

化工装置螺杆压缩机故障处理的经济性分析

林振兴 (九江检安石化工程有限公司, 江西 九江 332004)

摘要: 本文结合螺杆压缩机结构特点与轴向受力, 分析导致其轴位移攀升故障的 8 种潜在成因。接着根据拆检情况对故障原因逐步排查, 并提出针对性的改善措施。然后针对圆螺母松动未能有效解决的问题, 对压缩机结构进行局部改进。最后, 通过对比其他处理方法, 对结构改造为化工装置产生的效益进行经济分析。

关键词: 轴位移; 螺杆压缩机; 经济分析; 故障处理

1 螺杆压缩机故障概况

某化工装置的双螺杆式压缩机组为芳烃装置蒸汽升压单元的一台重要压缩机, 该压缩机由汽轮机驱动, 将 0.4MPa 的蒸汽升压到 1.95MPa, 实现低压蒸汽的再利用, 节约生产装置能耗。

压缩机轴位移探头安装在螺杆压缩机阳转子处, 用于监测转子轴向位置的变化情况。该台螺杆压缩机自安装时, 运行状态不稳定, 轴向位移监测盘上的数据呈现明显的上升趋势, 数据从 0.41mm 攀升至 0.63mm。该数据远超报警值, 若未能妥善解决此故障, 将引发机组跳车, 对生产运行产生不利影响。

2 压缩机故障原因分析

压缩机结构简图如图 1 所示, 该螺杆压缩机主要由阴、阳转子组成, 轴封采用浮环密封, 径向轴承采用滑动轴承, 止推盘采用可倾瓦形式。阳转子通过膜片式联轴器由汽轮机直接驱动, 阴转子由位于驱动端的同步齿轮带动。压缩机吸气口位于非驱动端, 排气口位于驱动端, 压缩机工作中存在较大的轴向力。为了平衡一部分轴向力, 阳转子于非联端设有平衡盘。

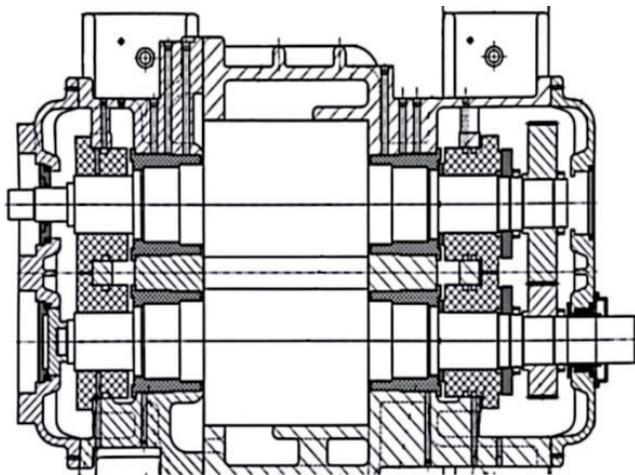


图 1 螺杆压缩机结构简图

压缩机运行过程中, 轴向位移数据持续攀升, 根

据现场轴位移探头的测点布置, 可以初步判断出阳转子存在向非联端缓慢移动的趋势。因此, 为了排查故障原因, 拆检之前有必要对该压缩机阳转子的轴向力进行简要分析, 见图 2。

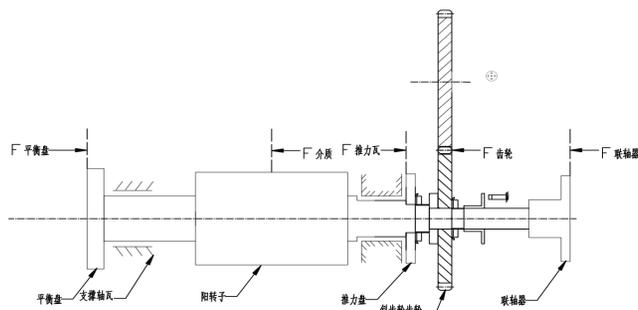


图 2 阳转子轴向受力分析图

如上图所示, 阳转子沿轴向受力主要有以下 5 种:

① 压缩机壳体内部由于进出口介质压差引起的轴向力 $F_{\text{介质}}$ 。由于压缩机的出口侧压力较高, 因此 $F_{\text{介质}}$ 指向非驱动端;

② 压缩机平衡盘引起的轴向力 $F_{\text{平衡盘}}$ 。该平衡盘设置在压缩机非联端, 通过外侧引入润滑油来平衡部分轴向力, $F_{\text{平衡盘}}$ 指向驱动端;

③ 阳转子同步齿轮受的轴向力 $F_{\text{齿轮}}$ 。由于阳转子齿轮为右旋齿轮, 结合齿轮旋转方向, 可以判断出 $F_{\text{齿轮}}$ 指向非驱动端;

④ 汽轮机转子由于热膨胀, 通过联轴器对压缩机转子产生轴向推力 $F_{\text{联轴器}}$ 。热膨胀挤压联轴器产生的轴向力 $F_{\text{联轴器}}$ 指向非驱动端;

⑤ 推力轴瓦对转子止推盘的支撑力 $F_{\text{推力瓦}}$ 。 $F_{\text{推力瓦}}$ 是用于平衡转子剩余轴向力, 与之前 4 种力存在以下关系^[1]:

$$F_{\text{推力瓦}} = F_{\text{介质}} + F_{\text{齿轮}} + F_{\text{联轴器}} - F_{\text{平衡盘}}$$

阳转子在以上 5 种力的共同作用下保持平衡, 每种作用力的异常都有可能引发轴位移故障。其各自的作用机理见表 1:

表 1 阳转子轴向受力与故障成因对照表

轴向受力参数	故障潜在成因分析
F 介质	进出口介质压差过大, 造成轴向力过大。
F 平衡盘	平衡盘侧面迷宫密封磨损, 造成平衡盘失效。
F 齿轮	斜齿轮自身产生轴向力过大。
F 联轴器	联轴器未留有足够端面间隙, 汽轮机转子受热膨胀, 压缩机转子受到挤压进而向非联端窜动。
F 推力瓦	推力瓦接触面配合不良磨损。

根据压缩机结构型式, 有以下 3 种潜在的故障成因也应纳入考虑范围, 见表 2:

表 2 压缩机结构与故障成因对照表

结构型式参数	故障潜在成因分析
探头	轴位移探头自身故障造成仪表误报
轴位移监测盘	轴位移监测盘配合不良
锁紧螺母	止推盘的锁紧螺母松动

3 故障潜在成因排查与处理

3.1 介质出入口压差过大造成轴向力过大

压缩机实际出口压力为 1.6MPa, 符合设计值 1.85MPa 要求。与厂家设计人员沟通后, 将平衡盘的油压增加到 0.8MPa, 便于平衡更多的轴向力, 以此改善运行工况。

3.2 平衡盘侧面迷宫密封损坏

拆检平衡盘, 测量平衡盘侧隙为 0.10mm, 符合标准要求。检查平衡盘侧面迷宫密封, 无明显偏磨现象。采用百分表测量平衡盘端面跳动, 偏差在 0.02mm 以内, 符合标准要求, 由此排除平衡盘磨损引起故障的可能性。

3.3 同步齿轮轴向力过大

斜齿轮传动时必然会产生一部分轴向力, 其大小与齿轮的螺旋角有关, 是无法直接调整的。通过前述增大平衡盘油压, 可以平衡一部分轴向力。对同步齿轮的检查主要是针对齿面接触情况、啮合间隙做常规检查, 经检查数据在标准范围之内, 由此排除同步齿轮配合不良造成运行状况劣化。

3.4 联轴器端面间隙过小

汽轮机与压缩机的联轴器之间一般留有端面间隙, 防止机组热膨胀时挤压膜片产生轴向应力。复查联轴器端面间隙为 2mm, 与图纸要求的安装数据相符, 满足设计要求。汽轮机与压缩机分别设有轴位移探头, 若联轴器端面间隙过小对膜片产生挤压, 则汽轮机的轴位移探头也可能出现变化。查看汽轮机轴位移探头

数据无异常, 由此排除此因素对压缩机轴位移故障造成的影响。

3.5 推力瓦端面配合不良

对推力瓦的检查主要有两个方面: 一是使用百分表测量止推盘的端面跳动, 二是检查推力瓦块是否有磨损。检查推力瓦块无偏磨痕迹, 并且出厂时瓦块的刮研痕迹规整、清晰, 见图 5。结合轴瓦温度探头无异常, 由此排除推力瓦端面配合不良或者磨损造成轴向位移数据波动。

3.6 轴位移探头故障

压缩机轴位移探头为 BENTLY 非接触式探头, 2 个探头对称安装在轴位移监测盘处。2 个探头同时出现故障的概率较低, 但为了彻底排除该因素造成的影响, 仍然对探头进行复查、调校, 检查结果无异常。

3.7 轴位移监测盘配合不良

根据参考文献^[2], 沈鼓生产的 2MCL456-37 型气压机曾出现过轴位移检测盘松动引发的轴位移数据异常故障, 因此借鉴同行业类似故障的处理经验对轴位移监测盘进行排查。该轴位移监测盘为热装, 其与轴为过盈配合, 经检查不存在松动。端面跳动数据也正常, 但考虑到该零部件较薄, 多次拆装易发生变形, 决定对其进行更换。

3.8 止推盘的锁紧螺母松动

检查止推盘的锁紧螺母, 锁紧螺母的止动垫圈的内舌发生断裂。一般情况下, 止动垫圈的内舌卡进主轴的槽中, 是锁紧螺母的防松部件。根据现场情况初步推断故障成因如下: 螺杆压缩机振动冲击造成止动垫圈疲劳破坏, 进而锁紧螺母松动导致止推盘在轴上窜动, 使得阳转子向非驱动端移动, 导致压缩机轴位移探头数据不断攀升。根据以上现场拆检情况, 确定该压缩机故障成因如下, 见表 3, 并提出解决措施:

表 3 压缩机故障成因与解决措施

原因分级	故障成因	解决措施
主要原因	止推盘的锁紧螺母松动	更换止动垫圈, 并采用双螺母防松; 安装螺母之前, 在螺纹处涂抹螺纹锁紧胶防松; 安装双螺母之后, 在螺母之间点焊防松。
次要原因	压缩机轴向力过大	将平衡盘的油压增加到 0.8MPa, 便于平衡更多的轴向力。
次要原因	轴位移监测盘配合不良	更换新的轴位移监测盘。

4 结构改进

初步处理后, 轴位移数据有所改善, 但压缩机在

运行 10 天后, 轴位移数据又出现持续攀升的现象。复测轴窜量由 0.13mm 的初始值增大到 0.19mm, 结合前一次拆检情况, 判断该故障仍然是止推盘的锁紧螺母松动引起的。因此与厂家设计人员对接, 对该压缩机的结构进行改进。

该压缩机驱动端的初始结构如图 3 所示, 初始结构采用 M200 圆螺母锁紧将止推盘压紧至轴肩位置处, 使得轴窜量只有 0.13mm。齿轮则是采用 M180 圆螺母进行紧固。齿轮与止推盘原本是相互独立的零部件, 但现在由于止推盘处的圆螺母失效, 临时将止推盘处的 M200 圆螺母改为内径 $\phi 201$ 的轴套, 并通过齿轮后面的 M180 圆螺母锁紧固定, 见图 4。如此, M180 圆螺母的预紧力通过齿轮、径向振动监测盘、轴套等零件, 逐步传递到止推盘, 实现止推盘位置固定。

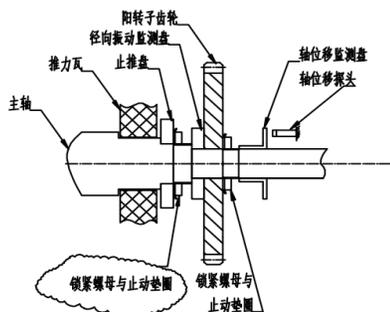


图 3 驱动端结构改造前示意图

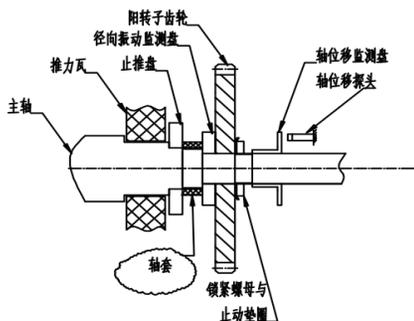


图 4 压缩机结构改进后示意图

5 优化措施对企业经济效益的影响

5.1 改进效果

经过结构改进后, 该压缩机平稳运行一年, 轴位移持续攀升的故障得以解决。轴瓦振动、温度等状态参数无异常, 出口压力与流量均能满足装置工艺要求。

5.2 产生效益

此台压缩机是用于蒸汽升压, 经过升压的蒸汽供装置自身使用, 减少化工装置对外购蒸汽的依赖, 进而节约装置能耗。若无法处理该台压缩机故障, 只能采取以下两种方案: 一是采购一台新的螺杆压缩机进行整机更换; 二是外购蒸汽满足系统需求。通过对比

其他两种方案, 来计算该台压缩机结构改进后产生的经济效益。

第一, 此台螺杆压缩机故障处理涉及项目工程费有以下几个部分构成: ①直接费(包括人工费、材料费、机具费、措施费), 小计 108690 元; ②间接费(包括企业管理费、规费), 小计 84828 元; ③利润按照费率计算, 小计 10919 元; ④增值税 26576 元; 本次检修共计产生检修费用 231013 元。

第二, 若采购一台新的螺杆压缩机进行整机更换, 经过询价, 涉及采购费用约 480 万元。相比之下, 故障处理产生经济效益约 457 万元。

第三, 若将机组停用, 外购蒸汽满足系统需求, 则需要采购蒸汽 73t/h, 结合市场价 265 元/t, 每小时需要花费 19345 元。虽然机组停用增加了外购蒸汽, 但由于系统停机, 每小时节约公用系统消耗如下: ①低压蒸汽消耗 56t/h; ②电动机电耗消耗 765kW·h(包括空冷器电机、凝结水泵电机、润滑油泵); ③除盐水 15t/h。

结合工业用水、电、蒸汽的市场价, 可以估算出螺杆压缩机每小时运行成本 15550 元, 比外购蒸汽节约 3795 元。综上所述, 故障处理的工程施工费在第三天能收回成本, 并且在后续运行中每天节约 91080 元。

6 结语

拆检之前对螺杆压缩机结构、受力情况进行分析, 得到轴位移攀升故障的 8 个潜在成因, 并对所有故障成因逐一排查。结合拆检情况, 可以判断出此次螺杆压缩机轴位移攀升故障的主要原因是阳转子止推盘锁紧螺母松动, 次要原因是轴向力过大、轴位移监测盘配合不良。在初步处理时, 采取双螺母、点焊等防松措施, 并将平衡盘油压升高以降低轴向力对轴位移数据的影响。由于锁紧螺母松动的问题在初步处理中未能有效解决, 对其进行结构改造, 改用轴套代替原有的锁紧螺母。

对结构改进后的经济效益进行经济性分析, 发现结构改进相比其他处理方法, 不仅为生产装置产生较大的经济效益, 更实现低压蒸汽的能量再利用、节约能源消耗。

参考文献:

- [1] 宫琳, 史何秋, 徐春成. 螺杆压缩机推力滑动轴承设计计算[J]. 现代盐化工, 2017, 44(03): 34-35.
- [2] 田兰君, 贾代信. 气压机轴位移超标的原因分析及对策[J]. 化工管理, 2019(19): 156-157.