

研究论文

干-湿冷却系统对空冷机组热经济性影响的分析

郭民臣, 纪执琴, 安广然, 李安生

(华北电力大学能源动力与机械工程学院, 北京 102206)

摘要: 受环境温度影响, 空冷机组夏季工况的运行背压高, 严重限制了机组的带负荷能力, 并影响机组的热经济性和安全性。分析了一种干-湿混合冷却系统, 将汽轮机排汽分流出一部分通过循环水冷却, 以降低机组夏季工况背压。建立了干-湿混合冷却系统对机组热经济性影响的数学模型, 并以某 330 MW 直接空冷机组为例揭示了机组背压和净功率随主蒸汽流量、湿冷分流量以及环境温度的变化规律。结果表明: 主蒸汽流量为 $1120 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ 、湿冷分流量为 $175 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ 时, 机组出力从 326.266 MW 达到 330 MW 满负荷运行, 提高了 3.734 MW, 背压由 46.8 kPa 下降到 31.9 kPa, 机组的热耗率降低了 $110.9 \text{ kJ} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$, 发电标准煤耗率降低了 $4 \text{ g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$ 。

关键词: 空冷; 背压; 干-湿混合冷却系统; 传热; 模型; 热力学; 热经济性

DOI: 10.11949/j.issn.0438-1157.20140990

中图分类号: TM 621

文献标志码: A

文章编号: 0438—1157 (2015) 01—0433—08

Thermal economy analysis of power unit with wet-dry hybrid cooling system

GUO Minchen, JI Zhiqin, AN Guangran, LI Ansheng

(School of Energy, Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Beijing 102206, China)

Abstract: Air-cooling power units have high back pressures in summer due to high environment temperatures, reducing the power output, thermal efficiency and operation safety. In this study, a wet-dry hybrid cooling system is analyzed with part of exhaust steam cooling by circulating water to decrease the unit back pressure in summer. A mathematic model is established for the effect of wet-dry hybrid cooling system on the thermal economy. Variations of back pressure and net power output with the live steam flow rate, exhaust steam distribution and environmental temperatures are analyzed for a 330 MW direct air cooling power unit. The results show that the power output increases from 326.266 MW to 330 MW and the back pressure drops from 46.8 kPa to 31.9 kPa as the live steam flow rate increases to $1120 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ and the distribution steam flow rate with wet cooling increases to $175 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$. The heat consumption rate decreases $110.9 \text{ kJ} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$ and generation standard coal consumption rate decreases $4 \text{ g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$.

Key words: air-cooling; back pressure; wet-dry hybrid cooling system; heat transfer; model; thermodynamics; thermal economy

引 言

空冷机组由于节水效果好, 在我国“富煤缺水”

的三北地区得到了广泛应用^[1-4]。与同容量的湿冷机组相比, 空冷机组冷端节水量通常可达 97%以上, 可以节约全厂用水的 $2/3$ ^[5]。到 2015 年, 全国空冷

2014-07-01 收到初稿, 2014-09-02 收到修改稿。

联系人及第一作者: 郭民臣(1963—), 男, 教授。

基金项目: 国家自然科学基金项目(51276063)。

Received date: 2014-07-01.

Corresponding author: Prof. GUO Minchen, guomc@ncepu.edu.cn

Foundation item: supported by the National Natural Science Foundation of China(51276063).

机组将达百座,总容量约为 100 GW,将占火电装机容量容量的 12%^[6]。

空气温度是影响空冷机组冷却能力的重要因素。在夏季高温时段,机组背压可高达 45~50 kPa^[7],使机组实际出力低于设计值,并导致机组的热经济性严重下降,甚至影响机组的运行安全,因此在夏季工况最大程度地降低汽轮机背压是保证空冷机组出力和降低能耗的重要手段。干-湿冷却系统可以解决夏季空冷系统冷却容量不足的问题,按系统结构可分为合建式的干-湿冷却塔和分建式的干-湿冷却系统。

针对空冷机组与干-湿冷却系统结合的问题,国内外学者做了很多研究。金生祥等^[8]提出了将尖峰冷却器、蒸发冷却器和热泵作为辅助冷却设备与空冷机组结合以降低夏季背压;Barigozzi 等^[9]对湿冷却塔与热电联产机组相结合的系统进行了模拟,分析了环境温度、风机负荷变化等对机组出力的影响;Phelps^[10]设计了一种干-湿联合冷却塔,分析了该塔的节水性能;崔传涛^[11]开展了干-湿冷却塔塔型的优化计算;张炳文等^[12]对干-湿冷却塔进行了设计及节水量计算;Rezaei 等^[13]开展了干-湿冷却塔的仿真模拟,对其可行性和节水量进行了研究。以往研究结果表明,干-湿联合冷却既能实现节水目标,又能明显提高机组的热经济性。

目前关于干-湿冷却塔设计的研究较多^[14-15],而分建式干-湿冷却系统的理论研究较少^[16],因此,本

研究针对分建式干-湿冷却系统探讨了该系统的运行方式,建立了热经济性分析模型,并揭示了主蒸汽流量和湿冷凝汽量对机组背压和热经济性的影响规律。为了满足用电需求的快速增长以及“节能减排”的目标,北方很多电厂“压小上大”建立空冷机组,但是存在未达到废弃年限的湿冷塔,如果将这些湿冷塔和空冷机组结合,组成干-湿冷却系统,不仅能降低夏季运行工况背压,提高机组的出力和热经济性,实现节水和节能的双重目标,同时也可充分提高设备利用率。

1 干-湿冷却系统及其运行方式

本研究的分建式干-湿冷却系统如图 1 所示,在直接空冷机组冷端增加一个由表面式凝汽器和湿冷却塔组成的湿冷却系统,将汽轮机排汽量 D_c 分流 D_{c2} 进入表面式凝汽器,与湿冷系统的循环冷却水进行换热,其余排汽 D_{c1} 进入直接空冷系统;空冷凝汽器与表面式凝汽器的压力相等,两部分凝结水在热井汇合,经凝结水泵进入末级低压加热器。由于进入空冷塔的蒸汽量减少,机组背压降低。与完全采用湿冷相比,该系统可以减少冷却系统耗水量;与完全采用空冷相比,可以有效降低机组能耗,提高出力。

当环境温度较低时,汽轮机排汽全部进入空冷塔冷凝,达到节水目的。对于供暖季节,还可以提高机组背压,使部分或全部排汽进入表面式凝汽器,

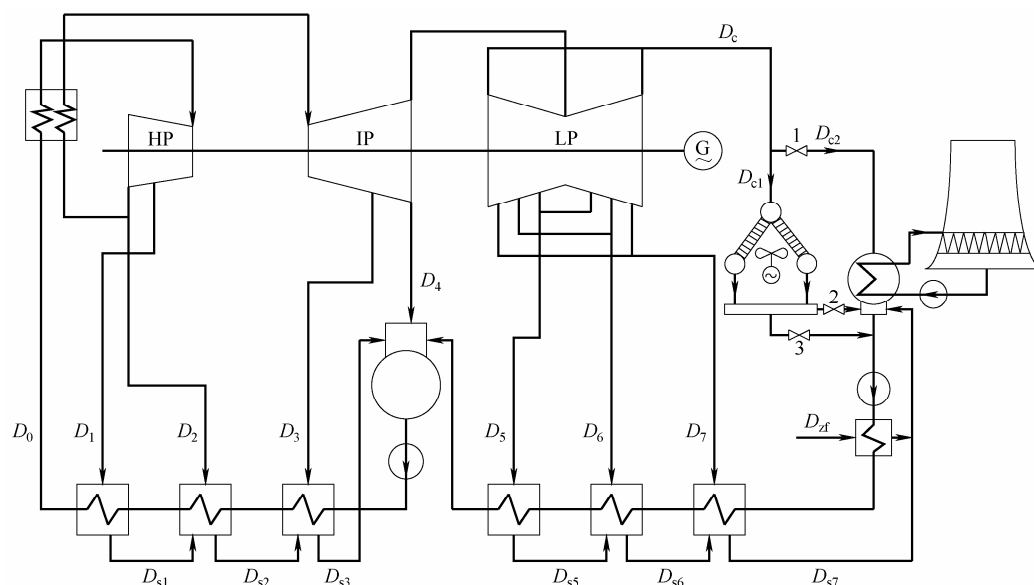


图 1 干-湿冷却系统

Fig.1 Schematic diagram of wet-dry hybrid cooling system

加热循环水,循环水向热用户供热,充分利用冷源热量用于供热,提高能源的综合利用效率和电厂效益。

2 计算模型

夏季环境温度较高时,空冷机组冷却能力不足,无法保证机组在安全背压范围内运行,机组被迫降负荷运行,热经济性也随之降低。在干-湿冷却系统中,通过湿冷系统冷却部分排汽补偿原空冷系统的冷却能力,最终使空冷机组夏季能够带满负荷运行,并提高机组的热经济性。在干-湿冷却系统中主蒸汽流量 D_0 与进入表面式凝汽器的排汽分流量 D_{c2} (湿冷凝汽量) 变化将影响机组的背压和出力,因此首先确定机组运行背压与 D_0 和 D_{c2} 的关系。

凝结水饱和温度的确定是开展热经济性分析的基础,视空冷凝汽器和表面式水冷凝汽器内凝结水温度和排汽压力相等。由于空冷风机群运行工况不变,基于 η -NTU 法^[2] 可得空冷凝汽器中水的饱和温度为

$$t_c = \frac{D_{c1}(h_s - h_c)}{\rho_a V_{NF} A_F c_p} \frac{1}{1 - e^{-NTU}} + t_{a1} \quad (1)$$

空冷凝汽器的传热单元数 NTU 为

$$NTU = \frac{AK}{\rho_a V_{NF} A_F c_p} \quad (2)$$

湿冷系统的采用降低了汽轮机的排汽压力,进而导致凝结水温度降低,因此压力最低一级回热器的凝结水进口温度降低,其给水焓升和抽汽量将发生变化,本研究视该级加热器的抽汽压力和上端差均不变化,则最后一组低压加热器的给水焓升为

$$\tau_z = h_{w(z-1)} - h_c \quad (3)$$

火电机组热力系统中主蒸汽量或某一级抽汽量的变化会影响各级或相邻级的抽汽量发生变化,为了方便计算各级抽汽量本研究采用热力系统矩阵热平衡方程式^[17]

$$[A][D] + [A_{iz}][D_{iz}] + [A_w][D_w] + [\Delta Q_i] = D_{fw}[\tau] \quad (4)$$

当没有锅炉排污等其他汽水损失时,汽轮机的排汽量、主蒸汽流量和各级抽汽量之间的关系为

$$D_c = D_{c1} + D_{c2} = D_0 - \sum_{i=1}^z D_i - \sum D_{zf} \quad (5)$$

其中,定义排汽分流比例为

$$x = \frac{D_{c2}}{D_c} \quad (6)$$

汽轮机的发电功率为

$$3600 P_e / \eta_m \eta_g = D_0 (h_0 - h_s + \sigma) - \sum_{i=1}^m D_i (h_i - h_s + \sigma) - \sum_{i=m+1}^z D_i (h_i - h_s) - \sum W_{zf} \quad (7)$$

风机的耗功为

$$P_f = P_{f0} \left(\frac{\rho_a}{\rho_{a0}} \right) \left(\frac{q_v}{q_{v0}} \right)^3 \quad (8)$$

循环水泵耗功^[18]为

$$q_m = \frac{D_{c2}(h_s - h_c)}{c(t_{w2} - t_{w1})} \quad (9)$$

$$t_{w2} = t_c - \delta \quad (10)$$

$$P_p = \frac{q_m g H}{3600 \eta} \quad (11)$$

式中 t_{w1} 由环境湿球温度确定, δ 取 4°C 。

冷却塔蒸发水量^[19]为

$$Q = q_m k \Delta t \quad (12)$$

式中 k 与冷却塔进塔空气干球温度有关,取 $0.00155^\circ\text{C}^{-1}$ 。

机组的净功率为

$$P = P_e - P_p - P_f \quad (13)$$

汽轮机的热耗为

$$Q_0 = D_0 (h_0 - h_{fw}) + D_{in} \sigma \quad (14)$$

汽轮发电机组绝对电效率为

$$\eta_e = \frac{3600 P_e}{Q_0} \quad (15)$$

机组热耗为

$$Q_{cp} = \frac{3600 P_e}{\eta_b \eta_p \eta_e} \quad (16)$$

机组热耗率为

$$q_{cp} = \frac{3600}{\eta_b \eta_p \eta_e} \quad (17)$$

发电标准煤耗率为

$$b_{cp} = \frac{123}{\eta_b \eta_p \eta_e} \quad (18)$$

3 算例分析

3.1 主蒸汽流量、湿冷凝汽量对机组背压和功率的影响

以某电厂 330 MW 直接空冷机组夏季工况为例,分析采用干-湿联合冷却系统后的热经济性。由于实际运行中空冷凝汽器存在积灰等问题,传热系数低于设计值^[20],迎面风速也易受环境风和风机运行状态影响,故夏季设计工况下机组运行背压高于设计值,为保证机组运行安全一般采取降负荷运行。

表 1 330 MW 空冷机组夏季工况设计参数

Table 1 Designation parameters of 330 MW direct air cooling power unit for summer condition

$D_0/t \cdot h^{-1}$	$t_0/^\circ C$	p_0/MPa	$h_0/kJ \cdot kg^{-1}$	$D_{th}/t \cdot h^{-1}$	$t_{th}/^\circ C$	$h_{th}/kJ \cdot kg^{-1}$
1120	538	16.67	3397.3	923.94	323.5	3029.9
$D_1/t \cdot h^{-1}$	$D_2/t \cdot h^{-1}$	$D_3/t \cdot h^{-1}$	$D_4/t \cdot h^{-1}$	$D_5/t \cdot h^{-1}$	$D_6/t \cdot h^{-1}$	$D_7/t \cdot h^{-1}$
86.25	95.79	45.37	26.02	28.79	46.31	42.32
$h_1/kJ \cdot kg^{-1}$	$h_2/kJ \cdot kg^{-1}$	$h_3/kJ \cdot kg^{-1}$	$h_4/kJ \cdot kg^{-1}$	$h_5/kJ \cdot kg^{-1}$	$h_6/kJ \cdot kg^{-1}$	$h_7/kJ \cdot kg^{-1}$
3152.3	3029.9	3322.1	3133.6	3025	2922.6	2729.9

该 330 MW 直接空冷机组夏季工况设计参数见表 1, 空冷凝汽器夏季工况参数见表 2。湿冷系统由表面式凝汽器和自然通风冷却塔组成, 循环冷却水入口水温为 $35^\circ C$, 端差为 $4^\circ C$, 空气湿球温度为 $30^\circ C$ 。

表 2 空冷凝汽器夏季工况参数

Table 2 Operation parameters of air-cooled condenser for summer condition

A/m^2	$v_{NF}/m \cdot s^{-1}$	A_F/m^2	$t_{a1}/^\circ C$	$k/W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$
840530	1.8	6900	35.3	22.5

湿冷凝气量过大将导致湿冷系统投资成本过高, 也会增大耗水量, 因此只分析了湿冷凝气量较小时机组的热经济性。夏季工况下, 该 330 MW 机组在不同湿冷凝汽量下汽轮机背压随主蒸汽流量的变化趋势如图 2 所示。直接空冷机组不采用干-湿冷却系统时运行背压过高, 主蒸汽流量为 $1100 t \cdot h^{-1}$ 时背压高达 52 kPa; 采用干-湿冷却系统后, 当湿冷凝汽量为 $140 t \cdot h^{-1}$ 时机组背压可降低到 34 kPa, 降低了 18 kPa, 因此采用干-湿冷却系统可以大幅降低机组背压, 保证机组安全运行。湿冷凝汽量一定时, 随着主蒸汽流量上升, 机组排汽量随之增大, 由于冷却系统运行工况不变, 故机组背压会上升。主蒸汽流量一定时, 随着湿冷凝汽量的增大, 机组背压下降, 而且主蒸汽流量越大背压下降的幅度越大。

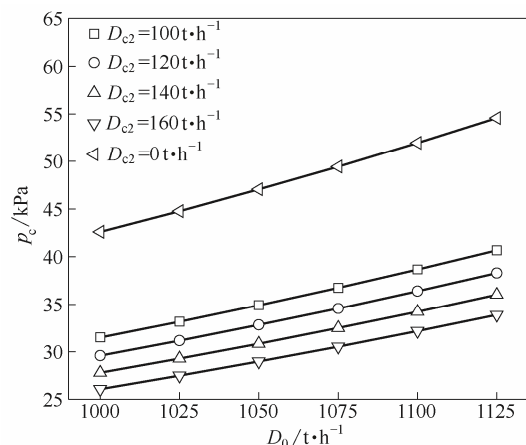


图 2 凝汽器压力随主蒸汽流量的变化曲线

Fig.2 Condensation pressures for various live steam flow rates

不同主蒸汽流量和湿冷凝汽量下汽轮机的发电功率见表 3。湿冷凝汽量不变时, 发电功率随主蒸汽流量的增加基本呈线性增大趋势。湿冷凝汽量一定时, 主蒸汽流量越大, 机组发电功率增加越多。当湿冷凝汽量为 $100 t \cdot h^{-1}$, 主蒸汽流量为 $1000 t \cdot h^{-1}$ 时汽轮机发电功率增加了 1.85 MW, 主蒸汽流量为 $1125 t \cdot h^{-1}$ 时汽轮机发电功率增加了 2.14 MW。

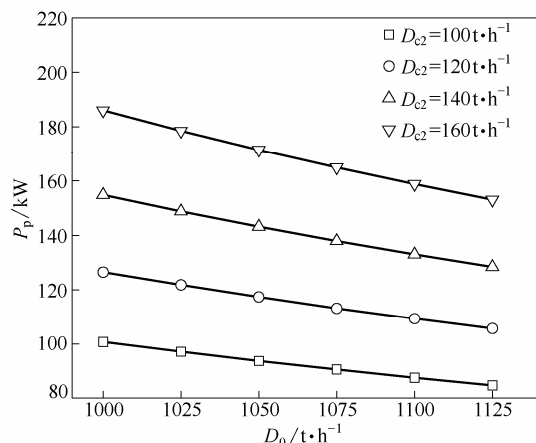
湿冷系统中循环水泵耗功的变化如图 3 所示。从图 3 (a) 中可以看出, 湿冷凝汽量不变时, 循环水泵耗功随主蒸汽流量增大而降低, 而且降低幅度减小, 这是因为随主蒸汽流量增大机组背压升高,

表 3 不同主蒸汽流量和湿冷凝汽量下的机组发电功率

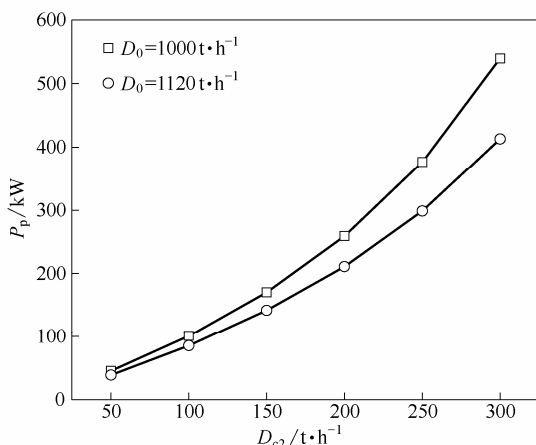
Table 3 Power outputs for various live steam flow rates and exhaust steam flow rates in wet cooling condenser

Item	$D_{c2}=100 t \cdot h^{-1}$	$D_{c2}=120 t \cdot h^{-1}$	$D_{c2}=140 t \cdot h^{-1}$	$D_{c2}=160 t \cdot h^{-1}$	Direct air-cooling power unit
$D_0=1000 t \cdot h^{-1}$	295.671	296.036	296.400	296.763	293.820
$D_0=1025 t \cdot h^{-1}$	302.972	303.348	303.723	304.097	301.064
$D_0=1050 t \cdot h^{-1}$	310.251	310.641	311.027	311.213	308.288
$D_0=1075 t \cdot h^{-1}$	317.516	317.915	318.315	318.712	315.495
$D_0=1100 t \cdot h^{-1}$	324.761	325.174	325.583	325.992	322.679
$D_0=1125 t \cdot h^{-1}$	331.987	332.411	332.832	333.252	329.848

循环冷却水与排汽温差增大,导致循环冷却水的流量降低。从图3(b)中可以看出,在主蒸汽流量不变时,随湿冷凝汽量不断增大循环水泵耗功也逐渐增大,而且呈大幅度上升,这是因为湿冷系统的排汽热负荷随湿冷凝汽量增大而增大,而循环冷却水的流量增幅越来越大,所以循环水泵的耗功增幅变大。主蒸汽流量越大,循环水泵耗功越小,而且随湿冷凝汽量增大降低幅度越明显。



(a) 循环水泵耗功随主蒸汽流量的变化曲线



(b) 循环水泵耗功随湿冷凝汽量的变化曲线

图3 循环水泵耗功变化曲线

Fig.3 Circulating pump power consumptions

不同主蒸汽流量下机组采用干-湿冷却系统后机组净功率(考虑空冷系统风机耗功和湿冷系统循环水泵耗功)的增加量随湿冷凝汽量的变化如图4所示。主蒸汽流量一定时,湿冷凝汽量上升,机组发电功率增加幅度上升,但同时带来循环水泵耗功的增加,因此机组净功率的增加幅度逐渐减缓。随着主蒸汽流量和湿冷凝汽量的增大,机组净功率增加幅度上升,但是在增加机组净功率的同时也要考虑湿冷系统的投资。

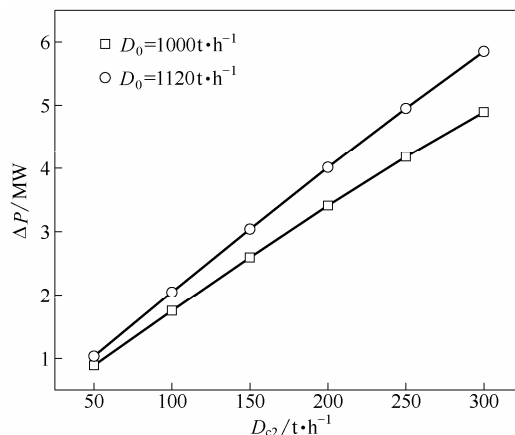


图4 机组净功率的增加量随湿冷凝汽量的变化曲线

Fig.4 Net power output increments for various wet-cooling condensation steam flow rates

主蒸汽流量为 $1120 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ 时不同环境温度下干-湿冷却系统对空冷机组的影响如图5~图7所示。不同环境温度下凝汽器压力随湿冷凝汽量的变化曲线如图5所示。机组背压随湿冷凝汽量增加而降低,随环境温度升高而升高。环境温度越高,湿冷系统对机组背压的影响越大。当湿冷排汽量从 $50 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ 增加到 $300 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ 时,环境温度为 25°C , 机组背压从 28.86 kPa 降低到 12.4 kPa , 降低了 16.46 kPa ; 环境温度为 40°C , 机组背压从 57.53 kPa 降低到 27.05 kPa , 降低了 30.48 kPa 。

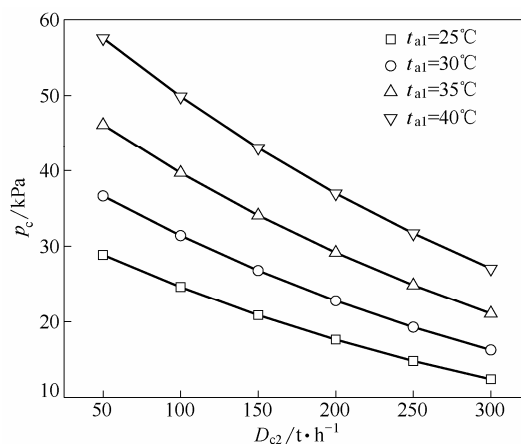


图5 凝汽器压力随湿冷凝汽量的变化曲线

Fig.5 Condensation pressures for various wet-cooling condensation steam flow rates

不同环境温度下循环水泵耗功随湿冷凝汽量的变化如图6所示。湿冷凝汽量较小时,循环水泵耗功基本保持不变。当湿冷凝汽量超过 $200 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ 时,环境温度越高,循环水泵耗功越小,湿冷凝汽量越大,环境温度对循环水泵的耗功影响越明显。

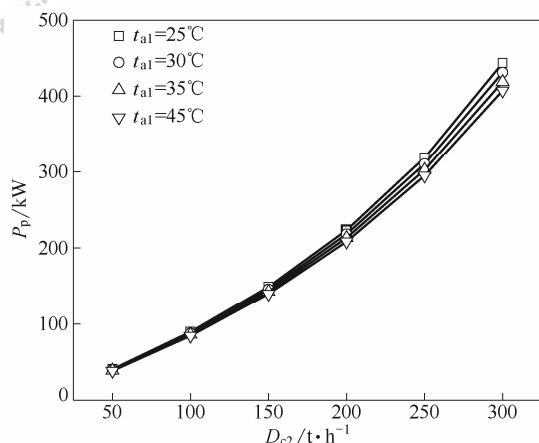


图 6 循环水泵耗功随湿冷凝汽量的变化曲线

Fig.6 Circulating pump power consumptions for various wet-cooling condensation steam flow rates

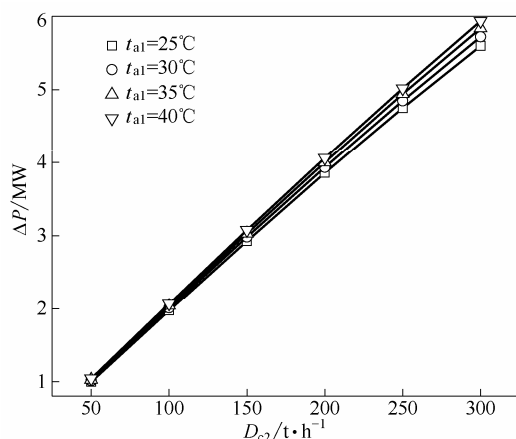


图 7 机组功率的净增加量随湿冷凝汽量的变化曲线

Fig.7 Net power output increments for various wet-cooling condensation steam flow rates

环境温度从 45℃降低到 25℃时, 湿冷凝汽量为 50 t·h⁻¹, 循环水泵耗功从 38.4 kW 增大到 40.6 kW, 增大了 2.2 kW; 湿冷凝汽量为 300 t·h⁻¹, 循环水泵耗功从 407.3 kW 增大到 443.8 kW, 增大了 36.5 kW。因此, 在环境温度不是很高时, 循环水泵耗功较大, 空冷机组不应该采用干-湿冷却系统。

不同环境温度下机组采用干-湿冷却系统后机组净功率(考虑空冷系统风机耗功和湿冷系统循环水泵耗功)的增加量随湿冷凝汽量的变化如图 7 所示。湿冷凝汽量较小时, 环境温度对机组净功率的增加量影响较小。湿冷凝汽量越大, 机组净功率的增加量越大。当环境温度升高时, 循环水泵耗功和风机耗功减小, 汽轮机发电功率也减小, 但是循环水泵和风机耗功的减小量小于发电功率的减小量, 导致机组净功率降低。随着环境温度的升高, 机组净功率的增加量变大。

3.2 机组热经济性分析

主蒸汽流量 $D_0=1120 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$, 环境温度为 35.3℃时, 330 MW 直接空冷机组采用干-湿冷却系统的热经济性比较见表 4。湿冷凝汽量越大, 机组的热经济性越好, 机组的热耗率和发电标准煤耗率呈线性减少, 但是湿冷机组的耗水量也相应增加, 增加速率变快, 因此在考虑节煤的同时还应注意节水。

当 $D_{c2}=175 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ 时, 机组可达到满负荷运行, 机组的热耗率降低了 $110.9 \text{ kJ} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$, 发电标准煤耗率降低了 $4 \text{ g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$ 。夏季环境温度高于 25℃时启用湿冷系统, 根据该机组当地气候统计数据, 按干-湿冷却系统夏季运行时间 2000 h、负荷率 80%、标煤价格按每吨 700 元^[8]计算, 机组每年可节省标煤 2006.4 t, 减少燃料费用 147.848 万元。

4 结 论

本研究分析了一种干-湿冷却系统, 可降低夏季工况空冷机组的背压, 并建立了该系统的热经济性分析模型。分析了某 330 MW 直接空冷机组主蒸汽流量和湿冷凝汽量对机组背压和净功率的影响, 计算了 330 MW 机组采用干-湿冷却系统后的经济性。

(1) 机组背压随湿冷凝汽量增加而降低, 但降低幅度渐缓; 汽轮机发电功率和循环水泵的耗功都随湿冷凝汽量增大而上升, 循环水泵耗功上升幅度

表 4 机组热经济性对比

Table 4 Comparison of thermal economic of power unit

Item	Direct air-cooling power unit	$D_{c2}=100 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$	$D_{c2}=200 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$	$D_{c2}=300 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$
P_c/MW	328.417	330.530	332.623	334.664
P/MW	326.266	328.249	330.261	332.10
p_c/kPa	46.8	40.32	29.58	21.39
$q/\text{kJ} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$	9530.8	9470.4	9410.8	9351.9
$b/\text{kg} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$	0.326	0.324	0.322	0.320
water-waste for wet-cooling system/ $\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$	—	82.3	166	250.9

较大,因此机组净功率增加幅度逐渐变缓。

(2) 环境温度越高,湿冷系统对机组背压的影响越大。同一湿凝汽量下,环境温度越高,循环水泵耗功和风机耗功越小,机组净功率的增加量变大。因此,空冷机组采用干-湿冷却系统,在环境温度越高时机组的热经济性越高。

(3) 在某一主蒸汽流量下选取一个合适的湿凝汽量,既能保证机组安全运行,又能提高机组的经济性。当主蒸汽流量为 $1120 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ 、湿凝汽量为 $175 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ 时,分流比例为 24.5%,机组可达到 330 MW 满负荷运行,而且机组背压为 31.9 kPa,在安全背压范围内。

(4) 与直接空冷机组相比,机组在夏季采用干-湿冷却系统每年可减少燃料费用 147.848 万元,表明采用干-湿冷却系统既可以发挥空冷机组节水的能力又可以提高机组的热经济性,达到高效节能目的。

符 号 说 明

- A, A_F ——分别为空冷凝汽器总传热面积、迎风面积, m^2
 c ——循环冷却水比热容, $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$
 c_p ——空气比热容, $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$
 D_c, D_{c1}, D_{c2} ——分别为汽轮机总排汽量、进入空冷凝汽器凝汽量、进入湿凝汽器凝汽量, $\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$
 D_{fw} ——锅炉给水量, $\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$
 D_i ——各级抽汽量(共 z 级抽汽), $\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$
 D_{th} ——再热蒸汽量, $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$
 D_{zf} ——汽轮机轴封漏汽量, $\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$
 D_0 ——主蒸汽流量, $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$
 g ——重力加速度, $\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
 H ——循环水泵总扬程, m
 h_c ——凝结水比焓, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
 h_{fw} ——给水比焓, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
 h_i ——第 i 级抽汽比焓, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ($i=1 \sim z$, $1 \sim m$ 为再热之前的级数, $m+1 \sim z$ 为再热之后的级数)
 h_s ——汽轮机排汽比焓, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
 $h_{w(z-1)}$ ——最后一级低压加热器出口给水比焓, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
 h_0 ——主蒸汽比焓, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
 K ——空冷凝汽器总传热系数, $\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$
 k ——蒸发系数, $^{\circ}\text{C}^{-1}$
 NTU ——空冷凝汽器传热单元数
 P_f, P_{f0} ——分别为实际情况和最大风量下风机耗功, kW

- P_p ——循环水泵耗功, kW
 Q ——冷却塔蒸发水量, $\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$
 q_m ——循环水泵质量流量, $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$
 q_v, q_{v0} ——分别为实际风量和最大风量, $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
 t_{a1} ——空气入口温度, $^{\circ}\text{C}$
 t_c ——凝结水饱和温度, $^{\circ}\text{C}$
 t_{w1} ——循环冷却水入口水温, $^{\circ}\text{C}$
 t_{w2} ——循环冷却水出口水温, $^{\circ}\text{C}$
 v_{NF} ——空冷凝汽器迎面风速, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
 W_{zf} ——轴封漏气做功不足, kW
 x ——分流比例, %
 δ ——冷却端差, $^{\circ}\text{C}$
 η ——循环水泵总效率, %
 η_b ——锅炉效率, %
 η_g, η_m ——分别为空冷风机的电机效率和机械效率, %
 η_p ——管道热效率, %
 $\rho_a, \rho_{a0}, \rho_{a1}$ ——分别为空气密度, 最大风量下和实际情况下空气密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
 σ ——再热蒸汽比焓升, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
 τ_z ——最后一级低压加热器给水焓升, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
- 下角标
 a ——空气
 c ——凝汽器
 f ——风机
 p ——泵
 w ——水

References

- [1] Ma Yiwei (马义伟). Present status and prospect of utility air cooling technology [J]. *Electrical Equipment* (电力设备), 2006, 7(3): 5-7
- [2] Liu Lihua (刘丽华), Du Xiaozhe (杜小泽), Yang Lijun (杨立军), Yang Yongping (杨勇平), Li Pei (李沛), Wu Shoushan (吴寿山). Influence of solar radiation on operation of a direct air-cooling condenser system [J]. *CIESC Journal* (化工学报), 2010, 61(10): 2535-2539
- [3] Ming Tingzhen (明廷臻), Dang Yanhui (党艳辉), Liu Wei (刘伟), Huang Suyi (黄素逸). Numerical analysis of fluid flow and heat transfer characteristics on elliptical tube with rectangular fins of air cooler [J]. *CIESC Journal* (化工学报), 2009, 60(6): 1380-1384
- [4] Guo Minchen (郭民臣), Xie Jinglan (谢静岚), Li Peng (李鹏). Analysis on optimum vacuum of direct air-cooled unit under variable working conditions [J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering* (动力工程学报), 2012, 32(7): 542-546
- [5] Zhang Xueliang (张学亮), Cui Jingzi (崔靖梓), Feng Guang (冯光), Li Yuliang (李玉良). Application of direct air cooler under the low-temperature condition [J]. *Chemical Industry and Engineering Progress* (化工进展), 2013, 32(S1): 25-30
- [6] Wang Peizhang (王佩璋). The 4 development stages of domestic air-cooling thermal power units and the total loading capacity [J]. *Power Equipment* (发电设备), 2009(1): 69-70
- [7] Yang Fengming (杨风明). The reason and solution of load down of air

- cooler system in summer [J]. *Applied Energy Technology*(应用能源技术), 2010(6): 39-40
- [8] Jin Shengxiang(金生祥), Wang Qing(王清). Comprehensive application and prospect of hybrid cooling for air-cooled units [J]. *Electric Power*(中国电力), 2013, **46**(6): 5-9
- [9] Barigozzi G, Perdichizzi A, Ravelli S. Wet and dry cooling systems optimization applied to a modern waste-to-energy cogeneration heat and power plant [J]. *Applied Energy*, 2011, **88**(4): 1366-1376
- [10] Peter M Phelps. Combination wet-dry cooling tower [P]: US, 3994999. 1976-11-30
- [11] Cui Chuantao(崔传涛). Research on optimizing design method of dry and wet cooling system in thermal power plant [D]. Changsha: Changsha University of Science and Technology, 2008
- [12] Zhang Bingwen(张炳文), Wang Xuelian(王雪莲). Design of wet-dry cooling tower and its water consumption calculation [J]. *Thermal Power Generation*(热力发电), 2012, **41**(12): 55-57
- [13] Rezaei E, Shafiei S, Abdollahnezhad A. Reducing water consumption of an industrial plant cooling unit using hybrid cooling tower [J]. *Energy Conversion and Management*, 2010, **51**(2): 311-319
- [14] Heyns J A. Performance characteristics of an air-cooled steam condenser incorporating a hybrid (dry/wet) dephlegmator [D]. The University of Stellenbosch, 2008
- [15] Zammit K. Comparison of Alternate Cooling Technologies for California Power Plants: Economic, Environmental and Other Tradeoffs[R]. PIER / EPRI Technical Report. 2002
- [16] Tawney R, Khan Z, Zachary J. Economic and performance evaluation of heat sink options in combined cycle applications [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2005, **127**(2): 397-403
- [17] Guo Minchen(郭民臣), Liu Qiang(刘强), Rui Xinhong(芮新红). Influence of extraction steam pressure loss on thermal economy of unit under the condition of constant power output[J]. *Journal of Power Engineering*(动力工程), 2008, **28**(2): 176-180
- [18] Xu Xiang(徐翔), Wang Yuanchao(王远超), Zhang Bo(张博). Cogeneration heating system based on ejector heat pumps [J]. *CIESC Journal*(化工学报), 2014, **65**(3): 1025-1032
- [19] Han Ling(韩玲), Fang Li(方黎). Influence of calculation formula of water evaporation quality on water saving of circulating cooling water system [J]. *Industrial Water and Waste Water*(工业用水与废水), 2009, **40**(3): 70-72
- [20] Guo Minchen(郭民臣), Ren Defei(任德斐), Li Peng(李鹏). Computational analysis of the influence of dust accumulation on operation and regulation of air-cooled steam condensers [J]. *Proceedings of the CSEE*(中国电机工程学报), 2012, **32**(11): 60-64