DOI: 10.19666/j.rlfd.202605005

干湿联合冷却塔传热特性与地域适配性研究

王宇波，乔加飞，温新宇，梁占伟，唐昊，张玉莹，甘泉
（国家能源集团新能源技术研究院有限公司，北京 102209）

［摘　　要］【目的】沙戈荒地区水资源匮乏、气候干燥，传统湿式冷却系统耗水量大。空冷技术虽适用于缺水环境，但现有研究多聚焦主机冷却系统，对辅机冷却系统中冷却塔的传热特性及适用性研究不足，难以满足机组高效节水运行需求。【方法】本文以酒泉地区某 4×1 000 MW 空冷机组辅机冷却水系统为研究对象，建立了进风预冷式与干湿联合一体式冷却塔的传热模型并进行了验证，从换热性能、地域适配性及经济性 3 方面开展对比分析。【结果】结果表明，设计工况下，进风预冷式冷却塔的热流密度为干湿联合一体式冷却塔的 1.1 倍，进风预冷式冷却塔的换热效率更高，但金属耗量和空气阻力也更大。从气候条件看，进风预冷式冷却塔更适用于以酒泉为代表的西北干旱地区，其在低湿工况下的热流密度较干湿联合一体式冷却塔高 20%~85%，年节省水费 73.5 万元，年节水 76%。【结论】进风预冷式冷却塔在沙戈荒等干旱地区兼具节水与增效优势，应优先作为辅机冷却方案，助力沙戈荒地区新一代煤电辅机冷却水系统高质量建设。

［关　键　词］进风预冷式冷却塔；干湿联合；辅机冷却水系统；换热性能

［引用本文格式］（本段作者勿动）作者姓名. 中文标题[J]. 热力发电，年，卷(期): 起始页码-终止页码.　作者姓名. 英文标题[J]. Thermal Power Generation，年，卷(期): 起始页码-终止页码.

Study on heat transfer characteristics and regional adaptability of combined dry and wet cooling towers

Wang Yubo, Qiao Jiafei, Wen Xinyu, Liang Zhanwei, Tang Hao, Zhang Yuying, Gan Quan
(CHN Energy New Energy Technology Research Institute Co., Ltd., Beijing 102209, China)

Abstract: [Objective] In the desert-Gobi regions, water resources are scarce and the climate is dry, with the traditional wet cooling system being highly water-consuming. Although air-cooling technology is suitable for such water-scarce environments, existing studies mostly focus on the main unit cooling system, with insufficient research on the heat transfer characteristics and adaptability of air-cooled cooling towers in the auxiliary cooling system, failing to meet the demand for efficient and water-saving operation. [Methods] This paper takes the auxiliary cooling water system of a 4×1 000 MW air-cooled unit in the Jiuquan region as the research object, establishes heat transfer models for pre-cooled and combined dry and wet cooling towers, and performs model validation. The influences of ambient temperature, humidity and air velocity on the heat transfer and airflow resistance characteristics of the two types of towers are investigated, and a comparative analysis is conducted from the perspectives of overall performance, regional adaptability and water-saving performance. [Results] Under design conditions, the heat flux of the pre-cooled cooling tower is 1.1 times that of the combined dry and wet cooling tower, whereas the pre-cooler increases the system airflow resistance by 30% and raises metal consumption to 1.76 times that of the combined dry and wet cooling tower. The ambient wet-bulb temperature is the main factor determining the difference in wet mode performance between the two types of cooling towers. Due to its decoupled heat and mass transfer design, the pre-cooled cooling tower achieves a greater improvement in heat transfer performance under low ambient

收 稿 日 期：2026-05-06　修 回 日 期：2026-06-15　接 受 日 期：2026-06-16　网络首发日期：2026-07-24
基 金 项 目：国家科技重大专项“煤炭重大专项”（2026ZD1702800，2026ZD1702804）
Supported by: National Science and Technology Major Project of China “Coal Major Project” (2026ZD1702800, 2026ZD1702804)
第一作者简介：王宇波（1996），男，博士，主要研究方向为热力系统优化，20111800@ceic.com。

humidity conditions compared with the combined dry and wet cooling tower. Climatic analysis indicates that pre-cooled cooling towers are more applicable for arid regions such as Jiuquan in Northwest China, with their heat flux improved by 20%~85% under low-humidity conditions; by contrast, combined dry and wet cooling towers perform better in humid eastern areas such as Tianjin. Benefiting from its efficient heat transfer under dry mode operation, the pre-cooled cooling tower raises the spray start temperature and reduces the operating time under wet mode operation compared with the combined dry and wet cooling tower. As a result, its annual savings in water costs amount to 735 000 yuan, and its annual water saving reaches 76%, demonstrating outstanding water-saving benefits. [Conclusion] Therefore, the pre-cooled cooling tower offers both water-saving and efficiency-enhancing advantages. In water-scarce and arid regions such as the northwest barren desert-Gobi area, it is recommended to prioritize this tower as the cooling scheme for the auxiliary cooling system, thereby contributing to the high-quality construction of new generation coal-fired power auxiliary cooling water systems in the barren desert-Gobi region.
Key words: pre-cooled cooling tower; combined dry and wet cooling; auxiliary cooling water system; heat transfer performance

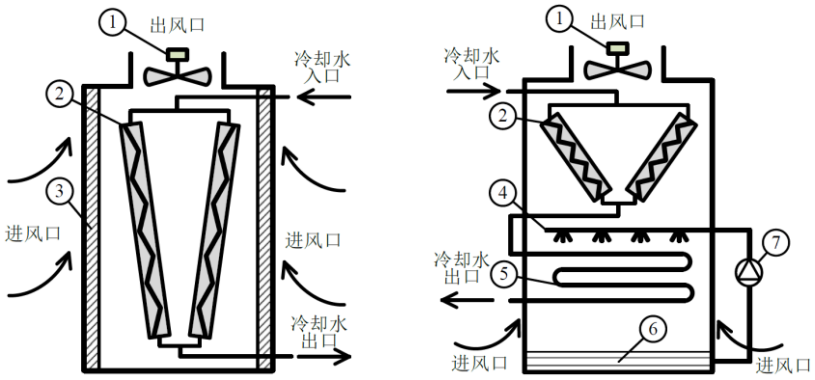
在新型电力系统建设加速推进、沙戈荒地区大型风光储基地规模化开发的背景下，新一代煤电作为兜底保障与灵活调节核心电源，其宽负荷高效运行能力成为适配新能源高比例并网的关键支撑，而冷却系统作为煤电机组能效提升的核心环节，直接决定机组运行稳定性与经济性[1]。沙戈荒地区水资源匮乏、昼夜温差大、风沙环境复杂，传统湿式冷却系统耗水量大，难以适配区域资源禀赋，而空冷技术凭借节水高效、适配极端环境的优势成为北方缺水地区的优先冷却方式[2-3]。

然而，空冷技术在夏季运行时面临突出瓶颈，高温条件会导致空冷系统换热效率显著下降[4]。一些学者将蒸发冷却技术应用于空冷技术中，在一定程度上可以缓解空冷塔冷却能力不足的问题[5]。蒸发冷却分为直接蒸发冷却和间接蒸发冷却，其中间接蒸发冷却技术在空冷机组中应用广泛[6-7]。郭民臣等[8]研究了一种干-湿混合冷却系统的运行特性，发现其能够降低夏季高环境温度下的机组背压，提高机组经济性。杨鹤等[9]分析了干湿联合冷却系统在串、并联 2 种运行模式下温湿度、冷热负荷分配对系统冷却能力与耗水特性的影响，得到了各参数的变化规律。张贯虹[10]分析了不同预冷方式对空冷塔换热性能的强化机理及优化布置方案，证实了圆环形填料布置在 350 MW 机组上具有最优技术经济性。

上述研究多聚焦于空冷塔在主机冷却系统中的应用，而针对机械通风干湿联合冷却塔，尤其是该类冷却塔在辅机冷却系统这一特定场景下的传热特性、与其他类型冷却塔的性能对比及地域适配性，仍有待深入研究。因此，本文构建了适配辅机冷却水系统的两种干湿联合冷却塔传热模型，即进风预冷式冷却塔与干湿联合一体式冷却塔，并进行了对比分析，探究了夏季工况下湿式工况对冷却性能的影响。研究内容对支撑新一代煤电宽负荷高效运行、沙戈荒能源基地高质量建设具有理论指导意义。

1 模型建立

以酒泉地区某 4×1 000 MW 空冷机组的辅机冷却水系统为研究对象，设计工况下冷却水进、出水温度分别为 44、38 ℃，设计室外空气干、湿球温度分别为 34.5、26.5 ℃，冷却热负荷 103.3 MW。当前工程中采用的干湿联合冷却方案主要分为进风预冷式冷却塔和干湿联合一体式冷却塔 2 类，如图 1 所示。在进风预冷式冷却塔中，环境空气由进风口经绝热预冷器降温后，进入翅片管换热器冷却管内循环水。在干湿联合一体式冷却塔中，空气依次流经换热喷淋盘管（湿式）和翅片管换热器（干式），冷却水先经翅片管、再进入盘管。两者的喷淋水均为软化水。由于项目规模大，所在地具有干燥少雨、大风、缺水的特点，需结合项目气候特点与资源特征比选合适的冷却塔形式。



a) 进风预冷式冷却塔　　b) 干湿联合一体式冷却塔（串联式）

1—风机；2—翅片管换热器；3—绝热预冷器；4—喷淋管；5—换热盘管；6—集水槽；7—水泵

图 1 干湿联合冷却塔结构

Fig.1 The structure of the combined dry and wet cooling tower

1.1 进风预冷式冷却塔传热模型

进风预冷式冷却塔由绝热预冷器、翅片管换热器、风机 3 部分组成，如图 2 所示。绝热预冷器布置在进风侧，软化水通过布水器均匀分布在填料上，蒸发吸收空气的显热；翅片管换热器管内通循环冷却水，与预冷后的空气进行显热换热，风机设于出风侧，提供强制通风动力。

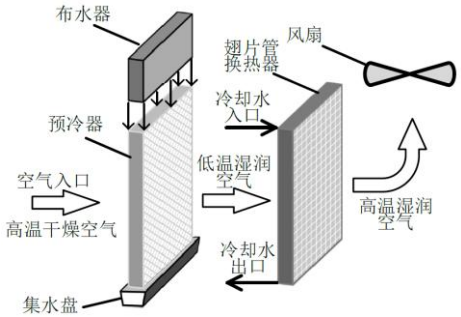


图 2 进风预冷式冷却塔工作原理

Fig.2 Working principle of the inlet air pre-cooled cooling tower

换热过程分为 2 个阶段。第一阶段为绝热预冷段，不饱和环境空气进入塔体后，与湿膜中的水发生直接接触式热湿交换，水分蒸发吸收汽化潜热，使空气温度沿等焓线降至接近湿球温度，实现空气的绝热降温增湿，以预冷效率定义预冷器的预冷性能[11]：

$$\eta=\left(95.418-5.313u_{\mathrm{a}}+0.274u_{\mathrm{a}}^{2}\right)/100 \tag{1}$$

式中：η 为预冷效率，%；u_{a} 为空气流速，m/s。预冷器的出口空气温度为[12]：

$$T_{\mathrm{a}}'=T_{\mathrm{a}}-\eta\left(T_{\mathrm{a}}-T_{\mathrm{a,w}}\right) \tag{2}$$

式中：T'_{a} 为预冷后的空气温度，℃；T_{a} 为室外空气的干球温度，℃；$T_{\mathrm{a,w}}$ 为室外空气的湿球温度，℃。

预冷器的空气压损可表示为[11]：

$$\Delta p_{\mathrm{pre}}=-2.201+3.543u_{\mathrm{a}}+16.611u_{\mathrm{a}}^{2} \tag{3}$$

式中：Δp_{pre} 为预冷器的空气压损，Pa。

第二阶段为干式换热段，经预冷后的低温空气流经翅片管换热器，与管内的高温循环冷却水进行间壁式显热换热。在该换热过程中，换热热阻由管外空气对流传热热阻、管壁导热热阻和管内水对流传热热阻[13]3 部分组成。

换热管外空气的对流换热属于外掠翅片管束形式，叉排翅片管束的传热热阻（以换热管单位外表面积为基准）为[14]：

$$R_{\mathrm{a}}=\frac{1}{h\eta_{\mathrm{fin}}}\frac{A_{\mathrm{tube}}}{A_{\mathrm{tube}}+A_{\mathrm{fin}}}=\frac{d_{\mathrm{o}}}{Nu_{\mathrm{a}}\cdot\lambda_{\mathrm{air}}}\frac{A_{\mathrm{tube}}}{A_{\mathrm{tube}}+A_{\mathrm{fin}}} \tag{4}$$

$$Nu_{\mathrm{a}}=0.045\,\mathrm{Re}_{\mathrm{a}}^{0.8}\left(\frac{s_{\mathrm{fin}}}{d_{\mathrm{o}}}\right)^{0.18}\left(\frac{s_{\mathrm{tube}}}{2d_{\mathrm{o}}}\right)^{-0.14} \tag{5}$$

$$\mathrm{Re}_{\mathrm{a}}=\frac{u_{\mathrm{a}}d_{\mathrm{o}}}{v_{\mathrm{a}}} \tag{6}$$

式中：R_{a} 为管外空气的对流换热热阻，(K·m²)/W；h 为对流传热系数，W/(K·m²)；η_{fin} 为翅片效率；A_{tube} 为换热管的外表面积，m²；A_{fin} 为翅片的表面积，m²；d_{o} 为换热管的外径，m；λ_{air} 为空气的导热系数，W/(K·m)；Nu_{a} 为翅片管空气侧的努塞特数；s_{fin} 为翅片间距，m；s_{tube} 为管间距，m；Re_{a} 为空气的雷诺数；v_{a} 为空气的运动黏度，m²/s。

管壁的导热热阻为：

$$R_{\mathrm{tube}}=\frac{d_{\mathrm{o}}\ln\dfrac{d_{\mathrm{o}}}{d_{\mathrm{i}}}}{2\lambda_{\mathrm{tube}}} \tag{7}$$

式中：R_{tube} 为管壁的导热热阻，(K·m²)/W；d_{i} 为换

热管的内径，m；λ_{tube} 为管壁的导热系数，W/(K·m)。

管内冷却水的对流传热热阻（以换热管单位外表面积为基准）为[15]：

$$R_w=\frac{d_o}{hd_i}=\frac{d_o}{Nu_w\cdot\lambda_w} \tag{8}$$

$$Nu_w=0.023\mathrm{Re}_w^{0.8}\,\mathrm{Pr}^{0.3} \tag{9}$$

$$\mathrm{Re}_w=\frac{u_w d_i}{v_w} \tag{10}$$

式中：R_w 为管内冷却水的对流传热热阻，(K·m²)/W；Nu_w 为冷却水的努塞特数；λ_w 为冷却水的导热系数，W/(K·m)；Re_w 为冷却水的雷诺数；u_w 为冷却水流速，m/s；v_w 为冷却水的运动黏度，m²/s。

干式换热阶段的总热流密度为[15]：

$$q=\frac{T_a'-T_w}{R_a+R_{tube}+R_w} \tag{11}$$

式中：q 为热流密度，W/m²；T_w 为冷却水平均温度，℃。

翅片管换热器空气侧的压损可表示为：

$$\Delta p_{fin}=nK_{fin}\frac{\rho u_a^2}{2} \tag{12}$$

式中：Δp_{fin} 为翅片管换热器的空气压损，Pa；n 为换热管排数；ρ 为空气密度，kg/m³；K_{fin} 为翅片管换热器的阻力系数，取 2.5[16]。

1.2 干湿联合一体式冷却塔传热模型

干湿联合一体式冷却塔主要由翅片管换热器（干段）、换热盘管（湿段）、喷淋管、风机组成，其换热过程分为湿、干 2 个阶段。环境空气在风机驱动下，首先流经湿段换热盘管区域，喷淋管向盘管外表面喷淋冷却水，水分蒸发吸收汽化潜热，对管内高温循环冷却水进行冷却。随后，空气进入干段翅片管换热器，与管内循环水进行显热换热，进一步完成降温，最终实现循环水的高效冷却。

干式换热阶段的换热过程与进风预冷式冷却塔相同。在湿式换热阶段，循环冷却水在换热盘管内流动，通过管壁将热量传递至管外液膜，喷淋水在盘管表面形成水膜并受热蒸发，将热量以显热和潜热形式传递给空气。在该换热过程中，换热热阻由空气侧传热热阻、管外液膜导热热阻、管壁导热热阻及管内水侧对流热阻 4 部分组成。

管外空气侧换热为传热传质同时进行的过程，总热流密度为：

$$q=h(T_l-T_a)+h_m r(d_l-d_a) \tag{13}$$

式中：T_l 为液膜表面温度，℃；h_m 为传质系数，kg/(s·m²)；r 为水的汽化潜热，kJ/kg；d_l 为液膜表面温度下的饱和含湿量，kg/kg；d_a 为室外空气的含湿量，kg/kg。

根据刘易斯关系 Le=1，则：

$$h_m=\frac{h}{c_p} \tag{14}$$

式中：c_p 为空气的定压比热容，J/(kg·℃)。代入式(13)得到：

$$q=h(T_l-T_a)+\frac{h}{c_p}r(d_l-d_a) \tag{15}$$

定义以液膜温度与空气温度差为温差的总换热系数 h_{total}（W/(K·m²)），热流密度可写为：

$$q=h_{total}(T_l-T_a) \tag{16}$$

则：

$$h_{total}=h\left(1+\frac{hr(d_l-d_a)}{c_p(T_l-T_a)}\right) \tag{17}$$

换热管外空气的对流换热属于外掠叉排管束形式，则[14]：

$$h=\frac{Nu_a'\cdot\lambda_{air}}{d_o} \tag{18}$$

$$Nu_a'=0.31\mathrm{Re}_a^{0.6} \tag{19}$$

式中：Nu'_a 为换热盘管空气侧的努塞特数。

空气侧传热热阻可表示为：

$$R_a'=\frac{1}{h_{total}}=\frac{1}{\frac{Nu_a'\cdot\lambda_{air}}{d_o}\left(1+\frac{hr(d_l-d_a)}{c_p(T_l-T_a)}\right)} \tag{20}$$

式中：R'_a 为空气侧的传热热阻，(K·m²)/W。

管外液膜导热热阻：

$$R_l=\frac{\ln\frac{d_o+\delta}{d_o}}{2\lambda_w} \tag{21}$$

式中：R_l 为液膜的导热热阻，(K·m²)/W；δ 为液膜厚度，m。

管壁导热热阻及管内水侧对流热阻分别根据式(7)和(8)计算。湿式换热阶段的总热流密度为：

$$q=\frac{T_a-T_w}{R_a'+R_l+R_{tube}+R_w} \tag{22}$$

换热盘管空气侧的压损可表示为：

$$\Delta p_{tube}=nK_{tube}\frac{\rho u_a^2}{2} \tag{23}$$

式中：Δp_{tube} 为换热盘管的空气压损，Pa；K_{tube} 为换热盘管的阻力系数，取 2[17]。

1.3 边界条件

针对进风预冷式冷却塔与干湿联合一体式冷却塔，设定统一的几何结构、运行及物性参数作为计算边界条件，确保两类冷却塔性能对比的准确性，具体参数设定如下。

进风预冷式冷却塔核心换热部件（翅片管换热器，见图 3）的几何参数：翅片管外径 d_o 为 25 mm，内径 d_i 为 20 mm，管与管间由径向翅片连接，管间距 s_{tube} 取 50 mm，翅片间距 s_{fin} 取 3 mm，翅片厚度 0.2 mm。单位换热管长度的换热面积为 0.748 m^2/m。

干湿联合一体式冷却塔的干式换热部分（翅片管换热器）的结构与进风预冷式冷却塔相同，湿式换热部分（换热盘管）的几何参数：盘管外径为 25 mm，内径为 20 mm，管间距取 50 mm。

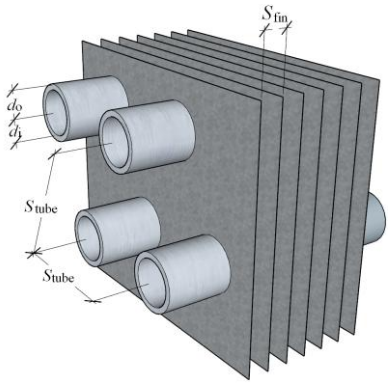


图 3 翅片管换热器示意
Fig.3 Schematic diagram of the finned tube heat exchanger

两类冷却塔统一运行及物性参数：空气流速设定为 2.5 m/s；换热管材均采用不锈钢，导热系数为 20 W/(m·K)，管内冷却水流速设定为 1.5 m/s。

1.4 计算流程与验证

基于上述传热模型，采用 MATLAB 编写计算程序对两类冷却塔的换热性能进行数值求解。对于进风预冷式冷却塔，程序首先根据环境干、湿球温度由式(1)计算预冷效率，代入式(2)求出预冷后空气温度；随后假设翅片管换热器出口水温，按式(4)—(10)依次计算管外空气侧热阻、管壁导热热阻及管内水侧对流热阻，由式(11)求得热流密度并得到总换热量；根据热平衡计算理论换热量，迭代调整出口水温直至两者相对偏差小于 0.01，收敛后输出热流密度及出口水温。对于干湿联合一体式冷却塔，在湿段换热计算中，先假设湿段换热盘管的出口水温，由式(13)—(22)迭代求解湿段换热量，根据热平衡计算理论换热量，迭代调整出口水温直至两者相对偏差小于 0.01；干段换热采用与进风预冷式冷却塔相同的干式换热模型。

为验证所建立传热模型的准确性，将翅片管换热器的模型计算结果与文献[18]的数据进行了对比。环境温、湿度分别为 30 ℃ 和 20%，管内换热介质入口温度为 41.5 ℃，风速为 5 m/s，管间距为 57.15 mm，换热管外径 25 mm。模型计算热阻结果为 1.31×10^{-3} $(K\cdot m^2)/W$，对比案例结果为 1.25×10^{-3} $(K\cdot m^2)/W$，误差为 4.6%，表明计算结果可信。由于预冷器缺少应用案例的数据，模拟程序无法用现场运行数据验证，但本文采用的性能计算公式均为通过实验拟合的经验关联式，与文献[19]的计算原理一致，因此该模型可用于计算冷却塔的传热情况。

2 结果与分析

2.1 换热性能对比

在设计工况下，室外空气干球温度 34.5 ℃、湿球温度 26.5 ℃、含湿量 18.6 g/kg。基于该设计工况，开展进风预冷式冷却塔与干湿联合一体式冷却塔的换热性能对比。

两类冷却塔核心换热性能参数存在明显差异：进风预冷式冷却塔的换热温差为 12.6 K，总传热热阻 4.1×10^{-3} $(K\cdot m^2)/W$，热流密度达 3.07×10^3 W/m^2，而干湿联合一体式冷却塔的换热温差为 5.5 K，总传热热阻 2.03×10^{-3} $(K\cdot m^2)/W$，热流密度为 2.71×10^3 W/m^2。设计工况下，进风预冷式冷却塔的单位换热管长度的热流密度为干湿联合一体式冷却塔的 1.1 倍，换热效率更具优势，设备结构也更为紧凑。由于两类冷却塔换热部件结构存在本质区别，进风预冷式冷却塔的换热核心为单一的翅片管换热器（辅以绝热预冷器），而干湿联合一体式冷却塔则采用翅片管和喷淋盘管的串联结构，这一差异导致换热器的金属耗量不同。计算结果表明，进风预冷式冷却塔的单位换热管长度的金属体积为 3.11×10^{-4} m^3/m，而干湿联合一体式冷却塔为 1.77×10^{-4} m^3/m，前者金属耗量是后者的 1.76 倍。从经济性角度分析，传统干湿联合一体式冷却塔更具优势。

不同室外环境下，进风预冷式冷却塔与干湿联合一体式冷却塔在湿工况下的换热效果对比如表 1 所示。可以看到，随着室外空气干球温度与湿球温度的降低，两类冷却塔的传热驱动力均提升，对应的热流密度也随之增大，但两者热流密度提升幅度存在差异，其中进风预冷式冷却塔因采用传热传质解耦的结构设计，其热流密度上升幅度略高于干湿

联合一体式冷却塔。虽然如此，但其提升幅度仍小于自身金属耗量的增幅，表明在室外环境温度降低时，进风预冷式冷却塔的换热性能提升未能抵消其金属耗量的增加，其综合性能差异需进一步分析。

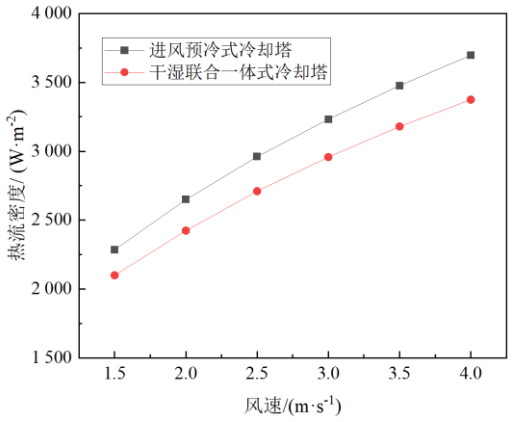
表 1 2 种冷却塔在湿工况下的换热效果对比

Tab.1 Heat transfer effects of the two types of cooling tower under wet conditions

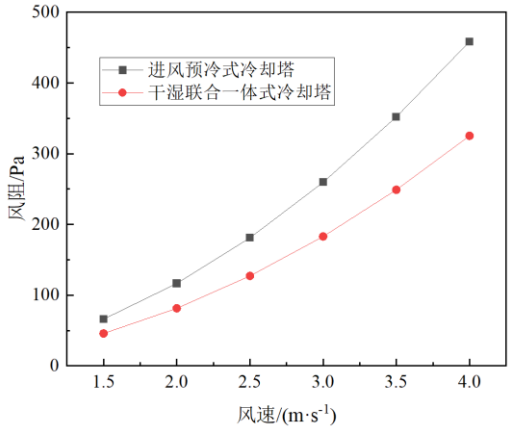
室外干球温度/℃	室外湿球温度/℃	运行小时数/h	进风预冷式冷却塔预冷后风温/℃	进风预冷式冷却塔热流密度/(W·m^{-2})	干湿联合一体式冷却塔热流密度/(W·m^{-2})	进风预冷式冷却塔热流密度提升倍数	进风预冷式冷却塔金属耗量提升倍数
33.5	24.52	1	25.9	3 449.4	3 054.5	1.13	1.76
32.5	23.70	13	25.0	3 656.1	3 217.6	1.14	1.76
31.5	22.88	34	24.2	3 862.8	3 376.5	1.14	1.76
30.5	22.07	60	23.3	4 067.5	3 515.1	1.16	1.76
29.5	21.25	94	22.5	4 274.2	3 650.3	1.17	1.76
28.5	20.43	118	21.6	4 480.9	3 798.3	1.18	1.76
27.5	19.62	117	20.8	4 685.6	3 946.3	1.19	1.76
26.5	18.81	120	20.0	4 890.2	4 081.7	1.20	1.76
25.5	18.00	181	19.1	5 094.9	4 137.1	1.23	1.76

2.2 空气阻力对比

为进一步探究空气流速对冷却塔传热与阻力特性的影响，计算了设计工况不同风速下 2 种冷却塔的热流密度和空气侧阻力的变化，如图 4 所示。



a) 热流密度变化



b) 风阻变化

图 4 风速对 2 种冷却塔换热及风阻的影响

Fig.4 Effect of air velocity on heat transfer and airflow resistance of two types of cooling tower

可以看到，随风速增加，热流密度和风阻均呈上升趋势，但变化幅度存在差异。随着风速的提高，热流密度的增幅逐渐下降，当风速由 1.5 m/s 增至 2.5 m/s 时，进风预冷式冷却塔的热流密度增加了 610 W/m^2，而当风速由 3.0 m/s 增至 4.0 m/s 时，仅增加 417 W/m^2。干湿联合一体式冷却塔也呈现类似规律，表明当风速超过一定值后，进一步增加风量对换热的强化效果趋于饱和，带来的性能提升效果逐渐下降。而随着风速的提高，风阻的增幅急剧加大，进风预冷式冷却塔的风阻从 1.5 m/s 时的 65 Pa 增至 4.0 m/s 时的 460 Pa，增幅约 6.1 倍；干湿联合一体式冷却塔从 50 Pa 增至 320 Pa，增幅约 5.4 倍。综合考虑二者的增幅，选取适中的风速可在保证较高换热性能的同时有效控制流动阻力。

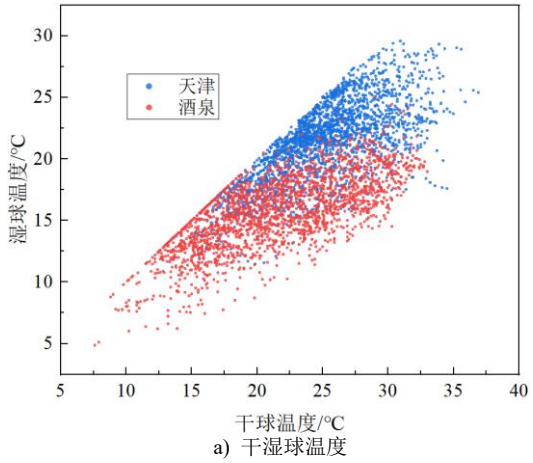
整体上，进风预冷式冷却塔的换热性能相较干湿联合一体式冷却塔提高约 9.3%，但是由于进风预冷式冷却塔增加了预冷器这一阻力部件，其整体风阻较干湿联合一体式冷却塔提高了约 30%，这将导致风机等动力设备配置增大，因此需进一步分析两者的运行经济性来对比实际应用价值。

2.3 不同地域的换热情况对比

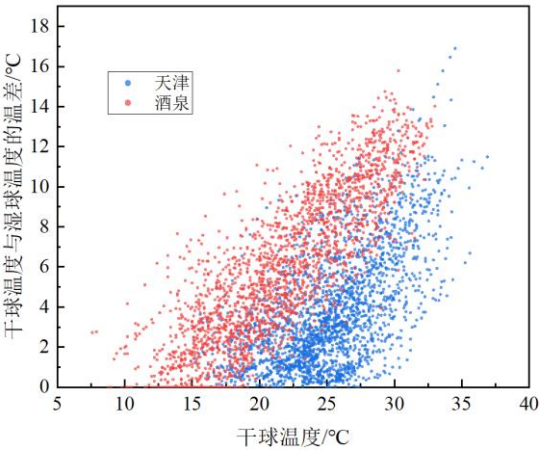
为分析气候变化对 2 种冷却塔换热能力的影响，选取典型气候区域代表城市酒泉与天津，分别对应西北干旱地区与东部湿润地区。采用中国标准气象年数据集[20]中的逐时气象参数对两地夏季（6 月 1 日至 8 月 31 日）的室外干湿球温度及湿度特征进行对比，并开展冷却塔湿式运行适配性评估。

图 5 展示了两地在夏季的气象参数。酒泉夏季大气压为 866.2 hPa，干球温度主要分布在 20～

30 ℃，湿球温度集中于 15～22 ℃，干湿球温差普遍维持在 5~8 ℃。天津夏季大气压为 1 016.7 hPa，干球温度分布范围与酒泉相近，但湿球温度显著偏高，多处于 20~28 ℃，干湿球温差大多小于 5 ℃，空气相对湿度显著高于酒泉地区。分析表明，酒泉夏季平均干球温度约 24 ℃，平均湿球温度约 19 ℃，平均相对湿度仅为 41%~47%，其中干湿球温差大于 5 ℃的时段占比达 61%。该区域空气干燥，蒸发能力较强，冷却塔采用湿式运行模式可充分发挥蒸发冷却效应，提升换热性能。经计算，在室外干球温度 30 ℃、湿球温度 25 ℃的工况下，冷却塔湿式运行的换热能力较干式运行提升约 45%，性能优势突出。而天津夏季湿球温度偏高，干湿球温差大于 5 ℃的时段占比仅为 40%，空气湿度较大导致蒸发冷却效应弱化，冷却塔湿式运行时冷却效率显著下降。综合两地干湿球温度及湿度特征分析，西北干旱地区（以酒泉为代表）更适配冷却塔湿式运行模式。



a) 干湿球温度



b) 干湿球温差

图 5 天津与酒泉夏季室外气象参数对比

Fig.5 Comparison of outdoor meteorological parameters between Tianjin and Jiuquan in summer

图 6 展示了不同干湿球温度组合下，进风预冷式冷却塔相对干湿联合一体式冷却塔的热流密度提升倍数分布云图，图中数值为进风预冷式冷却塔与干湿联合一体式冷却塔的热流密度之比，代表不同环境参数下 2 类冷却塔的换热性能差异。由图 6 可见，提升倍数整体随湿球温度降低而显著升高：在湿球温度 16~22 ℃的低湿工况区间（对应西北干旱地区典型气候特征）内，提升倍数普遍大于 1.2；在干球温度 30 ℃、湿球温度 16 ℃工况下，提升倍数达到 1.421；在干球温度 38 ℃、湿球温度 22 ℃工况下，提升倍数达到峰值 1.85。表明在空气湿度低、干湿球温差大的条件下，进风预冷式冷却塔的传热传质解耦优势得以充分发挥，换热性能可较传统形式提升 20%~85%。随着湿球温度升高，进风预冷式冷却塔的性能优势逐渐减弱。在湿球温度 26~32 ℃的高湿工况区间内，提升倍数多分布于 1.02~1.32，在干球温度 32~38 ℃、湿球温度 32 ℃的工况下仅为 1.02~1.25，说明当空气湿球温度较高、干湿球温差减小时，进风预冷式冷却塔的换热增益大幅收窄，与干湿联合一体式冷却塔的性能差距显著缩小。

进一步对比可见，同一湿球温度下，提升倍数随干球温度的升高而略有增加，但增幅远小于湿球温度变化带来的影响，说明湿球温度是决定进风预冷式冷却塔性能优势的主导因素。结合酒泉地区夏季典型干湿球温度分布来看，其气候条件恰好对应图中提升倍数较高的区域，验证了进风预冷式冷却塔在西北干旱地区的适配性，而高湿地区工况则更接近提升倍数较低的区间，干湿联合一体式冷却塔在这类工况下更具竞争力。

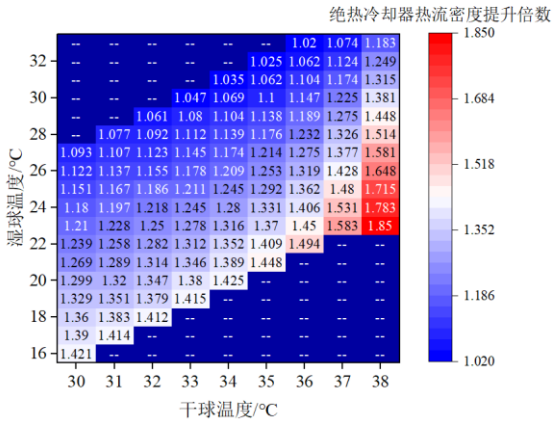
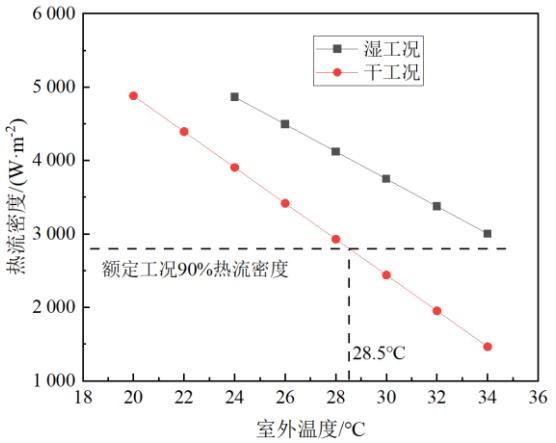


图 6 不同环境参数下两类冷却塔换热效果对比

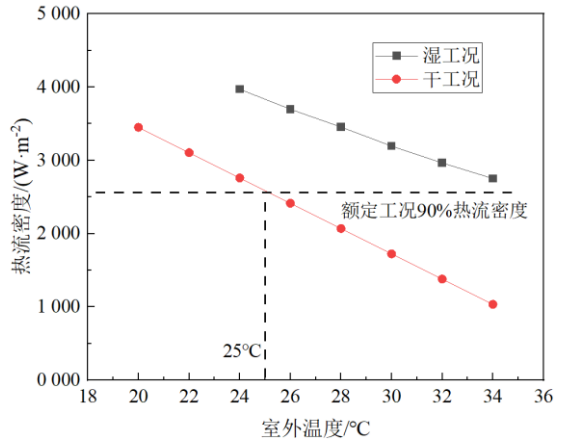
Fig.6 Comparison of heat transfer effect between two types of cooling tower under different environmental parameters

2.4 节水效果及经济性分析

运行水耗是评价干湿联合冷却塔运行经济性的重要指标，其大小主要取决于喷淋系统的运行时长。在沙戈荒缺水地区，水耗直接决定了冷却方案的可行性。以酒泉项目为例，分析进风预冷式冷却塔和干湿联合一体式冷却塔的节水效果及经济性。两者换热结构不同，导致起喷温度存在差异，而起喷温度正是决定水耗的关键参数。图 7 展示了不同室外温度下 2 种冷却塔的换热性能，可以看到，随着室外温度的降低，2 种冷却塔的换热能力均上升。由于进风预冷式冷却塔配置了更多的翅片管换热器，在干工况下的换热能力明显好于干湿联合一体式冷却塔。将干工况热流密度下降至湿工况额定热流密度的 90%时对应的室外温度作为起喷温度，进风预冷式冷却塔和干湿联合一体式冷却塔的起喷温度分别为 28.5 ℃和 25 ℃，与文献[21]的结果一致。



a) 进风预冷式冷却塔



b) 干湿联合一体式冷却塔

图 7 不同室外温度下 2 种冷却塔的干湿工况换热性能
Fig.7 Heat transfer performance of two types of cooling tower under dry and wet conditions at different outdoor temperatures

表 2 展示了 2 种冷却塔的耗水量及运行成本对比。在相同热负荷及进出水温度条件下，2 类冷却塔的水耗差异源于湿工况运行时长的不同。对于进风预冷式冷却塔，得益于其干工况下的高效换热，将起喷温度提升至 28.5 ℃缩短了喷淋系统的运行时长，年运行时间仅为 320 h，远低于干湿联合一体式冷却塔的 738 h。这一差异使得进风预冷式冷却塔的年耗水量降至 2.36 万吨，年水费为 23.6 万元，较干湿联合一体式冷却塔的 9.71 万吨耗水量与 97.1 万元水费实现了显著节水，年节水 76%，节水效益突出。此外，由于减少了喷淋时间，也可相应地减少喷淋泵等辅助设备耗电，进一步提升了进风预冷式冷却塔的经济效益。

表 2 2 种冷却塔耗水量及运行成本对比
Tab.2 Comparison of water consumption and operating costs between two types of cooling tower

参数	进风预冷式冷却塔	干湿联合一体式冷却塔
热负荷/MW	103.3	103.3
进水温度/℃	44	44
出水温度/℃	38	38
起喷温度/℃	28.5	25
湿工况运行时间/h	320	738
耗电量/(万 kW·h·a^{-1})	720	819
水单价/(元/吨)	10	10
年耗水量/万吨	2.36	9.71
水费/(万元·a^{-1})	23.6	97.1
节省水费/(万元·a^{-1})	73.5	—
节水量/(万吨·a^{-1})	7.35	—

可见，进风预冷式冷却塔在西北干旱气候条件下具备良好节能潜力与节水优势，适配沙戈荒地区新一代煤电辅机冷却水系统的高效运行需求。

3 结论

本文以酒泉地区 4×1 000 MW 空冷机组辅机冷却水系统为研究对象，建立了进风预冷式与干湿联合一体式冷却塔的传热模型，从换热性能、地域适配性及经济性 3 方面开展对比分析，为该区域冷却塔选型提供理论依据。主要结论如下：

1）进风预冷式冷却塔可实现传热传质解耦，在设计工况下的热流密度为干湿联合一体式冷却塔的 1.1 倍，换热效率更高，但风阻提高了 30%，且金属耗量更高，成本增加。

2）酒泉等西北干旱地区更适配进风预冷式冷却塔，其在低湿工况下热流密度较传统形式提升 20%~85%，而在天津等东部湿润地区，干湿联合一体式冷却塔更具竞争力。

3）进风预冷式冷却塔能够减少湿工况的运行

时间，年水费较干湿联合一体式冷却塔可节省 73.5 万元，年节水 76%，节水效益突出。

4）在西北沙戈荒等水资源匮乏、气候干燥地区，建议优先采用进风预冷式冷却塔作为辅机冷却系统的冷却方案。

[参 考 文 献]

[1] 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.
Shi J W, Gao F X, Zou Y, et al. Air cooling technology for power stations: research progress and perspectives[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2023, 57(7): 20.

[2] 杨迎哲, 王蓓, 吕兰. 环境风向对自然通风直接空冷塔散热影响[J]. 热力发电, 2023, 52(9): 121.
Yang Y Z, Wang B, Lü L. Influence of the environmental wind direction on heat dissipation of natural draft tower of air cooled condenser[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(9): 121.

[3] 刘学, 李国栋, 张瑞颖, 等. 自然通风直接空冷系统蒸汽分配管阻力特性研究[J]. 热力发电, 2022, 51(10): 153.
Liu X, Li G D, Zhang R Y, et al. Research on resistance characteristics of steam distribution pipe in natural draft direct dry cooling system[J]. Thermal Power Generation, 2022, 51(10): 153.

[4] 张涛, 李魁发, 高峰, 等. 直接空冷机组高压非均匀喷雾冷却研究[J]. 热力发电, 2025, 54(4): 149.
Zhang T, Li K F, Gao F, et al. Study on high pressure non uniform spray with peak cooling in direct air cooling units[J]. Thermal Power Generation, 2025, 54(4): 149.

[5] 王明伟, 张晓楠, 孙全全, 等. 一种干湿联合式机械通风冷却塔运行性能的试验研究[J]. 流体机械, 2025, 53(2): 16.
Wang M W, Zhang X N, Sun Q Q, et al. Experimental study of operating performance of a mechanical draft dry-wet hybrid cooling tower[J]. Fluid Machinery, 2025, 53(2): 16.

[6] 李志恒. 干湿联合冷却塔传热性能分析及程序开发[D]. 大连: 大连理工大学, 2025.
Li Z H. Heat transfer performance analysis and program development of dry-wet combined cooling tower[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2025.

[7] 胡少华, 高沙沙, 刘忠超, 等. 干湿联合冷却塔冷却节水分析软件开发及应用[J]. 化工进展, 2020, 39(增刊 2): 447.
Hu S H, Gao S S, Liu Z C, et al. Development and application of cooling and water-saving analysis software for dry-wet hybrid cooling tower[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2020, 39(S2): 447.

[8] 郭民臣, 纪执琴, 安广然, 等. 干-湿冷却系统对空冷机组热经济性影响的分析[J]. 化工学报, 2015, 66(1): 433.
Guo M C, Ji Z Q, An G R, et al. Thermal economy analysis of power unit with wet-dry hybrid cooling system[J]. CIESC Journal, 2015, 66(1): 433.

[9] 杨鹤, 卫慧敏, 陈林, 等. 火力发电干湿联合冷却系统性能实验研究[J]. 中国电机工程学报, 2021, 41(5): 1783.
Yang H, Wei H M, Chen L, et al. Experimental study on performance of hybrid cooling system for thermal power generation[J]. Proceedings of the CSEE, 2021, 41(5): 1783.

[10] 张贯虹. 蒸发预冷进风空冷塔的性能优化及其经济性分析[D]. 济南: 山东大学, 2019: 27.
Zhang G H. Performance optimization and economic analysis of pre-cooled natural draft dry cooling towers[D]. Jinan: Shandong University, 2019: 27.

[11] He S Y, Gurgenci H, Guan Z Q, et al. Pre-cooling with Munters media to improve the performance of natural draft dry cooling towers[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 53(1): 67.

[12]姚健聪, 陈国峰. 绝热空气冷却器换热性能影响因素分析[J]. 制冷与空调, 2017, 17(5): 24.
Yao J C, Chen G F. Analysis of influencing factors on heat transfer performance of adiabatic air cooler[J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2017, 17(5): 24.

[13] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4 版. 北京: 高等教育出版社, 2006.
Yang S M, Tao W Q. Heat transfer[M]. 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 2006.

[14] Hartnett J P, Irvine T F Jr. Advances in heat transfer[M]. New York: Academic Press, 1972.

[15] Dittus F W, Boelter L M K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 1985, 12(1): 3.

[16] Kröger D G. Air-cooled heat exchangers and cooling towers: thermal-flow performance evaluation and design[M]. Tulsa: PennWell Corp., 2004.

[17] Kays W M, London A L. Compact heat exchangers[M]. 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 1984.

[18] 徐梦菲. 机械通风干湿联合冷却塔的换热性能及其运行调控研究[D]. 济南: 山东大学, 2022: 10.
Xu M F. Study on heat transfer performance and operation regulation of mechanical draft dry-wet hybrid cooling tower[D]. Jinan: Shandong University, 2022: 10.

[19] Wu J M, Huang X, Zhang H. Theoretical analysis on heat and mass transfer in a direct evaporative cooler[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(5): 980.

[20] 中国气象局气象信息中心气象资料室, 清华大学建筑技术科学系. 中国建筑热环境分析专用气象数据集[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005.
China Meteorological Administration Meteorological Information Center Climate Data Office, Tsinghua University Department of Building Science. Chinese standard weather data for building thermal environment analysis[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2005.

[21] 安源, 舒吉龙, 密长海, 等. 干湿联合冷却塔基于起喷点选择的分析研究[J]. 电力勘测设计, 2021(增刊 1): 19.
An Y, Shu J L, Mi C H, et al. Research on the selection of initial spray temperature of combined dry and wet cooling tower[J]. Electric Power Survey & Design, 2021(S1): 19.

（责任编辑 李园）