

流体动压集装箱式机械密封的选型及应用

郝 飞, 王少鹏, 杨霞辉
(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 介绍了流体动压集装箱式机械密封的原理及应用, 针对输油泵的工作环境和技术特点, 设计出符合要求的流体动压型集装箱式机械密封, 对端面动力槽进行了对比、选型, 并进行了多种摩擦副材料配对试验验证, 分析认为采用圆弧深槽方案可以有效地改善密封端面的润滑情况, 使密封具有高的可靠性和好的密封性能。

关键词: 流体动压; 集装箱式机械密封; 输油泵

中图分类号: V434-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2012) 05-0048-05

Application and optimization design of hydrodynamic cartridge mechanical seal

HAO Fei, WANG Shao-peng, YANG Xia-hui
(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: The principle and application of hydrodynamic pressure cartridge mechanical seal are introduced. In light of the working environment and technical characteristic of the pipe laying pump, several hydrodynamic cartridge mechanical seals conformable to the requirement were designed, and the hydrodynamic grooves on the end faces were contrasted and selected optimally. The paired experiments of multiple friction materials were conducted. The analyzed result indicates that the deep arc groove can ameliorate the lubrication condition of end face, and improve the sealing capability and reliability.

Keywords: hydrodynamic pressure; cartridge mechanical seal; pipe laying pump

0 引言

机械端面密封是一种旋转轴动密封, 在石油、化工、冶金等领域有着广泛应用。集装箱式机械密封采用了新型的结构形式, 具有安装快捷、维护方便、可靠性高、使用寿命长等特点。

1 集装箱式机械密封概述

集装箱式机械密封 (Cartridge Seal) 是由压盖、轴套、摩擦副、抱轴器、补偿元件、辅助密封及冷却系统组成的一个集合体。由于可以整体安装和拆卸, 提高了安装质量和工作效率, 最大限度

收稿日期: 2011-01-11; 修回日期: 2011-03-26

基金项目: 0901 工程项目 (2005AA722062)

作者简介: 郝飞 (1981—), 男, 工程师, 研究领域为发动机机械密封设计、研发

的减小了对使用者的要求, 弥补了传统机械密封的不足。

目前, 集装式密封广泛应用于反应釜、压缩机、水泵 (如循环泵、给水泵、污水泵等)、油泵 (如调速油泵、润滑油泵) 以及在弱酸、弱碱介质的泵中, 其发展的主要方向是优化总体结构、延长使用寿命、提高可靠性和减小泄漏量。

2 热流体动压技术介绍

动压型机械密封利用流体动压效应在端面间产生一层极薄的流体膜, 实现非接触, 以改善密封端面间的润滑状况。与普通机械密封相比, 动压型机械密封可大大减小摩擦、磨损和泄漏, 提高密封的可靠性, 延长密封寿命。作为当今机械密封领域的高新技术, 流体动压技术已广泛应用于各种过程装备上, 解决高压、高速和润滑性差的介质密封。

热流体动压密封技术是在密封面开圆弧深槽, 见图 1, 流槽的深度为毫米级, 工作中由压力变形和局部热变形产生收敛型间隙区域 (楔效应), 可以较好改善密封的润滑工况, 有助于降低密封端面摩擦系数, 提高密封使用寿命。

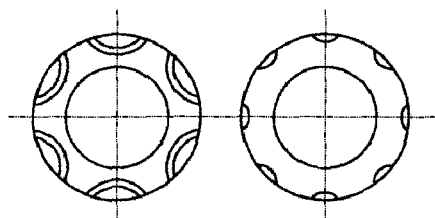


图 1 热流体密封端面槽型图

Fig. 1 Diagrams of hot fluid grooves on sealing end faces

3 动力槽优化选型

3.1 建立几何模型

根据输油泵工作参数, 分别建立相应圆弧深槽、直线槽和不开槽密封模型, 进行对比和参数优化。圆弧深槽密封液膜的几何整体模型如图 2, 液体分布于静环凹槽中, 槽深 $h_g=1.00$ mm, 液膜厚度 h 根据闭合力不同而不同。

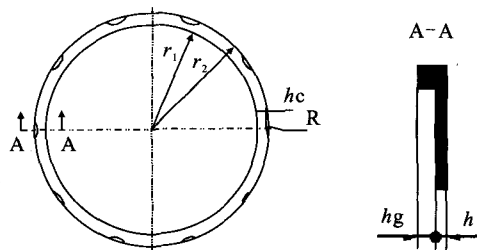


图 2 圆弧槽密封几何模型

Fig. 2 Geometry model of seal with arc groove

模型 1 圆弧槽的机械密封: 几何模型见图 2, 具体尺寸为 $r_1=55.6$ mm, $r_2=61.5$ mm, $h_c=2$ mm, $h_g=1$ mm, $N=10$, $R=10$ mm。

模型 2 为开直线槽的动压机械密封。几何模型的截面示意图 3。直线槽呈周期性分布, 一个槽对应的角度为 θ , 为了方便研究和简化计算, 取几何模型的 $1/n$ 。

具体尺寸为 $r_1=55.6$ mm, $r_2=61.5$ mm, $r_0=58.8$ mm, $W_r=1$ mm, $h_g=1$ mm, $n=10$ 。

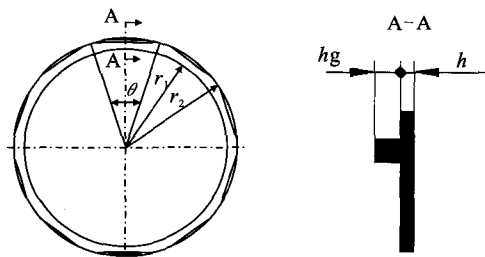


图 3 直线槽密封几何模型

Fig. 3 Geometry model of seal with beeline groove

模型 3 为未开槽的机械密封。几何模型如图 4, 具体尺寸为 $r_1=55.6$ mm, $r_2=61.5$ mm。

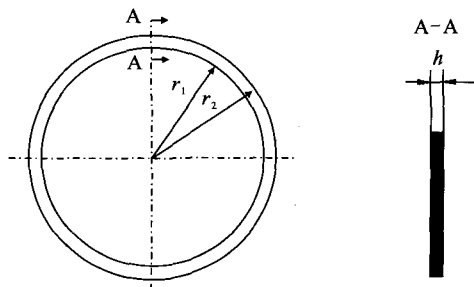


图 4 未开槽密封的几何模型

Fig. 4 Geometry model of seal without any groove

3.2 求解器设定

使用 Gambit 软件划分网络,并在 FLUENT 软件中根据实际情况设置好边界条件和工质物性,进行数值计算。利用 FLUENT 得出端面液膜的压力场后,可以求得液膜密封特性。

3.2.1 开启力和闭合力

闭合力:作用在静环上的使密封端面趋于闭合的力,由弹簧力和系统的压力产生。

$$F_c = F_s + K p_o A = F_s + K p_o \left(d_1^2 - d_2^2 \right) \cdot \frac{\pi}{4}$$

$$= 250 + \frac{123^2 - 115^2}{123^2 - 111.2^2} \cdot 10 \times 10^6 \cdot \frac{\pi}{4} (123^2 - 111.2^2) \times 10^6$$

$$= 15204.2 \text{ N}$$

式中: F_s 为弹簧力; K 为载荷系数; p_o 为介质压力; d_1 为静环外径; d_2 为静环内径。

开启力:机械密封运行时使密封面相互分开的力称为开启力。主要是密封端面流体膜作用在密封面上的压力。通过 FLUENT 软件计算得到:

$$F_o = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} p r dr d\theta = \sum_{i=1}^n \Phi_i |A_i|$$

式中: r 为密封环带半径; Φ_i 为压力; $|A_i|$ 为每个网格小面的面积。

3.2.2 泄漏量

泄漏量:通过膜厚为 h 宽度为 $rd\theta$ 的径向流量为:

$$q_r = \left(\int_0^h u_r dz \right) rd\theta$$

$$= \left(\int_0^h \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dr} (z^2 - hz) \right) rd\theta$$

$$= - \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dr} \right) rd\theta$$

将其沿圆周积分得到径向泄漏量 (通过 FLUENT 软件计算得到):

$$q = \int_0^{2\pi} q_r d\theta = - \int_0^{2\pi} \frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dr} rd\theta = - \frac{p_a h_0^3}{12\mu} \int_0^{2\pi} H^3 \frac{dP}{dR} R d\theta$$

其中

$$\begin{cases} P = p/p_o \\ R = r/r_i \\ H = h/h_o \end{cases}$$

式中: μ 为黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; p 为流体膜压, MPa ; r

为密封环带半径, mm ; h 为膜厚, μm ; z 为径向膜厚, μm ; p_a 为大气压力, MPa ; H , P , R 为引入的无量纲量。

3.3 Fluent 数值模拟结果

采用 FLUENT 计算得到了各模型的压力分布云图,从图 5~图 7 中可以看到端面的压力分布情况和开启力量值。

通过对以上模型的计算分析可知,当开启力与闭合力相等时,密封处于稳定的工作状态。开启力与端面的开槽结构、动压槽面积及液膜厚度有关。工作时,端面动压槽引入高压流体产生动压效果,通过增加动压槽面积,减小液膜厚度,会使开启力逐渐增大,产生理想的动压效果。动压槽的存在会较大地增加开启力,减小接触比压,液膜承载能力也随槽数的增加而增加,产生的动压效应使密封在启动瞬态工况下有效避免了瞬态干磨。而未开槽机械密封 (模型 3) 不能实现端面开启,工作时的接触比压会产生较大磨损,难以适应输油泵长寿命、多次起停的要求。

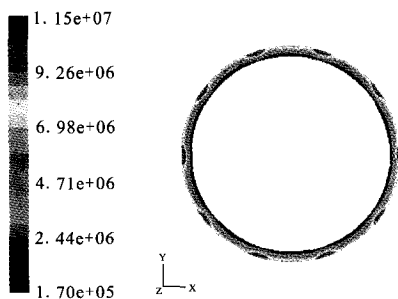


图 5 模型 1 (开圆弧深槽) 的压力场云图
Fig. 5 Nephogram for pressure field of model 1
(with deep arc groove)

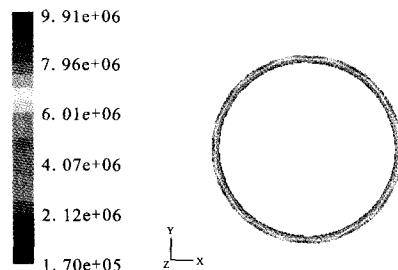


图 6 模型 2 (开直线槽) 的压力场云图
Fig. 6 Nephogram for pressure field of model 2
(with beeline groove)

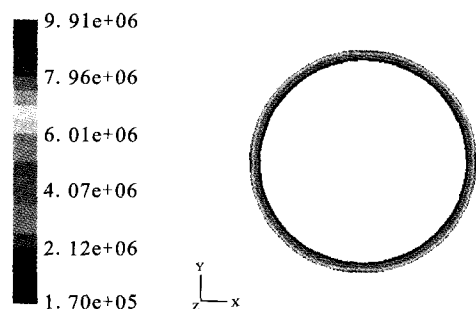


图7 模型3(未开槽)的压力场云图

Fig. 7 Nephogram for pressure field of model 3
(without any groove)

图8为3个模型的机械密封的泄漏量随液膜厚度的变化,从图中可以看出,圆弧槽能吸附液体,随着膜厚的增加其泄漏量较直线槽小,在输油泵中应用更为合适。

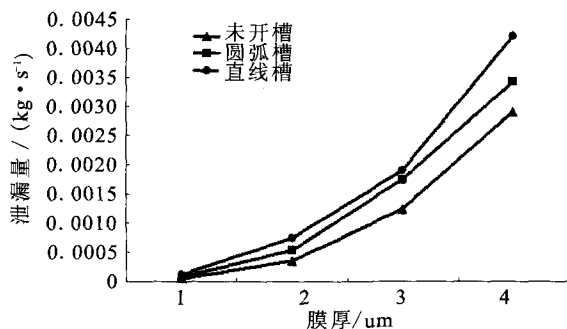


图8 不同模型的泄漏量随膜厚变化的关系图

Fig. 8 Variation of leakage rate of different models with
membrane thickness

4 水运转试验

4.1 试验目的

通过试验验证流体动压集装式机械密封参数和结构设计的正确性,同时考核集装式机械密封在模拟输油泵工况下的密封性能和工作可靠性。

4.2 试验过程

运转试验在常温条件下运转,密封介质为自来水,试验器两端各安装1套密封,通入5 MPa高压介质后启动,启动后升压至8~10 MPa,试

验共起停8次,累计运转30 min,介质运转过程累计泄露为0 ml。转速、功率及介质压力随时间的变化曲线见图9和图10。

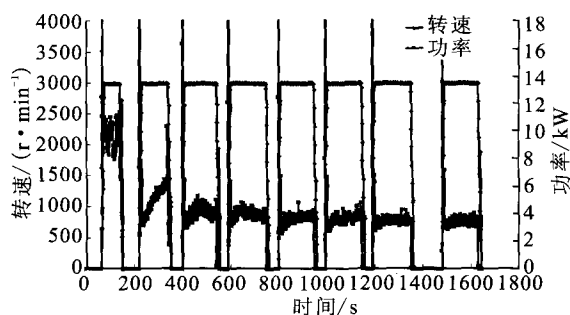


图9 转速、功率随时间的变化关系

Fig. 9 Variation of rotation speed and power with time

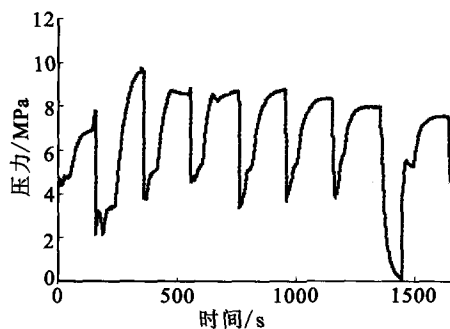


图10 入口压力随时间的变化关系

Fig. 10 Entrance pressure versus time

4.3 试验分析

根据试验现象和试验数据分析,流体动压型集装式机械密封工作时能产生一定的开启力,降低比压,实现低磨损,密封性能良好。经过高压、多次起停运转后密封环端面光亮,可以满足输油管线泵长寿命工作要求。

5 产品应用

2010年3月,集装式密封产品搭载输油泵进行了长程水运转试验,运转时间20 h,运转后端面磨损情况见图11。图中可以看到密封磨损量<0.01 mm,磨损率约为0.008~0.012 mm/100 h,预估密封寿命超过16 000 h。

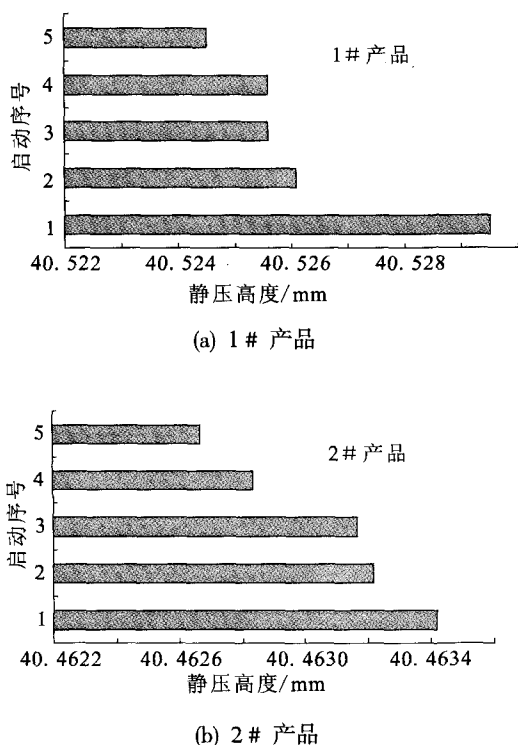


图 11 运转后摩擦磨损记录

Fig. 11 Abrasion on end face after rotating test

6 结束语

目前,石油、化工、冶金等领域对集装式密封有较大需求,且每1~2年需要维护和更换,而国内高参数密封大部分采购进口密封,价格昂贵。对动压型机械密封技术的深入研究是当前国内外密封技术研究应用的热点,应用这一技术可以有效降低成本,延长密封寿命,提高产品性能,逐步替代进口产品。

参考文献:

[1]孙国栋. 带有 SiC 涂层的 C/C 复合材料的氧化行为[J]. 固

体火箭技术, 2010, 33(1): 91-94.

- [2] 杨惠霞, 顾永泉. 圆弧深槽热流体动压机械密封理论探究[J]. 流体机械, 1997, 25(9): 10-13.
- [3] 王玉明, 杨惠霞. 流体密封技术[J]. 液压气动与密封, 2004 (3): 1-5.
- [4] 胡国栋. 第三代集装式机械密封[J]. 液压气动与密封, 2006 (1): 45-46.
- [5] 彭旭东. 机械密封新技术及其应用[J]. 密封技术, 2001, 22 (1): 62-66.
- [6] 徐万福. 流体动力润滑螺旋槽非接触机械密封的发展及应用[J]. 润滑与密封, 2006, 29(11): 204-206.
- [7] 于明彬. 圆弧槽流体动压型机械密封的性能研究[J]. 润滑与密封, 2009, 34(9): 33-35.
- [8] 于新奇. 动压型机械密封技术的应用和发展[J]. 流体机械, 2005, 33(8): 28-31.
- [9] 何玉杰. 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.
- [10] 顾永泉. 机械密封实用技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2011.
- [11] 彭旭东, 谢友柏, 顾永泉, 等. 热流体动力楔机械密封性能参数近似计算[J]. 流体机械, 1997, 25(6): 23-27.
- [12] 刘伟, 彭旭东, 白少先, 等. 流体静压型机械密封的三维传热数学模型及端面温度分析[J]. 摩擦学报, 2010, 30 (1): 57-63.
- [13] 宋亚东, 孙晓光, 周庆华译. 机械密封环温度场的研究[J]. 国外油田工程, 1994 (3): 49-53.
- [14] 杨沛然. 流体润滑数值分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.
- [15] 许光映, 吕政, 姜任秋. 热惯性对热冲击半无限体热应力影响非傅立叶效应研究[J]. 强度与环境, 2004, 31(1): 1-5.
- [16] 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.
- [17] 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.

(编辑: 马 杰)