

DOI: 10.19666/j.rlfed.202208197

# 主辅机合建式间接空冷系统 流动传热特性研究

张宗阳<sup>1,2</sup>, 侯一晨<sup>1,2</sup>, 周寒宇<sup>1,2</sup>, 贾贺<sup>1,2</sup>, 陈磊<sup>1,2</sup>, 孔艳强<sup>1,2</sup>,  
王伟佳<sup>1,2</sup>, 杨立军<sup>1,2</sup>, 杜小泽<sup>1,2</sup>

(1. 华北电力大学电站能量传递转化与系统教育部重点实验室, 北京 102206;

2. 华北电力大学能源动力与机械工程学院, 北京 102206)

[摘要] 主辅机合建式间接空冷系统近年引起了业内关注, 目前国内外学者对其流动换热性能开展研究较少。为探究不同构型条件下主辅机合建式间接空冷系统的输运特性, 本文建立了 6 种主辅机散热器双层布置和单层布置的合建式间接空冷系统物理模型, 并借助商业软件 FLUENT 模拟对比分析了不同构型的输运性能。研究表明: 系统构型对辅机冷却系统的输运性能影响远高于主机冷却系统, 且相对于换热性能, 流动性能更易受到影响; 无风情况下, 双层布置主辅机冷却系统的输运性能均优于单层布置, 且构型 A 的辅机冷却性能最佳; 在环境风影响下, 构型 C 的辅机冷却性能远高于其他构型。该研究可为主辅机合建式间接空冷系统工业设计及应用提供理论指导。

[关键词] 主辅机冷却系统; 合建式间接空冷系统; 双层布置散热器; 单层布置散热器; 流动换热性能

[引用本文格式] 张宗阳, 侯一晨, 周寒宇, 等. 主辅机合建式间接空冷系统流动传热特性研究[J]. 热力发电, 2023, 52(5): 82-91. ZHANG Zongyang, HOU Yichen, ZHOU Hanyu, et al. Thermo-flow characteristics of the main-auxiliary combined natural draft dry cooling system[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(5): 82-91.

## Thermo-flow characteristics of the main-auxiliary combined natural draft dry cooling system

ZHANG Zongyang<sup>1,2</sup>, HOU Yichen<sup>1,2</sup>, ZHOU Hanyu<sup>1,2</sup>, JIA He<sup>1,2</sup>, CHEN Lei<sup>1,2</sup>,  
KONG Yanqiang<sup>1,2</sup>, WANG Weijia<sup>1,2</sup>, YANG Lijun<sup>1,2</sup>, DU Xiaoze<sup>1,2</sup>

(1. Key Laboratory of Power Station Energy Transfer Conversion and System of Ministry of Education,  
North China Electric Power University, Beijing 102206, China;

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

**Abstract:** The main-auxiliary combined indirect dry cooling system has attracted attention from the industry in recent years, while few scholars at home and abroad have conducted studies on its flow and heat transfer performances. In order to investigate the transport characteristics of the main-auxiliary combined indirect dry cooling system under different configurations, this paper establishes six physical models of the combined indirect dry cooling systems with the double-layer/single-layer main and auxiliary radiators. And then the cooling performances are analyzed and compared using the commercial software FLUENT. The results show that, the construction has obviously higher impacts on the auxiliary cooling system than the main one, meanwhile the air mass flow rate presents larger difference than the heat rejection; In absence of wind, the main-auxiliary combined cooling system with double-layer heat exchanger arrangement, has better cooling performance than that with the single layer heat exchanger arrangement, and case A possesses the best cooling performance; Under crosswind effects, case C has highest cooling capability of the auxiliary cooling system, while the behavior of its main cooling

收稿日期: 2022-08-16 网络首发日期: 2023-03-15

基金项目: 国家自然科学基金项目 (52006065)

Supported by: National Nature Science Foundation of China (52006065)

第一作者简介: 张宗阳 (1997), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为核电、多能互补、热力发电智慧冷端, 120202202341@ncepu.edu.cn.

通信作者简介: 王伟佳 (1990), 女, 博士, 副教授, 主要研究方向为智慧冷端系统安全运行、电化学储能, wangwj@ncepu.edu.cn.

system should also be considered before the engineering selection. This research may provide some theoretical guidelines for the engineering design and application of the main-auxiliary combined natural draft dry cooling system. **Key words:** main-auxiliary cooling system; combined natural draft dry cooling system; double-layer heat exchanger arrangement; single-layer heat exchanger arrangement; flow and heat transfer performances

近年来, 钢结构间接空冷系统、三塔合一间接空冷系统及两机一塔间接空冷系统等较为先进的间接空冷技术, 在电站工业中得到了极大的推广和应用<sup>[1-5]</sup>。Song 等人<sup>[1]</sup>探究了直锥型钢结构塔的冷却性能, 并推荐了最佳锥段和塔高之比。丁大益等<sup>[2]</sup>分析优化了钢结构塔的结构性能。另有一些学者研究发现三塔合一技术对提升间接空冷系统的换热性能有积极作用<sup>[3-4]</sup>。传统的主辅机冷却系统是主辅机异塔方案, 目前常用的辅机冷却系统主要有湿冷系统、干冷系统和干湿联合冷却系统<sup>[6-9]</sup>。一些学者对空冷电厂辅机冷却系统常用的冷却方式进行了比选, 并且推荐了合适的辅机冷却水系统配制方案。明建谱<sup>[6]</sup>指出辅机冷却系统采用湿冷系统比干湿联合系统及干冷系统经济, 且出塔水温更低。梁占占<sup>[7]</sup>以北方某电厂为例对比了辅机干冷系统和干湿联合系统经济性, 结果表明干冷系统年运行费用更低。白音木仁<sup>[8]</sup>对比了电耗、水耗及年固定费用等指标, 发现湿冷方案较干冷方案更经济, 但实际工程中需要从技术、节水政策等多方面综合考虑。秦明亮<sup>[10]</sup>将冬季采用湿式冷却方案和“半干半湿”方案进行了分析对比, 结果表明冬季采用“半干半湿”方案无论从经济还是节能减排方面均是可行的。牛永胜<sup>[11]</sup>测试了电厂辅机冷却水废热回收的运行工况, 并为电厂辅机冷却水废热回收应用提供了理论基础。此外, 张正国等<sup>[12]</sup>介绍了强化传热技术在热力电厂辅机中的应用, 提出采用强化管是提高辅机传热效能的关键技术。上述研究均聚焦于电站辅机冷却系统主辅机异塔的建设情况, 其在电耗、水耗、占地面积、设备管理、检修以及年运行费用等方面也存在一定的缺点。

烟塔合一技术利用空冷塔内热气流的强大抬升作用, 有利于烟气的扩散<sup>[13-15]</sup>。干湿联合自然通风空冷技术作为一种合建式空冷系统, 结合了空冷的节水优势和湿冷的强冷却优势<sup>[16-19]</sup>。太阳能辅助合建式空冷系统, 利用太阳能加热空气, 从而加大空冷塔内外的空气密度差来提升空冷塔的空气流通能力<sup>[20-22]</sup>。由此可见, 合理的电站合建式空冷系统设计方案不仅从建设成本、运行维护及占地面积等方面有显著优势, 其流动换热性能也优于传统设

计方案。此外, 空冷散热器双层布置也为主辅机冷却系统集成提供了一种新的设计思路<sup>[23]</sup>。

与主辅机异塔方案相对应的是主辅机合建式方案, 其主机循环水系统和辅机循环水系统为2个独立的循环水系统, 因此合建式系统集成时, 主辅机空冷散热器具备不同的运行参数<sup>[24-25]</sup>。刘景钺等<sup>[26]</sup>通过数值模拟得出, 在冬季低温大风条件下, 主辅机共同运行时防冻无问题, 当主机不运行, 辅机单独运行时, 辅机散热器处于背风面或侧风面有冻结危险。还有学者指出, 主辅机冷却系统在共塔条件下, 塔内流场的对称性被破坏, 并且环境风存在的情况下, 环境风对辅机散热器出口水温的影响较大<sup>[27]</sup>。此外, 也有研究指出, 在冬季将主辅机冷却水回水混合后输入主机冷却塔, 停运辅机冷却塔, 可解决辅机冷却水回水单独冷却引起的结冰问题<sup>[28]</sup>。

这些创新技术为间接空冷系统的建设和运行带来了直接的经济效益, 然而这些研究主要聚焦间冷塔内外的空气动力场、塔体与散热器的优化布置以及环境气象条件对空冷系统热力性能的影响等, 并未涉及主辅机散热器共塔设计对空冷系统流动换热性能的影响。近年来, 主辅机合建式间接空冷系统在工业界和学术界引起关注, 将辅机冷却系统引入间接空冷技术可产生显著的节水节能效益, 同时与主机冷却系统合建可降低设备占地和建设成本。然而, 针对此合建式间接空冷系统的流动换热特性的研究目前几乎处于空白。

本文在前述研究的基础上提出了6种主辅机合建式间接空冷系统构型, 首次对主辅机散热器双层布置以及单层布置进行了仿真设计和输运性能比较, 详细探究了不同构型在不同环境风场作用下的流动换热特性, 通过分别对比主辅机冷却系统的冷却性能, 推荐了适应不同环境风场的最优构型, 为主辅机集成式间接空冷系统的设计和工程应用提供了理论支撑。

## 1 数值计算模型

### 1.1 主辅机集成间接空冷系统构型

某 $2 \times 1\,000$  MW 煤电一体化机组每台机组冷端需配置1座主辅机冷却系统合建式间接空冷系

统。针对此工业应用需求,本文提出了6种主辅机冷却系统合建式间接空冷系统设计构型,分别命名为构型A、构型B、构型C、构型D、构型E、构型F,其示意如图1所示。

其中,构型A和构型B为主辅机散热器双层布

置合建式间接空冷系统,构型C—构型F为主辅机散热器单层布置合建式间接空冷系统。6种主辅机冷却系统合建式构型中,主辅机散热器传热面积、空冷塔、塔内脱硫塔和排烟塔均相同,其详细的几何尺寸见表1。

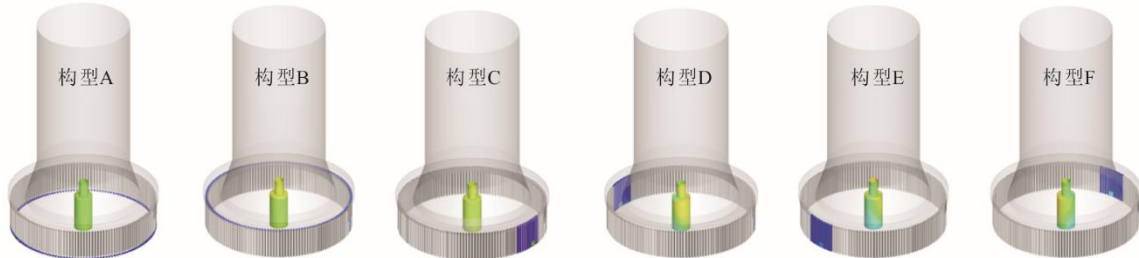


图1 主辅机集成间接空冷系统

Fig.1 Main-auxiliary combined natural draft dry cooling system

表1 不同构型主辅机集成间接空冷系统几何参数

Tab.1 Geometric parameters of various main-auxiliary combined natural draft dry cooling systems

项目	数值	项目	数值	项目	数值
空冷塔		主辅机散热器(双层)		主辅机散热器(单层)	
空冷塔高度/m	220.0	主机散热器高度/m	27.840	主/辅机散热器常规高度/m	29.853
空冷塔喉部高度/直径/m	70.0/92.0	辅机散热器高度/m	2.013	主机特殊位置散热器高度/m	18.515
空冷塔入口高度/直径/m	40.0/110.4	散热器层数	2	辅机特殊位置散热器高度/m	24.689
空冷塔出口高度/直径/m	220.0/92.0	散热器间隔/m	1	主机散热器常规冷却三角个数/个	143
空冷塔内缘直径/m	135.0	主机散热器常规冷却三角个数/个	154	主机散热器特殊冷却三角个数/个	4
脱硫塔和烟塔		主机散热器半高冷却三角个数/个	4	辅机散热器常规冷却三角个数/个	9
脱硫塔高度/直径/m	35.0/18.0	辅机散热器常规冷却三角个数/个	158	辅机散热器特殊冷却三角个数/个	2
烟塔高度/直径/m	15.0/9.0	扇区数量	12	扇区数量	14

双层布置合建式间接空冷系统中,构型A采用主机散热器上层布置、辅机散热器下层布置,构型B采用主机散热器下层布置、辅机散热器上层布置,布置示意如图2所示。主辅机散热器高度分别为27.840 m和2.013 m,两层间隔为1.000 m。主辅机散热器分别设有160个冷却三角建设空间,然而由于烟道和大门位置占用,主机散热器包含154个全冷却三角和4个半高冷却三角,辅机散热器包含158个全冷却三角。此外,主辅机散热器分别具备独立的循环水管路系统。

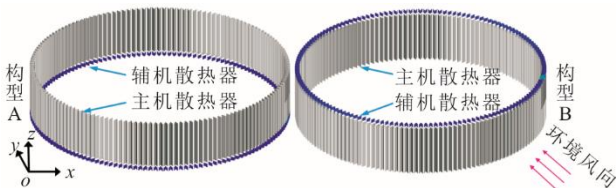


图2 双层布置主辅机冷却系统空冷散热器  
Fig.2 Double-layer configuration of main-auxiliary combined air-cooled heat exchanger

单层布置合建式间接空冷系统中,构型C中辅

机冷却系统处于迎风位置,构型D中辅机冷却系统处于背风位置,构型E和构型F中辅机冷却系统处于侧风位置,布置示意如图3所示。空冷散热器共设有160个冷却三角建设空间,辅机冷却系统占用1个扇区位置,其余扇区位置均为主机冷却系统,且两者采用独立的循环水管路系统。主机散热器包含143个高度为29.853 m的全冷却三角,4个高度为18.515 m的烟道位置冷却三角,大门位置占用2个冷却三角空间。辅机散热器包含9个高度为29.853 m的全冷却三角,2个高度为24.689 m的大门位置冷却三角。

## 1.2 数学模型及数值方法

在数值模拟中,将主辅机冷却系统合建式间接空冷系统输运过程视为稳态过程,并将冷却空气视为不可压缩理想流体,其控制方程如式(1)所示。冷却空气密度变化视作与温度相关而与压力无关。采用标准  $k-\varepsilon$  湍流模型封闭控制方程组,并准确预测流动换热过程中产生的涡流、绕流脱体运动、以及边界层分离现象<sup>[29-32]</sup>。

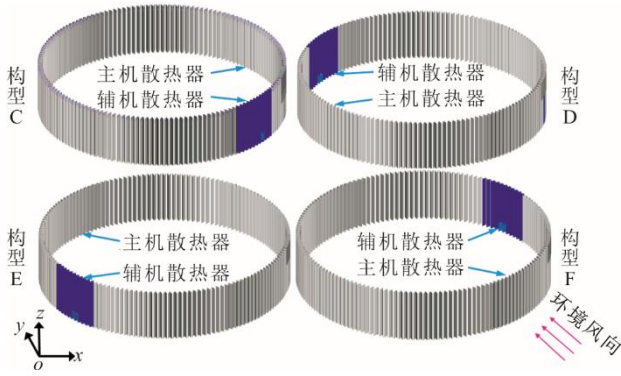


图 3 单层布置主辅机冷却系统空冷散热器  
Fig.3 Single-layer configuration of main-auxiliary combined air-cooled heat exchanger

$$\nabla \rho u \varphi = \nabla (\Gamma_{\varphi} \nabla \varphi) + S_{\varphi} + S'_{\varphi} \quad (1)$$

式中：在连续性方程、动量方程、能量方程以及湍流模型中，独立变量独立变量  $\varphi$  分别等于 1、 $u$ 、 $c_p t$ 、 $k$ 、 $\varepsilon$ ； $\Gamma_{\varphi}$  和  $S_{\varphi}$  分别为扩散项和源项，其在通用方程中无任何物理意义； $S'_{\varphi}$  为局部构件冷却三角输运过程中的附加源项。

间接空冷系统为大型换热设备，其流动换热过

程为多尺度输运过程。为准确揭示主辅机空冷散热器流动换热特性，采用换热器 (heat-exchanger) 模型描述空气流经翅片管束的压降，以及空气与循环水之间的换热，如式(2)、式(3)所示<sup>[29,31-32]</sup>。此外，主辅机空冷散热器的流动换热性能参数<sup>[33]</sup>见表 2。

$$\Delta p = \frac{1}{2} f \rho_a u_a^2 \quad (2)$$

$$Q_{total} = \sum_{all\ macro} \varepsilon_{macro} (mc_p)_{primary} (t_{auxiliary,in} - t_{macro}) \quad (3)$$

式中： $\Delta p$  为压力损失； $\rho_a$  为空气平均密度； $u_a$  为流经翅片管束的空气流速； $f$  为压力损失系数； $Q_{total}$  为管束整体换热量； $\varepsilon_{macro}$  为换热器效能； $(mc_p)_{primary}$  为主流体即冷却空气热容量； $t_{auxiliary,in}$  为循环水温度； $t_{macro}$  为矩形单元中心空气温度。

数值模拟迭代计算过程中，通用方程中的连续性方程、能量方程、动量方程、湍动能以及湍流耗散率，均采用压力和速度耦合的 SIMPLE 算法和二阶迎风离散格式，且能量方程残差收敛准则为  $10^{-6}$ ，其他方程为  $10^{-4}$ 。

表 2 主辅机冷却系统空冷散热器流动换热性能参数  
Tab.2 Single-layer configuration of main-auxiliary combined air-cooled heat exchanger

项目	数值									
$u_a/(m \cdot s^{-1})$	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
主机压力损失系数	36.64	26.37	21.75	18.97	17.06	15.65	14.54	13.65	12.91	12.28
辅机压力损失系数	32.21	24.10	20.34	18.03	16.42	15.22	14.27	13.49	12.84	12.29
$u_a/(m \cdot s^{-1})$	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	4.8	6.6	8.4	10.2
主机换热器效能	0.96	0.82	0.72	0.64	0.59	0.54	0.43	0.37	0.30	0.27
辅机换热器效能	0.75	0.57	0.46	0.39	0.34	0.30	0.21	0.17	0.13	0.11

### 1.3 数值计算域、网格及边界条件

图 4 为构型 A 和构型 C 主辅机冷却系统合建式间接空冷系统计算域、网格和边界条件。计算域尺寸设置为  $1\ 500\ m \times 1\ 500\ m \times 1\ 000\ m$ 。环境风作用下，迎风面设置为速度入口边界条件<sup>[30-32]</sup>，背风面为压力出口边界条件，顶部面为对称边界条件。无风环境下，计算域四周围设置为压力入口边界条件，顶部面设置为压力出口边界条件。烟气流量为  $1\ 178.2\ kg/s$ ，相较于空气流量很小，因此在计算过程中等效为冷却空气，其出口面设置为质量流量边界条件，温度为  $50\ ^\circ C$ 。单双层主辅机散热器大门和烟道位置壁面设置为无滑移固体边界条件。TMCR (turbine maximum continuous rating) 工况时，主辅机散热器入口水温为  $42\ ^\circ C$ ，辅机散热器入口水温为  $28\ ^\circ C$ 。

采用文献[31]的网格划分技术，主辅机空冷散热器、空冷塔、脱硫塔和排烟塔等区域采用加密型六面体网格划分，其余区域采用非结构化网格。最终构型 A—构型 F 的网格数量依次为 2 970 696、3 150 611、3 015 923、3 015 923、3 163 381、3 165 649。

此外，对双层布置构型 A 还设计了网格数为 4 119 201 和 6 207 824 的 2 种网格划分方案，进一步验证了双层构型网格无关性；TMCR 工况、设计风速下，主机换热量相对误差分别为 0.153 4% 和 0.185 3%，辅机换热量的相对误差分别为 0.185 5% 和 0.141 9%。对单层布置构型 C 还设计了网格数为 4 385 543 和 6 164 870 的 2 种网格划分方案，进一步验证了单层构型网格无关性；TMCR 工况、设计风速下，主机换热量相对误差分别为 0.434 7% 和 0.471 8%，辅机换热量的相对误差分别为 0.208 7%

和 0.205 7%。可以看到，3 种网格数量下，单、双层布置构型的主辅机换热量差距均很小，因此，可认为所采用的网格数量满足网格无关性要求。

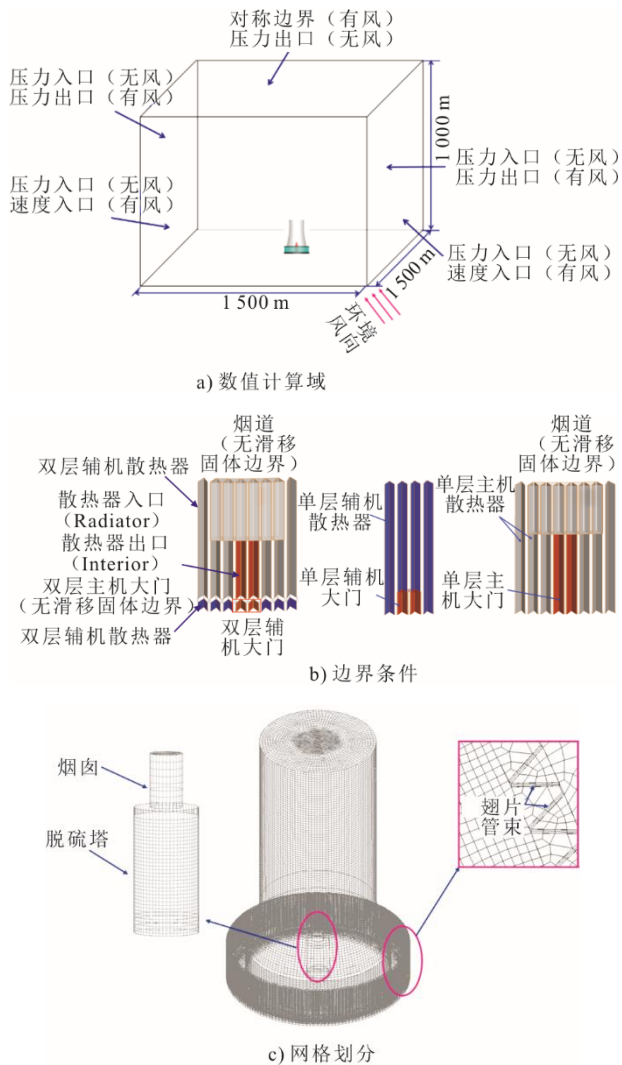


图 4 构型 A 和构型 C 主辅机冷却系统数值计算域、网格及边界条件

Fig.4 Numerical computational domain, grid and boundary conditions for case A and case C

### 1.4 模型验证

基于空冷系统数值计算和实验对比结果<sup>[32-34]</sup>，本文校核了构型 A 在 TRL1 (turbine rating load 1) 设计工况下的流动换热性能。TRL1 设计工况下，环境温度为 28 °C，环境风速为 4 m/s，风向为东南方向，主、辅机空冷散热器进口水温分别为 59.5、42.0 °C，循环水流量分别为 20 924.2、984.4 t/h，辅机冷却系统换热量设计值为 24.65 MW。数值计算结果显示，辅机空冷散热器换热量为 24.60 MW，与设计值误差仅为 0.2%，这证明所建立的主辅机冷却系统合建式间接空冷系统数值计算模型具有足够

的精确性。图 5 为 TRL1 设计工况下，主辅机空冷散热器的三维温度云图。

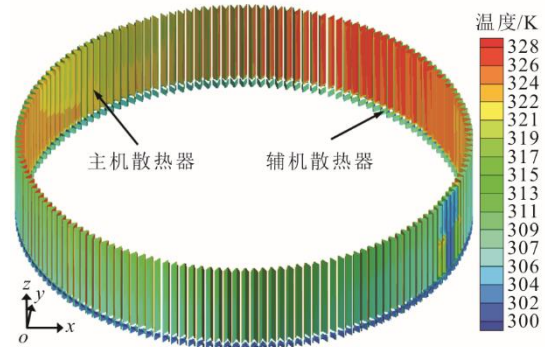
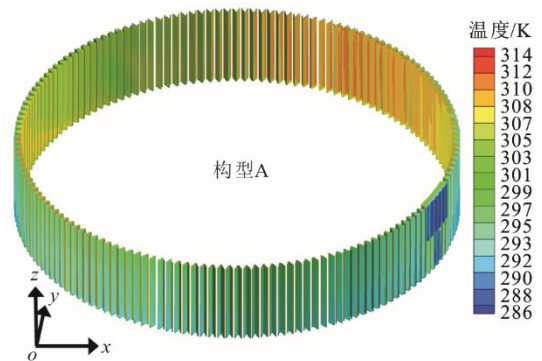


图 5 主辅机空冷散热器在 TRL1 设计工况下的温度分布  
Fig.5 Temperature contour of main-auxiliary combined air-cooled heat exchanger at TRL 1 design condition

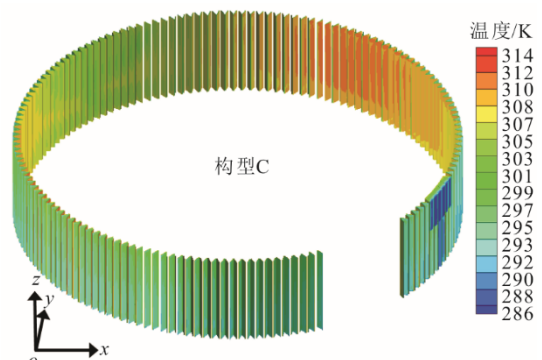
## 2 结果分析

### 2.1 主辅机合建式空冷系统输运特性分析

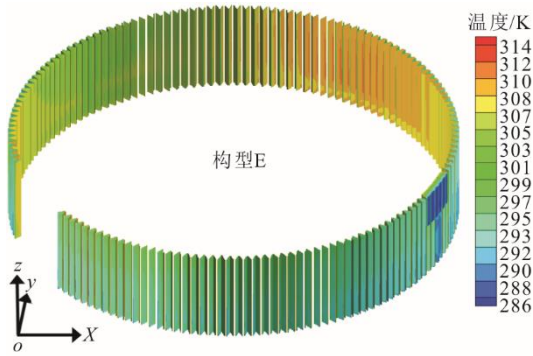
图 6 为 TMCR 工况、设计风速 4m/s 下，构型 A、构型 C 及构型 E 的主机散热器温度云图。图 6 中，缺口部位为辅机散热器。由图 6 可见：由于环境风沿空冷散热器做“圆柱绕流”运动，侧风位置散热器入口附近空气流动较差，导致进入侧风位置散热器的冷空气流量大幅减少，进而产生大面积高温区域；构型 C 主机散热器在侧风位置占比较高，因此其高温区较构型 A 和构型 E 更为明显。



a) 构型A主机散热器温度云图



b) 构型C主机散热器温度云图

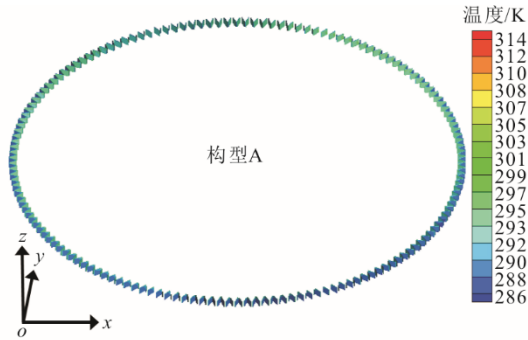


c) 构型E主机散热器温度云图

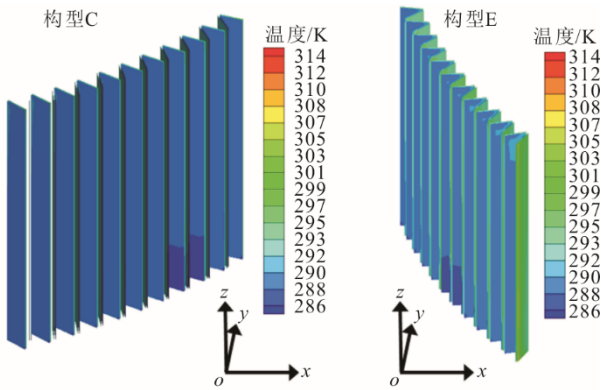
图 6 TMCR 工况、设计风速下不同构型主机散热器温度云图

Fig.6 Temperature contour of main air-cooled heat exchanger at TMCR condition under design wind speed

图 7 为 TMCR 工况、设计风速 4 m/s 下，构型 A、构型 C、构型 E 的辅机散热器温度云图。



a) 构型A辅机散热器温度云图



b) 构型C和构型E辅机散热器温度云图

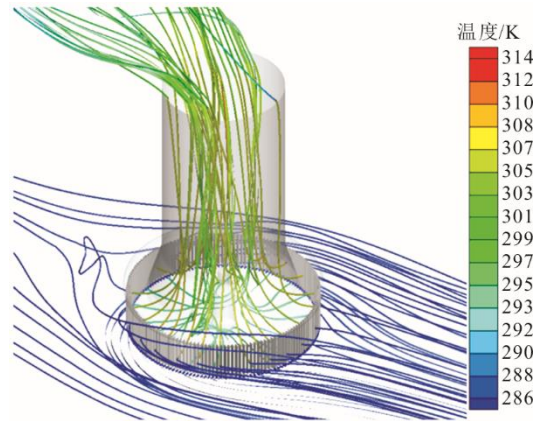
图 7 TMCR 工况、设计风速下不同构型辅机散热器温度云图

Fig.7 Temperature contour of auxiliary air-cooled heat exchanger at TMCR condition under design wind speed

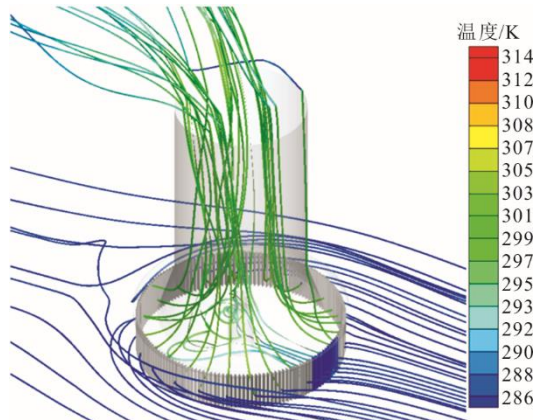
由图 7 可见，构型 A 辅机散热器温度分布规律与对应主机散热器温度分布规律基本一致，呈现出侧风位置出口温度高于背风和迎风位置出口温度。相较于构型 A，构型 C 和构型 E 为单层布置，其辅机散热器分别布置在迎风位置和侧风位置。迎风位

置辅机散热器空气流动显著优于其它位置，使得构型 C 的辅机冷却系统输运性能优于构型 E，因此构型 C 辅机散热器的空气进出口温度明显偏低。

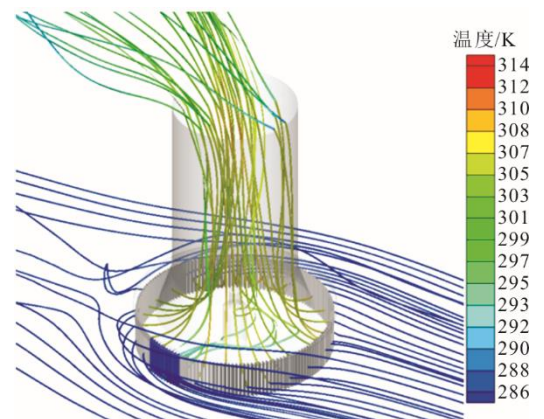
图 8 为 TMCR 工况、设计风速 4 m/s 下，构型 A、构型 C、构型 E 的主辅机合建式间接空冷系统三维温度流线图。



a) 构型A空冷系统温度流线云图



b) 构型C空冷系统温度流线云图



c) 构型E空冷系统温度流线云图

图 8 TMCR 工况、设计风速下主辅机合建式空冷系统温度流线云图

Fig.8 Temperature and streamlines of main-auxiliary combined natural draft dry cooling system at TMCR condition under design wind speed

由图 8 可见：辅机散热器空气出口温度明显低于主机散热器空气出口温度；构型 A 中，冷空气从下层辅机散热器流出后，与上层主机散热器热空气掺混，在抽力作用下沿塔中心区域流出塔外；构型 C 和构成 E 中，辅机散热器较低温度空气出流与主机散热器较高温度空气出流，形成局部非均匀掺混，且构型 C 辅机空气出口温度明显较低，但其整体冷却性能需综合考虑主机冷却系统。

## 2.2 主机冷却系统性能分析

图 9 为无风和设计风速 4 m/s 下，不同主机冷却系统换热性能对比。由图 9 可见：无风环境下，双层布置主机散热器换热量高于单层布置主机散热器换热量，并且主机散热器位于下层时换热效果最佳；此外，无风环境下，双层布置构型 B 与单层布置构型 F 换热量差别最大，占比达到 3.33%，而单层布置之间的换热量差别很小，最高占比仅为 0.64%；设计风速下，除构型 C 以外，双层布置主机散热器换热效果均低于单层布置主机散热器，且最大差距发生在构型 A 和构型 E 之间，换热量差距占比为 5.51%，这是由于除构型 C 之外，其他单层布置主机散热器的冷却三角大部分布置在通风性能较好的位置，而在通风性能较差的侧风位置占比较小。

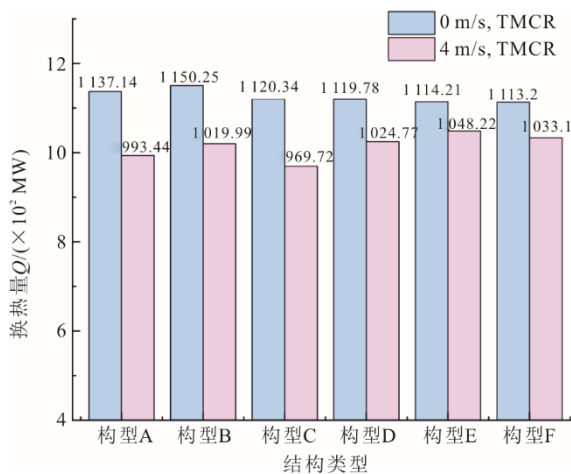


图 9 不同工况下各构型主机冷却系统换热量对比

Fig.9 Heat rejection rates of various main cooling systems at different working conditions

图 10 为无风和设计风速 4 m/s 下，不同主机冷却系统流动性能对比。由图 10 可见：与换热效果相似，无风环境下，双层布置主机散热器空气流量偏高，且双层布置构型 B 流动性能最好，单层布置构型 C—构型 F 的流动性能差别很小；设计风速下，双层布置主机散热器空气流量低于大部分单层布

置构型，且构型 A 和构型 E 流动性能差别最大，占比达到 7.34%，其值略高于换热性能差异。由于构型 C 中主机散热器没有布置在通风性能最好的迎风侧，导致构型 C 的主机散热器空气流量最低。与之相反的是，构型 E 的主机散热器位于通风性能最好的位置，其空气流量最大。

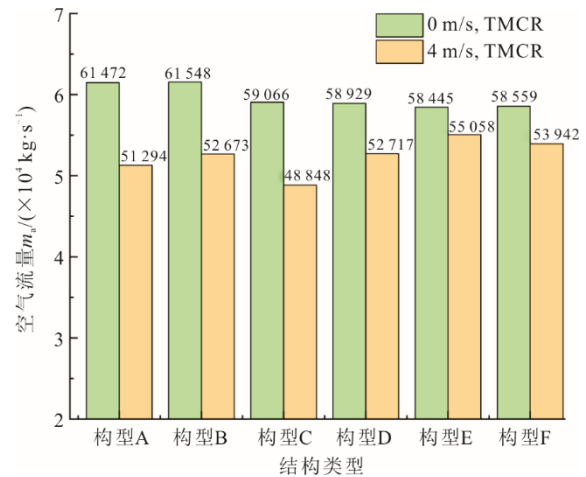


图 10 不同工况下各构型主机冷却系统空气流量对比

Fig.10 Air mass flow rates of various main cooling systems at different working conditions

## 2.3 辅机冷却系统性能分析

图 11 为无风和设计风速 4 m/s 下，不同辅机冷却系统换热性能对比。

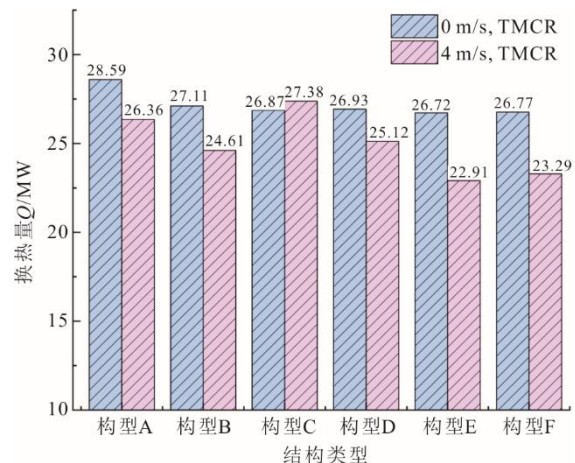


图 11 不同工况下各构型辅机冷却系统换热量对比

Fig.11 Heat rejection rates of various auxiliary cooling systems at different working conditions

由图 11 可见：无风环境下，双层布置辅机散热器换热效果优于单层布置，且双层布置构型 A 与单层布置构型 E 换热量差距最大，占比达到 7.00%；设计风速下，单层布置构型 C 换热效果最好，而构型 E 换热效果最差，两者换热量差距达到 19.51%，

这是因为构型 C 的辅机散热器布置在迎风位置，而构型 E 的辅机散热器布置在侧风位置，导致 2 种构型的辅机散热器换热性能出现较大差异；设计风速下，双层布置构型 A 换热效果较好，且仅次于单层布置构型 C，而单层布置构型 F 与构型 E 差别较小，其换热效果亦较差；不同构型条件下，辅机冷却系统换热性能差异明显高于主机冷却系统。

图 12 为无风和设计风速 4 m/s 下，不同辅机冷却系统流动性能对比。由图 12 可见，无风环境下，双层布置构型 A 流动性能最佳而构型 B 流动性能最差，两者空气流量差异达到 20.48%。此明显差异主要是因为辅机散热器上层布置时，挡板对空气流动产生的阻碍削弱了空气的流动性能；并且辅机散热器出口空气贴近塔壁流动，其产生的粘滞作用也降低了空气的流动性能。单层布置构型 C—构型 F 流动性能差别相对较小。设计风速下，由于辅机散热器位置的差异，导致单层布置构型 C 流动性能最好而构型 E 流动性能最差，两者空气流量差距达到 43.62%。此外，设计风速下，单层布置构型 D 流动性能较好，而单层布置构型 F 与双层布置构型 B 流动性能较差，双层布置构型 A 居中。相对于前述换热性能，辅机冷却系统流动性能更易受系统构型的影响，同时系统构型对辅机冷却系统的运输性能影响远高于主机冷却系统。

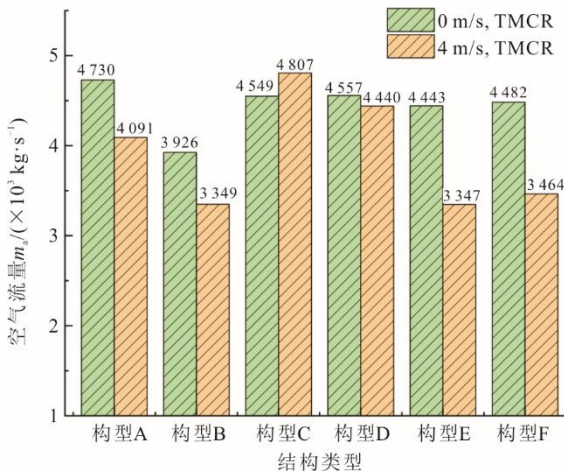


图 12 不同工况下各构型辅机冷却系统空气流量对比  
Fig.12 Air mass flow rates of various auxiliary cooling systems at different working conditions

### 2.4 整体冷却系统性能分析

图 13 为无风和设计风速 4 m/s 下，不同构型整体冷却系统换热性能对比。由图 13 可见：无风环境下，双层布置构型整体换热量高于单层布置构型，且双层布置构型 B 与单层布置构型 F 的换热量差别

最大，占比达到 3.28%，这是主机冷却系统和辅机冷却系统整体综合的结果；设计风速下，除构型 C 以外，双层布置整体散热器换热效果均低于单层布置整体散热器，且最大差距发生在构型 A 和构型 E 之间，换热量差距占比为 5.03%，其主要原因是由于单层布置情况下，主机散热器冷却三角大多布置在有利的通风位置。此外，由于主机散热器热容量明显较大，所以整体冷却系统换热性能与主机冷却系统换热性能更接近。

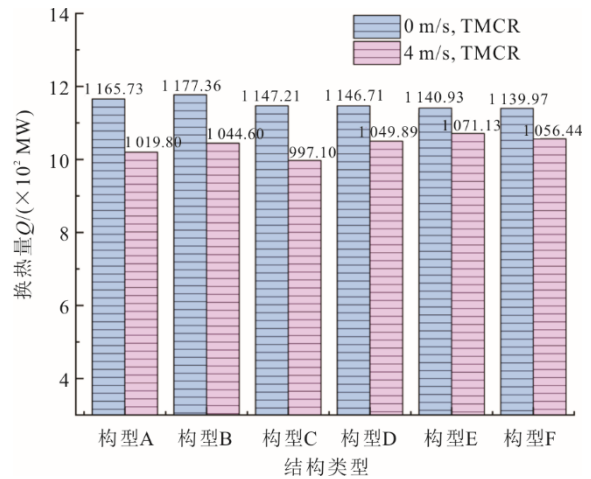


图 13 不同工况下各构型整体冷却系统换热量对比  
Fig.13 Heat rejection rates of various overall cooling systems at different working conditions

图 14 为无风和设计风速 4 m/s 下，不同构型整体冷却系统流动性能对比。

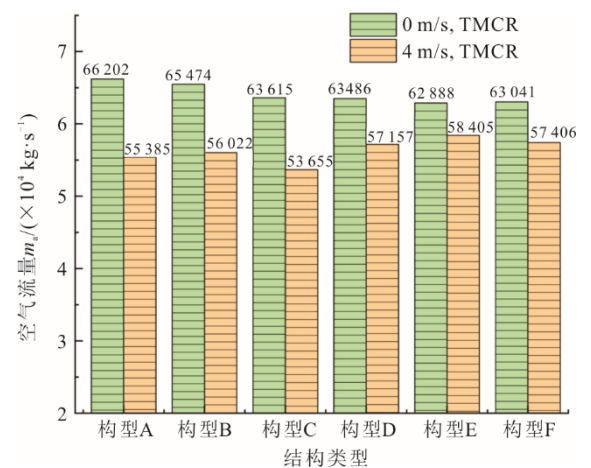


图 14 不同工况下各构型整体冷却系统空气流量对比  
Fig.14 Air mass flow rates of various overall cooling systems at different working conditions

由图 14 可见：无风环境下，双层布置构型整体空气流量偏高，且双层布置构型 A 流动性能最优；单层布置构型 C—构型 F 的流动性能与双层布置相

比较差,并且单层布置间流动性能差别很小;设计风速下,除构型C以外,双层布置构型整体空气流量低于其它单层布置构型,且构型A和构型E流动性能差别最大,占比达到5.17%。与换热性能相似的是,由于主机冷却系统通风量相较辅机冷却系统大一个数量级,因此整体冷却系统流动性能与主机冷却系统流动性能相接近。

### 3 结 论

针对业内关注的主辅机冷却合建式间接空冷系统,本文建立了6种主辅机散热器双层布置和单层布置的合建式间接空冷系统物理模型,进而采用数值模拟方法,获得了无风和设计风速下,不同构型的流动换热特性,并进行了对比分析。本文的研究结果期望为主辅机冷却系统合建式间接空冷系统工程设计及应用提供理论指导。

1) 构型C主机散热器在侧风位置占比较高,更易形成高温流动区域,其辅机散热器处于迎风位置,因此空气进出口温度偏低。主辅机双层布置时空气流动掺混更为均匀。

2) 不同构型下,辅机冷却系统流动换热性能差异远高于主机冷却系统,且流动性能更易受到系统构型的影响。

3) 无风环境下,散热器双层布置的主辅机冷却系统输运性能优于单层布置。关于主机冷却系统,双层布置构型B与单层布置构型F冷却性能差别最大,占比达到3.33%;关于辅机冷却系统,双层布置构型A冷却性能最佳,单层布置构型E冷却性能最差,占比可达7.00%。

4) 设计风速下,针对主机冷却系统,散热器单层布置构型冷却性能高于双层布置构型,且构型E与构型A冷却性能差别最大,占比达到5.51%;针对辅机冷却系统,单层布置构型C冷却性能最佳而双层布置构型A较好,冷却性能差别最大的发生在构型C和构型E之间,占比达到19.51%。

5) 在无风情况较多的地区,推荐双层布置构型A,而环境风常见地区,可综合考虑主辅机的冷却需求,在构型E和构型C中做出最优选择。此外,在夏季高温持续时间较长的地区,推荐单层布置构型C,以有效防止辅机散热器出口水温出现超温。

#### [参 考 文 献]

[1] SONG G Q, ZHI X D, FAN F, et al. Cooling performance of cylinder-frustum natural draft dry cooling tower[J].

- Applied Thermal Engineering, 2020, 180: 115797.
- [2] 丁大益, 马冬霞, 王元清, 等. 某电厂钢结构间接空冷塔应用技术研究[J]. 建筑结构, 2019, 49(6): 29-35.  
DING Dayi, MA Dongxia, WANG Yuanqing, et al. Study on applied technology of steel indirect air cooling tower for a power plant[J]. Building Structure, 2019, 49(6): 29-35.
- [3] CHEN L, YANG L, DU X, et al. Flue gas diffusion for integrated dry-cooling tower and stack system in power plants[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2017, 114: 257-270.
- [4] YANG G, DING L, GUO T, et al. Study of flue gas emission and improvement measure in a natural draft dry-cooling tower with flue gas injection under unfavorable working conditions[J]. Atmospheric Pollution Research, 2020, 11(5): 963-972.
- [5] 李阳. 两机一塔大容量自然通风空冷系统运行性能研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2021: 1.  
LI Yang. Research on operation performance of a large capacity natural draft dry cooling system with one tower for two units[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2021: 1.
- [6] 明建谱. 某空冷电厂辅机冷却水系统优化设计[J]. 工程设计, 2019(17): 195-196.  
MING Jianpu. Optimization design of auxiliary cooling water system in an indirect air cooling power plant[J]. Engineering Design, 2019(17): 195-196.
- [7] 梁占占. 电厂辅机冷却水系统配置优化设计[J]. 建材与装饰, 2017(17): 220-222.  
LIANG Zhazhan. Optimal design of cooling water system configuration for auxiliary machines in power plants[J]. Construction Materials & Decoration, 2017(17): 220-222.
- [8] 白音木仁. 电厂辅机冷却水的冷却方式比较[J]. 内蒙古科技与经济, 2015(5): 87-88.  
BAIYIN Muren. Comparison of cooling methods of cooling water for auxiliary machines in power plants[J]. Inner Mongolia Science Technology & Economy, 2015(5): 87-88.
- [9] 李海. 空冷电站辅机冷却水冷却方式的探讨[J]. 电力勘测设计, 2006(2): 3.  
LI Hai. Discussion on the cooling system of auxiliary equipments in air cooling power station[J]. Electric Power Survey & Design, 2006(2): 3.
- [10] 秦明亮. 关于神华国神准东电厂辅机冷却水系统优化设计的论述[J]. 山东工业技术, 2017(12): 3.  
QIN Mingliang. About Shenhua Guoshen Zhundong power plant auxiliary cooling water system discussion on optimal design[J]. Shandong Industrial Technology, 2017(12): 3.
- [11] 牛永胜, 王建学. 煤矿电厂辅机冷却水废热回收利用试验研究[J]. 煤炭科学技术, 2012, 40(9): 4.  
NIU Yongsheng, WANG Jianxue. Study on waste heat recovery and utilization experiment of cooling water from auxiliaries in coal mine electric power plant[J]. Coal Science and Technology, 2012, 40(9): 4.
- [12] 张正国, 刘赞伟, 王世平, 等. 强化传热技术在热电厂辅机中的应用[J]. 汽轮机技术, 2012, 41(6): 3.  
ZHANG Zhengguo, LIU Zanwei, WANG Shiping, et al. Application of heat transfer enhancement in auxiliary machine of thermal power plant[J]. TURBINE TECHNOLOGY, 2012, 41(6): 3.
- [13] MA H, SI F, WANG J. Internal flow reconstruction

- strategies to improve both thermo-flow performance and flue gas diffusion characteristic of the integrated dry-cooling tower and stack system[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 166: 114675.
- [14] 王国峰, 宫元娟, 任德志, 等. “三塔合一”空冷塔的流动特性数值研究[J]. *中国电机工程学报*, 2021, 41(24): 8494-8502.  
WANG Guofeng, GONG Yuanjuan, REN Dezhi, et al. Numerical study on flow characteristics of “three towers in one” air-cooled tower[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2021, 41(24): 8494-8502.
- [15] 刘志勇, 丁力, 朱文斌, 等. 基于大涡模拟的烟塔合一烟气排放数值模拟研究[J]. *安全与环境学报*, 2020, 20(6): 2334-2343.  
LIU Zhiyong, DING Li, ZHU Wenbin, et al. Numerical study of flue gas diffusion for natural draft dry cooling tower with flue gas injection based on large eddy simulation[J]. *Journal of Safety and Environment*, 2020, 20(6): 2334-2343.
- [16] HUANG Y, CHEN L, HUANG X, et al. Performance of natural draft hybrid cooling system of large scale steam turbine generator unit[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 122: 227-244.
- [17] WEI H, CHEN L, HUANG X, et al. Performance of a novel natural draft hybrid cooling system with serial airside heat exchange[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 147:361-370.
- [18] HUANG X, WANG W, CHEN L, et al. Performance analyses of a combined natural draft hybrid cooling system with serial airflow path[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 159: 120073.
- [19] WEI H, HUANG X, CHEN L, et al. Performance prediction and cost-effectiveness analysis of a novel natural draft hybrid cooling system for power plants[J]. *Applied Energy*, 2020, 262: 114555.
- [20] XU M, HE S, CHENG J, et al. Investigation on heat exchanger arrangement in solar enhanced natural draft dry cooling towers under various crosswind conditions[J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2021, 28: 101505.
- [21] ZOU Z, GUAN Z, HAL G. Optimization design of solar enhanced natural draft dry cooling tower[J]. *Energy Conversion and Management*, 2013, 769: 45-955.
- [22] ZOU Z, GUAN Z, HAL G, et al. Solar enhanced natural draft dry cooling tower for geothermal power applications[J]. *Solar Energy*, 2012, 86(9): 2686-2694.
- [23] WANG W, CHEN L, KONG Y, et al. Cooling performance evaluation for double-layer configuration of air-cooled heat exchanger[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 151: 119396.
- [24] 王磊, 贺瑞雪. 空冷机组辅机循环水冷却方式的选择分析[J]. *华电技术*, 2017, 39(7): 67-70.  
WANG Lei, HE Ruixue. Air-cooled unit auxiliaries circulating water cooling method selection analysis [J]. *Huadian Technology*, 2017, 39(7): 67-70.
- [25] 吕蒙, 杨恕非, 宁罡, 等. 350 MW 空冷发电机组主辅机循环水切换的可行性研究[J]. *电站系统工程*, 2017, 33(4): 58-60.  
LYU Meng, YANG Shufei, NING Gang, et al. Feasibility study of 350MW air-cooled generator main/auxiliary machines circulating water[J]. *Power Station Systems Engineering*, 2017, 33(4): 58-60.
- [26] 刘景钺, 孟令国, 马慧勇. 辅机与主机间接空冷塔整合布置研究[J]. *电力勘测设计*, 2021(增刊 1): 5.  
LIU Jingyue, MENG Lingguo, MA Huiyong. Feasibility analysis of aux cooler merged in indirect dry cooling tower[J]. *Electric Power Survey & Design*, 2021(Suppl.1): 5.
- [27] 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.  
LI Man, XU Shiqian, LI Junjun, et al. Numerical analysis of fluid dynamics of main-auxiliary combined indirect cooling tower[J]. *Journal of China Institute of Water Resources and Hydropower Research*, 2021, 19(2): 221-228.
- [28] 付福军, 赵秀琴, 李志军, 等. 电厂主辅机换热设备冷却水循环冷却系统: 201720588111.8[P]. 2017-12-26[2022-08-10].  
FU Fujun, ZHAO Xiuqin, LI Zhijun, et al. Cooling water circulation cooling system for heat exchange equipment of main and auxiliary machines in power plant: 201720588111.8[P]. 2017-12-26[2022-08-10].
- [29] 王伟佳, 陈磊, 孔艳强, 等. 电站间接空冷系统防冻高效运行控制逻辑及数值验证[J]. *中国电机工程学报*, 2022, 42(6): 1-11.  
WANG Weijia, CHEN Lei, KONG Yanqiang, et al. Anti-freezing controlling logics and numerical verification for natural draft dry cooling system in power plant[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2022, 42(6): 1-11.
- [30] ZHAO Y, LONG G, SUN F, et al. Numerical study on the cooling performance of dry cooling tower with vertical two-pass column radiators under crosswind[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 75: 1106-1117.
- [31] ZHAO Y, SUN F, LI Y, et al. Numerical study on the cooling performance of natural draft dry cooling tower with vertical delta radiators under constant heat load[J]. *Applied Energy*, 2015, 149: 225-237.
- [32] WANG W, CHEN L, KONG Y, et al. Cooling performance evaluation for double-layer configuration of air-cooled heat exchanger[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 151: 119396.
- [33] KONG Y, YANG L, DU X, et al. Effects of continuous and alternant rectangular slots on thermo-flow performances of plain finned tube bundles in in-line and staggered configurations[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 93: 97-107.
- [34] CHEN L, WANG W, KONG Y, et al. Hot air extraction to improve aerodynamic and heat transfer performances of natural draft dry cooling system[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 163: 120476.

(责任编辑 邓玲惠)