

某 340 MW 机组凝汽器改造试验分析

马兰香, 韦红旗

(东南大学能源与环境学院, 江苏 南京, 210096)

摘要:凝汽器的换热效果对机组经济性有很大的影响。以某电厂 340 MW 机组凝汽器为研究对象, 分析了主汽轮机凝汽器和循环水系统在运行过程中存在的问题和原因, 提出了主机凝汽器全面改造的方案。改造前后试验数据的结果表明, 机组以及凝汽器的各项性能指标都有明显提高, 经济效益显著。

关键词:汽轮机; 凝汽器; 改造; 性能试验; 经济性分析

中图分类号:TK264.1^{†1}

文献标志码:B

文章编号:1009-0665(2012)01-0069-03

凝汽器的换热效果对机组经济性有很大的影响, 目前国内有很多老式凝汽器, 由于设计年代早, 管束排列方式落后, 又经过多年运行, 冷却管腐蚀泄漏严重, 其换热效果已严重影响整个机组的安全经济运行^[1]。因此, 对老式凝汽器进行改造不仅可以提高电厂的效益, 而且符合我国节能减排的发展要求。通过对国内某电厂 340 MW 机组凝汽器改造试验及其结果进行分析, 并对其改造效果进行评价, 对于其他电厂凝汽器改造具有一定的参考价值。

1 凝汽器设备概述及运行存在问题

1.1 设备概述

某电厂 340 MW 机组为前苏联哈尔柯夫汽轮机制造厂生产的 K-320-23.5-4 型冲动式、超临界、一次中间再热、单轴三缸、双排汽、凝汽式汽轮发电机组, 1994 年 9 月投产。2008 年对通流部分进行了改造, 以提高机组的经济性和出力, 改造后型号为 N340-23.54/540/540。

机组原主机凝汽器型式为 K-17120, 冷却面积为 17 120 m², 冷却水管材料为白铜, 水室、端盖及端部管板材料为碳钢, 进入凝汽器的额定蒸汽量为 568.6 t/h, 循环水额定流量为 33 985 t/h, 循环水设计温升为 8.9 °C, 凝汽器设计压力为 4.81 kPa, 设计传热端差为 3.3 °C, 循环水系统为开式循环, 循环水取自长江。

1.2 运行存在问题及原因分析

主汽轮机凝汽器与循环水系统在运行过程中主要存在下列问题:

(1) 由于主机凝汽器投用年限已达 15 年以上, 凝汽器铜管泄漏严重且泄漏根数呈快速增加趋势, 被迫进行封堵, 导致凝汽器换热面积不足, 机组排汽压力提高, 从而严重影响机组的安全经济运行。此外, 由于采用添加木屑堵漏, 凝汽器胶球清洗

装置投用后, 凝结水水质迅速变差, 致使目前凝汽器胶球清洗装置无法正常投用, 导致管束内壁清洁状况较差, 进一步影响了机组真空与经济性。

(2) 长期以来主机凝汽器、小汽轮机凝汽器循环水系统不匹配, 易发生主机凝汽器“抢水”、小汽轮机凝汽器缺水的问题, 危及小汽轮机以及整个机组的安全投运。因此, 运行中有意增加主机凝汽器进口循环水门的节流, 导致主机循环水流量不足、主机经济性降低。为保证主机、小汽轮机安全、经济运行, 运行工作量较大。而将小汽轮机排汽直接引入主机凝汽器, 则可以简化系统, 增加运行的灵活性^[2]。

(3) 由于汽轮机通流部分进行了改造, 机组容量由原先的 320 MW 增加到 340 MW, 加上取消小汽轮机凝汽器后小汽轮机排汽将直排主机凝汽器, 使得原主机凝汽器更加不能满足热负荷的要求。

2 凝汽器改造内容

2.1 主机凝汽器改造

主机凝汽器改造内容主要包括: 基于耐腐蚀性能、机械性能与造价等多种因素, 冷却水管采用不锈钢管材 PT304; 为防止管内壁结垢, 保证凝汽器安全, 同时满足主机凝汽器换热要求, 选用 D25×0.6 mm 不锈钢光管, 换热面积为 19 600 m²; 为保证汽阻小, 热负荷分布均匀, 流场分布合理, 管束布置方案选择“教堂窗”式布管方案; 为保证水室水力流场平衡, 减少冷却管管端冲蚀, 减少循环水流动阻力, 水室全部更换为弧形水室^[3]。改造后的凝汽器型式为 N-19600, 有效冷却面积为 19 600 m², 循环水额定流量为 33 985 t/h, 冷却水管材料为不锈钢 PT304, 水室、端盖材料为碳钢, 端部管板材料为复合钢板, 循环水系统为开式循环, 循环水取自长江。

2.2 小汽轮机凝汽器改造

小汽轮机排汽直排主机凝汽器改造内容主要包括: 取消小汽轮机凝汽器以及相应的凝结水管道和

系统;小汽轮机排汽采用 D_N2400 管道直排主机凝汽器,增加 D_N2400 的真空蝶阀;设计、增加排汽管道、真空蝶阀的支撑、悬吊、膨胀等构件、部件,增加相关热工测点(同时取消部分原有热工测点);部分其他蒸汽管道进入主机凝汽器的接口改动。

3 改造前后试验与分析

试验参照 ASME PTC6-2004^[4]、DL/T 1078-2007^[5]、HEI 9-1995^[6]等标准进行。试验前、后各进行常用的高、中、低 3 种发电负荷(320 MW,270 MW,220 MW),循环水泵采用单机单泵组合方式。

采用 HEI 方法计算,即利用 HEI 表面式凝汽器标准中提供的表格、曲线,由试验水速与冷却管管径,计算它们对应的基准传热系数;根据进口水温计算水温修正系数;根据管材与壁厚计算相应的修正系数;根据凝汽器试验数据计算其在试验工况下的实际总传热系数;最后根据实际总传热系数除以基准传热系数、除以水温修正系数、除以管材/壁厚修正系数,可以得出凝汽器管束清洁系数(注:HEI 标准中计算出的清洁系数,实际上包含了管束布置修正系数)。

将改造前后试验数据修正至同一运行条件,即主蒸汽压力、温度和再热蒸汽温度修正至额定参数;循环泵前仓水位、循环水进水温度修正至改造后试验参数。

3.1 主机凝汽器改造前后经济性分析

表征凝汽器性能的主要指标有:凝汽器真空、凝汽器端差、凝结水过冷度^[7]。

凝汽器真空提高,同样多的蒸汽在汽轮机中的做功量将增加。凝汽器真空降低 1 kPa,会使汽轮机的汽耗量增加 1.5%~2.5%^[8]。凝汽器真空取决于循环水温度和循环水流量,循环水温度由环境决定,循环水流量取决于循环水泵出力及循环水管路特性。在极限真空内提高凝汽器真空,将提高凝汽器真空后机组发电功率增量与为提高凝汽器真空所耗循环水泵功率增量之差最大时的真空称为凝汽器最佳真空^[9]。

凝汽器端差为凝汽器排汽压力对应的饱和温度与凝汽器循环水出口温度之差。凝汽器端差取决于凝汽器单位蒸汽负荷、传热系数和循环水流量,在单位蒸汽负荷和循环水流量一定的情况下,端差增大往往是由于凝汽器管束内表面清洁系数降低及汽侧积存过量空气所致。凝汽器端差增大会使真空恶化,从而降低机组的经济性。

凝结水过冷度指的是凝结水温度低于汽轮机排汽压力下饱和温度的值。凝结水过冷度增大会造成

煤耗增多,一般过冷度增加 1℃,发电厂的燃料消耗量增加 0.1%~0.15%^[9];此外,凝结水过冷度增大会使凝结水中溶解氧量增多,引起管道腐蚀。此次改造签订的保证指标如下:

(1) 凝汽器真空。在 340 MW 额定工况、真空严密性优良、循环水进水温度 20℃条件下,当循环水量为 33 985 t/h 时,凝汽器背压不大于 4.8 kPa;当循环水量为 28 000 t/h 时,凝汽器背压不大于 5.4 kPa;当循环水量为 22 000 t/h 时,凝汽器背压不大于 6.5 kPa。

(2) 凝汽器端差。在 30%到最大可能运行工况的整个负荷范围内,凝汽器端差不大于 2.7℃(循环水水温 20℃)。

(3) 凝结水过冷度。在 30%到最大可能运行工况的整个负荷范围内,凝结水过冷度不大于 0.5℃。

改造前、后单机单泵运行方式下的机组主要热力参数对比如表 1 所示。

从表 1 中可以看出,改造后高、中、低 3 个负荷凝汽器的压力分别为 7.06 kPa,6.39 kPa,5.78 kPa,根据 HEI 标准,修正至循环水流量为 33 985 t/h、循环水进水温度为 20℃、额定热负荷条件下,凝汽器压力修正值分别为 4.77 kPa,4.77 kPa,4.77 kPa,均优于保证值;

改造后高、中、低 3 个负荷凝汽器端差分别为 2.43℃,2.10℃,1.77℃,根据 HEI 标准,修正至循环水流量为 33 985 t/h、循环水进水温度为 20℃、额定热负荷条件下,凝汽器端差修正值分别为 2.54℃,2.54℃,2.50℃,均优于保证值;

改造后高、中、低 3 个负荷凝汽器凝结水过冷度分别为-0.85℃,-1.15℃,-1.1℃,均优于保证值。

在上述运行条件下机组发电标准煤耗率平均下降了 13.13 g/(kW·h)(为此次改造的总效益,已考虑到小汽轮机排汽直排主机凝汽器带来的效益),节能效益非常显著。但是,上述结果是将试验参数修正至改造后循环泵前仓水位、循环水进口温度为 25.77℃的条件下(该水温比较高)的。由于该次大、小汽轮机凝汽器改造主要在水温下有效益,而在低水温条件下效益很小甚至没有。按实际年平均效益为上述数值的一半即 6.56 g/(kW·h)、年平均发电 15 亿 kW·h 计,年平均节约标准煤:15×10⁸×6.56/106=9 840 t。考虑到长江水位的变化、水质的影响以及其他因素,保守计算该项目年平均效益应在 7 400 t 标准煤以上,经济效益显著。

3.2 小汽轮机排汽直排主机凝汽器的经济性分析

小汽轮机直排主机凝汽器相对保留小汽轮机凝汽器的主要指标如表 2 所示(3 个负荷点的平均

表 1 改造前后机组主要参数对比(修正后)

序号	项目	改造前			改造后		
		工况 1	工况 2	工况 3	工况 1	工况 2	工况 3
1	汽轮机功率 /kW	221.7	274.75	317.4	225.97	270.63	315.39
2	主机循环水流量 /(t·h ⁻¹)	22 384	22 384	22 384	30 920	30 920	30 920
3	小汽轮机循环水流量 /(t·h ⁻¹)	2 244	2 244	2 244			
4	主机排汽压力 /kPa	8.82	10.84	12.99	5.78	6.39	7.06
5	小汽轮机排汽压力 /kPa	9.93	12.55	16.22	6.02	6.67	7.39
6	主机凝汽器端差 /℃	7.41	9.10	10.63	1.77	2.10	2.43
7	小汽轮机凝汽器端差 /℃	10.00	12.32	14.97			
8	主机凝汽器循环水温升 /℃	10.19	12.53	14.62	7.95	9.44	10.95
9	小汽轮机凝汽器循环水温升 /℃	9.91	12.23	14.85			
10	主机凝汽器过冷度 /℃	0.17	1.19	0.46	-1.1	-1.15	-0.85
11	小汽轮机凝汽器过冷度 /℃	-0.46	-0.37	-0.24			
12	主机凝汽器热负荷 /kW	264 769	325 525	379 994	285 551	338 778	393 047
13	小汽轮机凝汽器热负荷 /kW	25 822	31 840	38 680			
14	发电热耗率 */[kJ·(kW·h) ⁻¹]	8 558.3	8 547.2	8 570.3	8 223.8	8 216.3	8 178.5
15	发电标准煤耗率 */[g·(kW·h) ⁻¹]	318.9	318.5	319.3	306.4	306.1	304.7

* 均为机组初参数修正后的数据。发电热耗率由于 3 个负荷下的凝汽器背压不一样,故与热力计算书上的变工况发电热耗率(修正至同一背压)变化趋势不一致。

值)。将上述水温范围内的总节能效益进行平均,其平均值为 2.375 g/(kW·h),由于在水温 14℃以下时,效益很小甚至没有,而水温在 14℃以下的时段约占半年(11 月至次年 4 月),因此应以半年计算,按年平均发电 15 亿 kW·h 计,该单项改造的年效益为:15×108×2.375/106×0.5=1 780 t 标准煤。考虑到长江水位的变化、水质的影响以及其他因素,保守计算该单项改造的年平均效益应在 1 300 t 标准煤以上,经济效益显著。

表 2 小汽轮机直排主机凝汽器相对保留小汽轮机凝汽器的主要指标

项目	主机凝汽器循环水进水温度 /℃				
	27	23.5	20	16.5	13
主机凝汽器压力降低 /kPa	0.97	0.81	0.67	0.55	0.45
小汽轮机排汽压力低 /kPa	4.46	3.76	3.14	2.84	2.55
降低主机凝汽器压力而提高的效益 /[g·(kW·h) ⁻¹]	-2.85	-2.93	-2.29	-0.78	0.15
小汽轮机排汽压力降低而提高的效益 /[g·(kW·h) ⁻¹]	-0.55	-0.53	-0.51	-0.51	-0.52
循泵电功率减少而提高的效益 /[g·(kW·h) ⁻¹]	-0.11	-0.11	-0.11	-0.11	-0.11
合计 /[g·(kW·h) ⁻¹]	-3.51	-3.57	-2.91	-1.40	-0.48

4 结束语

凝汽器是电厂热力循环系统中的重要设备,对整个电厂的安全经济运行有很大影响。本文对某

340 MW 机组凝汽器改造及其试验进行了分析,结果表明主机凝汽器改造后,其传热性能提高、传热面积富裕量大,同时,小汽轮机凝汽器取消、排汽直排主机凝汽器,彻底解决了长期以来主机凝汽器进口门严重节流运行的问题,改造后可以大幅提高主机循环水流量,降低主机背压,提高机组的经济性。这 2 项改造经估算其年平均效益在 7 400 t 标准煤以上,经济效益十分显著。

参考文献:

[1] 王 鹏,王进仕,邵 珺. 330 MW 机组凝汽器改造及其经济性分析[J]. 汽轮机技术,2010,52(1):71-73.
[2] 吴季兰. 汽轮机设备及系统[M]. 北京:中国电力出版社,2006.
[3] 王 伟. 华能南京电厂 1 号机组凝汽器改造[J]. 科技纵横,2009(12):167-168.
[4] ASME PTC6—2004,汽轮机性能试验规程[S].
[5] DL/T 1078—2007,表面式凝汽器运行性能试验规程[S].
[6] HEI 9—1995, Standards for Steam Surface Condensers[S].
[7] 王学栋,王学同,陈义森. 老式凝汽器运行现状分析与节能改造[J]. 汽轮机技术,2007,49(4):308-311.
[8] 康 松,杨建明,胥建群. 汽轮机原理[M]. 北京:中国电力出版社,2000.
[9] 沈士一,庄贺庆,康 松,等. 汽轮机原理[M]. 北京:中国电力出版社,1998.

作者简介:

马兰香(1987),女,江苏苏州人,硕士,从事火力发电机组性能优化方面的试验与研究;

韦红旗(1966),男,安徽六安人,副教授,从事火力发电机组性能优化、设备改造相关试验研究及教学工作。

(下转第 74 页)

低了 70 mm。说明加热器水位偏低,造成疏冷段入口露出水面,破坏虹吸,蒸汽进入疏水管路,造成正常疏水不畅通。况且长期低水位运行对加热器也不利,容易导致泄漏。调整水位后,8 号机 3 号低加疏水不畅严重的问题得到解决。3 号低加两个正常疏水调门由原来 100% 全开,降至目前 35% 左右开度,危疏调门在负荷高压 300 MW 以前都保持关闭。与其余 3 台机组基本一致。目前 3 号低加运行水位比就地标定的正常水位值略低,根据加热器端差情况还可作进一步调整,以观察各个负荷下疏水情况。

另外在加热器运行水位控制到位的情况下,还可以对正常疏水管路布置进行改进,进一步解决疏水不畅的问题。结合现场管路等布置实际情况,本着只要能达到效果,尽量少作改动的原则,改造时尽量利用现有条件,尽量减小疏水管道阻力,减少疏水系统的疏水阻力,让系统能正常运行。

现场检查管路布置,由于 2 号低压加热器疏水入口位于凝器南侧,而 3 号低加位于凝器北侧,管道在布置上不得已绕行而导致疏水管道长度长、弯头数量多,且爬升较高。布置到凝器西南角后,为了避开低旁管路,又再次爬升了一段,影响较大。利用机组检修机会,将该处疏水管道进行重新布置,避开低旁管道在下方穿过,并减少了弯头的使用,以减小管路阻力,使布置更为合理。以 8 号机 3 号低加为试

验进行管路改进,效果良好,其他 3 台机组也陆续进行了改进,较好解决疏水不畅的问题。

管路及低加水位调整后,目前高于 300 MW 负荷,均不用开启危机疏水调门控制加热器水位,为使负荷低于 300 MW 时,2 号低加至 1 号低加正常疏水也可以保持畅通,在之前已经将疏水管路作了合理改进,缩短管路,降低了标高,疏水不畅问题有所改进,在更低负荷下,疏水不畅仍然存在。考虑到低负荷 2 号低加至 1 号低加压差相当小,在水位调整到位的情况下,低负荷时疏水情况就不再多作考虑。

5 结束语

由此可见,影响低加正常疏水的因素除加热器本体结构的原因外,还与管道布置情况有很大关系,为保证整个疏水系统有足够的压差,应尽可能减少疏水流程的阻力,并且需要保证加热器水位在正常水位附近运行。

参考文献:

- [1] 张灿勇. 火电厂热力系统[M]. 北京: 中国电力出版社, 2007.

作者简介:

钱宇峰(1981),男,江苏无锡人,助理工程师,从事电厂设备管理工作。

Analysis and Disposal of Low Pressure Heater Drainage Issues in 600 MW Power Plant

QIAN Yu-feng

(Jiangsu Ligang Power Generation Co.Ltd., Jiangyin 214444, China)

Abstract: Focusing on the drainage issues which occurred in #3 low pressure heaters of 3rd and 4th 600 MW power plant, this paper analyzes the damage as well as the relevant causes in detail. The analysis results show that the main reason is that the drainage pipes have not been reasonably arranged and the water level in the heater has also not been effectively controlled. After adjustments are implemented, a stable low pressure heater drainage system has been constructed. The further reform scheme aiming at a more reasonable arrangement is also proposed.

Key words: low pressure heater; drainage; heater water level

(上接第 71 页)

Analysis on Reform Experiment of Condenser in 340 MW Power Plant

MA Lan-xiang, WEI Hong-qi

(School of Energy and Environment, Southeast University, Nanjing 210096, China)

Abstract: The heat exchange performance of condensers has significant effect on the plant economy. A condenser of one 340 MW thermal power plant is analyzed in the paper to figure out the issues associated with the condenser and the circulating water system. Based on the obtained conclusion, a comprehensive reform scheme is proposed. The comparison results show that the performance indexes of the condenser and the power plant have been markedly improved, and a higher economic benefit has been achieved.

Key words: steam turbine; condenser; reform; performance experiment; economy analysis