

考虑空化效应的微孔端面机械密封泄漏量计算及机理

吉 华,夏 夫,陈 泉,张 科,陈 志

(四川大学 化学工程学院,四川 成都 610065)

摘 要:针对微孔端面机械密封泄漏量的数值计算方法和机理都不明确,基于质量守恒的 JFO 空化边界条件建立了微孔端面机械密封的数值计算模型。数值计算结果表明沿着泄漏方向的不同截面的流量并不相等,所以必须要选择合理的积分截面才能计算出正确的泄漏量。根据径向流量场、周向流量场和压力场的分析,讨论了沿着泄漏方向流量不等的原因,揭示了空化效应和动压效应形成高压区,造成泄漏方向流体沿周向运动,从而降低了泄漏量。最后给出微孔端面机械密封泄漏量计算的公式和方法。

关键词:机械密封;微孔端面;泄漏量;动压润滑;空化效应

中图分类号:TH117.2

文献标志码:A

Leakage Calculation and Mechanism of Mechanical Seal with Micro-pores Considering Cavitation

Ji Hua, Xia Fu, Chen Xiao, Zhang Ke, Chen Zhi

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

Abstract: Based on the mass-conservative JFO cavitation boundary condition, a numerical calculation model was developed for the mechanical seal with micro-pores. The numerical calculation results showed that the flow rate is not equal at different cross sections along the leakage direction. Therefore, it is necessary to select a reasonable integral cross section to make the leakage calculation correct. Furthermore, the reason why the flow rate along the leakage direction is not equal was discussed through the analysis of the radial flow field, the circumferential flow field and the pressure field. It was also proposed that the leakage was reduced because the high pressure region, which was induced by the dynamic pressure and cavitation, changed the flow from leakage direction to circumferential direction. Finally, the formula and method for the leakage calculation of mechanical seal with micro-pores were presented.

Key words: mechanical seal; micro-pores face; leakage; dynamic lubrication; cavitation

微孔端面机械密封是一种新型非接触式流体动压型机械密封,是近年来润滑与密封领域的研究热点之一^[1-2]。空化效应是其动压和承载力产生的主要原因^[3]。机械密封的根本目的是为了减少泄漏,泄漏量的计算与其减少的机理的探讨也是微孔端面机械密封研究的重要和必要的内容。在微孔端面机械密封泄漏量计算中,有必要考虑空化效应,并研究空化效应对泄漏量的影响。

在微孔端面机械密封的研究中,虽然使用了不同的泄漏量计算公式,但大多忽略了空化效应对泄漏量的影响。尽管计算公式表现形式各异,但究其实质,可归纳成两种:式(1)及其微分形式(2)。两

种计算均从泄漏量 q 的物理意义出发,基于径向间隙内层流运动,采用流体速度与截面积的乘积作为泄漏量。

$$q = \frac{\pi b h^3 \Delta p}{12 \mu \Delta z} C_0 \quad (1)$$

$$q = C_0 b \left(- \frac{h^3}{12 \mu} \frac{dp}{dz} \right) \quad (2)$$

式中, h 、 p 分别为密封端面间任意点的膜厚和膜压, b 为间隙宽度, C_0 为考虑到各种影响因素的修正参数, μ 为润滑液黏度, z 为泄漏方向坐标。

文献[3-6]基于式(1)计算了微孔端面机械密封的泄漏量。这种方法不适用于单独研究动压效

应的情况(这种情况在研究中经常出现,此时通常假定密封内外压相等),由于没有内外压差, $\Delta p = 0$, 泄漏量将始终为零,与实际情况不符。

文献[7-11]则是基于式(2),采用流量积分的形式计算了微孔端面机械密封的泄漏量。文献[7-8]根据质量守恒定律,认为在稳态下流过密封端面间任意半径处的径向流量积分值相同。它们采用了式(2)的极坐标形式来计算微孔端面密封端面泄漏量,计算中积分截面可取密封端面的任意截面。由于使用了五点体积法(即流入中心控制体四周流量等于零)的方式来离散 Reynolds 方程,在对流量进行积分时,却只考虑了沿径向的流量,忽略了润滑油沿周向的流量。因此,计算域内任意半径处的径向流量积分值并不相同,所以该公式计算出来的泄漏量不准确。对于上游泵送类的机械密封,逐渐增加的空化压力会极大降低泄漏量^[9]。基于此结论和流量守恒定律,赵中等^[10]在泄漏量计算时提到应该选择受“空化效应”影响较小的径向非开孔区域来计算。但是并没明确指出如何判断哪些区域是受空化影响较小的区域,也没有从理论上分析其原因。潘晓梅等^[11]基于空化效应的影响提出一种平均体流量的计算公式,其公式基于式(2),对计算域内的每个节点都进行流量积分并求和。该方法将流量平均化,每个节点流量简单相加,不能体现润滑油流体在密封间隙流动情况。

总之,式(1)不适用于单独研究动压效应下泄漏量的计算。因为微孔端面机械密封是利用微孔的动压效应实现了密封环之间的非接触,而在单独研究动压效应时,通常假定密封内外环压力是相等的,一般不考虑静压效应。如果采用式(2)对微孔端面机械密封泄漏量进行计算,密封间隙间空化效应所造成的液膜压力不对称分布,式中的压力梯度 dp/dz 在润滑油的在沿径向上的各个截面并不相等,因此不同截面计算出来的泄漏量也不相等。所以在计算微孔端面机械密封的泄漏量时,必须要选定正确的截面,才能计算出准确的泄漏量。

文献[12]采用有限差分 and 多重网格的数值算法,基于3种空化理论,进行了计算和比较。它不以泄漏研究为目的,但得到采用合适数值算法,基于JFO空化边界条件能够预测微孔中的空化的结论。作者基于该结论,采用了有限差分和交替隐式迭代^[8]的数值算法,建立了质量守恒的JFO空化边界条件的计算模型。先讨论微孔端面密封沿着泄漏方向的流量分布规律,并探讨其泄漏机理。然后提出

了选择准确的积分截面,进行微孔端面机械密封泄漏量计算的公式和方法。

1 计算模型

1.1 几何模型

为了更好地反应问题的本质,选用了台阶状几何模型,对于更为复杂的微孔端面密封几何模型,文中的方法和结论也是适合的。

图1和2展示了微孔端面机械密封的局部几何模型。如图1(a)所示,台阶状微孔沿密封环径向呈放射状、周期性分布,密封环内外径分别为 r_i, r_o 。如图1(b),一列沿径向分布的微孔,可以记做“孔栏”^[11]。由于单个“孔栏”的宽度远小于密封环内外径,所以可以忽略表面曲率,每个“孔栏”视为均匀分布的矩形。图1(c)为简化计算所选择的单个计算域——矩形控制单元,其中控制体边长为 $2x_l$ 。图2为计算域的截面图,微孔半径为 r_p ,最大孔深 h_p ,密封环间隙 h_0 ,液膜厚度则为:

$$h = \begin{cases} h_0, & \text{全膜区;} \\ h_0 + h_p, & \text{孔区} \end{cases} \quad (3)$$

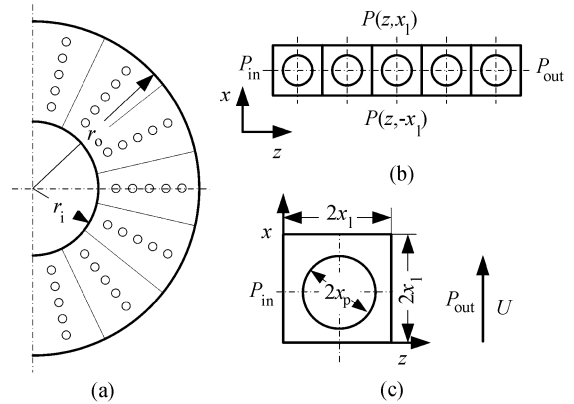


图1 微孔端面机械密封的微孔分布及计算域
Fig. 1 Micro-pores distribution on micro-pores mechanical seal and calculation domain

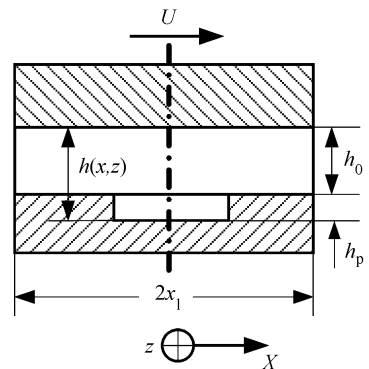


图2 微孔端面机械密封的计算域截面图
Fig. 2 Section map of the calculation domain in micro-pores mechanical seal

1.2 数值模型

做出以下假设:1) 润滑油为牛顿流体;2) 沿液膜厚度方向,由于间隙较小压力保持不变;3) 忽略温度和惯性力的影响,粘度保持不变。

式(4)为文中采用的,基于质量守恒的 JFO 空化边界条件的,2 维层流稳态 Reynolds 控制方程^[8]。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{1}{2} \frac{\partial u \Phi h}{\partial x} \quad (4)$$

式中: x, z 为坐标; p 为端面间压力; h 为端面间膜厚; u 为线速度; μ 为密封介质粘度; Φ 为液体所占的体积分数, $\Phi = \rho/\rho_c$, ρ 为液体密度; ρ_c 为端面间任意一点的液膜密度。

求解上述方程,需补充相应的边界条件和遵循质量守恒的 JFO 空化边界条件。

$$\begin{cases} p(z_i, x) = p_i, p(z_o, x) = p_o; \\ \Phi(z_i, x) = \Phi(z_o, x) = 1 \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} p(z, x_i) = p(z, x_o); \\ \Phi(z, x_i) = \Phi(z, x_o) \end{cases} \quad (6)$$

$$\Phi = \frac{\rho}{\rho_c} = \begin{cases} \Phi = 1, \rho = \rho_c, \text{全膜区;} \\ \Phi < 1, \rho < \rho_c, \text{空化区} \end{cases} \quad (7)$$

其中,式(5)为压力进出口边界条件,式(6)为周期性边界条件,式(7)为 JFO 空化边界条件。

将式(4)无量纲化后,得到:

$$\left[\frac{\partial}{\partial X} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) \right] = \Lambda \frac{\partial H \Phi}{\partial X} \quad (8)$$

式中,各无量纲参数如下:

$$\Lambda = \frac{6\mu U r_i}{P_a h_0^2}, X = \frac{x}{r_i}, Z = \frac{z}{r_i}, H = \frac{h}{h_0}, P = \frac{p}{P_a}.$$

其中, r_i 为密封环内径, h_0 为密封环间间隙, P_a 为大气压。

利用有限差分离散方式和隐式交替迭代方法^[8]对方程(8)进行离散与数值计算。

将程序采用表 1 中的参数所得数据与文献[12]中数据进行对比,计算结果如图 3 所示,验证了所建立计算模型的准确性。

表 1 计算参数

Tab. 1 Parameters for the numerical experiment

参数	数值	参数	数值
内径 r_i /mm	21.5	空化压力 p_c /MPa	0.09
外径 r_o /mm	24.5	大气压力 p_a /MPa	0.1
孔径 r_p /mm	0.75	内压 p_i /MPa	0.1
最大孔深 h_p /μm	10	外压 p_o /MPa	0.1
液膜厚度 h_0 /μm	4	收敛残差	10^{-4}
黏度 μ /(Pa·s ⁻¹)	0.003 5	转速 n /(r·min ⁻¹)	600

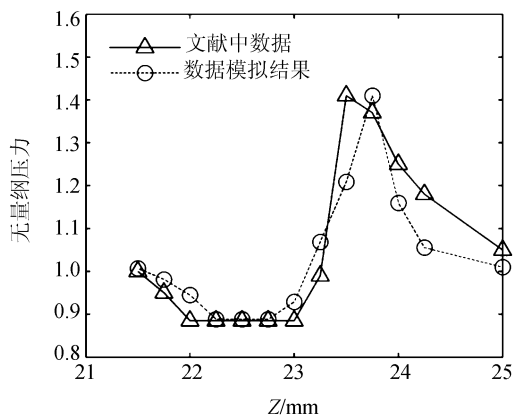


图 3 程序计算值与参考文献值的对比

Fig. 3 Comparison between program calculation value and reference value

1.3 流量计算

由缝隙内层流运动出发,密封间隙内部截面 $z = z_1$ 处(图 4)的流量由压差流和剪切流共同形成,如式(9)^[13]所示:

$$Q|_{z=z_1} = \int_0^{x_1} \left(-\frac{H^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial Z} + \frac{U_0 H}{2} \right) dX \quad (9)$$

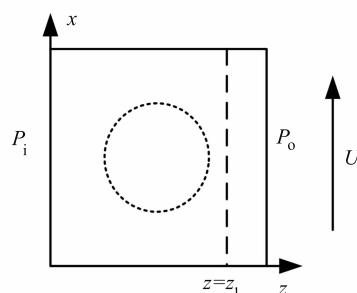


图 4 计算域内 $z = z_1$ 积分截面选择示意图

Fig. 4 Schematic of the integral cross section $z = z_1$

在沿密封环径向,由于润滑油流体完全依靠密封间隙间的剪切力而被引入流场,没有沿密封环径向的初速度,所以沿密封环径向剪切流与压差流相比较小,可以忽略剪切流,初速度 $U_0 = 0$, 式(9)可变为:

$$Q|_{z=z_1} = \int_0^{x_1} \left(-\frac{H^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial Z} \right) dX \quad (10)$$

2 沿泄漏方向流量的不等分布

如图 5 所示, Z 方向为密封环径向方向,亦泄漏方向,对沿 Z 方向且垂直于 Z 轴的每一条积分截面进行利用式(10)积分,得到所求流量。可以看出,沿径向方向无量纲流量在不同的积分截面并不是都相等的,沿计算域中心点大致呈中心对称分布。在密封环内外径处及附近,流量大致保持恒定,变化较小。在密封环微孔区域及其附近,流量数值呈先增大后

减小的趋势,“左正右负”,代表左侧润滑液流体流量方向沿径向从内环向外环流动,而右侧润滑液流体流量方向则相反。入口处密封环内径处无量纲流量 $Q_{in} = -6.8 \times 10^{-13}$,外径处 $Q_{out} = 6.6 \times 10^{-13}$,由于采用了 JFO 空化边界条件,所以满足质量守恒,因此进出口流量值近似相等,当网格无穷小时两者数值完全相等^[14]。

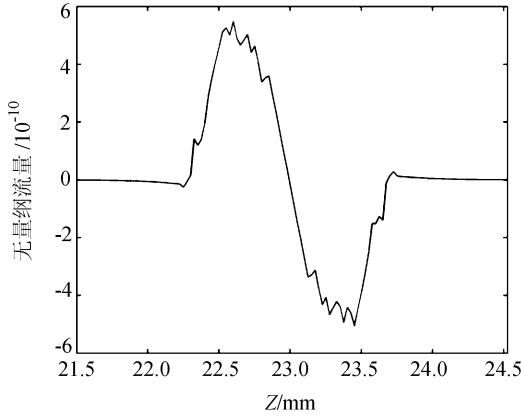


图5 计算域内沿径向无量纲流量分布折线图

Fig. 5 Plot of the dimensionless flow distribution along radial direction

图6根据式(10)所得,采用中心差分方式离散该公式,计算出每个节点沿径向方向流量,作出流量分布云图。

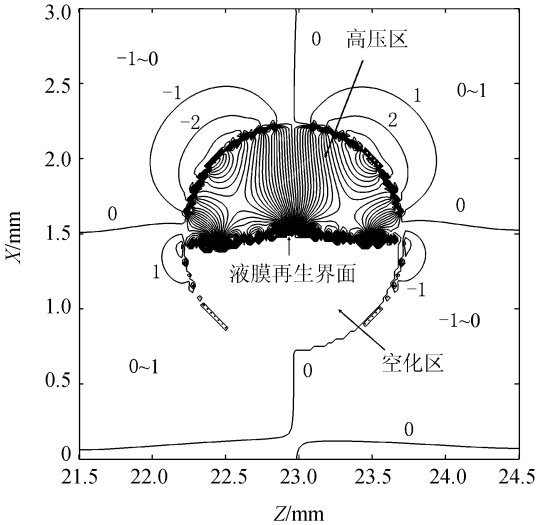


图6 计算域内沿径向方向无量纲流量分布云图

Fig. 6 Dimensionless flow distribution along leakage direction

从图6可以看出:在计算域中微孔及其附近区域,流量等值线分布密集;在远离微孔区域,流量等值线分布稀疏。说明在微孔内部及附近流量变化大,在远离微孔区域流量变化小。在微孔内部流量分布也是不均匀的,微孔上部流量等值线分布密集,

其绝对值左右大致对称,符号则相反,在两侧边缘流量绝对值较大;在微孔下部,无流量等值线分布;在微孔中部交界处、四周及附近也存在较密集流量等值线分布。

3 流量不等分布的机理

结合压力分布云图(图7)进行分析,微孔上部流量等值线密集区域正是由于动压效应形成高压区。高压区左侧流量值为正,表示润滑液沿Z轴正方向流动,最大流量出现在微孔边缘处,越接近微孔内部流量值越小。高压区右侧流量值为负,表示润滑液沿Z轴反方向流动,最大流量也是出现在微孔边缘处,越接近微孔内部速度值越小。两边的润滑液都往微孔上部边缘流,表明由于动压效应而形成的高压区内,润滑液流量较大,也就指明了图5中流量峰值处的流量较大的位置。微孔下部无流量分布区域则是空化区,该区域由于压力值等于空化压力而不存在压力梯度,所以润滑液流量并没有变化,但是因为润滑液流体从内外径处流到空化区时存在初速度,所以整个空化区的流量虽然没有变化且流量值较小,但是不为零。在微孔中部空化区与高压区的交界处,根据JFO空化理论,该处为液膜再生界面,因为压力值的逐渐升高,发生了液膜从气相到液相的转变,并且由于高压区与空化区存在较大压差,相变和压差共同作用使得这一区域润滑液流量变化较大,所以出现了密集流量等值线分布。而微孔附近则是因为微孔的存在,流场截面积的增大改变了润滑液的流量,所以在微孔边缘润滑液流量等值线分布也较密集。

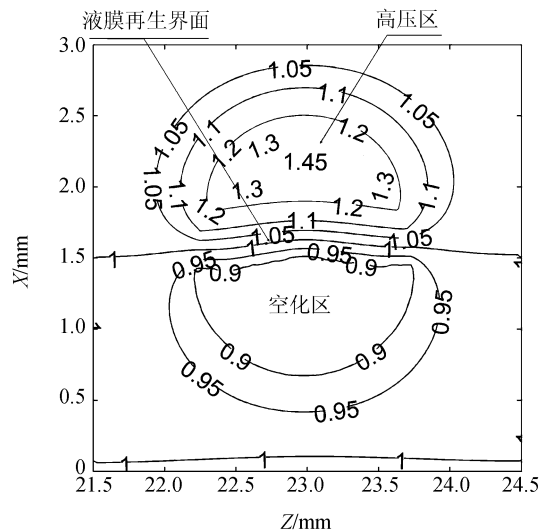


图7 计算域内无量纲压力分布云图

Fig. 7 Dimensionless pressure distribution contour

图 8 所示为计算域内每个节点沿周向的流量分布云图。采用式(9),对换坐标 X, Z , 将初速度 U_0 赋值为密封环旋转线速度,即可计算每个节点沿密封环周向(X 方向)的流量。如图 8 所示,在微孔外部没有流量等值线分布,也就是整个区域流量保持不变,均保持密封环运动的线速度,其无量纲值为 0.65。在微孔内部,流量等值线分布较密集。微孔上部流量无量纲值偏大,说明流量较大;微孔下部空化区流量等值线呈条状分布,这是因为 JFO 空化理论中假设空化区中的气液混合物是呈条状排布^[15],所以空化区内周向流量也成条状分布。

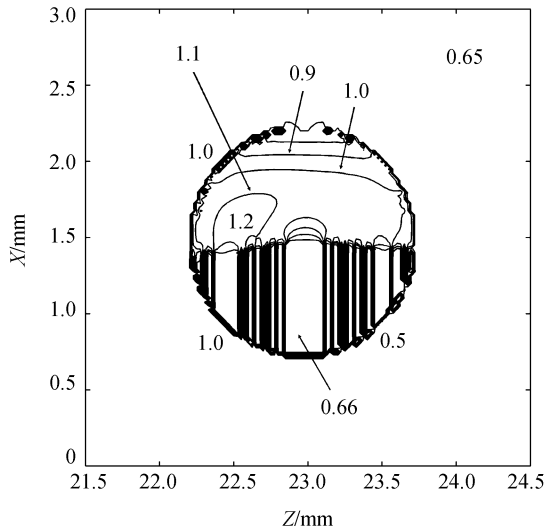


图 8 计算域内沿周向无量纲流量分布云图

Fig. 8 Dimensionless flow distribution along circumferential direction

联系图 5、6 中讨论到微孔上部边缘沿径向流动的润滑油流体流量较大。如图 8 所示,微孔上部也沿周向的流体流量也较大。这一部分流量的来源不仅仅只有是沿周向随密封环转动而来的流量,还有从内外径处沿径向流过来。简而言之,部分润滑油流体因为密封环间隙的剪切力而被引入密封环内部,但是因为高压区的存在,没有完成从内环到外环(或者外环到内环)的泄漏,而是随着密封环之间的旋转运动沿周向流动。说明由动压效应影响的高压区起到了导流的作用,改变了一部分沿径向方向的润滑油流体的流动方向,引导它们沿周向流动,从而降低了沿径向的泄漏量。

总之,密封间隙内沿径向方向上,不同的截面流量不同。有 3 个主要因素导致这一现象:动压效应与空化效应形成的高压区、空化造成的液膜重生成界面和微孔的台阶效应。这 3 个因素的综合作用使得润滑油流体在泄漏方向流量分布不等。微孔内部

及其附近流量变化大,而远离微孔区域因不受这 3 个因素影响,所以流量变化较小,流量值大致保持恒定。

4 考虑空化效应的泄漏量计算方法

润滑油流体沿密封环径向的流量,在远离孔区靠近内外径处的区域,流量值均变化不大,趋于稳定,这一部分可以看作无空化影响区。在接近孔区与孔区内部,由于动压效应、空化效应和台阶效应的影响,润滑油流体流量的变化开始变大,这一部分可以看作空化影响区。空化影响区与无空化影响区的交界处则应该是流量折线图(如图 5 所示)中流量从保持平衡到开始变化的节点。

在选择积分截面进行流量积分计算泄漏量时,应该避开流量变化大的空化影响区域,选择在内外径两端流量变化较平缓的无空化影响区域进行流量积分以获得较为准确的泄漏量。但是在具体计算中难以准确地确定无空化影响区的范围,所以为了计算准确,应该选择密封环内外径处进行流量积分。同时,在计算流量时需要用已求得节点压力值来表达内外径边界的 $\partial P/\partial Z$,而内外径边界外已无压力分布,此时引入了内外径边界三节点值来表达该一阶偏导数,影响了内外径边界上节点流量值的精确度,所以积分截面选择为进口处第 2 条线,或者出口处第 2 条线进行流量积分,具体计算公式如下:

$$Q|_{Z=l_{in+1, out-1}} = \int_0^{x_1} \left(-\frac{H^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial Z} dX \right) \quad (11)$$

对于具有多孔排布的密封环,如图 1(b)所示,即每个计算域内有多个孔均匀分布的情况,孔与孔之间的相互作用影响不到相距较远的密封环进出口,所以多孔排布计算域的泄漏量也可采用式(11),积分截面的选择也应该是整个密封环的进口处第 2 条线或者出口处的第 2 条线。对于整个密封环的泄漏量,由于微孔呈周期性排布,如图 1(a)所示,每个周期的泄漏量都是相同的,所以总的泄漏量等于单个计算域泄漏量与周期数的乘积。

5 结论

1) 由于空化效应和流体动压效应的影响,沿密封环泄漏方向,不同的截面流体流量不等。泄漏方向流量沿中心点呈对称分布;中间的微孔及影响区,流量数值呈先增大后减小;两侧非影响区基本相等。

2) 动压效应和空化效应形成的高压区引导部分流体由泄漏方向沿周向运动;空化效应的液膜再

生界面使流体发生相变;微孔台阶效应,增大密封间隙的膜厚。三者共同作用导致密封环沿泄漏方向流量分布不等。

3)进行微孔端面机械密封泄漏量计算时,选择的积分截面应该远离空化影响区,最好选取内径侧第2条线或者外径侧第2条线。空化效应在微结构的机械密封普遍存在,所以本文中的结论也适用于其他形式的微结构机械密封。

参考文献:

- [1] Wang Tao, Huang Weifeng, Liu Xiangfeng, et al. Experimental study of two-phase mechanical face seals with laser surface texturing[J]. Tribology International, 2014, 72: 90 - 97.
- [2] Etsion I. State of the art in laser surface texturing[J]. Journal of Tribology, 2004, 127(1): 761 - 762.
- [3] Etsion I. A model for mechanical seals with regular microsurface structure[J]. Tribology Transactions, 1996, 39(3): 667 - 683.
- [4] Du Dongbo, Peng Xudong. Effect of geometric parameters of micro-pores on the seal performance of a laser-textured mechanical seal[J]. Lubrication Engineering, 2006(4): 42 - 44. [杜东波, 彭旭东. 微孔参数对激光加工多孔端面机械密封性能的影响[J]. 润滑与密封, 2006(4): 42 - 44.]
- [5] Bottiglione F, Carbone G, Manriota G. Fluid leakage in seals: An approach based on percolation theory[J]. Tribology International, 2009, 42(5): 731 - 737.
- [6] Siripuram R B, Stephens L S. Effect of deterministic asperity geometry on hydrodynamic lubrication[J]. Journal of Tribology, 2004, 126(3): 527 - 534.
- [7] She Baoying. Theoretical and experimental study on liquid lubricated end face seals with directional microporous [D]. Hangzhou: Zhejiang University of Technology, 2013. [余宝瑛. 方向性微孔端面液体密封的理论及实验研究 [D]. 杭州: 浙江工业大学, 2013.]
- [8] Peng Xudong, She Baoying, Meng Xiangkai, et al. Sealing performance of liquid-lubricated mechanical seals with different arrangements inclined elliptical dimples[J]. Tribology, 2013, 33(5): 481 - 487. [彭旭东, 余宝瑛, 孟祥铠, 等. 不同排布方向性椭圆孔液体润滑机械密封性能的研究[J]. 摩擦学学报, 2013, 33(5): 481 - 487.]
- [9] Salant R F, Homiller S J. The effects of shallow groove patterns on mechanical seal leakage[J]. Tribology Transactions, 1992, 35(1): 142 - 148.
- [10] Zhao Zhong, Peng Xudong, Sheng Song'en, et al. Numerical analysis of laser textured mechanical seals with a porous sector face[J]. Ciesc Journal, 2009, 60(4): 965 - 971. [赵中, 彭旭东, 盛颂恩, 等. 多孔扇形分布端面机械密封性能的数值分析[J]. 化工学报, 2009, 60(4): 965 - 971.]
- [11] Pan Xiaomei, Peng Xudong, Li Jiyun. Factors affecting leakage rate of a laser surface textured mechanical seal [J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(3): 31 - 34. [潘晓梅, 彭旭东, 李纪云. 激光加工多孔端面机械密封泄漏量的影响因素[J]. 润滑与密封, 2007, 32(3): 31 - 34.]
- [12] Qiu Y, Khonsari M M. On the prediction of cavitation in dimples using a mass-conservative algorithm[J]. Journal of Lubrication Technology, 2009, 131(4): 1 - 11.
- [13] 蔡仁良, 顾博青, 宋鹏云. 过程装备密封技术[M]. 化学工业出版社, 2006.
- [14] Li Jinghao. Numerical computing method and experimental study for cavitation in mechanical seals[D]. Beijing: Tsinghua University, 2011. [李京浩. 机械密封空化效应的数值计算方法与实验研究[D]. 北京: 清华大学, 2011.]
- [15] Elrod H G. A cavitation algorithm[J]. Journal of Lubrication Technology, 1981, 103(3): 350 - 354.

(编辑 黄小川)