

doi: 10.11832/j.issn.1000-4858.2020.04.026

基于均匀试验设计的硬密封球阀密封面间隙优化

张立强^{1,2}, 张云杰¹, 李梦科¹

(1. 兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050; 2. 兰州理工大学 温州泵阀工程研究院, 浙江 温州 325105)

摘要: 针对硬密封球阀的密封性能, 应用均匀试验设计方法, 对不同的压力角、密封宽度以及密封面平均直径与进口阀座套筒外径比值下的密封面间隙值利用二次多项式进行回归分析, 得出影响密封面间隙值的显著性依次为压力角、密封宽度以及密封面平均直径与进口阀座套筒外径比值。多变量寻优得到当压力角为 44° 、密封宽度为 6.30 mm、密封面平均直径与进口阀座套筒外径比值为 0.86 时, 硬密封固定球阀密封面间隙值最大为 0.0077 mm, 优化效果明显。

关键词: 硬密封球阀; 均匀试验设计; 回归分析; 多变量寻优

中图分类号: TH137 文献标志码: B 文章编号: 1000-4858(2020)04-0160-04

Optimum Design of Seal Surface Gap of Hard Sealed Ball Valve Based on Uniform Test Design

ZHANG Li-qiang^{1,2}, ZHANG Yun-jie¹, LI Meng-ke¹

(1. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, Gansu 730050;

2. Wenzhou Academy of Pump and Valve Engineering, Lanzhou University of Technology, Wenzhou, Zhejiang 325105)

Abstract: For the sealing performance of hard-sealed ball valves, the uniform test design method is applied. The difference between the different pressure angles, the sealing width and the sealing surface clearance value of the sealing surface average diameter and the inlet seat sleeve outer diameter ratio is determined by quadratic polynomial regression analysis. The significance of the influence on the clearance value of the sealing surface is the pressure angle, the sealing width and the ratio of the average diameter of the sealing surface to the outer diameter of the inlet seat sleeve. When the multi-variable optimization is obtained, when the pressure angle is 44° , the sealing width is 6.30 mm, and the ratio of the average diameter of the sealing surface to the outer diameter of the inlet valve seat sleeve is 0.86, the maximum clearance value of the sealing surface of the hard seal fixed ball valve is 0.0077 mm. The optimization effect is obvious.

Key words: hard seal ball valve, uniform test design, regression analysis, multivariable optimization

引言

近年来金属密封耐磨球阀是发展最快的阀门之一^[1]。由于工作条件和工艺介质的特殊条件, 这种阀门最常见的失效形式为密封失效^[2]。目前, 各大学和研究机构对阀门密封进行了大量研究, 球阀软密封的有限元分析已经趋于成熟^[3-5], 而对硬密封球阀的密封性能分析报道很少^[6-8], 特别是硬密封球阀主密封结构优化设计的有限元分析方法很少有报道。

鉴于此, 本研究的研究对象为典型的硬密封球阀

入口端密封结构, 建立了主密封结构的有限元模型。研究硬密封球阀密封面间隙值与各种参数之间的关系, 揭示密封结构的密封宽度、压力角、密封圈平均直径与套筒外径的比值 (D_{MP}/D_{JH}) 等因素对密封的影响, 获得密封和开合扭矩的平衡参数, 完善硬密封球阀的设计理论和方法。

收稿日期: 2019-07-03

作者简介: 张立强(1977—), 男, 河北安国人, 副教授, 硕士, 主要从事流体、测控技术方面的教学和科研工作。

1 硬密封球阀主密封结构

球阀的主要密封结构由球阀和阀座密封面组成。密封对主要由2个平坦且光滑的密封表面挤压,以防止介质通过,从而实现密封。本研究选用球形直径为318 mm的硬密封固定球阀作为研究对象。该阀的密封副二维结构简图如图1所示。

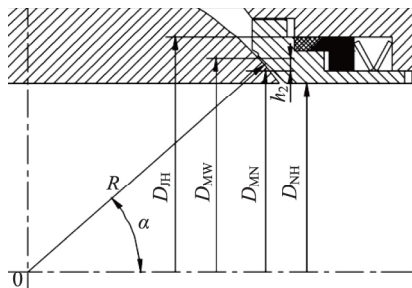


图1 主密封结构二维模型

当球阀完全关闭时,在入口处,球体受到来自流体的静压和阀座的密封压力,其中阀座受到弹簧力和流体的静压力。在这两个力的作用下,阀座压在球体上,在球体和阀座之间的接触面上形成密封特定的压力,简化的计算模型如图2所示。阀座与球体接触面上的摩擦因数为0.2。



图2 简化计算模型

2 数值模拟设置

2.1 材料属性

球体材料和阀座材料相同,都为不锈钢材料。需要说明的是,模拟计算忽略了球体表面和阀座表面喷涂材料的影响。由于表面喷涂材料的物性与基体材料的物性不同,所以对球阀整体的变形量和密封效果会产生影响。

2.2 载荷与约束

根据具体的受力情况,介质静压力载荷为5.7 MPa,分布在球体表面、阀座内表面以及阀座尾部。同时,阀座尾部还受到8 kN的弹簧力。对球体上下阀杆接触面施加固定约束。圆柱形约束被施加到阀座的外表面以限制阀座在径向方向上的变形,并且仅允许阀座在切向和轴向方向上的位移和变形。

本研究主要对图1中部分参数进行优化,结构优

化参数为:压力角、密封宽度以及 D_{MP}/D_{JH} ,分别表示为 α, h_2, k 。其中 D_{MP} 为密封面平均直径($D_{MN} + D_{MW}$)/2, D_{JH} 为套筒外径;原模型参数尺寸: $\alpha = 43.07^\circ, h_2 = 5.6 \text{ mm}, k = 0.94$ 。

3 密封面间隙优化

3.1 均匀试验设计

本研究以减小硬密封球阀密封面间隙值为优化目标,参数优化范围选为 $40.5^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ, 5.2 \leq h_2 \leq 7.0 \text{ mm}, 0.86 \leq k \leq 0.95$,将3参数均匀划分成10水平,选择等级均匀设计表 $U_{10}(10^3)$,因子水平表如表1所示。 $X_1 \sim X_3$ 分别代表压力角、密封宽度、 D_{MP}/D_{JH} 。

表1 因素水平表

压力角/($^\circ$)	密封宽度/mm	D_{MP}/D_{JH}
40.5	5.2	0.86
41	5.4	0.87
41.5	5.6	0.88
42	5.8	0.89
42.5	6.0	0.90
43	6.2	0.91
43.5	6.4	0.92
44	6.6	0.93
44.5	6.8	0.94
45	7.0	0.95

表2为均匀试验设计方案,通过改变阀座密封面外径与内径的大小来调整压力角、密封面宽度及 D_{MP}/D_{JH} 的比值,建立并模拟不同密封结构设计参数的模型。

表2 均匀试验设计方案

因子	X_1	X_2	X_3
N1	6(43)	1(5.2)	7(0.92)
N2	10(45)	8(6.6)	6(0.91)
N3	2(41)	9(6.8)	8(0.93)
N4	1(40.5)	4(5.8)	5(0.90)
N5	4(42)	6(6.2)	10(0.95)
N6	8(44)	3(5.6)	9(0.94)
N7	7(43.5)	10(7.0)	4(0.89)
N8	9(44.5)	5(6.0)	2(0.87)
N9	5(42.5)	7(6.4)	1(0.86)
N10	3(41.5)	2(5.4)	3(0.88)

图3为原结构参数时仿真密封面间隙值云图,均匀试验设计方案下仿真密封面间隙值云图如图4所示。因N2和N8结构不合理,故忽略。

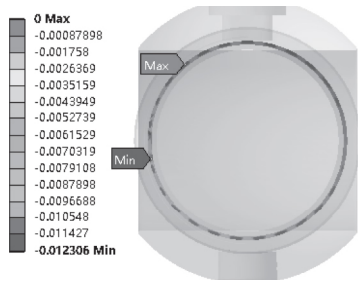


图3 原结构参数时密封面间隙值云图

图3中,原模型参数下硬密封球阀密封面间隙最大值为0.012306 mm。

根据图4所示的均匀试验设计方案下仿真密封面间隙值云图,得到多变量下各试验方案硬密封球阀密封面间隙最大值。

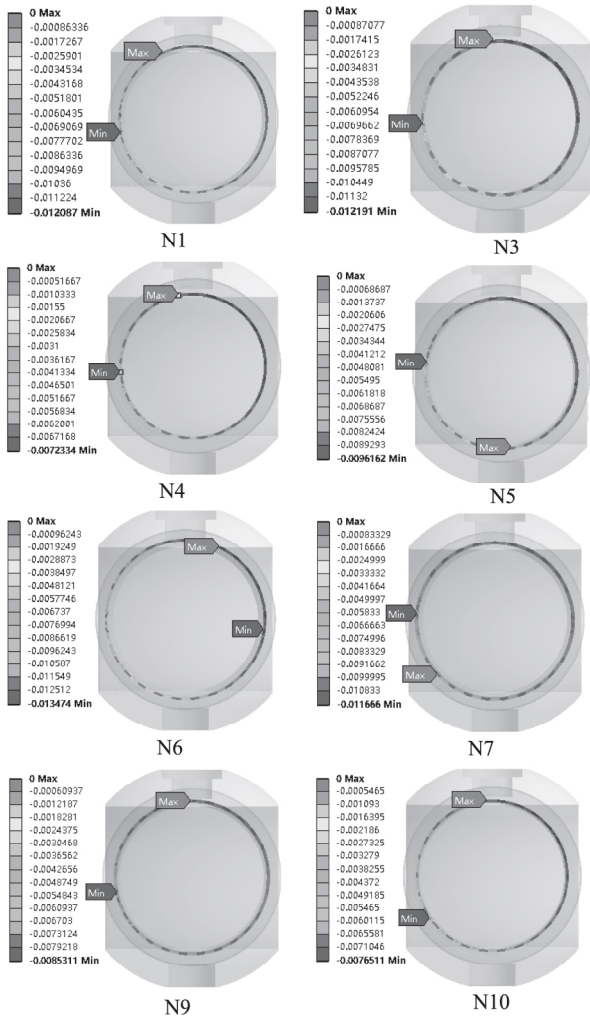


图4 均匀试验设计方案下仿真密封面间隙值云图

3.2 回归分析

针对每组方案中不同的参数取值,完成仿真分析,可以得到每组试验中密封面间隙最大值,结果如表3所示。

表3 均匀设计试验方案及结果

因子	X_1	X_2	X_3	Y
N1	43	5.2	0.92	0.012087
N3	41	6.8	0.93	0.012191
N4	40.5	5.8	0.90	0.007233
N5	42	6.2	0.95	0.009616
N6	44	5.6	0.94	0.013474
N7	43.5	7.0	0.89	0.011666
N9	42.5	6.4	0.86	0.008531
N10	41.5	5.4	0.88	0.007651

逐次回归分析二次多项式,间隙值 Y 和因子之间的二次多项式回归方程如式(1)

$$Y = -0.01285430626 - 0.006266838074X_1 + 0.04043413170X_2 + 0.0023475737971X_2^2 - 0.4207950294X_3^2 - 0.0015919405105X_1X_2 + 0.018522798969X_1X_3 \quad (1)$$

二次多项式逐步回归分析的相关统计学结果如表4、表5所示。

表4 间隙值回归方程的偏相关系数与 T, P 值

	偏相关系数	T 检验值	显著水平 P
$r(Y, X_1)$	-0.9812	5.0822	0.0366
$r(Y, X_2)$	0.9976	14.5066	0.0047
$r(Y, X_2^2)$	0.9989	21.6981	0.0021
$r(Y, X_3^2)$	-0.997	12.9439	0.0059
$r(Y, X_1X_2)$	-0.9994	28.4046	0.0012
$r(Y, X_1X_3)$	0.9972	13.3526	0.0056

相关系数 $R = 0.9999$, 调整后的相关系数 $Ra = 0.9994$, 总体显著性检验值 $F = 985.6356$, 显著水平 P 值为 $0.0244 < 0.05$, 残差标准差为 $S = 0.0001$, Durbin - Watson 统计量 $d = 1.87451577$, Durbin - Watson 统计量等于 2 是正态分布。值越接近 2, 残差越正态分布, 模型是合适的, 否则模型不合适。从这些统计参数

可以看出,该回归方程可以很好地拟合硬密封球阀的间隙值与压力角、密封宽度和 D_{MP}/D_{JH} 之间的关系,并且可靠性高。

表5 间隙值回归方程拟合值及拟合误差

试验序号	观测值	拟合值	拟合误差
1	0.0121	0.0121	0.0000
2	0.0122	0.0122	-0.0000
3	0.0072	0.0072	0.0000
4	0.0096	0.0096	-0.0000
5	0.0135	0.0135	-0.0000
6	0.0117	0.0117	0.0000
7	0.0085	0.0085	0.0000
8	0.0077	0.0077	-0.0001

根据每个影响因子的回归方程系数,密封面间隙值与 X_1 成负相关,与 X_2 成正相关,与 X_3^2 成负相关。在表4中,偏相关系数是度量偏相关程度和方向的指标。也就是说,在多元回归分析的情况下,在消除其他变量影响的情况下,计算出的2个变量之间的相关系数 T 检验值是统计结果可信度的检验, T 越大,越可信。根据表4中的 T 值,每个因素对密封表面间隙的影响顺序为 $X_1 X_2 > X_2^2 > X_2 > X_1 X_3 > X_3^2 > X_1$,即压力角 $>$ 密封宽度 $>$ D_{MP}/D_{JH} 。

二次多项式回归分析最低指标时各个因素组合如表6所示。

表6 最低指标时各个因素组合

Y/mm	压力角/(°)	密封宽/mm	D_{MP}/D_{JH}
0.007700	44	6.3	0.86

4 结论

以压力角、密封宽度、 D_{MP}/D_{JH} 为变量,将降低硬密封球阀密封面间隙值作为优化目标,通过3因素10水平均匀试验设计,以及二次多项式逐步回归分析得到各因子对硬密封球阀密封面间隙值的影响顺序为:压力角 $>$ 密封宽度 $>$ D_{MP}/D_{JH} 。最终获得当压力角为

44°、密封宽度为6.3 mm、密封面平均直径与进口阀座套筒外径比值为0.86时,硬密封球阀密封面间隙值最大值为0.007700 mm,优化效果明显。

参考文献:

- [1] VERNHES L, LEE D A, POIRIER D, et al. HVOF Coating Case Study for Power Plant Process Control Ball Valve Application [J]. Journal of Thermal Spray Technology, 2013, 22(7): 1184-1192.
- [2] 林晖. 现代煤化工对耐磨阀门的要求[J]. 流体机械, 2013, (7): 49-52.
LIN Hui. Requirements for Wear-resistant Valves in Modern Coal Chemical Industry [J]. Fluid Machinery, 2013(7): 49-52.
- [3] 俞树荣, 高扬, 张希恒. 基于有限元的浮动球阀密封比压分析[J]. 阀门, 2006, (2): 25-28.
YU Shurong, GAO Yang, ZHANG Xiheng. Analysis of Specific Pressure of Floating Ball Valve Seal Based on Finite Element Method [J]. Valve, 2006, (2): 25-28.
- [4] BAGHERIFARD S, FERNÁNDEZ P I, et al. Failure Analysis of a Large Ball Valve for Pipe-lines [J]. Engineering Failure Analysis, 2013, (32): 167-177.
- [5] 陆培文. 阀门设计入门与精通[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009: 289-291.
LU Peiwen. Introduction and Mastery of Valve Design [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2009: 289-291.
- [6] TOBI A L M, SHIPWAY P H, LEEN S B. Finite Element Modelling of Brittle Fracture of Thick Coatings Under Normal and Tangential Loading [J]. Tribology International, 2013, (58): 29-39.
- [7] VETTER J, MICHLER T, STEUERNAGEL H. Hard Coatings on Thermochemically Pretreated Soft Steels: Application Potential for Ball Valves [J]. Surface and Coatings Technology, 1999, 111(2-3): 210-219.
- [8] 雷吉平, 鄂加强, 陈健美, 等. 新型双向硬密封旋球阀密封性能的有限元分析[J]. 中南大学学报: 自然科学版, 2012, 43(4): 1345-1350.
LEI Jiping, E Jiaqiang, CHEN Jianmei, et al. Finite Element Analysis of Sealing Performance of New Two-way Hard Seal Rotary Ball Valve [J]. Journal of Central South University: Natural Science, 2012, 43(4): 1345-1350.

引用本文:

张立强, 张云杰, 李梦科. 基于均匀试验设计的硬密封球阀密封面间隙优化[J]. 液压与气动, 2020, (4): 160-163.

ZHANG Liqiang, ZHANG Yunjie, LI Mengke. Optimum Design of Seal Surface Gap of Hard Sealed Ball Valve Based on Uniform Test Design [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2020, (4): 160-163.