

对双工况下的螺杆压缩机性能试验时振动超标的分析总结

张 恒

南京三方化工设备监理有限公司 江苏南京 210009

摘要: 压缩机主机总装完成后, 在工厂内进行空气性能检测, 在不同的工况下运行时, 发现其中一种工况下, 主机的轴振动偏大, 超出技术规定的范围值 $\leq 5\text{mm/s}$ 。通过对关键部件制造过程的质量控制分析以及测试工装和改进, 试图来寻找问题的原因所在, 同时也对监理方在监造过程中的作用和价值进行了肯定。

关键词: 双工况; 螺杆压缩机; 性能测试; 振动超标; 监理

1 机组结构及主要技术参数

国内某石化公司采购一台解析气压缩机组, 压缩机生产商为国内知名制造厂。压缩机主机选用的是喷液双螺杆回转式压缩机, 整个机组包含的主要部件有压缩机主机、驱动电机、减速机、联轴器、油系统、控制及仪表、以及相关辅助设备和管路系统等。

压缩机的进出口管口为上进下出布置, 径向和推力轴承采用的是滑动轴承, 联轴器为膜片式。压缩机采用喷液的方式冷却介质气体, 在压缩机进、出口设置消音器。此台机组的转子直径为 510mm , 长径比为 1.65 , 进口压力 0.03MPa , 出口压力 0.75MPa 。在材料选用方面, 压缩机壳体选用铸钢(ZG15Cr12), 转子为 20Cr13 锻件。

2 相关标准规范

螺杆式压缩机的设计制造标准主要有: API619-2010《石油、化工及气体工业用旋转容积式压缩机》, GB/T25357-2010《石油、化工及天然气工业流程用容积式回转压缩机》, SH/T3157-2009《石油化工回转式压缩机工程技术规定》。

3 振动超标问题描述

机组运行有两种工况, 其中工况一的排气压力为 0.78MPa , 压缩机转速为 2018rpm ; 工况二的排气压力为 0.68MPa , 转速为 3140rpm 。

主机试车时, 仅合同主机参与测试, 驱动电机和减速机均为测试台工装设备。机组分别在两种工况下运行, 其中在工况二 $0.68\text{MPa}/3140\text{rpm}$ 的条件下运行时, 未发现有数据超标的异常现象, 且振动值均处于较低的数值; 在工况一 $0.78\text{MPa}/2018\text{rpm}$ 条件运行时, 使用手持式测

振仪(型号: Viber70, 已检定合格)检测轴承处的振动速度, 详细测试数据如下(表1)(单位: mm/s):

表1

转子	部位	X	Y	Z
阳转子	进气端轴承处	5.1	5.6	3.6
	排气端轴承处	5.2	3.9	3.5
阴转子	进气端轴承处	5.6	1.8	1.7
	排气端轴承处	4.3	3.8	1.5

实测的轴承振动速度最大值为 5.6mm/s (见图1), 而技术协议要求范围值为 $\geq 5\text{mm/s}$, 因此, 结果不符合协议要求。



图1 试车时检测轴承振动超标

4 原因分析及处理过程

4.1 零部件加工质量

压缩机测试前, 监理方已经见证了阴阳转子和同步齿轮组合的低速动平衡试验, 最终残余不平衡量满足技术要求。主机总装的各项尺寸与间隙检测, 均在要求范围之内。

在两种不同工况下运行的机组, 工况二的振动值能

满足技术要求,且数值较低,因此,我们将主机零部件加工质量和装配质量的原因排除在外。

4.2 测试台的稳定性

初步分析认为,振动超标可能与试验平台的稳定性有关。测试平台为临时平台,整体刚度较差,从而可能会导致振动值偏大。工厂对测试台进行局部整改,拆除连接管路和减震器,对老旧部件进行更换,进出口管路重新布置和焊接,尽可能减除因外界因素导致振动超标的情况。经过长达数周的整改后,主机进行了二次试车,但试验结果显示振动值同前一次,仍然存在超标现象,所测得的振动值并没有明显的降低。

4.3 压缩机与平台的共振

在排除掉平台稳定性的原因之后,我们认为,可能是平台的振动基本与压缩机的振动相当而导致的。本压缩机在 2018rpm 转速工况下,较 3140rpm 工况下振动大的原因可能是因为压缩机的排气频率与台位的固有频率较接近,发生主机与试车台位的共振所致。

4.4 气流脉动冲击

工况一的排气压力为 0.78MPa,比振动值较小的工况二排气压力 0.68MPa,大了 0.1MPa。而由于厂内试车条件限制,无法在压缩机的进排气孔口直接安装消声器,并且空气的气体参数与实际气体参数物性相差较大,因而在机械运转过程中,对气流的脉动控制较差。从而带动了机组振动值偏大。

4.5 压比的影响

螺杆压缩机的压比对壳体振动的影响较大。在工况一 0.78MPa 的压力比为 8.8 (进气压力为 0.1MPa),而用户现场使用的工况为进气压力 0.03~0.05MPa,排气压力 0.78MPa,则压比为 5.93~6.86,相对工厂将降低很多,从而,振动值也会呈正比下降。

4.6 喷液的影响

压缩机采用的是喷液的方式进行冷却,由于液体的喷入和较高的压比,一定程度上也会对振动产生影响,振动值也会比干式螺杆机要大,对其振动考核应按湿式螺杆机进行。而根据 API619-2010 的要求(见表 2),振动值要求控制在 8.0mm/s 以内即可。

表 2

Measurement on bearing housing	Hydrodynamic bearings ^{a,1}	Rolling element bearings ^{a,2}
Vibration at any speed within operating range - Overall - Increase in allowable vibrations at speeds beyond operating speed but less than 110% speed	$V_R < 6.0 \text{ mm/s RMS (0.3 in/s RMS)}$ 50 %	$V_R < 6.0 \text{ mm/s RMS (0.3 in/s RMS)}$ 50 %
NOTE: The pulsing of flow through the oil-flooded screw compressor causes increased vibration. Oil-flooded screw compressors with hydrodynamic bearings typically operate with higher compression ratios and higher discharge pressures than most ones with rolling element bearings.		
^a V_R is the unfiltered velocity. ^b RMS is the root mean square.		

5 结果和警示

5.1 处理结果

综上,如果是在用户现场安装条件和工况条件下运行,气流脉动能得到有效控制,压比相对较小,且在现场安装后,平台的刚度也会得到大大的改善,均会降低压缩机的壳体振动,从而使振动值控制在 5mm/s 以内。

振动超标问题发生后,在监理方的督促下,工厂召集相关技术、质量等人员前往现场,与用户组织专题会议,澄清轴承振动的相关事宜,并达成共识:

(1) 主机零部件品质保证,主机轴承为日本 KOBELCO 原装进口;转子装配时,与同步齿轮、推力盘一起,按 G1 级进行动平衡试验。

(2) 在现场,压缩机主机与产品齿轮箱、驱动电机一起固定于刚性底座上,再布置于二层水泥平台,同时进出口安装有进排气消音器,可避免上述振动速度偏大的问题发生。

(3) 主机在额定转速 2180rpm,进气压力常压、排气压力 0.78MPa 条件下,可保证主机各部位的振动均低于 5mm/s,设备性能指标满足 API619 和相关技术要求。

5.2 警示

通过上述问题,监理方认为,主机试车是一台机组的核心关键工序,试车结果合格与否直接影响机组的使用状态和运行生命周期。在用户没有参与主机试车见证的情况下,监理方应当担起大任,全程做好试车的见证和质量把控工作。该项目的主机有两个工况,试车时坚决不能图省时省事,在两个工况中仅二选一进行试车,而应当严格的按照每一个工况的运行条件进行测试。工况不同,机组运行状态不同,可能产生的问题也不同。因此,监理方严谨的工作也就显得尤为重要。

参考文献

- [1] 张元勋,唐倩,李忠华,严迪.基于流体力学泄漏模型的螺杆泵泄漏机理分析[J].农业机械学报.2014(10).
- [2] 李卫红,赵季军,尚纪峰,陈涛.我国螺杆压缩机的研究现状与发展思考[J].甘肃科技.2011(14).

作者简介:姓名:张恒 出生年月:1988年10月1日 性别:

男 民族:汉 籍贯:江苏南京 工作单位:南京三方化工设备监理有限公司 职务:监理师 职称:工程师 学历:本科 研究方向:设备监理。邮箱:zhanghengnj@163.com。