

油或透平油。该实验风机属于悬臂式离心风机,该风机的流量调节是通过进口导叶调节来实现的^[5],自安装以来,多次发生末端轴承温度过高、温升过快、振动较大等故障,导致锅炉机组被迫停运,经多次常规检修未能取得实质性的效果。

2 故障原因分析处理

通过搜集并研究多次轴承损坏过程中传感器提供的振动曲线图、温度曲线图及轴承损坏特点,通过对比研究发现轴承损坏现象主要表现为外观颜色变黑(风机叶轮侧远离油箱侧轴承)、轴承保持架发生变形与滚动体磨损,振动曲线图的主要特征表现为波动式振动与小段高频峰值,温度曲线图主要体现了启动瞬时轴承温度急剧上升,随后慢慢下降的特点。

为了研究该风机振动是否由于低负荷引起异常振动,对风机调门安装角叶片进行了放大处理,结果振动情况未变,证明该风机振动与入口调节门后中心涡流引起的气流周期性高脉动无关^[6];对其轴承座、地基及轴承外圈与轴承座的配合间隙进行了详细测量,所有数据都显示正常,故排除了轴承箱与轴承外圈配合间隙不当引起振动的怀疑^[7];对其叶轮配合间隙及轴弯曲度进行了测量,均符合要求,故排除了叶轮配合间隙不当引起振动的原因^[8];对其转子轮毂腔室内的固化结垢情况进行检查,无固化结垢现象,故排除了固化结垢导致转子质量失衡引起强迫振动的嫌疑^[9];检查了该风机的导叶调门的初始位置和旋转方向,排除了该原因导致风机出口温度升高的原因^[10];再通过对该风机的出口调节门、冷却水系统、润滑系统、转子部件、风机组装各部位间隙等均进行了详细检查,最后发现该风机末端轴承承力不均和末端轴承润滑不良是导致风机末端轴承损坏的根本原因。

2.1 风机末端轴承受力分析及处理

轴承保持架发生变形及滚动体磨损与振动曲线图中的波动式振动和小段高频峰值有何联系,该设备产生轴承保持架变形和滚珠磨损的具体原因又是什么,解决这一连串的问题,需要对风机结构性能及滚动轴承故障诊断技术进行深入研究。该风机为悬臂式离心风机,为更加有效

地保证轴承工作温度,本机采用水冷轴承箱,在电机侧装有两只单列角接推力球轴承7 226,主要起风机转子轴向固定作用,在轴承箱的机壳侧装有两只承担风机转子径向支撑作用的6 226深沟球轴承。与桥式风机相比,悬臂式风机末端轴承所承受的径向载荷较大,且该风机末端装有两盘轴承,由于轴承座铸造工艺不精等问题,致使该风机末端两盘轴承受力不均。

能否正确的选用滚动轴承,对机组能否获得良好的工作性能、延长使用寿命有着重要意义,一般来说,应根据轴承的工作条件(如载荷方向和载荷性能、转速、润滑方式、同轴度要求、定位或非定位、环境温度等)选择轴承的基本类型,该风机叶轮侧轴承主要起径向载荷作用,故可以选择深沟球轴承、圆柱滚子轴承或滚针轴承。对于该机组来说,通过计算可得,NU226单列圆柱滚子轴承的最小负荷 $F_m=4\text{kN}$ (该风机转速为2 980r/min、参考转速取值为3 000r/min),而6 226深沟球轴承的最小负荷 $F_m=2\text{kN}$ (46号液压油40℃的运动黏度取值为50.6mm/s),故圆柱滚子轴承的径向承力效果比深沟球轴承的径向承力效果更优越,更能适应径向载荷较大的场合^[11],而且NU226轴承还可以满足风机转子轴向自由膨胀的条件,故决定将该风机末端原型号为6226的两盘轴承改为NU226-E型内圈无挡边圆柱滚子轴承。NU226-E型内圈无挡边圆柱滚子轴承,不仅可以提供悬臂式离心风机转子所需的较大径向载荷,解决末端两盘轴承承力不均问题,还可以满足风机转子轴向自由移动的条件。

2.2 风机叶轮侧轴承润滑不良及润滑系统改造

针对风机末端远离油箱侧轴承外观颜色变黑现象并结合设备结构和现场实际勘察,可确定发生该故障主要原因为轴承润滑不良,在风机启动瞬间,由于第一盘轴承的阻挡,致使油箱内的润滑油在启动瞬时不能及时供给靠近叶轮侧的轴承,故启动瞬间轴承温度急剧增高,产生轴承表面过热变色现象。油箱的主要作用就是润滑油存储以及润滑油循环后的脱气、沉降处理^[12],如何解决两盘轴承串联安装时远离油箱侧轴承润滑不良现象是一大技术难题,为此,设想了轴承座顶部开孔进行人工注油、从轴承箱座内部加

工槽引进油箱润滑油、加装可控油量式管道改造法三种处理方案,轴承座顶部开孔进行人工注油存在人员难以控制油量和润滑油不能及时输出等故障,该轴承箱为水冷式轴承箱且轴承箱通水处壁厚较薄,故从轴承箱座内部加工槽引进油箱润滑油方案也无法实施,最终采取了加装可控油量式管道改造法将原风机末端两盘轴承采用同一支路润滑系统改进为两盘轴承由各自分支路进行单独润滑系统,即采用管道引导方式将油箱润滑油引进叶轮侧第二盘轴承部位,对其进行良好循环润滑。

该风机轴承润滑采用浸渍式润滑,润滑油选用(GB443-89)L-AN68(冬季)或L-AN100(夏季)机械油或透平油。如图1所示,叶轮侧第一盘轴承与轴承油箱相连,故润滑良好,而叶轮侧第二盘轴承由于第一盘轴承的阻挡,在轴承高速运转时,其润滑油不能及时补给,润滑效果差。

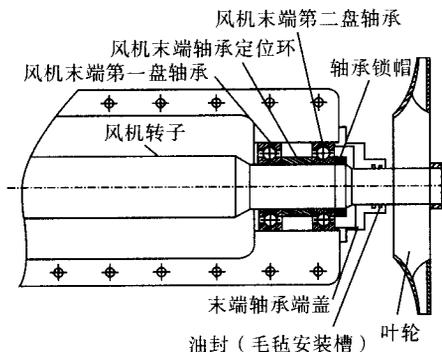


图1 悬臂式离心风机末端结构示意图

加装可控流量式管道将原风机末端两盘轴承采用同一支路润滑系统改进为两盘轴承由各自分支路进行单独润滑系统,以彻底解决末端靠近叶轮侧轴承润滑不良故障。改造过程如下:

a.在风机油箱上油窗的1/3部位右侧加工M12内螺纹孔,并在末端轴承端盖下半部分低于其油箱加工部位2mm处加工M12内螺纹孔。考虑到该轴承端盖打孔引进润滑油后会造成功机轴封处发生漏油现象,故将轴承端盖上毛毡安装槽位进行了改进,根据实际情况将其加宽2mm,加深3mm。轴承端盖具体改进如图2。

b.管路的布置原则,要考虑各个操作点容易接近及易于操作,同时尽量减少管路长度及拐弯,且保证整体美观^[13]。利用变径接头及管道将

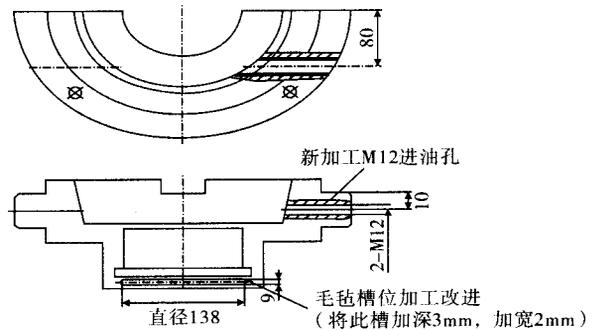


图2 悬臂式离心风机末端油封改进示意图

油箱加工孔与轴承端盖加工孔部位接通,并在其管道上安装流量控制阀,便可以使油箱内的润滑油进入叶轮端第二盘轴承处,并可以通过流量控制阀根据油量需要调节进入该轴承部位的实际油量。改造后风机末端两盘轴承采用两支油路分别进行润滑,叶轮侧第一盘轴承由油箱直接负责润滑,叶轮侧第二盘轴承由静压连通油路单独提供润滑油,如此,该风机在运转时,末端两盘轴承均润滑良好。改造后润滑系统示意图见图3。

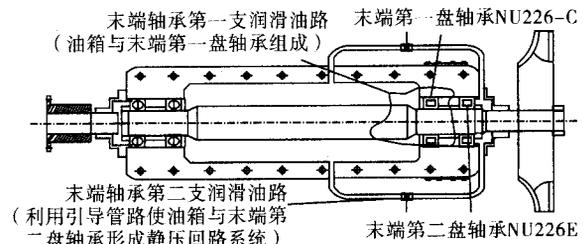


图3 悬臂式离心风机改造后末端轴承润滑系统示意图

3 改造效果

改造前风机前、后轴承振动值较大且频繁跳动,甚至接近风机轴承振动起跳值(6.3mm/s),瞬时温度增长较快、温度值波动大,且接近该风机轴承温度报警值(70℃)。

改造后风机前、后轴承振动:振动平稳且振动值较小(0.8~2.2mm/s),风机起运时温升缓慢、温度值无波动,且正常运转温度值较低(38℃~42℃)。改造前后风机运行参数对照表见表1。

表1 悬臂式离心风机轴承选型及润滑系统改造前后运行参数对照表

	前轴承温度/℃	后轴承温度/℃	前轴承振动/(mm/s)	后轴承振动/(mm/s)
改造前	52~65	62~70	3.2~4.0	4.2~5.8
改造后	35~38	38~42	0.8~1.4	1.0~2.2

(下转第96页)

考虑到振动变大主要出现在更换风机轴承之后,电动机并未做任何变动,且从目前振动数据来看,有较大的两倍频成分,分析主要是联轴器连接不对中所致^[1-2],应该对对轮重新找正,考虑到出现了一定的不稳定低频成分,建议同时对风机调节挡板进行检查,在解对轮后,可以同时进行电动机空转测试,以进一步排除电动机上面的故障。然后视检查后情况决定是否需要进行动平衡处理。

2) 从检修情况来看,电动机空转时三向振动值均小于 $5\mu\text{m}$,基本可以排除电动机上的问题。对轮重新找正后,电动机端盖处轴向振动值不超过 $60\mu\text{m}$,风机轴承座水平振动值 $80\mu\text{m}$,偏大,在厂方进行动平衡后,风机轴承座水平振动值降至 $40\mu\text{m}$,电动机端盖处轴向振动 $80\mu\text{m}$ 。从现场测试数据来看,振动情况基本一致,同时,各测点频率成分比较单一,主要为工频成分,先前测试中的2倍频成分及低频波动成分基本消失。这进一步说明,该风机振动值偏大主要是对轮连接对中不良所致,同时存在一定的质量不平衡。在重新找正中心及动平衡处理后,风机振动值已降

至较好水平。

3) 从此分析处理过程来看,联轴器出现不对中导致轴承振动变大的问题出现在风机事故检修后,这主要是厂方检修人员对联轴器中心的处理存在误区所致,对轴系不对中故障的原因及机理理解不透彻^[3],忽视了冷热态两侧标高的变化^[4]、夸大了半挠性联轴器的不对中补偿能力^[5]。相关检修人员应该加强对相关检修安装工艺的学习及理解,才能在检修中知其所以然,做到有的放矢。

参 考 文 献

- [1] 梁继军. 频谱法解决风机不对中问题的探讨[J]. GM通用机械, 2006(1): 67-68.
- [2] 姬广勤, 徐兴科, 赵以万等. 引风机振动故障的诊断与分析[J]. 风机技术, 2006(6): 51-54.
- [3] 刘泽民, 张新红, 张锦贤, 等. 旋转机械轴系不对中故障分析[J]. 焦作工学院学报(自然科学版), 2003, 22(4): 283-285.
- [4] 刘嵘, 赵志国, 陈金勇, 等. 风机振动分析的误区及治理[J]. 设备管理与维修, 2005(9): 20-21.
- [5] 郭玉杰, 周朝阳, 刘静宇, 等. 某型脱硫增压风机二倍频振动的诊断与处理[J]. 电站系统工程, 2014, 30(5): 59-61.

(上接第93页)

由上述比较可知, 锅炉悬臂式离心风机末端轴承改型及润滑系统技术改造后, 彻底解决了该风机轴承振动过大且波动频繁、温升过快等故障。

4 结 论

悬臂式离心风机运转技术参数超标原因众多, 轴承承力不足和润滑不良对其安全运行造成极大影响, 通过此次改造创新可知, 对于转速要求不高的悬臂式离心风机, 圆柱滚子轴承更能适应风机叶轮侧的径向受力, 且两盘轴承串联安装时可通过加装可控流量式管道将原两盘轴承采用同一支路润滑系统改进为两盘轴承由各自分支路进行单独润滑系统以改变润滑效果。

参 考 文 献

- [1] 杨绍宇, 李文. 火电厂风机动平衡技术应用及实例[J]. 风机技术, 2012(1): 81-84.
- [2] 卢双龙, 刘林波, 王树深. 锅炉引风机调试期间振动问题分析

及处理[J]. 风机技术, 2012(1): 85-86.

- [3] 王占宽, 王有福, 梁俊青, 等. 火电厂一次风机出口风道振动故障分析及处理[J]. 内蒙古电力技术, 2011, 29(1): 18-20.
- [4] 王凤亮, 富学斌, 许志铭. 发电厂一次风机一场振动故障诊断及处理[J]. 风机技术, 2014(11): 88-92.
- [5] 刘奇, 杨富来, 赵新君. 柴油加氢循环氢离心压缩机防喘振线的修正[J]. 风机技术, 2013(3): 74-78.
- [6] 刘家钰. 电厂锅炉一次风机异常振动实验研究[J]. 风机技术, 2003(5): 40-53.
- [7] 钱云山, 郭天武, 胡政. 锅炉一次风机轴向振动原因分析及改进措施[J]. 湖南电力, 2012(10): 58-60.
- [8] 王刚, 赵彦海. 锅炉风机振动故障分析及处理[J]. 设备维修与管理, 2010(9): 54-56.
- [9] 曹作旺, 张卫军, 王艳. 增压风机振动故障的诊断和处理[J]. 风机技术, 2015(2): 95-98.
- [10] 齐智勇, 郝岩, 陈永峰, 等. 空分压缩机蜗壳温升高的故障分析及处理[J]. 风机技术, 2015(7): 73-77, 82.
- [11] 杨国安. 滚动轴承故障诊断实用技术[M]. 北京: 中国石化出版社, 2012.
- [12] 王占荣, 陈妍, 王宏. 油站及油站中各组部件的用途[J]. 风机技术, 2008(6): 34-36, 41.
- [13] 左成柱. 离心压缩机润滑系统设计原则及关键参数确定[J]. 风机技术, 2014(Z): 106-109.