



摩擦学学报

Tribology

ISSN 1004-0595, CN 62-1095/O4

《摩擦学学报》网络首发论文

题目： 气体和液体润滑条件下圆凹坑织构的流体动压仿真分析及承载力图
作者： 周浩，杨惠雅，朱天宇，郑伟，吕田，黄巍，戴庆文，王晓雷
收稿日期： 2024-10-18
网络首发日期： 2025-04-11
引用格式： 周浩，杨惠雅，朱天宇，郑伟，吕田，黄巍，戴庆文，王晓雷. 气体和液体润滑条件下圆凹坑织构的流体动压仿真分析及承载力图[J/OL]. 摩擦学学报. <https://link.cnki.net/urlid/62.1095.O4.20250411.1423.006>



网络首发：在编辑部工作流程中，稿件从录用到出版要经历录用定稿、排版定稿、整期汇编定稿等阶段。录用定稿指内容已经确定，且通过同行评议、主编终审同意刊用的稿件。排版定稿指录用定稿按照期刊特定版式（包括网络呈现版式）排版后的稿件，可暂不确定出版年、卷、期和页码。整期汇编定稿指出版年、卷、期、页码均已确定的印刷或数字出版的整期汇编稿件。录用定稿网络首发稿件内容必须符合《出版管理条例》和《期刊出版管理规定》的有关规定；学术研究成果具有创新性、科学性和先进性，符合编辑部对刊文的录用要求，不存在学术不端行为及其他侵权行为；稿件内容应基本符合国家有关书刊编辑、出版的技术标准，正确使用和统一规范语言文字、符号、数字、外文字母、法定计量单位及地图标注等。为确保录用定稿网络首发的严肃性，录用定稿一经发布，不得修改论文题目、作者、机构名称和学术内容，只可基于编辑规范进行少量文字的修改。

出版确认：纸质期刊编辑部通过与《中国学术期刊（光盘版）》电子杂志社有限公司签约，在《中国学术期刊（网络版）》出版传播平台上创办与纸质期刊内容一致的网络版，以单篇或整期出版形式，在印刷出版之前刊发论文的录用定稿、排版定稿、整期汇编定稿。因为《中国学术期刊（网络版）》是国家新闻出版广电总局批准的网络连续型出版物（ISSN 2096-4188，CN 11-6037/Z），所以签约期刊的网络版上网络首发论文视为正式出版。

气体和液体润滑条件下圆凹坑织构的流体动压仿真分析及承载力图

周浩¹, 杨惠雅², 朱天宇², 郑伟², 吕田², 黄巍¹, 戴庆文¹, 王晓雷^{1*}

(1.南京航空航天大学 机电学院, 江苏 南京 210016;

2.上海船用柴油机研究所, 上海 201108)

摘要: 为了探讨气体润滑的织构设计准则, 为热气机活塞环的优化设计提供参考, 采用数值仿真的方法对圆凹坑织构在气体和液体润滑条件下的承载力差异进行了对比。分析了润滑介质黏度和可压缩性对承载能力的影响, 并改变织构的半径、面积率和深径比, 做出了 2 种润滑条件下的织构承载力图, 寻找适用于气体和液体润滑的最佳参数。结果表明: 2 种润滑条件下织构都能提高承载力, 但作用机制存在显著差异: 液体润滑的额外承载力主要源于空化效应, 而气体润滑则依赖于高低压区的压力差。液体润滑的最佳深径比范围为 0.01 至 0.02。气体润滑的最佳深径比为 0.005 至 0.010。气体的可压缩性使得高压区的持续范围较大, 即使面积率较小(如 10%)时也能产生较大的承载力, 因此气体润滑在 10% ~ 50%的面积率范围内都可以产生较大的承载力, 且通过交错排列织构或增大间距可进一步提升承载力, 而液体润滑不适用这些方法, 并且需要更大的面积率, 最佳面积率范围约为 30% ~ 60%。该研究对热气机活塞环的表面织构化设计具有一定的参考意义。

关键词: 表面织构; 弹流润滑; 气体润滑; 液体润滑; 承载力图

中图分类号: TH117.1

文献标识码: A

Simulation Analysis and Load-carrying Capacity Map of Dimple Textures under Gas and Liquid Lubrication Conditions

ZHOU Hao¹, YANG Huiya², ZHU Tianyu², ZHENG Wei², LYU Tian², HUANG Wei¹,

DAI Qingwen¹, WANG Xiaolei^{1*}

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Jiangsu Nanjing 210016, China;

2. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108, China)

Received 18 October 2024, revised 25 December 2024, accepted 26 December 2024

*Corresponding author. E-mail: wxl@nuaa.edu.cn.

This project was supported by the National Natural Science Foundation of China (52175172).

国家自然科学基金项目(52175172)资助.

Abstract: The Stirling engine is an externally heated combustion engine that uses gas as the working medium. It has the advantages of high thermal efficiency, low noise, and low pollution. To prevent the contamination of the gas medium, the engine uses an oil-free lubrication design. The PTFE-based piston rings operate under high temperatures, high pressure, and varying loads, making them prone to wear, which can reduce sealing performance, increase leakage, lower engine efficiency and shorten the engine's lifespan, or even damage the entire engine. Therefore, improving the wear resistance of the piston rings in Stirling engines has become an urgent issue.

Surface texturing, as an effective method to reduce friction and improve lubrication, has been widely used for tribo-pairs such as the internal combustion engines with oil lubrication. By conducting a comparative analysis of the load-carrying capacity of the dimple textures under gas and liquid lubrication conditions, this study aims to explore the differences between gas lubrication and liquid lubrication, summarize design guidelines for texture parameters under gas lubrication, and provide references for the textured design of piston rings in Stirling engines. A numerical simulation approach considering the deformation of the rings and the compressibility of the working medium was adopted to compare the effects of surface textures under both gas and liquid lubrication conditions. By varying parameters such as dimple diameter, area ratio and depth-to-diameter ratio, the load-carrying capacity map was drawn for dimple textures under both gas and liquid lubrication conditions, using the depth-to-diameter ratio and area ratio as coordinates, the influence mechanisms of dimple textures on gas and liquid lubrication were discussed, and the optimal parameters for each lubrication condition have been identified.

The results showed there were significant differences between gas and liquid lubrication conditions. The load-carrying capacity in liquid lubrication mainly relied on the suppression of pressure drop through cavitation effects, while in gas lubrication, it primarily arises from the pressure difference between high-pressure and low-pressure regions. The load-carrying capacity maps indicated that the optimal depth-to-diameter ratio under liquid lubrication was larger, with values between 0.01 and 0.02, while for gas lubrication, it was smaller, around 0.005 to 0.010. The compressibility of gas allowed a larger high-pressure zone to be sustained, enabling significant load-carrying capacity even from a small area ratio 10% to a large area ratio 50%. Additionally the load-carrying capacity could be further enhanced by using an interlaced texture arrangement or increasing the spacing between textures, these two methods could provide a larger sustained range

for high-pressure areas. In contrast, liquids were incompressible, high-pressure zone could not be sustained, thus liquid lubrication does not supported these methods and required a larger area ratio, with an optimal value around 40%.

Key words: surface texture; elastohydrodynamic lubrication; gas lubrication; liquid lubrication; load-carrying capacity map

热气机是 1 种外部供热, 闭式回热循环的活塞式发动机, 它以气体为工质, 具有热效率高、噪音低和污染小等优点, 被广泛应用于发电、制冷以及潜艇的 AIP (Air-Independent Propulsion, 不依赖空气推进) 系统中^[1]。为防止润滑油污染气体工质, 热气机采用无油润滑设计。其中以 PTFE (Polytetrafluoroethylene) 为基材的活塞环运行在高温高压和交变负荷等苛刻工况下, 易发生磨损, 导致密封性能下降和工质泄漏, 降低发动机的工作效率和使用寿命, 甚至造成整机损坏^[2]。提高热气机中活塞环的耐磨性已经成为亟待解决的问题。

表面织构技术作为 1 种有效的减磨润滑方法, 已经被广泛应用于改善摩擦副的摩擦学性能^[3]。表面织构的主要作用包括产生流体动压润滑效应、通过储存润滑液形成“二次润滑”以及容纳磨屑, 减少由于磨屑的耕犁作用而导致的磨粒磨损^[4]等。

自从表面织构的概念被提出后, 大量相关领域的学者通过理论或试验研究探究表面织构的作用机理^[5]和优化织构的参数以及形状^[6], 在采用液体润滑的缸套-活塞环^[7-8]、机械密封^[9]、齿轮^[10]和推力轴承^[11]等领域得到了广泛的应用。Nakano 等^[12]通过试验对比了凹坑和沟槽等多种形式的织构, 认为相对于沟槽, 不连通的凹坑型织构有利于产生更加显著的流体动压效应。Etsion 等^[13]总结了织构化流体动压润滑的几种建模方式, 并指出在液体润滑条件下, 凹坑的深径比(深度和直径的比值)是影响流体动压力的重要织构参数^[14]。Wang 等^[15]研究了水润滑条件下表面织构对碳化硅轴承性能的影响, 认为凹坑的面积率是另一个重要参数, 并以凹坑的深径比和面积率为坐标, 作出了水润滑条件下碳化硅轴承凹坑织构的承载力图^[16], 系统地表达了多个织构参数的影响。此外, 众多研究者对织构的形状也进行了深入的探讨^[17], 一些优化算法如遗传算法和多目标优化算法也被应用于织构形状的优化^[18-19]。

气体和液体的物理性质差异显著, 例如, 气体黏度远低于液体, 且具有可压缩性, 无法产生空化现象, 在低速下的流体动压效果较弱, 所以气体动压润滑通常被用于高速的场合。相对液体润滑, 气体介质下表面织构的研究相对较少。McMickle 等^[20]对小间隙气体端面密封的织构化开展了试验研究, 发现使用激光表面织构技术(Laser surface texture, LST)在高速燃气涡轮发动机的密封端面加工圆形织构后, 可以显著降低摩擦力矩和端面温度, 并使运行

更加平稳。白少先等^[21]对结构化气体端面密封开展了仿真研究，发现添加了圆形表面织构的密封端面具有更好的开启性能和更小的低频扰动振幅。

针对热气机气缸-活塞环的磨损问题，除对活塞环材料上的改进以外，学者们已经开始尝试将表面织构引入缸套和活塞环。薛薇^[22]通过仿真研究对比了圆形、三角形和正方形织构对热气机活塞环摩擦磨损性能的影响，发现直径为 200 μm 、间距为 400 μm 和深度为 40 μm 的圆形织构具有最好的减摩效果。李瑞红^[23]对热气机气缸壁开展了结构化研究，发现织构会小幅提高摩擦系数，但它能通过促进转移膜形成和减少应力集中等方式，显著提升活塞环的耐磨性。上述研究虽然开展伊始，但结果表明了在气体润滑条件下的热气机气缸-活塞环摩擦副上使用表面织构的可行性，为进一步的表面织构优化和实际工程应用提供了依据。

因此，本文中根据热气机缸套-活塞环的工况特性，以添加了圆柱形凹坑织构的活塞环为研究对象，考虑高分子材料的形变，采用基于 Reynolds 方程所建立的结构化流体动压润滑数值模型，对表面织构在气体润滑和液体润滑条件下的特性进行研究，探究两者间的差异以及产生差异的原因，绘制了以织构深径比和面积率为坐标的承载力图，分析织构面积率、深径比和排布方式等参数对润滑性能的影响，并且依据各自的特点，找出最佳的织构参数，为热气机缸套-活塞环表面织构的设计和优化提供参考。

1. 液体和气体流体动压润滑模型的建立

1.1. 控制方程

对流体润滑的理论研究绝大部分是建立在雷诺方程的基础上。在计算中，假设流动状态为层流，液体为不可压缩的牛顿流体，忽略流体温度、惯性力和体积力的影响，则求解二维稳态面接触液体润滑问题的雷诺方程^[24]为

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

式中， h 表示流体膜厚度(μm)； μ 表示润滑介质的动力粘度($\text{Pa}\cdot\text{s}$)； p 表示流体的压力(Pa)； U 表示两表面的相对运动速度(m/s)； ρ 表示润滑介质的密度(kg/m^3)。

在织构的发散楔应用 Reynolds 方程求解液体压力时会出现负压的情况。但在实际情况下，由于空化现象的存在^[25]，并不会出现负压。因此本研究中引入 Reynolds 边界条件来计算空化，当节点(X_0, Y_0)处的无量纲压力值小于 1 时，将该节点压力值置为 1^[26]，其数值表达式为

$$P(X_0, Y_0) = 1 \quad \frac{\partial P(X_0, Y_0)}{\partial X} = \frac{\partial P(X_0, Y_0)}{\partial Y} = 0 \quad (2)$$

与液体相比，气体没有空化效应，但具有可压缩性，因此在气体润滑中气体的密度不再被视为常数。气体的密度 ρ 、压力 p 和温度 T 之间的关系可以由理想气体状态方程表示为 $p = \rho gRT$ ，而在等温状态下， g 、 R 与 T 的乘积是 1 个常数 k ，此时密度可以用压力来表示：

$p = k\rho$ ，则等温条件下可压缩气体的雷诺方程为

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

为了使计算结果便于分析和讨论，对以上方程进行无量纲化，再应用有限差分法对式(1)和式(3)进行求解，即可得到每个节点的无量纲压力值。对各节点的压力值进行积分，再比上计算域的无量纲面积 A 即可得到平均无量纲压力 P_{av} ，其计算公式如下：

$$P_{av} = \frac{\iint_{\Omega} P(X,Y) dXdY}{A}$$

(4)

在弹性变形方面，本研究中选择基于半无限体假设的 Boussinesq 分析模型^[26]。摩擦副表面上任意一点 (x, y) 处的变形量可以用下式来表示：

$$\delta(x, y) = \frac{2E}{(1-\nu^2)\pi} \iint_{\Omega} \frac{p(s, t)}{\sqrt{(x-s)^2 + (y-t)^2}} dsdt \quad (5)$$

式中， E 为软弹性表面的杨氏模量，单位为 MPa； ν 为泊松比。

1.2. 数值计算模型

由于活塞环的曲率半径远大于润滑膜厚度，且本研究中所取的计算域相比活塞半径很小，因此可以忽略润滑膜曲率的影响，将摩擦副简化为平面，建立织构化面接触流体动压数值仿真模型，如图 1 所示。摩擦副的上表面为静止的软弹性表面，添加圆凹坑织构；下表面为光滑的刚性平面，沿 x 方向以速度 U 相对于上表面做平移运动。采用固定初始膜厚的方式进行计算，两表面间的距离即为初始润滑膜厚度 h_0 。每个织构都被放置在 1 个边长为 L 的基本计算单元内，圆凹坑织构的半径为 r_d ，深度为 h_d ，织构面积与基本计算单元面积之比即为面积率 S_a ，则基本计算单元的边长 $L = r_d \sqrt{\pi/S_a}$ 。总计算域由 9 个基本计算单元组成。沿着运动方向上(活塞环轴向)入口和出口处的边界条件设置为 1 个大气压，对于本研究中用到的模型，边界条件的无量纲形式为 $P(X=0) = P(X=3L) = 1$ 。在垂直于运动方向上(活塞环圆周方向)，采用周期性边界条件： $P(Y=0) = P(Y=L) = P(Y=2L) = P(Y=3L)$ 。

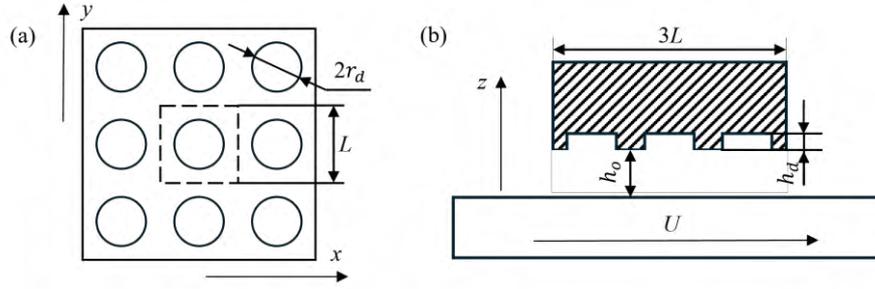


图 1 结构化流体动压润滑数值模型

Fig. 1 Numerical model for textured hydrodynamic lubrication

计算中用到的主要参数列于表 1 中。气体润滑介质为氦气，液体润滑介质为润滑油。经过测试，网格密度为 600×600 ，收敛精度为 2×10^{-6} 时，可以兼顾计算精度和计算速度。计算得到的膜厚分布和压力分布如图 2 所示。

表 1 主要计算参数

Table 1 Main calculation parameters

Parameters	Specification
Gas dynamic viscosity, η_G (helium)/(Pa s)	2.22×10^{-5}
Liquid dynamic viscosity, η_L (lubrication oil)/(Pa s)	0.05
Radius of micro dimples, $r_d/\mu\text{m}$	50 ~ 100
Depth-diameter Ratio of micro dimples, λ	0.001 ~ 0.025
Area ratio of micro dimples, $S_a/\%$	10 ~ 70
Initial film thickness of gas, $h_0/\mu\text{m}$	0.2
Initial film thickness of liquid, $h_d/\mu\text{m}$	1
Relative movement speed between two surfaces, $U/(\text{m/s})$	2
Elastic Modulus, E/MPa	550
Poisson ratio, ν	0.4

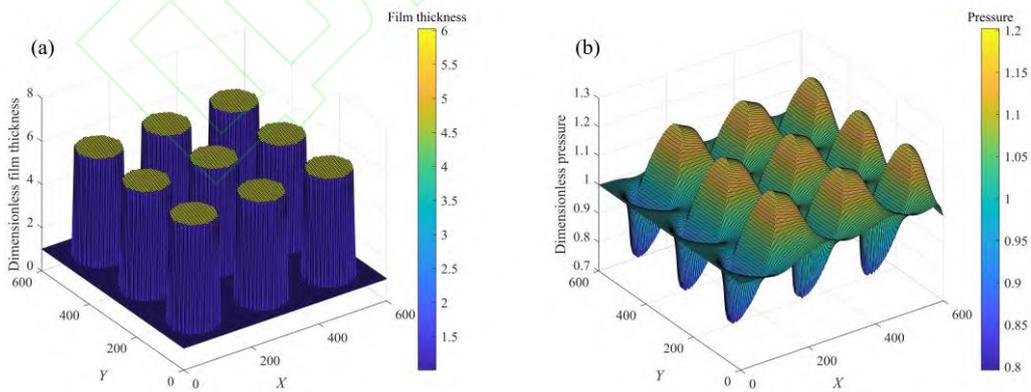


图 2 计算得到的(a)膜厚分布和(b)压力分布

Fig. 2 (a) Film thickness distribution and (b) pressure distribution

2. 结构化气体和液体润滑的差异分析

2.1. 材料变形的影响

聚四氟乙烯(Polytetrafluoroethylene, PTFE)是 1 种高分子聚合物材料,其化学性质非常稳定,同时具有优秀的自润滑性,即使在缺乏润滑剂的条件下,也能在摩擦表面上形成转移膜,从而有效减少摩擦^[27]。这些特性使得以 PTFE 为基材制成的各类复合材料非常适用于热气机内的活塞环。但这一类材料的硬度较低,弹性模量通常在 500 MPa 左右,即使在润滑膜压力较小的条件下也很容易发生变形,从而影响润滑效果,这种润滑状态被称为软弹流润滑(Soft elasto-hydrodynamic lubrication, SEHL)^[28]。

图 3 所示为 $r_d = 100 \mu\text{m}$ 、 $\lambda = 0.01$ 和 $S_a = 30\%$ 时,在刚性和弹性模型下计算得到的平均无量纲压力 P_{av} 随速度 U 变化的曲线。在图 3(a)液体润滑和图 3(b)气体润滑 2 种润滑条件下,弹性模型的 P_{av} 值都低于刚性模型,这说明弹性变形会削弱结构化表面的流体动压效果,且随着速度的增加,变形量逐渐增大,2 种模型计算结果的差距也随之扩大。液体润滑条件下由于变形量大,2 种模型的计算结果差距也较大,当 $U = 6 \text{ m/s}$ 时,平均变形量高达 $0.74 \mu\text{m}$,导致弹性模型下的 P_{av} 值仅为刚性模型下的 28%。相对而言,在气体润滑条件下总的 P_{av} 值较小,变形较小,刚性与弹性模型的差距并不大,即使在 $U = 6 \text{ m/s}$ 的条件下,变形量也仅有约 $0.003 \mu\text{m}$, P_{av} 的差异仅为 0.6%,该差距在进行参数设计时可以忽略不计。

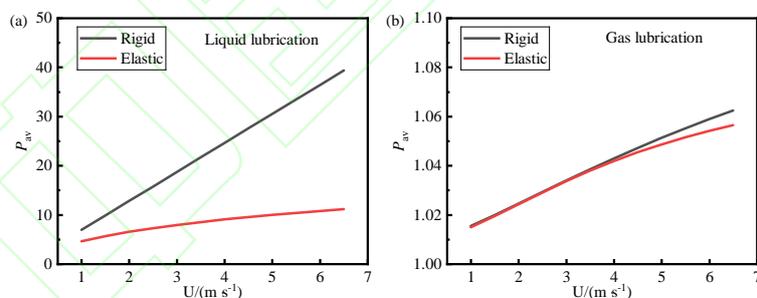


图 3 (a)液体润滑和(b)气体润滑条件下速度对平均无量纲压力的影响

Fig. 3 The influence of velocity on P_{av} under (a) liquid lubrication and (b) gas lubrication conditions

2.2. 黏度和可压缩性的影响

黏度是流体的固有属性之一,黏度越大,流体流动时受到的内摩擦力和压差阻力就越大,流速越容易减慢,流体的动能转变为压力势能,进而增大承载力。以热气机常用的工质氦气和汽车常用的 0W-20 号发动机润滑油为例,氦气的黏度比 0W-20 号机油低 3 个数量级。因此,相同条件下液体产生的流体动压力远大于气体。

液体通常被认为是不可压缩的,这使得液体的压力变化是线性的。而气体具有很高的可压缩性,这使其压力变化是非线性的,不容易发生突变,汽车中常见的空气悬架系统正是利

用了气体的这一特性来进行隔振。在气体润滑中，气体同样发挥着非线性弹簧和阻尼的作用。因此从可压缩性的角度来看，气体润滑和液体润滑的压力分布也会存在不同。

为了探究气体可压缩性对压力分布的影响，在运动方向上将计算域扩展为 10 列基本计算单元，边界条件不变。为了使对比更加清晰，使用部分结构化，即左侧 6 列添加结构，右侧 4 列不添加，结构参数为 $r_d=50\ \mu\text{m}$ 、 $\lambda=0.01$ 和 $S_a=20\%$ 。图 4 所示为在气体润滑和液体润滑条件下计算得到的沿运动方向中心截面压力分布曲线。从左侧的结构化区域可见，液体润滑条件下，空化效应使液体在发散楔处的最低压力受到限制，并且由于液体的黏度远高于气体，因此整体产生的流体动压力是相同气体润滑条件下的几十倍，这些流体动压力就是液体润滑时额外承载力的来源。而在气体润滑条件下，不存在空化效应，结构发散楔处的压力会低于边界压力，产生较低的低压。液体润滑和气体润滑条件下，压力在结构收敛楔处的上升都近似呈线性，但在离开结构凹坑后，2 种情况下的压力呈现出不同的下降趋势。在液体润滑条件下，压力迅速下降，与上升趋势大致对称；但在气体润滑条件下，由于其可压缩性，压力变化是非线性的，分为 2 个阶段，在刚刚离开结构凹坑区域时，压力下降较为缓慢，当到达下一个结构的发散楔时，压力才开始迅速下降，因此高压区的持续范围大于低压区，这一差值使得整体的压力提高，总压力大于边界压力，增加了摩擦副的承载能力，这是气体润滑条件下额外承载力的主要来源。

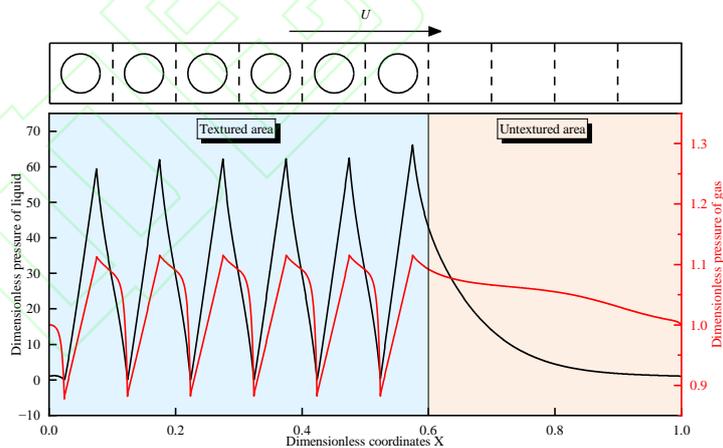


图 4 气体和液体润滑条件下沿运动方向中心截面压力分布图

Fig. 4 Pressure curves of gas and liquid lubrication along the center section of the motion direction

从右侧的非结构化区域可以更为明显的发现，离开结构区域后，液体润滑条件下压力快速下降，最终逐渐稳定在边界压力附近；而气体润滑条件下，气体的可压缩性产生了“弹性”效应，压力下降缓慢，离开结构凹坑区域后也可以保持较大范围的高压。鉴于这种特性，在对气体润滑进行结构化设计时，可以考虑通过改变结构的排布方式来增大高压区的持续范围，例如交错排列结构，在面积率不变的情况下增加高压区的可持续范围；或增加运动方向上织

构间的距离，减弱高低压区域之间的干涉抵消作用。图 5 所示为不同的织构排列方式，其中图 5(a)是织构的常见排列，图 5(b)是织构交错排列，图 5(c)中将运动方向上(x 方向)织构间的距离增大为 $1.5L$ ，垂直于运动方向上(y 方向)的距离仍为 L 。在 3 种排列方式下分别进行计算，得到了图 5 中的压力分布云图。可以看出在液体润滑条件下，如图 5(b1)所示，将织构排列方式改为交错排列后，压力的分布情况并没有发生很大的变化，高压区和低压区仍然大致呈对称分布，此时 P_{av} 仅提高了 0.5%。而在气体润滑条件下，如图 5(b2)所示，将织构排列方式改为交错排列后，低压区的分布范围没有明显变化，但高压区在下一列织构的间隙处得到了进一步的延伸，压力分布形状由四边形变成了五边形，扩大了压力持续的范围，高压区与低压区之间的差值也更大，此时 P_{av} 提高了 3.95%，相比液体润滑条件，提升幅度显著增大。当运动方向上织构的间距增大后，如图 5(c1)所示，液体润滑的高压区仍然没有得到明显的延伸，相反的，由于增加织构间距导致面积率减小，这种排列方式下的 P_{av} 比普通排列方式降低了 1.28%。而在气体润滑的条件下，如图 5(c2)所示，运动方向上的织构间距增大，高压区有了更长的持续范围， P_{av} 比普通排列方式提高了 2.5%。图 6 所示为 2 种排列方式相对于普通排列方式 P_{av} 的变化率，可以发现 2 种排列方式都可以一定程度提高气体润滑条件下的承载能力，但对液体润滑没有明显的提升效果，甚至会降低承载能力。

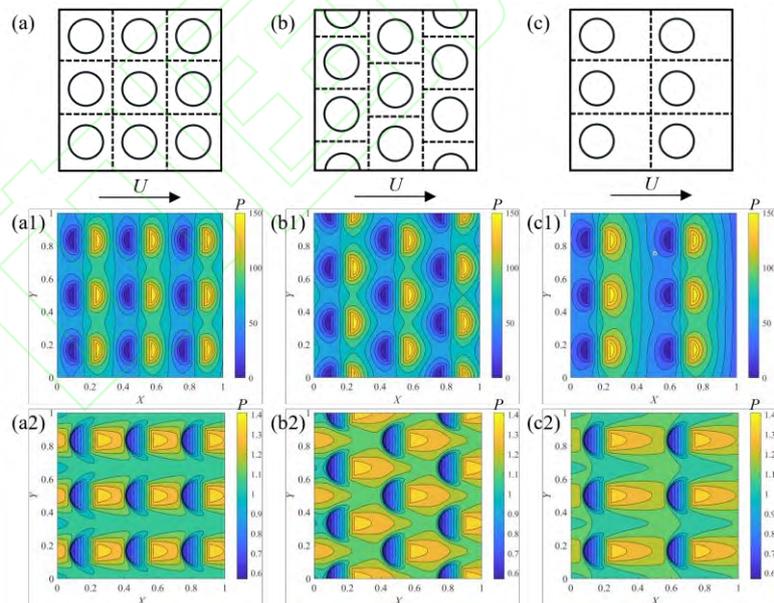


图 5 不同的织构排列方式：(a)普通排列；(b)交错排列；(c)增加运动方向上织构间的距离；
(a1, b1, c1)液体润滑；(a2, b2, c2)气体润滑

Fig. 5 Different dimple arrangement: (a) ordinary arrangement; (b) interlaced arrangement; (c) increase the spacing between textures; (a1, b1, c1) liquid lubrication; (a2, b2, c2) gas lubrication

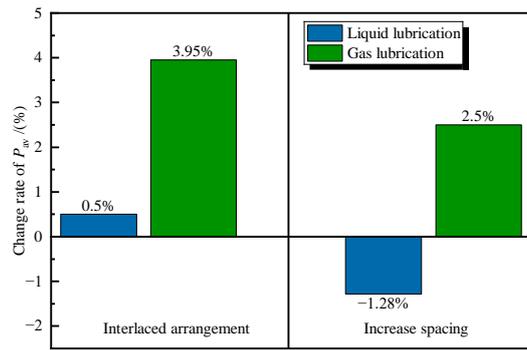


图 6 交错排列(左)和大间距排列(右)承载力的变化率

Fig. 6 Change rate of P_{av} under interlaced arrangement (left) and increase spacing arrangement (right)

为了进一步探究气体润滑条件下，运动方向上的织构间距对 P_{av} 的影响，固定 y 方向上的织构间距不变，通过改变 x 方向上的织构间距，比较 P_{av} 的变化。使用的织构参数为 $r_d=50 \mu\text{m}$ ， $\lambda=0.01$ ，初始面积率为 $S_a=10\%$ 、 $20\% \cdots 60\%$ 。并定义一个参数 α 为 x 方向与 y 方向的织构间距之比，通过改变 α 来改变 x 方向上的织构间距， α 选择 1.0、1.2 \cdots 2.8、3.0。计算得到的 P_{av} 随 α 的变化曲线如图 7 所示。可以发现大面积率，如 $S_a=40\%$ 、 50% 和 60% 时，随着 α 的增大， P_{av} 在不断增大，但增速逐渐放缓； $S_a=30\%$ 时，当 α 增大到 2.4 后， P_{av} 几乎不再增加；而在 $S_a=20\%$ 和 10% 时，出现了 P_{av} 先增加后下降的现象，最佳 α 分别为 2.0 和 1.6， $S_a=10\%$ 时， $\alpha>2.4$ 的 P_{av} 甚至小于 $\alpha=1.0$ 时。因此，在大面积率下，增大运动方向上的织构间距， P_{av} 可以获得较大的提升效果，而在小面积率时，提升效果并不明显，甚至会降低 P_{av} 。在进行织构设计时，应该选择较大的面积率，并在运动方向上使用较大的织构间距，而在垂直于运动方向上使用较小的织构间距。

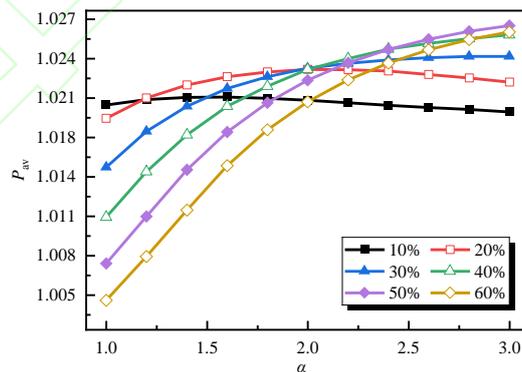


图 7 不同初始面积率时， P_{av} 随 α 的变化曲线

Fig. 7 The variation curve of P_{av} with α under different initial S_a .

气体的可压缩性还带来了“累积效应^[29]”。对液体润滑而言，空化现象的存在使得每一个织构处的最低压力都等于空化压力，所以，除入口和出口处受边界条件的影响，其余每一个织构产生的峰值压力理论上相等，在运动方向上形成了近似周期性的压力分布。而气体

则不同，图 8 所示为在气体润滑条件下，使用 $r_d=50 \mu\text{m}$ 和 $\lambda=0.004$ ， S_a 分别为 30%、40%、50%和 70%的织构参数计算得到的中心截面压力分布图。可以发现面积率为 30%和 40%时，如图 8(a)和(b)所示，左侧织构处的压力较低，沿着运动方向上，织构处压力的最低值和最高值都出现了越来越高的趋势，呈现出压力的累积效应。这个累积效应是“负压”和“正压”相互博弈的结果，下一个织构的起始压力不再是环境压力，而是从上一个织构处延伸过来的高压，也正因如此，上一个织构的高压区和下一个织构的低压区相遇后会被抵消，织构间的距离越近，这种干涉抵消作用也越强，因此，当面积率增加后，“负压”的影响逐渐增大，当面积率为 50%时，如图 8(c)所示，各个织构处的压力大致相等；而在面积率高至 70%时，如图 8(d)所示，第 1 个织构处的压力较高，随后出现了下降。

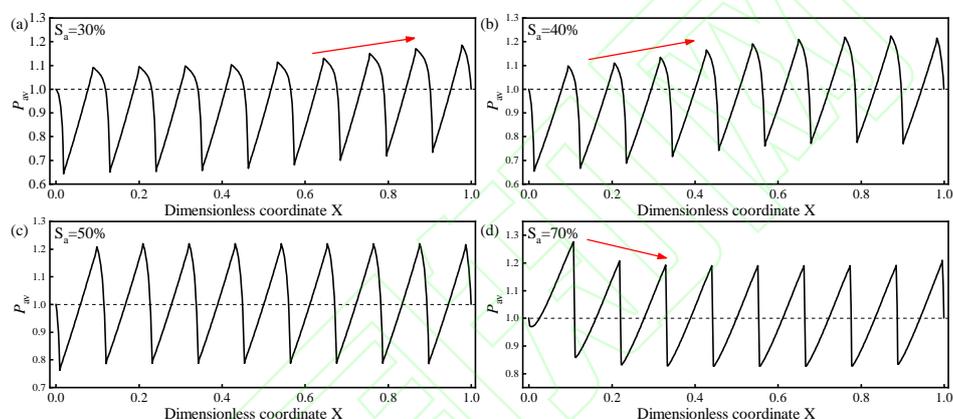


图 8 气体润滑状态下不同面积率时沿运动方向中心截面压力分布图

Fig. 8 Pressure curves of different S_a along the center section of the motion direction under gas lubrication

2.3. 承载力图

为了探究气体和液体润滑条件下的最优织构参数，在不同的织构半径 r_d 下，以面积率 S_a 和深径比 λ 为坐标，计算得到了 P_{av} 变化图，如图 9 所示。 S_a 选用 10%、20%……70%共 7 组， λ 选用 0.002、0.004……0.050 共 25 组。可以发现 2 种润滑条件下，均存在最佳的 S_a 和 λ 。液体润滑条件下，随着 r_d 的增大，最佳 S_a 的范围有小幅增大， $r_d=50 \mu\text{m}$ 时最佳 S_a 范围约为 25%~60%， $r_d=100 \mu\text{m}$ 时最佳 S_a 范围约为 30%~65%，最佳 λ 随 r_d 的增大有小幅减小， $r_d=50 \mu\text{m}$ 时最佳 λ 约为 0.015， $r_d=100 \mu\text{m}$ 时最佳 λ 减小到约 0.012；气体润滑条件下，在 $S_a=10\%~50\%$ 的范围内可以产生较高的承载力，且随着 r_d 的增加，这个范围没有明显变化，最佳 λ 的值始终都比较小，且随 r_d 的增大最佳 λ 小幅减小， $r_d=50 \mu\text{m}$ 时最佳 λ 约为 0.012， $r_d=100 \mu\text{m}$ 时最佳 λ 减小到约 0.007。另外可以发现，在 $r_d=50~100 \mu\text{m}$ 的范围内，随着 r_d 的增加，气体润滑条件下，最大的 P_{av} 值不断变大，最小的 P_{av} 值也在不断减小；而在液体润滑条件下，由于空化效应的存在，最小 P_{av} 值并不会一直下降，但最大 P_{av} 的值在增大。

对于液体润滑, P_{av} 在 S_a - λ 坐标系中呈现圆锥状分布; 而对于气体润滑, P_{av} 对 λ 的变化更为敏感, 在 S_a - λ 坐标系中呈山脊状分布, 与液体显著不同。液体润滑时大面积率的效果更好, 因为 S_a 过小时, 单位面积内的织构数量较少, 产生的额外承载力也较小, 且 r_d 较大时可以获得更高的 P_{av} ; 根据 2.2 节中的分析, 气体润滑条件下 S_a 较小时, 织构之间的距离较大, 高压区可以得到充分的延伸, 因此即使在 $S_a=10\%$ 的小面积率下也可以获得相对较高的 P_{av} 。而在 S_a 过大时, 织构的分布太密集, 导致高压区无法得到有效的延伸, 此时的 P_{av} 会下降。另一方面, 也是由于气体的可压缩性, 其 λ 的最优值要显著小于液体润滑。

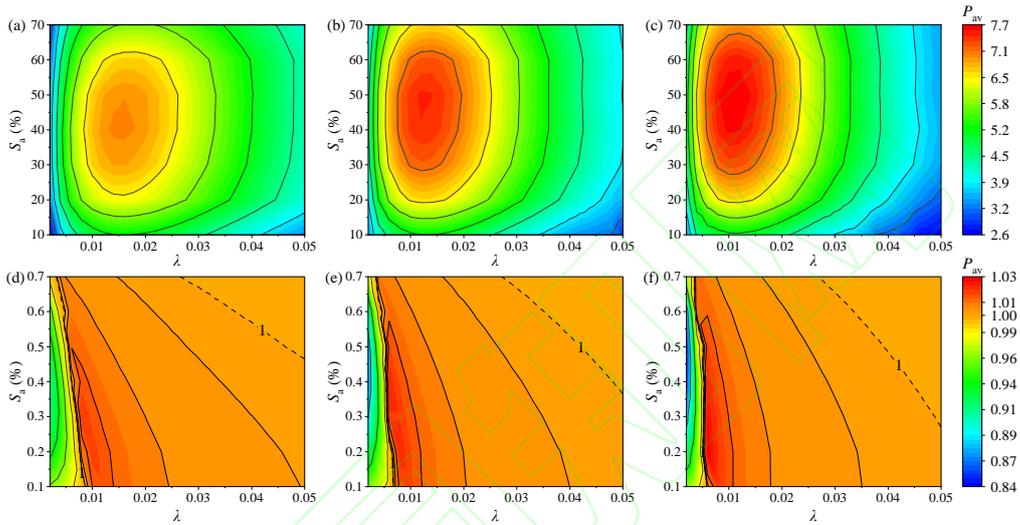


图 9 在液体和气体润滑条件下, 采用不同的 r_d 时, 以 S_a 和 λ 为坐标获得的承载力图: (a, b, c) 润滑介质为液体, r_d 分别为 50、75 和 100 μm ; (d, e, f) 润滑介质为气体, r_d 分别为 50、75 和 100 μm

Fig. 9 Under liquid and gas lubrication conditions, the load-carrying capacity map obtained by using different r_d with S_a and λ as coordinates: The lubricating medium for (a, b, c) is liquid with r_d of 50, 75 and 100 μm ; The lubricating medium for (d, e, f) is gas, with r_d of 50, 75 and 100 μm

除可压缩性之外, λ 对 P_{av} 的影响可能具有更加复杂的机制, 从图 9 中可以看到, 随着 λ 的增加, P_{av} 呈现出先增大后减小的趋势, 这是因为当润滑介质流经织构的收敛楔时, 由于织构侧面的阻碍和挤压, 流速降低, 将流体的动能转变为压力势能, 产生了额外的承载力。织构的深度过浅时, 无法对流体产生足够的阻碍作用, 此时的动压效应较弱, 随着织构深度的增加, 动压效应逐渐增大, 但当织构的深度过大时, 对润滑介质的流动阻碍过大, 反而会削弱动压效应^[30]。

另外可以发现在气体润滑条件下, 并不是所有的织构参数都能够产生正的承载力, 在某些参数下织构会降低摩擦副的承载能力, 这种情况主要集中在 λ 较小的情况下, 小部分出现在 λ 较大和 S_a 较大的参数下。这可能是因为过小的 λ 使得织构深度过小, 无法产生大的正压力, 而过大的 S_a 又使得正压力区的分布范围较小, 因此总压力很小, 甚至低于 1。在图 (d~f) 中使用虚线标注出了 $P_{av}>1$ 的范围, 在这个参数范围内, 都可以产生正的承载力, 在进行气

体润滑参数设计时，应该综合考虑加工工艺，选择 $P_{av}>1$ 范围内的织构参数。

综合以上分析可以发现，液体润滑条件下，空化效应抑制了低压区压力的下降，而对高压区则没有影响，使得整体压力较高，这是额外承载力的主要来源，但高压区仅分布在织构收敛楔处，无法继续向后延伸，因此液体润滑条件下需要更多、更密集的织构来产生高压，即需要大面积率；而在气体润滑条件下，没有了空化效应对低压的抑制，低压区和高压区的极值大致沿 $P_{av}=1$ 对称分布，但得益于高压区更大的分布范围，高低压区之间存在一个差值，计算域内的总积分仍然是大于 1 的，可以产生额外承载力，为了增大这个差值，给高压区更大的分布范围，就需要更大的织构间距，所以气体润滑时，面积率要低于液体润滑为好。

3. 结论

本文中基于 Reynolds 方程建立了织构化流体动压润滑的数值模型，通过数值计算的方法探究了表面织构对气体润滑和液体润滑的不同影响，分析了弹性变形、粘度、可压缩性、织构半径、面积率和深径比对承载能力的影响。并绘制了以织构深径比和面积率为坐标的承载力图。根据分析结果可以得出以下结论：

a. 弹性变形会改变压力的分布，降低织构化表面的承载能力。当活塞环材料为 PTFE 时，在本研究中使用的计算参数下，气体润滑时的弹性变形很小，对承载力的影响可以忽略不计，但液体润滑时产生的弹性变形较大，对承载力的影响显著，在进行织构参数设计时必须加以考虑；

b. 气体的黏度远低于液体，导致其在相同的条件下产生的流体动压力也远小于液体。但气体具有可压缩性，针对这个特点，在对气体润滑进行织构参数设计时，可以通过增大运动方向上的织构间距来增大承载力，这种方式对大面积率的提升效果更好，也可以将织构交错排列来提高承载能力，但这 2 种排列方式对液体润滑没有明显的提升效果，甚至会降低承载能力；

c. 气体润滑条件下，最佳深径比较小，在 0.007~0.012 附近，但应该避免使用过小的深径比，深径比小于 0.004 时有可能会降低织构化表面的承载能力。液体润滑条件下最佳深径比较大，在 0.01~0.02 的范围内都可以有效提升承载力；

d. 气体的可压缩性使得在很低的面积率，如 $S_a=10\%$ 时也能较好的提升承载能力；相比之下，液体润滑不应使用过小的面积率，最佳面积率在 30%~60% 的范围内；

e. 在织构半径 50~100 μm 的范围内，随着织构半径的增加，承载能力也不断提高。

参考文献

- [1] Thombare D G, Verma S K. Technological development in the stirling cycle engines[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2008, 12(1): 1–38. doi:10.1016/j.rser.2006.07.001.
- [2] Ahmadi M H, Ahmadi M A, Pourfayaz F. Thermal models for analysis of performance of Stirling engine: a review[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, 68: 168–184. doi:10.1016/j.rser.2016.09.033.
- [3] Zhao Wenjie, Wang Liping, Xue Qunji. Development and research progress of surface texturing on improving tribological performance of surface[J]. Tribology, 2011, 31(6): 622–631(in Chinese) [赵文杰, 王立平, 薛群基. 织构化提高表面摩擦学性能的研究进展[J]. 摩擦学学报, 2011, 31(6): 622 - 631]. doi: 10.11896/cldb.19100049.
- [4] Wang Jingqiu, Wang Xiaolei. State of the art in innovative design of surface texture[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(23): 84–95(in Chinese) [王静秋, 王晓雷. 表面织构创新设计的研究回顾及展望 [J]. 机械工程学报, 2015, 51(23): 84 - 95]. doi:10.3901/JME.2015.23.084.
- [5] Ye Jiawang, Yu Aibing, Qin Tuo, et al. Tribological Properties and Lubrication Mechanisms of Rolling Ball Lubricated Surface[J/OL]. Tribology, 1-15[2025-01-15] (in chinese) [叶家往, 于爱兵, 秦拓, 等. 滚珠润滑表面的摩擦学性能及其润滑机理[J/OL]. 摩擦学学报(中英文), 1-15[2025-01-15].https://doi.org/10.16078/j.tribology.2023252].
- [6] Zhao Lixin, Zhang Baoling, Liu Yang, et al. State of the art for improving tribological performance based on of surface texturing technology[J]. Tribology, 2022, 42(1): 202-224. (in chinese) [赵立新, 章宝玲, 刘洋, 等. 基于表面织构技术改善摩擦学性能的研究进展[J]. 摩擦学学报, 2022, 42(01): 202-224]. doi: 10.16078/j.tribology.2020263.
- [7] Yin Bifeng, Lu Zhentao, Liu Shengji, et al. Theoretical and experimental research on lubrication performance of laser surface texturing cylinder liner[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(21): 91–96(in Chinese) [尹必峰, 卢振涛, 刘胜吉, 等. 缸套表面织构润滑性能理论及试验研究 [J]. 机械工程学报, 2012, 48(21): 91 - 96]. doi:10.3901/JME.2012.21.091.
- [8] Ma Wenlin, Wei Liangliang. Effect of micro-texture on the friction and wear performance of copper-based self-lubricating composites[J]. Surface Technology, 2023, 52(1): 93–102(in Chinese) [马文林, 未亮亮. 微织构对铜基自润滑复合材料摩擦磨损性能的影响[J]. 表面技术, 2023, 52(1): 93 - 102]. doi:10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2023.01.010.
- [9] Ji Hua, Xia Fu, Chen Xiao, et al. Leakage calculation and mechanism of mechanical seal with micro-pores considering cavitation[J]. Journal of Sichuan University (Engineering Science Edition), 2016, 48(3): 196–201(in Chinese) [吉华, 夏夫, 陈泉, 等. 考虑空化效应的微孔端面机械密封泄漏量计算及机理[J]. 四川大学学报(工程科学版), 2016, 48(3): 196–201. doi:10.15961/j.jsuese.2016.03.027.]
- [10] Yuan Changsheng, Shen Rui, Dai Qingwen, et al. Influence of Surface Texture on the Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication Performance of Gears[J]. Tribology, 1-21[2025-01-15] (in chinese) [袁常生, 沈瑞, 戴庆文, 等. 表面织构对齿轮等温弹流润滑性能的影响 [J]. 摩擦学学报 (中英文), 1-21[2025-01-15]. https://doi.org/10.16078/j.tribology.2024067].
- [11] Zhang Jinyu, Meng Yonggang. Optimal design of surface texture in parallel thrust bearings[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(17): 91–99(in Chinese) [张金煜, 孟永钢. 推力滑动轴承表面织构的优化设计[J]. 机械工程学报, 2012, 48(17): 91 - 99].

doi:10.3901/JME.2012.17.091.

- [12] Nakano M, Korenaga A, Korenaga A, et al. Applying micro-texture to cast iron surfaces to reduce the friction coefficient under lubricated conditions[J]. Tribology Letters, 2007, 28(2): 131–137. doi:10.1007/s11249-007-9257-2.
- [13] Etsion I. Modeling of surface texturing in hydrodynamic lubrication[J]. Friction, 2013, 1(3): 195–209. doi:10.1007/s40544-013-0018-y.
- [14] Etsion I, Sher E. Improving fuel efficiency with laser surface textured piston rings[J]. Tribology International, 2009, 42(4): 542–547. doi:10.1016/j.triboint.2008.02.015.
- [15] Wang Xiaolei, Wang Jingqiu, Zhang Bo, et al. Design principles for the area density of dimple patterns[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2015, 229(4): 538–546. doi:10.1177/1350650114531939.
- [16] Wang Xiaolei, Kato K, Adachi K, et al. Loads carrying capacity map for the surface texture design of SiC thrust bearing sliding in water[J]. Tribology International, 2003, 36(3): 189–197. doi:10.1016/S0301-679X(02)00145-7.
- [17] Yu Haiwu, Wang Xiaolei, Zhou Fei. Geometric shape effects of surface texture on the generation of hydrodynamic pressure between conformal contacting surfaces[J]. Tribology Letters, 2010, 37(2): 123–130. doi:10.1007/s11249-009-9497-4.
- [18] Zhang Hui, Hua Meng, Dong Guozhong, et al. Optimization of texture shape based on Genetic Algorithm under unidirectional sliding[J]. Tribology International, 2017, 115: 222–232. doi:10.1016/j.triboint.2017.05.017.
- [19] Wang Xiuying, Li Siyuan, Dai Qingwen, et al. Research progress in coordinated optimization of lubrication and leakage for textured mechanical seals[J]. Surface Technology, 2019, 48(8): 1-8 (in chinese) [王秀英, 李思远, 戴庆文, 等. 结构化机械密封的润滑与泄漏特性协调优化研究进展[J]. 表面技术, 2019, 48(8): 1-8]. doi: 10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2019.08.001.
- [20] McNickle A D, Etsion I. Near-contact laser surface textured dry gas seals[J]. Journal of Tribology, 2004, 126(4): 788–794. doi:10.1115/1.1792695.
- [21] Bai Shaoxian, Peng Xudong, Meng Xiangkai. Stability of laser textured gas-lubricated non-contact mechanical seal[J]. Tribology, 2010, 30(6): 521-526 (in chinese) [白少先, 彭旭东, 孟祥铠. 激光多孔端面气体非接触机械密封稳定性分析[J]. 摩擦学学报, 2010, 30(6): 521-526]. doi: 10.16078/j.tribology.2010.06.017.
- [22] Xue Wei. Design and research on metal surface morphology of piston ring seal friction pair of Stirling machine[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2023 (in Chinese) [薛薇. 斯特林机活塞环密封摩擦副金属表面形貌的设计研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2023].
- [23] Li Ruihong. Study of the effect of surface topography on tribology behavior of PTFE/nano-SiO₂ composites[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2020 (in chinese) [李瑞红. 表面形貌对PTFE/nano-SiO₂复合材料摩擦学行为影响的研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2020].
- [24] Huang Ping. Numerical calculation methods of elastohydrodynamic lubrication[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2013: 5–6] (in Chinese) [黄平. 弹性流体动压润滑数值计算方法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2013: 5–6]
- [25] Wang Baomin, Zhao Ruiping, Huang Guilin, et al. Numerical analysis of the cavitation effect of asymmetric micro-texture in sliding friction pair surface[J]. Tribology, 2024, 44(7): 937-946 (in Chinese) [王保民, 赵瑞平, 黄贵林, 等. 滑动摩擦副表面非对称微织构空化效

- 应数值分析[J]. 摩擦学学报(中英文), 2024, 44(7): 937-946]. doi:10.16078/j.tribology.2023084
- [26] Su Binbin, Huang Lirong, Huang Wei, et al. The load carrying capacity of textured sliding bearings with elastic deformation[J]. Tribology International, 2017, 109: 86–96. doi:10.1016/j.triboint.2016.11.030.
- [27] Gao Gui, Gong Jun, Li Ruihong, et al. Effect of surface texture on friction and wear behavior of PTFE composites[J]. Tribology, 2020, 40(6): 697–706(in Chinese) [高贵, 龚俊, 李瑞红, 等. 表面织构对 PTFE 复合材料摩擦磨损行为的影响[J]. 摩擦学学报, 2020, 40(6): 697–706. doi:10.16078/j.tribology.2020030.]
- [28] Wongseedakaew K, Panichakorn J. Rough air-soft elastohydrodynamic lubrication[J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 420: 30–35. doi:10.4028/www.scientific.net/amm.420.30.
- [29] Murthy A N, Etsion I, Talke F E. Analysis of surface textured air bearing sliders with rarefaction effects[J]. Tribology Letters, 2007, 28(3): 251–261. doi:10.1007/s11249-007-9269-y.
- [30] Cheng Linkai. Influence of characteristic parameters and distribution of surface texture on lubrication performance[D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2021 (in Chinese) [程林凯. 表面织构特征参数及分布对润滑性能的影响[D]. 西安: 西安理工大学, 2021:].