

• 机械工程 •

DOI:10.15961/j.jsuese.202100513



本刊网刊

非对称压差下三角形微孔摩擦副的两向异性应用

吉 华^{1,2}, 张子扬¹, 段宗幸¹, 陈 志¹

(1. 四川大学 化学工程学院, 四川 成都 610065; 2. 西藏农牧学院 水利土木工程学院, 西藏 林芝 860000)

摘 要:带有方向性微孔的平行摩擦副在不同运动方向有不同的摩擦性能,但在两向运动时,利用方向性微孔的两向异性去适配两向不同压差的研究仍然缺乏。基于Fluent多相流空化模型,针对带有等边三角形微孔的平行摩擦副,建立了其中一个微孔周期的间隙流体的3维数值计算模型,研究了如何应用三角形的两向异性以减小摩擦系数。首先,使用了流动因子判定流动状态,网格无关性分析确定网格尺寸,并与文献计算结果对比,保证了数值计算模型的正确性;然后,描述了三角形微孔的两向异性,并解释了三角形微孔两向异性产生的原因是由于两向运动时的不同楔效应;随后,研究了运动速度和微孔深度对两向异性的影响;最后,在不同的两向运动工况下,将三角形微孔摩擦副的两向平均摩擦系数与圆形微孔的两向平均摩擦系数进行了对比。研究结果表明:三角形微孔摩擦副的两向异性主要出现在压差较低的区域,摩擦系数差异最大可达31.68%;增大速度会使具有明显两向异性的压差区间增大;不同的孔深对两向异性的影响取决于孔深对动压的影响,孔深为3 μm 时摩擦性能最好;圆形微孔摩擦副的摩擦系数介于三角形摩擦副两向运动的摩擦系数之间,与正向运动时的三角形微孔摩擦副的摩擦系数最大相差17.96%;当两向运动时,应将三角形微孔尖端朝向压差较低侧,利用三角形微孔的两向异性,最多能够比圆形微孔减少13.3%的两向平均摩擦系数。

关键词:等边三角形微孔;数值计算;两向异性;摩擦系数;不对称压差

中图分类号:TH117.1

文献标志码:A

文章编号:2096-3246(2022)04-0187-08

Application of Anisotropy of Sliders with Triangular Dimples Under Asymmetric Pressure Differences

JI Hua^{1,2}, ZHANG Ziyang¹, DUAN Zongxing¹, CHEN Zhi¹

(1. School of Chemical Eng., Sichuan Univ., Chengdu 610065, China;

2. School of Hydraulic and Civil Eng., Tibet Agricultural and Animal Husbandry Univ., Nyingchi 860000, China)

Abstract: Parallel sliders textured with oriented dimples have different frictional performances when moving in different directions. However, the anisotropy of dimples is hardly studied to adopt the different working conditions at bidirectional movements. Therefore, based on the multiphase flow cavitation model in Fluent, a three-dimensional numerical model of the lubricant between the parallel sliders with equilateral triangular dimples was developed for reducing the friction coefficient with the anisotropy of triangle dimples. Firstly, the fluid factor was calculated for checking the flow pattern, and the grid independence test was done for determining the grid size. The calculation result was also compared with the reference in order to ensure the accuracy of the model. Secondly, the anisotropy of triangle dimples was described. The reason of anisotropy is the different wedge effects at different moving direction. Thirdly, the influences of the velocity and the depth of dimples on the anisotropy were studied. Finally, the average friction coefficient of the sliders with triangular dimples was compared with that with circular dimples under different bidirectional movement conditions. The results showed that the anisotropy of sliders with triangular dimples is obvious in the low pressure region, with a maximal friction coefficient difference 31.68%. The increase of velocity widens the pressure range where obvious anisotropy appeared. The effect of dimple depth on the anisotropy depends on the effect of the dimple depth on the dynamic pressure, and the best depth for

收稿日期:2021-06-01

基金项目:西藏自治区高层次人才引进项目(NYGCCRC-2022-01)

作者简介:吉 华(1972—),男,副教授,博士。研究方向:流体机械。E-mail: jihua@scu.edu.cn

网络出版时间:2022-07-06 11:34:50

网络出版地址:https://kns.cnki.net/kcms/detail/51.1773.TB.20220705.1033.001.html

<http://jsuese.ijournals.cn>

<http://jsuese.scu.edu.cn>

friction performance is 3 μm . The friction coefficient of sliders with circular dimples is between that with triangular dimples moving forward and backward, and the maximum difference is 17.96%. When the working conditions of the two directions are different, the friction coefficient of sliders with triangular dimples can be reduced by 13.3%.

Key words: equilateral triangular dimples; numerical calculation; anisotropy; friction coefficient; asymmetric pressure difference

在平行的摩擦副表面加工微孔,能够提高液膜承载力,减小摩擦^[1],主要应用于机械密封^[2]、推力轴承^[3]、滑动轴承^[4]、活塞-气缸^[5]等机构中。微孔的几何形状和尺寸是影响微孔性能的主要因素,早期的研究主要集中于圆形微孔^[6-8],近年来,椭圆形、矩形、三角形、V形等规则方向性微孔^[9-12]以及一些非规则形状的微孔^[13-15]也得到了研究。

研究方向性微孔的主要目的是找到在一个确定的方向运动时,微孔的最佳方向角(摆放方向)。Ding等^[9]通过实验研究了微孔几何形状(圆形、棱形、矩形和椭圆形)对摩擦系数的影响,结果表明孔型对摩擦性能有显著影响,长轴垂直于滑动方向的椭圆形微孔效果最好。Meng等^[10]采用数值计算的方法研究了椭圆形、菱形、三角形和矩形等方向性孔对流量的影响,研究发现,通过调节摆放角度可以控制油膜流量,存在使回流最大的摆放角度,且矩形孔的控制能力最强。Hingawe和Bhore^[11]采用了数值计算的方法,研究了具有不同截面轮廓(平板、三角形T1、三角形T2、半圆形)微孔的平行摩擦副的摩擦性能。结果表明,三角形T2底型的摩擦系数最小,承载能力最大;使不同的孔型摩擦性能最优的速度和几何参数并不相同。

Shen和Khonsari^[13]采用基于序列二次规划算法的形状优化方法得出结论:在单向滑动和两向滑动时的最佳微孔形状是燕尾形和对称梯形。该研究中在正反向滑动时工况相同。

以上研究都表明,具有不对称结构的方向性孔的性能与滑动方向有着很大的关系^[9,16],且在某一个方向角下,往往提供比圆形孔更大的承载力,减少摩擦的性能也更为优越。

Lu等^[17]在往复摩擦机上对带有三角形微孔的试件展开了线-面接触实验。基于实验结果,他们提出了摩擦系数各向异性的概念,即:不同运动方向的摩擦系数是不同的,原因是线接触长度的差异。他们的实验是开放实验,运动两侧压力均为大气压,即压差为零。

以上研究旨在探寻固定方向运动时的最佳微孔几何参数,没有与实际工况联系起来。往复运动的机构,例如活塞环-缸套、往复运动的滑动轴承等,它们在往做功侧运动时,由于外载荷较大,往往承受较高压力;而在返回时,压力较低。往复运动的研究^[18-19]一般以往复平均参数作为评价指标,反映的是一个

往复循环内的平均值,例如平均摩擦系数、平均油膜厚度等。对于具有各向异性的方向性微孔而言,往复平均参数只能最后评价某一确定几何参数微孔的效果,却不能反应出微孔各向异性对工况的适应性,所以这种研究方法不能在设计时给设计者有用的指导信息,不利于微孔几何参数的正向设计和机理解释。

综上,利用非对称表面微织构的各向异性去主动适应不对称工况的研究极为少见。55%的文献采用数值计算的方法研究表面微织构在流体润滑领域的应用^[20]。所以,本文采用数值计算的方法,研究带有等边三角形微孔的面-面摩擦副在流体润滑状态时随工况变化的两向运动的性能,利用等边三角形微孔的两向异性特点去适应两向运动中一侧载荷高(压差大)、另一侧载荷低(压差小)的工况特性,以达到一个往复周期内更好地减少摩擦的效果。

1 计算模型

1.1 几何模型

图1为摩擦副几何模型及微孔的示意图。带有微孔的摩擦副如图1(a)所示,其长度为 L 。上滑块有微孔,沿 x 轴双向运动,速度为 u ,下滑块无微孔,且保持静止。微孔深度为 h_p ,润滑油膜厚为 h_0 。如图1(c)所示,上平板上均匀分布5个微孔,当上板朝着三角形的尖端方向运动,即运动方向沿 x 轴正方向,将其定义为正向运动, u 的符号为“+”;反之, u 的符号为“-”。如图1(b)所示,微孔位于边长为 a 的正方形单元的中心,正三角形微孔边长为 b 。图1(d)中圆形微孔的直径为 d 。

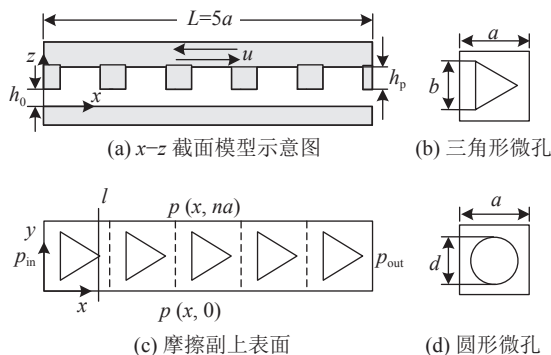


图 1 摩擦副几何模型及微孔示意图

Fig. 1 Diagram of geometric model of friction pair and micro-dimples

如图1(c)所示,将 $y=0$ 与 $y=a$ 处设置为周期性边界,即: $p(x,0)=p(x,na), n \in \mathbb{N}$;正向运动时, $x=0$ 和 $x=L$ 处

分别设置为压力进口和压力出口; 反向运动时, $x=0$ 处为压力出口, $x=L$ 处为压力进口; 进口压力为 p_{in} , 出口压力为 p_{out} ; l 为经过三角形顶点的直线。

几何参数如表1所示, 其中, 微孔面积比 S_p 定义为: $S_p=S_{\text{微孔}}/a^2$ 。 $S_{\text{微孔}}$ 是指开孔面积, 在本文中为三角形面积 $(\sqrt{3}b^2/4)$, 或者圆形面积 $(d^2/4)$ 。

表 1 几何参数

Tab. 1 Geometric Parameters			
参数	数值	参数	数值
L/mm	2	$S_p/\%$	20
a/mm	0.4	$b/\mu\text{m}$	272
$h_0/\mu\text{m}$	3	$d/\mu\text{m}$	202
$h_p/\mu\text{m}$	3、4、5、6		

采用UG软件建立摩擦副间隙流体的3维模型, 使用ICEM CFD进行结构性网格划分, 采用合并顶点后Y形剖分的方式生成网格, 计算模型节点数为1 499 347个, 网格质量大于0.85。边界条件及网格划分如图2所示, 模型在纸面的法向上具有一定厚度, 图2所示的前表面为静壁面, 后表面带有微孔, 为动壁面。在Fluent软件中进行数值计算, 通过后处理软件CFD-Post得到相关数据和云图。计算参数如表2所示。

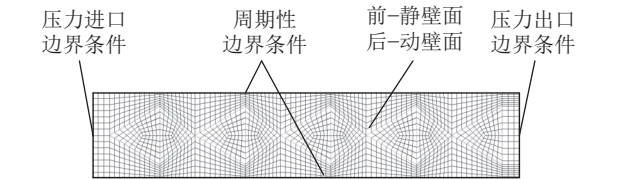


图 2 计算域边界条件设置及网格示意
Fig. 2 Boundary conditions and mesh of calculate domain

表 2 计算参数

Tab. 2 Calculating Parameters	
参数	数值
$u/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	$\pm 3, \pm 6, \pm 10, \pm 15, \pm 20$
p_{in}/MPa	0.2~2.3
p_{out}/MPa	0.1
润滑油黏度 $\mu/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	0.012
润滑油密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	850

1.2 FLUENT求解器设置

首先, 判断理想情况下的流动状态。平行平板间流体的雷诺数 Re 计算方式如下^[21]:

$$Re = \frac{\rho u h_0}{\mu} + \frac{\rho u_m h_0}{\mu}$$

(1)

式中, $\frac{\rho u h_0}{\mu}$ 为考虑剪切流动时的雷诺数, $\frac{\rho u_m h_0}{\mu}$ 为考虑压差流动时的雷诺数, u 和 u_m 分别为平板运动的线速度和压差导致的润滑油膜的平均速度。经计算, 在

速度与压差均最大的工况下 Re 的值约为4.27, 远小于临界雷诺数, 故流动状态为层流。

另外, 本文基于以下计算假设: 1) 忽略体积力的作用; 2) 流体在界面上无滑动; 3) 润滑油为牛顿流体; 4) 与黏性力相比, 忽略惯性力; 5) 润滑剂黏度保持不变。

采用Fluent软件进行计算, 主要求解参数设置如表3所示。

表 3 Fluent主要求解参数设置

Tab. 3 Solution parameters in Fluent	
参数模型	数值方法
Multiphase model	Mixture
Cavitation model	Zwart-Gerber-Belamri
Pressure-Velocity coupling scheme	SIMPLEC
Pressure discretization	PRESTO
Momentum discretization	QUICK
Volume Fraction	QUICK

工况包括速度和压力, 本文主要研究了不同方向的速度、不同压差 ($\Delta p=p_{in}-p_{out}$) 下三角形微孔在往复运动时的性能。

摩擦系数 μ 的计算公式如下^[22]:

$$\mu = \frac{F_f}{F}$$

(2)

式中, F_f 为摩擦力, F 为承载力, 表达式如下:

$$F_f = \iint \tau dA$$

(3)

$$F = \iint p dA$$

(4)

式(3)~(4)中, τ 为剪切力, p 为压力, A 为摩擦副接触面积。

1.3 计算模型验证

计算模型在油膜厚度方向 (z 方向) 的尺寸级别为微米级, 在 x 方向和 y 方向尺寸级别为毫米级, 涉及到跨尺度网格划分问题。为了保证计算结果的准确性, 进行了网格跨尺度无关性分析。表4为不同的最大网格尺寸下, 承载力 F 与出口流量 Q 的数值大小。

表 4 最大网格尺寸对 F 和 Q 的影响

Tab. 4 Effect of max element on F and Q		
最大尺寸/mm	F/N	$Q/(10^{-6} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1})$
0.001	0.233	5.29
0.002	0.233	5.29
0.004	0.232	5.29
0.006	0.233	5.29
0.008	0.235	5.28
0.010	0.238	5.27
0.015	0.242	5.43
0.020	0.244	5.41

首先确定网格尺寸,如表4所示,最大网格尺寸的精度为0.001 mm时,最大网格尺寸小于等于0.002 mm时承载力 F 与出口流量 Q 不再变化,因此最大网格尺寸定为0.002 mm。

10种分层方案的承载力 F 与出口流量 Q 如图3所示。 F 最大误差为0.72%, Q 最大误差为1.06%,整体差异非常小。方案“2-4”表示在 z 方向上油膜 h_0 分为两层网格,微孔深度 h_p 分为4层网格。考虑到计算效率及网格划分方便程度,最终选择了方案“2-4”。

文献[23]对微孔的空化区域进行了实验与数值计算的对比研究,数值计算的结果与实验现象保持一致。为了验证计算模型的正确性,建立与文献[23]相同的微孔模型并以相同参数计算,对比结果如图4所示。由图4可见:本文计算出的压力分布与文献[23]基本一致,中心线压力平均相对误差为4.57%。

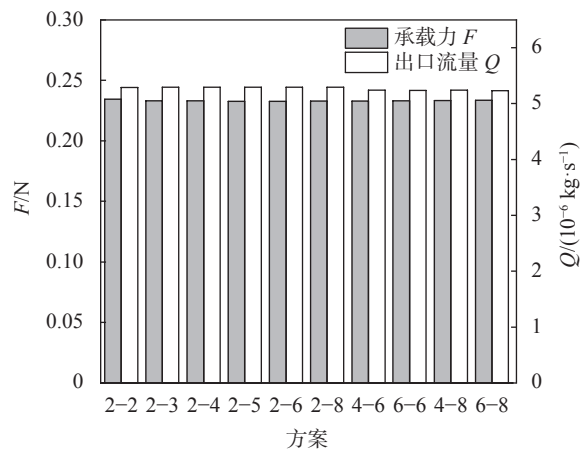


图 3 网格层数对 F 和 Q 的影响
Fig. 3 Effect of grid layers on F and Q

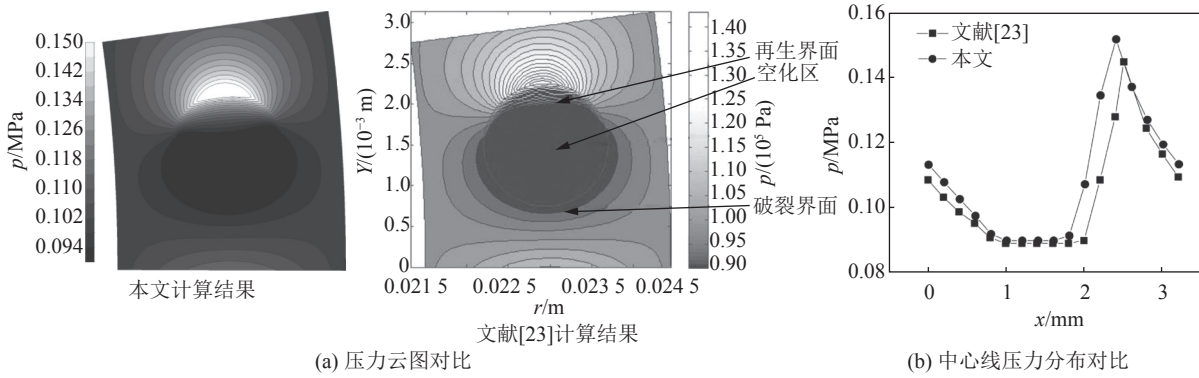


图 4 计算模型与文献[23]压力分布对比

Fig. 4 Comparison of pressure distribution between present model and Reference [23]

2 三角形微孔的两向异性

图5(a)为三角形微孔摩擦副在正反向运动时的摩擦系数随压差的变化曲线。定义正向运动的摩擦

系数为 μ_p ,反向运动的摩擦系数为 μ_n ,正向运动与反向运动的摩擦系数差异 $\delta=(\mu_n-\mu_p)\times 100\%/\mu_p$ 。图5(b)为 δ 随 Δp 的变化。从图5中可看出,整体情况 $\mu_p \leq \mu_n$ 。当 $\Delta p \in \{0.2 \text{ MPa}, 0.3 \text{ MPa}, \cdots, 0.8 \text{ MPa}\}$ 时, $\delta \geq 0$;其中,

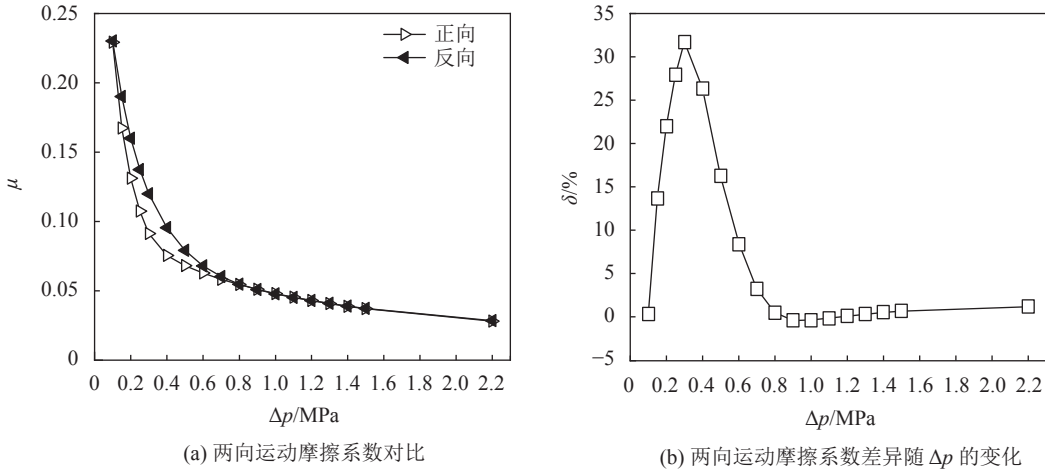


图 5 三角形微孔的两向异性 ($|u|=10 \text{ m/s}$, $h_p=4 \text{ }\mu\text{m}$)

Fig. 5 Anisotropy of triangular dimple ($|u|=10 \text{ m/s}$, $h_p=4 \text{ }\mu\text{m}$)

当 Δp 为0.3 MPa时, δ 达到最大,为31.68%。当 $\Delta p > 0.8$ MPa时, δ 趋近于0。

δ 的出现是三角形的不对称性造成的。图6为三角形微孔不同形式的楔。当润滑油流经等边三角形微孔,如图6所示, $\angle A$ 、 $\angle B$ 、 $\angle C$ 形成了3个楔。润滑油从大口流向小口,形成收敛间隙,流体沿收敛间隙流动将产生正压力。由于这3个楔与线速度 u 之间的夹角不一样,所以产生的楔效应也不一样。正向运动时($+u$),润滑油从 BC 边流向 $\angle A$,楔 A 具有明显收敛性,将引起压力的上升,进一步增大承载力;在楔 B 和楔 C 位置,润滑油从小端流向大端,楔 B 和楔 C 为发散形楔,将引起压力下降,但发散性不强。反向运动时($-u$),楔 A 具有明显发散性,楔 B 和楔 C 则为收敛楔,且收敛性不及正向运动时的楔 A 。当三角形微孔的方向角为 0° 时(对应本文正向运动),承载力最大;当方向角为 60° (对应反向运动)时,承载力最小^[24]。由式(2)可知,承载力与摩擦系数负相关,正向和反向运动时的不同楔效应导致了摩擦系数大小的差异,即在一定范围内, $\delta > 0$ 。

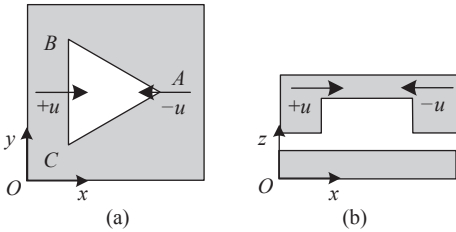


图6 三角形微孔的楔

Fig. 6 Wedge of triangular dimple

随着 Δp 不断增大, δ 的趋势为先增大后减小,这是由于静压的改变对动压造成了影响。如图1所示,在三角形孔的几何收敛点处作直线 l ,直线 l 上的压力分布可以反映出静压对动压的影响程度。图7为直线 l 上的压力分布。

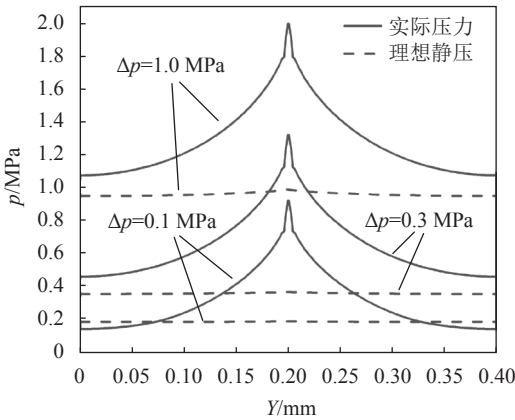


图7 直线 l 上压力分布($u=+10$ m/s, $h_p=4$ μ m)

Fig. 7 Pressure distribution on line l ($u=+10$ m/s, $h_p=4$ μ m)

图7中虚线表示摩擦副没有相对运动时,线 l 上的压力分布,即理想静压; Δp 相同时虚线与实线之间的区域即为动压效应提升的压力。当 Δp 从0.1 MPa到0.3 MPa,由于压差增大使入口流量增加,加强了动压效应,使 δ 增大。当 Δp 从0.3 MPa到1.0 MPa,压力整体被拉伸升,动压效应带来的压力提升效果被静压稀释,导致 δ 减小。随着静压继续增大,动压效应对压力分布的影响将逐渐被静压削弱并取代,最终压力分布由静压主导, δ 趋近于0。

3 运动速度对两向异性的影响

图8为不同速度下,两向运动摩擦系数差异 δ 随压差 Δp 的变化曲线。从图8中可看出,不同速度下的曲线趋势类似, Δp 较小时, δ 较大; Δp 较大时, δ 趋近于0。 $|u|$ 为6、10、15、20 m/s时, δ 都存在一个峰值,分别为31.92%、31.68%、30.14%、29.16%。 $|u|$ 为3 m/s时, δ 没有形成峰值。当 $|u|$ 增大时,峰值对应的 Δp 也增大,且 $\delta > 0$ 时,对应的 Δp 区间也变宽, $|u|$ 为3、6、10、15、20 m/s时对应的 Δp 的区间分别为[0.1,0.2]、[0.1,0.4]、[0.1,0.8]、[0.2,1.2]和[0.3,1.5],说明速度绝对值增大拓宽了三角形微孔两向异性的应用范围。

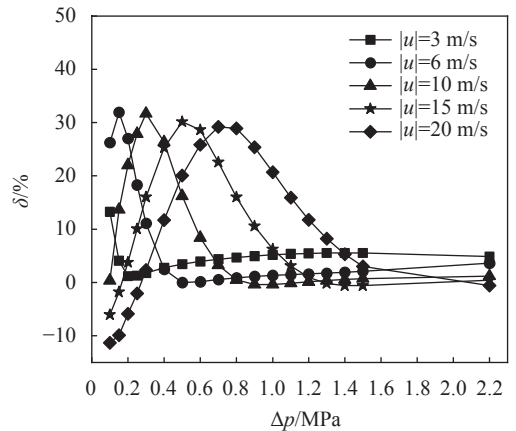


图8 不同速度下 δ 随 Δp 的变化($h_p=4$ μ m)

Fig. 8 δ versus Δp at different velocities ($h_p=4$ μ m)

$|u|$ 为3 m/s时,三角形微孔表现出两向异性的 Δp 区间很小,在 $\Delta p \geq 0.2$ MPa时, δ 便趋近于0。这是由于运动的速度较低时,空化面积较小,微孔的动压承载能力对承载力的影响有限,占主导的因素是静压。图9为不同速度下承载力 F 随压差的变化情况, $|u|$ 为3 m/s时, F 几乎呈一条直线,说明 Δp 是影响承载力的主要因素。而当 u 为+10 m/s和+20 m/s时,曲线有一定的曲度,且有曲度的 Δp 区间[0.2,0.5]、[0.3,1.5]与图8中 δ 较大的 Δp 区间吻合。由于 δ 是两向运动时的不同动压造成的,增加速度大小能够增强微孔的动压作用,因此能增强三角形微孔的两向异性。

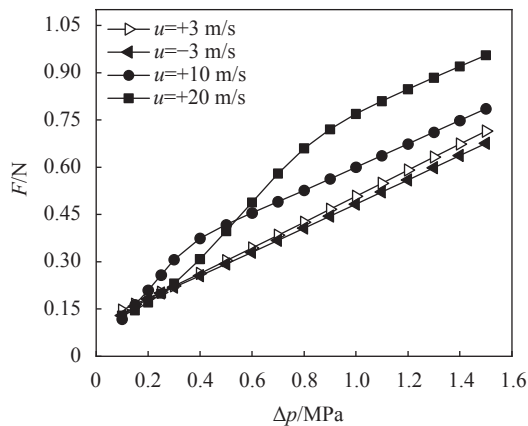


图 9 不同速度下 F 随 Δp 的变化($h_p=4\text{ }\mu\text{m}$)

Fig. 9 F versus Δp at different velocities ($h_p=4\text{ }\mu\text{m}$)

4 孔深对两向异性的影响

图10为不同孔深时, δ 随压差 Δp 的变化曲线。从图10中可以看出,所有曲线趋势类似,峰值出现在曲线的前半部分,曲线后半部分趋近于0。当 h_p 为3、4、5、6 μm 时,曲线的峰值分别为35.5%、31.7%、25.6%、30.1%,且 h_p 为6 μm 时,峰值对应的 Δp 为0.15 MPa,其余3条曲线峰值对应的 Δp 都为0.3 MPa。

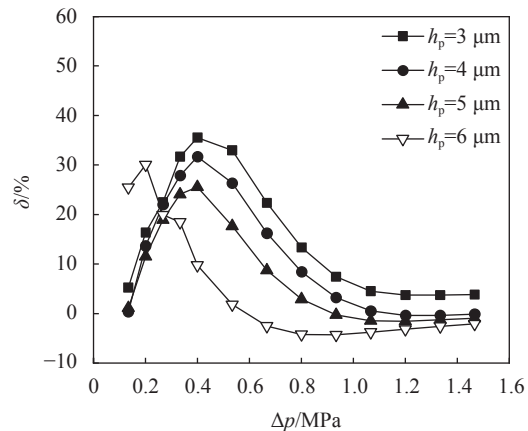


图 10 不同孔深下 δ 随 Δp 的变化($|u|=10\text{ m/s}$)

Fig. 10 δ versus Δp at different dimple depths ($|u|=10\text{ m/s}$)

孔深对两向异性的影响取决于孔深对动压效应的影响。承载力或摩擦系数都能反映出这一影响。同一工况下^[25],会有最适合的孔深使承载力最大,说明该孔深产生的流体动压效果较其他孔深更好。而 δ 正是由于三角形微孔两向运动下不同楔效应造成的不同动压效果引起的,当 $\Delta p < 0.2\text{ MPa}$ 时,孔深 h_p 为6 μm 比其余3种孔深更好, h_p 为6 μm 时的 δ 大于其余3种孔深时的 δ ; $\Delta p > 0.2\text{ MPa}$ 时, h_p 为3 μm 更好, h_p 设为3 μm 时的 δ 大于其余3种孔深时的 δ 。如图11所示,承载力 F 随 Δp 的变化曲线证实了这点。

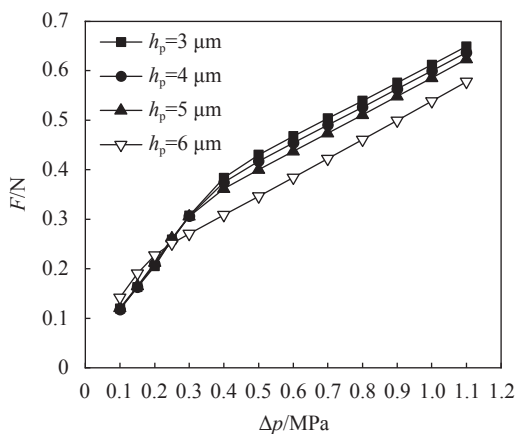


图 11 不同孔深下 F 随 Δp 的变化($u=+10\text{ m/s}$)

Fig. 11 F versus Δp at different dimple depths ($u=+10\text{ m/s}$)

5 三角形微孔与圆形微孔的对比

图12为三角形微孔与圆形微孔在同一工况下的压力云图对比,可见正向运动三角形微孔的高压区域范围更大。

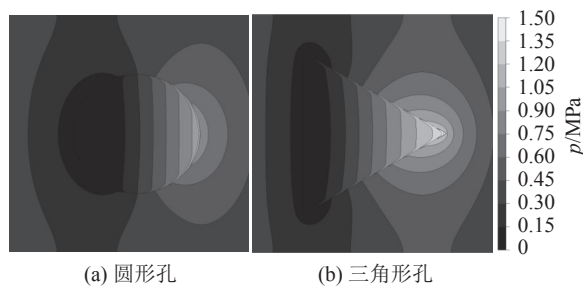


图 12 压力分布云图($u=+10\text{ m/s}$, $h_p=4\text{ }\mu\text{m}$, $\Delta p=0.3\text{ MPa}$)

Fig. 12 Pressure distribution contours ($u=+10\text{ m/s}$, $h_p=4\text{ }\mu\text{m}$, $\Delta p=0.3\text{ MPa}$)

图13为当 h_p 为4 μm 、 S_p 相同时,圆形微孔摩擦副与三角形微孔摩擦副的摩擦系数对比曲线。不同的 u 、 h_p 下对比曲线都类似于图13,只是 δ 显著大于0的区间

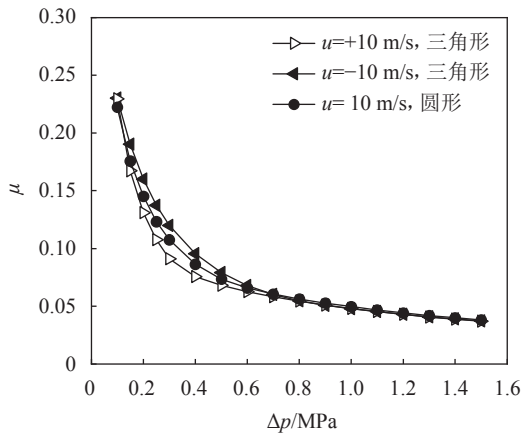


图 13 三角形微孔与圆形微孔摩擦系数的对比($h_p=4\text{ }\mu\text{m}$)

Fig. 13 Comparison of friction coefficients between triangular and circular dimples ($h_p=4\text{ }\mu\text{m}$)

随具体情况改变。当 Δp 为 0.3 MPa 时, 圆形微孔摩擦副的摩擦系数比三角形微孔摩擦副正向运动时的摩擦系数最大高出 17.96%。而在高压区, 相比于动压, 静压变为影响摩擦系数的主要因素, 且圆形微孔的面积密度、深度都与三角形微孔相同, 所以表现为图 13 中所示的重合趋势。

三角形微孔正向运动在较低压差区的性能优于圆形微孔, 其反向运动在其余压差下都与圆形微孔相当。这样的两向异性特点正好契合了一些往复运动的机构在做功侧运动时压力高, 返回时压力低的工况特性。因此, 三角形微孔能够提供比圆形微孔更好的摩擦性能, 即利用微孔的两向异性满足了工况的两向异性。

表 5 为 h_p 为 4 μm 时、不同的两向压差下, 三角形孔摩擦副和圆形孔摩擦副的摩擦系数对比。表 5 中,

表 5 不同工况下的三角形和圆形孔摩擦系数对比 ($h_p=4\text{ }\mu\text{m}$, $|u|=10\text{ m/s}$)

Tab. 5 Friction coefficients comparison of triangular and circular dimples under different working conditions ($h_p=4\text{ }\mu\text{m}$, $|u|=10\text{ m/s}$)

$\Delta p_p/\text{MPa}$	$\Delta(\Delta p)=0\text{ MPa}$			$\Delta(\Delta p)=0.4\text{ MPa}$			$\Delta(\Delta p)=0.8\text{ MPa}$			$\Delta(\Delta p)=1.0\text{ MPa}$		
	$\bar{\mu}_t$	$\bar{\mu}_c$	$\delta(\mu)/\%$	$\bar{\mu}_t$	$\bar{\mu}_c$	$\delta(\mu)/\%$	$\bar{\mu}_t$	$\bar{\mu}_c$	$\delta(\mu)/\%$	$\bar{\mu}_t$	$\bar{\mu}_c$	$\delta(\mu)/\%$
0.1	0.230	0.222	-3.3	0.154	0.148	-4.2	0.140	0.138	-1.9	0.137	0.135	-2.0
0.2	0.146	0.145	-0.2	0.100	0.106	6.0	0.089	0.097	8.9	0.087	0.095	8.9
0.3	0.106	0.107	1.8	0.076	0.084	11.1	0.068	0.077	13.2	0.066	0.075	13.3
0.4	0.085	0.086	1.1	0.065	0.071	9.6	0.059	0.065	10.3	0.057	0.063	10.3
0.5	0.074	0.073	-0.2	0.059	0.063	6.2	0.054	0.058	6.0	0.053	0.056	5.9
0.6	0.065	0.066	0.6	0.055	0.058	4.4	0.051	0.053	3.9	—	—	—
0.7	0.059	0.061	2.2	0.052	0.054	3.7	0.048	0.049	3.2	—	—	—
0.8	0.055	0.056	3.3	0.049	0.050	3.4	—	—	—	—	—	—
0.9	0.051	0.053	3.7	0.046	0.047	3.2	—	—	—	—	—	—
1.0	0.048	0.050	3.7	0.043	0.045	3.0	—	—	—	—	—	—
1.1	0.045	0.047	3.4	0.041	0.042	2.8	—	—	—	—	—	—
1.2	0.043	0.044	3.2	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1.3	0.041	0.042	3.0	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1.4	0.039	0.040	2.7	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1.5	0.037	0.038	2.5	—	—	—	—	—	—	—	—	—

采用同样的方法, 可以总结 h_p 为 6 μm 时, 不同的两向压差下三角形孔摩擦副和圆形孔摩擦副的摩擦系数对比 (限于篇幅, 没有给出数据表), 当 h_p 为 6 μm 时, 相比于 h_p 为 4 μm , $\Delta(\Delta p)$ 相同时, $\delta(\mu)$ 最大值变小, 且最大值出现在 Δp_p 为 0.1 MPa 时, 即适宜的工况有改变。可以推理, 当三角形微孔的孔深、密度、方向角度不同时, 适宜的工况会不同, 使得三角形微孔的适用范围更加广泛。

6 结 论

1) 三角形微孔带来的两向异性在一定的范围内存在, 当孔深 h_p 为 4 μm , $|u|$ 为 3、6、10、15、20 m/s 时, 对应 $\delta>0$ 的 Δp 区间分别为 [0.1, 0.2]、[0.1, 0.4]、[0.1, 0.8]、[0.2, 1.2] 和 [0.3, 1.5], 速度增大会使此范围变大。

$\Delta(\Delta p)$ 表示正向运动和反向运动的压差差异, $\Delta(\Delta p)=\Delta p_n-\Delta p_p$, Δp_p 为正向运动的压差, Δp_n 为反向运动的压差; $\bar{\mu}_t$ 、 $\bar{\mu}_c$ 分别表示三角形微孔和圆形微孔正向运动和反向运动的摩擦系数平均值, $\delta(\mu)$ 为三角形微孔和圆形微孔的摩擦系数对比, $\delta(\mu)=(\bar{\mu}_c-\bar{\mu}_t)\times 100\%/\bar{\mu}_t$ 。当 $\Delta(\Delta p)$ 为 0, 即两向运动的压差相同时, 综合来看, 三角形微孔的性能略优于圆形微孔; 当 $\Delta(\Delta p)\neq 0$ 时, 三角形的两向异性优势便开始显现: $\Delta(\Delta p)$ 为 0.4 MPa 时, $\delta(\mu)$ 最大为 11.1% (随着 $\Delta(\Delta p)$ 增大, $\delta(\mu)$ 的最大值也增大), $\Delta(\Delta p)$ 为 1.0 MPa 时, $\delta(\mu)$ 最大为 13.3%, 且 $\Delta(\Delta p)\neq 0$ 时, 除 Δp_p 为 0.1 MPa 时, 三角形微孔的性能略低于圆形孔外, 每组其余两向压差下均优于圆形微孔。可以看出, 在 h_p 为 4 μm , $|u|$ 为 10 m/s 的情况下, 三角形微孔更适合 $\Delta(\Delta p)$ 较大的两向工况。

2) 当 h_p 不同时, 出现两向异性的范围也不相同。当 $|u|$ 为 10 m/s, h_p 为 3、4、5、6 μm 时, 对应 $\delta>0$ 的 Δp 区间分别为 [0.1, 0.9]、[0.1, 0.8]、[0.1, 0.7]、[0.1, 0.4], δ_{max} 分别为 35.5%、31.7%、25.6%、30.1%。

3) 当摩擦副两向运动时, 应设计三角形尖端朝向压差较低侧, 利用三角形微孔的两向异性能够使其提供比圆形微孔更好的摩擦性能, h_p 为 4 μm 时其两向运动的平均摩擦系数最多比圆形微孔减少 13.3%。

参考文献:

[1] Etsion I. Modeling of surface texturing in hydrodynamic lubrication[J]. *Friction*, 2013, 1(3): 195–209.
[2] Brunetière N, Tournier B. Numerical analysis of a surface-textured mechanical seal operating in mixed lubrication regime[J]. *Tribology International*, 2012, 49: 80–89.
[3] Henry Y, Bouyer J, Fillon M. An experimental analysis of

- the hydrodynamic contribution of textured thrust bearings during steady-state operation: A comparison with the untextured parallel surface configuration[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J (Journal of Engineering Tribology)*, 2015, 229(4): 362–375.
- [4] Rahmani R, Mirzaee I, Shirvani A, et al. An analytical approach for analysis and optimisation of slider bearings with infinite width parallel textures[J]. *Tribology International*, 2010, 43(8): 1551–1565.
- [5] Kligerman Y, Etsion I, Shinkarenko A. Improving tribological performance of piston rings by partial surface texturing[J]. *Journal of Tribology*, 2005, 127(3): 632–638.
- [6] Etsion I. State of the art in laser surface texturing[J]. *Journal of Tribology*, 2005, 127(1): 248–253.
- [7] Zhou Yuankai, Zhu Hua, Tang Wei, et al. Development of the theoretical model for the optimal design of surface texturing on cylinder liner[J]. *Tribology International*, 2012, 52: 1–6.
- [8] Peng Xudong, Liu Xin, Meng Xiangkai, et al. Performance of mechanical face seals with both surface micropores and convergent coning[J]. *CIESC Journal*, 2011, 62(12): 3463–3470. [彭旭东, 刘鑫, 孟祥铠, 等. 锥面-微孔组合端面机械密封性能[J]. *化工学报*, 2011, 62(12): 3463–3470.]
- [9] Ding Shaopeng, Xu Jia, Liu Pengfei, et al. Geometric influence on friction and wear performance of cast iron with a micro-dimpled surface[J]. *Results in Engineering*, 2021, 9: 100211.
- [10] Meng Xiangkai, Bai Shaoxian, Peng Xudong. Lubrication film flow control by oriented dimples for liquid lubricated mechanical seals[J]. *Tribology International*, 2014, 77: 132–141.
- [11] Hingawe N D, Bhore S P. Multi-objective optimization of the design parameters of texture bottom profiles in a parallel slider[J]. *Friction*, 2020, 8(4): 726–745.
- [12] Lu Chongyang, Yang Xuefeng, Wang Shouren, et al. Dynamic pressure lubrication and anti-friction characteristics of the working surface of the cemented carbide with triangular grooved microtexture[J]. *Tribology*, 2018, 38(5): 537–546. [鹿重阳, 杨学锋, 王守仁, 等. 三角沟槽形织构化硬质合金工作表面动压润滑及减摩特性[J]. *摩擦学学报*, 2018, 38(5): 537–546.]
- [13] Shen Cong, Khonsari M M. Numerical optimization of texture shape for parallel surfaces under unidirectional and bidirectional sliding[J]. *Tribology International*, 2015, 82: 1–11.
- [14] Wang Wei, He Yongyong, Zhao Jun, et al. Numerical optimization of the groove texture bottom profile for thrust bearings[J]. *Tribology International*, 2017, 109: 69–77.
- [15] Shen Cong, Khonsari M M. Texture shape optimization for seal-like parallel surfaces: Theory and experiment[J]. *Tribology Transactions*, 2016, 59(4): 698–706.
- [16] Zhang Yu, Chen Guoding, Wang Lin, et al. Analysis of bearing Load? Carrying capacity with asymmetric surface textures under coupling effects of cavitation and inertia effect[J]. *Journal of Northwestern Polytechnical University*, 2017, 35(6): 1026–1032. [张瑜, 陈国定, 王琳, 等. 空化与惯性效应耦合作用下的非对称表面微织构滑块承载力分析[J]. *西北工业大学学报*, 2017, 35(6): 1026–1032.]
- [17] Lu Ping, Wood R J K, Gee M G, et al. The use of anisotropic texturing for control of directional friction[J]. *Tribology International*, 2017, 113: 169–181.
- [18] Ronen A, Etsion I, Kligerman Y. Friction-reducing surface-texturing in reciprocating automotive components[J]. *Tribology Transactions*, 2001, 44(3): 359–366.
- [19] Mohamad S A, Kamel M A. Optimization of cylinder liner macro-scale surface texturing in marine diesel engines based on teaching-learning-based optimization algorithm[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J (Journal of Engineering Tribology)*, 2021, 235(2): 329–342.
- [20] Gropper D, Wang Ling, Harvey T J. Hydrodynamic lubrication of textured surfaces: A review of modeling techniques and key findings[J]. *Tribology International*, 2016, 94: 509–529.
- [21] Zhang Xiaohan. Study on turbulent effect of liquid film lubricated mechanical seals[D]. Hangzhou: Zhejiang University of Technology, 2020. [张肖寒. 液膜润滑机械密封湍流效应研究[D]. 杭州: 浙江工业大学, 2020.]
- [22] 温诗铸, 黄平. 摩擦学原理[M]. 4版. 北京: 清华大学出版社, 2012.
- [23] Qiu Y, Khonsari M M. On the prediction of cavitation in dimples using a mass-conservative algorithm[J]. *Journal of Tribology*, 2009, 131(4): 41702.
- [24] Ji Hua, Wang Yanhao, Zhan Linyue, et al. Effect of multi-wedge on sealing performance in mechanical seal with equilateral triangular dimples[J]. *Advanced Engineering Sciences*, 2019, 51(2): 168–175. [吉华, 王彦镐, 战琳月, 等. 等边三角形微孔端面机械密封多楔现象对性能的影响[J]. *工程科学与技术*, 2019, 51(2): 168–175.]
- [25] Ji Hua, Jiang Sen, Wu Sunke, et al. Analytical and numerical approach of load capacity for piston ring with equispaced cylindrical dimples[J]. *Advanced Engineering Sciences*, 2020, 52(3): 193–200. [吉华, 蒋森, 吴孙珂, 等. 均布圆柱形孔活塞环油膜承载力的解析解和数值计算[J]. *工程科学与技术*, 2020, 52(3): 193–200.]

(编辑 吴芝明)

引用格式: Ji Hua, Zhang Ziyang, Duan Zongxing, et al. Application of anisotropy of sliders with triangular dimples under asymmetric pressure differences[J]. *Advanced Engineering Sciences*, 2022, 54(4): 187–194. [吉华, 张子扬, 段宗幸, 等. 非对称压差下三角形微孔摩擦副的两向异性应用[J]. *工程科学与技术*, 2022, 54(4): 187–194.]