

文章编号: 1006-3080(2026)02-0213-12

DOI: 10.14135/j.cnki.1006-3080.20250509002

基于夏季环境温度变化的不同形式间接空冷系统运行特性研究

居来提·艾海提¹, 郭晓宏¹, 王浩², 范焯³, 赵强强³, 马源¹, 胥艳明¹, 杨凯旋², 师进文³

(1. 中煤伊犁能源开发有限公司, 新疆伊犁 835000; 2. 西安热工研究院有限公司, 西安 710054;
3. 西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室, 西安 710049)

摘要:技术优化型间接空冷系统被广泛应用于火电机组中, 然而其运行特性容易受到环境温度变化较大的影响。本文选取三塔合一型和主辅机共塔型这两种技术优化型间接空冷塔系统, 对比了二者在夏季环境温度变化下机组的运行特性。结果表明: 随着环境温度的升高, 两类间接空冷系统的两侧内部扇段换热情况恶化最严重, 当环境温度达到 40 °C 和 39 °C 时, 其循环水出口温度分别达到了 68.1 °C 和 62.5 °C; 在主辅机系统中, 环境温度升高对主机的换热影响仅为辅机区域的 54.9%, 说明其对辅机换热影响较大, 但是主机各扇段的换热均匀性并不会受到影响; 环境温度的升高会对系统的运行性能产生极大影响, 环境温度越高, 系统的运行背压越高, 即在高温工况下需要对机组采用降温措施才可正常运行; 在温度升高过程中, 主辅机系统的主机背压并不会受到辅机影响。

关键词:环境温度; 三塔合一; 主辅机共塔; 间接空冷塔; CFD 仿真

中图分类号:TK121

文献标志码:A

间接空冷系统是火电机组冷端的一种, 它将汽轮机排放的乏汽中的热量传递给周围环境, 其运行状态直接关系到火电机组的工作效率和经济效益^[1-2]。我国北方地区水资源发展态势严峻, 人口密集, 自有水量少, 而间接空冷系统由于其节水、稳定、噪声小等优点常被用于富煤贫水的地区^[3-5]。为了实现节约占地面积、设备功能优化等目标, 目前一些火电厂区设计了不同形式的技术优化型间接空冷系统, 如三塔合一型、主辅机共塔型等。三塔合一间接空冷系统将脱硫塔、烟囱和冷却塔结合在一起, 不仅节约了占地面积, 而且能够实现自动控制, 保证机组运行所需的真空, 同时可以减少对外部环境的热污染^[6-7]; 主辅机共塔间接空冷系统将主机和辅机的冷却系统整合在一起, 既可以集中布置设备, 又能节省辅机水量蒸发以及降低风机功率消耗、减少运行费用等^[8-9]。

间接空冷塔是间接空冷系统的冷端核心设备,

其换热特性与机组的运行特性紧密联系, 然而外部因素如环境风、环境温度等会对间接空冷塔的流动换热过程造成较大的影响, 从而影响整个机组的运行, 所以, 亟需针对环境因素展开研究, 探究其对机组运行特性的影响^[10]。近年来, 不断有学者针对环境因素对间接空冷塔换热特性影响展开研究, Su 等^[11]首先同时展开模拟和实验, 探究了环境风影响空冷塔换热特性的内在原因。Goodariz 等^[12-13]发现, 环境风会使间接空冷塔的抽吸能力大大降低, 至少会使机组总体换热量减少 35%。对于环境温度的研究, 大多学者主要针对冬季工况下的防冻问题, 荆涛等^[14]在冬季工况下对于火电厂双间接空冷塔展开研究, 探究了在环境温度-10 °C 和-20 °C 时间间接空冷塔的运行情况, 发现在严寒大风条件下迎风和背风扇段散热管束已全部冻结, 需要采取防冻措施才能安全运行。康卫东等^[15]采用耦合计算方法在冬季极寒条

收稿日期: 2025-05-09

基金项目: 国家重点研发计划项目(2023YFB4102300)

作者简介: 居来提·艾海提(1988—), 男, 新疆伊宁人, 工程师, 主要从事热能与动力工程研究工作。E-mail: 24192757@qq.com

通信联系人: 师进文, E-mail: jinwen_shi@mail.xjtu.edu.cn

引用本文: 居来提·艾海提, 郭晓宏, 王浩, 等. 基于夏季环境温度变化的不同形式间接空冷系统运行特性研究[J]. 华东理工大学学报(自然科学版), 2026, 52(2): 213-224.

Citation: JULAITI Aihaiti, GUO Xiaohong, WANG Hao, et al. Operation Characteristics of Different Forms of Indirect Air-Cooling Systems Based on Summer Ambient Temperature Variations[J]. Journal of East China University of Science and Technology, 2026, 52(2): 213-224.

件下对间接空冷塔运行情况进行了模拟,在前人的研究成果上提出了加装百叶窗的方法进行防冻,并验证了防冻措施的可行性。目前,对于不同形式的技术优化的间接空冷塔系统也有很多学者进行了研究。王智等^[16]对 600 MW 三塔合一间接空冷塔进行三维仿真,并着重分析了环境风速对塔风量和塔内气流形成漩涡的影响规律。王国峰等^[17]借助 Fluent 软件的内置模型,并考虑到烟气的成分,采用可压缩气体模型分析了环境风速和环境温度对三塔合一间接空冷塔抽吸能力的影响,结果表明环境风速和环境温度的升高会使塔的抽吸能力下降。对于主辅机共塔型系统,李满等^[18]建立了 660 MW 主辅机共塔的三维数值模型,分析了环境风向对主机和辅机水温变化的影响,他们发现当风向正对辅机扇段时,循环冷却水的温度降幅最大。随后,其团队又建立了 1000 MW 主辅机共塔的间接空冷机组模型,研究了环境风对间接空冷塔换热性能的影响,研究表明,当辅机占用一个扇区时,环境风向对辅机的出口水温影响更加显著^[9]。

上述学者充分研究了环境风对于间接空冷塔换热特性的影响,针对气温过低的问题也进行了冬季严寒工况下的模拟研究,并给出防冻措施。但鲜有在夏季工况下环境温度的变化对间接空冷塔流动换热特性影响的研究,且对不同形式的间接空冷塔换热性能影响的研究更为片面,鲜有结合整个空冷系统参数进行分析。本文选取三塔合一和主辅机共塔型两类不同形式的间接空冷系统进行研究,通过分析系统换热特性和运行参数,研究夏季工况下环境温度的变化对间接空冷系统运行特性的影响,以及脱硫塔、烟囱和辅机的影响,针对两类系统的特点深

入开展对比研究。

1 模型与方法

1.1 物理模型

本文的研究对象是三塔合一与主辅机共塔间接空冷系统,两类间接空冷系统所在机组均为 2×1000 MW 超超临界火电机组,布置方式均为一机一塔并包含两座间接空冷塔。其中,三塔合一间接空冷塔由 12 个扇段组成,结合厂区设计图纸建立了其几何模型,如图 1(a)所示。该几何模型对于三塔合一间接空冷系统的塔身、密封平台、基座、脱硫塔、烟囱、烟气管道等几何细节进行了还原,并对模型进行了以下简化:对于间接空冷塔身用二阶光滑曲线进行拟合,将由多个冷却三角组成的空冷散热器等效为 Fluent 中的散热器模型,将 X 型柱和百叶窗都等效成无厚度的压力阶跃平面。

主辅机共塔间接空冷系统由 15 个主机扇段和 2 个辅机扇段构成,双塔的扇段呈对称布置,辅机扇段包含 12 个冷却三角,冷却三角几何参数与主机扇段相同,同样结合厂区设计图纸建立了其几何模型,如图 1(b)所示,对于塔身、百叶窗、翅片管束、密封平台、底座等几何结构进行了还原,模型其余部分的简化与三塔合一间接空冷系统相同。两类间接空冷系统的双塔模型的扇段分布(图中用 r 表示)和布置方位如图 2 所示。

1.2 数值模型

采用软件 Fluent 进行模拟计算,而间接空冷系统的流动换热过程涉及多个复杂湍流换热过程,为了简化计算过程和提高其合理性,将间接空冷塔的

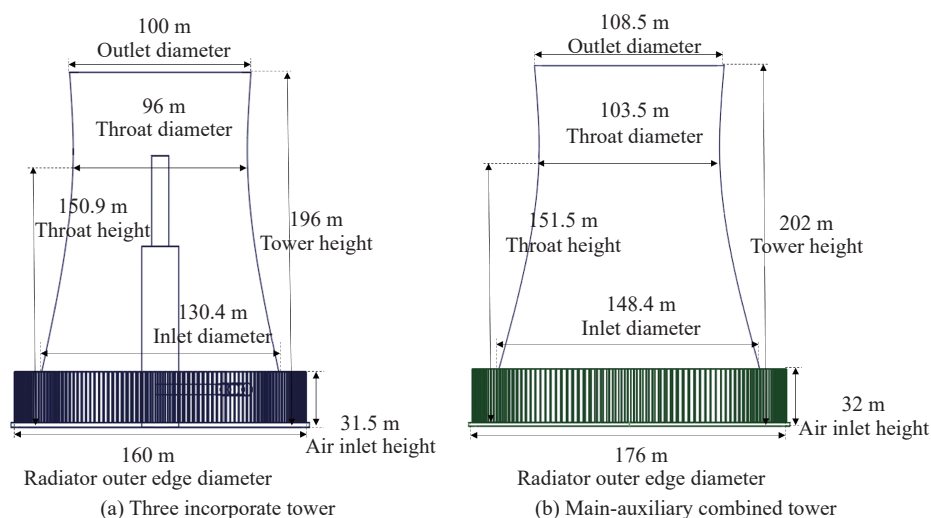


图 1 两类间接空冷塔的几何模型结构示意图

Fig. 1 Schematic structure of the geometrical model of two types of indirect air-cooling towers

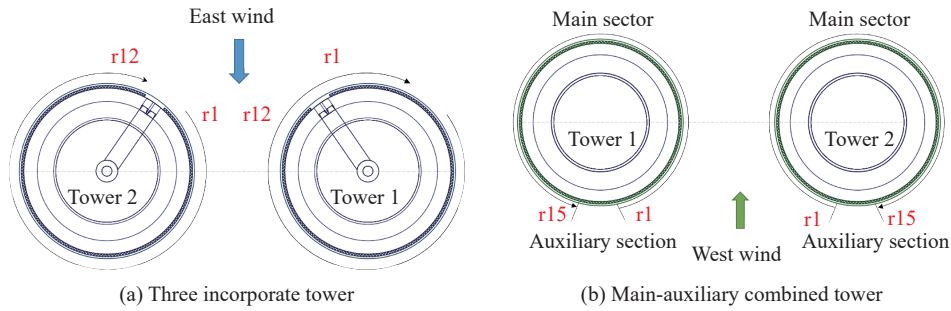


图 2 两类间接空冷系统模型布置方位及扇段分布

Fig. 2 Orientation and sector distribution of two types of indirect air-cooling system models

换热过程视为稳态换热且考虑重力的影响, 塔附近流动的空气视为不可压缩流动, 并且空气的密度变化满足理想气体的状态方程。同时, 模拟流动换热过程需要满足连续性、能量守恒、动量守恒^[19-21]三大守恒定律:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial (\rho T)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v T) = \nabla \cdot \left(\frac{\lambda}{c_p} \text{grad} T \right) + S_T \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\rho v_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v_i v) = \nabla \cdot (\mu \cdot \text{grad} v_i) - \nabla P + S_i \quad (3)$$

其中, ρ 为流体密度, kg/m^3 ; v 为流体流速, m/s ; μ 为流体动力黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$; P 为流体压力, Pa ; T 为流体温度, K ; λ 为流体导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$; c_p 为流体定压比热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; S_i 和 S_T 分别为动量守恒方程和能量守恒方程的源项^[22]。

在模拟计算时, 需要设置合适的湍流模型, 对于间接空冷塔外部的流动, 本文采用湍流模型中的 Standard $k-\epsilon$ 模型, 该模型以良好的稳定性和兼容性著称, 通过求解湍流动能 k 和湍流耗散率 ϵ 这两个关键湍流标量, 能够准确地描述绝大多数湍流流动问题, 且结构简单, 计算需求不高, 对多数工程流体力学问题表现良好, 经过了广泛验证和使用^[23-25]。同时, 对于控制方程的求解, 本文使用了应用范围广泛且最具代表性的 SIMPLE 算法: 首先假设初始压力场分布, 利用假设的压力场求解动量方程, 得到速度场, 进而求解连续性方程使压力场得到修正, 据此求解湍流方程及其他方程。完成以上计算后判断计算是否收敛, 若不收敛, 则修正压力场后求解动量方程。目前 SIMPLE 算法作为一种压力修正法, 在工程设计尤其在流场计算方面得到了广泛应用, 是最稳定和具有代表性的压力修正算法。

1.3 边界条件

1.3.1 速度边界 在进行模拟计算时, 根据电厂的气象数据将研究工况的环境主风向设置为流体流动的

方向, 将该流动方向的入口侧面设置为速度入口边界条件。为了模拟实际情况下环境风在垂直方向上的速度分布, 引入了如式(4)所示的等效模型。

$$v_h = v_{10} \cdot (h/10)^\alpha \quad (4)$$

其中, v_h 为 h 米高度处的风速, m/s ; v_{10} 为距塔底 10 m 处的风速; h 为距塔底的竖直高度, m ; α 是地面粗糙指数, 一般根据当地的地面情况进行取值, 本文取值为 0.16^[26]。环境风速廓线通常用幂函数表示, 并以距地 10 m 高度处的风速作为参考, 使用 C 语言将其编译成用户自定义函数(UDF)文件, 导入 Fluent 加载并运行。

1.3.2 压力边界 在定义入口边界时, 已经将流体流动入口侧面定义为入口边界, 这里再将底面定义为壁面调节, 剩余几个面定义为压力出口条件。由于间接空冷塔百米数量级的高度, 其出口面的压力并不是一个标准大气压, 因此, 为使间接空冷系统的模拟更合适, 整个系统所处计算域的大气压力不能视为定值, 即引入式(5)所示的大气压力等效模型, 并同样利用 UDF 文件导入计算软件加载运行^[27]。

$$P_h = 1.01325 \times 10^6 \times \left[1 - \left(\frac{h}{44300} \right) \right]^{5.256} \quad (5)$$

其中, P_h 为 h 米高处大气压力, Pa 。

1.3.3 散热器边界 在 1.1 节对于间接空冷塔模型的简化中已经将空冷散热器翅片管束简化为 Fluent 中的散热量模型, 图 3 示出了空冷散热器翅片管束模型。翅片管束的几何细节对机组宏观性能的影响体现为对空气流动的阻碍以及增强自身与空气的换热能力, 概括为翅片管束的阻力特性和换热特性, 且这两种特性可用阻力系数和换热系数来描述^[28], 阻力系数和换热系数的计算关系式如式(6)和式(7)所示。

$$K_f = 2 \frac{\Delta P}{\rho v^2} \quad (6)$$

$$h_f = \frac{Q_f}{A \cdot \Delta T} \quad (7)$$

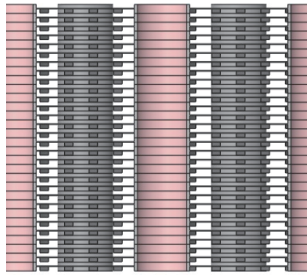


图 3 翅片管束模型

Fig. 3 Finned tube bundle model

其中, K_f 和 h_f 分别表示翅片管束的阻力系数和换热系数; Q_f 表示翅片管束总换热量, W ; ΔP 表示压力损失, 单位 Pa, A 表示翅片管束换热面积, m^2 。

为使 Fluent 计算更加清晰简便, 需要得到阻力系数和换热系数与空气流速的一一对应关系, 所以需要对其计算关系式进行实验拟合。取 10 组流速数据(1~10 m/s), 对于每个数据点的换热量和压差进行实验和模拟计算, 进而按照幂函数形式对计算数据进行拟合, 以获得两类间接空冷机组翅片管束的特征参数函数关系, 如式(8)~(11)所示。

三塔合一间接空冷机组所使用翅片管束的阻力系数 K_{f1} 以及换热系数 h_{f1} 分别如式(8)、(9)所示。

$$K_{f1} = 45.299(\rho v)^{-0.4235} \quad (8)$$

$$h_{f1} = 33.078(\rho v)^{0.4558} \quad (9)$$

主辅机共塔间接空冷机组所使用翅片管束的阻力系数 K_{f2} 以及换热系数 h_{f2} 分别如式(10)、(11)所示。

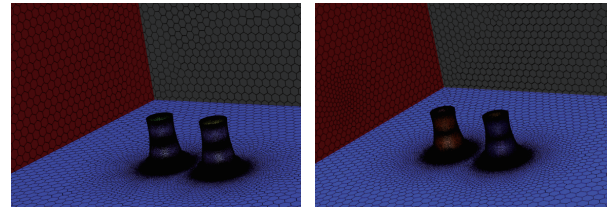
$$K_{f2} = 41.203(\rho v)^{-0.3752} \quad (10)$$

$$h_{f2} = 40.527(\rho v)^{0.394} \quad (11)$$

1.4 网格划分和无关性验证

两类间接空冷塔的网格模型如图 4 所示, 选取计算域的尺寸均为 $1500\text{ m} \times 1500\text{ m} \times 800\text{ m}$ (长 \times 宽 \times 高), 由于选取计算域的边界距离双塔较远, 流动换热计算时外界湍流对于计算收敛性的影响被削弱。划分网格采用多面体非结构化网格, 不仅网格质量高、贴体性好, 并且能够优化计算内存的使用, 对网格分布进行局部加密, 靠近空冷散热器部分的网格尺寸越小、数量越多, 其余非主要研究结构部分的网格密度较小, 这样可以在保证计算精度的同时节省计算资源。

网格无关性的计算结果见图 5, 两组计算模型的流动换热性能均主要体现在空冷散热器中, 因此, 在进行网格无关性计算时, 只需要考虑调整空冷散热



(a) Three incorporate tower

(b) Main-auxiliary combined tower

图 4 网格模型

Fig. 4 Grid model

器周围网格的密度, 而不改变计算域边缘的网格数量。本文通过对不同网格数量的模拟计算, 对三塔合一间接空冷系统使用参数换热量作为边界条件和验证标准, 发现当网格数量 $\geq 3.64 \times 10^6$ 时, 间接空冷塔换热量基本趋于稳定; 对于主辅机共塔间接空冷系统, 使用参数空气流量作为边界条件和验证标准, 发现当网格数量 $\geq 3.81 \times 10^6$ 时, 间接空冷塔空气流量也基本趋于稳定。同时, 从图 5 可以看出, 进一步增加网格数量对模拟结果影响不大。因此, 综合考虑计算精度和资源, 三塔合一间接空冷双塔模型的网格数量确定为 3.64×10^6 , 主辅机共塔间接空冷双塔模型的网格数量确定为 3.81×10^6 。

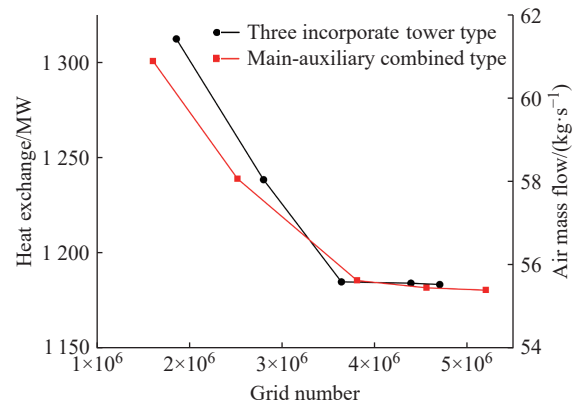


图 5 网格无关性验证结果

Fig. 5 Verification results of grid-independence

1.5 模型可行性验证

为了确定后续模拟计算的可行性, 需要对两类间接空冷塔模型的准确性进行验证。由于本研究主要针对机组夏季温度变化对运行特性的影响, 所以根据电厂的气象数据, 本次验证均采用两类系统机组运行时的 TRL 工况(汽轮机额定负载工况), 并选取了两类系统的机组换热量、循环水进口水温 and 循环水出口水温进行验证, 结果如表 1 所示。通过对比表中各参数的模拟值和设计值, 可以发现两类系统验证参数的相对误差均在 5% 以内, 进而说明间接空冷联合仿真的模型精确度较高。

表1 两类间接空冷系统验证参数
Table 1 Validation parameters for two types of indirect air cooling systems

| Type | | Heat exchange/MW | Inlet water temperature/°C | Outlet water temperature/°C |
|-------------------------|-------------|------------------|----------------------------|-----------------------------|
| Three incorporate tower | Standard | 1 164.1 | 64.2 | 51.6 |
| | Calculation | 1 196.8 | 63.5 | 51.1 |
| Main-auxiliary combined | Standard | 1 233.8 | 59.90 | 48.70 |
| | Calculation | 1 284.8 | 59.47 | 47.87 |

2 机组运行参数计算方法

2.1 循环水温耦合计算

在间接空冷塔换热过程中, 散热翅片管束内部循环水与外部空气的换热共轭, 二者会相互影响, 其换热过程满足式(12)。为了还原耦合换热现象, 首先, 需要将换热温度 T_r 定义为初始循环水进口温度 ($T_{\text{water-in-t}}$) 和出口温度 ($T_{\text{water-out-t}}$) 的平均值, 在 Fluent 中进行计算后得到新的空气出口温度和出口流量, 并由此计算出本次换热量 (Q), 进一步计算出更新后的循环水出口水温度 ($T'_{\text{water-out-t}}$), 见式 (13), 若满足更新前后循环水出口水温误差很小, 即 $|T_{\text{water-out-t}} - T'_{\text{water-out-t}}| < 10^{-3}$, 则判断迭代达到平衡, 否则将更新后的出口水温替换原出口水温进行下一步迭代。

$$q_{\text{air}} c_{p\text{-air}} (T_{\text{air-out}} - T_{\text{air-in}}) = q_{\text{water}} c_{p\text{-water}} (T_{\text{water-in-t}} - T_{\text{water-out-t}}) \quad (12)$$

$$T'_{\text{water-out-t}} = T_{\text{water-in-t}} - \frac{Q}{q_{\text{water}} c_{p\text{-water}}} \quad (13)$$

其中, q_{air} 为进塔风量, kg/s; $c_{p\text{-air}}$ 为空气定压比热容, J/(kg·K); $T_{\text{air-out}}$ 和 $T_{\text{air-in}}$ 分别为空气流出和进入空冷散热器温度, K; q_{water} 为循环水流量, kg/s; $c_{p\text{-water}}$ 为循环水定压比热容, J/(kg·K)。

2.2 机组背压计算方法

机组背压是指汽轮机出口的排汽压力, 背压的大小与蒸汽的出口温度密切相关。而在汽轮机中, 循环冷却水与蒸汽的换热过程同样是共轭的, 冷却水的进出口温度(冷却水进入间冷塔的温度为冷却水进口温度)与蒸汽的出口温度会相互影响。汽轮机的换热过程是蒸汽在汽轮机中发生的流动换热过程, 蒸汽将热量释放到循环冷却水中, 其换热过程满足式(14)。

$$q_{\text{water}} c_{p\text{-water}} (T_{\text{in-water}} - T_{\text{out-water}}) = q_{\text{steam}} c_{p\text{-steam}} (T_{\text{out-steam}} - T_{\text{in-steam}}) = Q' \quad (14)$$

其中, q_{steam} 为蒸汽流量, kg/s; $T_{\text{out-steam}}$ 为蒸汽的出口温度, $T_{\text{in-steam}}$ 为蒸汽的进口温度, K; $c_{p\text{-steam}}$ 为蒸汽定压比热容, J/(kg·K), Q' 为蒸汽和循环冷却水总换热量, W。

量, W。

本文研究的重点在于机组背压等运行参数与环境温度的关系, 为了简化计算, 假设在汽轮机中的蒸汽始终处于饱和状态, 且在冷却水出口时蒸汽与冷却水完全换热, 此时只需求得饱和蒸汽的温度, 通过饱和蒸汽压力和温度换算公式(15), 就能得到蒸汽压力, 即机组背压^[29]。

$$P_s = 9.8 \times 10^{-3} \times \left(\frac{T_s + 100}{57.66} \right)^{7.46} \quad (15)$$

其中, P_s 为凝汽器压力, kPa; T_s 为蒸汽饱和温度, K。

饱和蒸汽温度的求解用类似于循环水温耦合计算的方式进行迭代, 具体计算逻辑如图 6 所示。初始条件: 定义饱和蒸汽的出口温度与循环水的进口温度相同, 并由此计算出饱和蒸汽汽化潜热 (Q_s), 通过式(14)反算出更新后的循环水进口温度 ($T'_{\text{in-water}}$), 根据式(13)计算出更新后的循环水出口温度 ($T'_{\text{out-water}}$); 得到新的循环水进口温度即可得到新的饱和蒸汽出口温度, 由此计算出新的蒸汽汽化潜热 (Q'_s), 判断 $|Q'_s - Q_s| < 10^{-3}$ 是否成立, 若成立则停止迭代, 若不成立则更新循环水进出口水温进行下一次循环。在循环结束后, 将得到的饱和蒸汽温度代入式(15)即可得到饱和蒸汽压力, 即机组背压。

3 不同环境温度下机组运行特性

3.1 环境温度对三塔合一间接空冷系统运行特性影响

三塔合一间接空冷系统机组厂区所处区域夏季极端最高环境温度为 40 °C, TRL 工况下的设计环境温度为 32 °C, 本文选取 32~40 °C 的温度区间进行计算分析, 环境风速和风向按 TRL 工况, 分别设置为 5 m/s 和东风风向。

3.1.1 环境温度对温度场影响 图 7 示出了不同环境温度下三塔合一间接空冷塔竖直截面温度场分布, 以 1 号塔竖直截面为例。从图 7 可以看出, 随着环境温度的升高, 塔内空气的平均温度也不断升高,

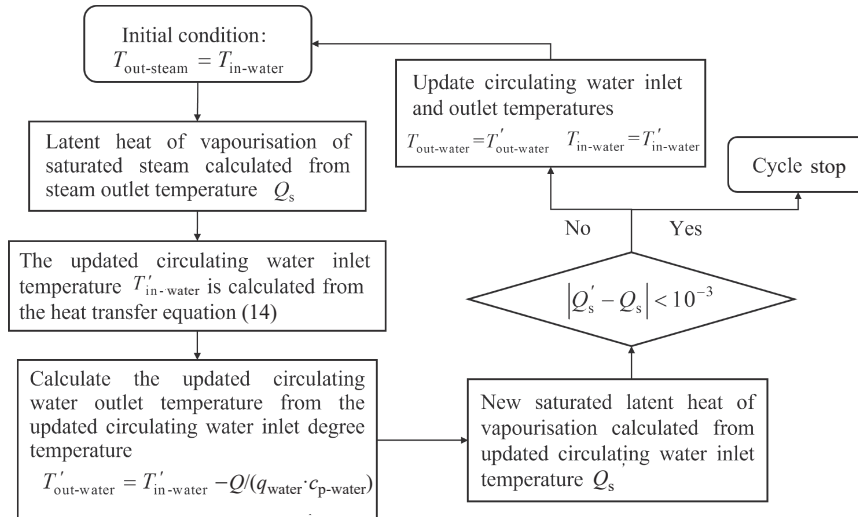


图 6 机组背压迭代计算逻辑

Fig. 6 Iterative calculation logic for unit back pressure

烟气管道内烟气的扩散程度也越高,对塔上部的出口抬升气流的温度影响也越大。但是可以发现塔内的温度场分布趋势基本没有出现改变,原因在于当环境温度变化时,周围环境风速和方向都没有变化,

所以塔内流场分布和进入塔内的空气流量也基本保持不变,温度场分布的趋势基本未发生改变,即环境温度的提高对塔内温度场的整体分布趋势未有较大影响。

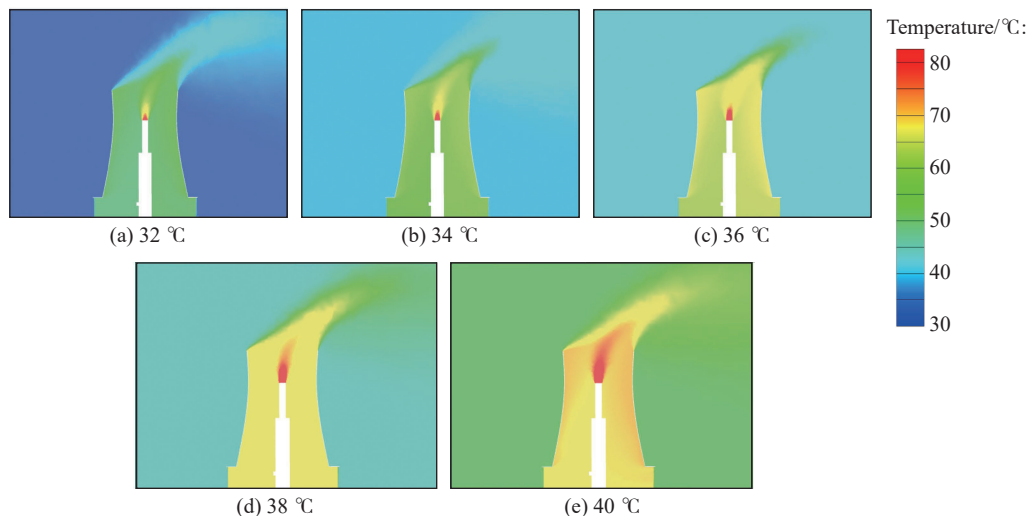


图 7 不同环境温度下三塔合一间接空冷塔竖直面温度场分布

Fig. 7 Temperature field distribution of vertical section of three incorporate indirect air-cooling tower at different ambient temperatures

图 8 示出了不同环境温度下三塔合一间接空冷塔双塔水平截面温度场分布,塔内空气分布温度趋势更加明显。随着塔内温度的升高,间接空冷塔内部温度场均呈现为迎风侧和背风侧扇段区域温度分布较低,而两侧扇段温度分布较高,尤其是两侧内部的扇段出现大面积的高温区域且环境温度越高此高温区域越明显。在环境温度达到 40 °C 时,高温区域几乎占据了整个温度场的 1/4,两侧外部的扇段也有小部分高温区域,相比内部温度偏低且面积偏小。原因在于环境风经过两侧扇段时由于空气绕流,使

流过的空气压强降低,两侧扇段的内外压差减小从而导致空气进气量减小,所以两侧扇段区域的空气会过度换热,温度不断升高,而环境风经过两侧内部扇段时由于流动面积减小,在空气流量一定的情况下风速增加,由伯努利原理可知,空气压力会进一步降低,从而使这一区域的间接空冷塔的抽吸能力更弱,高温区域更多,并且随着环境温度的增加此现象更加明显,说明环境温度的升高会进一步加剧高温区域的面积。所以应着重关注双塔两侧扇段的换热情况,尤其是双塔中间区域的侧风扇段,以便对换热

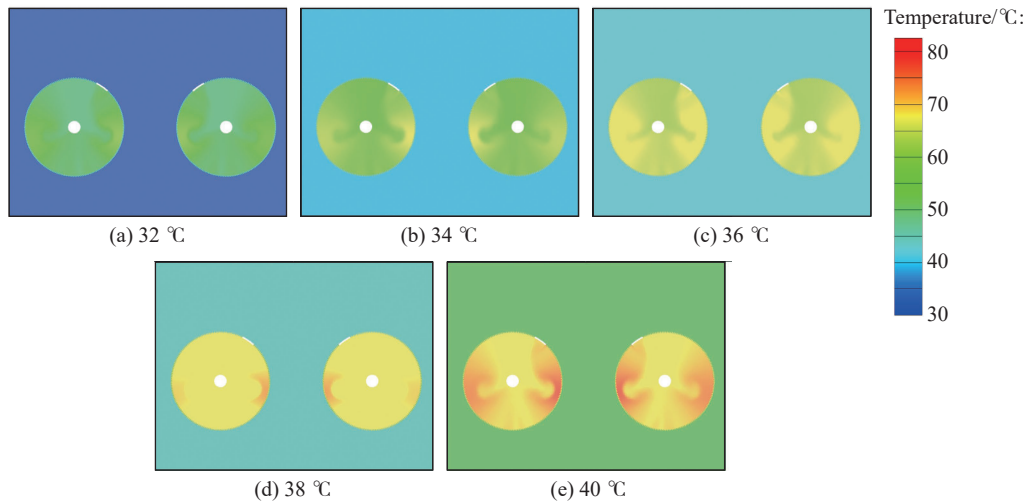


图 8 不同环境温度下三塔合一间接空冷却塔水平截面温度场分布

Fig. 8 Temperature field distribution of horizontal section of three incorporate indirect air-cooling tower at different ambient temperatures

情况恶化严重的区域采取措施进而提升整个间接空冷塔的流动换热性能。

3.1.2 环境温度对运行参数的影响 图 9 示出了不同环境温度下三塔合一间接空冷却塔每个扇段的循环水出口水温分布(图中扇段沿径向长度越长, 温度越大)。循环水出口水温可以描述间接空冷却塔整个换热过程的进行程度, 换热程度越强, 循环水出口温度就会越低。随着环境温度从 32 °C 升温到 40 °C, 各扇段的出口水温几乎呈现等比例升高, 并且分布没有明显变化, 说明环境温度并不会影响各个扇段换热的均匀性。从图 9 可以看出, 处于双塔迎风侧的 r1、r2、r12 等扇段出口水温普遍较低, 而 1 号塔

r3、r4 扇段和 2 号塔 r9、r10 扇段出口水温总体较高, 当环境温度到达 40 °C 时, 双塔此区域扇段的温度已经到达了 68.3 °C, 这是因为双塔并非对称布置, 1 号塔的 r3、r4 扇段和 2 号塔的 r9、r10 扇段正处于两座塔的两侧内部扇段, 结合图 8 分析可知, 此处间接空冷塔的换热效果最差, 所以循环水的出口温度也会最高。

虽然循环水出口水温可以直接清晰地反映出间接空冷却塔各个扇段的换热情况, 但是实际上环境温度的升高会使间接空冷塔的循环水进口水温增加。结合式(13)可知, 这对于计算循环水出口温度会造成一定的影响, 所以为了更加精确地反映间接空冷却塔

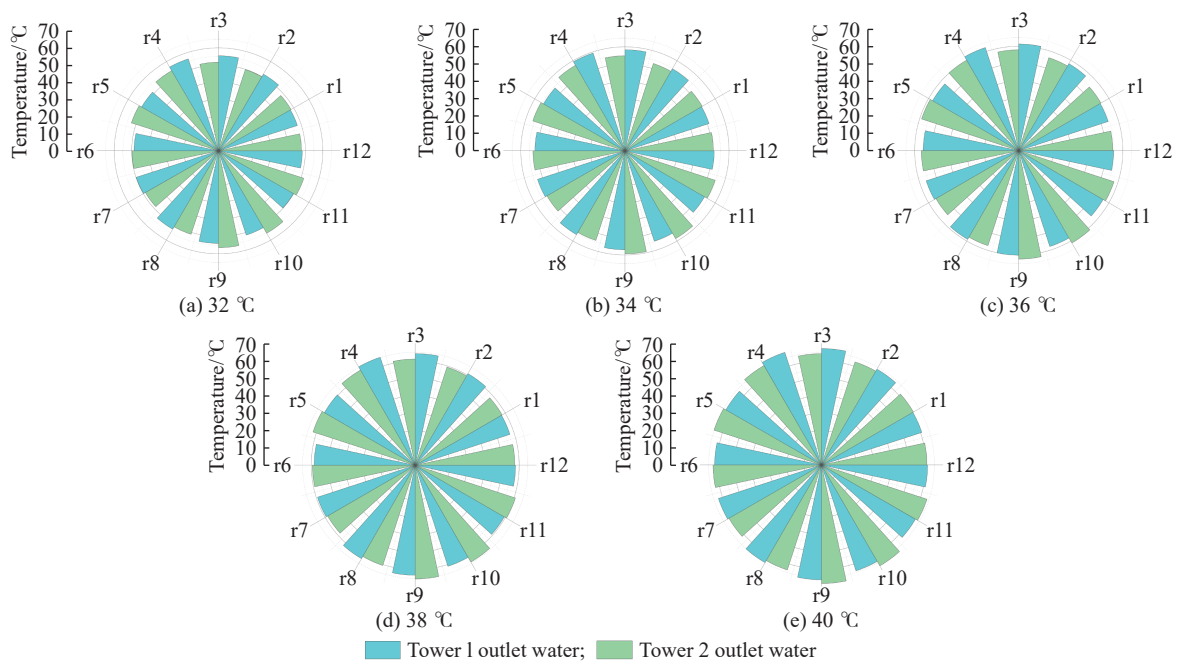


图 9 不同环境温度下三塔合一间接空冷却塔循环水出口水温分布

Fig. 9 Distribution of circulating water outlet temperature of three incorporate indirect air-cooling tower at different ambient temperatures

各扇段的换热情况,这里采用循环水温降作为验证参数,并将 12 个扇区划分为 4 类扇段:迎风扇段、背风扇段、两侧内部扇段和两侧外部扇段。图 10 示出了双塔 4 类扇段的循环水温降,从图中可以看出双塔的迎风扇段循环水温降最大,背风扇段次之,其次是两侧外部扇段,两侧内部扇段温降最小。迎风侧扇段循环水温降高于背风侧扇段的原因是,环境风直

接撞击到迎风侧扇段形成高压区,这会造成间接空冷塔的抽吸作用加强,空气流量增加,提高了此区域的换热性能。同时,从循环水温降变化曲线可以看出,环境温度每增加 2 °C,各扇段的循环水温降会等比例降低 1.2 °C,验证了前文环境温度并不会影响各个扇段的换热均匀性的结论。

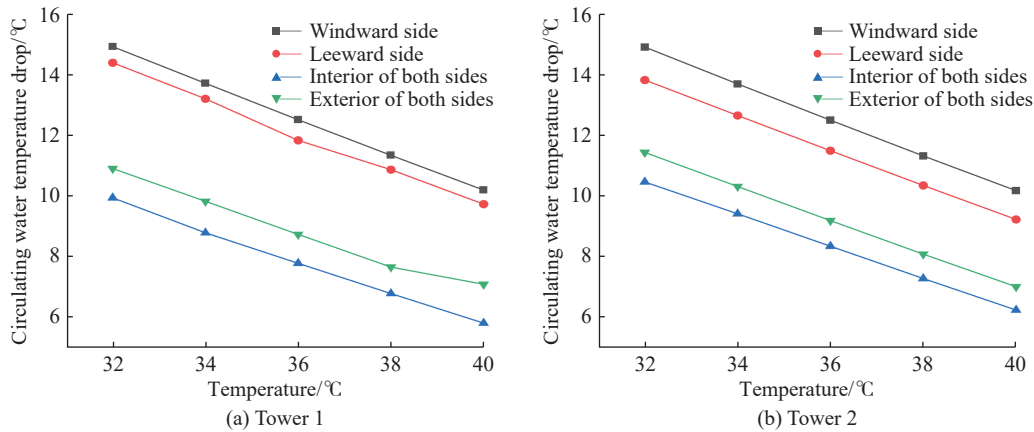


图 10 不同环境温度下三塔合一间接空冷塔双塔各扇段循环水温降

Fig. 10 Temperature drop of circulating water in each fan section of three incorporate indirect air-cooling tower at different ambient temperatures

图 11 示出了不同环境温度下三塔合一间接空冷系统的循环水进塔温度和机组平均背压。从图中可以看到循环水的进塔和机组平均背压随着环境温度的增加而逐渐升高,并呈线性变化,当温度升高 10 °C 时,机组背压升高了 13.3 kPa,相对设计背压增加了 50.0%。由式(12)可知,当空气进气量和循环水流量都保持不变时,塔外空气温度线性增加使得翅片管束的换热温度也线性增加,进而使循环水的出塔温度也线性增加,再由前文中迭代计算背压的逻辑可知,最终导致机组平均背压也呈线性增加。从机组背压的增长趋势来看,环境温度的升高会对系统的运行性能产生极大影响,环境温度越高,系统的运行背压越高,环境温度为 40 °C 时,机组背压已经达到 35.8 kPa,系统运行的经济性和稳定性已严重下降。所以,在高温条件下,间接空冷系统需采用增加空气进气流量、喷淋降温 and 增加循环水流量等方式来降低系统的运行背压。

3.2 环境温度对主辅机共塔间接空冷系统运行特性影响

主辅机间接空冷系统机组厂区所处区域夏季极端最高环境温度为 39 °C,TRL 工况下的设计环境温度为 31 °C,本文选取 31~39 °C 的温度区间进行计算分析,环境风速和风向按夏季 TRL 工况分别设置为

4 m/s 和西风风向。

3.2.1 环境温度对温度场影响 不同环境温度下主辅机共塔间接空冷塔竖直面温度场分布如图 12 所示,从图中可以看出,塔顶空气的抬升高度基本保持不变,所以间接空冷塔的流场基本没有改变。相比三塔合一间接空冷系统少了烟气管道和脱硫塔的影响,塔内空气温度云图的分布更加明显:塔内低温区集中在空冷散热器的迎风侧,温度较高的区域集中在塔的背风侧,且随着环境温度升高,各个区域的温度都在升高。由图 13 水平截面的温度云图可知,双塔的温度场分布基本相同,塔内温度场呈对称分布,迎风侧的辅机扇段温度相对整体温度场明显较低,但随着环境温度升高,低温区域在逐渐减小。同时,从图中可以发现主辅机间接空冷塔的背风扇段温度也会偏高,这是由于相对主辅机共塔系统来说,三塔合一系统由于其本身具有烟气管道,当环境风吹向烟气管道时,塔内部会产生涡流并且会朝着背风侧移动,从而导致背风侧内部压力减小,外界空气进气量增加改善背风扇段的换热性能。所以,三塔合一系统的背风侧温度整体分布要低于主辅机共塔系统。

3.2.2 环境温度对运行参数的影响 图 14 示出了主辅机共塔间接空冷塔各扇段循环水出口水温分布,可以看出 1 号塔和 2 号塔各扇段出口水温分布几乎

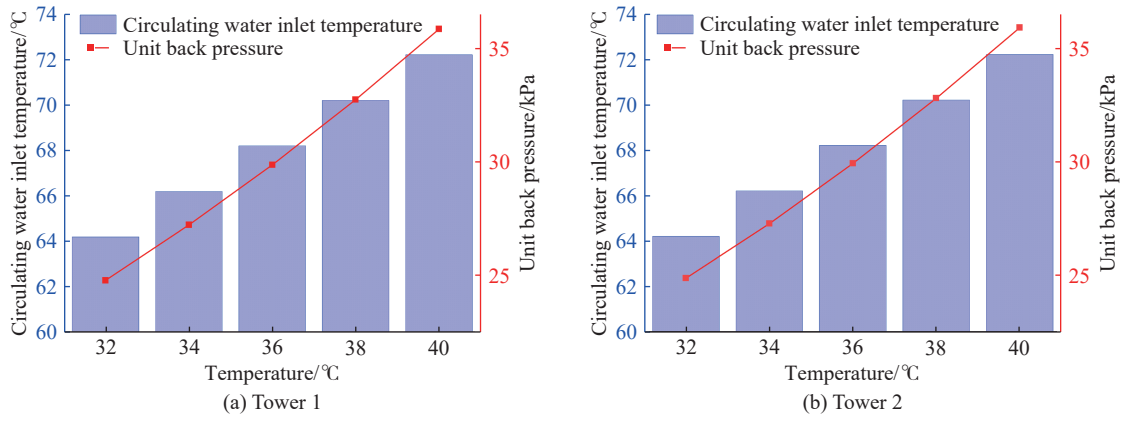


图 11 不同环境温度下三塔合一间接空冷系统循环水进口温度和机组背压变化

Fig. 11 Variation of circulating water inlet temperature and unit back pressure of three towers in one indirect air-cooling system at different ambient temperatures

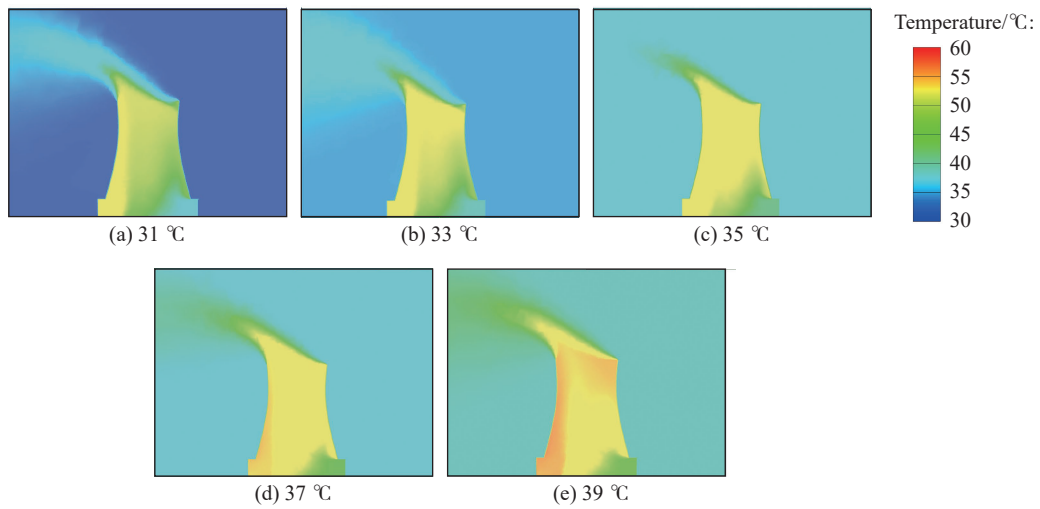


图 12 不同环境温度下主辅机共塔间接空冷塔竖直截面温度场分布

Fig. 12 Temperature field distribution of vertical section of main-auxiliary combined indirect air-cooling tower at different ambient temperatures

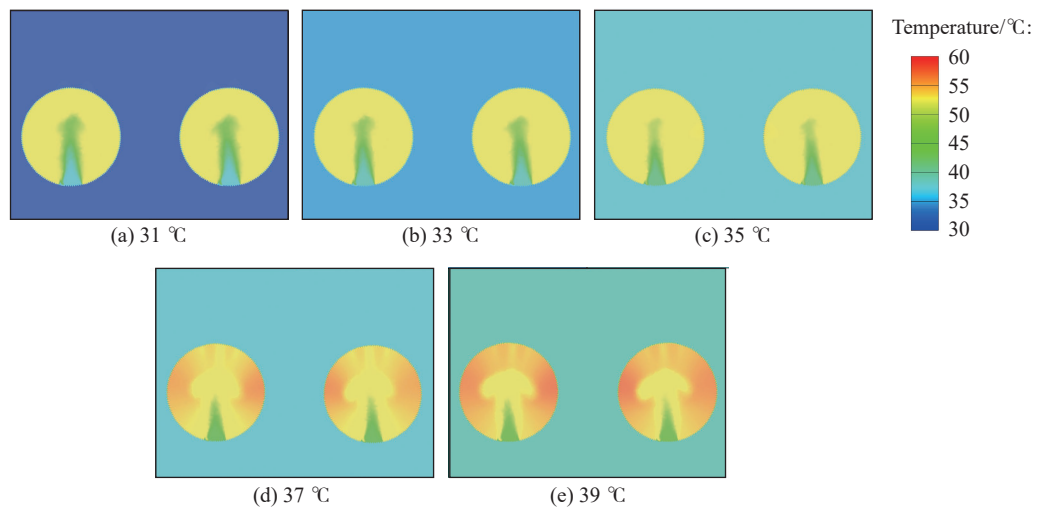


图 13 不同环境温度下主辅机共塔间接空冷塔水平截面温度场分布

Fig. 13 Temperature field distribution of horizontal section of main-auxiliary combined indirect air-cooling tower at different ambient temperatures

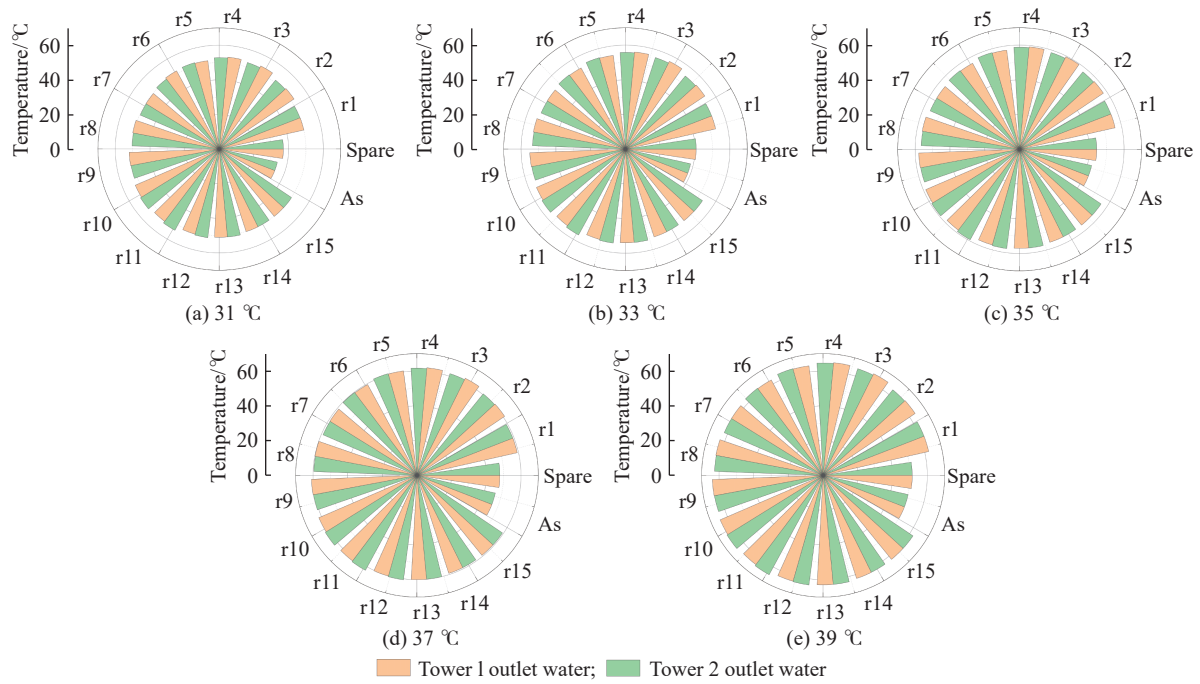


图 14 不同环境温度下主辅机共塔间接空冷塔循环水出口水温分布

Fig. 14 Distribution of circulating water outlet temperature of main-auxiliary combined indirect air-cooling tower at different ambient temperatures

完全一致,这是两座间接空冷塔对称布置的原因。随着环境温度升高,双塔各个扇段出口水温等比例升高,当环境温度达到 39 °C 时,双塔循环水出口最高水温依然出现在了两侧内部扇段 r3、r4、r5 处,温度达到了 62.5 °C,这与温度云图的分析结果一致。辅机扇段的循环水出口水温相对主机总体要低,并且从图 15 各扇段温降变化中可以看出,辅机扇段的循环水温降随环境温度的变化程度明显大于主机部分。当环境温度从 31 °C 升高到 39 °C 时,主机扇段总体循环水温降低了 3.9 °C,而辅机扇段循环水温降低了 7.1 °C,主机的循环水温降仅为辅机扇段的 54.9%,这说明辅机对于温度变化的敏感度相对主机更大。

辅机扇区换热量和主机机组背压的变化如图 16 所示。从图中可知,辅机扇区换热量随环境温度逐渐下降,而机组背压随着环境温度的增加大幅上升。温度每升高 2 °C,辅机扇区换热量减少到设计换热量的 13.2%,当环境温度为 39 °C 时,换热量已减少到设计值的 40.0%,1 号塔和 2 号塔主机背压分别增加 13.35 kPa 和 13.37 kPa,各增长了 61.0% 和 60.9%,并且对比三塔合一间接空冷系统机组背压的变化规律,可以发现主辅机共塔间接空冷系统的主机背压也几乎是随环境温度在均匀增加,这表明辅机扇区在环境温度改变时,对主机扇区所起的降温调节作用并没有发生变化,即主机背压仅受环境温度的影

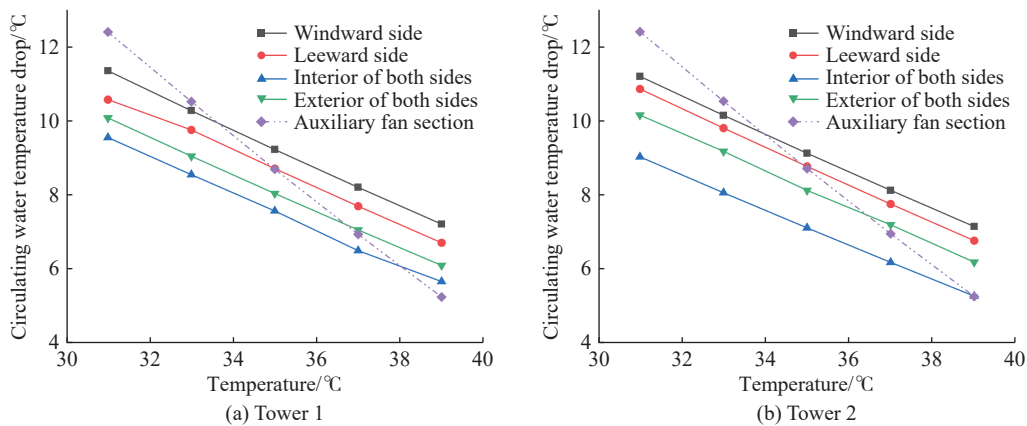


图 15 不同环境温度下主辅机共塔间接空冷塔各扇段循环水温降

Fig. 15 Temperature drop of circulating water in each fan section of main-auxiliary combined indirect air-cooling tower at different ambient temperatures

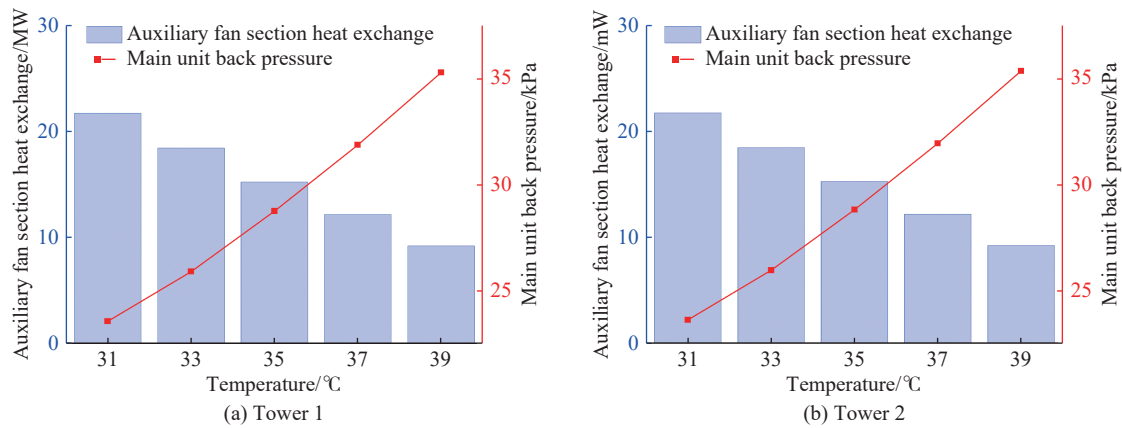


图 16 不同环境温度下辅机扇区换热量和主机机组背压

Fig. 16 Auxiliary sector heat exchange and main unit back pressure at different ambient temperatures

响,不受辅机扇段的影响。

4 结 论

(1)三塔合一型间接空冷系统温度场呈现两侧扇段温度高,迎风、背风扇段温度较低,主辅机共塔系统由于没有烟气管道的影响背风扇段温度相对较高。当两类系统环境温度达到最高 40 °C 和 39 °C 时,两类系统的循环水出口水温最高分别为 68.3 °C 和 62.5 °C,均出现在两侧内部扇段,所以需要对该处采取有效的散热措施。

(2)环境温度的变化不会影响各扇段换热的均匀性,且环境温度每升高 2 °C,三塔合一系统各扇段循环水温降等比例降低 1.2 °C;主辅机系统从环境温度 31 °C 到 39 °C,主机各扇段循环水温降也是等比例降低了 3.9 °C,但是辅机扇段循环水温降低了 7.1 °C,说明辅机对于温度变化的敏感度相对主机更大。

(3)环境温度的升高会对系统的运行性能产生极大影响,环境温度越高,系统的运行背压越高,在环境温度为 40 °C 时,三塔合一机组背压达到 35.8 kPa,系统运行的经济性和稳定性已严重下降,所以在夏季高温工况下,需要采取喷淋降温 and 增加循环水流量等方式降低机组背压。主辅机系统背压变化趋势与三塔合一系统基本一致,说明主机背压仅受环境温度的影响,不会受辅机扇段的影响。

参考文献:

- [1] 张东青,金铁铮,王顺森. 660 MW 超超临界开式循环火电机组冷端综合优化 [J]. 节能技术, 2023, 41(4): 349-355.
- [2] 周士博,庞凯元,张宝琴. 火电机组汽轮机冷端系统优化改造技术分析 [J]. 仪器仪表用户, 2024, 31(5): 77-79.
- [3] 赵佳骏,华敏,王飞,等. 表凝式间接空冷系统冬季运行优化研究 [J]. 节能技术, 2020, 38(5): 449-453.
- [4] 李高潮,赵强强,万超,等. 环境风作用下主辅机共塔型空冷系统的数值模拟研究 [J]. 热力发电, 2025, 54(2): 135-144.
- [5] 师进文,高凡翔,邹洋,等. 电站空冷技术: 研究现状及建议 [J]. 西安交通大学学报, 2023, 57(7): 20-37.
- [6] 王梦洁. “三塔合一”间接空冷系统热力性能分析和优化研究 [D]. 北京: 华北电力大学(北京), 2016.
- [7] 刘昆. 三塔合一间接空冷系统变工况运行特性研究 [D]. 北京: 华北电力大学(北京), 2021.
- [8] 贾斌,李晓波,张维蔚. 表面式间接空冷系统冷却水流量优化研究 [J]. 汽轮机技术, 2021, 63(3): 230-234.
- [9] 李满,徐士倩,李陆军,等. 主辅机共塔条件下间接空冷塔流场特性分析 [J]. 中国水利水电科学研究院学报, 2021, 19(2): 221-228.
- [10] STRYDOM W, PRETORIUS J, HOFFMANN J. Natural draft direct dry cooling system performance at various application scales under windless and windy conditions[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 248: 123181.
- [11] SU M D, TANG G F, FU S. Numerical simulation of fluid flow and thermal performance of a dry-cooling tower under cross wind condition[J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 1999, 79(3): 289-306.
- [12] GOODARZI M, KEIMANESH R. Numerical analysis on overall performance of Savonius turbines adjacent to a natural draft cooling tower[J]. Energy Conversion and Management, 2015, 99: 41-49.
- [13] GOODARZI M. A proposed stack configuration for dry-cooling tower to improve cooling efficiency under cross-wind[J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2010, 98(12): 858-863.
- [14] 荆涛,徐志强,韩立,等. 寒冷气候下环境风速对电厂双间接空冷塔性能影响的模拟研究 [J]. 陕西科技大学学报, 2022, 40(5): 160-169+184.
- [15] 康卫东,李高潮,王子豪,等. 基于环境风温-冷却水温耦合计算的间接空冷塔冬季运行及防冻研究 [J]. 华东理工

- 大学学报(自然科学版), 2023, 49(4): 474-480.
- [16] 王智, 付静, 王泽灏, 等. 600 MW 三塔合一间接空冷塔塔内流场特性研究 [J]. 汽轮机技术, 2019, 61(1): 37-40.
- [17] 王国峰, 宫元娟, 任德志, 等. “三塔合一”空冷塔流动特性数值研究 [J]. 中国电机工程学报, 2021, 41(24): 8494-8502.
- [18] 李满, 韩敬钦, 李陆军, 等. 660 MW 机组间接空冷主辅共塔方案影响分析 [J]. 中国电力, 2020, 53(5): 155-163.
- [19] DRIKAKIS D, FRANK M, TABOR G. Multiscale computational fluid dynamics[J]. *Energies*, 2019, 12(17): 1-16.
- [20] YILMAZ D. Computational fluid dynamics modeling of surface condensation[J]. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2020, 42(351): 1-12.
- [21] 李晓宇, 陶文铨. 干湿工况平直翅片传热传质特性数值模拟 [J]. 工程热物理学报, 2022, 43(4): 1034-1040.
- [22] DU PREEZ A F, KRÖGER D G. Effect of wind on performance of a dry-cooling tower[J]. *Heat Recovery Systems and CHP*, 1993, 13(2): 139-146.
- [23] REZAEI B, SEIF MM. Numerical study of flow in skewed compound channel using k-epsilon turbulence model[J]. *Iranian Journal of Science and Technology-transactions of Civil Engineering*, 2022, 46(5): 3919-3929.
- [24] 郭烈锦, 张鸣远, 郭秀丽. 气-液两相泡状流 $k-\epsilon$ 紊流模型 [J]. 水动力学研究与进展 (A 辑), 1994, 9(2): 234-243.
- [25] 张航, 吕友军. 超临界水循环流化床两相流动特性的数值模拟 [J]. 工程热物理学报, 2018, 39(1): 127-132.
- [26] 李非, 路婷婷, 吴正人, 等. 空冷岛对周围大气流场影响数值模拟 [J]. 热力发电, 2016, 45(11): 82-87.
- [27] 王志军, 宋立军. 利用遗传算法求大气压强精确公式 [J]. 长春大学学报, 2001, 11(5): 31-33.
- [28] 康海军, 李斌, 李惠珍, 等. 平直翅片管换热器传热与阻力特性的实验研究 [J]. 西安交通大学学报, 1994, 28(1): 91-98.
- [29] 曾德良, 王玮, 杨婷婷, 等. 基于换热理论的凝汽器压力应达值的确定 [J]. 动力工程学报, 2010, 30(9): 678-683, 704.

Operation Characteristics of Different Forms of Indirect Air-Cooling Systems Based on Summer Ambient Temperature Variations

JULAITI Aihaiti¹, GUO Xiaohong¹, WANG Hao², FAN Ye³, ZHAO Qiangqiang³, MA Yuan¹,

XU Yanming¹, YANG Kaixuan², SHI Jinwen³

(1. China Coal Ili Energy Development Co. Ltd, Ili 835000, Xinjiang, China; 2. Xi'an Thermal Power Research Institute Co. Ltd, Xi'an 710054, China; 3. State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The characteristics of indirect air-cooling system are greatly affected by factors such as ambient temperature. Therefore, this paper selects two different forms of technology-optimized indirect air-cooling tower systems, namely, the three incorporate tower type and the main-auxiliary combined type, to study the operating characteristics of the unit under the change of ambient temperature in the summer using CFD(Computational Fluid Dynamics). The results show that the heat exchange situation of both sides of the two types of indirect air-cooling systems deteriorates most seriously with the increase of ambient temperature. When the ambient temperature reaches 40 °C and 39 °C, the outlet temperature of circulating water reaches 68.1 °C and 62.5 °C, respectively. Nevertheless, in the main-auxiliary systems, the influence of the rising ambient temperature on the heat exchange of the main engine is only 54.9% of that of the auxiliary area, which shows that it has a greater impact on the heat exchange of auxiliary engines. But the heat transfer uniformity of each fan section of the main engine is not affected. The increase in ambient temperature will have a great impact on the system performance, the higher the ambient temperature, the higher the operating back pressure of the system. Under high-temperature conditions, it is necessary to apply cooling measures to the unit to ensure normal operation. In addition, the main engine back pressure of the main-auxiliary systems is not affected by the auxiliary engines as the temperature rises.

Key words: ambient temperature; three incorporate tower; main-auxiliary combined; indirect air-cooling tower; CFD simulation

(责任编辑: 李娟)