

DOI: 10.19666/j.rlfed.202312179

间接空冷翅片管束临界防冻特性 及防冻裕量研究

张明玉¹, 王晓静², 关欣², 郭文军¹, 周维博³, 孙凯³,
谢欣雯³, 张昊天³, 赵一鸣³, 张冬月³, 王伟佳³

(1.中国神华胜利发电厂, 内蒙古 锡林浩特 026000;

2.中国电力工程顾问集团华北电力设计院有限公司, 北京 100120;

3.华北电力大学能源动力与机械工程学院, 北京 102206)

[摘要] 间接空冷翅片管束目前缺乏全面的冬季防冻运行参数。为此, 首先凝练了管束防冻模型, 包括热平衡方程、水侧和空气侧输运准则方程、防冻约束条件; 其次依托典型顺逆流式空冷翅片管束, 分析了 2 类管束临界防冻特性和防冻裕量; 最后探究了中间型、左侧型、侧面型进水方式管束的临界值特点。结果表明: 环境温度和入口水温降低、风速增加, 管束防冻流量增加, 且入口水温越低, 风速影响更突出; 逆流式管束防冻性能劣于顺流式管束, 随风速增加或入口水温降低, 二者差异扩大; 入口水温抬升对防冻裕量影响分为 3 个梯次, 为显著增加区间(0 °C, 10 °C]、变化缓慢区间(10 °C, 20 °C]、基本不变区间(20 °C, 40 °C], 不可一直增加入口水温来防冻; 中间型管束防冻性能优于左侧型和侧面型, 空冷燃煤火电或核电机组应优先选用。研究结果可为我国空冷机组冬季防冻运行提供指导。

[关键词] 空冷翅片管束; 管束防冻模型; 临界防冻流量; 防冻裕量; 管束进水方式

[引用本文格式] 张明玉, 王晓静, 关欣, 等. 间接空冷翅片管束临界防冻特性及防冻裕量研究[J]. 热力发电, 2024, 53(4): 92-101. ZHANG Mingyu, WANG Xiaojing, GUAN Xin, et al. Anti-freezing characteristics and margin of indirect air-cooled finned tube bundle[J]. Thermal Power Generation, 2024, 53(4): 92-101.

Anti-freezing characteristics and margin of indirect air-cooled finned tube bundle

ZHANG Mingyu¹, WANG Xiaojing², GUAN Xin², GUO Wenjun¹, ZHOU Weibo³, SUN Kai³,
XIE Xinwen³, ZHANG Haotian³, ZHAO Yiming³, ZHANG Dongyue³, WANG Weijia³

(1.China Shenhua Shengli Power Station, Xilinhot 026000, China;

2.North China Power Engineering Co., Ltd., China Power Engineering Consulting Group, Beijing 100120, China;

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

Abstract: The anti-freezing operation parameters of indirect air-cooled finned bundle are insufficient at present. To solve this problem, this research firstly concludes the anti-freezing model of finned tube bundle, including the thermal equilibration equations, water side and air side transport equations, as well as anti-freezing constrains. Secondly, based on the co-current and counter-current air-cooled finned tube bundles, the critical anti-freezing characteristics and margin are analyzed. Then, the critical values are discovered for finned tube bundles with middle inlet, left inlet and side inlet patterns. The research shows that, as the ambient temperature or inlet water temperature reduces, as well as the ambient wind increases, the critical anti-freezing water flow rate ascends. Besides, when the inlet water temperature decreases, the wind effects get intensified. The anti-freezing

收稿日期: 2023-12-09 网络首发日期: 2024-02-26

基金项目: 国家自然科学基金项目(52006065); 中央高校基本科研业务费专项资金资助(2022BJ0273, 2023JC001)

Supported by: National Nature Science Foundation of China (52006065); Fundamental Research Funds for Central Universities (2022BJ0273, 2023JC001)

第一作者简介: 张明玉(1982), 男, 硕士, 主要从事电厂生产运行、汽轮机及间接空冷设备技术管理工作, zhangmy12@163.com。

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。

performance of counter-current finned tube bundle is inferior to that of the co-current type, meanwhile the difference becomes expanded if the wind increases or water inlet temperature decreases. The effects of inlet water temperature elevation on anti-freezing margin can be classified into three levels, which are termed as obvious range (0 °C, 10 °C], slow range (10 °C, 20 °C], and stable range (20 °C, 40 °C]. Therefore, power plants should not always increase the water flow rate for anti-freezing operation. The air-cooled finned tube bundle with middle inlet pattern has better anti-freezing performance than others, so it's suggested preferentially for coal-fired or nuclear power plants. This research may provide guidelines of anti-freezing operation for dry-cooling power stations in China.

Key words: air-cooled finned tube bundle; anti-freezing model of finned tube bundle; critical anti-freezing water flow rate; anti-freezing margin; water inlet pattern of tube bundle

空冷燃煤发电机组在我国“三北”地区建设较多,是所在地域能源电力结构的重要组成^[1-2]。“双碳”目标下,空冷燃煤电站的重要使命之一为清洁低碳运行、参与电网调峰^[3]。电站冷端系统通过间接空冷系统中循环水与冷却空气的能量交换以及凝汽器中汽轮机排汽与循环水的能量交换,可决定机组背压大小,从而在电站清洁低碳运行中发挥重要作用^[4-5]。然而,空冷电站机组在冬季运行时面临较大防冻压力,机组常使用高背压调节来避免散热器发生冻结,使运行经济性很差,从而背离清洁低碳运行目标^[6]。上述空冷燃煤电站机组的防冻问题,在近年来一直受到国内外学者的关注。

赵佳骏等^[7]以660 MW间接空冷系统为研究对象,对冷却塔最低出口水温进行了阶梯式控制,给出了不同负荷及不同出口水温下的循环水泵最优组合,发现经济效益明显。王晗昀^[8]通过数值模拟分析了空冷系统散热性能,并结合防冻策略利用神经网络算法对防冻策略进行优化。陈泰来^[9]总结了散热器管束冻结原因,将理论与实际调研和测试相结合,从设计和运行控制等方面提出了防冻措施。孟令国等^[10]探究了环境温度、风速、热负荷等因素对空冷系统散热性能的影响,进而分析了外部热源和内置空气预热器等措施的防冻效果。张利等^[11]通过数值模拟方法量化了循环水流量、百叶窗开度、挡风墙等措施的防冻效果,为现场防冻运行提供了参考。

赵元宾等^[12]系统性分析了环境气温和风速,对冷却柱、冷却三角以及空冷塔出口水温分布的影响规律,指出环境侧风是造成空冷散热器整体和各扇区出口水温不均匀的主要原因。康卫东等^[13]使用自定义函数实现了各扇段水侧与空气侧输运特性的实时耦合计算,探究了冬季大风环境下的冻结风险。此计算模型具有较高精度,且与实验测试误差较小。荆涛等^[14]分析了常规风速和极端天气下的双塔换热性能,并对严寒大风条件下的双塔运行情况

进行了验证计算。顾红芳等^[15]给出了低温环境和较小负荷时的百叶窗开度调节方法,指出可根据环境气温适当调节所有百叶窗开度,使空冷塔内气流充分混合和稳定流动。秦永博^[16]提出在满足防冻要求的冬季时节运行下,应优先关闭迎风侧及背风侧扇段,以降低循环水流量不均带来的影响。

王伟佳等^[17]建立了间接空冷翅片管束防冻预测模型,得到了不同操作参数下管束内部的水温分布规律和冻结位置,为空冷系统防冻预测提供了理论依据。陈铁锋等^[18]通过实时采集冷却柱特定位置的风速、风温、以及壁温,揭示了冷却单元流动传热特性及影响因素,指出应对冷却单元进行空气流场重构,在实现传热强化的同时实现防冻运行。此外,学者对圆形翅片管结构^[19]、平翅片椭圆管换热器进口角度^[20]、圆形和椭圆形翅片管束涡流发生器^[21]、翅片管束传热及流动阻力特性^[22-23]等进行了详细分析,为空冷系统防冻管束选型提供参考。

前述研究作为空冷系统防冻提供了丰富的借鉴,然而仍存在以下不足:一方面,空冷翅片管束防冻理论模型仍未统一,防冻研究方法不具备普适性;另一方面,目前仍缺乏典型空冷翅片管束的临界防冻运行参数,使临界防冻特性仍缺乏全面的分析。为此,本文首先凝练管束防冻模型,进而全面探讨工程所用管束的临界防冻特性和防冻裕量,从而依据空冷设备底层防冻机理为空冷燃煤电站冬季防冻节能运行提供参考。

1 管束防冻模型

1.1 物理模型

间接空冷翅片管束为空冷系统核心设备空冷散热器的组成单元,其结构如图1所示。空冷翅片管束呈现间壁式换热,在换热过程中,冷却空气流经管束外部的平行翅片通道,带走管束内部的循环水热量。此外,管内水侧流动为双流程形式,与管外空气侧流动形成交叉流。

为揭示管束层面的临界防冻特性,本文采用典型的顺流式和逆流式六排管空冷翅片管束(图2)为研究对象,其详细的几何结构参数见表1。管排沿空气流动方向设置编号为1—6排,沿水侧流程分为迎风侧和背风侧。对于顺流式空冷翅片管束,循环水由迎风侧联箱进入,流经管排1—3换热后

进入顶部联箱,随后流经管排4—6换热后进入背风侧联箱;对于逆流式空冷翅片管束,循环水由背风侧联箱进入,流经管排4—6换热后进入顶部联箱,然后流经管排1—3换热后进入迎风侧联箱。可以推断,顺流式和逆流式空冷翅片管束,各管排中防冻位置及防冻特性必然相异。

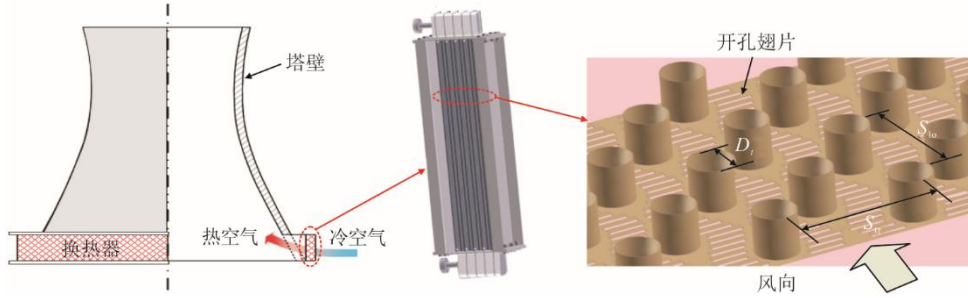
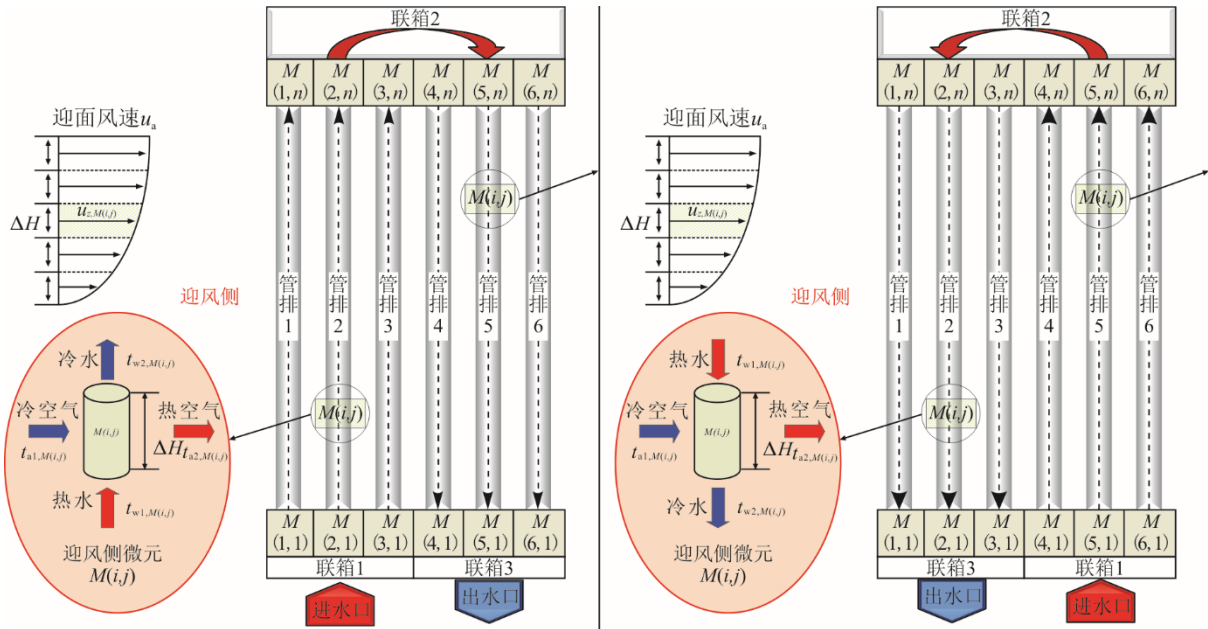
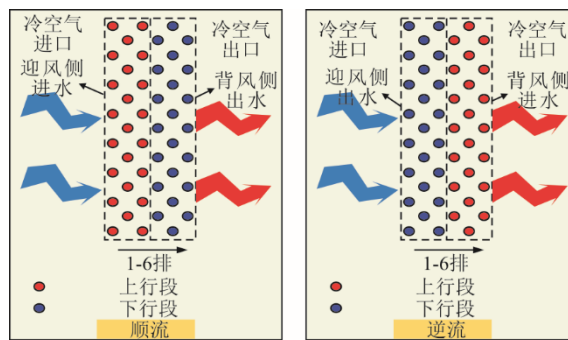


图1 间接空冷翅片管束示意

Fig.1 Schematic diagram of indirect air-cooled finned tube bundle



a) 顺流式管束流动换热过程及防冻物理模型



b) 俯视图

图2 顺逆流式空冷翅片管束流动换热过程及防冻物理模型

Fig.2 Thermo-flow patterns and anti-freezing models of co-current and counter-current air-cooled finned tube bundles

表 1 顺逆流式六排管空冷翅片管束几何结构参数
Tab.1 Geometric parameters of co-current and counter-current six-row air-cooled finned tube bundles

项目	数值
管束尺寸/m	0.72×0.15×14.65
管材质	铝
管排数	6
管外径 D_o/m	18×10^{-3}
管厚度 δ_p/m	0.75×10^{-3}
横向管间距 S_{tr}/m	60×10^{-3}
纵向管间距 S_{lo}/m	25×10^{-3}
翅片材质	铝
翅片厚度 δ_f/m	0.25×10^{-3}
翅片间距 S_f/m	3.2×10^{-3}
翅片开槽带长度 L_s/m	7×10^{-3}
翅片开槽带高度 H_s/m	1.1×10^{-3}
翅片开槽带宽度 W_s/m	2.75×10^{-3}

1.2 数学模型

为获取管束临界防冻特性，本文采用控制体单元建模方法，将顺逆流空冷翅片管束划分为若干个控制体单元 $M(i,j)$ 。其中， M 代表某控制体单元， i 为管排编号 ($i=1,2,3,4,5,6$)， j 为高度方向控制体单元编号 ($j=1,2,3,\dots,n$)。为确定合理的控制体单元数量，在沿管束高度方向相继划分 10、20、30、40、50 个单元，并计算特定工况条件下(环境风速 2.5 m/s，环境温度 -25 °C，管内水流速度 3 m/s，进口水温

25 °C) 翅片管束的出口水温，结果如图 3 所示。随控制体单元数量增加，相对误差显著降低。当控制体单元数量为 40 和 50 时，出口水温变化很小；当控制体单元数量为 50 时，顺流式和逆流式翅片管束相对误差均低于 0.5%。因此，管束控制体单元数量划分最终选择为 50 个控制体单元。

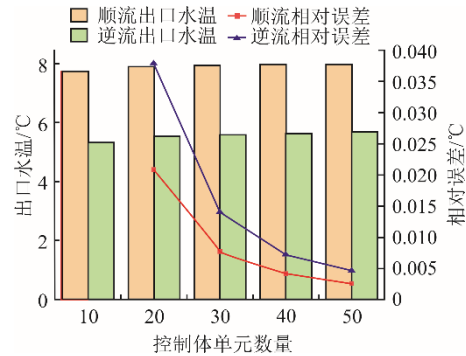


图 3 不同控制体单元数量下的管束出口水温
Fig.3 Outlet water temperature of tube bundle at different control volume units

管束控制体单元防冻数学模型包括：1) 循环水热平衡方程、冷却空气热平衡方程、控制体单元传热方程；2) 水侧流动换热准则方程；3) 空气侧流动换热准则方程^[24]；4) 防冻约束条件^[6,17]。所述方程和涉及的参数^[25]列于表 2。

表 2 空冷翅片管束控制体单元防冻数学方程
Tab.2 Mathematical equations of control volume unit for air-cooled finned tube bundle

管束控制体单元数学方程	各类子项	数学描述	各项参数及说明
控制体单元热平衡方程	单元水侧热平衡	$dQ_{w,M(i,j)} = m_{w,M(i,j)} c_{pw} (t_{w1,M(i,j)} - t_{w2,M(i,j)})$	$Q_{w,M(i,j)}$ 为水侧换热热量； $Q_{a,M(i,j)}$ 为空气换热热量； $Q_{M(i,j)}$ 为单元传热量； $m_{w,M(i,j)}$ 为循环水流量； $m_{a,M(i,j)}$ 为空气流量； c_{pw} 为水定压比热容； c_{pa} 为空气定压比热容； $t_{w1,M(i,j)}$ 、 $t_{w2,M(i,j)}$ 分别为单元进出口水温； $t_{a1,M(i,j)}$ 、 $t_{a2,M(i,j)}$ 分别为单元进出口气温； $K_{M(i,j)}$ 、 $A_{o,M(i,j)}$ 分别为单元传热系数和外表面积
	单元空气侧热平衡	$dQ_{a,M(i,j)} = m_{a,M(i,j)} c_{pa} (t_{a2,M(i,j)} - t_{a1,M(i,j)})$	
	单元传热过程	$dQ_{M(i,j)} = K_{M(i,j)} A_{o,M(i,j)} \frac{(t_{w1,M(i,j)} - t_{a2,M(i,j)}) - (t_{w2,M(i,j)} - t_{a1,M(i,j)})}{\ln \frac{(t_{w1,M(i,j)} - t_{a2,M(i,j)})}{(t_{w2,M(i,j)} - t_{a1,M(i,j)})}}$	
水侧流动换热准则方程	管内层流努塞特数	$Nu_w = 3.66 \rightarrow (Re_w < 2300)$	Nu_w 为水侧努塞特数； Re_w 为水侧雷诺数； f_w 为水侧流动阻力损失系数； Pr_w 为水侧普朗特数； D_i 为管束内径
	管内湍流努塞特数	$\begin{cases} Nu_w = \frac{(f_w/8)(Re_w - 1000)Pr_w}{1 + 12.7\sqrt{f_w/8}(Pr_w)^{1/4} - 1} \left[1 + \left(\frac{D_i}{L}\right)^{0.4} \right] \rightarrow (2300 \leq Re_w \leq 10^4) \\ f_w = (1.82 \lg Re_w - 1.64)^{-2} \rightarrow (2300 \leq Re_w \leq 10^4) \end{cases}$	
空气侧流动换热准则方程	管排 1 对流换热系数	$h_s = 23.64558 + 21.61721u_a - 7.92653u_a^2 + 1.83781u_a^3 - 0.21978u_a^4 + 0.01057u_a^5$	h_a 为空气侧对流换热系数； u_a 为空气流速
	管排 2 对流换热系数	$h_s = 24.57717 + 15.70828u_a + 0.42128u_a^2 - 1.64488u_a^3 + 0.40429u_a^4 - 0.03099u_a^5$	
	管排 3 对流换热系数	$h_s = 21.55627 + 22.21615u_a - 12.8121u_a^2 + 5.60405u_a^3 - 1.14437u_a^4 + 0.08347u_a^5$	
	管排 4 对流换热系数	$h_s = 24.0665 + 12.59376u_a - 1.76429u_a^2 - 0.18711u_a^3 + 0.15046u_a^4 - 0.01764u_a^5$	
	管排 5 对流换热系数	$h_s = 21.6418 + 18.8045u_a - 8.89266u_a^2 + 3.80774u_a^3 - 0.85881u_a^4 + 0.07139u_a^5$	
	管排 6 对流换热系数	$h_s = 26.05758 - 4.13282u_a + 12.41799u_a^2 - 6.50661u_a^3 + 1.42872u_a^4 - 0.11039u_a^5$	
防冻约束条件	管束防冻约束	$0 \leq \frac{t_{w,m} - 0}{t_{w1} - t_{w,m}} \leq 0.5\%$	$t_{w,m}$ 为管束水侧最低温度； t_{w1} 为管束水侧入口温度

顺流式空冷翅片管束临界防冻特性计算逻辑如图4a)所示。具体如下:

1) 输入工况参数 t_{a1} 、 u_a 、 t_{w1} ，划分单元 n ，假定水流量 u_w ；2) 计算 $t_{w2,M(1,1)}$ 、 $t_{a2,M(1,1)}$ ，分别等于 $t_{w1,M(1,2)}$ 、 $t_{a1,M(2,1)}$ ，计算迎风侧 $t_{w2,M(i,j)}$ 、 $t_{a2,M(i,j)}$ ；3) 得到联箱顶部管排 1—3 出口水温 $t_{w2,M(1,n)}$ 、 $t_{w2,M(2,n)}$ 、 $t_{w2,M(3,n)}$ ，令管排 4—6 入口水温 $t_{w1,M(4,n)}=t_{w1,M(5,n)}=t_{w1,M(6,n)}=[t_{w2,M(1,n)}+t_{w2,M(2,n)}+t_{w2,M(3,n)}]/3$ ；4) 依次计算背风侧 $t_{w2,M(i,j)}$ 、 $t_{a2,M(i,j)}$ ；5) 比较管排 4—6 出口水温并得到最低值 $\min t_{w2,M(i,j)}$ ，判断防冻约束条件是否满足；6) 若满足防冻约束条件，则输出水流量，其为管束临界防冻循环水流量 u_{wc} ，否则重新迭代计算。

逆流式空冷翅片管束临界防冻特性计算逻辑如图4b)所示。具体如下:

1) 输入工况参数 t_{a1} 、 u_a ，划分单元 n ，假定水流量 u_w ；2) 在水流量基础上，假定迎风侧管排 1—3 入口水温 $t_{w1,ww}$ ；3) 计算 $t_{w2,M(1,n)}$ 、 $t_{a2,M(1,n)}$ ，其分别等于 $t_{w1,M(1,n-1)}$ 、 $t_{a1,M(2,n)}$ ，按顺序计算迎风侧 $t_{w2,M(i,j)}$ 、 $t_{a2,M(i,j)}$ ；4) 得到管排 1 出口水温 $t_{w2,M(1,n)}$ ，其为迎风侧管排出口水温最低值，判断防冻约束条件是否满足；5) 若满足防冻约束条件，则保留 $t_{w1,ww}$ ，否则重新迭代内层循环；6) 给定背风侧入口水温 t_{w1} ，依次计算背风侧 $t_{w2,M(i,j)}$ 、 $t_{a2,M(i,j)}$ ；7) 得到联箱顶部管排 4—6 出口水温 $t_{w2,M(4,n)}$ 、 $t_{w2,M(5,n)}$ 、 $t_{w2,M(6,n)}$ ，令 $t_{w2,1w}=[t_{w2,M(4,n)}+t_{w2,M(5,n)}+t_{w2,M(6,n)}]/3$ ，判断 $t_{w1,ww}$ 和 $t_{w2,1w}$ 是否相等；8) 若联箱顶部背风侧出口水温与迎风侧入口水温相等，则输出水流量，其为管束临界防冻循环水流量 u_{wc} ，否则重新迭代外层循环。

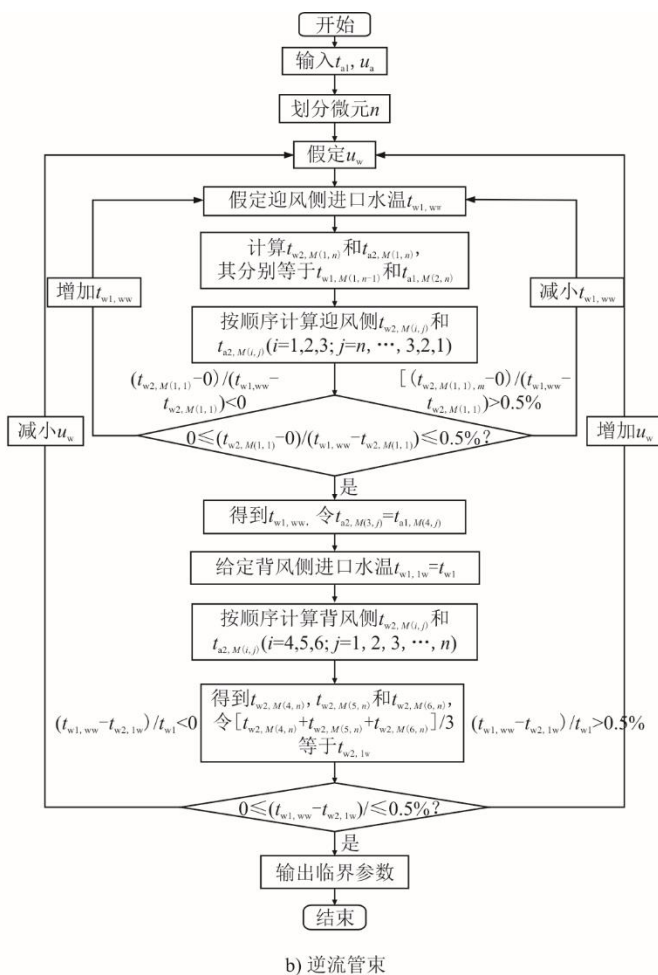
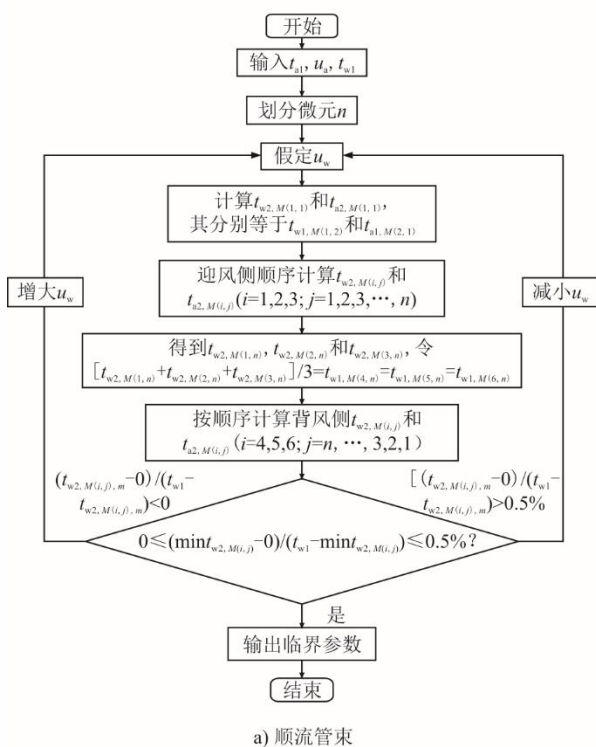


图4 顺逆流式空冷翅片管束临界防冻特性计算逻辑

Fig.4 Critical anti-freezing calculation logics of co-current and counter-current indirect air-cooled finned tube bundles

2 结果分析

2.1 管束临界防冻特性

综合考虑本文计算工况数量，环境温度 t_a 涵盖

-10、-20、-30、-40 °C。常见低温-10 °C和极端低温-40 °C、不同环境风速、不同入口水温条件下，顺流式管束和逆流式管束临界防冻曲线如图5所示。

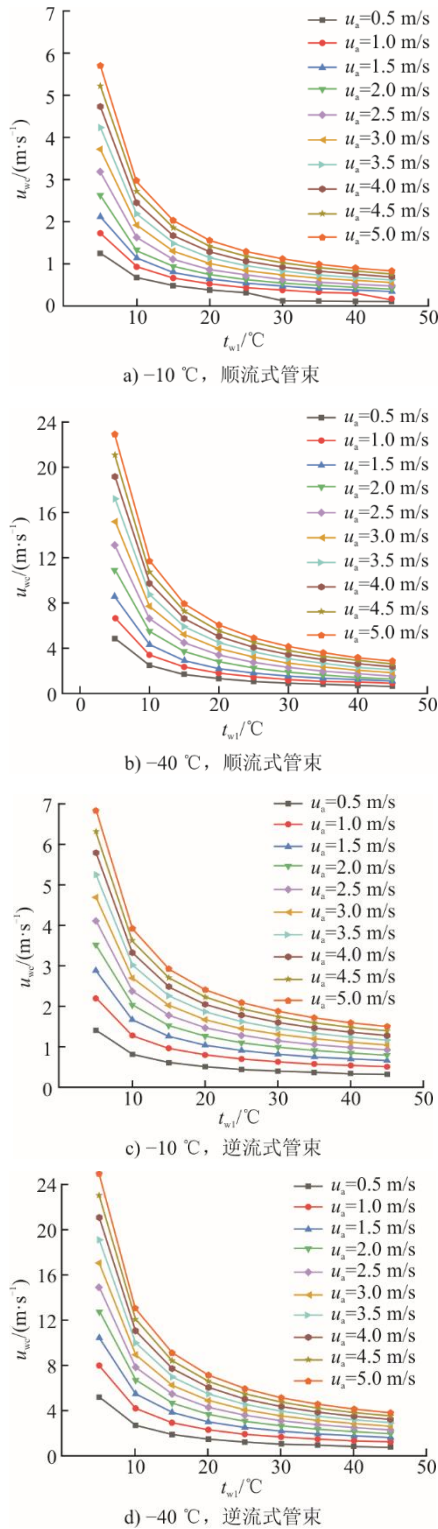
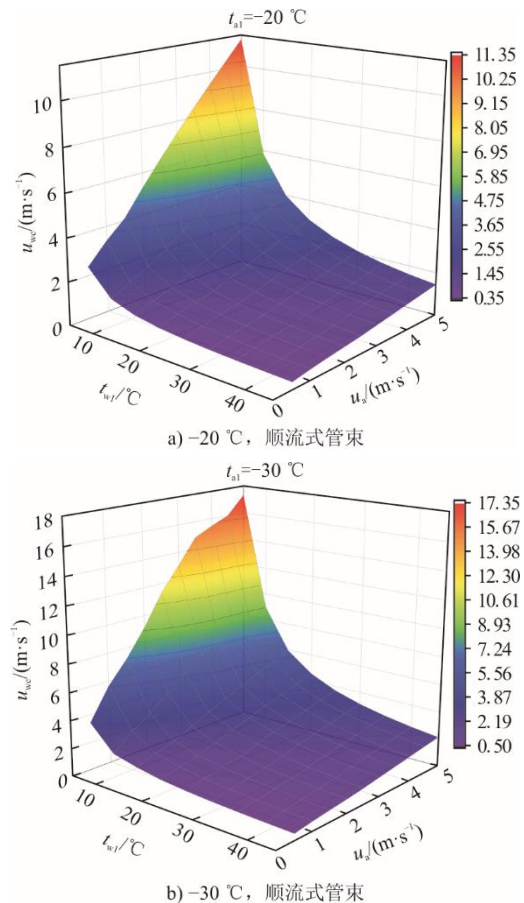


图 5 不同运行参数下顺逆流式空冷翅片管束临界防冻曲线
Fig.5 Critical anti-freezing curves of co-current and counter-current indirect air-cooled finned tube bundles with different operating parameters

由图 5 可以看到，环境温度越低，管束所需防冻循环水流量越高，-40 °C 下顺逆流管束防冻水流量远高于-10 °C 临界值。例如，在入口水温 25 °C、环境风速区间中值 2.5 m/s 下，逆流式管束临界防冻

流量在-10 °C 和-40 °C 时为 1.28 m/s 和 3.59 m/s。此外，随环境风速增加或入口水温降低，2 种管束临界防冻流量均增加，且随入口水温降低，环境风速对临界值的影响更突出。例如，在-10 °C、入口水温 5 °C 和 25 °C 下，逆流式管束临界值在环境风速 0.5 m/s 和 5 m/s 时为 1.40 m/s 和 6.86 m/s、0.31 m/s 和 1.50 m/s，差别分别为 5.46 m/s 和 1.19 m/s。

另外，逆流式管束临界防冻流量在各工况下均高于顺流式管束，表明在同样低温环境下逆流式管束防冻压力更严峻，且随环境风速增加或入口水温降低，2 种管束防冻性能差距增大。例如，在-40 °C、入口水温 25 °C 下，临界值差距在环境风速 0.5 m/s 和 5 m/s 时分别为 0.15 m/s 和 1.02 m/s；在-40 °C、环境风速区间中值 2.5 m/s 下，临界值差距在入口水温 45 °C 和 5 °C 时分别为 0.75 m/s 和 1.82 m/s。图 6 所示为环境温度-20 °C 和-30 °C、不同环境风速、不同入口水温条件下，顺流式管束和逆流式管束临界防冻曲面。综合前述可知，2 种管束临界防冻流量 u_{wc} 在不同环境温度下，随环境风速 u_a 、入口水温 t_{w1} 的变化趋势类似，然而数值大小随温度降低显著升高。另外，为避免管束发生冻结，顺逆流式管束内水流量均不应低于防冻曲面。



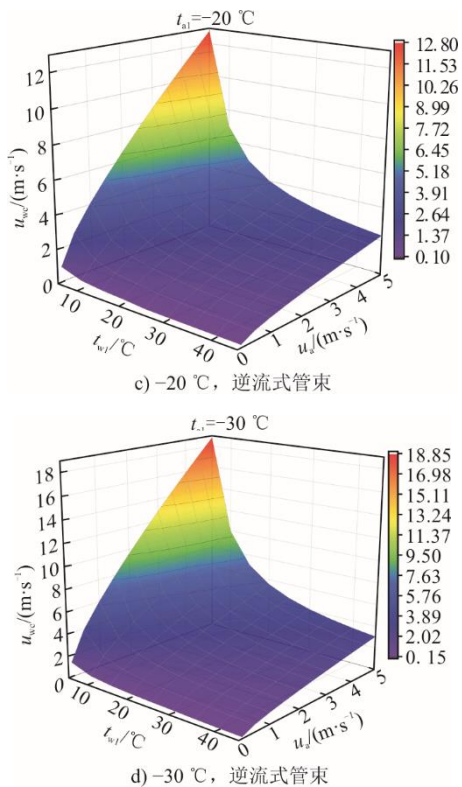


图6 -20 °C和-30 °C下顺逆流式空冷翅片管束临界防冻曲面
Fig.6 Critical anti-freezing surfaces of co-current and counter-current indirect air-cooled finned tube bundles at -20 °C and -30 °C

2.2 管束防冻裕量

工程实际中，散热器管束配水通常不均。对于水流量减少的管束，其水侧热负荷较低，成为管束整体防冻短板，此时需要提高水侧入口温度，即通过提升管束整体入口水温来增加防冻能力。因此，本文对管束配水不均时所需的入口水温抬升值进行了探究。

图7展示了常见低温-10 °C和极端低温-40 °C冬季气温，逆流式管束在不同入口水温抬升条件下，所允许的管束水流量偏移值，亦称之为入口水温抬升与防冻裕量对应关系 $\Delta u_{wc} = f(\Delta t_{wi})$ 。此外，环境温度-20 °C和-30 °C条件下的入口水温与防冻裕量对应关系，列于表3。

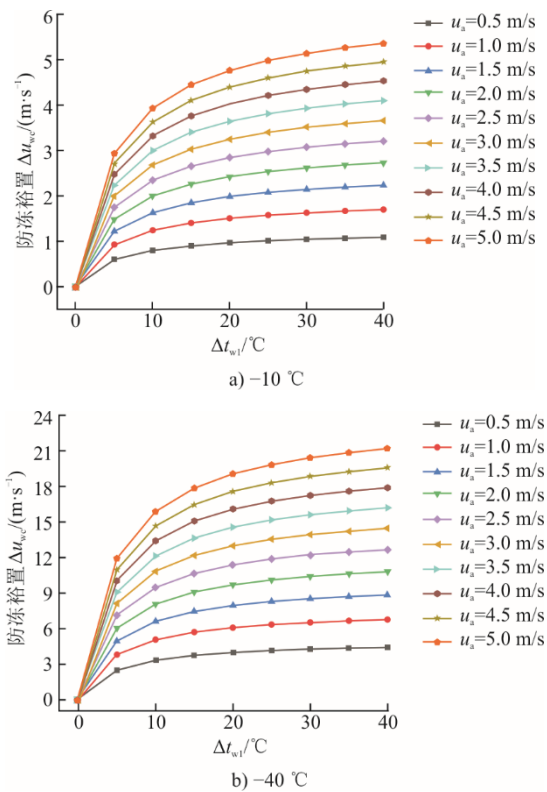


图7 入口水温抬升条件下，逆流式空冷翅片管束防冻裕量
Fig.7 Anti-freezing margin of counter-current indirect air-cooled finned tube bundle under conditions with increasing inlet water temperature

表3 -20 °C和-30 °C时，逆流式空冷翅片管束防冻裕量

Tab.3 Anti-freezing margin of counter-current indirect air-cooled finned tube bundle at -20 °C and -30 °C

环境温度	入口水温抬升	环境风速 $u_w/(m \cdot s^{-1})$									
		0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
$t_{ai} = -30\text{ °C}$	$\Delta t_{wi} = 40\text{ °C}$	3.26	5.00	6.56	8.01	9.40	10.74	12.04	13.30	14.53	15.75
	$\Delta t_{wi} = 35\text{ °C}$	3.20	4.92	6.45	7.88	9.24	10.56	11.84	13.09	14.29	15.49
	$\Delta t_{wi} = 30\text{ °C}$	3.14	4.82	6.31	7.71	9.05	10.34	11.59	12.81	13.99	15.17
	$\Delta t_{wi} = 25\text{ °C}$	3.05	4.68	6.13	7.49	8.79	10.05	11.26	12.45	13.59	14.74
	$\Delta t_{wi} = 20\text{ °C}$	2.93	4.49	5.88	7.19	8.43	9.64	10.80	11.94	13.04	14.14
	$\Delta t_{wi} = 15\text{ °C}$	2.74	4.21	5.51	6.73	7.90	9.03	10.12	11.19	12.22	13.24
	$\Delta t_{wi} = 10\text{ °C}$	2.44	3.74	4.90	5.98	7.02	8.02	8.99	9.94	10.85	11.77
	$\Delta t_{wi} = 5\text{ °C}$	1.83	2.80	3.67	4.48	5.26	6.01	6.74	7.45	8.14	8.82
$t_{ai} = -20\text{ °C}$	$\Delta t_{wi} = 40\text{ °C}$	2.15	3.32	4.36	5.32	6.25	7.14	8.01	8.85	9.67	10.47
	$\Delta t_{wi} = 35\text{ °C}$	2.11	3.26	4.28	5.23	6.14	7.02	7.87	8.71	9.51	10.30
	$\Delta t_{wi} = 30\text{ °C}$	2.07	3.19	4.19	5.12	6.01	6.87	7.70	8.52	9.31	10.07
	$\Delta t_{wi} = 25\text{ °C}$	2.01	3.10	4.07	4.97	5.83	6.67	7.48	8.27	9.04	9.78
	$\Delta t_{wi} = 20\text{ °C}$	1.92	2.97	3.90	4.76	5.59	6.39	7.17	7.93	8.66	9.38
	$\Delta t_{wi} = 15\text{ °C}$	1.80	2.78	3.65	4.46	5.23	5.98	6.71	7.42	8.11	8.77
	$\Delta t_{wi} = 10\text{ °C}$	1.60	2.47	3.24	3.95	4.64	5.31	5.95	6.58	7.19	7.79
	$\Delta t_{wi} = 5\text{ °C}$	1.20	1.85	2.42	2.96	3.47	3.97	4.46	4.93	5.39	5.83
	$\Delta t_{wi} = 0\text{ °C}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	

在常规低温或严寒低温条件下，入口水温抬升所允许的流量偏移均具有上限。由图 7 可以看到：在抬升区间(0 °C, 10 °C]时，防冻裕量增加明显，表明管束水温抬升的防冻效果显著；而在抬升区间(10 °C, 20 °C]时，防冻裕量增加缓慢，意味着管束水温抬升的防冻效果一般；当在抬升区间(20 °C, 40 °C]时，防冻裕量基本不变，说明管束水温抬升不再具有防冻作用。即入口水温抬升对防冻裕量的影响可大致分为 3 个梯次。

应指出的是，入口水温抬升，在实际运行中对应机组背压升高，其所显现的 3 个梯次本质上说明

机组背压升高应具有一定限度。只有当机组背压升高所带来的入口水温抬升在 10 °C 以内时，才具有显著的防冻效果；若机组背压过度升高，使入口水温抬升超过 10 °C 以上、甚至 20 °C 以上时，所起到的防冻作用极为有限。综上所述，在实际运行中不能一直抬升入口水温/机组背压来实现防冻。

2.3 不同进水方式下管束临界防冻特性

在前述基础上，本节揭示了工程实际中中间型、左侧型、侧面型 3 种典型进水方式下，逆流式空冷翅片管束临界防冻流量，结果如图 8 所示。

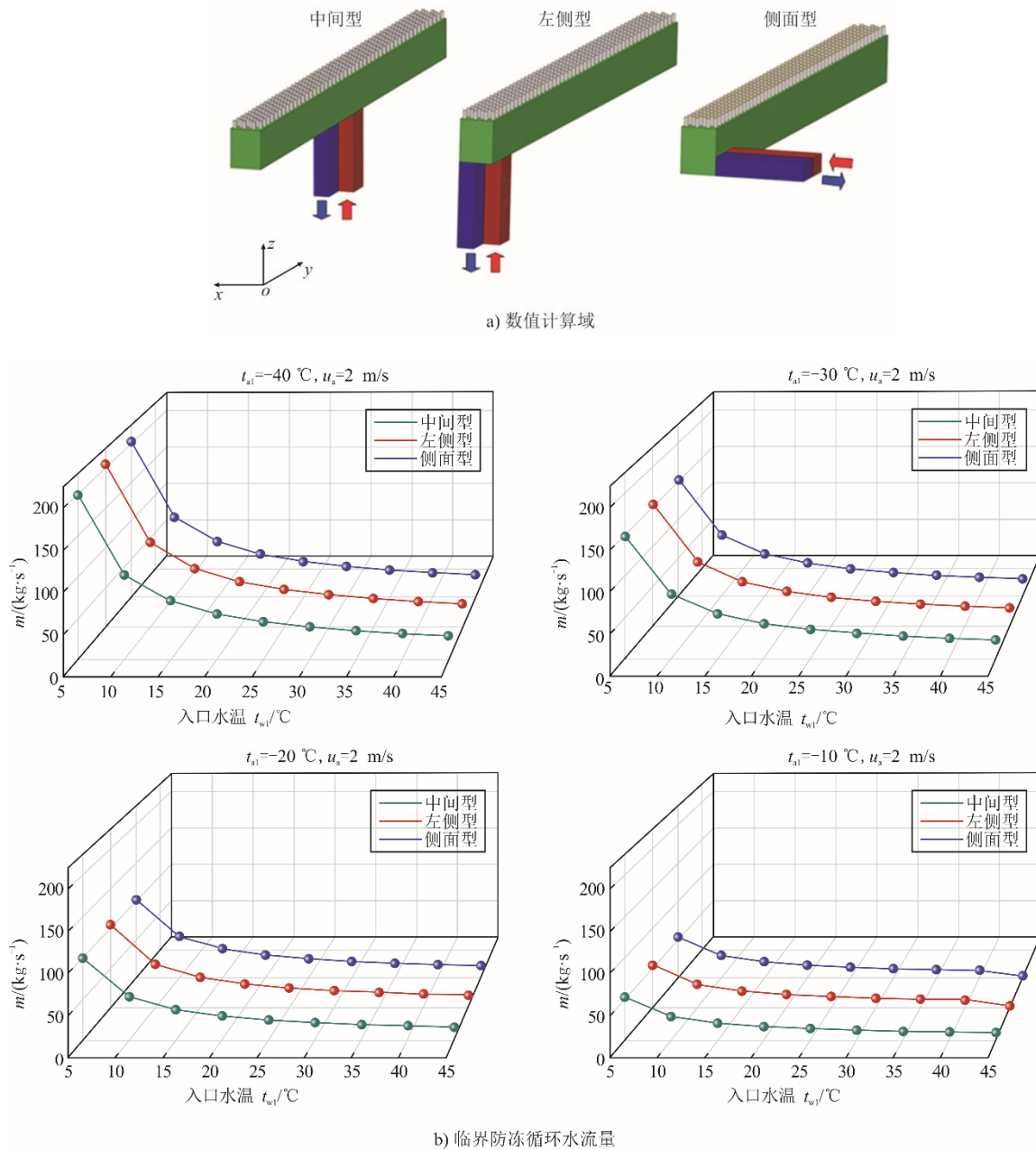


图 8 典型进水方式下，逆流式空冷翅片管束临界防冻特性

Fig.8 Critical anti-freezing characteristics of counter-current air-cooled finned tube bundle with different water inlet patterns

由图8可以看到,在任意环境温度、入口水温条件下,中间型管束临界防冻流量低于左侧型和侧面型,且后二者临界防冻参数差异很小。例如,在 $t_{a1}=-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $u_a=2\text{ m/s}$ 、 $t_{w1}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,中间型、左侧型、侧面型管束临界防冻流量分别为77.85、80.78、80.05 kg/s。可以推断,中间型管束由于管内流量分配更均匀,其防冻效果优于其他形式,因此空冷燃煤火电或核电机组,可优先选用中间型管束用于冬季防冻运行。

3 结 论

本文建立分析了空冷翅片管束防冻模型,获得了不同运行参数下,顺逆流式空冷翅片管束临界防冻特性,确定了入口水温抬升所对应的防冻裕量,进而给出了不同进水方式下的管束临界防冻参数。主要结论如下:

1) 环境温度越低,管束临界防冻流量越高。随环境风速增加或入口水温降低,管束临界防冻流量亦增加,且入口水温越低,环境风速对临界值影响更突出。为避免管束发生冻结,管束内水流量不应低于防冻曲线或曲面。

2) 各类运行工况下,逆流式管束临界防冻流量均高于顺流式管束,表明其防冻压力更严峻,当环境风速增加或入口水温降低时,二者防冻性能差异进一步扩大。

3) 入口水温抬升对防冻裕量的影响可分为3个梯次,抬升区间为(0 $^{\circ}\text{C}$, 10 $^{\circ}\text{C}$)时,防冻裕量增加明显;抬升区间为(10 $^{\circ}\text{C}$, 20 $^{\circ}\text{C}$)时,防冻裕量变化缓慢;抬升区间为(20 $^{\circ}\text{C}$, 40 $^{\circ}\text{C}$)时,防冻裕量基本不变。实际运行中不能一直增加入口水温来达到防冻目的。

4) 中间型管束由于管内流量分配更均匀,其防冻效果优于左侧型和侧面型管束,在空冷燃煤火电或核电机组,应优先选用中间型管束用于冬季防冻运行。

本文的研究方法可进行推广,并且研究结果可为空冷电站冷端系统的防冻运行提供指导。

[参 考 文 献]

[1] 曾世权, 开平安, 庄志宝, 等. 灵活运行空冷机组频域自适应背压控制与优化[J]. 热力发电, 2023, 52(5): 115-121.
ZENG Shiquan, KAI Ping'an, ZHUANG Zhibao, et al. Adaptive back pressure control and optimization in frequency domain for flexible operation air cooling

unit[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(5): 115-121.

[2] 马汀山, 王妍, 吕凯, 等. “双碳”目标下火电机组耦合储能的灵活性改造技术研究进展[J]. 中国电机工程学报, 2022, 42(增刊1): 136-148.
MA Tingshan, WANG Yan, LYU Kai, et al. Research progress on flexibility transformation technology of coupled energy storage for thermal power units under the “dual-carbon” goal[J]. Proceedings of the CSEE, 2022, 42(Suppl.1): 136-148.

[3] 袁荣胜, 俞聪, 刘明, 等. 燃煤机组调峰运行的碳经济性分析[J]. 动力工程学报, 2022, 42(11): 1033-1041.
YUAN Rongsheng, YU Cong, LIU Ming, et al. Carbon economic analysis of peak shaving operation of coal-fired unit[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2022, 42(11): 1033-1041.

[4] 韩华锋, 陈庆杰, 赵元宾, 等. 基于冷却幅高的间接空冷塔冷却特性分析与评价[J]. 中国电机工程学报, 2021, 41(6): 2212-2222.
HAN Huafeng, CHEN Qingjie, ZHAO Yuanbin, et al. Analysis and evaluation of cooling characteristics of natural draft dry cooling tower based on the cooling approach[J]. Proceedings of the CSEE, 2021, 41(6): 2212-2222.

[5] 李承周, 王宁玲, 高舒潭, 等. 基于信息物理融合的间接空冷机组冷端系统运行优化[J]. 中国电机工程学报, 2021, 41(5): 1771-1782.
LI Chengzhou, WANG Ningling, GAO Shutan, et al. CPS-based operation optimization study of indirect air-cooling unit cold end system under summer conditions[J]. Proceedings of the CSEE, 2021, 41(5): 1771-1782.

[6] 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): 2258-2267.
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): 2258-2267.

[7] 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.
ZHAO Jiajun, HUA Min, WANG Fei, et al. Research on the winter operation optimization of indirect air-cooling system with surface condenser[J]. Energy Conservation Technology, 2020, 38(5): 449-453.

[8] 王晗昀. 大型火电机组间接空冷塔防冻策略研究[D]. 南京: 东南大学, 2017: 1.
WANG Hanyun. Study on anti-freezing strategy for indirect air cooling tower of large capacity fossil-fired generating unit[D]. Nanjing: Southeast University, 2017: 1.

[9] 陈泰来. 空冷系统防冻措施的研究[D]. 保定: 华北电力大学, 2015: 1.
CHEN Tailai. Study of anti-freezing measures for dry cooling system in thermal power plants[D]. Baoding: North China Electric Power University, 2015: 1.

[10] 孟令国, 杨芳, 陈承宪, 等. 严寒地区间接空冷塔防冻措施研究[J]. 电力勘测设计, 2021(增刊1): 13-18.
MENG Lingguo, YANG Fang, CHEN Chengxian, et al. Research on antifreeze of indirect dry cooling tower in severe cold region[J]. Electric Power Survey & Design, 2021(Suppl.1): 13-18.

- [11] 张利, 荆涛, 王子豪, 等. 火电机组间接空冷塔冬季防冻措施模拟研究[J]. 节能技术, 2022, 40(1): 43-51.
ZHANG Li, JING Tao, WANG Zihao, et al. Simulation study on anti-freezing measures of indirect air-cooling tower in thermal power unit in winter[J]. Energy Conservation Technology, 2022, 40(1): 43-51.
- [12] 赵元宾, 孙奉仲. 环境侧风下间接空冷塔水温分布特性的研究[J]. 中国电机工程学报, 2017, 37(18): 5367-5376.
ZHAO Yuanbin, SUN Fengzhong. Study on water temperature distribution characteristics of dry cooling tower under crosswind impact[J]. Proceedings of the CSEE, 2017, 37(18): 5367-5376.
- [13] 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.
KANG Weidong, LI Gaochao, WANG Zihao, et al. Winter operation and anti-freezing research of indirect air-cooling tower based on coupling calculation between ambient wind temperature and cooling water temperature[J]. Journal of East China University of Science and Technology, 2023, 49(4): 474-480.
- [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.
JING Tao, XU Zhiqiang, HAN Li, et al. Simulation study on influence of environmental wind speed on double indirect air-cooling towers performance in cold climate[J]. Journal of Shaanxi University of Science, 2022, 40(5): 160-169.
- [15] 顾红芳, 王海军, 陈琦, 等. 百叶窗开度对间接空气冷却塔冬季防冻的影响[J]. 热力发电, 2016, 45(4): 70-75.
GU Hongfang, WANG Haijun, CHEN Qi, et al. Effect of louver opening degree on anti-freezing performance of natural drafted air-cooling tower[J]. Thermal Power Generation, 2016, 45(4): 70-75.
- [16] 秦永博. 循环水不平衡对间接空冷系统防冻性能影响的研究[J]. 上海电气技术, 2021, 14(4): 25-28.
QIN Yongbo. Study on the effect of circulating water imbalance on the antifreeze performance of indirect air-cooling system[J]. Journal of Shanghai Electric Technology, 2021, 14(4): 25-28.
- [17] 王伟佳, 孔艳强, 温新宇, 等. 电站间接空冷散热器管束防冻预测模型及值验证和实验研究[J]. 中国电机工程学报, 2022, 42(17): 6357-6367.
WANG Weijia, KONG Yanqiang, WEN Xinyu, et al. Anti-freezing predicting models, numerical verification and experimental research for air-cooled heat exchanger tube bundles of natural draft dry cooling system in power plant[J]. Proceedings of the CSEE, 2022, 42(17): 6357-6367.
- [18] 陈铁锋, 陈庆杰, 王立东, 等. 间接空冷冷却三角气侧流动传热特性实验研究[J]. 中国电机工程学报, 2020, 40(增刊 1): 188-194.
CHEN Tiefeng, CHEN Qingjie, WANG Lidong, et al. Experimental research on the airside flow and heat transfer characteristics of natural draft dry cooling tower cooling deltas[J]. Proceedings of the CSEE, 2020, 40(Suppl.1): 188-194.
- [19] OUYANG X P, HU H H. Simulation study on optimal structure of circular corrugated finned tube[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2022, 179: 107622.
- [20] TANG L H, DU X P, PAN J, et al. Air inlet angle influence on the air-side heat transfer and flow friction characteristics of a finned oval tube heat exchanger[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 145: 118702.
- [21] HAQUE M R, RAHMAN M A. Numerical investigation of convective heat transfer characteristics of circular and oval tube banks with vortex generators[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2020, 34(1): 457-467.
- [22] DANG W, NUGUD J, LIN Z M, et al. The performances of circular tube bank fin heat exchangers with fins punched with quadrilateral vortex generators and flow re-distributors[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 134: 437-449.
- [23] SADEGHIANJAHROMI A, KHERADMAND S, NEMATI H, et al. Heat transfer enhancement of wavy fin-and-tube heat exchangers via innovative compound designs[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2020, 149: 106211.
- [24] 王丰力. 空冷散热器管束防冻特性实验及模拟[D]. 北京: 华北电力大学, 2021: 1.
WANG Fengli. Experimental and simulation of anti-freezing characteristics of tube bundle of air-cooled heat exchanger[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2021: 1.
- [25] KONG Y Q, YANG L J, DU X Z, 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.

(责任编辑 刘永强)