

文章编号:1674-2869(2011)10-0081-05

自动振打除灰装置活塞处双向密封研究

陈以文¹,喻九阳^{1*},谢洪波²,郑小涛¹,聂思皓¹
(1. 武汉工程大学机电工程学院,湖北 武汉 430074;
2. 中国石化销售有限公司华中分公司,湖北 武汉 430022)

摘 要:为研究自动振打除灰装置活塞在工作状态下的可靠密封,需要选择合适的密封圈.运用 CAE 软件在自动振打除灰装置活塞与活塞杆密封处分别建立了双 Y 密封结构和 X 型圈密封结构的非线性有限元模型,得出了在两种不同的密封圈结构下密封沟槽中的接触应力,Von-Mises 应力与工作流体压力之间的关系,对比分析两种计算结果确定了自动振打除灰装置活塞与活塞杆处合适的密封结构.
关键词:机械振打器;Y 型圈;X 型圈;CAE;接触应力
中图分类号:TB42 **文献标识码:**A **doi:**10.3969/j.issn.1674-2869.2011.10.019

0 引 言

自动振打除灰装置运用声固耦合的原理能够有效的解决石化行业,电力行业的高温高压炉体内壁积灰问题.由于其内部的活塞与活塞套管之间的密封结构直接决定了自动振打除灰装置内外密封的优劣性,故对活塞与活塞套管之间的密封结构形式的选择尤为关键.由于自动振打除灰装置活塞处的特殊工况,此密封结构需要承受双边压力,目前国内外学者对承受单边压力的密封元件研究甚多,但是对承受双边压力的异形密封元件的理论分析较少.笔者依据自动振打除灰装置的实际工况,拟选用双 Y 密封结构和 X 型圈密封结构作为活塞与活塞套管之间的密封结构形式.运用有限元软件对这两种密封结构的性能作对比分析,得出活塞与活塞套管之间合理的的密封结构形式.

1 有限元模型的建立

1.1 几何模型

自动振打除灰装置活塞处的工况:设计压力为 3.5 MPa,设计温度为 225 ℃.活塞的直径为 80 mm.依照 HG4-335-66 标准,选用 Y 型圈的尺寸为内径×外径×高度=65×85×10^[1-3].依照美国国家标准,选用 X 型圈的尺寸为内径×宽度=65×7.两种密封结构的几何模型及其材料参数如图 1 和表 1 所示.

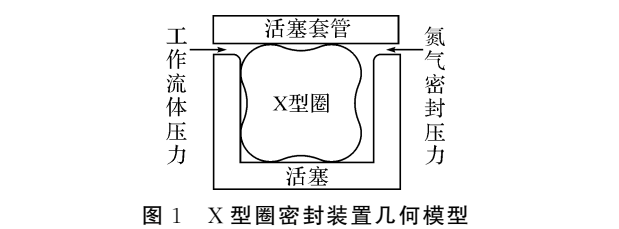


图 1 X 型圈密封装置几何模型
Fig. 1 The geometrical model of sealing device about X-ring

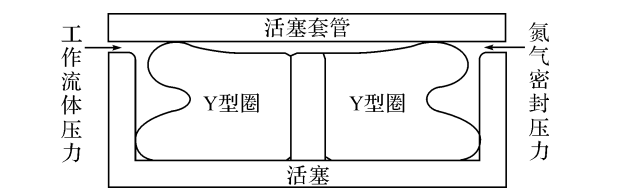


图 2 双 Y 密封结构几何模型
Fig. 2 The geometrical model of sealing device about double-Y-ring

表 1 活塞与活塞杆的材料属性			
Table1 The Material Properties of piston and rod			
构件	材料		
	种类	弹性模量 E/MPa	泊松比 μ
活塞	3Cr13Mo	2×105	0.3
活塞套管	3Cr13Mo	2×105	0.3
Y 形圈	丁晴橡胶	10	0.499
X 型圈	丁晴橡胶	10	0.499

1.2 计算模型

Y 型圈是一种典型的唇形密封圈,无内压时仅有很小的接触应力,随着内压的增加,Y 型圈依靠其与密封面接触逐渐变宽的双唇产生的自封作用,达到一个良好的密封效果.密封双向流体时需

要成对使用;X 型圈(又称星形圈)是一种自紧密密封性的双作用密封元件^[4-5]. 由于其飞边位置在截面的凹处,且在密封唇之间能形成润滑容腔. 依靠密封流体的挤压,也能产生良好的密封效果. 因为这两种计算模型表现出很强的几何非线性和材料非线性. 对于超弹性体而言,其本构方程表述为

$$S_{ij}=\frac{\partial w}{\partial E_{ij}}$$

其中 S_{ij} 为 Piola-Kirchhoff 应力, W 为应变能密度, E_{ij} 为格林应变张量分量.

使用常用的 Mooney-Rivlin 模型对双 Y 密封结构和 X 型圈密封结构做有限元分析^[6]. 其应变能函数模型表述为

$$W=\sum_{i,j=1}^N C_{ij}(I_1-3)^i(I_2-3)^j+\sum_{k=1}^N \frac{1}{d_k}(J-1)^{2k}$$

式中 C_{ij} , N , d_k 为 Mooney 常数, J 取为 1(不可压缩材料). 上式的二项三阶展开表达式为

$$W=C_{10}(I_1-3)+C_{01}(I_2-3)+\frac{1}{d}(J-1)^2$$

其中: $C_{10}=1.87\text{ MPa}$

$C_{01}=0.47\text{ MPa}$

1.3 有限元实体模型

由于自动振打除灰装置活塞与活塞套管处结构的轴对称性,故可采用二维平面的轴对称模型来模拟三维结构. Y 型圈和 X 型圈采用八节点超弹性单元 PLANE183 模拟^[7-10], 活塞及活塞导筒采用八节点线性实体单元 PLANE82 模拟. 二者的二维轴对称实体模型如图 3 和图 4 所示. 因为活塞及活塞套管相对于 X 型圈和 Y 型圈而言是刚性的,所以认为活塞及活塞套管是此两种密封元件变形时的约束边界. 求解时,在活塞套管上定义一个竖直方向的位移 $U_y=-0.4$,并对水平方向进行约束 $U_x=0$. 在密封结构的左侧逐渐施加压力到 3.5 MPa,右侧逐渐施加压力到 4 MPa. 模拟自动振打除灰装置活塞与活塞套管处的实际工况^[11-16].

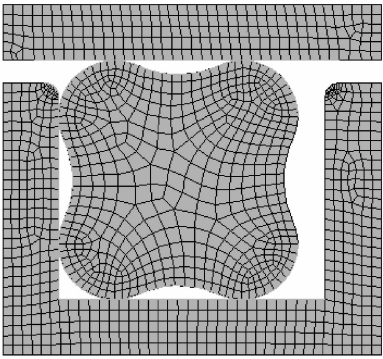


图 3 X 型圈密封装置有限元模型
Fig. 3 The finite element model of sealing device about X-ring

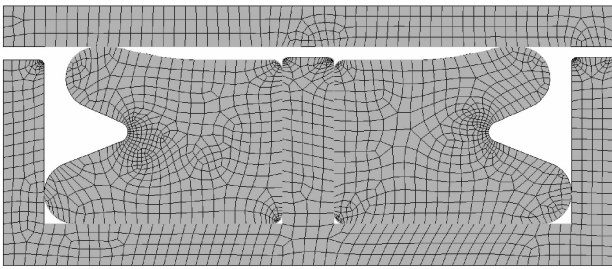


图 4 双 Y 密封结构有限元模型
Fig. 4 The finite element model of sealing device about double-Y-ring

2 计算结果及分析

在密封流体的作用下,Y 型圈依靠其张开的双唇产生自封作用,X 型圈依靠其本身变形的回弹力. 都能产生较大的接触应力,并能达到良好的密封效果. 笔者主要通过对比两种密封结构中密封面间的最大接触应力及 Von-Mises 应力的影响,并通过位移矢量来分析得到自动振打除灰装置活塞与活塞套管处合适的密封结构形式.

2.1 密封面间最大接触应力

如图 5 所示(以工作流体侧的压力为准,右侧氮气密封压力始终高于工作流体侧压力 0.5 MPa),在不同的双边流体作用下,双 Y 密封结构和 X 型圈密封结构的最大接触应力始终大于流体的压力. 随着双边密封流体压力的对应增加,密封结构的最大接触应力也同时增加. 二者均能满足密封要求(P_M 均表示最大接触应力, P_L 均表示工作流体压力).

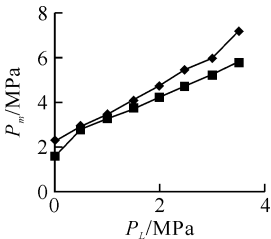


图 5 工作流体压力与最大接触应力的关系
Fig. 5 Relationship between working sealed fluid pressure and maximum contact stress

注: ◆ 双Y密封结构最大接触应力.
■ X型圈密封结构最大接触应力.

图 6 表示的是安装状态下(左右均无流压)双 Y 密封结构的接触应力云图;图 7 表示在实际工况下(左侧工作流体的压力均为 3.5 MPa,右侧氮气密封压力均达到 4 MPa)又 Y 密封结构的接触应力云图. 由此两图可知,工况下的双 Y 密封结构与初始安装状态相比,上下唇的压力分布比较均匀;接触应力峰值相对变化明显;因为所选 Y 型圈的几何非线性,上唇较下唇短,上唇唇表面与活塞

套管的接触面积较少,所以上层出现了双峰值.

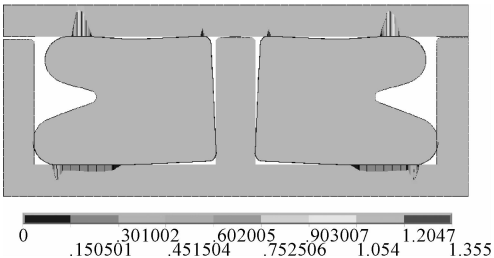


图 6 初始安装状态下双 Y 密封结构的接触应力分布
Fig. 6 Contact stress distribution of sealing structure of double-Y at the condition of initial installation

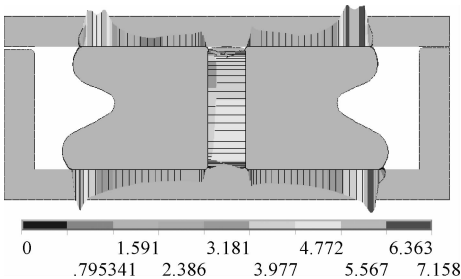


图 7 工作流体压力为 3.5 MPa 时双 Y 密封结构的接触应力分布
Fig. 7 Contact stress distribution of sealing structure of double-Y at the working fluid pressure of 3.5 Mpa

图 8 表示的是安装状态下(左右均无流压)X 型圈密封结构的接触应力云图;图 9 表示在实际工况下(左侧工作流体的压力均为 3.5 MPa,右侧氮气密封压力均达到 4 MPa)X 型圈密封结构的接触应力云图.由两图可知,X 型圈密封结构在这两种情况下,X 型圈右半部分承受的接触应力较大.安装时是由于初始的预紧产生的侧移造成的,在实际工况下是由于预紧和两端压差的共同作用产生的;在实际工况下的 X 型圈密封结构与初始安装状态相比,接触压力分布更加均匀,接触应力峰值相变化明显.

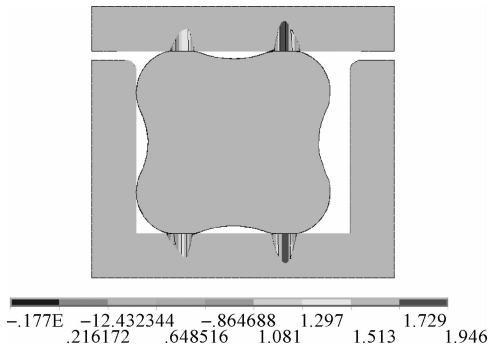


图 8 初始安装状态下 X 型圈密封结构的接触应力分布
Fig. 8 Contact stress distribution of sealing structure of quad ring at the initial installing condition

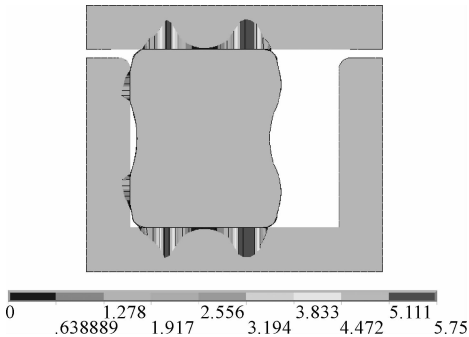


图 9 工作流体压力为 3.5 MPa 时 X 型圈密封结构的接触应力分布
Fig. 9 Contact stress distribution of sealing structure of quad ring at the working fluid pressure of 3.5 Mpa

对比图 7 和图 9,实际工况下双 Y 密封结构的最大接触应力达到 7.153 MPa,X 型圈密封结构的密封面间的最大接触应力达到 5.75 MPa.皆在密封要求之内,但双 Y 密封结构的接触应力分布更广且匀称.

2.2 Von-mises 应力

图 10 表示的是工作流体压力与 Von-mises 应力峰值的关系,由图可知,随着工作流体压力的增大,2 种密封结构的 Von-mises 应力都是增加的,但是 2 种密封结构的 Von-Mises 应力差值却是随之减小的(P_V 均表示最大 Von-Mises 应力).

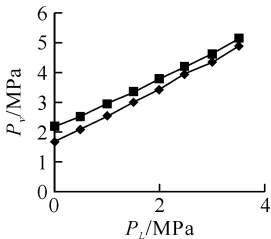


图 10 工作流体压力与最大 Von-mises 应力的关系
Fig. 10 Relationship between working sealed fluid pressure and maximum Von-mises stress

注: ◆ 双Y密封结构最大接触应力.
■ X型圈密封结构最大接触应力.

如图 11 和图 12 所示,在实际工况下(工作流体压力值为 3.5 MPa)两种密封结构的 Von-Mises 应力云图.,由于 Von-mises 应力反映的是密封圈材料截面上主应力差值的大小.其值越大,密封件越易产生裂纹,咬伤,松弛等降低密封元件寿命的情况.图示中 X 型圈的 Von-mises 峰值为 4.968 MPa,而 Y 型圈的 Von-mises 峰值为 4.89 MPa,为了保证密封件的使用寿命,在满足密封的条件下,应优先选择应力小的密封结构.

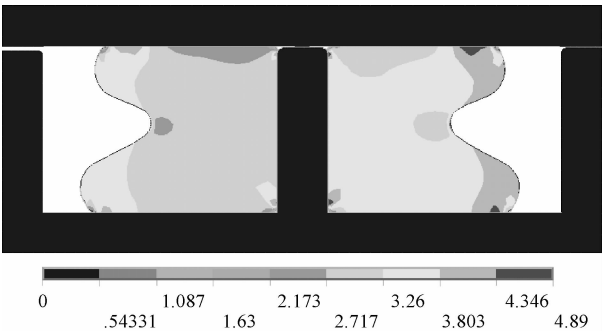


图 11 工作流体压力为 3.5 MPa 时 Y 型圈的 Von-Mises 应力分布

Fig. 11 Von-Mises stress distribution of sealing structure of double-Y at the working fluid pressure of 3.5 MPa

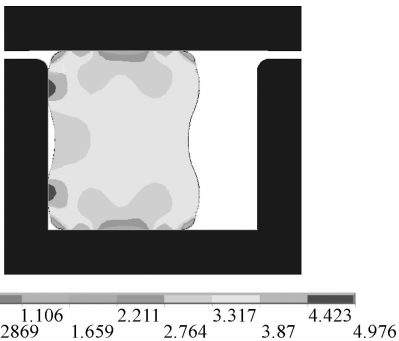


图 12 工作流体压力为 3.5 MPa 时 X 型圈密封结构的 Von-Mises 应力分布

Fig. 12 Von-Mises stress distribution of sealing structure of quad ring at the working fluid pressure of 3.5 MPa

2.3 工况下变形后与变形前的形状对比

如图 13 和图 14 所示,双 Y 密封结构中 Y 型圈的变形较为匀称,单边变形较小,且变形主要集中在上下唇;X 型圈的变形主要集中在圈体的右半部分,且其变形较大,而左半部分变形甚微。

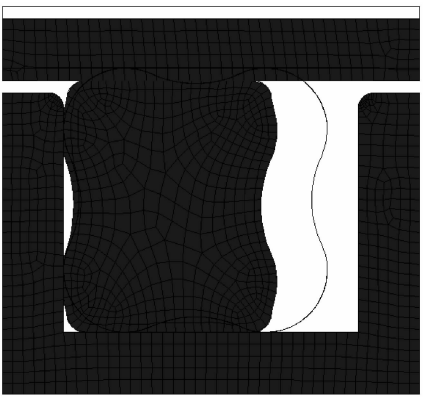


图 13 工作流体压力为 3.5 MPa 时 X 型圈变形与初始状态的形状对比

Fig. 13 The comparison about shape of deformation of sealing structure of quad ring at the working fluid pressure of 3.5 MPa and the initial installing condition

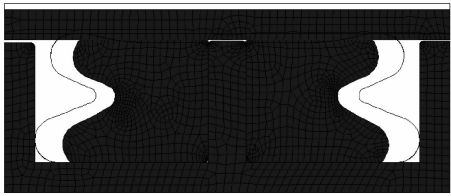


图 14 工作流体压力为 3.5 MPa 时 Y 型圈变形与初始状态的形状对比

Fig. 14 The comparison about shape of deformation of sealing structure of double-Y-ring at the working fluid pressure of 3.5 MPa and the initial installing condition

3 结 语

a. 在自动振打除灰装置设计压力内,随着工作流体和氮气密封压力的相应增大,两密封结构的接触应力也随之增大,两密封结构的最大接触应力均大于双边的流压,均能满足密封要求

b. 在自动振打除灰装置设计压力内,相同的双边流压状态时,双 Y 密封结构中的 Y 型圈上产生的 Von-Mises 应力峰值始终较 X 型圈密封结构中的 X 型圈上产生的 Von-Mises 应力峰值小,随着双边流压的相应增加,两密封结构的 Von-Mises 应力皆随之增加,但两者的差值随着双边流压的增加而减小。

c. 在实际工况下,双 Y 密封结构中 Y 型圈的变形相对 X 型圈密封结构中 X 型圈的变形要匀称,单边变化小,变形区域小。

d. 在实际工况下双 Y 密封结构和 X 型圈密封结构均能满足自动振打除灰装置活塞与活塞杆处的密封要求,但是 X 型圈密封结构相对双 Y 密封结构而言,其密封元件的更易损坏,故自动振打除灰装置活塞与活塞杆处优先选用双 Y 密封结构。

参考文献:

[1] 侯珍秀,余志洋,刘云猛,等. X 形丁腈橡胶密封件的有限元分析[J]. 宇航材料工艺,2007(6):15-20.

[2] 杨高品,骆永标,谢鹏程,等. 水介质单体液压支柱 Y 型密封圈的 CAE 优化分析[J]. 润滑与密封,2006(12):140-142.

[3] 喻九阳,高九阳,王成刚,等. 机械振打器活塞杆处 O 型圈不同密封结构下的性能分析[J]. 润滑与密封,2010(3):66-69.

[4] 杨振球,易孟林. 有限元法在液压缸 Y 型密封圈接触应力分析中的应用[J]. 液压气动与密封,2005(6):8-10.

[5] 孙健,迟可伟,冯茂林,等. 流体密封橡胶圈密封性能分析[J]. 润滑与密封,2006(1):103-105.

[6] 刘溪娟,刘承宗,林均毅,等. 一种含超弹性接触问题的密封结构的有限元求解方法[J]. 中国机械工程, 2001(11):1211~1213.

[7] 任全彬,陈汝训,杨卫国. 橡胶形密封圈的变形及应力分析[J]. 航空动力学报,1995(3):241~244.

[8] 叶珍霞,叶利民,朱海潮. 密封结构中超弹性接触问题的有限元分析[J]. 海军工程大学学报,2005(1): 109~112.

[9] 高九阳,喻九阳,王成刚,等. 沟槽对 O 型圈密封结构性能的影响[J]. 武汉工程大学学报,2010,32(7):79-80.

[10] 刘玉华,喻九阳,郑小涛,等. 气-气混合器的三维流场分析[J]. 武汉工程大学学报,2008,30(3): 109-110.

[11] 王成刚,王小雨,郑小敏,等. 基于有限元活塞杆应力集中的研究[J]. 武汉工程大学学报,2011,33(1): 89-95.

[12] 喻九阳,高九阳,吴艳阳,等. 机械振打器不同往复密封结构功率损耗的分析[J]. 润滑与密封,2011(4):69-71.

[13] 谢国雄,朱兵,冯兴奎,等. 单弓形折流板桥开孔数量与布局[J]. 石油化工设备,2006(5):1-3.

[14] 熊智强,喻九阳,夏文武. 管壳式换热器数值模拟的流动模型分析[J]. 武汉工程大学学报,2006,26(3): 49-50.

[15] 胡中功,王永建,喻九阳. 煤气化装置振打除灰系统的 PLC 控制[J]. 武汉工程大学学报,2005,27(7): 73-75.

[16] 郑小涛,喻九阳,刘玉华,等. 最佳自增强下厚壁圆筒表面轴向裂纹研究[J]. 核动力工程,2008(12): 47-57.

Comparative analysis and selection for sealing structure between piston and rod of rapping device

CHEN Yi-wen ,YU Jiu-yang ,XIE Hong-bo ,ZHENG Xiao-tao ,NIE Si-hao

(1. School of Mechanial and Electrical Engineering, Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430074, China;
2. Sinopec Sales Co. , LTD, Central China Branch, Wuhan 430022, China)

Abstract: To explore the reliable sealing performances of the piston of rapping device under working condition, we should choose appropriate seal-ring. The CAE software was employed to build nonlinear finite element model of Double-Y and X-ring sealing structure. Under sealing groove of the piston of rapping device respectively, the relationship between contact stress and pressure of sealed fluid and the connection between Von-Mises stress and pressure of sealed fluid in the sealing groove under two different kinds of leakproof structure are approached. Comparison of the two Calculation results is helpfull to determine the proper sealing structure between the piston and rod of rapping device.

Key words: Rapping device; quad-ring; Y-ring; CAE; contact stress

本文编辑:陈小平