

发电机组凝汽器背压的优化计算

张玉¹, 邵睿², 李凌¹

(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093; 2. 华能太仓电厂, 太仓 215424)

摘要: 结合某电厂 350 MW 发电机组运行数据和凝汽器变工况计算, 运用控制变量法分别定性与定量分析了机组负荷、循环水流量、循环水温度对凝汽器背压的影响, 并进一步得到这些参数对机组热耗率、机组净功率、全厂供电煤耗率的影响规律。以机组净出力为目标函数, 寻找机组运行最佳背压和最佳循环水流量, 并给出机组在常用负荷 (75%) 运行时, 循环水泵优化调整方案及优化调整前后全厂供电煤耗率的对比。经优化, 循环水泵单泵运行向双泵运行切换的温度点由 16 °C 调整至 18 °C; 通过循环水泵运行方式调整, 该台机组全厂平均供电煤耗率可节约 0.25 g/(kW·h)。

关键词: 凝汽器背压; 循环水泵; 优化调整

中图分类号: TM 621 **文献标志码:** A

Optimization Calculation of Condenser Backpressure in a Generator Unit

ZHANG Yu¹, SHAO Rui², LI Ling¹

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China; 2. Huaneng Taicang Power Plant, Taicang 215424, China)

Abstract: Based on the operation data of a 350 MW generator unit and the calculation of variable working conditions of its condenser, the influences of the unit load, circulating water flow and circulating water temperature on the condenser backpressure was analyzed qualitatively and quantitatively by the control variable method. Furthermore, the influences of these parameters on the heat rate of the unit, the net power of the unit and the coal consumption rate of the whole plant were studied. Considering the net output of the unit as an object function, the optimal backpressure and optimal circulating water flow were presented. The optimal adjustment scheme of the unit under normal load (75%) and the comparison of coal consumption rates before and after adjustment were given. By optimization, the switching point for the single pump turned to double pumps operation was adjusted from 16 °C to 18 °C. By adjusting the running mode of circulating water pump, the average coal consumption can be saved by about 0.25 g/(kW·h).

收稿日期: 2018-02-03

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51476102); 上海理工大学教师教学发展研究重点项目 (CFTD17001Z)

第一作者: 张玉 (1992—), 女, 硕士研究生. 研究方向: 能源有效利用. E-mail: 15093376879@163.com

通信作者: 李凌 (1976—), 女, 教授. 研究方向: 强化传热、能源有效利用. E-mail: liling@usst.edu.cn

Keywords: backpressure of condenser; circulating water pump; optimization and adjustment

根据我国能源结构的特点，目前我国发电仍以火力发电为主，然而燃煤发电机组煤耗过高的突出问题大大制约了电力行业的健康发展。随着火力发电机组容量的增大，机组冷端系统的设备越来越多，整个发电过程也越来越复杂。凝汽器作为冷端系统中一个重要的组成部分，它的背压直接影响汽轮发电机组的经济性和安全性^[1-3]，而影响凝汽器背压的最直接因素是循环水流量和循环水进口水温。因此，研究一定负荷和循环水温条件下循环水泵的最优运行方式是寻找凝汽器最佳背压和保证机组经济运行的重要手段^[4-5]。某电厂 350 MW 机组汽轮机采用 2 台动叶可调循环水泵，循环水取自长江水，根据水温的不同选择单泵或双泵运行。实际运行时，运行人员一般根据以往经验，以江水温度来调节循环水泵运行方式，这并不能确保凝汽器在不同工况下运行都能达到最佳背压。本文通过建立该台机组优化模型，分别分析循环水进口水温、循环水流量、机组负荷对凝汽器背压及经济性的影响，以常用负荷(75%)为例，计算该负荷下不同循环水进口水温和不同循环水流量下机组的运行状况，继而给出了机组在该负荷下的运行优化调整方案。

1 凝汽器背压优化方法

1.1 最佳背压与最佳循环水流量

凝汽器是机组冷端系统中核心的换热设备，其主要作用是使汽轮机低压缸排汽口维持一定的真空度，帮助汽轮机能够最大程度地做功，并将进入凝汽器的饱和蒸汽冷凝成水。降低凝汽器背压，即提高凝汽器真空度，有利于提高机组出力^[6]。在机组负荷和冷却水温一定的条件下，通常通过增加循环水流量来降低背压。但是，增加循环水流量的同时会使循环水泵耗功增加。因此，存在着功是否大于过的问题，即降低背压而增加的汽轮机出力能否补偿循环水流量增加而引起的循环水泵耗功的增加。如图 1 所示，随着循环水流量 D_w 的增加，凝汽器背压 P_c 逐渐降低，机组出力 N_T 升高；而循环水流量的增加，使循环水泵的耗功 N_P 也增加，因此机组出力与循环水泵耗功量之差存在最大值，即机组最大净出力 N_{max} 。图中 a 点是机组

最大净出力点，此时对应的凝汽器背压为最佳背压 P_{cop} ，对应的循环水流量为最佳循环水流量^[7-9]。

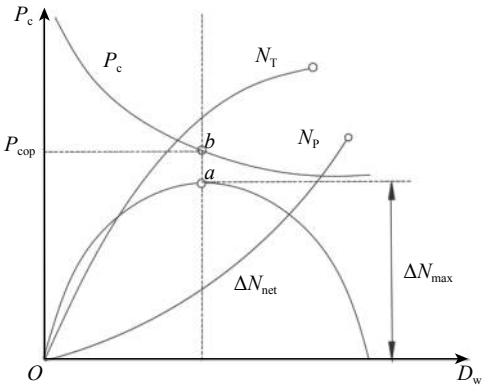


图 1 最佳背压与冷却水流量的关系
Fig.1 Relationship between the optimal backpressure and cooling water flow

1.2 最佳背压与最佳循环水流量确定的方法

凝汽器汽侧通常工作在饱和区内，凝汽器内的压力和温度呈对应关系^[10]，因此求出凝汽器内的温度就能计算出凝汽器压力，而凝汽器内的蒸汽温度 t_c 可以用式(1)表示^[11]：

$$t_c = t_w + \Delta t + \delta t \tag{1}$$

式中： t_w 为循环水进口温度； Δt 为循环水温升； δt 为传热端差。

凝汽器传热端差 δt 按式(2)计算：

$$\delta t = \frac{\Delta t}{\frac{KA_c}{e^{4.187D_w}} - 1} \tag{2}$$

式中： A_c 为凝汽器的冷却面积； K 为凝汽器总平均传热系数。

利用凝汽器内压力和温度的对应关系，凝汽器压力可以使用经验公式计算^[12]得到为

$$P_c = 0.009\,81 \times \left[\frac{t_c + 100}{57.66} \right]^{7.46} \tag{3}$$

然后，根据汽轮机特性曲线，通过拟合可以获得汽轮机功率 N_T 与排汽压力 P_c 的关系式为

$$N_T = f(P_c) \tag{4}$$

循环水泵的耗功按式(5)计算：

$$N_P = UI\varnothing \tag{5}$$

式中： U 为额定电压； I 为实测电流； $\varnothing$ 为功率因数。

汽轮机功率与循环水泵耗功之差即为机组的净出力^[13], 即

$$N_{\text{net}} = N_{\text{T}} - N_{\text{P}} \tag{6}$$

基于最佳背压与最佳循环水流量的概念, 当改变循环水流量时, 机组净出力最大时对应的凝汽器背压为最佳背压。

2 凝汽器背压主要的影响因素

凝汽器背压是反映凝汽器性能的一个重要指标^[14], 影响机组出力及供电煤耗。其影响因素

有: 循环水流量、机组负荷、循环水进口水温、凝汽器面积、冷却水管脏污等。本文研究的目的是循环泵运行方式的优化, 因此主要分析了循环水流量、机组负荷、循环水进口水温 3 个主要因素。

2.1 冷却水流量

首先分析循环水流量对凝汽器背压的影响, 以 100% 负荷为例计算分析。图 2 是不同循环水温度下, 循环水泵分别采用单、双泵运行时凝汽器背压随循环水流量的变化, 图 2(a)和(b)分别是采用单泵和双泵的运行方式。

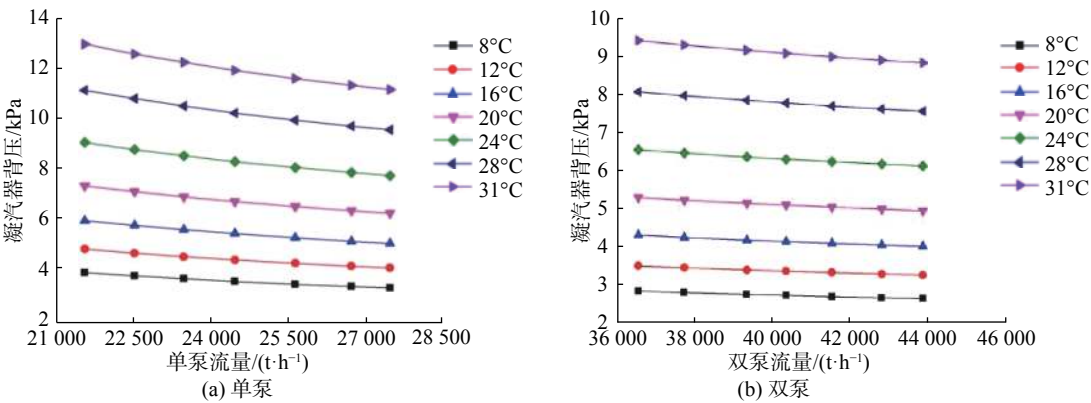


图 2 凝汽器背压随循环水流量的变化
Fig.2 Change of condenser backpressure with the change of circulating water flow

由图 2 知, 当循环水温度一定时, 随循环水流量的增加, 凝汽器背压呈现降低趋势。凝汽器背压降低, 有利于提高机组出力。调节循环水泵

动叶开度, 可以改变循环水流量, 表 1 为 100% 负荷、循环水进口温度为 20℃ 时, 循泵动叶开度由单泵 100% 减少到单泵 90% 时各项的变化。

表 1 100% 开度与 90% 开度运行对比
Tab.1 Comparison between the operation status of 100% open degree and 90% open degree

开度/%	背压/kPa	热耗率/(kJ · kW ⁻¹ · h ⁻¹)	净功率/kW	全厂供电煤耗率/(g · kW ⁻¹ · h ⁻¹)
100	4.9	8 032.32	343 904.40	321.76
90	5.0	8 034.08	344 111.00	321.56
变化量	0.1	1.76	206.59	-0.20

由表 1 得到, 开度减少 10%, 背压升高 0.1 kPa, 热耗率升高 1.76 kW, 发电机组净功率增加 206.59 kW, 全厂供电煤耗率下降 0.2 g/(kW · h), 此时循环水泵耗功的减少量大于机组出力的减少量, 循环水泵单泵 90% 开度运行较优。

2.2 机组负荷

由机组实际运行数据可知, 当循环水进口温度为 16℃ 以下时, 循环水泵使用单泵运行; 当循环水进口温度为 16℃ 及以上时, 循环水泵用双泵

运行。在分析凝汽器背压随机组负荷的变化时, 泵的动叶开度都以 100% 进行分析。图 3(见下页)为不同江水温度下机组负荷对凝汽背压的影响。

由图 3 可知, 随着机组负荷的增加, 凝汽器背压逐渐增大。现将江水温度 20℃ 时, 100% 负荷与 90% 负荷运行状况进行对比, 如表 2 所示。

由表 2(见下页)可知, 机组负荷减少 10%, 背压减少约 0.34 kPa, 热耗率降低约 4.26 kJ/(kW · h), 发电机组净功率减少 34 201.77 kW, 煤耗率增加 0.07 g/(kW · h)。

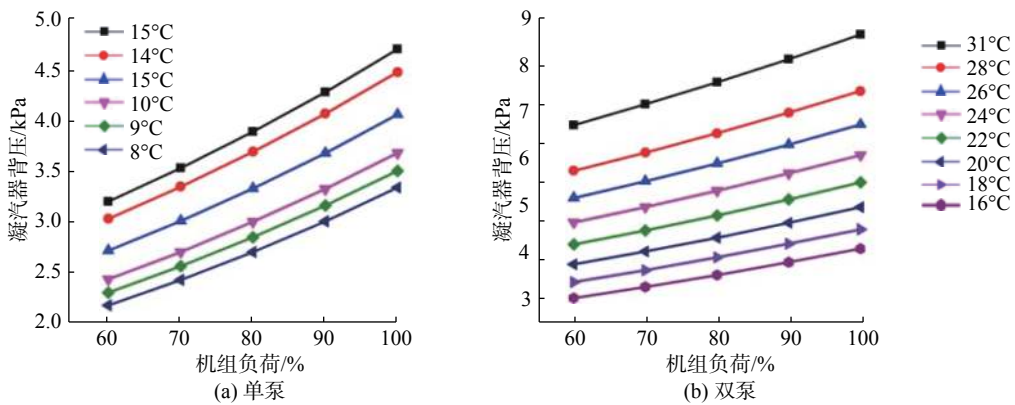


图 3 机组负荷对凝汽器背压的影响

Fig.3 Influence of the unit load on the condenser backpressure

表 2 100% 负荷与 90% 负荷运行对比

Tab.2 100% load compared with 90% load operation

负荷/%	背压/kPa	热耗率/(kJ · kW ⁻¹ · h ⁻¹)	净功率/kW	全厂供电煤耗率/(g · kW ⁻¹ · h ⁻¹)
100	4.91	8 032.32	343 904.39	321.76
90	4.57	8 028.06	309 702.62	321.83
变化量	-0.34	-4.26	-34 201.77	0.07

2.3 循环水进口水温度

循环水进口水温对凝汽器背压也有影响，以 100% 负荷为例，单、双泵开度均为 100% 时，凝汽器背压随循环水进口水温的变化情况如图 4 所示。

由图 4 可以看出，循环水进口水温对凝汽器背压影响很大，在循环水泵开度一定的情况下，凝汽器背压随循环水进口水温的增加而增大。表 3 对比了 100% 负荷、双泵开度 100% 时，循环水进口水温分别为 20℃ 和 19℃ 时的运行状况。

由表 3 得，循环水温增加 1℃，背压增加约 0.21 kPa，热耗增加 3.68 kJ/(kW · h)，发电机组净功率减少 174.4 kW，煤耗率增加 0.15 g/(kW · h)。

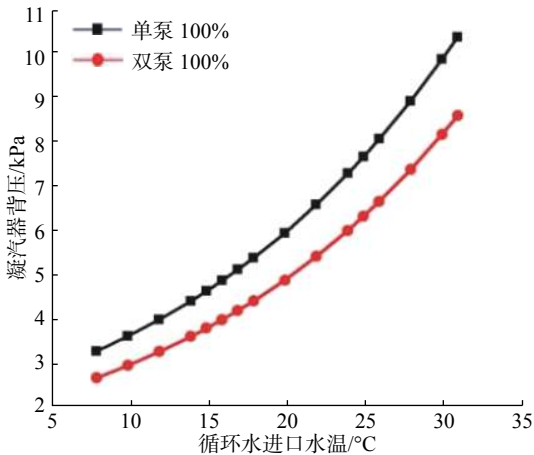


图 4 循环水进口水温对凝汽器背压的影响

Fig.4 Condenser backpressure changes with the change of inlet water temperature of circulating water

表 3 19℃ 和 20℃ 的运行对比

Tab.3 Comparison between 19℃ and 20℃ operating

进口水温/℃	背压/kPa	热耗率/(kJ · kW ⁻¹ · h ⁻¹)	净功率/kW	全厂供电煤耗率/(g · kW ⁻¹ · h ⁻¹)
19	4.70	8 028.64	344 078.8	321.61
20	4.91	8 032.32	343 904.4	321.76
变化量	0.21	3.68	-174.4	0.15

3 优化方案

由于该电厂在实际运行过程中循环水取自长江水，循环水温度由当地气候条件决定，短时间

内变化不大。因此，当机组以某一负荷运行时，可以改变循环水流量来调节凝汽器背压，使其达到最佳背压，保证机组最佳出力。改变循环水流量的方式通常有以下几种方式：循环水泵转速调

节、循环水泵台数调节、循环水泵导叶和叶片安装角度调节及循环水出水阀开度调节。该机组配备 2 台可变动叶立轴单级混流泵, 可以使用增加循环水泵台数和调节循环水泵动叶开度相结合的方式调节循环水流量。由电厂运行数据可知, 机组常用负荷为 75%, 现以常用负荷为例进行优化分析。

3.1 确定单双泵运行切换点

目前该机组冷端系统循环水泵的运行方案为: 在江水温度达 16 ℃ 时由单泵切向双泵, 并且在 8~15 ℃ 江水温度时, 单台泵动叶开度由 95% 向 83% 开度递减, 16~30 ℃ 时, 由双泵 78%~100% 递增。确定机组最佳循环水流量, 首先确定循环水泵的台数, 然后调节相应的动叶开度。而循环水泵的台数可以通过寻找循环水泵单双泵温度最佳切换点的方式来实现。结合机组实际运行情况, 单双泵切换是由单泵动叶开度 100% 向双泵动叶开度 70% 切换, 当两种运行方式净出力 N_{net} 相等时所对应的温度即为切换点的温度。分别计算不同温度下单泵 100% 开度和双泵 70% 开度下机组净出力, 如图 5 所示。

由以上计算, 给出在切换点附近单泵 100% 运行与双泵 70% 运行时所对应背压及机组出力, 如表 4 所示。

结合图 5 和表 4 可以看出: 16 ℃ 和 17 ℃ 时, 单泵运行净功率高, 煤耗低; 18 ℃ 和 20 ℃ 时, 双泵运行净功率高, 煤耗低。温度切换点在 18 ℃, 此时对应最佳背压为 3.88 kPa。循环水进口水温为 18 ℃ 以下时, 选择单泵运行; 循环水进口水温为 18 ℃ 及以上时, 则选择双泵运行。

3.2 单双泵运行最优开度

为了进一步探究机组在不同循环水入口温度下所对应的最佳循泵开度, 本文对机组在不同温

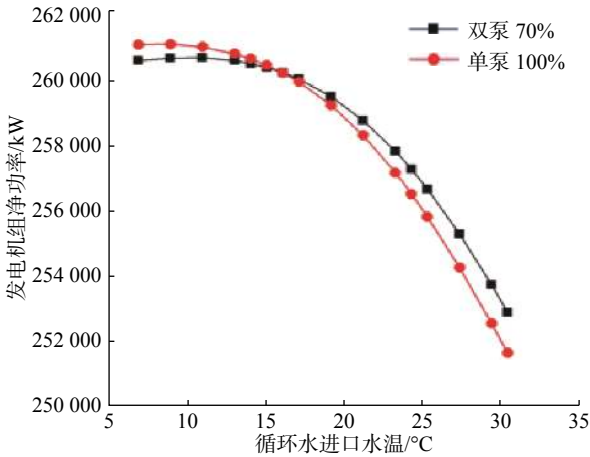


图 5 单泵 100% 开度切换到双泵 70% 开度的温度切换点

Fig. 5 Temperature switching point for the operation of single pump 100% open turned to the operation of tangential double pump 70% open

表 4 温度过渡区内单双泵运行状况

Tab.4 Single and double pump operations in the temperature transition zone

循环水温度/℃	单/双泵	背压/kPa	净功率/kW	供电煤耗率/($\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$)
16	双泵	3.49	260 168.89	319.66
	单泵	3.87	260 294.03	319.53
17	双泵	3.68	259 999.73	319.85
	单泵	4.07	260 032.57	319.83
18	双泵	3.88	259 790.99	320.09
	单泵	4.29	259 726.03	320.18
20	双泵	4.32	259 226.43	320.76
	单泵	4.78	258 947.00	321.08

度下单泵与双泵的运行情况进行了计算分析, 图 6 为不同情况下机组的净出力, 图 6(a)为单泵运行, 图 6(b)为双泵运行。由图 6 可知, 机组净出力随循环水泵开度变化而变化, 每一个温度都对有一个最佳循环水泵开度, 即最佳循环水流

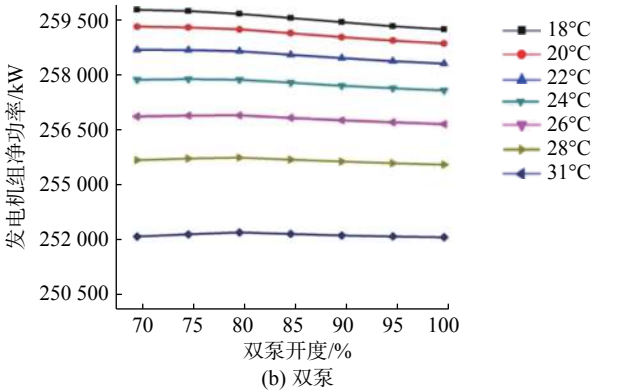
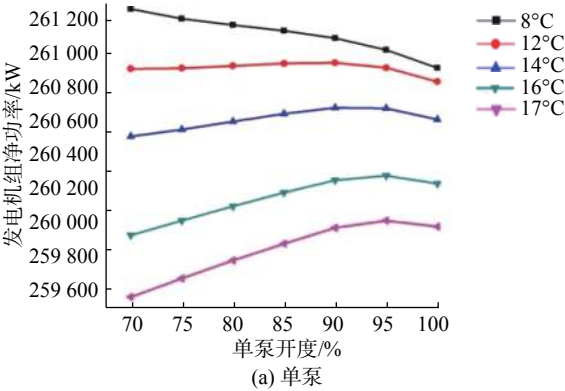


图 6 机组净出力随循泵动叶开度变化趋势

Fig.6 Net output of the unit changing with the pump opening degree

量,如循环水温为16℃时,单泵95%开度时机组净出力最大,对应背压为最佳背压。

在保证机组最大出力的同时,必须综合考虑凝汽器端差与背压的安全性。经计算、分析、整理,得到了75%负荷下的循环水系统优化调整方案,以及对应的凝汽器背压,如表5所示。

表5 75%负荷循环水泵运行方案调整

Tab.5 Circulating pump operation plan adjustment under 75% load

进口水温/℃	循环泵运行方式	背压/kPa
≤11	单泵 70%	2.43~3.34
12~14	单泵 90%	3.22~3.58
15~17	单泵 95%	3.71~4.12
18~23	双泵 70%	3.88~5.07
24~25	双泵 75%	5.30~5.60
26~31	双泵 80%	5.58~7.52

3.3 经济性分析

将原运行方式下机组净功率与全厂供电煤耗率与按上述方案优化调整后的情况进行对比,如表6所示。

表6 净出力、供电煤耗率前后对比

Tab.6 Comparison of unit net outputs and power plant coal consumption rates before and after optimization

循环水温/℃	净出力/kW			供电煤耗率/(g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹)		
	优化前	优化后	变化量	优化前	优化后	变化量
9	261 041.8	261 228.6	186.84	318.66	318.40	0.26
10	261 081.8	261 159.4	77.56	318.59	318.47	0.12
12	260 937.2	260 949.6	12.40	318.72	318.71	0.01
14	260 676.1	260 691.5	15.40	319.01	318.93	0.08
16	260 001.6	260 294.0	292.47	319.87	319.47	0.40
17	259 703.5	260 032.6	329.04	320.22	319.78	0.44
18	259 517.9	259 791.0	273.09	320.44	320.09	0.34
20	259 005.0	258 872.7	132.30	321.21	320.76	0.45
25	256 690.2	256 878.4	188.17	323.87	323.63	0.24
28	254 691.4	254 830.0	138.58	326.37	326.19	0.18
31	252 153.7	252 317.0	163.36	329.63	329.41	0.22

由表6可得,将单泵与双泵运行温度切换点由16℃提升至18℃,即循环水进口水温为16℃和17℃时改用单泵运行,这时调节动叶开度可使全厂供电煤耗率降低0.42 g/(kW·h),功率增加约310 kW。在12~14℃时,原运行方式良好,保持原运行。其他温度时仍保持原循环水泵投入的台数,但通过调节单双泵动叶开度使全厂供电煤耗率降低。通过循环水泵运行方式的调节,可使机组在75%负荷运行时全年平均供电煤耗率降低0.25 g/(kW·h)。

4 结 论

对某电厂350 MW机组冷端系统进行了优化分析,得到以下结论:

a. 通过定量计算分析循环水温度、循环水流量、机组负荷对凝汽器背压的影响,获得了这些运行参数对机组热耗率、机组净功率、全厂供电煤耗率的影响规律。

b. 给出了该台350 MW机组在75%负荷下的运行优化方案,单泵向双泵切换温度点由16℃提高至18℃。

c. 本文通过对循环水泵运行进行优化调整,可使该台机组全年平均供电煤耗率下降约0.25 g/(kW·h),全年平均功率增加约164.5 kW。

参考文献:

[1] 冯俊凯,沈幼庭. 锅炉原理及计算[M]. 北京:科学出版社, 1992.

[2] 胡德敏. 汽轮机凝汽器技术状态的故障诊断[J]. 上海理工大学学报, 2002, 24(4): 389-392.

[3] STOJAKOVIC M, VASILJEVIE N. Steam power plant efficiency enhancement by means of cold-end optimization during exploitation[C] // Proceedings of the American Power Conference, Chicago, 1995: 650-665.

[4] 石头,孙永平,朱朝阳,等. 母管制双速循环水泵冷端系统的运行优化[J]. 动力工程学报, 2011, 31(4): 285-289.

[5] 马立恒,王运民. 火电厂凝器式汽轮机冷端运行优化研究[J]. 汽轮机技术, 2010, 52(2): 137-140.

[6] 王加璇. 电厂热力设备及其运行[M]. 北京:中国电力出版社, 1997.

[7] 马善军,李少华,张莉,等. 火电机组冷端系统优化改造及分析[J]. 热力发电, 2017, 46(3): 82-86.

[8] 中华人民共和国国家发展和改革委员会. 凝汽器与真空系统运行维护导则[S]. 北京:中国电力出版社, 2005.

[9] 王运民. 电厂凝汽器冷却水最佳供水方式的确定[J]. 节能, 1998(11): 39-40.

[10] 牛泽伟,李凌. 发电机组循环水系统的优化研究[J]. 能源工程, 2018(3): 70-74.

[11] 葛晓霞,缪国钧. 凝汽器脏污及漏气对循环水系统优化目标值的影响[J]. 汽轮机技术, 2008, 50(1): 43-45.

[12] 周兰欣,张学镭,陈素敏,等. 凝汽器压力应达值的确定方法[J]. 汽轮机技术, 2002, 44(3): 149-151.

[13] 胡发明,席京彬. 电厂凝汽器循环水的优化运行[J]. 云南电力技术, 2013(5): 84-86.

[14] 张伟光. 火电机组冷端系统优化及控制策略研究[D]. 北京:华北电力大学, 2013.