

微菱形织构表面旋转轴密封性能研究

程香平 张友亮 付远 康林萍

(江西省科学院应用物理研究所, 南昌 330029)

摘要: 综合考虑液膜空化及质量守恒边界条件, 构建了轴面微菱形织构油封模型, 通过数值计算获得膜压分布和微菱形孔结构参数对密封性能的影响关系。结果表明: 微菱形孔所引起的动压效应可使膜压场产生变化, 从而影响密封可靠性、润滑特性和泵汲效应; 通过改变结构可控制泵吸方向、稳定液膜和减小摩擦。为提高稳定性和泵汲效应, 并降低泄漏和磨损, 选用半轴比 $\gamma = 0.4 \sim 0.6$ 、孔深 $h_1 = 1.5 \sim 4.5 \mu\text{m}$ 和微孔旋转角 $\alpha = 40^\circ \sim 50^\circ$ 轴面微菱形孔织构更为合理。

关键词: 微菱形孔; 密封性能; 轴面; 泵汲率; 唇形密封

中图分类号: TU831.3 **DOI:** 10.13543/j.bhxbzr.2018.01.015

油封为常见的转轴用旋转密封, 可防止泄漏并避免杂质进入, 目前被广泛应用于机械、航空航天和石化等行业中。但随着高精产业的发展, 对油封性能也提出了更高的要求, 如环保性、低能耗性、密封可靠性和长寿命等, 故而设计和研究出新型、性能更为优良的唇形密封成为当前油封研究领域的热点^[1-2]。但因受到唇口微观形貌、油封材质、结构及工况等诸多因素的影响, 利用传统研究方法难以进行理论预测, 故仅停留于试验结论和实践经验的层面。

为减弱唇口表观形貌对油封性能的强化功能, 并据前人在机械密封端面上加工各种微观织构, 可达到提高液膜承载力和减小泄漏率的经验, 学者们设想在旋转轴面上设计和加工出具有一定形状、尺寸和方向各异的微观织构, 利用流体相对运动过程中所产生的局部空化和动压效应达到提高油封性能的目的, 但因缺乏有效的理论分析模型和对金属轴面微观织构加工要求的高标准而难以实现^[3]。随着计算机技术的发展, 学者们通过建立油膜密封模型并利用数值模拟来探讨提高密封性能的途径, 其

中在轴表面加工出微观织构、利用所带来的局部空化和动压效应来提高密封性能, 已成为目前发展的趋势。Warren 等^[4]和 Kanakasabai 等^[5]通过研究发现各种典型织构的形状、孔深和排布等对密封区内油膜密封性、稳定性及摩擦扭矩等有显著影响, 且不同织构在不同工作环境下效果不同。Salant^[6]和郭飞等^[7]构建出完善的织构油封边界润滑理论模型, 综合考虑粗糙峰顶点和转轴表面的微观接触, 通过数值模拟的方法, 得出此种油封具有较好的油膜稳定性和可靠的密封性。同样地, 在金属轴面上加工出不同的微织构形貌, 特定织构形貌的油封表现出较好的润滑特性、动压和空化效应^[8-10]。但到目前为止, 甚少见到微菱形孔织构在油封旋转轴面方面的理论研究。

鉴于此, 以微菱形孔轴面油封为研究对象, 综合考虑轴向力动态平衡和 Jakobsson Floberg Olsson (JFO) 质量守恒边界条件, 构建油膜密封模型, 利用有限元模拟对油膜承载力、泵汲率及油膜刚度等参数进行动态分析, 为唇型密封的设计与优化提供理论支持和研究途径。

1 几何及理论模型

1.1 几何模型

菱形孔轴面唇形密封的局部结构和截面形状如图1所示。

当油封稳定工作时, 密封区处于全液膜润滑状态, 在径向压力和润滑油压力共同作用下, 可形成轴向宽度 L 为 $50 \sim 120 \mu\text{m}$ 、基础膜厚度 h_0 约为 $1 \sim 3$

收稿日期: 2017-05-31

基金项目: 国家青年科学基金(51505203); 江西省科技开发和产业化开发项目(20151BBE51065); 2015年江西省科学院博士启动基金(2014-YYB-18/2014-XTPH1-18); 2017年江西省科学院重大科技专项(2017-Y2D2-02); 2018年江西省科学院重点研发项目(2018-YZD2-25)

第一作者: 1978年生, 博士, 助理研究员

E-mail: chxping12345@qq.com

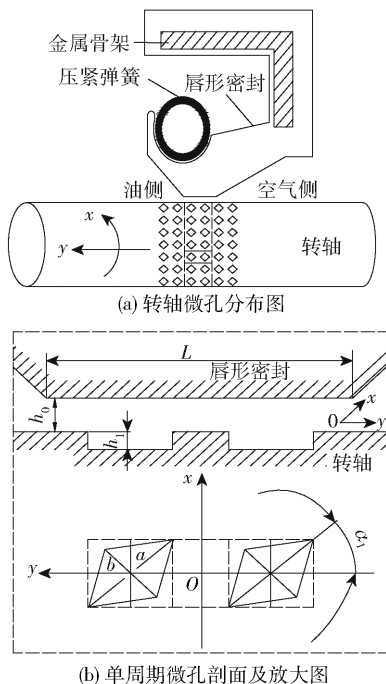


图1 唇形密封结构及轴表面微菱形孔织构分布

Fig. 1 Structure schematic of lip seal and distribution of micro-diamonds on shaft surface

μm 的密封区域。同时在液体表面张力作用下,油膜刚度恰好使油膜与空气接触侧形成一个新月面,既防止油液泄漏,实现旋转轴密封,又提高了接触面间的润滑性能。另外,轴面采用合理的微菱形孔织构设计可使密封面间产生较强的动压效应和良好的润滑性能,故图1中孔型排布沿轴向、切向呈等距分布,在密封区内局部沿轴向有两个深为 h_1 的菱形等深孔,以 a 为菱形孔对称轴的半长轴, b 为半短轴来表征几何特征,定义半轴比 $\gamma = b/a$, 并且半长轴与旋转轴线方向夹角为 α_1 , 其中 $0^\circ < \alpha_1 \leq 90^\circ$ 。

1.2 理论模型

由于油膜很薄,忽略膜厚层间压力变化,且设介质为牛顿液体而黏度不变。考虑油膜空化作用,根据质量守恒的圆柱坐标系 Reynolds 方程有

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{rh^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) = \frac{rU}{2} \frac{\partial(\theta h)}{\partial \phi} \quad (1)$$

式中, θ 为油膜密度 ρ 与未空化油体密度 ρ_1 之比, $\theta = \rho/\rho_1$, 在非空化区 $\theta = 1$, $p > p_{\text{cav}}$, 而在空化区 $0 < \theta < 1$, $p = p_{\text{cav}}$, p 为油液压力, p_{cav} 为油液空化压力; h 为油膜厚度, μ 为介质黏度。

假设相对轴面为微孔织构形貌,油封唇口面为光滑表面,密封区油膜的厚度 h 为

$$h = \begin{cases} h_0 & \text{孔外} \\ h_0 + h_1 & \text{孔内} \end{cases} \quad (2)$$

由于微菱形孔在圆周上呈周期性分布,故选图1(b)中局部均布单周期作为研究对象,则强制性边界条件有

$$\begin{cases} p\left(-1\frac{1}{2}, Y\right) = p_0 \\ p\left(1\frac{1}{2}, Y\right) = p_a = p_i \\ \theta\left(-1\frac{1}{2}, Y\right) = \theta\left(1\frac{1}{2}, Y\right) \end{cases} \quad (3)$$

周期性边界条件为

$$\begin{cases} p\left(X, -\frac{1}{2}\right) = p\left(X, \frac{1}{2}\right) \\ \theta\left(X, -\frac{1}{2}\right) = \theta\left(X, \frac{1}{2}\right) \end{cases} \quad (4)$$

同时 JFO 空化互补条件有

$$\begin{cases} p > p_{\text{cav}}, & \theta = 1 \\ p < p_{\text{cav}}, & 0 < \theta < 1 \end{cases} \quad (5)$$

采用有限差分法将公式(1)离散,再与式(2)~(5)联合求解,构建动压油封数学模型,利用 C++ 语言编程计算 p , 修正 h 反复迭代求解 p , 直至满足收敛判据即停止,用最终 p 值求解油膜刚度 K_z 、承载力 F_0 和泵吸率 Q 等性能参数,具体算法详见文献[11]。

2 计算结果分析

2.1 结构与工作参数

结构参数:密封区域轴向宽度 $L = 100 \mu\text{m}$, 基础膜厚 $h_0 = 2.0 \mu\text{m}$, 微孔深度 $h_1 = 4 \mu\text{m}$, 单周期孔数 $n_s = 2$, 半轴比 $\gamma = 0.5$, 微孔半长轴 $a = 15 \mu\text{m}$, 微孔旋转角 $\alpha_1 = 0^\circ \sim 90^\circ$ 。

工作参数:油侧压力 $p_0 = 0.1 \sim 0.18 \text{ MPa}$; 空气侧压力 $p_a = p_i = 0.1 \text{ MPa}$; 空化压力 $p_{\text{cav}} = 0$; 工作线速度 $U = 0.75 \sim 7.5 \text{ m/s}$; 润滑油黏度 $\mu = 0.01 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 。

泵吸率 Q 为空气侧流向油膜侧的流量,以油膜侧边界计算为负值,为便于表示均取正值。同时,在计算研究和分析几何参数、操作参数对密封性能影响时,除特殊说明外,其他结构参数和工况参数均维持不变。

2.2 工作参数对密封性能的影响

2.2.1 工作压力

当线速度 $U = 0.75 \text{ m/s}$ 时,不同工作压力 p_0 导致密封区内油膜压力场分布情况如图2所示。

由图2可见,由于轴面微菱形孔的存在,导致较强的动压效应,在密封区内形成周期性波状分布压力场。随着 p_0 增大,油封两侧压差增强,静压效应

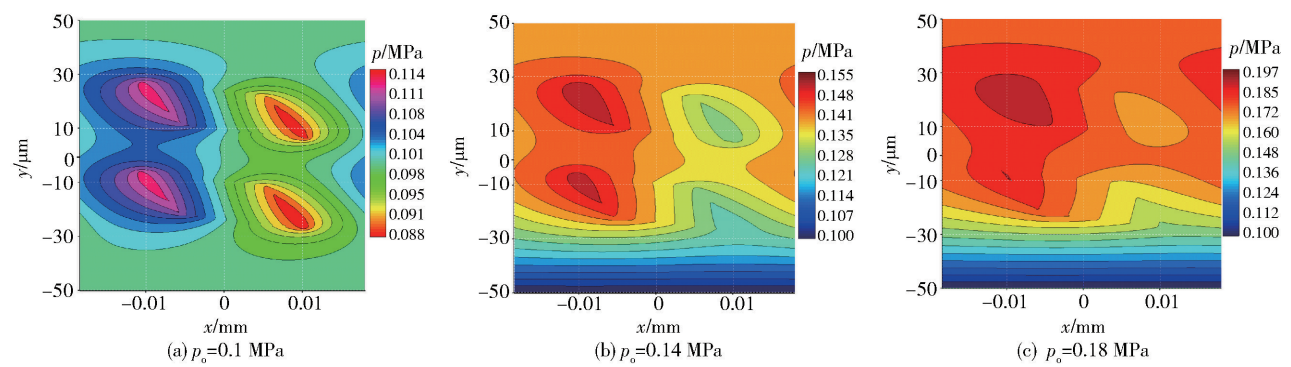


图 2 p_o 变化时的油膜压场图

Fig.2 Pressure diagram of oil film under the change of p_o

随之明显,而动压效应峰值 $p_{\text{高}}$ 也随之增大,压力等高线愈显稀疏,压场分布情况亦有不同。

当 $p_o = 0.1\text{ MPa}$ 时,压力突变区主要集中在密封区中间,而边缘区域压力偏低,因为 $p_o = p_i = 0.1\text{ MPa}$,压差为零而无静压效应,只有动压效应作用,故中间区域压力高,而近边界压强低。

而当 $p_o = 0.14\text{ MPa}$ 或 0.18 MPa 时,由于静压和动压效应共同作用,压力等高线愈显稀疏,润滑油侧压力场要高于空气侧,中间部位受动压效应的影响最大。总之在动压和静压效应的共同作用下,膜压场形成有规律的压力波动,可有效提高密封区的液膜稳定性。

不同工作压力对密封性能影响如图 3 所示。由图可见,随着 p_o 增大,油膜刚度 K_z 和承载力 F_o 均增大,但 K_z 变化幅度较大,而 F_o 增幅较小,即液膜稳定性有所增强,同时 Q 有下降的趋势。因为虽然油膜两侧压差增强,但轴面微孔所产生的流体动压效应基本不变,在动、静压效应共同作用下,油封的泵汲效应逐渐减弱,当 Q 达到最小时,相应的密封压力为最大值。

2.2.2 工作速度

工作速度 U 变化时密封区内油膜压场的变化情况如图 4 所示。由图可见,运转时微菱形孔织构的液膜能够产生很强的动压效应,膜压呈规则等压线分布,形成中间凸起的封闭性等压线,近中心区等压线较密,边缘区等压线较稀。随着 U 增大等压线致密度增大,压力峰值 $p_{\text{高}}$ 也增大,当 $U = 7.5\text{ m/s}$ 时达到最大值,而压差 $\Delta p_{(U=7.5\text{ m/s})}$ 变化最大, $U = 3.75\text{ m/s}$ 和 $U = 0.75\text{ m/s}$ 时依次减小,高压区范围也随速度增加而增大。

工作速度 U 变化对密封性能影响如图 5 所示。

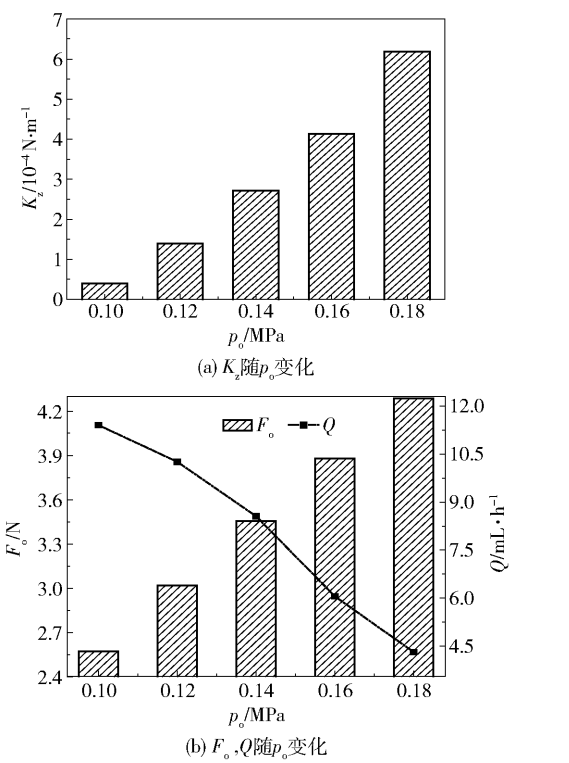


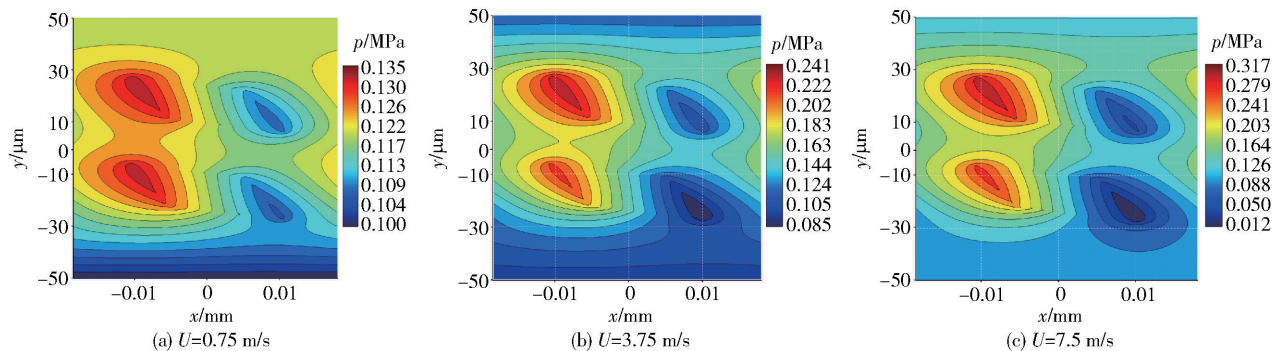
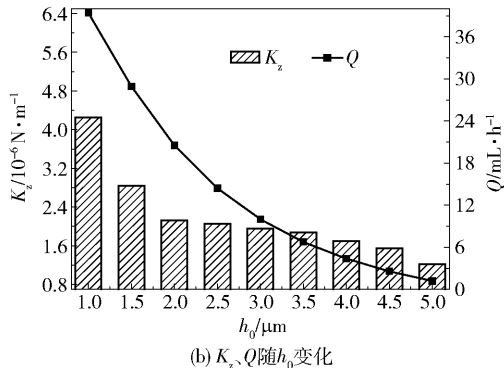
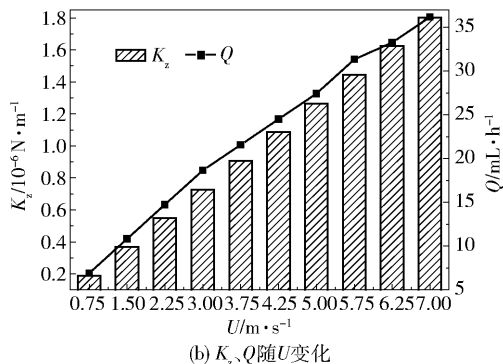
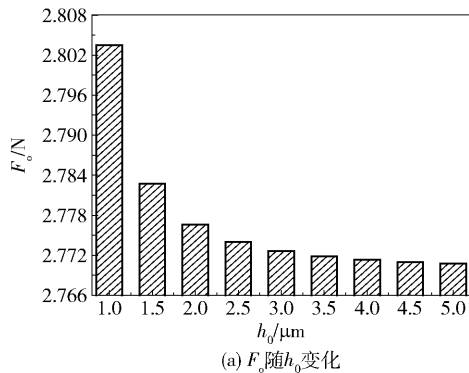
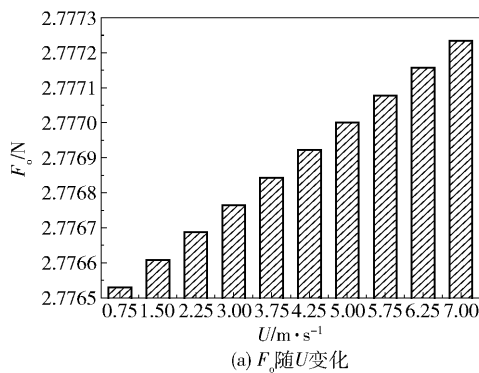
图 3 p_o 对密封性能的影响规律

Fig.3 The influence law of p_o on the sealing performance

由图可见,随工作速度 U 的增大,油膜承载能力 F_o 、油膜刚度 K_z 和泵汲率 Q 均呈线性增加趋势,显然动压效应随速度显著增强,液膜承载能力和液膜稳定性也随之增强,微孔可将具有泄漏趋势的润滑介质泵送回油膜密封区。

2.2.3 基础膜厚

密封区基础膜厚 h_o 变化对密封性能参数的影响如图 6 所示。由图可见,随着 h_o 增大,密封的 Q 、 K_z 和 F_o 均减小,在 h_o 较小时变化幅度较大,随着 h_o 增大变化幅度减小。说明 h_o 对密封性有明显

图4 U 变化时的油膜压力场图Fig. 4 Pressure diagram of oil film under the change of U 图5 U 对密封性能的影响图6 h_0 对密封性能的影响Fig. 5 Effect of U on sealing performance parametersFig. 6 Effect of h_0 on sealing performance parameters

影响,且在 h_0 较小时受边界润滑影响更大,从而使密封与润滑性能更好,而在 h_0 较大时接近静压密封状态,密封性能参数下降,密封性能和液膜稳定性下降。

2.3 结构参数对密封性能的影响

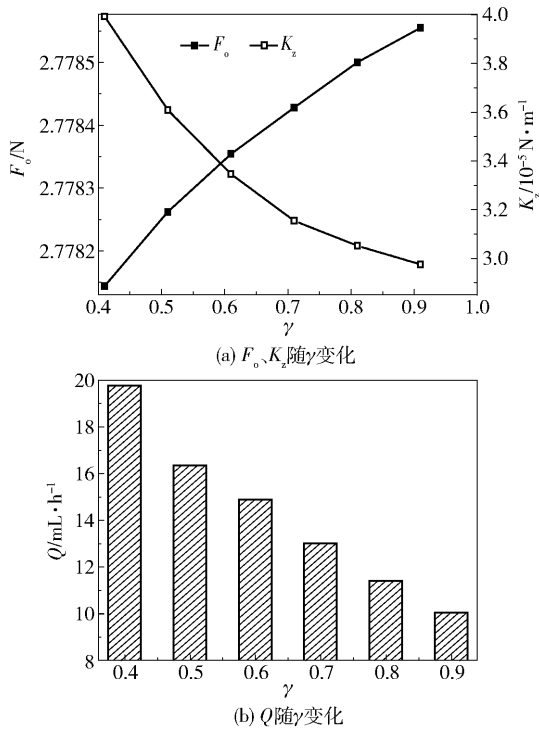
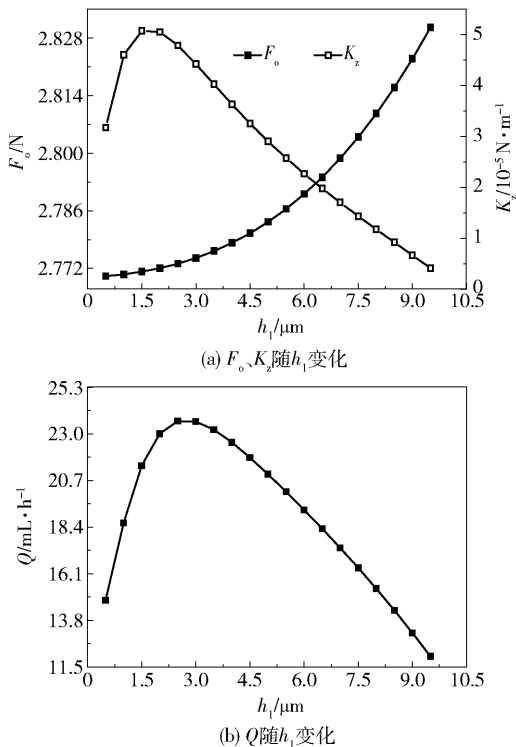
2.3.1 半轴比 γ

半轴比 γ 对密封性能的影响如图7所示。由图中可见,随着 γ 增大, F_o 随之增大, K_z 减小,但 F_o 增加极为缓慢,可忽略不计。而 Q 随 γ 增大逐渐减小,原因在于随 γ 增大,微菱形孔沿旋转方向油楔尺寸减小,方向特征逐渐不明显,动压效应较弱,故 Q 逐渐减小。因此为提高油膜稳定性,并具备良好的

泵汲效应和密封性能,半轴比应在 0.4 ~ 0.6 之间。

2.3.2 菱形槽深

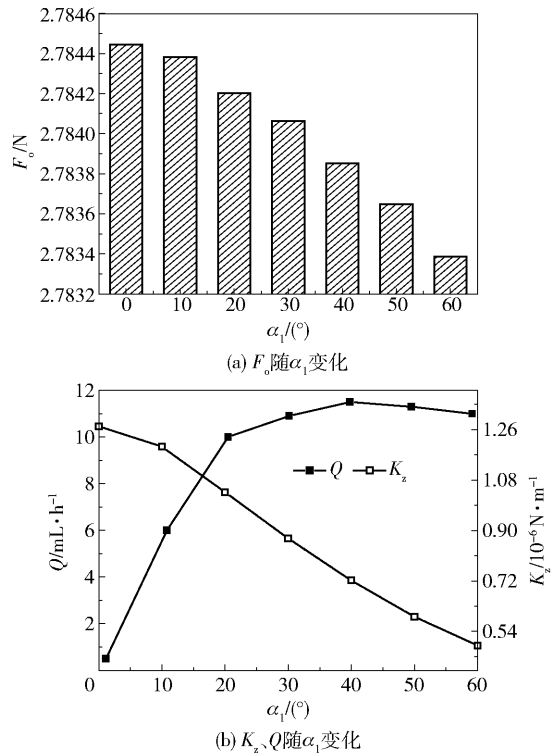
菱形槽深 h_1 对密封性能影响如图8所示。由图可见,随 h_1 增加, F_o 逐渐增大,但增加缓慢,而 K_z 和 Q 呈现先增后减的变化趋势,且均存在最大值。在 h_1 约为 2 μm 时, K_z 有最大值; $h_1 = 3 \mu\text{m}$ 时, Q 有最大值。表明随 h_1 增大,初始空化和挤压作用导致动压效应渐增,当 h_1 达到一定值后,静压效应增强,而动压效应相对减弱,导致 K_z 和 Q 均呈现先增后减的变化趋势。故为使液膜稳定性好且密封可靠,应将菱形槽的深度控制在 1.5 ~ 4.5 μm 之内。

图 7 γ 对密封性能的影响Fig. 7 Effect of γ on sealing performance parameters图 8 h_1 对密封性能的影响Fig. 8 Effect of h_1 on sealing performance parameters

2.3.3 菱形槽方位角

菱形槽方位角 α_1 对油膜密封性能影响如图 9

所示。由图可见,在 $\alpha_1 = 0^\circ \sim 60^\circ$ 时, F_o 和 K_z 随着 α_1 增大而减小,直至达到最小值。因为随 α 增大油楔尺寸变小,动压效果下降;而 Q 随 α_1 增大先快速增加,而后变缓,当 $\alpha_1 = 45^\circ$ 时具有最大值,因微孔方位角增大可直接增强流体向密封区内的流动趋势。由此可见,为提高密封油膜稳定性且具有良好的泵吸效应,应将菱形槽方位角控制在 $40^\circ \sim 50^\circ$ 之间。

图 9 α_1 对密封性能的影响Fig. 9 Effect of α_1 on sealing performance parameters

3 结论

(1) 与传统油封相比,轴面微菱形孔织构油封可显著提升其动压和泵吸效应,具有更好的 Q 和 K_z ,可提高密封可靠性及减少磨损,同时也降低了对轴面粗糙度的要求,故适用于苛刻的工作环境并能达到期望的服役寿命。

(2) 选用合理工作参数。速度增加,泵吸效应和液膜稳定性增强,液膜的承载能力变大;增加 p_o 可提高液膜的稳定性和承载能力,减少唇口与轴面局部接触磨损,从而延长油封使用寿命;增大 h_o ,轴面微菱形孔油封的 Q 、 K_z 和 F_o 均减小。

(3) 选用合适的结构参数。对于轴面微菱形孔织构油封来说,应选 $\gamma = 0.4 \sim 0.6$ 、 $h_1 = 1.5 \sim 4.5 \mu\text{m}$ 和 $\alpha_1 = 40^\circ \sim 50^\circ$ 的轴面微菱形孔织构,此时油

封具有优异的密封性和液膜润滑性。

参考文献:

- [1] Baart P, Lugt P M, Prakash B. Review of the lubrication, sealing, and pumping mechanisms in oil-and grease-lubricated radial lip seals [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2009, 223(3): 347-358.
- [2] Paige J, Stephens L S. Surface characterization and experimental design for testing of a radial lip seal [J]. *Tribology Transactions*, 2004, 47(3): 341-355.
- [3] Anno J N, Walowit J A, Allen C M. Load support and leakage from microasperity-lubricated face seals [J]. *ASME J Lubrication Technology*, 1969, 9(4): 726-731.
- [4] Warren K H, Stephens L S. Effect of shaft micro-cavity patterns for flow and friction control on radial lip seal performance—a feasibility study [J]. *Tribology Transactions*, 2009, 52(6): 731-743.
- [5] Kanakasabai V, Warren K H, Stephens L S. Surface analysis of the elastomers in lip seals run against shafts manufactured with micro-cavity patterns [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2010, 224(8): 723-736.
- [6] Salant R F. Soft elastohydrodynamic analysis of rotary lip seals [J]. *J Mechanical Engineering Science*, 2010, 224(12): 2637-2647.
- [7] 郭飞,贾晓红,黄乐,等. 旋转轴唇形密封混合润滑理论模型和试验验证[J]. *机械工程学报*, 2014, 50(3): 137-144.

- Guo F, Jia X H, Huang L, et al. A mixed lubrication theoretical model and experimental verification of rotary lip seals [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2014, 50(3): 137-144. (in Chinese)
- [8] 董慧芳,刘焜,王伟,等. 激光加工微凹坑轴表面对唇形密封泵吸及摩擦特性的影响[J]. *摩擦学学报*, 2012, 32(2): 126-132.
- Dong H F, Liu K, Wang W, et al. Laser textured shaft surfaces on the pumping action and frictional properties of lip seals [J]. *Tribology*, 2012, 32(2): 126-132. (in Chinese)
- [9] 江华生,孟祥铠,沈明学,等. 唇形密封轴表面方向性微孔的润滑特性[J]. *化工学报*, 2015, 66(2): 678-686.
- Jiang H S, Meng X K, Sheng M X, et al. Hydrodynamic lubrication performance of lip seal with inclined micropores manufactured on rotary shaft surface [J]. *CIESC Journal*, 2015, 66(2): 678-686. (in Chinese)
- [10] 江华生,彭旭东,孟祥铠,等. 旋转轴唇形密封泵吸率的有限元数值分析[J]. *上海交通大学学报*, 2014, 48(8): 1194-1199.
- Jiang H S, Peng X D, Meng X K, et al. Numerical analysis of reverse pumping rate of rotary lip seal by finite element method [J]. *Journal of Shanghai Jiao Tong University*, 2014, 48(8): 1194-1199. (in Chinese)
- [11] 温诗铸,黄平. 摩擦学原理[M]. 北京:清华大学出版社, 2008: 54.
- Wen S Z, Huang P. *Principles of tribology* [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2008: 54. (in Chinese)

The performance of a lip seal with micro-diamonds manufactured on a rotary shaft surface

CHENG XiangPing ZHANG YouLiang FU Yuan KANG LinPing

(Institute of Applied Physics, Jiangxi Academy of Sciences, Nanchang 330029, China)

Abstract: By comprehensive consideration of liquid film cavitation and mass conservation boundary conditions, a model of an oil seal with micro-diamonds textured on the axial surface has been established, and the film pressure distribution and the influence of the micro-diamond structure parameters on the sealing performance have been obtained through numerical calculation. The results showed that the dynamic pressure effect caused by the diamond pores causes the oil film pressure field to change, which results in changes in the reliability of the seal liquid membrane, lubricating properties and pump suction effects. The pump suction direction, stability of liquid membrane and friction reduction can be controlled by changing the structure. In order to both improve the stability of the liquid film and the pump suction effect, and reduce the leakage rate and wear, the axial surface micro-diamond pores should have an optimum texture in the range $\gamma = 0.4 - 0.6$, $h_1 = 1.5 - 4.5 \mu\text{m}$ and $\alpha = 40^\circ - 50^\circ$.

Key words: micro-diamonds; sealing performance; shaft surface; pump suction rate; lip seal

(责任编辑:吴万玲)