

往复式压缩机十字头小头瓦损坏原因分析

郝子健

(河南省中原大化集团有限责任公司 河南濮阳 457000)

摘 要 往复式压缩机在试运行过程中发生十字头小头瓦抱死、下瓦面的巴氏合金表面严重磨损事故。通过模拟各种工况下压缩机运行参数,确认曲轴综合受力及反向角大小,得出压缩机设计缺陷造成的反向角太小是引起事故的根本原因的结论。

关键词 往复式压缩机 反向角 综合活塞力 十字头小头瓦

中图分类号: TQ051.21

文献标识码: B

文章编号: 1006-7779(2015)-02-0048-03

Analysis of Causes for Damage of Crosshead Small End Bushing of Reciprocating Compressor

Hao Zijian

(Henan Zhongyuan Dahua Group Co., Ltd. Henan Puyang 457000)

Abstract During trial run process of reciprocating compressor, the accident of its small end bushing of crosshead locking and severe wear at Babbitt metal surface of lower bearing happened. Through simulation of operation parameters of the compressor at different working conditions, forces acted on crankshaft and back-angle size are confirmed, and it is concluded that too small of the back-angle size caused by design defect of the compressor is the root cause for accident.

Keywords reciprocating compressor back-angle multiple piston load small end bushing of crosshead

1 事故经过

河南煤业化工集团中原大化公司的循环氢压缩机采用 Dw-2.6/76-87 型双列往复式压缩机,其压缩介质为 H_2 、 H_2S 、 N_2 、 NH_3 和油气等。

2013 年 12 月 20 日,压缩机进入单体试车,在 N_2 工况下运行 24 h,检查压缩机进气和排气压力、缸体温度、电机电流、曲轴振动值和温度、润滑油温度和颜色等各项指标均正常;在 H_2 工况下运行考核时,当系统压力升至 7.0 MPa,压缩机十字头连杆滑道中有黑色油烟产生,同时伴有较大噪音。

2013 年 12 月 21 日,另一台压缩机在相同测试环境下,当系统压力上升至 7.0 MPa,出现同样情况。

2 故障检查分析

对 2 台压缩机进行解体,发现十字头小头瓦抱死,十字头下瓦面的巴氏合金表面严重磨损,磨损部位集中在一侧,连杆滑道内也有部分磨损。压缩机及主电机主要技术参数见表 1。

3 故障原因分析

3.1 压缩机润滑油系统

压缩机润滑油采用长城 N46 抗磨压缩机油,压缩机连杆、曲轴、十字头等传动机构采用油站集中供油强制润滑,曲轴箱上设计有油位显示器、油温显示器和油加热器。2 台压缩机运行过程中并未出现油温超温现象,整个润滑油油路畅通,油质、油位均正常。

作者简介: 郝子健(1981—),男,工程师,河南省中原大化集团联鑫化工公司副总经理; zjian0506@163.com。

表 1 压缩机及主电机主要技术参数

项 目	参 数
排气量/($\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)	2.6
进气压力/MPa(表压)	7.6
排气压力/MPa(表压)	8.7
排气温度/ $^{\circ}\text{C}$	<130
压缩机总轴功率/kW	<91
曲轴转速/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	495
活塞行程/mm	180
活塞平均速度/($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	2.97
冷却水耗量/($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)	约 10.5
压缩机噪音/dB(A)	≤ 85

3.2 压缩机装配问题

压缩机装配示意如图 1 所示。

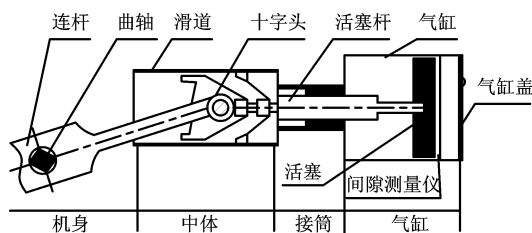


图 1 压缩机装配示意

(1) 十字头滑履中心与活塞杆中心偏移的检测

经检测,十字头两侧间隙值符合要求,十字头滑履外径值均在图纸允许范围内,滑道内径值完全符合要求。缓慢盘车使活塞至上、下止点,分别记录活塞与气缸侧间隙和顶间隙,用水平仪在滑道和气缸镜面对比检测,所有数据均符合要求。

(2) 十字头中心线与滑履中心线的相对位置

压缩机活塞杆中心线偏离位置将会直接影响活塞的正常工作。此次小头瓦烧毁,很有可能是小头瓦受力不均匀导致局部受力过大而磨损。经查阅压缩机制造图和装配图,并现场测量安装位置,均符合设计和安装标准要求。考虑到压缩机在 7.0 MPa 以下工作正常,也证明了压缩机装配正确。因此,可排除压缩机装配中心线对正问题。

(3) 反向角过小导致小头瓦烧毁

往复式压缩机活塞杆及其传动部件在工作中受到拉力或压力,而连杆小头衬套和十字头销的润滑与冷却需要润滑油进入。如果活塞杆只受一个方向的拉力或压力,则会使十字头销始终压在连杆小头衬套的一侧,导致润滑油无法进入该侧;或反向力作用时间太短,使十字头销与连杆小头

瓦以及曲轴与轴瓦之间不能形成正常的润滑油膜,进而造成严重磨损。因此,活塞杆的受力方向必须交替改变,以便连杆小头衬套两侧轮流得到润滑和冷却,即“负荷反向”。

反向角指的是压缩机曲轴旋转 1 周时,综合反向力负荷持续时间内曲柄转过的角度。在压缩机的设计中,API618 标准规定反向角不得 $< 15^{\circ}$, COOPER 公司规定反向角不得 $< 30^{\circ}$, ARIAL 公司规定反向角不得 $< 25^{\circ}$ 。本次事故是否因为在 7.0 MPa 工况下反向角过小,导致小头瓦长时间得不到润滑而最终烧毁,为此用计算机软件进行了模拟和分析。压缩机在 N_2 及 H_2 工况下的模拟数据分别见表 2 和表 3。

表 2 压缩机在 N_2 工况下的模拟数据

模拟数据点	列数	级数	吸气压力/MPa	排气压力/MPa	反向角/ $^{\circ}$
1	2	1	6.5	6.8	58
2	2	1	6.8	7.1	54
3	2	1	7.0	7.3	50
4	2	1	7.3	7.6	42
5	2	1	7.5	7.8	40
6	2	1	7.6	8.7	42

表 3 压缩机在 H_2 工况下的模拟数据

模拟数据点	列数	级数	吸气压力/MPa	排气压力/MPa	反向角/ $^{\circ}$
1	2	1	6.5	6.8	56
2	2	1	6.8	7.1	54
3	2	1	7.0	7.3	38
4	2	1	7.3	7.6	28
5	2	1	7.5	7.8	38
6	2	1	7.6	8.7	66

由表 2 可知,压缩机在 N_2 工况运行下的 6 个模拟数据点的反向角均 $> 35^{\circ}$,符合标准要求。由表 3 可知,压缩机在 H_2 工况运行下的 6 个模拟数据点的反向角中,4# 模拟数据点的反向角 $< 30^{\circ}$ 。压缩机在 H_2 工况下 4# 模拟数据点受力分析见表 4。

由表 4 可知,压缩机在 H_2 工况下 4# 模拟数据点的综合活塞力中反向力太小,即反向角过小,压缩机性能曲线严重变形。因此,可以断定造成本次压缩机十字头小头瓦损坏的主要原因为设计缺陷造成的反向角太小。

表 4 压缩机在 H₂ 工况下 4# 模拟数据点受力分析

转角 / (°)	气体力/kN		惯性力/kN	切向力/kN	法向力/kN	综合活塞力/kN
	缸 1	缸 2				
0	79.347	-54.079	-12.891	0.00	6.372	6.372
20	74.306	-55.593	-12.668	0.08	0.177	0.193
24	74.306	-56.280	-12.557	-0.20	-0.364	-0.413
40	74.306	-57.748	-11.780	-0.87	-0.797	-1.167
50	74.306	-57.748	-10.924	-0.27	-0.163	-0.311
52	74.306	-57.748	-10.710	-0.09	-0.048	-0.097
60	74.306	-57.748	-9.693	0.88	0.320	0.920
80	74.306	-57.748	-5.887	4.82	-0.114	4.726
90	74.306	-57.748	-3.289	7.32	-1.495	7.324
140	74.306	-57.748	12.908	12.78	-19.978	23.521
180	74.306	-57.748	19.337	0.00	-29.950	29.950
240	96.624	-54.079	6.421	-42.91	-35.971	55.145
300	79.347	-54.079	-9.693	-20.05	7.307	21.013
360	79.347	-54.079	-12.891	0.00	17.815	17.815

4 结 语

通过数据模拟及分析,明确了压缩机十字头小头瓦损坏的原因,并对十字头进行了改造,增加

(上接第 38 页)

黏度并未超过指标高限,而是在一个比较合适的范围内,不仅增强了煤浆的稳定性,削弱了沉降趋势,而且煤浆粒径减小有利于提高工艺喷嘴的雾化效果。

(2) 由于煤浆粒径减小、含量提高,有效气体积分数由 81.49% 上升至 82.83%,相对上升了 1.34%,上升幅度明显且稳定。

(3) 比氧耗由 394.11 降至 375.97,降低了 18.14;同时,比煤耗由 598.36 降至 589.38,降低 8.98;消耗指标分别降低 4.6% 和 1.5%。按气化装置有效气产量 120 000 m³/h(标态)测算,日节省氧气约 52 243 m³(标态)、原料煤约 25 862 kg,由降低消耗带来的经济效益显著。

(4) 从整个系统来看,吨氨氧耗由 778.95 m³(标态,下同)降至 743.10 m³,降低 35.85 m³;吨氨煤耗由 1.34 t 降至 1.33 t,降低 0.01 t。

产能的提高和消耗的降低源于煤浆含量的提高,而煤浆含量的提高源于煤浆粒径的减小。因此,在合适范围内减小煤浆粒径,可以提高煤浆含

了配重。

目前,压缩机制造商正在根据受力分析对十字头进行改造。

(收到修改稿日期 2014-03-19)

量、降低原料消耗、提高装置产出,从而带来明显的经济效益。

当然,装置的运行经济指标远不止这几项,如消耗方面还有电耗、添加剂消耗等。本文旨在通过对比,确认减小粒径对提高煤浆含量的操作思路是经济的、正确的。

5 结 语

对于当下的煤化工行业,水煤浆气化工艺已日趋发展成熟,关于煤浆制备和煤浆粒径优化组合的理论层出不穷。在实际操作中,生产企业通过各种方式提高煤浆含量,但就水煤浆制备工艺来说,围绕气化需求,控制煤浆含量和粒径的基本工作始终不变。盈德公司尝试在合理范围内减小煤浆粒径来提高煤浆含量,并分析由此给气化装置运行带来的影响和经济效益。通过实践,证实了合理减小煤浆粒径确实能够实现节能降耗并带来明显的经济效益,有益于气化装置长周期稳定运行。

(收稿日期 2014-10-20)