x_A \sin \alpha + y_A \cos \alpha}{\sin 2\alpha} \\ \zeta_A = \overrightarrow{OC} = \frac{\overrightarrow{IC}}{\sin 2\alpha} = \frac{\overrightarrow{OK} - \overrightarrow{OJ}}{\sin 2\alpha} = \frac{y_A \cos \alpha - x_A \sin \alpha}{\sin 2\alpha} \end{cases} \quad (1)$$

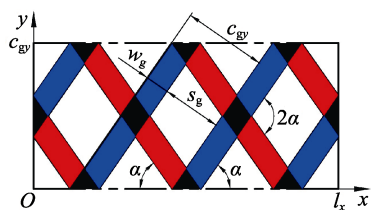


图 2 交叉沟槽结构矩形单元及其直角坐标系
Fig.2 Rectangular unit and coordinate system of cross-hatched grooves

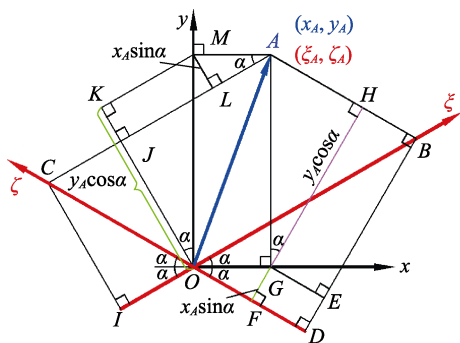


图 3 坐标系转换示意图
Fig.3 Schematic diagram for conversion of coordinate systems

矩形单元内交叉沟槽结构几何形貌按式(2)—(8)计算:

$$h_{\text{tex}}(\xi, \zeta) = \begin{cases} h_{\text{tex}_1}(\xi, \zeta), & \zeta_1 \leq \zeta \leq \zeta_2 \\ h_{\text{tex}_2}(\xi, \zeta), & \xi_1 \leq \xi \leq \xi_2 \\ \max(h_{\text{tex}_1}, h_{\text{tex}_2}) + k_c \min(h_{\text{tex}_1}, h_{\text{tex}_2}), & \xi_1 \leq \xi \leq \xi_2 \text{ \& } \zeta_1 \leq \zeta \leq \zeta_2 \\ 0, & \text{other cases} \end{cases} \quad (2)$$

$$h_{\text{tex}_1} = h_g - 4 \frac{h_g^2}{w_g^2} \left[\zeta \sin 2\alpha + \left(k - \frac{3}{2} \right) c_g \right]^2 \quad (3)$$

$$h_{\text{tex}_2} = h_g - 4 \frac{h_g^2}{w_g^2} \left[\xi \sin 2\alpha - \left(k - \frac{1}{2} \right) c_g \right]^2 \quad (4)$$

$$\xi_1 = \left[\left(k - \frac{1}{2} \right) c_g - \frac{1}{2} w_g \right] \csc 2\alpha \quad (5)$$

$$\xi_2 = \left[\left(k - \frac{1}{2} \right) c_g + \frac{1}{2} w_g \right] \csc 2\alpha \quad (6)$$

$$\zeta_1 = - \left[\left(k - \frac{3}{2} \right) c_g + \frac{1}{2} w_g \right] \csc 2\alpha \quad (7)$$

$$\zeta_2 = - \left[\left(k - \frac{3}{2} \right) c_g - \frac{1}{2} w_g \right] \csc 2\alpha \quad (8)$$

式中: k 为直线形沟槽的序列号, $k=1, 2, 3, \dots, n$, 其中 n 为矩形单元内单向直线形沟槽结构的数目, $n = \text{ceil}[l_x / (c_g \csc \alpha)] + 1$ (ceil 为返回大于或等于函数参数且与之最接近的整数)。图 4 为两种具有不同几何参数的交叉沟槽结构化表面几何形貌图。

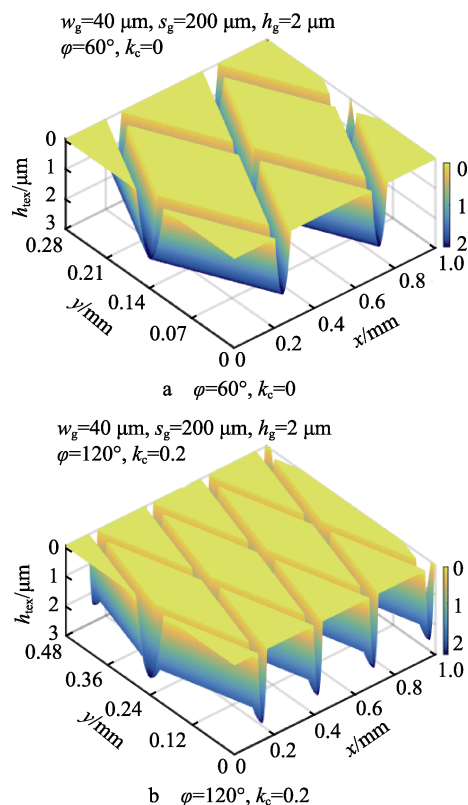


图 4 交叉沟槽结构表面几何形貌图
Fig.4 Geometric morphology of cross-hatched texture surface in the cases

1.2 数学模型

假设润滑油充满摩擦表面接触区域, 为全膜润滑状态。两表面被一层润滑油膜隔开, 其最小油膜厚度为 h_0 , 如图 1b 所示。基于平均流量模型, 对于不可压缩牛顿流体, 在稳态层流条件下的压力控制方程如式(9):

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \rho h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\phi_y \rho h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U\eta \left[\frac{\partial(\rho h_T)}{\partial x} + \sigma \frac{\partial(\rho \phi_s)}{\partial x} \right] \quad (9)$$

式中: ϕ_x 和 ϕ_y 分别为 x 和 y 方向的压力流量因子; ϕ_s 为剪切流量因子; p 为油膜压力; h 为油膜厚度; h_T 为平均油膜厚度; η 为润滑介质的动力黏度; ρ 为润滑介质的密度; U 为两表面的相对运动速度; σ 为两表面粗糙峰标准差的综合值, $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$ 。

采用基于质量守恒的 JFO 空化边界条件和 Elrod 算法, 引入通用变量 $\theta (\rho/\rho_c)$ 和开关函数 g , 在进行数值求解的过程中自动捕捉完整油膜区和空化区, 则压力控制方程可变为:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \beta h^3 g \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\phi_y \beta h^3 g \frac{\partial \theta}{\partial y} \right) = 6U\eta \left[\frac{\partial(\theta h_T)}{\partial x} + \sigma \frac{\partial(\theta \phi_s)}{\partial x} \right] \quad (10)$$

式中: β 为润滑介质的体积模量, $\beta = \rho \partial p / \partial \rho$, 开关函数 g 如式(11)。则润滑油膜压力可以由式(12)求得, 其中 p_c 为润滑油膜空化压力。

$$g = \begin{cases} 0, & \theta < 1 \quad \text{空化区} \\ 1, & \theta \geq 1 \quad \text{完整油膜区} \end{cases} \quad (11)$$

$$p = \begin{cases} p_c + \beta \ln \theta, & \theta \geq 1 \\ p_c, & \theta < 1 \end{cases} \quad (12)$$

润滑油膜厚度方程为:

$$h(x, y) = h_0 + h_{\text{tex}}(\xi, \zeta) \quad (13)$$

平均油膜厚度方程为:

$$h_T = \frac{h}{2} \left[1 + \operatorname{erf} \left(\frac{h}{\sqrt{2}\sigma} \right) \right] + \frac{\sigma}{\sqrt{2\pi}} \exp \left[- \left(\frac{h}{\sqrt{2}\sigma} \right)^2 \right] \quad (14)$$

定义无量纲参数如下:

$$X = x/l_{\text{rv}}, Y = y/l_{\text{rv}}, H = h/h_{\text{rv}}, H_T = h_T/h_{\text{rv}}, \sigma' = \sigma/h_{\text{rv}}, P = p/p_a \quad (15)$$

将式(14)代入式(10), 可得无量纲油膜压力控制方程:

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\phi_x H^3 g \frac{\partial \theta}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\phi_y H^3 g \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right) = \Lambda \left[\frac{\partial(\theta H_T)}{\partial X} + \sigma' \frac{\partial(\theta \phi_s)}{\partial X} \right] \quad (16)$$

式中, $\Lambda = 6U\eta l_{\text{rv}} / (\beta h_{\text{rv}}^2)$ 。将式(14)代入式(13), 可得无量纲平均油膜厚度方程:

$$H_T = \frac{H}{2} \left[1 + \operatorname{erf} \left(\frac{h}{\sqrt{2}\sigma} \right) \right] + \frac{\sigma'}{\sqrt{2\pi}} \exp \left[- \left(\frac{h}{\sqrt{2}\sigma} \right)^2 \right] \quad (17)$$

交叉沟槽织构矩形控制单元的无量纲边界条件为:

$$\begin{cases} P(0, Y) = P(L_x, Y) = 1 \\ \frac{\partial P}{\partial Y}(X, 0) = \frac{\partial P}{\partial Y}(X, C_{\text{gy}}) \\ P(X, 0) = P(X, C_{\text{gy}}) \end{cases} \quad (18)$$

式中: $L_x = l_x / l_{\text{rv}}$, $C_{\text{gy}} = c_{\text{gy}} / h_{\text{rv}}$ 。

单个交叉沟槽织构矩形单元内润滑油膜无量纲压力 P 的计算公式为:

$$P = \begin{cases} P_c + \beta' \ln \theta, & \theta \geq 1 \\ P_c, & \theta < 1 \end{cases} \quad (19)$$

式中: P_c 为空化区域油膜无量纲压力, $P_c = p_c / p_a$; β' 为润滑介质体积模量的无量纲值, $\beta' = \beta / p_a$ 。

单个交叉沟槽织构矩形单元内, 润滑油膜承载能力 W_u 可由油膜压力 P 在计算区域内积分得到, 其计算公式为:

$$W_u = \iint_{\Omega} P(X, Y) dX dY \quad (20)$$

式中: Ω 为单个交叉沟槽织构矩形单元计算区域。

由于单个交叉沟槽织构矩形单元的大小随其长度和宽度的变化而变化, 所以其润滑油膜承载能力的大小也随之变化, 润滑油膜承载能力 W_u 不适合作为评价交叉沟槽织构的流体动力润滑效应。为此, 引入油膜平均无量纲压力作为评价指标, 油膜平均压力等于单个交叉沟槽织构矩形单元内所产生的油膜承载能力除以其面积, 其计算公式为:

$$P_{\text{av}} = \frac{W_u}{A_u} \quad (21)$$

式中: A_u 为交叉沟槽织构矩形控制单元的无量纲面积, $A_u = C_{\text{gy}} \cdot L_x$ 。

2 数值求解方法与模型验证

2.1 数值求解方法

对于式(15)的数值求解, 本文采用有限差分法对其进行离散, 其离散形式为:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\Delta X^2} \phi_{x_{i+\frac{1}{2},j}} H_{i+\frac{1}{2},j}^3 g_{i+1,j} (\theta_{i+1,j} - 1) - \\ & \frac{1}{\Delta X^2} \left(\phi_{x_{i+\frac{1}{2},j}} H_{i+\frac{1}{2},j}^3 + \phi_{x_{i-\frac{1}{2},j}} H_{i-\frac{1}{2},j}^3 \right) g_{i,j} (\theta_{i,j} - 1) + \\ & \frac{1}{\Delta X^2} \phi_{x_{i-\frac{1}{2},j}} H_{i-\frac{1}{2},j}^3 g_{i-1,j} (\theta_{i-1,j} - 1) + \\ & \frac{1}{\Delta Y^2} \phi_{y_{i,j+\frac{1}{2}}} H_{i,j+\frac{1}{2}}^3 g_{i,j+1} (\theta_{i,j+1} - 1) - \\ & \frac{1}{\Delta Y^2} \left(\phi_{y_{i,j+\frac{1}{2}}} H_{i,j+\frac{1}{2}}^3 + \phi_{y_{i,j-\frac{1}{2}}} H_{i,j-\frac{1}{2}}^3 \right) + \\ & \Lambda \frac{1}{\Delta X} \left[H_{Ti-1,j} (1 - g_{i-1,j}) \theta_{i-1,j} + H_{Ti,j} (1 - g_{i,j}) \theta_{i,j} - \right. \\ & \quad \left. \frac{g_{i-1,j} H_{Ti-1,j}}{2} (2 - g_{i,j}) - \right. \\ & \quad \left. \frac{g_{i,j} H_{Ti,j}}{2} (g_{i-1,j} - 2 + g_{i+1,j}) + \frac{g_{i+1,j} H_{Ti+1,j} g_{i,j}}{2} \right] \\ & - \Lambda \frac{1}{2\Delta X} (\theta_{i+1,j} \phi_{si+1,j} - \theta_{i-1,j} \phi_{si-1,j}) = 0 \end{aligned} \quad (22)$$

然后, 利用多重网格法进行数值计算, 其流程如图 5 所示。在每层网格上采用 Gauss-Seidel 松弛迭代方法进行求解, 迭代过程一般在各层网格上进行几次迭代, 然后把结果利用限制算子或延拓算子转移到另一层网格上, 本文采用的限制算子 \mathbf{I}_k^{k-1} 如式(23)所示,

延拓算子 \mathbf{I}_{k-1}^k 如式(24)所示。

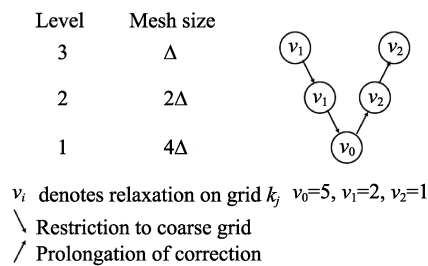


图 5 三层网格的 V 循环
Fig.5 V-cycle of three-layer grid

$$\mathbf{I}_k^{k-1} = \begin{bmatrix} \frac{1}{16} & \frac{1}{8} & \frac{1}{16} \\ \frac{1}{8} & \frac{1}{4} & \frac{1}{8} \\ \frac{1}{16} & \frac{1}{8} & \frac{1}{16} \end{bmatrix} \quad (23)$$

$$\mathbf{I}_{k-1}^k = \begin{bmatrix} \frac{1}{4} & \frac{1}{4} \\ \frac{1}{4} & \frac{1}{4} \end{bmatrix} \text{ 或 } \mathbf{I}_{k-1}^k = \begin{bmatrix} \frac{1}{2} & \frac{1}{2} \\ \frac{1}{2} & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \text{ 或 } \mathbf{I}_{k-1}^k = [1] \quad (24)$$

在给定工况条件和交叉沟槽结构几何参数下,通过修正通用变量 θ 迭代计算达到收敛条件式(25)。

$$\frac{\sum_{i=1}^{N_x} \sum_{j=1}^{N_y} |\theta_{i,j}^{k_m} - \theta_{i,j}^{k_m-1}|}{\sum_{i=1}^{N_x} \sum_{j=1}^{N_y} |\theta_{i,j}^{k_m}|} < 10^{-7} \quad (25)$$

式中: N_x 和 N_y 分别表示计算区域内 x 和 y 方向上的网格数目, i 和 j 分别表示 x 和 y 方向上的节点, k_m 表示使用多重网格法时 V 循环次数。采用 MATLAB 软件对上述数值求解过程进行编程,计算流程如图 6 所示。

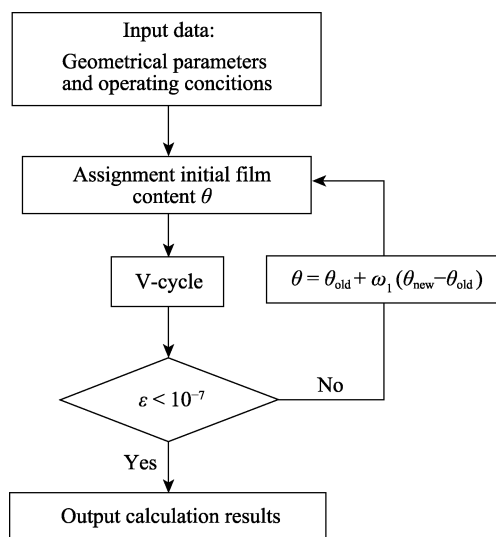


图 6 计算流程图
Fig.6 Calculation flow chart

2.2 模型验证

为了验证理论模型及数值计算方法的有效性,以无限长滑块为例进行数值解与解析解的对比分析,其几何模型如图 7 所示。上滑块固定不动,下滑块以速度 U 作匀速运动。入口处和出口处的油膜厚度分别为 h_1 和 h_0 ,上滑块倾斜比例 K 可定义为 $K=h_1/h_0-1$ 。单位长度承载量的解析解可由式(26)求得^[14]:

$$\frac{W}{l} = \int_0^b p dx = \frac{6U\eta b^2}{K^2 h_0^2} \left[\ln(K+1) - \frac{2K}{K+2} \right] \quad (26)$$

式中: W 为无限长滑块油膜承载量, l 为无限长滑块长度, b 为无限长滑块宽度。因此,无限长滑块油膜的平均压力 p_{av} 可以由式(27)计算求得:

$$p_{av} = \frac{W}{lb} = \frac{6U\eta b}{K^2 h_0^2} \left[\ln(K+1) - \frac{2K}{K+2} \right] \quad (27)$$

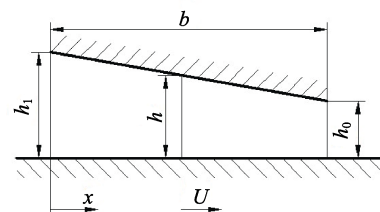


图 7 无限长滑块
Fig.7 Infinitely long slider

无限长滑块的结构和工况参数如表 1 所示。按表 1 参数进行计算,分别求得不同倾斜比例 K 值下无限长滑块油膜平均压力 p_{av} 的解析解和数值解,油膜平均压力随倾斜比例的变化规律如图 8 所示。由图 8 可知,随着滑块倾斜比 K 值的不断增大,油膜平均压力 p_{av} 的解析解和数值解变化规律相同,都先增大后减小,在 $K=1.2$ 时,油膜平均压力的解析解和数值解同时达到最大值。油膜平均压力解析解的最大值为 6.73 MPa,其数值解的最大值为 6.38 MPa,二者之间的误差约为 5.2%。

表 1 无限长滑块结构与工况参数
Tab.1 Structure and parameters of the
infinitely long slider

Parameters	Value
b/mm	2
$U/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	2
$\eta/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	0.042
$h_0/\mu\text{m}$	2
ω_1	0.8

图 9 给出了滑块倾斜率 $K=1.2$ 时,无限长斜面滑块解析解与数值解油膜压力分布。在沿运动方向上,油膜厚度逐渐减小,从而形成“楔形效应”,因而产生了很大的流体动压力。对于解析解,当 $x=1.375\text{ mm}$

时,油膜压力达到最大值,为 10.739 MPa;对于数值解,当 $x=1.3725$ mm 时,油膜压力达到最大值,为 10.067 MPa,解析解的峰值压力与数值解的峰值压力误差为 6.26%。

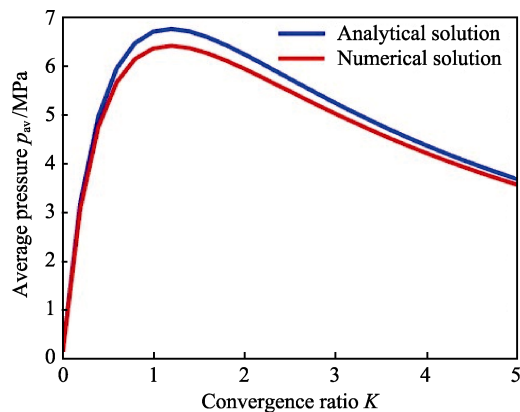


图 8 无限长滑块解析解与数值解油膜平均压力随收敛比的变化曲线

Fig.8 Change curve of the average pressure of oil film by the numerical solution and the analytical solution of infinitely long slider along with convergence ratio

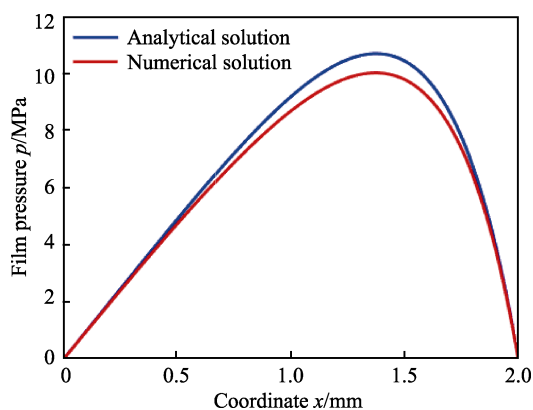


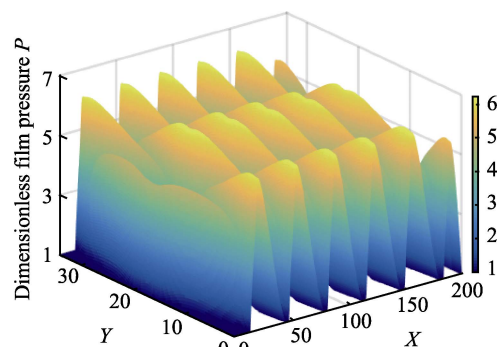
图 9 $K=1.2$ 时无限长滑块解析解与数值解油膜压力分布
Fig.9 Distribution of oil film pressure by the numerical solution and the analytical solution of infinitely long slider at the convergence ratio $K=1.2$

由以上分析可以得出,利用本文数值求解方法获得的油膜压力和平均压力的数值解的变化规律与解析解保持一致,误差较小,从而验证了本文所采用的数值求解方法的有效性。

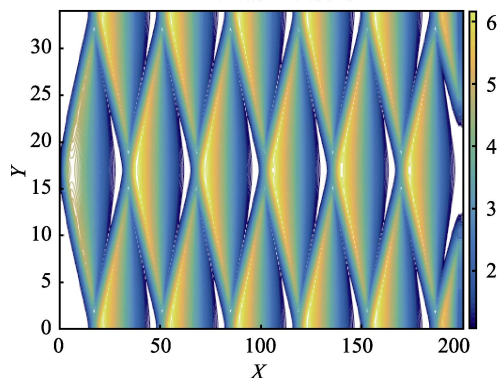
3 结果及分析

3.1 油膜压力分布

图 10、图 11 分别为两表面粗糙峰标准差的综合值为 0、0.5 μm 时,单个交叉沟槽织构矩形单元的油膜压力分布。由图 10 可知,在沿运动方向上,由于交叉沟槽织构的存在,油膜厚度不断增大和减小,即交叉沟槽织构在相互平行的两表面间形成交错的发散和收敛间隙。在收敛区域,沿运动方向上的油膜厚



a 三维油膜压力分布



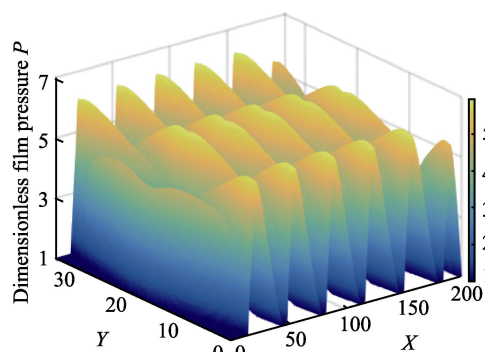
b 油膜压力等高线

图 10 润滑油膜压力分布

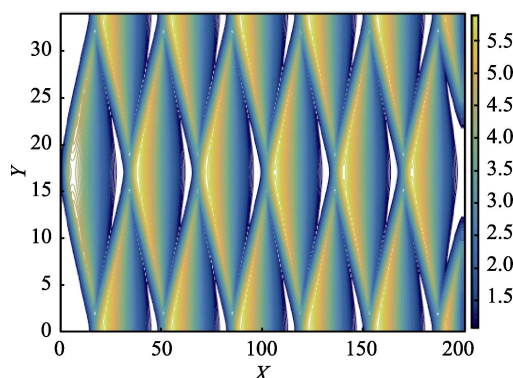
($W_g=4$, $H_g=2$, $S_g=20$, $\varphi=90^\circ$, $k_c=0.1$, $\sigma'=0$)

Fig.10 Oil film pressure distribution

($W_g=4$, $H_g=2$, $S_g=20$, $\varphi=90^\circ$, $k_c=0.1$, $\sigma'=0$)



a 三维油膜压力分布



b 油膜压力等高线

图 11 润滑油膜压力分布

($W_g=4$, $H_g=2$, $S_g=20$, $\varphi=90^\circ$, $k_c=0.1$, $\sigma'=0.5$)

Fig.11 Oil film pressure distribution

($W_g=4$, $H_g=2$, $S_g=20$, $\varphi=90^\circ$, $k_c=0.1$, $\sigma'=0.5$)

度逐渐减小,且在沟槽结构与表面边界处形成“楔形效应”,因而产生了流体动力润滑效应;反之,在发散区域,沿运动方向上的油膜厚度增大,导致发生空化现象,从而不至于出现正负压相互抵消的现象,在两表面间产生流体动压承载能力,并且形成一层稳定的润滑油膜。

从图 11 可以看出,由于考虑了表面粗糙度的影响,导致交叉沟槽结构所产生的流体动力润滑效应减弱,降低了油膜承载能力。此外,本文所采用平均流量模型所计算的油膜压力分布,并不能反映表面粗糙峰对油膜压力分布的影响,在今后的研究中应改进该模型或采用其他模型进行分析。

3.2 不同粗糙度下沟槽宽度对承载能力的影响

图 12 为不同粗糙度下油膜平均压力随沟槽宽度的变化曲线,可以看出,油膜平均压力随着沟槽宽度的增大呈线性递增的趋势,而且粗糙度对油膜平均压力的影响也随着沟槽宽度的增大而增大。这主要是因为随着沟槽宽度的增大,沟槽内部所形成的收敛区域随之增大,增强了交叉沟槽结构的流体动力润滑效应,因此油膜平均压力随着沟槽宽度的增大而增大。此外,油膜平均压力随着表面粗糙度的增大而减小,这说明表面粗糙度的存在削弱了交叉沟槽结构的流体动力润滑效应。

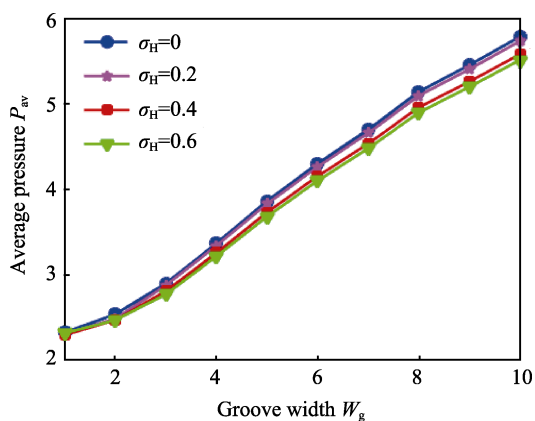


图 12 不同粗糙度下油膜平均压力随沟槽宽度的变化曲线
Fig.12 Change curve of average pressure of oil film along with the groove depth under different surface roughnesses

3.3 不同粗糙度下沟槽深度对承载能力的影响

图 13 为不同粗糙度下油膜平均压力随沟槽深度的变化曲线,可以看出,油膜平均压力随着沟槽深度的增加呈现先增大后减小的趋势,存在最佳的沟槽深度使得油膜平均压力达到最大,且几乎不受表面粗糙度大小的影响。一方面,润滑油的储存量随着沟槽深度的增大而增加,为摩擦表面提供了充足的润滑剂,

从而起到良好的润滑效应,提高承载能力;另一方面,润滑油的剪应力随着沟槽深度的增加而减小,从而降低了流体动力润滑效应。因此,存在最佳的沟槽深度来权衡润滑油的存储量和流体动力润滑效应。此外,粗糙度对交叉沟槽结构流体动力润滑效应的影响受沟槽深度的影响,在最佳沟槽深度处,粗糙度对油膜平均压力的影响最大。

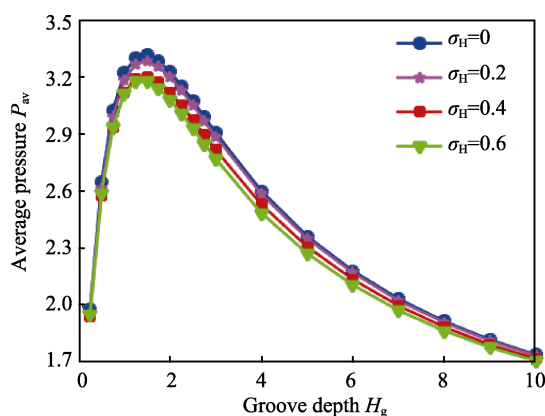


图 13 不同粗糙度下油膜平均压力随沟槽深度的变化曲线
Fig.13 Change curve of average pressure of oil film along with groove depth under different surface roughnesses

3.4 不同粗糙度下沟槽间距对承载能力的影响

图 14 为不同粗糙度下油膜平均压力随沟槽间距的变化曲线。可以看出,一开始油膜平均压力随着沟槽间距的增加而迅速增大,但是增大的速率呈逐渐减小的趋势;当沟槽间距增加到 24~36 时,油膜平均压力受沟槽间距的影响较小;当沟槽间距大于 36 时,油膜平均压力随着沟槽间距的增加而减小,也就是说沟槽间距在 24~36 范围内,沟槽结构所产生的流体动力润滑效应最理想。此外,随着沟槽间距的增加,粗糙度对油膜平均压力的影响逐渐增大。

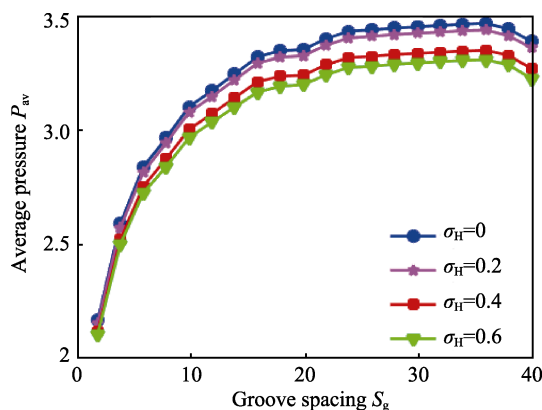


图 14 不同粗糙度下油膜平均压力随沟槽间距的变化曲线
Fig.14 Change curve of average pressure of oil film along with groove spacing under different surface roughnesses

3.5 不同粗糙度下交叉角度对承载能力的影响

图 15 为不同粗糙度下油膜平均压力随交叉角度的变化曲线,可以看出,一开始油膜平均压力随着交叉角度的增加而减小,当交叉角度为 40° 时,油膜平均压力最小,但变化不大。这可能是因为,当交叉角度较小时,润滑油在交叉沟槽内的流动距离会变大,在表面运动的剪切作用下,润滑油在交叉沟槽内不断累积,在沟槽交叉处形成挤压效应,从而增强了流体动力润滑效应。但是,随着交叉角度的增大,在交叉沟槽内部沿运动方向上所形成的收敛区域随之增大,油膜的承载能力也随之增大。

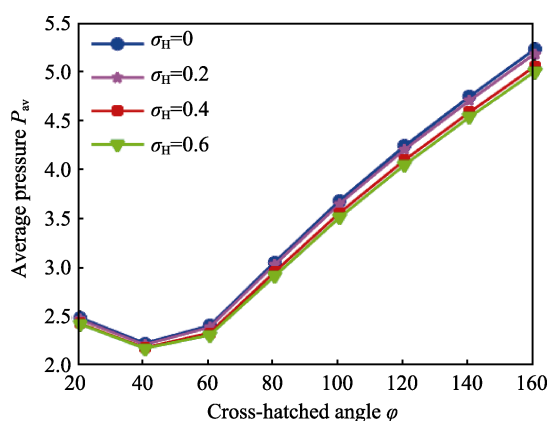


图 15 不同粗糙度下油膜平均压力随交叉角度的变化曲线
Fig.15 Average pressure of oil film along with cross-hatched angle under different surface roughnesses

3.6 不同粗糙度下重叠系数对承载能力的影响

图 16 为不同粗糙度下油膜平均压力随重叠系数的变化曲线,可以看出,交叉沟槽的重叠系数对油膜平均压力几乎没有任何影响。这可能是因为较大间距下,交叉沟槽相互重叠的部分较小,所以其对交叉沟

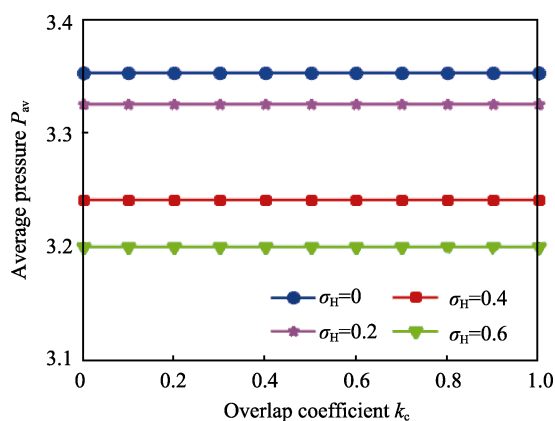


图 16 不同粗糙度下油膜平均压力随交叉角度的变化曲线
Fig.16 Average pressure of oil film along with cross-hatched angle under different surface roughnesses

槽的流体动力润滑效应的影响几乎可以忽略不计。此外,在任意重叠系数下,油膜平均压力随着粗糙度的增大而减小。

4 结论

1) 利用数值分析的方法研究交叉沟槽织构流体动力润滑性能时,不能忽略粗糙度的影响,表面粗糙度在一定程度上抑制了交叉沟槽所产生的流体动力润滑效应,降低了油膜承载能力。

2) 油膜承载能力随着沟槽宽度的增大而增大,表面粗糙度对油膜承载能力的影响随着沟槽宽度的增大而增大。

3) 存在最佳的沟槽深度使得交叉沟槽所产生的流体动力润滑效应达到最强,表面粗糙度对油膜承载能力的影响在最佳沟槽深度附近达到最大。

4) 存在最佳的沟槽间距使得油膜承载能力达到最大,粗糙度对油膜承载能力的影响随着沟槽间距的增加而增大。

5) 油膜承载能力随着交叉角度的增大呈现先增大后减小的趋势,粗糙度对油膜承载能力的影响随着交叉角度的增加而增大。

6) 交叉沟槽的重叠系数对油膜平均压力几乎没有任何影响,粗糙度对油膜承载能力也几乎不受重叠系数的影响。

参考文献:

- [1] 国家自然科学基金委员会工程与材料科学部. 机械工程学科发展报告(2011~2020)[M]. 北京: 科学出版社, 2010.
Department of Engineering and Materials Science, National Natural Science Foundation of China. Development Report of Mechanical Engineering (2011-2020)[M]. Beijing: Science Press, 2010.
- [2] 于如飞, 陈渭. 表面结构化在工业摩擦学领域的研究现状与展望[J]. 机械工程学报, 2017, 53(3): 100-110.
YU Ru-fei, CHEN Wei. Research progress and prospect of surface texturing in industrial tribology[J]. Journal of mechanical engineering, 2017, 53(3): 100-110.
- [3] GACHOT C, ROSENKRANZ A, HSU S M, et al. A critical assessment of surface texturing for friction and wear[J]. Wear, 2017, 372-373: 21-41.
- [4] 符永宏, 叶云霞, 张永康, 等. 用于显著改善摩擦副润滑状态的激光珩磨技术[J]. 机械工程学报, 2002, 38(8): 115-117.
FU Yong-hong, YE Yun-xia, ZHANG Yong-kang, et al. Technology of laser honing applied in distinctively improving the lubrication of frictional units[J]. Journal of mechanical engineering, 2002, 38(8): 115-117.
- [5] SUH M S, CHAE Y H, KIM S S, et al. Effect of geo-

- metrical parameters in micro-grooved crosshatch parameter under lubricated sliding friction[J]. Tribology international, 2010, 43: 1508-1517.
- [6] 徐鹏飞, 周飞, 王谦之, 等. 网纹型表面微结构对 Ti-6Al-4V 水润滑摩擦学特性的影响[J]. 摩擦学学报, 2012, 32(4): 377-383.
- XU Peng-fei, ZHOU Fei, WANG Qian-zhi, et al. Influence of meshwork pattern grooves on the tribological characteristics of Ti-6Al-4V alloy on water lubrication[J]. Tribology, 2012, 32(4): 377-383.
- [7] BIBOULET N, BOUASSIDA H, LUBRECHT A A. Cross hatched texture influence on the load carrying capacity of oil control rings[J]. Tribology international, 2015, 82: 12-19.
- [8] BOUASSIDA H, BIBOULET N, SAINSOT P, et al. Piston ring load carrying capacity: Influence of cross-hatching parameters[J]. Proc imeche part J: Journal of engineering tribology, 2014, 228(6): 642-648.
- [9] NOUTARY M P, BIOULET N, LUBRECHT A A. A robust piston ring lubrication solver: Influence of liner groove shape, depth and density[J]. Tribology international, 2016, 100: 35-40.
- [10] HU Y, MENG X, XIE Y. A new efficient flow continuity lubrication model for the piston ring-pack with consideration of oil storage of the cross-hatched texture[J]. Tribology international, 2018, 119: 443-463.
- [11] QIU Y, KHONSAI M M. Performance analysis of full-film textured surfaces with consideration of roughness effects[J]. Journal of Tribology-transactions of the ASME, 2011, 133: 021704.
- [12] JI J, GUAN C, FU Y. Effect of micro-dimples on hydrodynamic lubrication of textured sinusoidal roughness surfaces[J]. Chinese Journal of mechanical engineering, 2018, 31: 67.
- [13] PATIR N, CHENG H S. Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces[J]. Journal of lubrication technology-transactions of the ASME, 1979, 101: 220-229.
- [14] 温诗铸, 黄平. 摩擦学原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 2012.
- WEN S Z, HUANG P. Principles of tribology[M]. Beijing: Tsinghua Press, 2012.

(上接第 28 页)

- [4] YI X, LI Y, WANG Y. Hydrostatic effect of rectangle micro-texture on liquid-lubricated mechanical seal[J]. International journal of nanomanufacturing, 2013, 9: 29-42.
- [5] 张玉周. 表面织构化改善摩擦学性能研究综述[J]. 成都大学学报(自然科学版), 2013, 32(1): 64-67.
- ZHANG Yu-zhou. Review of research on surface texturing for improving tribological performance[J]. Journal of Chengdu University (Natural science), 2013, 32(1): 64-67.
- [6] KOURA M M. The effect of surface texture on friction mechanisms[J]. Wear, 1980, 63(1): 1-12.
- [7] ZHANG Hui, ZHANG Dong-ya, HUA Meng, et al. A study on the tribological behavior of surface texturing on Babbitt alloy under mixed or starved lubrication[J]. Tribology letters, 2014, 56(2): 305-315.
- [8] ZHANG Hui, HUA Meng, DONG Guang-neng, et al. A mixed lubrication model for studying tribological behaviors of surface texturing[J]. Tribology international, 2015, 93(1): 583-592.
- [9] TA D V, DUNN A, WASLEY T J, et al. Nanosecond laser textured super hydrophobic metallic surfaces and their chemical sensing applications[J]. Applied surface science, 2015, 357: 248-254.
- [10] WANG X L, KATO K. Improving the anti-seizure ability of SiC seal in water with RIE texturing[J]. Tribology letters, 2003, 14(4): 275-280.
- [11] 薛腾, 朱嘉澄, 钱彩虹, 等. 基于干膜的表面织构微沟槽阵列电解加工研究[J]. 电加工与模具, 2017(4): 34-37.
- XUE Teng, ZHU Jia-cheng, QIAN Cai-hong, et al. Study on electrochemical machining of micro-groove arrays using dry-film mask[J]. Electromachining & mould, 2017(4): 34-37.
- [12] PÉRENNÈS, F, MARMIROLI B, MATTEUCCI M, et al. Sharp beveled tip hollow microneedle arrays fabricated by LIGA and 3D soft lithography with polyvinyl alcohol [J]. Journal of micromechanics and microengineering, 2006, 16(3): 473-479.
- [13] COSTIL S, LAMRAOUI A, LANGLADE C, et al. Surface modifications induced by pulsed-laser texturing—Influence of laser impact on the surface properties[J]. Applied surface science, 2014, 288: 542-549.
- [14] KUSIŃSKI, J, KAC S, KOPIA A, et al. Laser modification of the materials surface layer—A review paper[J]. Bulletin of the polish academy of sciences technical sciences, 2012, 60(4): 711-728.
- [15] 康正阳, 符永宏, 华希俊, 等. 激光微织构发动机缸孔的后处理工艺研究[J]. 机械科学与技术, 2015, 34(7): 1040-1043.
- KANG Zheng-yang, FU Yong-hong, HUA Xi-jun, et al. Exploring post-processing of laser cylinder surface texturing[J]. Mechanical science and technology for aerospace engineering, 2015, 34(7): 1040-1043.
- [16] GUO J, LI Y, LU H, et al. An effective method of edge deburring for laser surface texturing of Co-Cr-Mo alloy[J]. International journal of advanced manufacturing technology, 2017, 94: 1-13.
- [17] DAI F Z, ZHANG Y K, LU J Z, et al. A method to decrease surface roughness in laser shock processing[J]. Surface & coatings technology, 2015, 261: 35-40.
- [18] AZAMI M, MOOSAVIFAR M J, BAHEIRAEI N, et al. Preparation of a biomimetic nanocomposite scaffold for bone tissue engineering via mineralization of gelatin hydrogel and study of mineral transformation in simulated body fluid[J]. Journal of biomedical materials research, Part A, 2012, 100(5): 1347-1355.