

凝汽器管束布置方式优化及应用效果分析

曹荣^{1,2}, 宁玉琴^{1,2}, 胡清^{1,2}

(1. 华电电力科学研究院, 杭州 310030; 2. 杭州华电能源工程有限公司, 杭州 310030)

摘要:为解决火力发电厂凝汽器压力不达标的问题,提出了凝汽器管束采用新型仿生布管形式,并用不锈钢管替代铜管的优化措施。系统投运测试表明:通过优化凝汽器管束布置方式,凝汽器压力降低了 0.88 kPa,过冷度小于 0.5 °C,凝汽器热力特性得到很大改善,主凝结区不存在涡流和空气积聚现象,机组可节约标准煤耗 2.64 g/(kW·h),经济效益和环保效益显著。

关键词:火力发电厂;凝汽器;管束布置;仿生布管形式

中图分类号:TK 264.11

文献标志码:A

文章编号:1674-1951(2017)06-0017-03

0 引言

凝汽器作为火力发电厂冷端系统的核心设备,其压力高低对整个机组经济运行至关重要。凝汽器压力与冷却水入口温度、凝汽器热负荷、冷却水量、凝汽器传热系数、换热面积、冷却水管清洁程度、真空系统严密程度、抽气器工作状态等因素紧密相关。针对凝汽器传热系数,国内外普遍采用美国传热协会(HEI)表面式凝汽器标准,该标准考虑了冷却水入口温度,冷却水流速,冷却管直径、壁厚,管材导热系数,管子清洁度等因素对传热性能的影响,却未涉及冷却水管的布管形式。在实际设计过程中,设计人员通常针对具体机组参数要求,按 HEI 标准计算出凝汽器换热面积、冷却管规格和数量等,再依据实际工程经验进行凝汽器冷却水管的布管设计,由于设计水平不一,设计问题层出不穷。

管束布置不合理,必然造成蒸汽流场不合理、热负荷分布不均匀、局部空气积聚、流动阻力过大、凝结水过冷度大、不同凝结程度的汽流相互掺和甚至漏汽等。因此,合理布置凝汽器管束是凝汽器优化的重要内容,是凝汽器性能的根本保证。

国外机组凝汽器常用的管束布置形式主要包括^[1-2]:法国 ALSTOM 公司的“将军帽”型、ABB 公司的“教堂窗”型、西门子公司的“山峰”型、意大利的“山字”型、德国 B-D 公司的“双山”型和“岛状”型。每种管束布置形式各有其优点,国内机组普遍借鉴国外凝汽器管束布置技术,管束布置不合理,导致凝汽器实际真空度与按 HEI 标准计算的真空度相差 1 kPa 以上,对机组的能耗影响显著。

本文针对凝汽器压力不达标的问题,提出了一

种凝汽器管束布置优化方法:在凝汽器外壳及其支承方式不变、与低压缸排气口的连接方式不变以及凝汽器中心位置不变的条件下,重新布置凝汽器的内部结构,更换冷却水管材质并对管束的排列方式进行优化,从而形成性能更好的高效凝汽器。

1 设备概况

本文所研究的凝汽器为某电厂 #6 凝汽式机组的配套凝汽器,为东方汽轮机厂制造的 N-36000 型双壳体、双流程、双背压、表面式凝汽器,采用循环供水冷却方式,冷却水系统配套 3 台循环水泵 + 1 台辅助循环水泵,凝汽器抽真空系统配套 2 台水环真空泵,机组正常运行时 1 运 1 备。原凝汽器设计参数见表 1。

表 1 原凝汽器设计参数

项目	设计值
凝汽器型号	N-36000
凝汽器冷却面积/m ²	18 000/18 000
设计循环水流量/(t·h ⁻¹)	67 700
管子总水阻/kPa	58.3
设计冷却水进口温度/°C	20
清洁系数	0.85
冷却管内流速/(m·s ⁻¹)	2.00
冷却管外径/mm	25
冷却管有效长度/mm	10 230
冷却管总数量/根	44 880
主凝结区冷却管材料	HSn70-1B
主凝结区冷却管规格/mm	∅25 × 1.0
过冷度/°C	0.5
凝汽器设计压力/kPa	4.9(4.4/5.4)

凝汽器管束采用铜管,为德国 B-D 公司“双

山”型布管方式,是目前国内普遍采用的布管设计之一。

截至目前,该机组已运行 17a,对原凝汽器结构进行数值模拟发现,蒸汽流动存在压力梯度场和流速分布不均匀现象,特别是存在漏汽现象,在凝汽器气密性中等的情况下,计算传热系数比 HEI 标准低 20% 以上。实际运行过程中,凝汽器压力为 5.5 kPa,达不到设计要求,影响了机组经济性。

2 凝汽器管束布置优化方案

(1)凝汽器管束材质更换为不锈钢管。铜管的导热性能优于不锈钢管,但易结垢且耐磨损、耐冲刷能力较弱。不锈钢管具有强度高、耐磨损、耐冲击、抗振性能较高等优点,因此相较于铜管可采用较薄管壁的管束。原凝汽器铜管规格为 $\phi 25 \text{ mm} \times 1.0 \text{ mm}$,改造后的不锈钢管规格为 $\phi 25 \text{ mm} \times 0.5 \text{ mm} / 0.7 \text{ mm}$ 。壁厚减薄使冷却水流速从 2.00 m/s 降至 1.75 m/s,从而降低了凝汽器管侧水阻。此外,不锈钢管不容易结垢,可有效保证凝汽器管内的清洁系数,提高凝汽器热力性能。

(2)凝汽器管束采用新型仿生布管形式。基于先进的“场协同理论”和仿真优化技术而形成的新型仿生型布管形式,通过合理设计主凝结区和空冷区的管子布置结构,优化了进汽通道和排汽通道,平衡了蒸汽流场,减小了管束汽阻,更有利于凝汽器内多组分流体的流动与传热。在凝汽器外壳及其支承方式不变、与低压缸排汽口的连接方式不变以及凝汽器中心位置不变的条件下,采用新型仿生布管形式替代原机组的“双山”型布管形式,使凝汽器换热性能提高 10% 以上,管束汽阻降低 20% 以上。

改造后凝汽器设计参数见表 2。

3 应用效果分析

3.1 凝汽器改造后热力特性效果

凝汽器改造安装完成后, #6 机组顺利启动投运,于 2015 年 4 月 17 日至 19 日对 #6 机组凝汽器进行了性能试验,分析其热力特性。

图 1 为 3 组额定出力 (THA) 工况下的实测数据。测试时对应的凝汽器实际进水温度分别为 22.69, 22.74, 21.94 $^{\circ}\text{C}$,对应的实际循环水流量分别为 67 556, 67 556, 53 990 m^3/h 。以凝汽器压力和凝汽器过冷度表征凝汽器热力特性。从图 1 可以看出,在 THA 工况下,改造后平均凝汽器压力为 6.0 ~ 6.5 kPa。为了与设计值对标,在 THA 工况下,修正到设计进口水温、设计循环水流量和低压凝汽器清洁系数为 0.85 时的平均凝汽器压力为

表 2 改造后凝汽器设计参数

项目	设计值
凝汽器型号	N-38480
凝汽器冷却面积/ m^2	38 480
设计循环水流量/ $(\text{t} \cdot \text{h}^{-1})$	67 700
管子总水阻/kPa	46.3
设计冷却水进口温度/ $^{\circ}\text{C}$	20
清洁系数	0.90
冷却管内流速/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	1.75
冷却管外径/mm	25
冷却管有效长度/mm	10 260
冷却管总数量/根	47 752
主凝结区冷却管材料	TP316L
主凝结区冷却管规格/mm	$\phi 25 \times 0.5$
过冷度/ $^{\circ}\text{C}$	0.5
凝汽器设计压力/kPa	4.9(4.4/5.4)

4.62 kPa 左右,比设计保证值低 0.28 kPa,比改造前平均凝汽器压力低 0.88 kPa。在 THA 工况下,改造后凝汽器过冷度为 0.35 ~ 0.50 $^{\circ}\text{C}$,优于设计值。测试表明,凝汽器管束布置优化后,加强了凝汽器传热,改善了凝汽器热力特性。

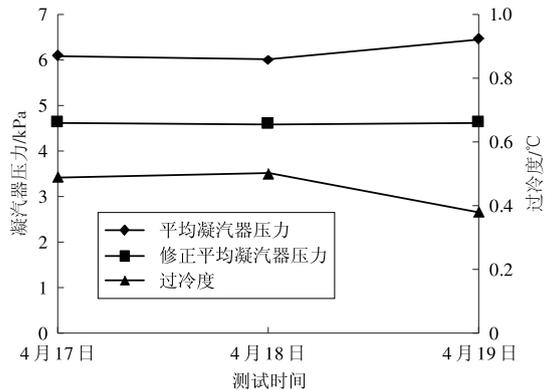


图 1 改造后凝汽器压力和过冷度情况

3.2 凝汽器改造后流动与传热特性模拟结果^[3-4]

图 2 和图 3 为新型仿生布管方式的速度场和空气浓度场分布情况。整个主凝结区基本不存在涡流,保证在主凝结区不会发生局部空气积聚现象。管束布置区域内的蒸汽流场分布比较均匀,有效改善了凝汽器的传热性能。管束外围蒸汽流速为 50 ~ 100 m/s,管束之间蒸汽流速基本小于 50 m/s,有效降低了管束汽阻。高浓度的空气区域基本处于空冷区范围,空气浓度最大处在空冷区的抽气口处,表明在主凝结区不存在局部空气积聚现象。

3.3 机组负荷对凝汽器热力特性的影响

表 3 为 3 种负荷工况下的实测数据,反映了不同负荷下凝汽器的热力特性规律。在 632, 500, 370 MW 负荷工况下,修正到设计进口水温、设计循环水

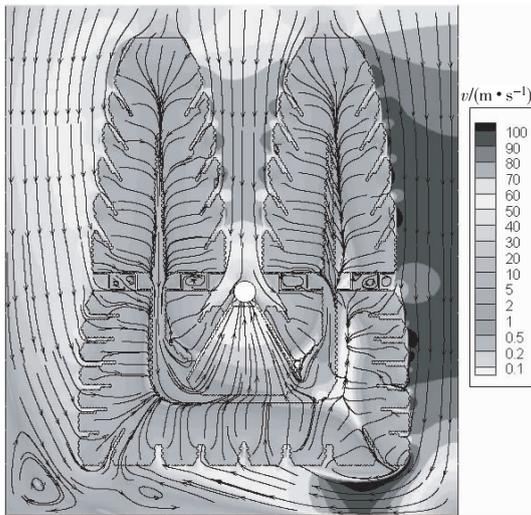


图2 速度场分布

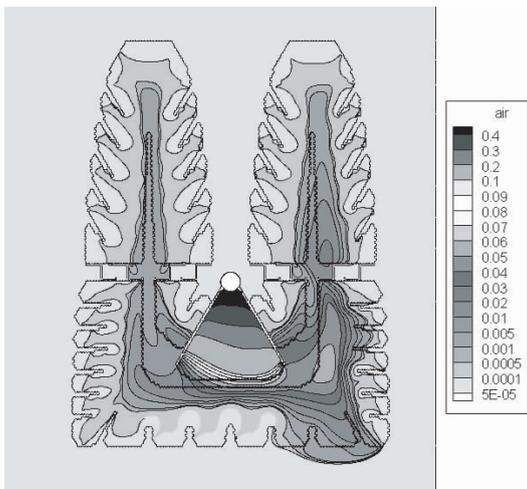


图3 空气浓度场分布

流量和低压凝汽器清洁系数为 0.85 时的平均凝汽器压力分别为 4.62, 4.23, 3.70 kPa, 表明随着机组负荷降低, 凝汽器压力也相应降低。因为机组负荷降低, 凝汽器的排汽量将减小, 在凝汽器冷却水进口水温、凝汽器循环水量以及凝汽器管束清洁系数相同的情况下, 根据凝汽器压力计算公式^[5]和 HEI 标准中的传热系数计算公式可知, 凝汽器压力的高低主要取决于进入凝汽器的排汽量, 排汽量越小, 凝汽器压力对应的饱和温度越低, 凝汽器压力也越低。

3.4 凝汽器改造后经济效益分析

以凝汽器压力每降低 1 kPa, 节约标准煤耗 3.00 g/(kW·h) 计算, 在 THA 工况下, 改造后修正平均凝汽器压力为 4.62 kPa 左右, 比改造前平均压力低 0.88 kPa, 即可节约标准煤耗 2.64 g/(kW·h)。按照年利用小时数为 4 500 计算, 该机组每年可节约标准煤 7 128 t。标准煤价格按 600 元/t 计算, 则该机组每年可创造经济效益 428 万元; 同时, 由于发电煤耗降低, 有效减少了机组二氧化硫、二氧化碳、氮氧化物以及粉尘的排放量, 环保效益也十分可观。

表3 不同负荷工况下系统实测数据

项目	负荷/MW		
	632	500	370
主蒸汽压力/MPa	16.78	14.60	10.80
主蒸汽温度/℃	542.86	542.39	538.6
低压凝汽器压力/kPa	5.88	5.05	5.44
高压凝汽器压力/kPa	6.29	5.54	6.30
平均凝汽器压力/kPa	6.08	5.29	5.87
凝汽器过冷度/℃	0.49	0.27	0.74
凝汽器进水温度/℃	22.69	21.11	20.10
凝汽器出水温度/℃	32.97	31.56	34.49
凝汽器循环水量/ (m ³ ·h ⁻¹)	67 556	53 990	30 177
凝汽器热负荷/kW	803 327	653 032	502 172
修正平均凝汽器压力/kPa	4.62	4.23	3.70

4 结论

(1) 凝汽器管束布置方式优化后, 凝汽器压力降低了 0.88 kPa, 凝汽器过冷度小于 0.5 ℃, 凝汽器热力特性得到很大改善。

(2) 通过数值模拟发现, 该新型仿生布管方式使得凝汽器内蒸汽流场更均匀, 主凝结区基本不存在涡流和空气积聚现象。

(3) 随着机组负荷的降低, 凝汽器排汽量减小, 凝汽器压力相应降低。

(4) 凝汽器管束布置方式优化后, 机组可节约标准煤耗 2.64 g/(kW·h), 每年创造经济效益 428 万元, 经济效益和社会环保效益显著。

参考文献:

- [1] 吴春燕. 大型电站凝汽器管束排列方式优化计算及分析[D]. 上海: 上海交通大学, 2010.
- [2] 曾硕. 核电站凝汽器管束布置优化及研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2010.
- [3] 王学栋, 栾涛, 曲建丽, 等. 改造前后凝汽器性能的数值模拟与分析[J]. 动力工程, 2009, 29(4): 320-325.
- [4] 杨文娟, 孙奉仲, 黄新元, 等. 300 MW 机组凝汽器汽侧换热性能的数值模拟与分析[J]. 中国动力工程学报, 2005, 25(2): 174-178.
- [5] 吕宏. 大型凝汽式电站冷端运行优化的研究[D]. 保定: 华北电力大学, 2008.

(本文责编: 刘芳)

作者简介:

曹荣(1982—), 男, 浙江绍兴人, 工程师, 工学硕士, 从事火电厂节能及环保方面的研究(E-mail: rong-cao@chder.com)。