

DW-46/12-18型氢压机的活塞部件改造

程永兵

中国石化塔河炼化有限责任公司

摘要: 列举半再生催化重整装置循环氢压缩机C3201A/B存在的活塞杆磨损、活塞环及支承环磨损、填料泄漏、大小头瓦烧等问题, 提出采用铸铝活塞代替铸铁活塞; 通过对两种材质活塞的支承环比压的计算和对铸铝活塞的强度计算和校核, 得出原铸铁活塞支承环比压已超出标准规定值, 导致支承环磨损加剧, 活塞下沉引起活塞杆偏磨的结论; 通过实践运行也说明了改进活塞的结构、减轻质量对改善金属和填充四氟乙烯摩擦副的工况有好处, 对降低压缩机的最大往复力和摩擦损耗是有利的; 提高活塞杆本身的表面硬度和将粗糙度控制在标准范围内也会提高活塞组件的使用寿命。

关键词: 活塞; 活塞杆; 强度; 支承环比压

1 概况

续表:

某石化企业半再生催化重整装置是采用LPEC技术的炼油装置, 从2004年底建成投产以来, 由于该装置的关键机组——重整循环氢压缩机C3201A/B运行工况不稳, 频繁出现故障, 直接影响该装置正常运行, 同时也制约了上游装置的处理量, 给该企业的经济效益带来严重影响。

1.1 机组的性能参数

该机组型号是DW-46/12-18, 其为两列两缸对称平衡式往复机, 气缸和填料部位采用无油润滑设计无油润滑操作。其主要技术参数见表1。

表1 主要技术参数表

参数	设计值
容积流量(吸入状态) m ³ /min	46
入口压力(a)Mpa	1.289
出口压力(a)Mpa	1.889
入口温度℃	40
出口温度℃	68
气缸直径mm	410
活塞行程mm	280
压缩机轴功率kw	489.8
压缩级数	1
压缩机转数r/min	372
活塞平均速度m/s	3.47
许用活塞力KN	200

1.2 故障的情况

该机从2004年底投用以来, 由于设计上存在的一些问题, 使得该机长期处于不稳定的运行状态, 部分故障情况见表2。

表2 故障情况表

日期	机组位号	发生故障部位	故障后果
2005/7/29	C3201A	东侧气缸	支承环磨损严重、活塞杆磨损、气缸填料泄漏
2005/8/11	C3201B	西侧气缸	十字头销磨损、滑道紧固件松动
2005/8/30	C3201A	东侧气缸	连杆小头瓦磨损

日期	机组位号	发生故障部位	故障后果
2006/5/2	C3201B	东侧气缸	支承环磨损严重、活塞杆磨损、气缸填料泄漏
2006/9/25	C3201B	西侧气缸	连杆大头瓦巴氏合金剥离
2006/11/30	C3201A	西侧气缸	支承环磨损严重、活塞杆磨损、气缸填料泄漏
2007/5/30	C3201A	东侧气缸	支承环磨损严重、活塞杆磨损、气缸填料泄漏

从上表可以看出机组C3201A/B近两年的时间出现了四次支承环磨损严重、活塞杆磨损导致填料泄漏, 一次十字头销磨损, 两次大小头瓦高温导致巴氏合金剥落现象。平均每台机组每年检修三次。下图为机组大修时图片。



图1 大头瓦表面合金脱落



图2 活塞杆磨损0.5mm



图3 活塞环新旧对比



图4 支承环厚度四个月减薄2mm

2 原因分析和采取的措施

2.1 原因分析

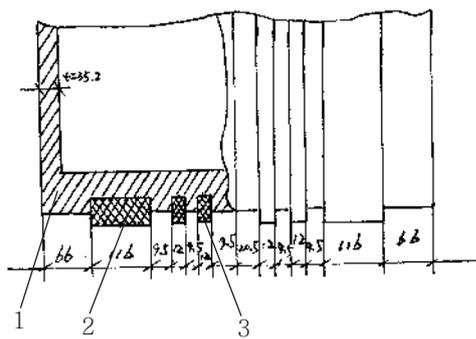
重整循环氢压缩机的活塞部件主要包括活塞体、支承环、活塞环和活塞杆。活塞体是HT250材质; 活塞杆是17-4PH (0Cr17NiCu4Nb) 材质; 缸套是采用耐磨性良好的优质铸铁制成; 支撑环和活塞环是聚四氟乙烯自润滑材料;

气缸填料是填充四氟乙烯也是自润滑材料。在相同的缸套,稳定的氢性质情况下,对填充四氟乙烯环的配方进行了核算,其磨损因子K值是合适的;在停机状态下复验了活塞环的切口安装间隙和支承环的径向间隙,活塞环和支承环在气缸内胀死现象可以排除;针对机组频繁出现大小头瓦烧、活塞杆、支承环磨损等故障,提出活塞质量有可能偏重,造成了活塞往复惯性力过大且支承环比压大等疑问。改进活塞体及活塞杆的制造工艺后是否能得到优化?下面以活塞由铸铁材料改为铝合金材料为例进行计算。

(1) 两种材质活塞体的支承环比压计算

① 有关技术参数的确定

活塞原重量 (HT250) 为220Kg,若用铝合金材料后活塞重量为60 Kg。



1 铸铝活塞 2 支承环 3 活塞环

图5 活塞组件剖面图

② 活塞支承环比压的计算

$$K = \frac{G}{iHB} \leq [K] \text{ kgf/cm}^2$$

式中 G—活塞重力与活塞杆重力一半之和, kgf

H—承压面的有效轴向长度, cm

B—承压面的投影宽度, cm

i—支承环的个数

[K]—许用比压, 金属对填充四氟乙烯, API618标准中要求无油润滑状态下 $[K] \leq 0.35 \text{ kgf/cm}^2$

I. 气缸直径为410mm,活塞支承环有2个,每个支承环均为120°支承,两边均有5.5mm的锯口,故其投影宽度为:

$$B = D \times \sin 60^\circ - 0.55 / \cos 60^\circ = 41 \times \sin 60^\circ - 0.55 / \cos 60^\circ = 34.4 \text{ cm}$$

II. 支承环轴向长度为116 mm,两端倒角1.5mm,有效长度为: $H = 116 - 2 \times 0.15 = 11.3 \text{ mm}$

III. 活塞杆重量为85Kg,一半重量在支承环上,即42.5Kg。活塞组件(铸铝)总重量为167 Kg,故活塞支承环支撑重量 $G = 167 - 42.5 = 124.5 \text{ Kg}$

IV. 铸铝活塞在支承环上的比压:

$$K_{\text{铸铝}} = \frac{G}{iHB} = \frac{124.5}{2 \times 11.3 \times 34.4} = 0.16 \text{ kgf/cm}^2 < [K]$$

V. 铸铁活塞在支承环上的支承重量为: $G = 124.5 -$

$$60 + 220 = 284.5 \text{ Kg}$$

铸铁活塞支承环上比压:

$$K_{\text{铸铁}} = \frac{G}{iHB} = \frac{284.5}{2 \times 11.3 \times 34.4} = 0.366 \text{ kgf/cm}^2 > [K]$$

从上面的计算结果来看,铸铁活塞支承环的比压超过了许用比压 0.35 kgf/cm^2 ,导致支承环的严重磨损。若改用铸铝合金活塞,其支承环的比压小于许用比压,满足API618要求,对于减轻缸套和支承环的磨损,延长活塞杆的寿命,是非常有利的。活塞改变了结构、减轻了重量,强度是否能够满足,还需进一步计算。

(2) 铸铝活塞的强度计算

① 端面最大弯曲应力

$$\sigma_B = \frac{X^2}{4} \times \frac{P_{\text{max}}}{(t - t_1)^2} \text{ kgf/cm}^2$$

式中X—当量圆的直径, $X = \sqrt{\frac{d_2^2 - d_1^2}{i}} \text{ cm}$

材料: 铸铝ZL401

许用应力 $[\sigma_B] \leq 500 \text{ kgf/cm}^2$

(此值由沈阳远大股份有限公司提供)



图6 铸铝活塞解体后侧视

活塞外壁的内径 $d_2 = 34 \text{ cm}$

活塞毂部的外径 $d_1 = 18.5 \text{ cm}$

顶部厚度 $t = 3.52 \text{ cm}$

铸造偏差附加量 $t_1 = 0.2 \sim 0.5 \text{ cm}$

加强筋数: $i = 4$

气缸中最大气体压力 (a) $P^{\text{max}} = 18.89 \text{ kgf/cm}^2$

$$\text{故当量圆直径 } X = \sqrt{\frac{d_2^2 - d_1^2}{i}} = \sqrt{\frac{34^2 - 18.5^2}{4}} = 14.26 \text{ cm}$$

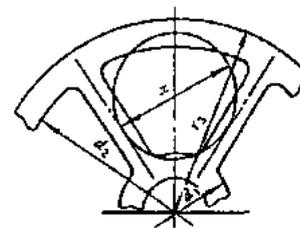


图7 有加强筋的双端面活塞计算简图

端面最大弯曲应力:

$$\sigma_B = \frac{X^2}{4} \times \frac{P_{\max}}{(t-t_1)^2} = \frac{14.26^2}{4} \times \frac{18.89}{(3.52-0.5)^2}$$

$$= 110.4 \text{ kgf/cm}^2 \leq [\sigma_B]$$

② 与活塞杆连接的毂部剪切应力

$$\tau = \frac{r_3^2}{d_1} \times \frac{\Delta p}{t-t_1} \text{ kgf/cm}^2$$

材料: ZL401

活塞直径 $d_3 = 40.5 \text{ cm}$

许用剪切应力 $[\tau] \leq 350 \text{ kgf/cm}^2$

(此值由沈阳远大股份有限公司提供)

活塞承受的压差: $\Delta p = P_{\max} - P_{\text{吸}} = 18.89 - 12.89 = 6 \text{ kgf/cm}^2$

故毂部剪切应力:

$$\tau = \frac{r_3^2}{d_1} \times \frac{\Delta p}{t-t_1} = \frac{40.5^2}{4 \times 18.5} \times \frac{6}{3.52-0.5}$$

$$= 44.04 \text{ kgf/cm}^2 < [\tau]$$

从上面强度计算结果来看, 活塞材料采用铸铝合金 ZL401, 其端面最大弯曲应力和毂部剪切应力都小于许用值。因此, 采用该结构的铸铝活塞是安全可靠的。

2.2 采取的措施

(1) 通过调整连杆大小头瓦的间隙和对十字头部位的紧固件进行加固, 大小头瓦烧及十字头滑道松动等故障基本得到解决。

(2) 该企业与沈阳远大压缩机有限公司签订协议, 将原活塞材料由 HT250 改为 ZL401 (表面阳极硬化处理)。通过改进活塞结构、减轻重量, 降低了支承环比压, 也减轻了活塞的往复惯性力。最后达到减轻十字头销和支承环的磨损, 降低活塞下沉带来的活塞杆偏磨的问题。

(3) 活塞杆的改进。为了降低活塞杆的磨损, 延长活塞杆的使用寿命。另外的解决办法就是提高活塞杆的本身耐磨性能。该企业也采用了沈阳远大的喷涂陶瓷工艺, 将活塞杆母材由 17-4PH (0Cr17NiCu4Nb) 改为 20Cr13+喷陶, 表面采取等离子喷涂技术将硬度由 HRC32 加强至 HRC60, (HRC ≤ 45 不耐磨) 提高了表面硬度^[1]。新的制造工艺原理是将不同型号的钢材作为陶瓷涂层的基体, 在基体上首先喷涂 (4.5%Al-Ni) 铝包镍结合层, 目的是在基体外附加一层抗腐蚀保护层, 以提高基体金属表面材料的抗蚀特性和表面强化, 在铝包镍结合层上即可喷涂 (40%TiO₂-AL₂O₃) 金属陶瓷层^[2]。见图8。

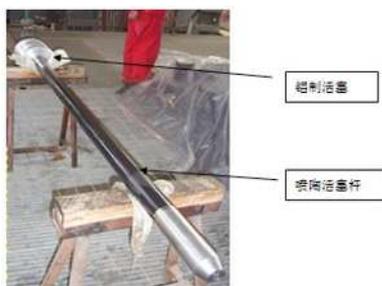


图8

活塞杆喷陶改造后从陶瓷涂层金相组织可以看出, 铝包镍组织细腻, 粘着强度高, 耐压损和抗腐蚀性好^[3]。见图9。

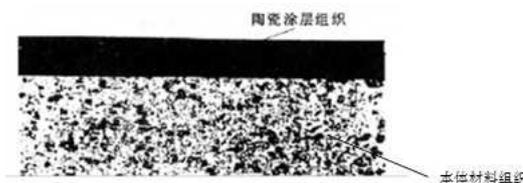


图9

陶瓷涂层活塞杆具有的宏观物理特性如下表 (表3):

表3

宏观硬度	结合强度	涂层厚度	涂层气孔率	涂层粗糙度	耐高温
HRC60左右	35MPa	300 μm	≤2%	Ra0.2 μm	280°C

3 实施改造后的效果及效益

3.1 改造后效果

C3201A的活塞部件在2007年5月改造完后间断运行五个月后例检。活塞、活塞杆、活塞环、支承环、十字头及连杆大小头瓦状态良好, 活塞杆再无磨损现象, 气缸填料无泄漏, 机组排气量正常, 达到了预期目的。

3.2 改造后的效益

本装置其它三台往复机在2008年5月依据C3201A的技改数据也进行了同样的优化改造, 根据改造年度的市场价, 四台机组共8组活塞部件一次性的改造投资为68万元。改造前机组的支承环磨损速率是0.01mm/d, 每台运行机组一年就要更换活塞环、支承环、气缸填料、中间填料、刮油环等易损件三次, 活塞杆一次, 维修材料加人工费用可达15万元/台。按正常生产两开两备, 运行的两台机组共计维修费30万元/年。改造后除了支承环、活塞环、填料正常的磨损以外其他活塞部件至今运行良好, 大大降低了机组检修的频次和检修成本。运行的两台机组每年中修一次, 更换正常易损件只需维修成本合约6万元/年。

结束语

半再生催化重整装置DW-46/12-18型氢压机的活塞部件改造是成功的。铸铝活塞代替铸铁活塞, 改进活塞的结构、减轻质量对改善金属和填充四氟乙烯摩擦副的工况有好处, 对降低压缩机的最大往复力和摩擦损耗是有利的; 提高活塞杆本身的表面硬度和将粗糙度控制在标准范围内也会提高活塞组件的使用寿命。

参考文献:

- [1]王光,任希文,郭启宏.陶瓷涂层活塞杆的研制[J].沈阳理工大学学报,2005,24
- [2]张宇,陶瓷涂层液压缸及位移测量系统[J].液压气动与密封,2000,(3).
- [3]邓世均.高性能陶瓷涂层[M].北京:化学工业出版社.