



汽轮机组凝汽器真空低的原因及改进措施(2006年第12期)

作者: 胡政1, 王艳2 点击: 203

〔摘要〕 针对神头二电厂1号机组凝汽器真空低的问题, 通过对凝汽器出、入口冷却水温度的分析对比, 根据现场经验并结合机组真空严密性试验, 找出了导致凝汽器真空降低的主要因素, 提出了相应的解决和改进措施, 并用实际测量的运行数据说明了改进效果。

〔关键词〕 凝汽器; 真空; 改进措施

1 设备概况

神头二电厂 I 期1号机组是捷克斯洛伐克斯柯达公司皮尔森厂生产的一次中间再热、单轴、四缸、四排汽、双背压凝汽式汽轮机。凝汽器设计为双压双流程表面式, 双通道与双流程均为水平布置, 循环水从1号凝汽器分为2个通道进入, 再从2号凝汽器折返, 分为2个通道, 每个通道管束均为“教堂窗”式布置。每个水室的铜管布置分为南、北两区, 入口冷却水设计温度为22℃, 负荷500 MW时要求水量为50 300 t/h。循环水系统采用传统的闭式循环, 通过自然通风冷却水塔进行冷却, 温降为10℃。每台机组设置有2台循环泵, 循环泵是由捷克西格马泵厂设计制造, 流量为28 998 t/h, 扬程为24 m, 叶轮为可调叶片式, 能在运行中改变泵的流量。真空抽气系统由3台射水泵、3台射水抽气器和1个闭式水池组成。射水泵为单级立式离心水泵, 水量为1 100 t/h, 工作水压为0.35 MPa, 抽气量为100 kg/h, 水温要求不大于20℃。

2 真空降低现象

1号机组凝汽器从1999年开始出现真空降低现象, 特别是在夏季, 机组负荷为450 MW时凝汽器真空仅为75 kPa。按设计要求, 额定负荷下冬季最高真空: 1号缸为86 kPa, 2号缸为85 kPa; 夏季最低真空: 1号缸为83 kPa, 2号缸为82 kPa; 真空严密性不大于0.40 kPa/min为合格。但将1号机组凝汽器实时运行参数和真空严密性试验数据与设计值对比, 可以看出, 凝汽器真空偏低, 严密性不合格。为保证机组出力, 不得不增大蒸汽流量, 使机组过压运行, 在用电高峰期, 还必须限负荷运行。此外, 真空降低导致汽轮机排汽缸温度升高, 汽轮机轴承中心偏移, 机组振动增大, 严重影响了机组的安全和经济运行。

3 原因分析

3.1 循环泵冷却水供水小, 使冷却水温升增大

冷却水温升 Δt 与进入凝汽器的蒸汽量成正比, 与冷却水量成反比。如冷却水量不足, 会导致冷却水温升增加, 从而增大排汽温度, 使凝汽器的真空降低。在实际运行过程中, 常通过比较同一负荷下凝汽器冷却水温升的大小, 来确定冷却流量是否充足。运行经验表明, 如果温升超过设计值6~12℃, 一般认为冷却水量不足。如1号机组带450 MW负荷时, 冷却水温升为17℃, 比设计值高出7℃, 真空为77.5/75 kPa, 可初步确定冷却水量不足。为进一步查清原因, 用超声流量计对循环水泵出口流量进行测试, 测值仅为39 978 t/h, 除去其它循环水系统的用水, 很难满足凝汽器冷却用水量的需求。

--文章标题--

--一级栏目--

--二级栏目--

关键字

搜索



《电力安全》编辑部

地址: 苏州市西环路1788号

邮编: 215004

电话:

0512-68602709(主编室)

0512-68602711(编辑部)

0512-68603420(广告部)

传真:

0512-68602711(编辑部)

0512-68602312(广告部)

E-Mail:

edi tor@csest.com(编辑部)

sale@csest.com(广告部)



※ 解决50CHTA/5

※ 钢球磨煤机润滑系统断

※ 灰渣泵轴封水系统优化

※ 水冷壁泄漏原因分析及

※ 微机防误闭锁系统的改

※ 汽轮机组凝汽器真空低

※ 1025t/h燃煤锅

3.2 杂物造成铜管堵塞, 导致换热面积和冷却水通流面积减小

1号机组冷却水塔淋水填料为ANCS-20型PVC塑料, 此种填料虽然冷却效果好, 但承载能力差, 加之水泥支撑构件设计不合理, 当淋水填料底面大量挂冰后, 填料就大面积破碎脱落; 同时由于冷却水塔的施工质量差, 水泥构件表面易发生剥落, 导致大量的水泥、石子及淋水填料进入循环水中。尽管冷却水塔前池处设置了滤网, 但由于滤网网眼尺寸(20 mm×20 mm)较大, 仍有一定数量的杂物随循环水进入凝汽器铜管内, 造成铜管堵塞。这不仅减小了换热面积, 而且导致了循环水量减小, 严重影响到机组的真空。

3.3 胶球清洗系统投运率低, 导致铜管内壁结垢

1号机组凝汽器胶球清洗系统自1992年运行以来, 内、外侧收球率很不稳定, 出现了时高时低的现象, 特别是冬季的4个月, 收球率更低, 2001年10月至2002年2月, 1号机组胶球系统的平均投运率为66.9%, 胶球系统投运率低必然会导致铜管内表面结垢, 使铜管传热恶化, 凝汽器真空降低。

3.4 凝汽器严密性差, 漏入凝汽器空气量大

凝汽器的严密性差, 会使凝汽器内漏入较多的空气, 当空气积聚量超过了抽气器在工作段内的抽吸能力时, 凝汽器内混合气体的总压力增大, 使排汽压力升高, 同时这些不凝结的气体会积聚在铜管表面, 增大热阻, 导致凝汽器端差增大, 真空下降。

3.5 射水池水温高, 影响抽气器抽吸能力

1号机组真空抽气系统由3台立式射水泵、3个射水抽气器和1个射水池组成。这种类型的抽气系统中, 抽气器的运行工况很容易受射水温度的影响。在工作水压力和抽气抽吸的空气量一定时, 随着射水温度的不断升高, 抽气器的抽吸能力将降低, 凝汽器真空下降, 凝汽器端差增大, 排汽温度升高。这是因为在抽气中高速水流形成相同负压情况下, 水温升高后会更多的水发生汽化, 由于水蒸汽的比容要比水大的多, 故使混合室压力急剧升高, 抽气器抽吸能力下降, 凝汽器真空必然下降。1号机组的射水池没有设计低温补水装置, 即没有调整水温的系统。所以经长时间运行后, 水温升高, 成为影响抽气器工作性能的一个因素。

4 改进措施

4.1 增大循环水泵供水流量

调整循环泵叶片角度来增大冷却水量, 在调整过程中, 用超声流量计对循环水泵出口流量进行测试, 以流量为标准, 调整叶片角度, 同时兼顾运行的经济性。当流量为50 000 t/h时, 泵出口压力由240 kPa调整到225 kPa, 同时电流相应地由297 A下降为255 A。调整后, 冷却水温升在负荷450 MW时由17℃下降为12℃, 1号缸真空由77.5 kPa提高至79.3 kPa, 2号缸真空由75 kPa提高至76.1 kPa。

4.2 更换凝汽器铜管, 改进淋水填料

在2001年1号机组大修时, 对凝汽器铜管进行冲洗后, 对每根铜管进行了涡流探伤, 对堵塞和有缺陷的铜管进行了更换, 使铜管的疏通率达到100%。针对淋水填料脱落缺陷, 对所有小梁悬挂钢筋钩进行详细认真的检查与整治; 将原悬吊用φ10钢筋改为φ12的钢筋, 以增强承载能力, 防止填料整体脱落; 最后在PVC塑料淋水填料的最底部加一层A3钢热镀锌网格板, 并取代原水泥小横梁, 使得淋水填料的悬空面积减少, 悬吊重量基本不变。悬吊钢构件换为20号钢热镀锌结构件, 其镀锌厚度为0.10 mm; 长环由φ10改为φ12; 螺栓(帽)、垫圈更换为不锈钢材料。原主梁上的吊钩和扁钢箍子全部刷防腐漆。

4.3 对凝汽器铜管进行冲洗除垢, 同时对胶球清洗系统进行改进

对凝汽器全部铜管进行冲洗, 冲洗压力为3 MPa, 冲洗后抽样检查, 内表面无垢层。胶球清洗系统的改进措施有: 将活动收球网板与循环水管壳体内壁的夹角由原来的30°改为25°, 使冷却水在出球口处不易形成涡流, 而且由于夹角变小, 活动网板变的陡峭, 胶球在水流带动下能顺利地进入出球管; 将活动网板的执行机构改进为电动推杆加齿轮齿条传动机构。电动推杆的推力大, 且梯形螺纹具有良好的自锁性, 在水流冲击下, 活动网板不易脱离挡板造成逃球。齿轮齿条传动为面接触, 在小角度范围内磨损均匀, 即使长时间使用磨损增大时, 也可通过调整齿条位置, 使收球网板关闭到位, 完全避免了从收球网逃球的现象; 为增加出口压力, 胶

球泵改型为IZJ125-25型，流量100 m³/h，扬程25 m。胶球泵的安装位置应尽可能靠近收球网，入口应比收球网出口汇总管低600 mm以下，以增加水头，提高泵对胶球的吸入能力；增设一台装球室，遵循管路尽可能短及管路弯头尽可能少的原则，取消分配器和多余的弯头，使管道布置趋于合理化。同时，从出球口至胶球泵入口的管路应向下倾斜15°~20°，减少循环水在管道内的流动阻力，增加水的流速，避免胶球在管道内的积聚现象。

4.4 提高凝汽器严密性

在1号机大修时，对凝汽器进行了灌水查漏，灌水高度至低压缸汽封洼窝处，发现并处理了高压轴封回汽电动门法兰、高旁站后疏水管和扩容器疏水联箱等大的漏点7处，小的漏点17处。

4.5 降低射水池水温

射水池加装一路工业水补水系统，定期或连续向系统补充低温水，排出高温水，防止射水温度升高，保持射水泵低温运行。

5 改进效果

通过上述一系列改进措施，1号机组在检修完毕启动后，冷却水温升小于1 0℃；凝汽器端差为10℃左右；凝汽器真空在83 kPa以上；射水池水温维持在2 0℃，完全能满足机组经济运行要求。

(收稿日期：2006-05-13)