

基于扬程定义的密封端面螺旋槽泵送效应分析

陈汇龙¹, 李亚南², 赵斌娟¹, 翟晓¹, 黄建平¹, 袁寿其²

(1. 江苏大学能源与动力工程学院, 江苏镇江 212013; 2. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 江苏镇江 212013)

摘要: 基于水泵的扬程定义, 结合端面机械密封的特点对扬程定义式进行了简化修正, 给出了描述端面螺旋槽液体机械密封泵送效应的表达式, 揭示了泵送效应与端面静压分布的关系. 应用 Fluent 软件对密封环端面间的流场进行了数值模拟, 根据模拟的结果验证了泵送效应表达式的准确性和适用性; 结合数值模拟的结果和上述表达式, 对比了在旋转环和静止环两种情况开槽时数值模拟的结果, 分析了密封端面螺旋槽开槽端面的不同对螺旋槽泵送效应的影响, 发现在旋转环端面开槽时螺旋槽产生的泵送效应优于在静止环端面开槽的情况, 且在旋转环端面开槽有利于减小密封环端面间的摩擦.

关键词: 螺旋槽; 机械密封; 泵送效应; 数值模拟; 扬程

中图分类号: TH136 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-8530(2010)01-0083-05

Pumping effect analysis of spiral groove on seal loop face based on head definition

Chen Huilong¹, Li Yanan², Zhao Binjuan¹, Zhai Xiao¹, Huang Jianping¹, Yuan Shouqi²

(1. School of Energy and Power Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China; 2. Technical and Research Center of Fluid Machinery Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: Based on head concept for pumps, the formula for pumping capability of spiral groove on seal loop face was conducted by modifying the defined head formula with consideration of the face mechanical sealing characters, which shows the pumping capability is related with the static pressure distribution on the face. Numerical simulation for the inner flow of the mechanical face seal was carried out by using Fluent software, and the results proved the correctness and applicability of the modified formula. The pumping capabilities of the spiral grooves were analyzed combining the simulation results and the modified formula, and the different simulation results of spiral grooves pumping capability on different loops were compared. It shows that the pumping capability on the rotating loop is better than that on the static one, and the former condition is also better for reducing the friction between the two loops.

Key words: spiral groove; mechanical seal; pumping effect; numerical simulation; head

在密封端面开设螺旋槽能够使密封环旋转时产生泵送效应, 把少量密封低压侧的中性缓冲流体增压泵送至高压侧, 并在密封端面间由缓冲流体形成一层完整的流体膜, 阻止高压侧介质的泄漏并起到润滑作用, 因而, 在密封端面开设螺旋槽具有磨损

少、寿命长、能耗低、工作状态稳定及适应性强等优点. 泵送效应是螺旋槽性能的重要评价标准, 对于泵送效应的分析一直是上游泵送机械密封性能分析的难点, 对于泵送效应的描述尚无标准可依; 而螺旋槽开槽端面的选择对于槽的泵送效应有着至关重要的

收稿日期: 2009-09-09

基金项目: 江苏省自然科学基金资助项目(BK2007095); 江苏省高校自然科学基金基础研究项目(06KJB480019)

作者简介: 陈汇龙(1961—), 男, 福建安溪人, 副教授(huji@ujs.edu.cn), 主要从事机械密封及两相流理论与应用的研究.

李亚南(1985—), 女, 山东潍坊人, 硕士生(pumpkinlg@163.com), 主要从事上游泵送机械密封的研究.

影响,目前对开槽端面的选择亦尚无定论.本研究将基于水泵扬程的定义分析螺旋槽的泵送效应,并对开槽端面的选择提供依据.

1 开槽形式及密封机理

密封端面开螺旋槽的常见形式有:一是在密封环内径侧开螺旋槽,如图1所示,常用于液体上游泵送机械密封;二是在密封环外径侧开螺旋槽,如图2所示,一般槽区侧为被密封的带压流体,密封环旋转时,将带压流体带入端面继续增压,使密封端面分开成为非接触,气体密封一般采用这种结构^[1-2].

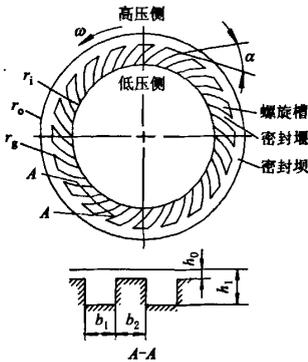


图1 上游泵送机械密封端面结构

Fig. 1 Upstream pumping mechanical seal face configuration

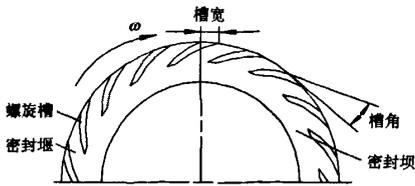


图2 干气密封端面结构

Fig. 2 Dry gas seal face configuration

液体上游泵送机械密封是在普通机械密封的一个密封端面上加工流体动压槽,两端面在相对运动时产生泵送效应,将低压侧的液体反输回高压侧,从而实现密封.在外径高压侧与内径低压侧的压差作用下,高压侧被密封的流体将产生压差流,而螺旋槽流体的泵送效应所产生的粘性剪切流与压差流流向相反.剪切流小于压差流的流量时,密封存在泄漏;剪切流与压差流的流量相等时,密封的总泄漏量为零;剪切流的流量大于压差流的流量时,会出现低压侧向高压侧的负泄漏.上游泵送机械密封的密封端面分为槽区和坝区,这样在静置状态和旋转状态都

能实现密封^[3-4].

2 泵送效应分析

对于泵而言,扬程是其所抽送的单位重量液体从泵进口处(泵进口法兰)到泵出口处(泵出口法兰)能量的增值^[5].

泵的扬程是水泵本身性能的一个重要参数,根据定义其计算式为

$$H = \frac{p_d - p_s}{\rho g} + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} + (z_d - z_s) \quad (1)$$

如图3所示,式中 p_d 、 p_s 分别为泵出口、进口处的液体静压,Pa; v_d 、 v_s 分别为泵出口、进口处的液体速度,m/s; z_d 、 z_s 分别为泵出口、进口到任选的测量基准面的距离,m.

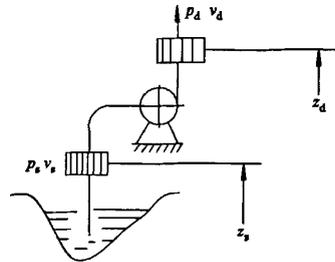


图3 泵扬程的计算简图

Fig. 3 Pump head calculation sketch

类比水泵的结构,对于螺旋槽机械密封来说,每个螺旋槽相当于一个叶轮流道,螺旋槽的泵送效应就是依据泵扬程的原理.机械密封环的内径处相当于水泵的进口,外径处相当于水泵的出口,由于密封环的尺寸很小,那么出口与进口的位能差可以忽略不计.

由于螺旋槽机械密封的泄漏几乎为0,且螺旋槽的进、出口直径差较小,即 $D_1 \approx D_2$, $u_1 \approx u_2$,则出口、进口处液体的动能差也可忽略不计.那么根据式(1)可得螺旋槽机械密封的泵送效应如下:

$$H' = \frac{p_{out} - p_{in}}{\rho g} \quad (2)$$

式中 p_{out} 、 p_{in} 分别为螺旋槽机械密封外径、内径侧的静压力,Pa.

根据公式(2),密封环外径侧与内径侧的静压差值越大,越能阻止密封介质进入两密封环端面间的空隙,并将低压侧的液体反输回高压侧,高压侧被密封介质产生的压差流,同时能够与螺旋槽泵送效应所产生的粘性剪切流相平衡,密封的泵送效应越优.

3 内部流动数值模拟

3.1 槽型设计及工况参数

目前已开发的机械密封端面动压槽槽型结构包括多圆叶台阶面型、周向雷列台阶型、直叶型和类螺旋槽型,其中类螺旋槽型包括直线槽、圆弧槽、曲线槽和螺旋槽等。根据已有不同槽型密封性能的对比分析^[6-7],螺旋槽型的密封结构能够产生较大的液膜承载能力和液膜刚度,密封效果较好,且易于加工。如图1所示,本研究的槽型设计参考了文献[8],[9],为矩形平底形式槽,取槽深为 $h_g = 5 \mu\text{m}$,螺旋角 $\alpha = 17.8^\circ$,槽径比 $\beta = (r_g - r_i)/(r_o - r_i) = 0.7$,槽数 $N_g = 20$ 。密封环转速 $n = 2950 \text{ r/min}$,密封压力 $p = 5 \text{ MPa}$,密封腔内介质为常温水。

3.2 计算区域及边界条件设置

选择整个密封环内液体区域的1/20作为计算区域(含一个螺旋槽及其两侧各一半的密封堰),计算区域的三维造型及边界条件设置如图4所示(为便于观察,此处放大300倍显示)。计算区域分为两部分,ZONE1为槽内液体,ZONE2为旋转环与静止环间隙部分的液体。当螺旋槽开在旋转环端面时,端面I,II分别为旋转环、静止环端面;当螺旋槽开在静止环端面时,端面I,II分别为静止环、旋转环端面。应用Gambit软件对计算区域进行网格划分,采用Cooper格式将整个计算区域划分为结构化网格。



图4 计算区域及边界条件

Fig.4 Calculation area and boundary condition

3.3 计算及结果分析

应用Fluent软件,层流模型,用SIMPLE算法对压力和速度进行耦合,采用一阶迎风格式对连续性方程和能量方程进行迭代计算,其结果如下:

3.3.1 静压分布

图5a,b分别是在旋转环和静止环端面开槽时开槽端面的静压分布。对比两图,压力分布的总趋势保持一致,槽区压力均在泵送槽的外径侧达到最大,在内径侧最小,由内而外均匀增大,由公式(2)可知,两者均产生了一定的泵送效应;且同一半径处,

螺旋槽区的压力高于密封堰区,这样能够将堰区的密封介质吸入螺旋槽区,进而泵送回密封腔。

旋转环端面开槽时,槽区外径侧的最高压力值1.5 MPa远远高于在静环开槽时的最高值,也远远高于密封介质的压力5 MPa。根据公式(2), ρg 相同的情况下,比较两者外径侧最高静压与内径侧最低静压的差值,前者为 $p_{\text{out}} - p_{\text{in}} = 1.5 \times 10^7 \text{ Pa}$,而后者仅为 $p_{\text{out}} - p_{\text{in}} = 4 \times 10^6 \text{ Pa}$,可见前者螺旋槽产生的泵送效应远高于后者。在旋转环开槽时密封堰区高压区域远比在静止环开槽时宽,压力变化更平稳。说明前者产生的液体膜更稳定,承载能力更好。

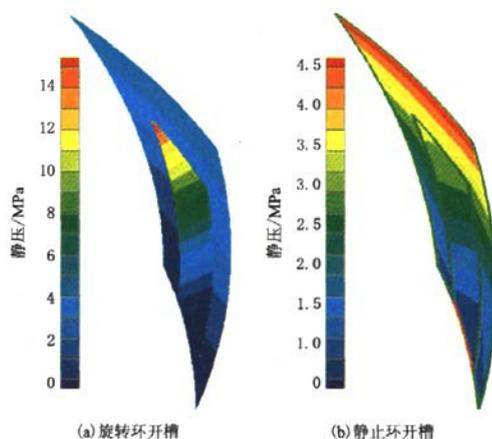


图5 端面静压分布

Fig.5 Static pressure on grooved ring face

3.3.2 动压分布

图6a,b分别是在旋转环和静止环开槽时开槽端面的动压分布。

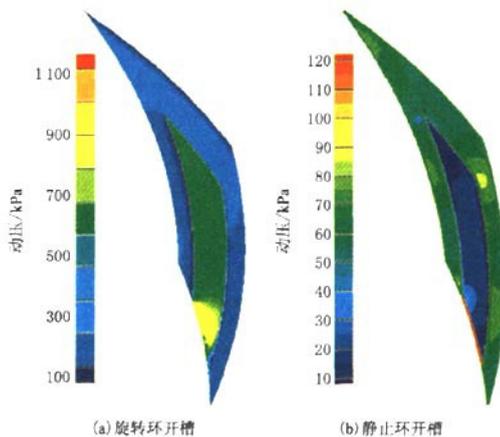


图6 端面动压分布

Fig.6 Dynamic pressure on grooved ring face

将图 6a 与 5a 对照,可以发现槽底端面的最高动压值仅为 1.2×10^6 Pa,约等于槽底端面的最低静压值 (1 MPa),平均动压约为 0.6 MPa,更是远远小于槽底端面的最小静压。由此可以证明公式(2)的正确性及适用性。

对比图 6a 和 b,槽底面动压分布的总趋势一致,在密封环端面的内径区域产生一个小高压区,能够增大端面内径处的液膜压力(因为内径处静压很小)。但是,图 6a 的动压远高于后者,说明在旋转环端面开槽时,螺旋槽能够产生更好的动压效应,增大液膜的开启力以及液膜的承载能力。

3.3.3 剪切力分布

图 7a,b 分别是在旋转环和静止环开槽时端面的剪切力分布。

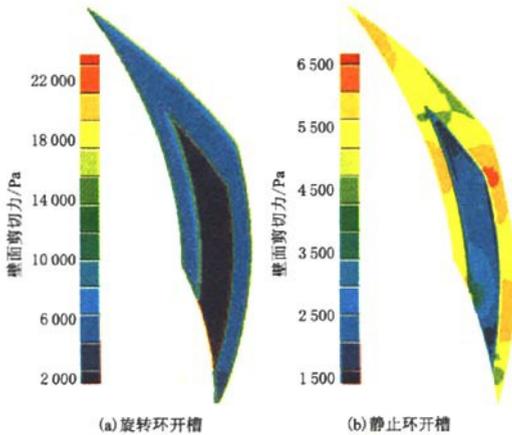


图 7 端面剪切力分布
Fig. 7 Wall-shear stress on rotating ring face

对比两图,剪切力分布的基本情况一致。槽区的平均剪切力低于非槽区,说明螺旋槽的存在降低了端面剪切力,在一定程度上减小了密封环端面的摩擦,从而延长机械密封的使用寿命。在槽区,内径侧的平均剪切力高于外径侧,整体趋势为由内而外减小,但在内径侧尖角区剪切力很小。对比非槽区的平均剪切力,前者为 4 000 ~ 6 000 Pa,后者为 5 000 ~ 6 500 Pa,前者略低于后者,说明螺旋槽开槽端面的不同对于非槽区剪切力有一定的影响,开于旋转环端面时略优。

3.3.4 泄漏量

图 8a 和 b 分别为在旋转环和静止环开槽时两者径向速度的分布,前者净流量(即泄漏量)几乎为 0,后者净流量约为 3.3 mL/h。净流量计算公式如下:

$$\Delta m = \frac{2\pi r_0 \rho v}{N_g} \quad (3)$$

式中 r_0 为密封环端面外径, m; v 为密封环外径侧径向速度, m/s; ρ 为密封介质的密度, 水为 1.0×10^6 g/m³; N_g 为螺旋槽个数。

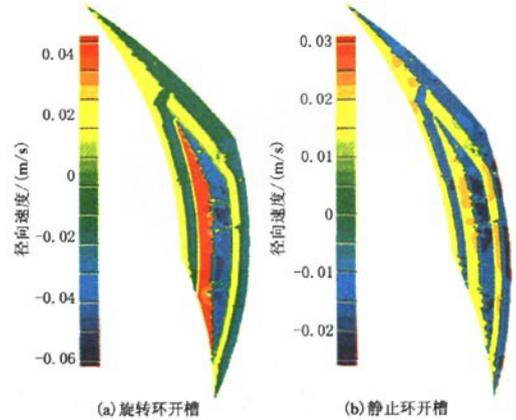


图 8 径向速度分布
Fig. 8 Radial velocity

4 结 论

1) 本研究类比螺旋槽端面结构与水泵叶轮的相似之处及螺旋槽端面机构的特殊之处,基于水泵的扬程定义,对其公式进行合理简化,给出了上游泵送机械密封泵送效应的衡量依据。结合数值模拟,根据动压与静压数量级的差别验证了此依据具有一定的科学性。

2) 结合理论分析和数值模拟的结果,证明了端面螺旋槽的存在使机械密封两端面间形成了具有一定承载能力的稳定液膜,且螺旋槽确实能产生一定的泵送效应。对比分析在旋转环和在静止环开螺旋槽时端面间的压力分布,得出在旋转环端面开槽时液膜的承载能力更大,外径与内径的静压差值更大,前者泵送效应优于后者。

3) 对比端面间剪切力的分布,螺旋槽的存在有效地降低了端面间的剪切力。螺旋槽开在旋转环端面时剪切力略小于开在静环端面,可减少断面摩擦,增强机械密封的润滑性能。

4) 在旋转环端面开槽时机械密封的泄漏量几乎为 0,而在静止环端面开槽时泄漏量大于在旋转环开槽时的情况。

参考文献 (References)

- [1] 顾永泉. 机械密封实用技术[M]. 北京:机械工业出版社, 2001:248-251,277-281.

- [2] Netzel J P, Volden D. Non-contacting seals for critical service process pumps [J]. *Sealing Technology*, 1995 (15): 7 - 11.
- [3] 何玉杰,李质情,石海峡,等. 动压机械密封动力槽的优化及换热器面积的确定 [J]. 排灌机械, 2008, 26 (3): 30 - 33.
He Yujie, Li Zhiqing, Shi Haixia, et al. Dynamic groove optimization of hydrodynamic mechanical seals and determination of heat exchanger area [J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2008, 26 (3): 30 - 33. (in Chinese)
- [4] Brunetiere N, Galenne E, Tourmerie B, et al. Modelling of non-laminar phenomena in high reliability hydrostatic seals operating in extreme conditions [J]. *Tribology International*, 2008, 41 : 211 - 220.
- [5] 关醒凡. 现代泵技术手册 [M]. 北京: 宇航出版社, 1995: 8 - 9.
- [6] 陈汇龙, 陈松, 胡吉, 等. 低比转速径流式水轮机的流动研究及设计 [J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2003, 24 (3): 10 - 13.
Chen Huilong, Chen Song, Hu Ji, et al. Study and design of fluxion for low-rate revolution radial water turbine [J]. *Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition*, 2003, 24 (3): 10 - 13. (in Chinese)
- [7] 冷晓静, 郝木明. 两种不同槽形干气密封的性能研究 [J]. 甘肃科技, 2009, 25 (1): 49 - 51.
Leng Xiaojing, Hao Muming. Performance research of two different grooves dry gas seals [J]. *Gansu Science and Technology*, 2009, 25 (1): 49 - 51. (in Chinese)
- [8] Zhang Jinfeng, Yuan Shouqi. A numerical simulation of 3 - D inner flow in up-stream pumping mechanical seal [J]. *Journal of Hydrodynamics; Ser B*, 2006, 18 (5): 572 - 577.
- [9] Zhou Jianfeng, Gu Boqin, Chen Ye. An improved design of spiral groove mechanical seal [J]. *Chin J Chem Eng*, 2007, 15 (4): 499 - 506.

(责任编辑 赵 鸥)

(上接第 46 页)

- [2] 沈永娟, 施卫东, 张德胜. ANSYS 二次开发在泵轴强度计算中的应用 [J]. 排灌机械, 2007, 25 (4): 18 - 21.
Shen Yongjuan, Shi Weidong, Zhang Desheng. Application of the redevelopment of ANSYS in calculating the shaft intensity of pumps [J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2007, 25 (4): 18 - 21. (in Chinese)
- [3] 施卫东, 颜品兰, 蒋小平, 等. 基于 ANSYS/PDS 的泵轴可靠性分析 [J]. 排灌机械, 2008, 26 (5): 1 - 4.
Shi Weidong, Yan Pinlan, Jiang Xiaoping, et al. Probabilistic analyse of pump shaft based on ANSYS/PDS [J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2008, 26 (5): 1 - 4. (in Chinese)
- [4] Yang Wenxian, Tavner P J. Empirical mode decomposition, an adaptive approach for interpreting shaft vibratory signals of large rotating machinery [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2009, 321 (3/5): 1144 - 1170.
- [5] Wu Jiajiang. Torsional vibration analyses of a damped shafting system using tapered shaft element [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2007, 306 (3/5): 946 - 954.
- [6] Yao Zhishu, Chang Hua, Rong Chuanxin. Research on stress and strength of high strength reinforced concrete drilling shaft lining in thick top soils [J]. *Journal of China University of Mining & Technology*, 2007, 17 (3): 432 - 435.
- [7] 齐学义, 王岩, 敏政. 多级泵轴断裂分析 [J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2008, 29 (6): 502 - 506.
Qi Xueyi, Wang Yan, Ming Zheng. Analysis of multi-stage pump shaft fracture [J]. *Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition*, 2008, 29 (6): 502 - 506. (in Chinese)
- [8] 董世民, 李志刚. 螺杆泵采油杆柱扭转振动固有频率的计算方法 [J]. 石油矿场机械, 2006, 35 (3): 34 - 37.
Dong Shimin, Li Zhigang. Research on the mechanical model and nature frequencies of torsion vibration of rod string of screw production system [J]. *Oil Field Equipment*, 2006, 35 (3): 34 - 37. (in Chinese)
- [9] 陈春新, 王乐勤. 高压离心泵滑动轴承稳定性分析 [J]. 流体机械, 2009, 37 (1): 38 - 40.
Chen Chunxin, Wang Leqin. Stability analysis on the journal bearing in high pressure centrifugal pump [J]. *Fluid Machinery*, 2009, 37 (1): 38 - 40. (in Chinese)
- [10] Lazarkiewicz S, Troskolanski A T. *Impeller Pumps* [M]. Oxford: Pergamon Press, 1965: 336 - 337.

(责任编辑 张文涛)