

往复式压缩机反向角机械事故分析

梁凤喜*

(中海油(泰州)石化有限公司)

摘要 针对高压加氢装置所采用的往复式压缩机十字头销与小头瓦烧研粘合的事故,分析反向角在压缩机设计和使用过程中的重要性,并提出解决方案。

关键词 往复式压缩机 反向角 十字头 尾杆 无级气量调节

中图分类号 TQ051.21

文献标识码 B

文章编号 0254-6094(2015)02-0276-03

国内处理量较小的高压加氢装置通常采用组合式往复压缩机,压缩机将新鲜氢气加压输送到反应系统用以补充反应所耗氢气。往复式压缩机通过曲柄连杆机构将曲轴旋转运动转化为活塞的往复运动,其主要优点是效率高、压比高、对进气压力的稳定性要求较低、无喘振现象,在石化行业得到大规模应用。但在某些工况下会出现反向角过小甚至为零的现象,油膜难以建立,从而导致诸如十字头销与小头瓦烧研粘合之类的机械事故发生。笔者通过分析反向角过小导致机械事故产生的原因,并提出解决方案。

1 反向角的概念及应用

载荷反向角是指在曲轴旋转一周的过程中,连杆力是拉力的曲轴转角与连杆力是压力的曲轴转角相比较时较小的那个值。反向角通常也称为反向度,指压缩机曲轴旋转一周时,综合反向负荷持续时间内曲柄转过的角度^[1-4]。如图1所示,连杆力 F_C 与滑道支持力 F_N 的合力与活塞力 F_p 平衡,活塞力 F_p 的大小与方向随曲轴的旋转而发生变化。

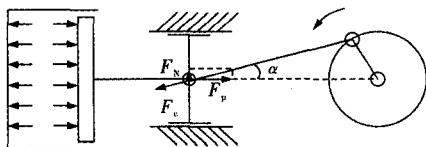


图1 气缸受力示意图

连杆载荷反向主要是由活塞压力反向产生

的,压力反向发生在活塞压力由缸盖侧的高压变为曲轴箱侧高压的过程中。如图2所示,在一个曲轴旋转周期中(活塞由外死点到内死点再返回外死点的过程),在点A和点B处,活塞两侧压力相等。在点A和点B之间,缸盖侧压力将小于曲轴箱侧压力,因而活塞杆逐渐变为受拉力,十字头销衬套的间隙将改变,十字头销将被推向气缸侧。在点A和点B区间之外,压力又将反向,十字头销被推向曲轴箱侧。随着曲轴的旋转运动,十字头销两侧将时开时闭,均能得到润滑并能保持一定时间的油膜。如果压缩机运转过程中反向角过小或为零,则十字头销只能承载一个方向的活塞力,使十字头销与连杆小头瓦之间不能形成正常的润滑油膜,导致小头瓦局部温度偏高,进而造成严重磨损或烧研。

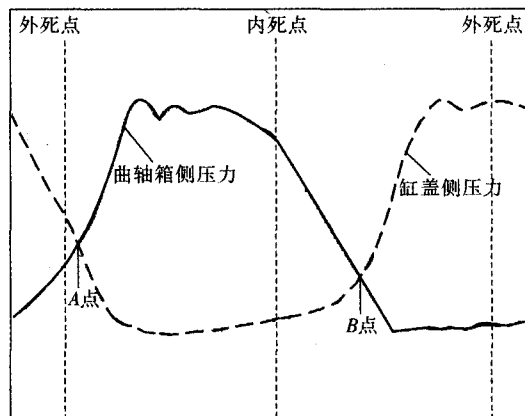


图2 活塞两侧压力随曲轴转动的变化曲线

* 梁凤喜,男,1988年2月生,助理工程师。江苏省泰州市,225321。

反向角是一个重要的技术指标,在压缩机的设计、使用和维护中不可忽视。基于角域的往复压缩机连杆小头瓦故障诊断,可有效分析出连杆小头瓦故障特征^[5],根据反向角和载荷曲线的变化,可判断十字头销的润滑状态^[3]。

2 事故概述与分析

处理量较小的加氢装置一般采用3A+R组合式往复压缩机,流量调节采用传统的“三返一”方式。在首次开工切换备机过程中发现运行机的三级中体冒烟,随即作紧急停机处理。后经拆解检查发现该级十字头销与小头瓦烧研粘合。

事故发生的原因是所选设备操作弹性小,在非正常工况升压过程中,由于三级活塞两端工作面积相差较大,致使两个端面所受的力相对悬殊,不易被三级连杆等运动部件产生的往复惯性力所平衡,引起三级连杆反向角偏小,造成整个十字头与小头瓦无润滑干磨,导致小头瓦局部温度偏高而烧粘。

3 故障解决方案

对于十字头销与小头瓦烧研粘合事故,根据反向角的定义,一般采取增大反向角或避免反向角过小的方式进行解决。

对于高压比、小缸径的活塞可能发生的非正常工况,一般会采用活塞加尾杆的结构^[2],利用尾杆使活塞两端面受压面积相等或接近来减小压力,增大反向角。

对于多级压缩机的最后一级气缸,尾杆的作用非常重要,但增加尾杆的同时也增加了一个密封面,机体填料泄漏的可能性也随之增加。因为尾杆是贯穿活塞杆的,增加尾杆的同时气缸的余隙也相对增大,减少了气缸的吸气量,生产成本增高。为避免过大的余隙,尽量选择符合要求的小直径尾杆,否则还会导致前一级气缸出口压力升高等新的问题。此外,API 618是不推荐使用尾杆的,对于早期的压缩机改造,考虑到成本因素通常是采用此种结构来增大反向角。

将流量调节方式由“三返一”改为逐级返回,可避免反向角过小现象的产生,但逐级调节的缺点是返回的量越多压缩机浪费的功就越多。

从节能环保方面考虑,目前新的往复式压缩机大多设置贺尔碧格集团的Hydro COM无级气量调节系统^[1],彻底改变以往卸荷器0%~50%~100%三级跳负荷调整的模式。更重要的是在

0~30%负荷下,可保证压缩机的平稳开机、切机和停机。压缩机的压缩比可控制在合理范围内,避免压缩机在非设计工况长时间重负荷运行。由于Hydro COM采用的是回流调节,即延迟关闭进气阀使气缸中的部分气体返回进气腔。为避免入口温度过高,应避免Hydro COM无级气量调节系统长时间在低负荷下运行,稳定运行状态下一般要求负荷的有效范围为20%~100%。

选用合适的润滑油路,即采用C形油路:油泵→十字头上滑板、下滑板→回入油箱;油泵→机身主轴承→连杆大头→连杆小头→十字销→回入油箱。

连杆大头瓦、小头瓦是通过机构内件的油路提供润滑油的。连杆体中心的纵向油孔与大、小头瓦外部的环形槽相通,通过油孔由大头瓦来的润滑油经环形槽对十字头销进行润滑。

如果压缩机运转过程中反向角过小或为零,则十字头销只能承载一个方向的活塞力,使十字头销与连杆小头瓦之间不能实现正常的启闭运动,润滑油无法到达十字头销中,在不影响十字头销刚度的前提下,可以在十字头销的表面开油道,该油道类似于十字头滑履与十字头表面的油道,对十字头销进行强制润滑。

此外,为保证机组的安全稳定运行,还要注意以下两点:

a. 往复式压缩机运行中应避免出现大的波动,避免破坏活塞杆的反向负荷,保证十字头部位的良好润滑;

b. 选择设计符合要求的压缩机,目前国际通用的设计原则是将连杆小头定位改为连杆大头定位^[1],此种设计具有更好的润滑性能。

4 结束语

对于高压比的大型往复式压缩机,连杆反向角是一个重要的技术问题,在编写设备操作规程过程中应充分考虑现场因素,充分考虑非正常工况下反向角的大小,认真分析和计算,提前做好事故预案以确保机组的安全平稳运行。对于已经增加尾杆的压缩机,巡检时应多注意此处密封是否有泄漏发生。对于采用Hydro COM无级气量调节系统的压缩机,应注意避免长时间在低负荷下运行。

(下转第291页)

a. 小片状阀片的质量比菌状阀小很多,小片状阀的升程比菌状阀的小或相同,所以升程与质量的乘积比菌状阀的小得多,因此,小片状阀片的冲击力也比菌状阀的冲击力小得多;

b. 由于结构尺寸较小,小片状阀弹簧中径和丝径比菌状阀的要大,而弹簧的自由高度也比菌状阀的增加至少4mm以上,使弹簧在最大压缩量下,各圈之间的间隙增大,改善了弹簧的受力状况,减小了弹簧承受的最大剪切力强度;

c. 由于每个阀片单独独立运动不受其他阀片的影响,不会发生像环状阀和网状阀里的弹簧受力不均匀的现象,避免和改善了弹簧承受附加轴向弯曲应力的作用和偏磨现象,弹簧寿命大幅度提高;

d. 小片状阀片承受的最大弯曲应力虽然比菌状阀大但却在其材料的强度范围内,而且不会出现菌状阀片在上下运动时弹簧座外侧与升程限制器之间以及弹簧与阀片弹簧座孔之间的刮擦磨损现象,这种刮擦和磨损影响了阀片的及时关闭同时对阀片的寿命和弹簧的正常使用有很大的影响;

e. 从气阀阻力来看,小片状气阀也比环状阀、网状阀和菌状阀有很大的优势。

气阀相对压力损失可以表示为^[1]:

$$\delta = \frac{F^2 C_m^2}{2gz^2 RT f_v^2} \cdot \frac{1}{\alpha_v^2}$$

式中 C_m ——活塞平均速度, m/s;

f_v ——阀隙通流面积, m²;

F ——活塞面积, m²;

g ——重力加速度, m/s²;

R ——气体常数, J/(mol·K);

T ——进气阀绝对温度, K;

z ——同时作用的气阀数目, 个;

α_v ——气阀的流量系数, 无量纲。

对于同一压缩机同一级的同名侧气阀来讲, F 、 C_m 、 g 、 z 、 R 、 T 、 f_v 均为定值, 不同结构的气阀只需要进行 α_v 的对比。由于菌状阀片的尺寸比小片状阀片的尺寸大, 为同时保证阀隙通流面积和升程限制器的通流面积, 在排列时其数量比小片状阀片要少, 菌状阀片之间的间距和升程比小片状阀片的大, 其流量系数一定比小片状阀片的小, 那么它的相对压力损失就一定比小片状阀要大。同样, 环状阀和网状阀更无法与小片状阀片气阀相比。

除此以外, 由于阀座和升程限制器的气流通道均采用圆柱形孔, 尺寸较小, 小片状气垫阀比环状阀、网状阀和菌状阀的余积容积都有一定的降低。

6 结束语

通过对影响气阀使用寿命因素的讨论, 并对比各种气阀的特点, 最终采用设计了非金属阀片和小片状阀片的气垫阀结构, 在 $\phi 190\text{mm}$ 的升程限制器上共布置 50 个小片状阀片, 其外径 $\phi 18\text{mm}$ 、厚度 6mm、升程 3mm, 弹簧中径 $\phi 10\text{mm}$ 、丝径 $\phi 1.0\text{mm}$ 、自由高度 19mm, 总圈数 10.5 圈。装机连续运行 8 个月后在使用单位停车大修时拆下气阀检查, 发现阀片、弹簧、阀座及其密封面均完好。

参 考 文 献

- [1] 西安交通大学压缩机教研室. 活塞式压缩机[M]. 西安: 西安交通大学, 1972.
(收稿日期: 2014-10-08, 修回日期: 2015-03-09)

(上接第 277 页)

参 考 文 献

- [1] 黄梓友. 加氢裂化新氢压缩机连杆小头衬套与十字头销烧损原因分析[J]. 润滑与密封, 2009, 34(11): 111~115.
- [2] 李新, 王立辉. 天然气往复压缩机反向角的理论分析及实例[J]. 压缩机技术, 2008, (2): 21~24.
- [3] 赵海力, 王奉涛, 宋鲁涛. 往复压缩机十字头销载荷分析及其在故障诊断中的应用[J]. 石油化工设备技术, 2010, 31(5): 50~53, 31.
- [4] 周凤山. 多级往复式压缩机末级连杆受力分析[J]. 中国科技信息, 2008, (15): 116.
- [5] 杜小元, 江志农. 基于角域的往复压缩机连杆小头瓦故障诊断[J]. 压缩机技术, 2012, (5): 62~64, 69.
(收稿日期: 2014-07-16, 修回日期: 2015-04-02)