端面规则凹坑造型机械密封综合性能的数值分析

符永宏[1]，纪敬虎[1]，华希俊[1]，杨超君[1]，毕勤胜[2]
(1. 江苏大学 机械工程学院，江苏 镇江 212013；2. 江苏大学 理学院，江苏 镇江 212013)

摘　要：考虑密封端面间液膜的空化现象和流体动、静压效应的相互影响，建立了端面规则凹坑造型机械密封的理论分析模型，利用多重网格法分析了在不同的密封系数下，球缺面凹坑的几何结构参数对端面间液膜开启力、摩擦转矩和液膜刚度的影响. 结果表明，密封系数和微凹坑的深径比对密封性能的影响较大，密封系数越大，液膜开启力和刚度越大，存在最优的深径比使液膜开启力和刚度达到最大，且最优的深径比随着密封系数的增大而减小；面积密度对密封性能的影响不明显，存在最优的面积密度使液膜开启力和刚度达到最大，且最优的面积密度不受密封系数的影响.

关键词：机械密封；凹坑；多重网格法；密封性能；数值分析
中图分类号：TH136　　**文献标志码**：A　　**文章编号**：1674－8530(2010)02－0169－05

Numerical analysis of integrated performance of mechanical seals with regular micro-surface structure

Fu Yonghong[1], *Ji Jinghu*[1], *Hua Xijun*[1], *Yang Chaojun*[1], *Bi Qinsheng*[2]
(1. School of Mechanical Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China; 2. Faculty of Science, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: A theoretical analysis model was developed to study mechanical seals with regular micro-surface structure considering cavitation within the fluid film between two faces and the interaction between hydrodynamic and hydrostatic components. Multi-grid method was used to study the effect of geometric parameters of dimples which in the form of spherical shape on the seal performance such as opening force, friction torque and fluid film stiffness for various seal parameters. The results show that the seal factor and the ratio of depth/diameter of dimple have significant effect on the seal performance. Opening force and fluid film stiffness increase as the seal factor increases, there have optimum values for the ratio of depth/diameter of dimple to maximize the opening force and fluid film stiffness respectively, and as the seal factor increases the optimum value of ratio of depth/diameter decreases. Area density of dimple has little effect on the seal performance, there have optimum values for the area density of dimple to maximize the opening force and fluid film stiffness respectively, and the seal parameter has not effect on the optimum value of area density.

Key words: mechanical seal; dimple; multi-grid method; seal performance; numerical analysis

在摩擦副表面加工出具有规则几何形貌的凹坑可以显著改善润滑与摩擦效果[1]. Etsion 等[2]提出

收稿日期：2009－10－14
基金项目：国家自然科学基金资助项目(50475122)；江苏省自然科学基金资助项目(BK2007095)；江苏省高技术重大项目(BG2007023)；江苏省高校自然科学基础研究项目(06KJB480019，06KJB460014)
作者简介：符永宏(1965—)，男，江苏南通人，教授(fyh@ujs.edu.cn)，主要从事润滑理论及激光应用技术的研究.
纪敬虎(1982—)，男，江苏徐州人，博士研究生(andyjee@163.com)，主要从事润滑理论及激光应用技术的研究.

万方数据

在机械密封端面加工具有半球状的规则微观形貌以提高机械密封的密封性能. 研究结果表明[2-6]，规则凹坑端面机械密封可以产生流体动压开启力和具有一定硬度的流体膜，使密封面摩擦副形成非接触. 在相同的工况下，与接触式机械密封相比，减小了摩擦副的摩擦扭矩、端面温升和磨损率，因此，规则凹坑端面机械密封更耐用、更完善，密封性能更好. 目前，规则凹坑端面机械密封已经成为国内外学者研究的热点问题[7-10]. Etsion 等[3]对不同密封系数(即密封间隙)下，微凹坑的深径比对密封端面间液膜的平均无量纲压力的影响做了分析. 彭旭东等[9]应用有限元法分析了矩形面、球缺面、椭圆面和抛物面等 4 种不同型面微孔的几何参数(面积密度和深径比)在密封系数不变的情况下，对激光加工多孔端面机械密封性能的影响，得到了在最大液膜刚度条件下微孔的最优面积密度和最优深径比，矩形型面微孔具有最佳的综合性能. 随后，彭旭东等[10]又对端面微型体对液体润滑机械密封性能的影响作了进一步的研究，微形体的面积比对密封性能影响较大，且“凸”微形体端面密封的性能参数所受影响较“凹”微形体大；在相同的密封系数和面积比下，“凹”微形体端面机械密封的综合性能优于“凸”微形体端面密封. 但是对于在不同的密封系数下，规则凹坑的几何参数对机械密封性能影响的分析的研究未见报道.

文中考虑液膜的空化现象和流体动、静压效应的相互影响，利用多重网格法[11]求解球缺面凹坑造型机械密封端面间的液膜压力的分布，并据此分析在不同的密封系数下，凹坑的几何参数对机械密封性能的影响，以密封端面间液膜的承载力和刚度为优化目标，优化凹坑的几何参数.

1 数学模型

文中研究的规则凹坑端面机械密封是在动环或静环的端面加工出具有球缺面形状的凹坑，半径为 r_p、深度为 h_p 的凹坑在密封环端面沿径向呈放射状均匀分布，任意两相邻的凹坑沿径向和周向的距离相等，如图 1a 所示. 由于密封环的端面宽度远小于端面半径，且密封环的内外径之比(r_i/r_o)一般大于 0.7，因此可以忽略曲率的影响. 因为凹坑的半径一般为微米数量级，因此可以近似认为一组径向凹坑由两个径向边界和内外圆周边共同组成的一个矩形单元，那么每个凹坑可以假设位于一个边长为 $2r_1 \times 2r_1$ 的正方形控制单元的中央，如图 1c 所示. 凹坑在密封环端面的面积密度为 S_p，则有

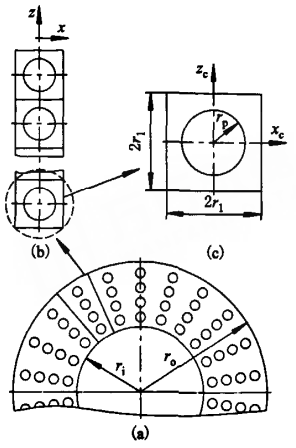


图 1 规则凹坑端面机械密封的几何结构简图

Fig. 1 Geometric sketch of seal face with regular pores

$$S_p = \pi r_p^2 / 4r_1^2. \tag{1}$$

基本假设：①机械密封端面间为全液膜润滑，最小液膜厚度为密封端面间的间隙 c；②由于液膜的厚度很小，可以认为液膜压沿厚度方向保持不变；③密封介质为牛顿流体，忽略体积力和惯性力的作用；④端面间任意一点的相对滑动速度 U 恒定不变. 由此可以得到不可压缩牛顿流体在稳态层流条件下的 Reynolds 方程[11]：

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z}\right) = 6U\mu \frac{\partial h}{\partial x}, \tag{2}$$

式中 h 为液膜厚度；μ 为密封介质的动力粘度；U 为动环沿圆周方向的切向速度；p 为液膜的压力.

定义下列无量纲参数：

$$X = \frac{x}{r_p}, Z = \frac{z}{r_p}, R_1 = \frac{r_1}{r_p}, H = \frac{h}{c}, P = \frac{p}{p_0}, \tag{3}$$

式中 p_0 为环境压力，$p_0 = 0.101\ 3$ MPa.

将式(3)代入方程(2)得到 Reynolds 方程的无量纲形式：

$$\frac{\partial}{\partial X}\left(H^3 \frac{\partial P}{\partial X}\right) + \frac{\partial}{\partial Z}\left(H^3 \frac{\partial P}{\partial Z}\right) = \Lambda \frac{\partial H}{\partial X}, \tag{4}$$

式中 Λ 为密封系数，$\Lambda = 6\mu U r_p / p_0 c^2$.

球缺面凹坑单元的截面如图 2 所示. 控制单元内的膜厚的无量纲方程可表示为

$$H(X,Z) = \begin{cases} 1, & X^2 + Z^2 > 1, \\ 1 + \sqrt{\left(\dfrac{\varepsilon}{2\delta} + \dfrac{1}{8\varepsilon\delta}\right) - (X^2 + Z^2)\dfrac{1}{4\delta^2}} - \left(\dfrac{1}{8\varepsilon\delta} - \dfrac{\varepsilon}{2\delta}\right), & X^2 + Z^2 \leqslant 1, \end{cases} \tag{5}$$

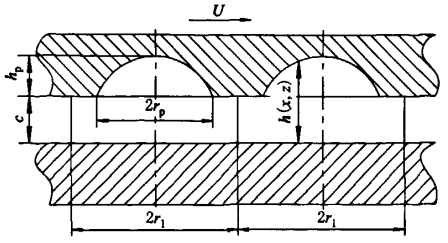


图2 规则凹坑端面机械密封液膜厚度与凹坑尺寸

Fig. 2 Fluid film thickness and pores sizes in mechanical seal with regular pores

式中 ε 为凹坑的深径比，$\varepsilon = h_p/2r_p$；δ 为凹坑的无量纲最小液膜厚度，$\delta = c/2r_p$.

假设密封端面间液膜的压力在圆周方向以 $2r_1$ 为周期成周期性分布，可以取一个径向坑栏为研究对象，如图1b所示，则有以下无量纲边界条件：

$$P(X,0) = \frac{p_{in}}{p_0},\ P\left(X, \frac{r_o - r_i}{r_p}\right) = \frac{p_{out}}{p_0},$$
$$P(-R_1, Z) = P(R_1, Z). \qquad (6)$$

在机械密封中空化现象是使液膜起密封和保护作用所具有的承载能力，因此必须对边界条件补充合理的空化边界条件. 文中采用 Reynolds 空化边界条件[3]，液膜在压力梯度为0处破裂形成空穴区，虽然 Reynolds 空化边界条件不符合质量守恒定律，存在缺陷，但在液膜破裂的条件和定常工况下的实际情况很接近.

利用多重网格法求解一个径向坑栏上的液膜压力，把坑栏剖分成疏密不同的多层网格，在各层网格上利用有限差分法离散 Reynolds 方程(4)，在最稠密的网格上，选用 Gauss - Seidel 迭代法求解离散后的方程，经过几次松弛迭代后得到近似精确的解，然后以限制和延拓为手段，轮流在各层网格上进行松弛迭代，最后在最稠密的一层网格上得到合乎精度的解. 根据求得的坑栏上液膜的压力分布，计算开启力、摩擦转矩和液膜刚度等密封性能参数，具体计算公式如下：

开启力

$$W = Np_0 r_p^2 \int_0^{\frac{r_o - r_i}{r_p}} \int_{-R_1}^{R_1} P \mathrm{d}X \mathrm{d}Z, \qquad (7)$$

式中 N 为密封端面上的坑栏总数.

忽略压力梯度的影响，则端面间液膜的摩擦力可以表示为

$$F = \iint \frac{\mu U}{h} \mathrm{d}A = \frac{N r_p^2 \mu U}{c} \int_0^{\frac{r_o - r_i}{r_p}} \int_{-R_1}^{R_1} \frac{1}{H} \mathrm{d}X \mathrm{d}Y, \qquad (8)$$

式中 A 为端面面积.

摩擦转矩

$$T = F \frac{(r_o + r_i)}{2}, \qquad (9)$$

液膜刚度

$$K = -\frac{\mathrm{d}W}{\mathrm{d}c} \approx -\frac{W' - W}{c' - c}, \qquad (10)$$

式中 c' 为密封间隙 c 发生微小变化后的密封间隙；W' 和 W 分别为密封间隙为 c' 和 c 时液膜的开启力.

2 计算结果与分析

激光造型端面机械密封的几何参数、工况参数和凹坑的几何参数分别为 $r_i = 28.4$ mm，$r_o = 31.1$ mm，$p_{in} = 0.101\ 3$ MPa，$p_{out} = 0.607\ 8$ MPa，凹坑半径 $r_p = 50$ μm，环境压力 $p_0 = 0.101\ 3$ MPa，密封介质粘度 $\mu = 0.015$ Pa·s，转速 $n = 4\ 000$ r/min. 在数值分析过程中，除被研究参数外，其他参数保持不变.

2.1 凹坑面积密度对密封性能参数的影响

图3给出了在不同的密封系数下，深径比为0.02时，凹坑的面积密度 S_p 对开启力 W、摩擦转矩 T 和液膜刚度 K 等密封性能参数的影响. 由图3a和3c可知，存在最佳的面积密度(约为0.2)使开启力和液膜刚度达到最大，且最佳的面积密度的大小与密封系数无关. 当面积密度从0.1变化到0.4时，不论密封系数为多大，开启力 W 的变化量总是小于10%，这与 Estion 等[3]的研究结果一致. 当其他条件不变时，开启力随着密封系数的增大而增大. 面积密度的变化对液膜刚度的影响随着密封系数的增大而减小，当其他条件不变时，液膜刚度随着密封系数的增大而增大. 当面积密度小于0.1时，液膜刚度的变化较大；当面积密度大于0.1时，液膜刚度的变化较小，密封系数越大，液膜刚度受面积密度的影响越小. 由图3b可知，摩擦转矩随着面积密度的增大而减小，密封系数越大，面积密度对摩擦力矩的影响越大. 当其他条件不变时，摩擦转矩随着密封系数的增大而增大.

图4给出了面积密度为0.15，密封系数分别为50，100和200时一个径向坑栏的无量纲液膜膜压分布. 由图中可以看出，液膜压力随着密封系数的增大而增大，分别为15，30，60，近似成正比例关系. 这主要是由于随着密封系数的增大，凹坑所产生的流体动压效应增强，并且相邻两凹坑之间的相互影响同时增强.

万方数据

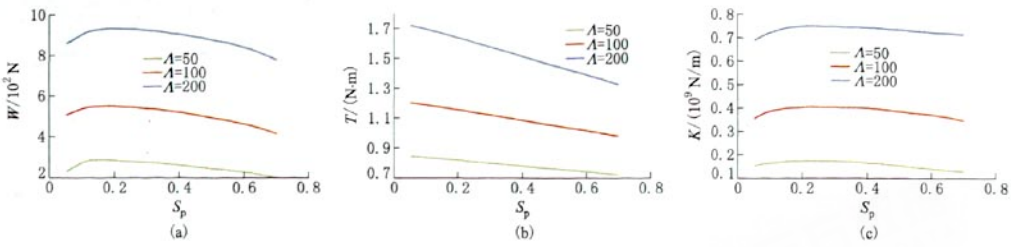


图 3　不同密封系数下面积密度对开启力、摩擦力矩、液膜刚度的影响

Fig. 3　Effect of area density on opening force, friction torque, fluid film stiffness at different seal parameters

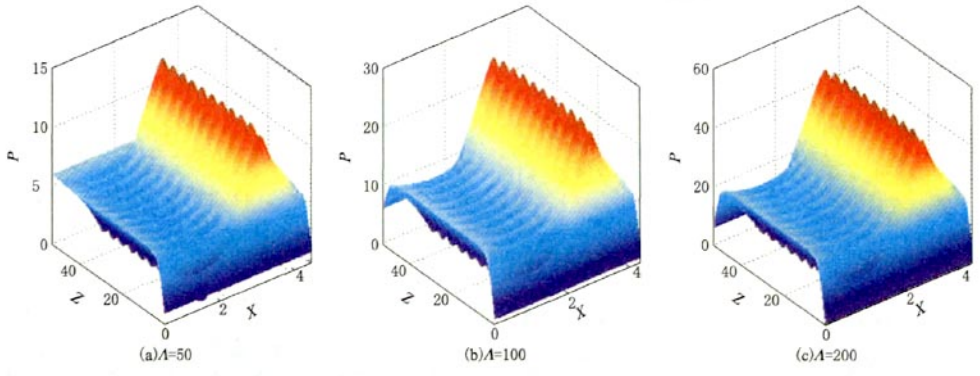


图 4　不同密封系数下径向坑栏内液膜的无量纲压力分布

Fig. 4　Dimensionless pressure distribution in radial dimples column at different seal parameters

2.2　凹坑深径比对密封性能参数的影响

图 5 给出了在不同的密封系数下，面积密度为 0.20 时，凹坑的深径比 ε 对开启力 W、摩擦转矩 T 和液膜刚度 K 等密封性能参数的影响. 由图 5a 和 5c 可知，当深径比小于 0.10 时，深径比对开启力和液膜刚度的影响较大，且受密封系数的影响较大；当深径比不变时，开启力和液膜刚度随着密封系数的增大而增大；当深径比大于 0.10 时，深径比对开启力和液膜刚度的影响几乎反映不出来. 存在最佳的深径比 ε_W 和 ε_K 分别使开启力和液膜刚度达到最大值，在相同的条件下，ε_W 略大于 ε_K，ε_W 和 ε_K 值都不大于 0.05，且随着密封系数的增大而减小，验证了 Etsion 等[3]的研究结果. 由图 5b 可知，摩擦转矩随着深径比的增大而减小，当深径比小于 0.10 时，深径比对摩擦转矩的影响较大；当深径比大于 0.10 时，摩擦转矩几乎不受深径比的影响；当深径比不变时，摩擦转矩随着密封系数的增大而增大.

图 6 给出了密封系数为 100，不同深径比下径向坑栏的液膜压力分布. 由图中可以看出，液膜压力随着深径比的增大而减小. 这主要是由于随着深径比的增大，凹坑所产生的流体动压效应减小，并且相邻两凹坑之间的影响同时减小.

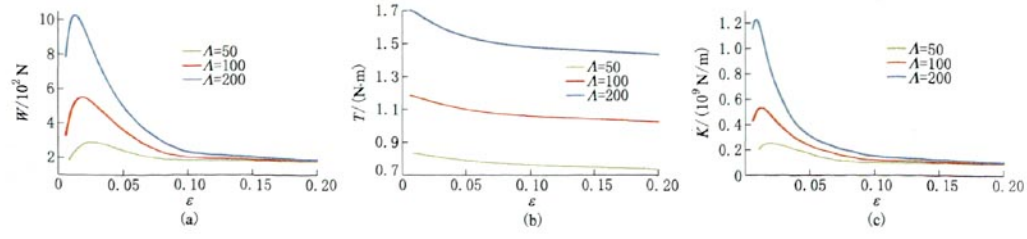


图 5　不同密封系数下深径比对开启力、摩擦力矩、液膜刚度的影响

Fig. 5　Effect of depth over diameter ratio on opening force, friction torque, fluid film stiffness at different seal parameters

万方数据

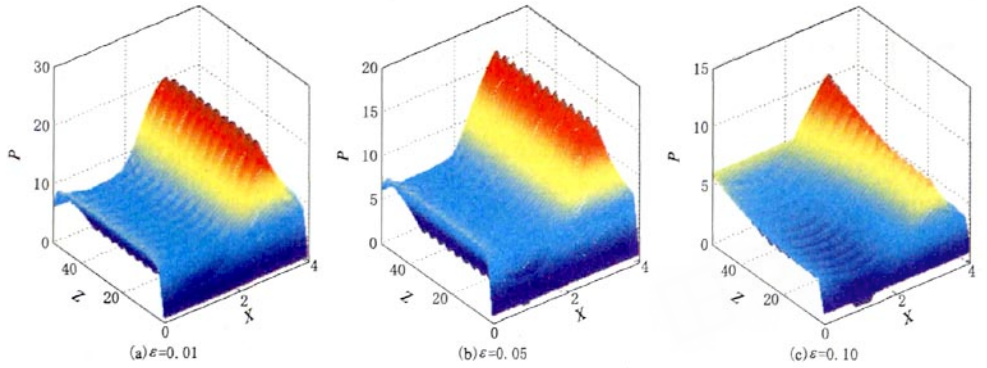


图6 不同深径比下径向坑栏内液膜的无量纲压力分布

Fig. 6 Dimensionless pressure distribution in radial dimples column at different depth over diameter ratios

3 结 论

(1)密封系数对密封性能的影响较大,当其他条件不变时,开启力、摩擦转矩和液膜刚度随着密封系数的增大而增大.

(2)面积密度对密封性能的影响不明显,存在最佳的面积密度(约为0.2)使开启力和液膜刚度达到最大,且不受密封系数的影响;摩擦力矩随着面积密度的增大而减小.

(3)深径比对密封性能的影响较大,分别存在最佳的深径比 ε_W 和 ε_K 使开启力和液膜刚度达到最大值,ε_W 和 ε_K 值随着密封系数的增大而减小,在相同的条件下,ε_W 值大于 ε_K 值;摩擦力矩随着深径比的增大而减小.

参考文献(References)

[1] Erdemir A. Review of engineered tribological interfaces for improved boundary lubrication[J]. *Tribology International*, 2005, 38: 249 - 256.

[2] Etsion I, Burstein A. Model for mechanical seals with microsurface structure[J]. *Tribology Transactions*, 1996, 39(3): 667 - 683.

[3] Etsion I, Kligerman Y. Analytical and experimental investigation of leaser-textured mechanical seal faces[J]. *Tribology Transactions*, 1999, 42(3): 511 - 516.

[4] Etsion Izhak. Improving tribological performance of mechanical seals by laser surface texturing[C]//*Proceedings of the 17th International Pump Users Symposium*, 2000: 17 - 22.

[5] Etsion I, Halperin G. A laser surface textured hydrostatic mechanical seal[J]. *Tribology Transactions*, 2002, 45(3): 430 - 434.

[6] Pride S, Folkert K, Guichelaar P, et al. Effect of micro-surface texturing on breakaway torque and blister formation on carbon-graphite faces in a mechanical seal[J]. *Journal of the Society of Tribologists and Lubrication Engineers*, 2002, 58: 16 - 21.

[7] Yu X Q, He S, Cai R L. Frictional characteristics of mechanical seals with a laser-textured seal faces[J]. *Journal of Materials Processing Technology*, 2002, 129(1/3): 463 - 466.

[8] 汪家道, 陈大融, 孔宪梅. 规则凹坑表面形貌润滑研究[J]. 摩擦学学报, 2003, 23(1): 52 - 55.
Wang Jiadao, Chen Darong, Kong Xianmei. Study on lubrication of regular concave surface[J]. *Tribology*, 2003, 23(1): 52 - 55. (in Chinese)

[9] 彭旭东, 杜东波, 李纪云. 不同型面微孔对激光加工多孔端面机械密封性能的影响[J]. 摩擦学学报, 2006, 26(4): 367 - 371.
Peng Xudong, Du Dongbo, Li Jiyun. Effect of different section profile micro-pores on seal performance of a laser surface textured mechanical seal[J]. *Tribology*, 2006, 26(4): 367 - 371. (in Chinese)

[10] 彭旭东, 杜东波, 盛颂恩, 等. 端面微型体对液体润滑机械密封性能的影响[J]. 摩擦学学报, 2007, 27(4): 352 - 356.
Peng Xudong, Du Dongbo, Sheng Songen, et al. Effect of face asperity geometry on performance of a liquid lubricated face seal[J]. *Tribology*, 2007, 27(4): 352 - 356. (in Chinese)

[11] 杨沛然. 流体润滑数值分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.

(责任编辑 陈建华)

万方数据