

文章编号: 1671-6612 (2026) 04-594-06

下沉空间内 大型冷却塔排的湿热空气回流特性研究

官玲俊¹ 郭金星¹ 陈晓² 黄广² 夏金瑞¹

(1. 广州施杰节能科技有限公司 广州 510000;

2. 湖南工程学院 湘潭 411104)

【摘要】 为满足景观要求, 一些空调系统的冷却塔被置于下沉空间内。已有关于下沉式冷却塔散热性能的研究未涉及多台冷却塔之间的回流干扰。通过数值模拟研究了主导风向及无风条件下某下沉空间内大型冷却塔排的湿热空气回流特性。对改造设计方案的数值模拟结果表明: 无风工况下的冷却塔回流率较低; 在夏季主导风向为斜侧风时, 最靠近来风的冷却塔回流率为零、通风量较低, 冷却塔排的回流率及进风湿球温度呈现“中间大两头小”的分布规律, 冷却塔间距为 2m 时更有利于冷却塔排的性能提升。实测的回流率分布规律与模拟结果相符, 冷却塔的逼近度比改造前降低 4℃ 以上。研究结果与建议对类似冷却塔系统的设计具有参考意义。

【关键词】 冷却塔排; 下沉空间; 回流率; 湿热空气; 数值模拟

中图分类号 TU831 文献标志码 A

Study on the Hot Humid Air Recirculation

Characteristics of the Large Cooling Tower Row in a Sunken Space

Guan Lingjun¹ Guo Jinxing¹ Chen Xiao² Huang Guang² Xia Jinrui¹

(1.Guangzhou Shijie Energy-Saving Technology Co., Ltd, Guangzhou, 510000;

2.Hunan Institute of Engineering, Xiangtan, 411104)

【Abstract】 The cooling towers of some air conditioning systems are installed in sunken space to meet the requirement of landscape. Previous studies about heat dissipation of the cooling towers in underground space did not deal with the interferences of recirculation among towers. The hot humid air recirculation characteristics of the large cooling tower row in a sunken space under prevailing wind and windless conditions were investigated in this study by numerical simulations. The simulation results showed that the recirculation rates of the cooling towers were rather low under windless conditions. Under the influence of oblique crosswind, the recirculation rate of the cooling tower closest to wind direction was equal to zero, and its ventilation rate was relatively low. The distributions of recirculation rate and wet-bulb temperature of entering airflow were all "large values in the middle and small values at both ends". An inter-tower distance of 2m was more conducive to performance enhancement of the cooling tower row. The measured distribution trend of recirculation rate was consistent with the simulation result. The approach degree of the cooling towers was more than 4℃ lower than that before the renovation. The research results and suggestions have referential values for the design of similar cooling tower system.

【Keywords】 Cooling tower row; Sunken space; Recirculation rate; Hot humid air; Numerical simulation

0 引言

冷却塔是空调冷却水系统的核心设备,冷却塔出水温度是影响空调系统冷水机组制冷效率的重要因素,冷却塔的进风温湿度对其出水温度有很大的影响。在地下建筑及一些对城市景观及噪声控制要求较高的地方,常将冷却塔置于下沉空间内^[1-3],还有置于穹顶内的个别工程案例^[4]。受地面环境风的影响,处于受限空间的冷却塔进风气流更容易卷吸排风湿热空气,使冷却塔进风温湿度升高,降低冷却塔的换热效率,冷却塔出水温度随之升高。在设计此类冷却水系统时,应尽可能减少下沉空间冷却塔的排风回流,以提高冷却塔的冷却效率。

已有研究多集中在地面上冷却塔的回流分析^[5-7],关于下沉空间冷却塔排风散热性能的研究不多见。方应发等^[1]通过数值模拟分析了某地铁站两台下沉式冷却塔回流率的影响因素,张楠等^[2]对两台冷却塔四周被幕墙遮挡后的流场进行了模拟分析,以上研究对象的规模小,未涉及多台冷却塔之间的回流干扰。黄生云等^[3]对某工程下沉式冷却塔在无风情况下的通风散热进行了模拟分析,没有考虑环境风对回流的影响。对于地面上的冷却塔排,现有研究和设计规范都认为风向与塔排的长轴平行时的回流最轻微,风向与塔排长轴垂直时的回流最严重^[7,8]。下沉空间内的冷却塔排也应避免主导风向与长轴垂直,宜使主导风向与长轴平行。受现场条件限制,多数情况下难以做到主导风向与长轴平行,斜侧风的情形较多。目前对于斜侧风时的下沉空间冷却塔排的回流特性还缺乏研究,本文对斜侧风及无风时某下沉空间大型冷却塔排的流场进行数值模拟与性能测试。

1 研究对象

本文以广州某大型写字楼空调系统下沉式冷却塔排为研究对象。该写字楼地处CBD核心区域,为避免冷却塔对城市景观及周边环境的不利影响,将冷却塔置于旁边的下沉空间内。下沉空间的尺寸为71m×7.8m×11.3m(长×宽×高),下沉空间顶部四面建有1m高的围墙。原有的10台横流式冷却塔已严重老化,大部分时候冷却塔逼近度(出塔水温与环境湿球温度之差)达到9℃以上,冷却塔冷却效率低下已成为制约空调系统能效的重要因素。原设计未考虑下沉空间的实际情况。首先,排风口

低于四周的围墙,部分排出的湿热空气容易被进风口吸入,出现严重的湿热空气回流现象,使进风温湿度显著升高。其次,原冷却塔布置影响冷却塔的进风量,降低了冷却塔的气水比。原冷却塔位于架高的钢结构平台上,周围进风通道的地板为花纹钢板,平台底部空气无法向上流动,降低了冷却塔的通风量。横流冷却塔宽度尺寸较大,进风口离墙仅1.35m,相邻冷却塔间距仅为1m,进风通道气流不畅也影响冷却塔进风量。

根据下沉空间的特点,提出以下设计方案:

(1) 为了加宽两侧进风通道,将横流式冷却塔替换为6台方形逆流式冷却塔,以减小冷却塔宽度,使两侧进风通道宽度增至1.9m。每台冷却塔有两个模块,每个模块的冷却水量为400m³/h,每个模块的尺寸为4m×4m×5.8m(长×宽×高)。

(2) 为了减少排风的回流量,在冷却塔排风口增加1.1m高的导风筒,使出风口与围墙顶部对齐。

(3) 将花纹钢板更换为格栅钢板,促使下沉空间底部空气向上流动,以提高进风量。

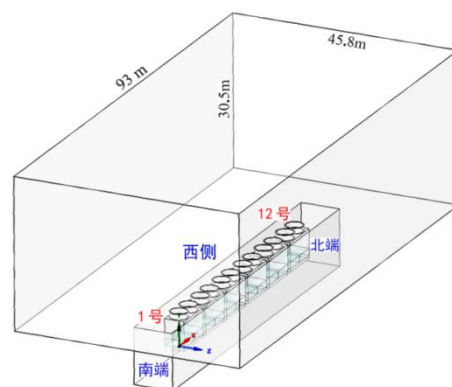


图1 几何模型

Fig.1 Geometric model

现行相关规范条文均针对地面上的冷却塔排,条文指出^[8]:冷却塔排的长度与宽度之比越大,湿热空气的回流影响越大,长宽比不宜大于5:1;进风侧与建筑物的距离宜大于进风口高度的2倍;冷却塔排的长轴宜平行于夏季主导风向。该冷却塔排位于下沉空间内,长宽比超出规范推荐值;加宽两侧进风通道后,进风侧与下沉空间侧壁的距离仍小于进风口高度的2倍,且夏季主导风向不平行于塔排的长轴。对于不满足规范条文的系统,流场数值模拟是评估大型冷却塔群回流干扰程度的有效手

段^[8]。本文通过数值模拟研究不同排列方式、不同运行工况时的湿热空气回流特性。图 1 为研究对象的几何模型,图 1 中的 1 号冷却塔模块最靠近来风方向。计算域包括下沉空间及其上部尺寸为 93m×45.8m×30.5m (长×宽×高) 的区域。

2 模型建立和计算方法

2.1 控制方程

本研究考虑冷却塔稳定运行的情形,将计算域内的气流视为不可压缩气体的定常流动。采用雷诺平均纳维-斯托克斯(N-S)方程,并采用 k-ε 双方程湍流模型对 N-S 方程进行封闭。连续、动量、能量及 k-ε 双方程可写为统一形式^[9]:

$$\text{div}(\rho U \phi) = \text{div}(\Gamma_{\phi} \text{grad} \phi) + S_{\phi} \quad (1)$$

式中: ρ 为空气密度; U 为空气速度矢量; 各控制方程的变量 ϕ 、广义扩散系数 Γ_{ϕ} 及源项 S_{ϕ} 如表 1^[9]所示。

表 1 各控制方程的标量

Table 1 Expressions of the variables in governing equations

方程	标量		
控制方程	ϕ	Γ_{ϕ}	S_{ϕ}
连续性方程	1	0	0
动量守恒方程	u, v, w	$\mu + \mu_t$	$-\partial p / \partial x$ 、 $-\partial p / \partial y$ 、 $-\partial p / \partial z$
能量守恒方程	T	$\lambda / c_p + \mu_t / \sigma_T$	0
k 方程	k	$\mu + \mu_t / \sigma_k$	$G - \rho \epsilon$
ε 方程	ϵ	$\mu + \mu_t / \sigma_{\epsilon}$	$(C_1 G \epsilon - C_2 \rho \epsilon^2) / k$

表 1 中: u 、 v 、 w 为对应 x 、 y 、 z 坐标轴方向的流速; μ 为空气分子粘性系数; k 为湍流动能; ϵ 为耗散率; λ 为空气导热系数; G 为湍流动能生成项; μ_t 为湍流粘性系数, $\mu_t = \rho C_{\mu} k^2 / \epsilon$, $C_{\mu} = 0.09$, $C_1 = 1.44$, $C_2 = 1.92$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_{\epsilon} = 1.3$, $\sigma_T = 0.9$ 。

2.2 边界条件

无风条件下的边界条件为: 四周为压力入口, 顶部为压力出口。有风条件下的边界条件为: 迎风面及顶部为速度入口, 背风面为压力出口。下沉空间内表面和冷却塔壁面设置为无滑移绝热边界。

气象资料给出的风速为离地面 10m 处的风速 (V_{10}), 采用式 (2) 计算不同高度 H 处的风速^[10]:

$$V = V_{10} \times \left(\frac{H}{10} \right)^{0.2} \quad (2)$$

2.3 出塔空气温湿度计算方法

采用文献[11]提出的迭代法计算冷却塔出水温度。先采用辛普森积分法计算冷却塔的冷却数 N :

$$N = \frac{c_w(t_{w1} - t_{w2})}{6} \left(\frac{1}{h_{w2} - h_1} + \frac{4}{h_{wm} - h_m} + \frac{1}{h_{w1} - h_2} \right) \quad (3)$$

式中: h_{w2} 、 h_{wm} 、 h_{w1} 分别为出塔水温 t_{w2} 、进出塔平均水温和进塔水温 t_{w1} 时的饱和空气焓, kJ/kg; h_1 、 h_m 、 h_2 分别为进塔空气、平均状态空气及出塔空气的比焓, kJ/kg。

用式 (4) 计算出塔空气的比焓^[8]:

$$h_2 = h_1 + \frac{c_w(t_{w1} - t_{w2})}{\alpha \lambda} \quad (4)$$

式中: α 为考虑水蒸发损失的修正系数。

根据厂家的数据, 冷却塔填料的特性数可用式 (5) 计算:

$$\Omega = 1.59 \lambda^{0.67} \quad (5)$$

式中: λ 为气水比。迭代算法的过程是: 假设一个出塔水温初值, 计算出冷却数, 判断冷却数与填料特性数的差值是否小于设定值。如果差值大于设定值, 改变出塔水温, 继续计算, 直至差值小于设定值。

出塔空气温度 θ_2 用式 (6) 计算^[8]:

$$\theta_2 = \theta_1 + (t_{wm} - \theta_1) \frac{h_2 - h_1}{h_{wm} - h_1} \quad (6)$$

式中: θ_1 为进塔空气温度; t_{wm} 为进出塔平均水温。

出塔空气的含湿量为:

$$d_2 = \frac{h_2 - 1.005 \theta_2}{2500 + 1.842 \theta_2} \quad (7)$$

式中: d_2 为出塔空气含湿量, kg/kg。

2.4 计算流程与计算工况

本研究采用 Ansys Fluent 进行数值模拟, 出塔空气温湿度由事先编写的 Fluent UDF (User Defined Functions) 程序计算。由于下沉空间内气流的流动受限, 冷却塔风机的实际风量低于其标称值。首先需要计算冷却塔的实际风量, 输入风机性能曲线和填料层阻力数据, 通过气流模拟得到各冷却塔的实际风量。然后根据实际风量进行数值模拟, 得到计算域的速度及温湿度分布情况。回流率是评价冷却塔散热效果的重要指标。通过数值模拟

得到进塔空气比焓,采用式(8)计算回流率 J ^[5,7]:

$$J = \frac{h_1 - h_a}{h_2 - h_a} \quad (8)$$

式中: h_1 为进塔空气比焓, kJ/kg, 等于冷却塔进风区域混合空气的比焓; h_a 为周围环境空气的比焓。

环境空气参数采用当地夏季空调室外计算温湿度,即:干球温度为34.2℃,湿球温度为27.8℃^[12],冷却塔进水温度设定为38℃。不失一般性,考虑夏季主导风向平均风速作用于冷却塔排风的情景。广州的夏季主导风向为东南偏南风,平均风速为2.3m/s^[12]。

3 数值模拟结果分析

3.1 主导风向作用下的通风量及回流特性

原冷却塔之间1m的间距无法适应逆流式冷却塔四面进风的需要,对冷却塔间距为2m和3m两种情形进行了模拟分析。图2为主导风向作用下气流俯视图,受东南偏南风的影响,冷却塔排风在整体上向西北偏北方向偏斜。

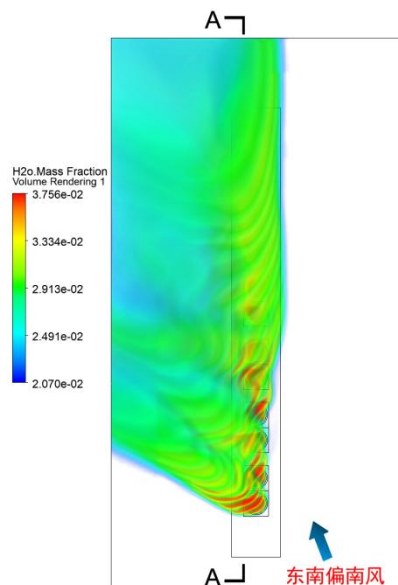


图2 主导风向作用下的气流俯视图

Fig.2 Top view of airflow under the influence of prevailing wind

结果表明两种间距下模块1的风量均较低,其他模块的风量较为接近,这是因为模块1进风口从地面吸风的过程受环境风的影响最大。模块1的风量分别为70.32kg/s(2m间距)和71.31kg/s(3m间距),3m间距时模块1的风量增加1.4%。模块

2~12的平均风量分别为75.17kg/s(2m间距)和75.62kg/s(3m间距),3m间距时模块2~12的平均风量增加0.6%。加大间距能使冷却塔之间通道内流动阻力稍有减小,使冷却塔风量略有增加。

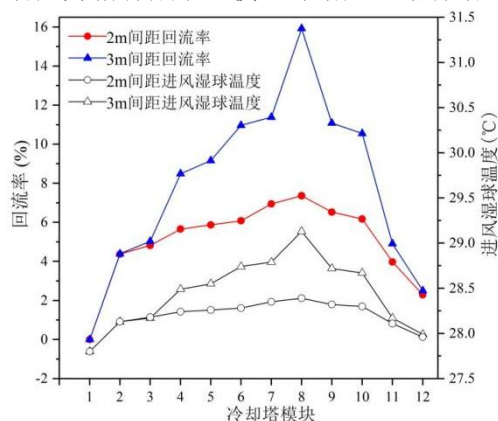


图3 各模块的回流率及进风湿球温度

Fig.3 Recirculation rate and inlet wet-bulb temperature of every module

图3为2m和3m间距时各模块的回流率及进风区域混合空气的湿球温度。1号模块的排风在东南偏南风作用下向下游偏斜,其本身的进风未受回流影响,回流率为零。虽然1号模块的风量较低会降低塔内的气水比,但综合考虑回流率为零的因素,其冷却效率和出水温度与其他冷却塔相当。除模块1~3及12以外,其余模块在3m间距时的回流率及进风湿球温度都比2m间距时大。尤其在冷却塔排中部,模块5~10在3m间距时的回流率比2m间距时增大3.3%~8.6%,进风湿球温度升高0.3~0.74℃。增加间距导致塔排的长宽比增大,使中部冷却塔的回流率增大^[8]。综合而言,3m间距时通风量增加量很小,但中部冷却塔的回流率和进风湿球温度有明显增加,取2m的间距可以减小冷却塔排的长宽比,更有利于提高塔排中部冷却塔的冷却效率。

冷却塔的蒸发换热量约占总换热量的70%^[7],进风湿度对其冷却效率有着重要的影响。两种间距下冷却塔排的进风湿球温度及回流率都呈现“中间大两头小”的分布规律,宜根据进风湿球温度分布规律对冷却塔的设计湿球温度进行修正。从图4所示的背风侧进风口剖面(即图2中A-A剖面)含湿量分布可以看出,模块2~8的背风面进风均受到上游模块排风偏斜的干扰,随着干扰作用的积累,背风面进风口的含湿量逐渐增大,进风湿球温

度和回流率也随之逐渐增大,模块8的回流率达到最高。为了探究背风面的回流机制,给出了图5所示的模块8横剖面速度矢量图。在进风口的抽吸作用下,背风面的回流空气与环境空气混合后成为湿热空气,进入下沉空间,一部分被吸入进风口,另一部分进入下沉空间底部,冷却塔架高后形成的底部空间起到吸纳部分回流空气的作用。从模块8的横剖面含湿量分布(见图6)可以看出,在导风筒的作用下,气流排出后在一定高度内能够保持较为直立的形态,避免出现无导风筒冷却塔排出后立即形成大量回流空气的情形。受上游模块排风偏斜的干扰,模块8的背风侧存在较多的回流湿热空气,其进风湿球温度比环境湿球温度高 0.59°C (2m间距)和 1.33°C (3m间距)。从模块9开始,由于排风的偏斜程度变小,上游模块的干扰程度减弱,从图4中可以看到进风口湿度逐渐减小,进风湿球温度和回流率也随之逐渐降低。由于中部冷却塔的回路率较高,建议在制冷机房负荷率较低的时候优先启用塔排两端的冷却塔,关闭中部的冷却塔。

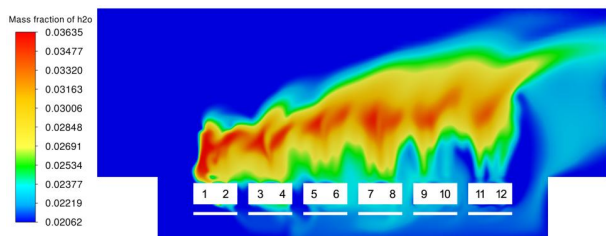


图4 A-A剖面含湿量分布(2m间距)

Fig.4 Moisture content contours at A-A section (a tower spacing of 2m)

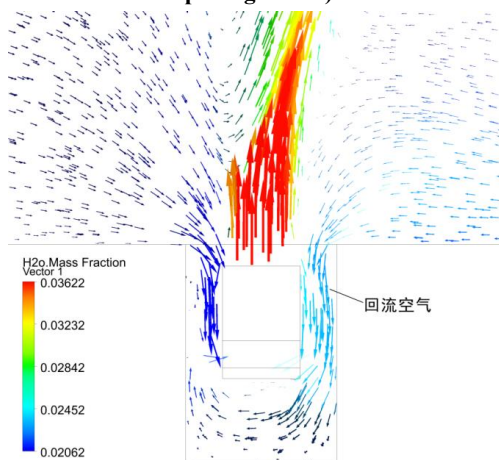


图5 模块8的横剖面速度矢量分布(2m间距)

Fig.5 Velocity vectors at the cross section of Module 8 (a tower spacing of 2m)

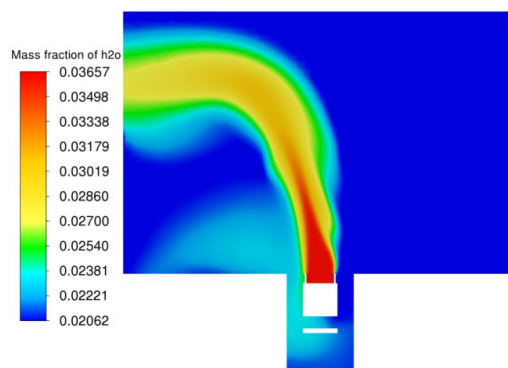


图6 模块8的横剖面含湿量分布(2m间距)

Fig.6 Moisture content contours at the cross section of Module 8 (a tower spacing of 2m)

3.2 无风工况下的通风量及回流特性

除夏季主导风向以外,当地无风的频率也很高,在2m间距时模拟了无风工况下的通风量及回流情况。各模块的通风量非常接近,平均通风量为 75.51kg/s ,无风工况下的通风量略大于有风工况时。图7为中部纵剖面的流线分布图,一部分气流直接从坑口被吸入冷却塔进风口,还有一部分气流从坑口进入钢结构平台下部,下部气流从格栅地板处进入冷却塔进风口,可见设计方案中增设的格栅地板有助于提高进风量。由于南北两端进风宽度达到 6.5m ,两侧进风通道加宽至 1.9m ,有大量的环境空气被吸入下沉空间南北两端和两侧进风通道。由于不存在外部风力作用,排出的气流未出现偏转,没有出现明显的回流空气。

鉴于无风时的流场及温湿度场接近对称分布,为了表达清晰,截取中部纵剖面模块11与12周围的温度与湿度分布(见图8)。从图8可以看到两端入口的转角处存在轻微的回流,此处的温湿度略高于周围环境。转角处的轻微回流对冷却塔进风区域的温湿度影响很小,冷却塔在无风工况下的回路率较低,平均回路率为 1.21% 。

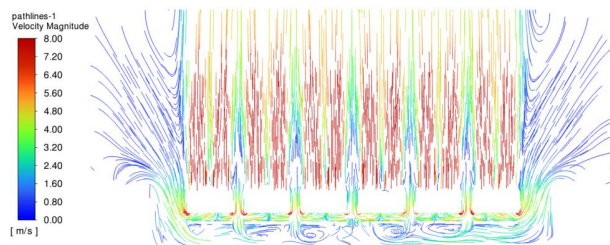


图7 无风时中部纵剖面的流线分布图

Fig.7 Air streamlines at the longisecion under windless condition

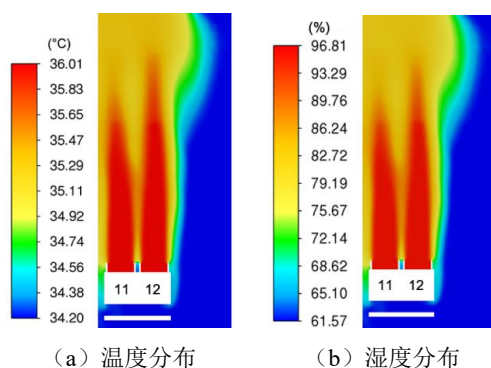


图 8 无风时模块 11 与 12 的局部回流现象

Fig.8 Local recirculation phenomena of Modules 11 and 12 under windless condition

4 现场测试

根据前期的数值模拟结果,确定了 2m 的冷却塔间距及第 2 节中提出的设计方案,并对实施后的冷却塔回流及冷却效率情况进行了测试。测试时的环境温度、湿度及比焓分别为 30.6℃、70.7%及 81.1kJ/kg,离地面 1m 处的环境风速为 0.53m/s,风向接近东南偏南。分别测量冷却塔排风、进风的平均温度及相对湿度,计算出排风、进风平均焓值和回流率。模块 1 的回流率较低(1.37%),模块 7~9 的回流率较高,分别为 7.13%、8.82%、7.44%,实测的回流率分布特征与模拟结果相符,也呈现出“中间大两头小”的分布规律。各模块的平均回流率为 6.46%,与模拟结果的误差为 15.2%。实测值相较于模拟值有所偏高,主要原因在于数值模拟时做了适当的简化,忽略了现场管道、格栅及进风百叶的阻力。本文的 CFD 模拟主要目的在于预测设计方案的回流率分布特征和回流率水平,预测与实测的回流率在数值上处于同一水平,15.2%的误差在工程上是可以接受的。还测试了冷却塔的冷却效率,以环境湿球温度为基准的冷却塔逼近度为 5.2℃,比改造前的冷却塔逼近度降低 4℃以上,这表明改造后排风回流对进风湿度的影响显著下降。

5 结论

对某下沉空间冷却塔排的设计方案进行流场数值模拟与测试,主要结论如下:

(1) 数值模拟结果表明:在夏季主导风向平均风速作用下,模块 1 的通风量较低,但回流率为零;回流率及进风湿球温度呈现“中间大两头小”的变化

趋势,冷却塔间距为 2m 时更有利于冷却塔排性能提升。在无风工况下的冷却塔平均回流率为 1.21%。

(2) 环境风速为 0.53m/s 的工况下冷却塔排的实测回流率为 6.46%,冷却塔的逼近度比改造前降低 4℃以上,取得了较好的改造效果。

参考文献:

- [1] 方应发,曾臻,张越,等.地铁站下沉式冷却塔工作环境研究及优化[J].城市轨道交通研究,2019,22(8):118-123.
- [2] 张楠,杨鸿基,王靖华,等.基坑式冷却塔布置探讨[J].给水排水,2022,48(S1):377-382.
- [3] 黄生云,杨进学,李晖,等.某项目下沉式布置冷却塔通风散热 CFD 模拟及优化[J].暖通空调,2023,53(8):58-65.
- [4] 王红兵,张联培.某市民活动中心冷却塔通风散热 CFD 模拟与实践[J].制冷与空调,2024,24(10):49-55.
- [5] 马建荣,夏少丹,蔡博达,等.考虑回流的横流冷却塔热力学模型及运行特性分析[J].制冷学报,2014,35(5):30-37.
- [6] Lee J H, Moshfeghi M, Choi Y K, et al. A numerical simulation on recirculation phenomena of the plume generated by obstacles around a row of cooling towers [J].Applied Thermal Engineering, 2014,72:10-19.
- [7] Deng W P, Sun F Z, Chen K, et al. New method to decrease the air recirculation of mechanical draft wet cooling tower group by increasing height of fan duct [J].Applied Thermal Engineering, 2023,219:119645.
- [8] GB/T 50392-2016,机械通风冷却塔工艺设计规范[S].北京:中国计划出版社,2016.
- [9] 陶文铨.数值传热学(第二版)[M].西安:西安交通大学出版社,2001.
- [10] Khamooshi M, Anderson T N, Nates R J. A numerical study on interactions between three short natural draft drycooling towers in an in-line arrangement [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2021,159: 106505.
- [11] 张志刚,王伟,曾德良,等.冷却塔出塔水温的迭代计算方法[J].动力工程学报,2010,30(5):372-377.
- [12] GB 50736-2012,民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2012.