

DOI: 10.19666/j.rlfed.202407161

# 直接空冷机组高压非均匀喷雾冷却研究

张涛<sup>1</sup>, 李魁发<sup>1</sup>, 高峰<sup>2</sup>, 张继军<sup>1</sup>, 邱兵<sup>1</sup>, 廖海帆<sup>3</sup>,  
吴喜生<sup>1</sup>, 喻辉<sup>1</sup>, 汪坤<sup>1</sup>, 姬海民<sup>4</sup>  
(1.新疆华电米东热电公司, 新疆 乌鲁木齐 830063;  
2.浙江诺宸环保科技有限公司, 浙江 杭州 311100;  
3.西安交通大学能源与动力工程学院, 陕西 西安 713599;  
4.西安热工研究院有限公司, 陕西 西安 710054)

[摘要] 直接空冷机组夏季高温时段不能满发是普遍存在的问题, 目前广泛采用的解决方法是在空冷机组中加装喷淋装置进行增湿降温。通过对冷却单元内的空气流场进行分析, 发现由于风机和桥架等影响, 仓室内空气流场呈非均匀状态。采用空气流场非均匀布置喷头方法, 使空气与喷雾水均匀混合, 采用高压喷雾达到整体空气场均匀降温, 最大化降低冷却空气温度。该方法有效解决了空冷机组夏季降温提效的难题, 对火电机组夏季顶峰运行具有重要意义。

[关键词] 直接空冷; 喷雾冷却; 非均匀流场; 高压雾化

[引用本文格式] 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): 149-157.  
ZHANG Tao, LI Kuifa, GAO Feng, et al. Study on high pressure non uniform spray with peak cooling in direct air cooling units[J]. Thermal Power Generation, 2025, 54(4): 149-157.

## Study on high pressure non uniform spray with peak cooling in direct air cooling units

ZHANG Tao<sup>1</sup>, LI Kuifa<sup>1</sup>, GAO Feng<sup>2</sup>, ZHANG Jijun<sup>1</sup>, QIU Bing<sup>1</sup>, LIAO Haifan<sup>3</sup>,  
WU Xisheng<sup>1</sup>, YU Hui<sup>1</sup>, WANG Kun<sup>1</sup>, JI Haimin<sup>4</sup>  
(1.Xinjiang Huadian Midong Thermal Power Co., Ltd., Urumqi 830063, China;  
2.Zhejiang Nuochen Environment Protection Company, Hangzhou 311100, China;  
3.School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 713599, China;  
4.Xi'an Thermal Power Research Institute Co., Ltd., Xi'an 710054, China)

**Abstract:** It is a common problem that the direct air-cooled unit cannot be fully charged during the high temperature period in summer, and the widely used solution is to install a sprinkler device in the air-cooled unit for humidification and cooling. Through analysis on the air flow field in the cooling unit, it is found that the air flow field in the silo is non-uniform due to the influence of fans and bridges. The method of non-uniform arrangement of nozzles in the air flow field is used to evenly mix the air and spray water, and the high-pressure spray is used to achieve a uniform temperature drop in the overall air field to minimize the temperature of the cooling air. This method effectively solves the problem of cooling and improves the efficiency of air-cooled units in summer, and is of great significance for peak operation of thermal power units in summer.

**Key words:** direct air cooling; spray cooling; non uniform flow field; high-pressure atomization

火力发电是中国电力的基本特征。自 20 世纪 90 年代以来, 中国火力发电得到了迅猛发展, 据国家能源局数据统计<sup>[1]</sup>, 到 2022 年底, 火电装机总量

为 13 亿 kW, 占比超过总装机容量的 50% 以上。由于中国自然资源特点, 西部地区干旱少雨缺水而煤炭资源丰富, 东部及南部地区用电负荷高。因此在

收稿日期: 2023-04-11 网络首发日期: 2024-12-30

基金项目: 陕西省创新能力支撑计划 (2023CXTD18)

Supported by: Innovation Capability Support Program of Shaanxi (2023CXTD18)

第一作者简介: 张涛 (1977), 高级工程师, 主要研究方向为火力发电厂经济运行, 814045557@qq.com。

“三北”（东北、华北、西北）地区多采用空冷机组以避免水资源制约，并采用西电东输来解决电力资源的发和用问题。

直接空冷（air cooled condenser, ACC）机组是广泛应用于我国西部的空冷型式，主要由屋顶式换热器及风机组成。因其运行方便、散热效果明显、机组防冻效果优于间接空冷机组等优点在我国“三北”地区大量采用。因此我国是全球占比最大的直接空冷机组市场<sup>[2-3]</sup>，占比超过 70%。空冷是热力发电的冷却段，且设备庞大，价值高，故其与锅炉、汽轮机、发电机及脱硫装置一起称为热力发电的五大装备<sup>[4]</sup>。

由于设计条件与现在运行状况的不同，直接空冷的度夏满发是目前各个电厂一大难题。普遍的情况是，大型直接空冷机组的环境温度大于 30 ℃时，机组的背压往往达到 36 kPa 以上，或者根本就不能满发，而电厂往往要求在高温季节满发且机组背压能适应这种工况，这与设计条件有较大差异。降低散热器之前的进口空气温度，增加换热温差，是提高直接空冷出力能力的重要措施，也是在夏季高温季节达到满发的重要方法之一<sup>[5-6]</sup>。

许多电厂先后对空冷凝汽器加装水喷雾系统来降低汽轮机背压，实际运行情况表明，机组运行背压可降低 5~10 kPa。该系统的类型和机理一般可分增湿降温 and 蒸发冷却 2 种<sup>[7]</sup>：第 1 种是利用干湿球温差原理，通过向空气喷水雾，降低空气的干球温度，增加与散热片的温差来达到降低空冷背压；第 2 种是将水喷到空冷凝汽器表面，水在有限的空冷换热表面蒸发，从而增大换热量来降低空冷背压。由于喷淋用水水质含盐，第 2 种方法易导致散热面脏污、结垢，对散热性能造成了不可逆的影响。

空冷轴流风机吹出的风是螺旋上升的，加之风机桥架的遮挡效应，空冷单元内的空气流场分布也不均匀，因此气流在屋顶式散热管的区域里极其不均匀，斜屋顶式管束不同区域的散热均匀性也差异较大。因此，加装水喷雾系统不仅要考虑如何在空冷单元控制喷水量以得到最好的降温效果，同时也要考虑在旋转流场下喷雾的行程是否足够在到达换热面之前完全蒸发，使空气加湿到接近饱和，从而降低空气温度，增加传热温差。

付万兵<sup>[8]</sup>采用数值模拟的方法，对空冷单元内流场进行分析，通过对空气螺的运动轨迹及换热片的温度流场分布计算，验证了采用 MRF 模型的可靠性，使得风机模拟的流场结果更接近真实工况。

李文海等<sup>[9]</sup>分析了某电厂装设空冷机组和不装设喷淋装置各个工况，指出在环境温度为 27 ℃以上时，投运空冷喷淋装置后，机组负荷可增长 15~20 MW，表明装设喷淋装置具有较大经济性。赵文升等<sup>[10-12]</sup>采用集总参数法，对直接空冷喷雾增湿的可行性和经济性进行了阐述，并采用数值模拟方法对喷雾增湿进行了试验研究，通过计算表明，喷雾增湿系统可降低进入散热器的温度达 5 ℃以上。周兰欣等<sup>[13]</sup>对喷淋水系统的结构进行了研究，指出喷嘴的布置位置、喷雾的方向及喷嘴性能都对喷淋效果有较大的影响。并重点关注喷淋结构对喷雾效果的影响。马庆中等<sup>[14-15]</sup>分析了喷雾效果与当地气候湿度的关系，发现喷雾方式的效果与当地湿度呈紧密影响关系，该研究表明，当夏季高温季节，在湿度较低的西部地区，由于空气湿度较小，增湿降温潜力较大，可以达到较好降低空冷进气温度的效果。张新海<sup>[16]</sup>概括了国内采用喷雾增湿降温的空冷机组效果，通过对喷雾增湿后空气湿度的分析，指出空冷增湿量的范围，一旦超出增湿用水量范围，这些水将无法增加空气湿度，造成水的浪费。喷嘴的选型也至关重要，可以影响喷雾的效果和节水特性。许多研究者对夏季直接空冷系统的喷雾冷却进行了研究，但由于除盐水中的杂质极易导致散热面结垢，对散热性能造成了不可逆的影响，在这种条件下分析旋转流场下喷雾情况，使其在到达散热器面之前能够完全蒸发的相关文献还较少。

综上所述，选择设置喷雾与空气形成一定的逆流状态，增加喷雾的行程，能更好地保证喷雾有足够的行程在接触换热翅片之前就已完成蒸发过程。图 1 为空冷单元以及喷雾情况示意。

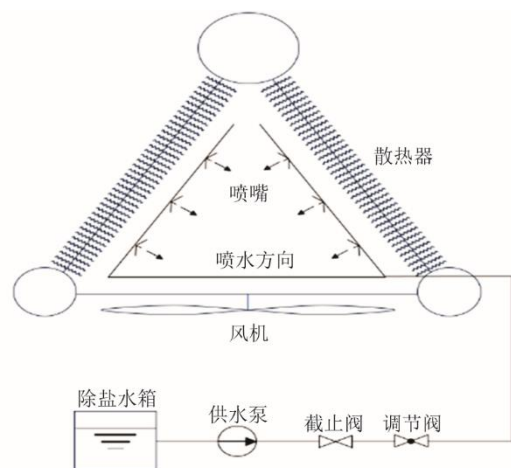


图 1 空冷单元以及喷雾情况  
Fig.1 The air-cooled units and spray conditions

## 1 直接空冷系统喷雾冷却计算模型

### 1.1 数学模型

直接空冷单元中的环境空气流动以及经过空冷散热器受热空气流动可以认为是不可压缩定常流动,其运动方程为 N-S 方程控制。

流体控制方程包括连续性方程(质量方程)、动量方程、能量方程<sup>[17-18]</sup>。

连续性方程:

$$\rho \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\rho \frac{\partial K}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial K}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial K}{\partial x_j} \right] + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \cdot \rho \varepsilon \quad (4)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho u_k \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} \right] + \frac{c_1^\varepsilon}{K} \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \cdot c_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{K} \quad (5)$$

式中:  $\rho$  为空气密度,  $\text{kg/m}^3$ ;  $u_i$  为空气在  $x_i$  方向上的速度,  $i=1, 2, 3$ , 分别代表  $x, y, z$  方向,  $\text{m/s}$ ;  $p$  为空气压力,  $\text{Pa}$ ;  $T$  为温度,  $\text{K}$ ;  $k$  为流脉动动能,  $\text{m}^2/\text{s}^2$ ;  $\varepsilon$  为湍流耗散率,  $\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$ ;  $\mu_t$  为湍流黏度,  $\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$ ;  $\mu_t = c_\mu \rho k^2 \varepsilon^{-1}$ ; 模型常量  $c_\mu=0.09$ ,  $c_1=1.44$ ,  $c_2=1.92$ ,  $\sigma_k=1.0$ ,  $\sigma_\varepsilon=1.3$ 。

### 1.2 多孔介质模型

本文主要研究内容是空气流场以及水喷淋系统的降温效果,因此将翅片管散热器模型区域简化为多孔介质模型处理,通过改变动量控制方程中动量源项,将流过该多孔介质区域的阻力包含在源项中,包括黏性损失项和惯性损失项,可表示为<sup>[19]</sup>:

$$S_i = - \left( \sum_{j=1}^3 D_{ij} \mu v_j + \sum_{j=1}^3 C_{ij} 1/2 \rho v_{\text{mag}} v_j \right) \quad (6)$$

式中:  $S_i$  为第  $i(x, y, z)$  个动量方程的源项;  $D$  和  $C$  为系数矩阵;  $\mu$  为动力黏度,  $\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$ ;  $\rho$  为流体密度,  $\text{kg/m}^3$ ;  $v_j$  为  $j$  方向的速度,  $\text{m/s}$ 。

假设多孔介质区域各项同性,动量源项方程(8)可以简化为:

$$S_i = -(\mu v_i / \alpha + C_2 \rho v_{\text{mag}} v_i / 2) \quad (7)$$

式中:  $\alpha$  为渗透率;  $C_2$  为惯性阻力系数。

空冷机组中翅片管束结构通常忽略黏性损失,以达到简化方程的目的,仅考虑惯性损失,因此冷却空气流过空冷凝汽器的压降可表示为:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} [(\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial u_k}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_k} \right)] + \rho g_i \quad (2)$$

能量方程:

$$\rho \frac{\partial E}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} [\rho v_i (\rho E + p)] = \rho q + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( k \frac{\partial T}{\partial x_i} + \tau_{ij} v_j \right) \quad (3)$$

在实际条件下,空冷流场处于湍流状态,而直接求解 N- $\Sigma$  方程所需的计算量巨大,因此在工程实际中,控制方程采用  $\kappa$ - $\varepsilon$  模型简化求解:

$$\nabla p = - \sum_{j=1}^3 C_{2i,j} (\rho v_j v_{\text{mag}} / 2) \quad (8)$$

式中:  $\nabla p$  为冷却空气流过空冷散热器的压降,  $\text{Pa}$ ;  $v_{\text{mag}}$  为速度的模,  $v_{\text{mag}} = \sqrt{v_1^2 + v_2^2 + v_3^2}$ 。

根据文献[20]数据显示,在环境温度为  $30^\circ\text{C}$  时,黏性阻力系数为  $3\ 281\ 779\ \text{m}^{-2}$ ,惯性阻力系数为  $23.612$ ,推荐其余方向的阻力系数设置为前者的  $5\sim 10$  倍,本文设置为  $10$  倍。

### 1.3 离散相设置

在 CFD 中,不仅能采用欧拉方法求解连续相 N-S 方程组,也能在拉格朗日坐标系下模拟流场中的离散相。其中 CFD 中的离散相模型是解决两相流动问题的关键,因此连续相使用欧拉方法进行求解,而离散相则通过拉格朗日方法进行计算。在这项研究中,将雾滴颗粒作为第二相存在于连续相中。CFD 既能够模拟这些雾滴颗粒的运动轨迹,也可以分析它们引起的热量和质量传递。同时,该模型还计算了相间耦合效应及其对离散相和流动特性的影响<sup>[21]</sup>。

当计算雾滴轨迹时,CFD 根据 N-S 方程解析跟踪雾滴的热量、质量和动量变化。这样不仅体现了连续相对离散相的影响,同时也考虑了离散相对连续相的反馈作用。通过交替求解离散相和连续相的控制方程,直到两者达到稳定状态(即计算结果不再显著变化),从而实现了双向耦合计算<sup>[22]</sup>(图2)。

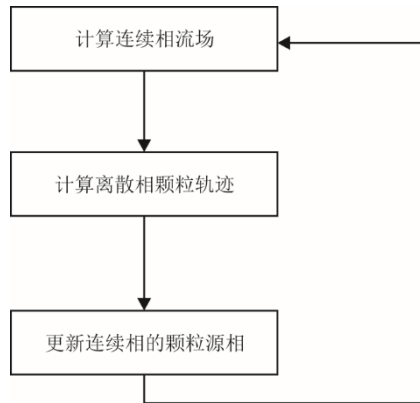


图2 耦合求解过程

Fig.2 Coupled solution process

这些变化的物理量作为源项出现在空气相的守恒方程中。

能量源项:

$$Q = \left[ \frac{M_{p,av}}{M_{p,0}} c_{p,p} \Delta T_p + \frac{\Delta M_p}{M_{p,0}} (-h_{fg} + \int_{T_{ref}}^{T_p} c_{p,v} dT) \right] m_{p,0} \quad (9)$$

质量源项:

$$M = \frac{\Delta M_p}{M_{p,0}} m_{p,0} \quad (10)$$

动量源项:

$$F = \left( \frac{3\mu C_D Re}{4\rho_p D_p^2 (v_p - v)} + F_{other} \right) m_{p,0} \Delta t \quad (11)$$

式中:  $c_{p,p}$  为水的比热容,  $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ;  $c_{p,v}$  为水蒸气比热容,  $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ;  $h_{fg}$  为蒸发潜热,  $\text{kJ}/\text{kg}$ ;  $M_{p,av}$  为控制单元内水滴的平均质量,  $\text{kg}$ ;  $M_{p,0}$  为水滴的初始质量,  $\text{kg}$ ;  $\Delta T_p$  为控制单元内水滴的温度变化,  $\text{K}$ ;  $\Delta M_p$  为控制单元内水滴的质量变化,  $\text{kg}$ ;  $m_{p,0}$  为水滴的初始质量流率,  $\text{kg}/\text{s}$ ;  $Re$  为雷诺数;  $C_D$  为阻力系数;  $D_p$  为粒子直径,  $\text{m}$ ;  $v_p$  为粒子速度,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $v$  为流体速度,  $\text{m}/\text{s}$ 。

在 CFD 的离散过程中,需要给定离散相的初始条件,通过初始条件确定每组离散相投入的位置、初速度等参数。通过初始条件来描述离散相粒子的瞬时状态。主要包括离散相投入的位置  $(x,y,z)$ 、离散相粒子的初始注入方向(通过  $x,y,z$  坐标矢量定义)、粒子的初始直径、粒子的初始温度、沿每个粒子迹线的粒子流的质量流率(用于耦合计算)以及雾化模型选择。

在 CFD 中提供了 5 种雾化模型: 1) 平口喷嘴雾化; 2) 压力-旋流雾化; 3) 靶式雾化; 4) 气体辅助雾化; 5) 气泡雾化。在这几种喷嘴雾化模型中,有研究表明压力-旋流雾化的雾滴更加均匀,并且该

类型雾化喷嘴常见于各种工业应用,其雾化过程如图 3 所示,因此本文采用压力-旋流雾化模型。

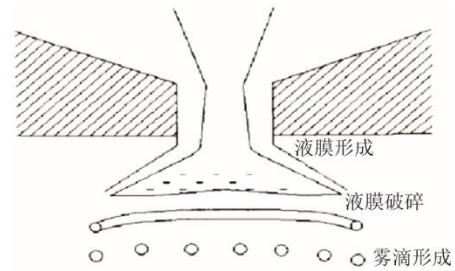


图3 压力-旋流喷嘴液滴形成过程

Fig.3 Formation process of pressure-swirl nozzle droplet

#### 1.4 空冷换热单元物理模型

单独的空冷换热单元物理模型如图 4 所示,完整的直接空冷机组包含多个结构相同的并列空冷单元<sup>[23]</sup>,由于完整建模空冷机组工作量巨大,因此选取其中的一个独立的空冷单元作为研究对象,并研究不同喷雾系统布置对换热和流动的影响。

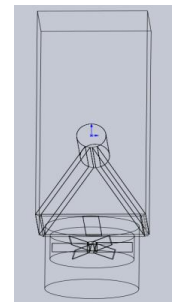


图4 空冷换热单元物理模型

Fig.4 Physical model of the air cooled heat transfer unit

#### 1.5 喷头布置及喷淋量计算

在旋转流场下喷嘴的非均匀布置的现有研究较少。惠雪松<sup>[24]</sup>通过数值模拟的方法证明在旋转流畅下喷嘴采用交错布置的效率大于均匀布置,并通过数值模拟分析了喷嘴错位布置时,不同喷嘴位置下的喷雾增湿效果。王昌欣<sup>[25]</sup>针对夏季高温工况下的空冷单元换热优化,提出与常规喷嘴均匀布置的方案不同的喷嘴非均匀布置方案。发现喷雾冷却装置可以明显提高夏季高温工况下的换热量,并能一定程度上缓解过热区域的影响范围。并且采取喷嘴非均匀布置方案,相较于喷嘴均匀布置的方案可以明显提高换热量。

换热器每侧 49 个喷头,总计 98 个喷头,分别采用均匀与非均匀布置形式(图 5),对比研究喷头非均匀布置方式对换热的影响。

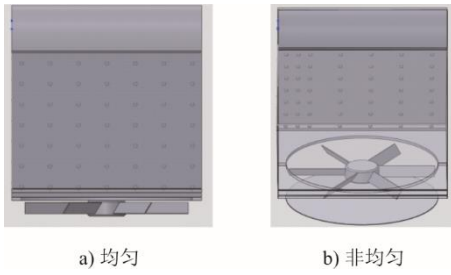


图5 喷头布置方式  
Fig.5 Arrangement of the nozzles

对喷淋过程进行分析，由于相对于空气而言，水的焓值可以忽略，并且喷水前后增加的含湿量很小，因此可以将由于喷水所带入环境中的焓值忽略不计。整个空气经过喷雾增湿冷却过程可认为是等焓降温过程，在此过程中空气的湿球温度近似不变。图6为焓湿图等焓变化线，在焓湿图上可以认为沿着等焓线变化，环境空气由未饱和状态趋向于饱和状态。

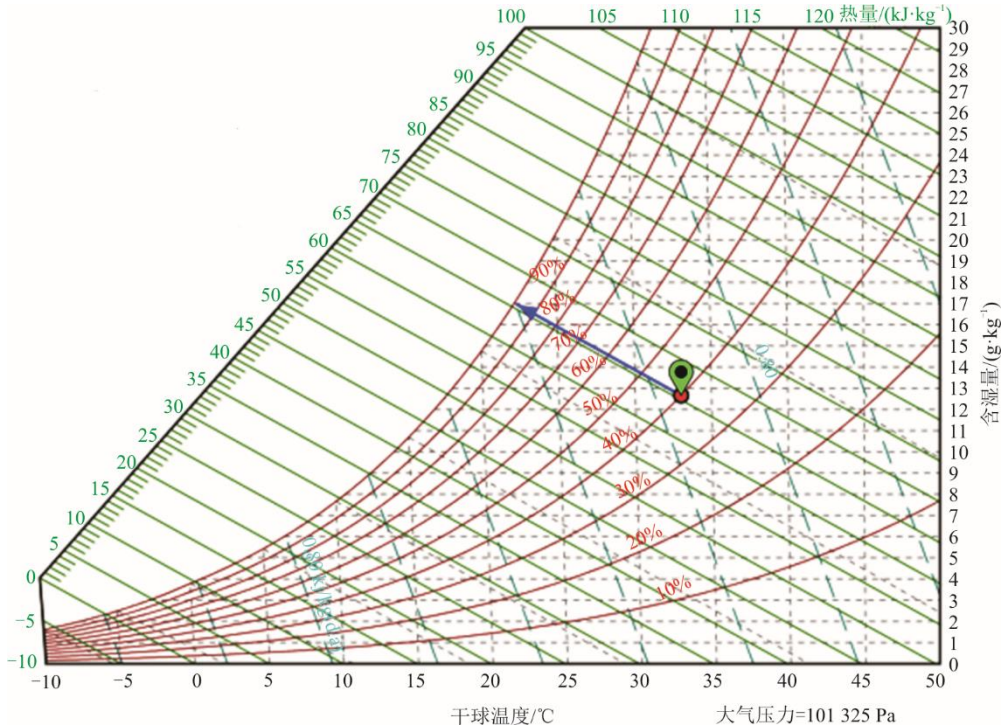


图6 焓湿图等焓变化线  
Fig.6 Enthalpy-humidity chart with constant enthalpy lines

本文条件下，空气干球温度 33 °C，空气相对湿度 40%，空气流量 479 m<sup>3</sup>/s，计算得到的理论喷水量与降温幅度的曲线如图7所示。

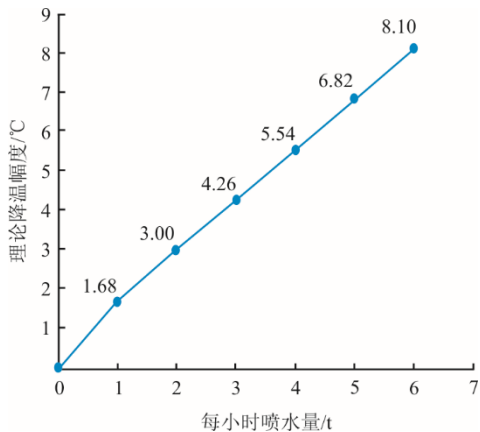


图7 喷水量与降温幅度  
Fig.7 Spray volume and cooling extent

## 2 计算结果分析

### 2.1 计算设置与网格无关性分析

采用 Fluent 软件模拟分析，设置为流量入口，入口流量为 479 m<sup>3</sup>/s；出口设置为压力出口；散热器区域设置为多孔介质模型。选取截面 1、2、3、4 作为观察空冷单元内部不同高度处流场情况的截面（图8）。



图8 截面选取  
Fig.8 Cross-section selection

采用 ICEM 进行网格划分，网格无关性验证如图 9 所示，最终选用 397.9 万网格进行模拟。

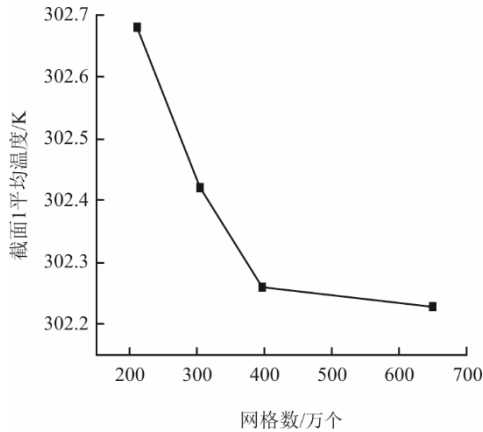


图 9 网格无关性验证  
Fig.9 Grid independence verification

### 2.2 空冷单元流场情况

空冷单元内不同截面位置的速度云图以及流线图如图 10 所示，由图 10 可见，在空冷单元内部确实存在非常大的旋流，这种旋流的存在可能导致均匀布置的喷头降温增湿效果弱于考虑流场情况的非均匀喷头布置。

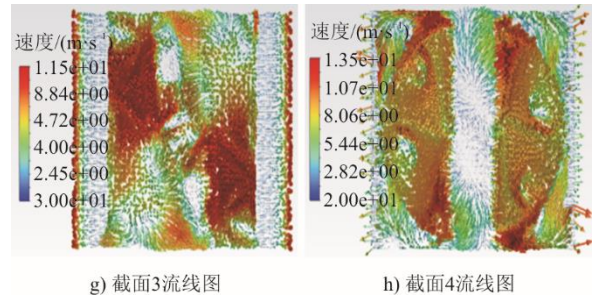
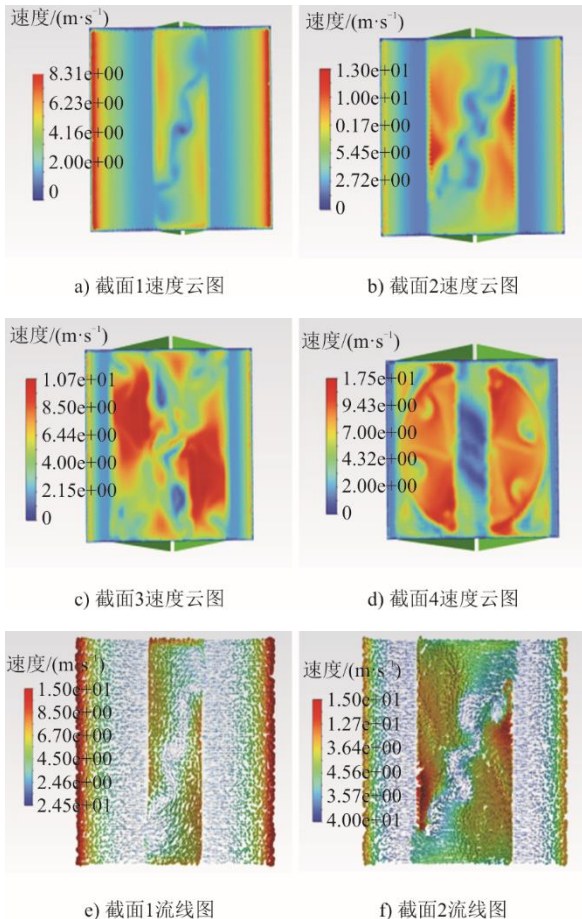


图 10 俯视流场速度云图及流线图  
Fig.10 Top view of flow field contour and streamlines

### 2.3 均匀与非均匀对比研究

通过设计均匀喷头布置以及考虑 2.2 节中流场的非均匀特点，在流场速度更大的区域布置更加密集的喷头（图 11），研究非均匀布置情况下是否能够增强降温增湿效果。表 1 为散热器进口温度分布。

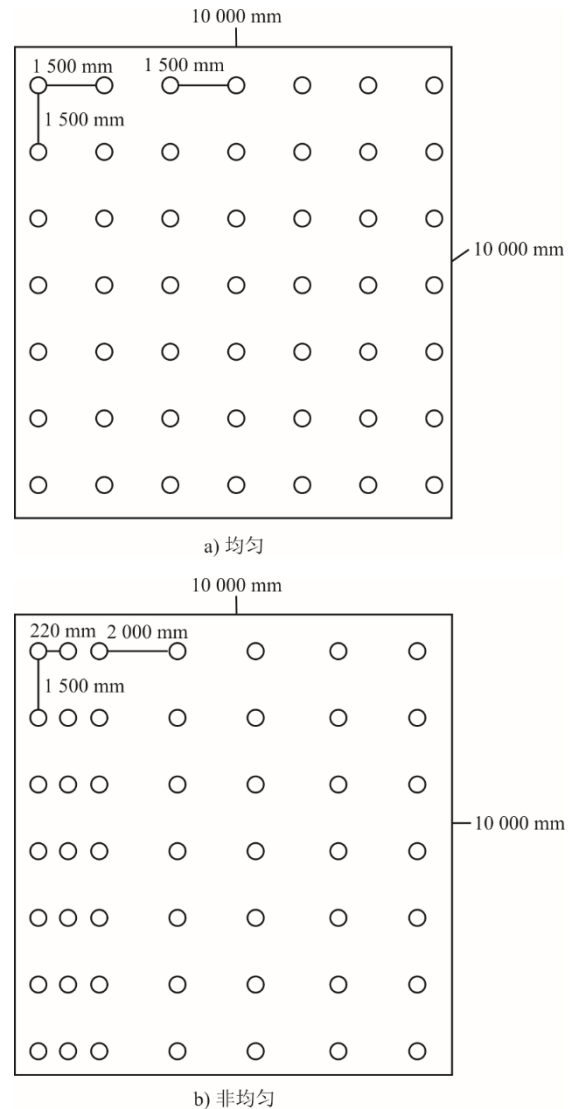


图 11 喷头布置截面  
Fig.11 Cross-sectional view of nozzle arrangement

表 1 散热器进口温度分布  
Tab.1 Distribution of the radiator inlet temperature

喷淋量/(t·h <sup>-1</sup> )	初始液滴直径/μm	喷头布置	换热器进口平均温度/℃	降温幅度/℃	平均停留时间/s
2	20	均匀	304.06	1.94	0.150
2	20	非均匀	303.95	2.05	0.148
4	20	均匀	303.12	2.88	0.150
4	20	非均匀	302.75	3.25	0.148
2	40	均匀	304.69	1.31	0.536
2	40	非均匀	304.58	1.42	0.531

如表 1 所示：通过对比经过喷淋之后气流在达到散热器表面的平均温度，可以看出非均匀布置的降温幅度相较于均匀布置有一定提升；并且喷淋量越大，这种提升越大；初始液滴直径为 20 μm 时的降温效果远大于 40 μm。

为了保证液滴能够在接触换热器表面之前就能够全部蒸发以降低空气温度，增加空气湿度，采用 DPM 模型输出了液滴颗粒的分布情况（图 12）。

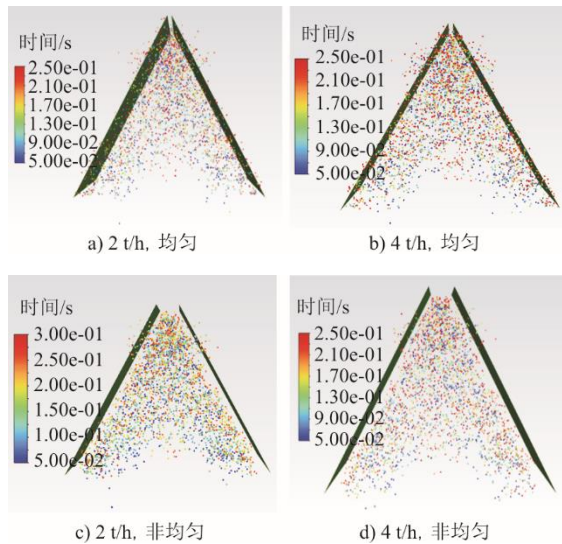


图 12 直径 20 μm 液滴分布和存在时间  
Fig.12 Distribution and residence time of the droplets with diameter of 20 μm

由图 12 可见，对于 2 种布置方式来说，大部分 20 μm 的液滴能够在到达换热器之前蒸发，只有对于上部，喷头距散热器过于接近的地方，会有液滴穿过了散热器，因此实际过程中，可以考虑将上部喷头往下布置一些。

2.4 增加液滴直径

考虑增加液滴直径从 20 μm 到 40 μm，验证其是否能够在接触换热器表面之前全部蒸发。图 13 为直径 40 μm 液滴分布和存在时间。

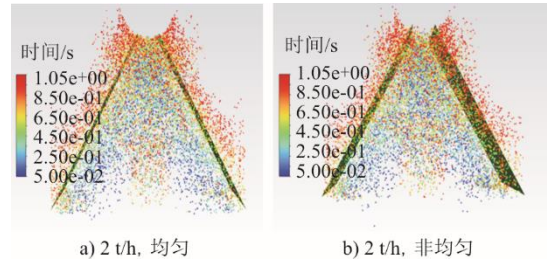
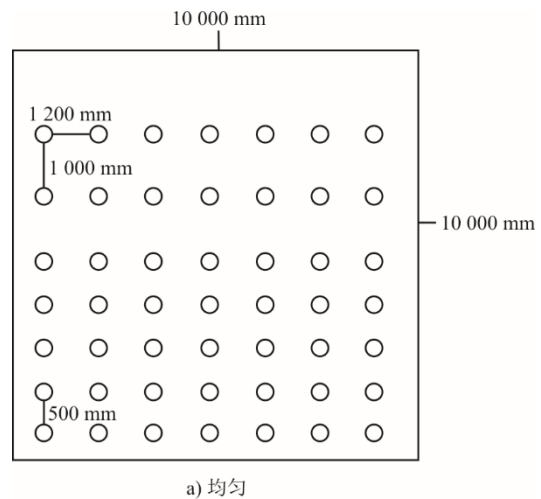


图 13 直径 40 μm 液滴分布和存在时间  
Fig.13 Distribution and residence time of the droplets with diameter of 40 μm

从图 13 以及表 1 可以看出，液滴直径增加 1 倍，液滴的存留时间增加 2 倍以上，并且从均匀喷头布置来看，使用 40 μm 液滴会导致大量液滴不能在接触换热翅片之前蒸发，而非均匀喷头布置则有利于改善这个情况。

2.5 调整喷头位置后的液滴分布

从图 12 中发现在上部区域，喷头距离散热器位置过于接近，导致部分液滴无法在接触散热器之前就完全蒸发，因此考虑将喷头位置向下移动（最上端喷头距离顶部由 500 mm 增加至 3 000 mm），新的喷头布置位置如图 14 所示，图 15 为调整后液滴分布与存在时间。



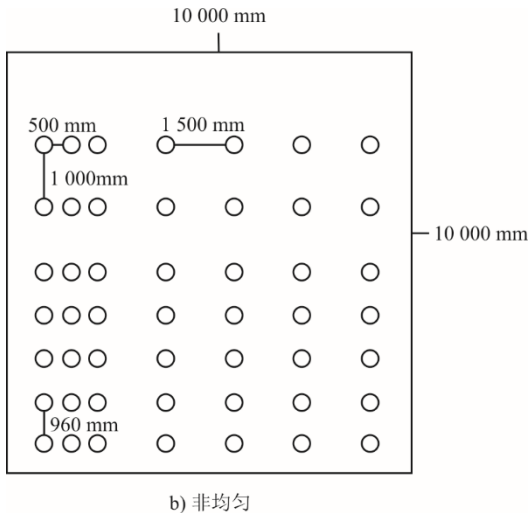


图 14 调整后喷头布置截面  
Fig.14 Cross-sectional view of the adjusted nozzle arrangement

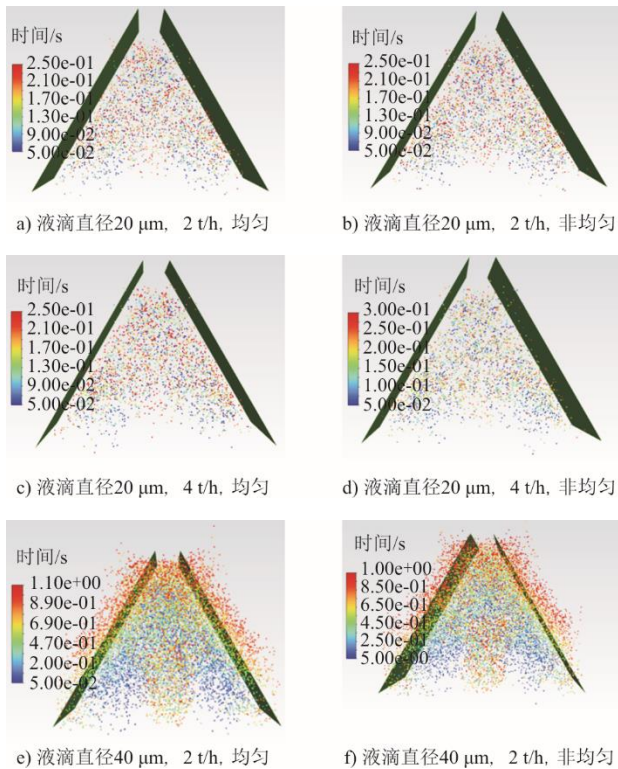


图 15 调整后液滴分布与存在时间  
Fig.15 Distribution and residence time of the droplets after adjustment

由图 15 可以看出, 将喷头位置向下调整后, 可以保证  $20\ \mu\text{m}$  的喷淋液滴能在接触换热器之前全部蒸发, 并且减少  $40\ \mu\text{m}$  液滴颗粒触碰到换热器, 因此, 调整喷头距离后的布置更加合理。

### 3 结 论

本文通过对直接空冷机组中的空冷单元进行

模拟研究, 阐述了在夏季高温时段, 空冷空气的逆流式喷淋冷却水完全蒸发的条件, 确保喷淋水完全蒸发, 达到降低空冷 ITD 温度的目标。

1) 根据空冷单元空气流场非均匀特性, 研究了在逆流喷淋冷却情况, 喷头的非均匀布置能使温度场具有更好的均匀性, 同时也能够保证绝大多数液滴能够在不接触换热器表面的情况下完全蒸发, 并发现空冷单元上部的液滴更容易接触散热器, 应尽量远离散热器布置喷雾喷头。

2) 将喷出液滴直径增加到  $40\ \mu\text{m}$  后, 无论是均匀布置和非均匀布置都无法保证使液滴能够在不接触换热器表面的情况下完全蒸发。

3) 调整喷头位置, 使喷头向下移动, 可以保证  $20\ \mu\text{m}$  的喷淋液滴能在接触换热器之前全部蒸发, 并且减少  $40\ \mu\text{m}$  液滴颗粒触碰到换热器, 因此调整喷头位置后的布置更加合理。

### 【参 考 文 献】

- [1] 国家能源局. 全国电力工业统计数据一览表[EB/OL]. [2024-01-15][2024-05-06] [https://www.nea.gov.cn/2024-10/21/c\\_1212405574.htm](https://www.nea.gov.cn/2024-10/21/c_1212405574.htm) 2023. National Energy Administration. Statistical data of the national power industry[EB/OL]. [2024-01-15] (2024-05-06) [https://www.nea.gov.cn/2024-10/21/c\\_1212405574.htm](https://www.nea.gov.cn/2024-10/21/c_1212405574.htm) 2023.
- [2] 丁尔谋. 发电厂空冷技术[M]. 北京: 水利水电出版社, 1992: 1. DING Ermou. Air cooling technology of power plant[M]. Beijing: Water Resources and Hydropower Press, 1992: 1.
- [3] 汪国山. 电厂冷端系统技术改造与优化运行[M]. 北京: 中国电力出版社, 2018: 187-190. WANG Guoshan. Technical transformation and optimal operation of cold end system in power plant[M]. Beijing: China Power Press, 2018: 187-190.
- [4] 王佩璋. 直接空冷机组中的空冷散热器[J]. 发电设备, 2006, 20(2): 116-119. WANG Peizhang. Air coolers of directly air cooled sets[J]. Power Equipment, 2006, 20(2): 116-119.
- [5] 林闾城, 华敏, 王林林, 等. 直接空冷机组夏季出力提高途径研究[J]. 中国设备工程, 2020, 20(2): 86-87. LIN Mincheng, HUA Min, WANG Linlin, et al. Research on ways to increase output of direct air cooling units in summer[J]. China Plant Engineering, 2020, 20(2): 86-87.
- [6] 赵斌, 赵利杰, 靳姗姗, 等. 直接空冷机组夏季背压降低方法研究[J]. 电站系统工程, 2014, 30(4): 53-55. ZHAO Bin, ZHAO Lijie, JIN Shanshan, et al. The study of reducing backpressure of direct air-cooled unit in summer[J]. Power System Engineering, 2014, 30(4): 53-55.
- [7] 张新海. 对我国空冷机组运行情况的思考[C]//中国电机工程学会火电分会空冷专委会第五届学术年会论文集. 2009: 25-29. ZHANG Xinhai. Considerations on the operation of air-cooled units in our country[C]//Proceedings of the Academic Annual Meeting of Air Cooling Special

- Committee of the Thermal Power Branch of the Chinese Society of Electrical Engineering Chinese Society of Electrical Engineering, 2009: 25-29.
- [8] 付万兵. 直接空冷凝汽器单元内三维流场的数值模拟[J]. 电力科学与工程, 2013(1): 67-72.  
FU Wanbing. Numerical analysis of 3D flow characteristics of direct air cooled condensers[J]. Electric Power Science and Engineering, 2013(1): 67-72.
- [9] 李文海. 空冷塔散热器表面喷淋装置的应用[J]. 华北电力技术, 1997(10): 52-54.  
LI Wenhai. Application of surface spray device of air cooling tower radiator[J]. North China Electric Power, 1997(10): 52-54.
- [10] 赵文升, 王松龄, 荆有印, 等. 喷雾增湿法在直接空冷系统中的应用[J]. 动力工程, 2022, 28(1): 64-67.  
ZHAO Wensheng, WANG Songling, JING Youyin, et al. Application of spray humid in direct air cooled system[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2022, 28(1): 64-67.
- [11] 王松龄, 刘阳, 赵文升, 等. 喷雾增湿降温法在空冷机组中出力的研究[J]. 动力工程, 2008, 37(8): 10-15.  
WANG Songling, LIU Yang, ZHAO Wensheng, et al. Study on spray humidification and temperature reduction method for enhancing output capacity of direct air-cooled units[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2008, 37(8): 10-15.
- [12] 王松龄, 赵文升, 刘阳, 等. 直接空冷机组雾化增湿系统的数值研究[J]. 中国电机工程学报, 2022, 28(29): 28-33.  
WANG Songling, ZHAO Wensheng, LIU Yang, et al. Numerical study on spray humidification system used in the direct air-cooled unit[J]. Proceedings of the CSEE, 2022, 28(29): 28-33.
- [13] 周兰欣, 张情. 直接空冷凝汽器喷雾增湿系统的结构优化[J]. 动力工程学报, 2011, 31(2): 148-151.  
ZHOU Lanxin, ZHANG Qing. Structural optimization for spray humidification system of a direct air-cooled condenser[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2011, 31(2): 148-151.
- [14] 马庆中, 孟江丽, 李庆华. 直接空冷凝汽器尖峰喷雾减温系统的技术研究[C]//中国电机工程学会火电分会空冷专委会第四届学术年会论文集, 中国电机工程学会, 2007: 1.  
MA Qingzhong, MENG Jiangli, LI Qinghua. Technical research on peak spray temperature reduction System of Direct air condenser[C]//Proceedings of the 4th Annual Conference of Air Cooling Committee of Thermal Power Branch of China Electrical Engineering Society. 2007: 1.
- [15] 马庆中, 张龙英. 直接空冷凝汽器尖峰冷却系统的研究与应用[J]. 山西电力, 2007(12): 55-57.  
MA Qingzhong, ZHANG Longying. Application and research on peak cooling system for ACC[J]. Shanxi Electric Power, 2007(12): 55-57.
- [16] 张新海. 我国空冷机组运行情况分析及建议[J]. 山西电力, 2009(增刊1): 109-112.  
ZHANG Xinhai. Analysis and suggestions of operation status of air-cooling units in China[J]. Shanxi Electric Power, 2009(Suppl.1): 109-112.
- [17] 汪超. 空冷凝汽器单元内空气流场数值模拟与优化分析[D]. 南京: 东南大学, 2021: 1.  
WANG Chao. Numerical simulation and optimization analysis of air flow field in air condenser unit[D]. Nanjing: Southeast University, 2021: 1.
- [18] 卜永东. 直接空冷单元流动传热特性及空气流场优化组织[D]. 保定: 华北电力大学, 2013: 1.  
BU Yongdong. Flow and heat transfer characteristics and air-side flow field optimization of air-cooled condenser cell[D]. Baoding: North China Electric Power University, 2013: 1.
- [19] 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): 74-82.  
WANG Guofeng, GONG Yuanjuan, REN Dezhi, et al. Numerical analysis on flow characteristics of “three towers in one” air cooling tower[J]. Proceedings of the CSEE, 2021, 41(24): 74-82.
- [20] 王厚华, 罗庆, 苏华, 等. 大直径圆孔翅片管的传热与流阻性能实验研究[J]. 制冷学报, 2002(2): 25-29.  
WANG Houhua, LUO Qing, SU Hua, et al. Experimental study on the heat transfer and friction characteristics of big diameter circular hole fin tube[J]. Journal of Refrigeration, 2002(2): 25-29.
- [21] 张京卫. 直接空冷机组喷雾增湿系统优化设计[D]. 保定: 华北电力大学, 2012: 1.  
ZHANG Jingwei. Optimization of spray humidification system in direct air-cooled units[D]. Baoding: North China Electric Power University, 2012: 1.
- [22] 张情. 直接空冷机组空冷单元喷雾增湿系统结构研究[D]. 保定: 华北电力大学, 2011: 1.  
ZHANG Qing. The structural optimization for spray humidification system of direct air-cooling unit[D]. Baoding: North China Electric Power University, 2011: 1.
- [23] GOVINDARAJ R A, NARASIMHA R. Estimating amplitude ratios in boundary layer stability theory. a comparison between two approaches[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2001, 439: 403-412.
- [24] 惠雪松. 直接空冷机组空冷单元喷雾增湿系统的优化设计[D]. 保定: 华北电力大学, 2013: 1.  
HUI Xuesong. The structural optimization for spray humidification system of direct air-cooling unit[D]. Baoding: North China Electric Power University, 2013: 1.
- [25] 王昌欣. 直接空冷机组空冷岛散热单元流场换热优化研究[D]. 保定: 华北电力大学, 2022: 1.  
WANG Changxin. Optimization of flow field and heat transfer in cooling unit of air cooling island of direct air-cooled unit[D]. Baoding: North China Electric Power University, 2022: 1.

(责任编辑 杜亚勤)