

文章编号: 1671-6612 (2023) 02-263-08

数据中心用间接蒸发 冷却空调机组布水系统性能测试

代聪¹ 黄翔¹ 褚俊杰¹

陈梦¹ 史东旭¹ 梁凯¹ 苏林² 颜利波² 陶昌军³

(1. 西安工程大学城市规划与市政工程学院 西安 710048;

2. 广东美的暖通设备有限公司 佛山 528311;

3. 西藏宁算科技集团有限公司 拉萨 850000)

【摘要】 为了研究数据中心间接蒸发冷却空调机组布水情况对其冷却性能的影响, 在综合考虑冷却性能与风机、水泵能耗的前提下, 淋水密度确定为 $4.39\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{h})$ 、二/一次风量比为1.5时, 对某数据中心用高分子芯体板翅式间接蒸发冷却空调机组进行测试分析。结果表明: 对比不同布水形式下机组的冷却性能, 间接蒸发冷却性能最优的为上部移动式间歇性布水+下部间歇性喷淋布水。与此同时, 在不同喷淋水温度下, 上部移动式间歇性布水+下部间歇性喷淋布水凭借其优秀的布水均匀性及充足的蒸发冷却时间, 冷却性能在各个水温下均优于上部移动式间歇性布水+下部连续性喷淋, 且在喷淋水温度由 15°C 逐渐上升至 30°C 的过程中, 两者冷却性能由于湿通道侧水膜与空气之间的温差减小均稳步下降。

【关键词】 数据中心; 间接蒸发冷却; 布水系统; 冷却性能

中图分类号 TU831 文献标识码 A

Performance Testing of Water Distribution Systems for Indirect Evaporative Cooling Air Conditioning Units for Data Centers

Dai Cong¹ Huang Xiang¹ Chu Junjie¹

Chen Meng¹ Shi Dongxu¹ Liang Kai¹ Su Lin² Yan Libo² Tao Changjun³

(1. School of Urban Planning and Municipal Engineering, Xi'an Polytechnic University, Xi'an, 710048;

2. Guangdong Midea HVAC Equipment Co., Foshan, 528311;

3. Xizang Ningqiu Technology Group Co., Lhasa, 850000)

【Abstract】 In order to study the effect of indirect evaporative cooling air conditioning unit water distribution on the cooling performance of the data center, under the premise of comprehensive consideration of cooling performance and fan and pump energy consumption, the drench density was determined to be $4.39\text{ kg}/(\text{m}\cdot\text{h})$ and the secondary/primary air volume ratio was 1.5, and a data center with polymer core plate fin indirect evaporative cooling air conditioning unit was tested and analyzed. The results show that the best performance of indirect evaporative cooling is the upper mobile intermittent water distribution & lower intermittent

基金项目: 2023年度西安工程大学研究生创新基金项目(chx2023033)

作者简介: 代聪(1999.09-), 女, 在读硕士研究生, E-mail: dai_cong_9909@126.com

通讯作者: 黄翔(1962.07-), 男, 教授, E-mail: huangx@xpu.edu.cn

收稿日期: 2022-11-30

spray water distribution when comparing the cooling performance of the unit under different water distribution forms. At the same time, under different spray water temperature, the upper mobile intermittent water distribution & lower intermittent spray water distribution with its excellent distribution uniformity and sufficient evaporative cooling time, cooling performance in each water temperature are better than the upper mobile intermittent water distribution & lower continuous spray, and in the spray water temperature from 15°C gradually rise to 30°C in the process, the cooling performance of both due to the water film and air between the temperature difference between the water film and the air decreases steadily.

【Keywords】 data center; indirect evaporative cooling; water distribution system; cooling performance

0 引言

作为我国“新型基础设施建设”战略、“互联网+”战略的重要载体，数据中心市场规模逐年增加。根据国际市场研究机构发布的报告，到 2026 年，全球绿色数据中心市场规模将从 2020 年的 492 亿美元增至 1403 亿美元。国网能源研究院的测算显示：2020 年，我国数据中心用电量就已突破 2000 亿千瓦时，约占用电总量的 2.7%^[1]。2021 年以来国家相关部门相继出台了《国家发展改革委等部门关于严格能效约束推动重点领域节能降碳的若干意见》、《2030 年前碳达峰行动方案》等多项政策，首次把数据中心列为与传统八大“双高”行业并列的第九类行业，并要求到 2023 年底，新建大型及以上数据中心 PUE 降到 1.3 以下^[2]。那么在数据中心总能耗中约占 40%的制冷空调领域更应在节能减排、降低 PUE 等方面发挥重要作用。因此蒸发冷却技术，一种利用水作为制冷剂，节能、低碳、经济、健康的制冷空调技术在此过程中受到更多的青睐。

褚俊杰等^[3]针对首个应用于中等湿度地区近零能耗建筑中的间接蒸发冷却空调机组进行了测试分析，测试结果表明：在机械制冷关闭，室外相对高温低湿的测试条件下机组送风干球温度平均为 24.5°C，室外相对高温中湿的测试条件下机组送风干球温度平均为 25.6°C，均低于 26°C。严政等^[4]就间接蒸发冷却空调在数据中心技术形式及应用形式进行了介绍，同时对设计层面所涉及的空调方案比选，间接蒸发冷却空调的补冷方式、补冷比例、不间断电源保障及降低数据中心 TCO 等方面问题进行了分析。张渊等^[5]针对北京电信在某数据中心增设间接蒸发冷却冷水机组替代原冷却塔进行实测，通过两级蒸发过程可在春秋过渡季节增加自然冷却时长约 2500h，同时在夏季还可以作为高效冷却塔使用，降低制冷主机冷凝温度，从而实现系统

全年节能运行，预计机房年均 PUE 降至 1.28。Chua K J 等^[6]利用数值模拟的方法，建立了间接蒸发冷却系统模型，对间接蒸发冷却湿通道侧的水膜分布、润湿程度及温度分布情况进行了数值模拟研究。结果表明：水膜覆盖的均匀性对水膜温度产生影响，且二次空气和水膜的逆流比顺流形式的冷却效果更好。Antonellis S D 等^[7-9]对基于叉流式间接蒸发冷却器的数据中心冷却系统在不同工作条件下进行了大量实验研究，对比分析了不同类型喷嘴设置和气流布置方式。结果表明：间接蒸发冷却器性能在一定程度上取决于喷嘴的数量和流量，但受水流速度的影响很大，另外喷淋水与二次空气气流的方向逆流配置时冷却效果更好。王颖、黄翔等^[10]针对数据中心间接蒸发冷却器二/一次风量比对其换热性能的影响进行研究，结果表明：干模式下，机组风量比从 0.8 逐渐增至 1.8 的过程中，冷却器换热效率提升明显，3 种工况下的最佳换热效率分别为 59.6%，55.4%，54.2%，最佳二/一次风量比为 1.5；湿模式下，随着二/一次风量比的逐渐增大，一次空气的出风温度逐渐降低，换热效率显著提高。林勇军等^[11]通过试验探究了二次空气通道布水系统对板式换热器性能的影响，试验结果表明：随着气水比增加，板式换热器的换热效率先提升后降低，当气水比为 5.76 时，板式换热器的换热效率达到最佳值 0.61。板式换热器的换热效率随着喷淋密度的增大（喷淋密度 $\leq 0.83\text{kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$ ）和喷淋水温的降低而提升。

但目前对于间接蒸发冷却空调机组在数据中心领域针对其在一定淋水密度与二/一次风量比下，布水系统不同影响因素的改变对间接蒸发冷却性能影响的规律尚未掌握。本文针对一种数据中心用高分子芯体板翅式间接蒸发冷却空调机组，在多种室外工况下，测试分析不同布水形式及水温的改变对机组冷却性能的影响。

1 数据中心用间接蒸发冷却器布水原理

数据中心用间接蒸发冷却器通过喷淋循环水的方式使得湿通道侧壁面形成薄薄的一层水膜, 二次空气在湿通道侧与水膜直接接触发生热湿交换, 再利用水膜与一次空气进行温差传热。

1.1 一次空气处理过程

在干通道中, 一次空气与干燥的换热壁面之间发生对流换热, 再通过换热壁面导热将热量传递给湿通道侧的水膜, 这个过程一次空气实现等湿冷却, 一次空气从状态点 1 等湿冷却至状态点 2, 温度从 t_1 降低至 t_2 , 焓值从 h_1 减少至 h_2 , 其处理过程焓湿图, 如图 1 所示。一次空气最终被冷却的结果取决于换热壁面的温度, 由于空气侧的表面传热系数总是远低于湿通道侧的表面传热系数, 故换热壁面的温度更接近湿通道侧水膜的温度。

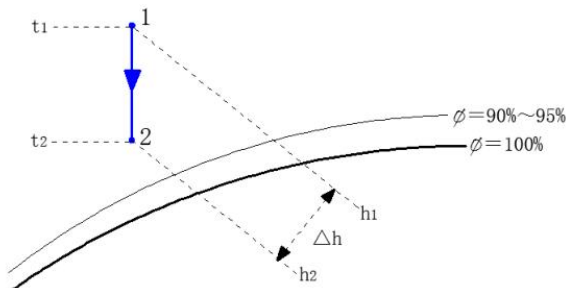


图 1 一次空气处理过程焓湿图

Fig.1 Enthalpy and humidity diagram of primary air treatment process

1.2 二次空气处理过程

在湿通道中喷淋循环水, 使其在换热壁面形成均匀的水膜, 水膜与二次空气直接接触发生热湿交换。若假设换热壁面与外界绝热, 则其热质交换过程原理与直接蒸发冷却过程相同, 二次空气和循环水的温度理论上等于二次空气进口处的湿球温度。然而, 由于换热壁面不绝热, 水膜蒸发时热量通过换热壁面从干通道传向湿通道, 此过程二次空气是增焓加湿的, 此时可将二次空气状态变化过程可简化成两部分: 从状态点 3 沿等焓线降温至状态点 4; 吸收一次空气传递的热量后由状态点 4 升温。在升温过程中由于水继续蒸发进入空气, 使其状态变化到状态点 4, 其焓值从 h_3 增加到 h_4 , 其处理过程焓湿图, 如图 2 所示。二次空气焓值增加的越多, 则一次空气放出的热量越多, 越有利于一次空气的降温。故循环水的温度和二次空气的温度均高于二次空气进口处的湿球温度。

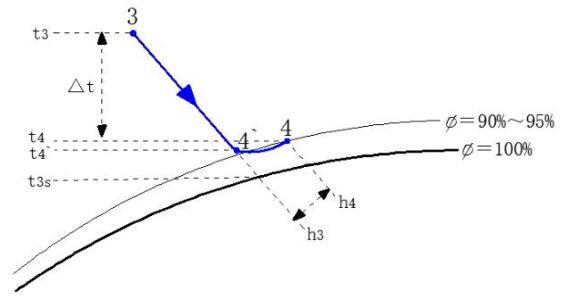


图 2 二次空气处理焓湿图

Fig.2 Secondary air treatment process enthalpy and humidity diagram

1.3 性能评价指标

间接蒸发冷却器干模式下的换热效率 η 计算见式 (1):

$$\eta = \frac{t_{db1} - t_{db2}}{t_{db1} - t_{db1'}} \times 100\% \quad (1)$$

式中: η 为干模式下间接蒸发冷却器换热效率; t_{db1} 为一次空气进风干球温度, $^{\circ}\text{C}$; t_{db2} 为一次空气出风干球温度, $^{\circ}\text{C}$; $t_{db1'}$ 为二次空气进风干球温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

间接蒸发冷却器湿模式下的换热效率 η_{wb} 计算式见式 (2):

$$\eta_{wb} = \frac{t_{db1} - t_{db2}}{t_{db1} - t_{wb1'}} \times 100\% \quad (2)$$

式中: η_{wb} 为湿模式下间接蒸发冷却器换热效率。

间接蒸发冷却器送回风温差 Δt 计算见式 (3):

$$\Delta t = t_{db1} - t_{db2} \quad (3)$$

式中: Δt 为间接蒸发冷却器一次空气的降温。

间接蒸发冷却器淋水密度 Γ 计算见式 (4):

$$\Gamma = \frac{M_w}{(n+1)L_1} \quad (4)$$

式中: Γ 为单位淋水长度上的淋水量, $\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{h})$; M_w 为喷淋水量, kg/h ; n 为流道隔板数; L_1 为一次空气通道长度, 即二次通道的宽度, m 。

2 实验系统

2.1 实验台

本次实验依托于重庆某数据中心 600kW 实验室, 该实验平台由环境模拟平台、测试间及被测机组组成。环境模拟平台能够保证室内、外工况的自由切换以满足实验需要, 其中室内侧模拟数据中心

机房工况，室外侧模拟被测机组所处的室外工况。测试间配套的一侧风机与被测机组内的二次风机通过变频调节用于配合满足实验风量比调整的需求（一次风机风量可由检测系统直接读出，二次风机风量需通过手动测量风速计算得出）。同时测试间及被测机组的实时监测系统通过传感器传输回的数据实时了解系统具体运行情况。

表 1 实验平台基本参数

项目	参数	单位
冷量测试范围	1.8~600	kW
环境温度范围	-40~60	°C
相对湿度范围	30~100	%
风量测试范围	30000~150000	m ³ /h
电制测试范围	340~506/50/60	V/Hz
整机测试精度	1.5%	%
整机重复性	2.0%	%

被测机组为针对数据中心设计研发的间接蒸发冷却+机械制冷空调机组，由间接蒸发冷却段、机械制冷段等主要功能段组成，本文所阐述的所有内容均基于间接蒸发冷却段相关测试，其中间接蒸发冷却芯体采用板翅式无表面处理高分子芯体。被测机组实物图如图 3 所示，尺寸（DWH）为：11000mm×5500mm×8500mm，芯体尺寸为 1200mm×1200mm×4900mm，风量为 50000m³/h。



图 3 被测机组实物图

Fig.3 Physical view of the unit under test

2.2 测试仪器

为了及时监测记录数据，本实验建立了 4 个空气状态测点及 2 个水温测点。空气状态测点布置于

换热芯体一次空气流道进出口、二次流道进出口 4 个位置，分别内置多个热电偶，每个位置取测点所测得数据的平均值；为校核相关数据、减少实验误差，在这 4 个位置又分别布置测试仪器，测量其干球温度、相对湿度等参数。为了补充水温相关数据分别在水箱及喷嘴布置 2 个测点进行实时观测及数据记录。具体测点布置情况如图 4 所示。

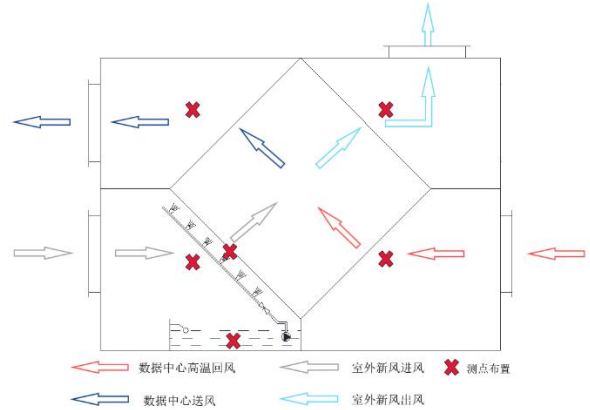


图 4 被测机组测点布置示意图

Fig.4 The measured unit measurement point arrangement diagram

测试过程中除内置热电偶，用于监测、记录实时数据的实验仪器及辅助仪器的规格如表 2 所示。

表 2 主要测试仪器表

测试内容	测量范围	精度要求
多路数据记录仪	干球温度/ 相对湿度	0~100°C/% ±0.3°C/±2%RH
Testo 174H 温湿度记录仪	干球温度/ 相对湿度	湿度： 0~100%RH 温度： -20~70°C ±0.5°C/±3%RH
AR866A 热敏式风速仪	风速	±1%+1（量程 <10m/s） ±5%+1（其他量程）
WZY-1 温度记录仪	水温	0~50°C ±0.3°C
卷尺	风口尺寸	0~5m 1mm

2.3 实验测试步骤：

本次测试基于多种室外工况（见表 3），测试布水形式对间接蒸发冷却效率的影响。因此本测试的测试步骤如下：

(a) 确定最佳淋水密度: 不同二次风量下, 调节水泵改变淋水密度;

(b) 干、湿工况冷却效果对比: 模拟不同室外工况, 分别运行干模式、湿模式并调节一次风机与二次风机风量;

(c) 比较湿工况最佳二/一次风量比: 在不同工况下, 仅运行湿调节并调节一次风机与二次风机风量;

(d) 确定最佳布水形式: 在水温一定的前提下, 保证二/一次风量比不变的前提下, 调整布水形式;

(e) 比较水温对冷却效率的影响: 在布水效果最佳的布水形式下, 调节喷淋水温度。

在测试过程中为了探究比较不同变量对被测机组制冷效率的影响, 因此存在室外工况切换、机组风机及布水装置等相关参数的调节, 这会在短时间内引起被测机组、室内空气状态的波动, 故在对各个变量进行调整后应通过监测平台进行实时观测, 待各个测点观测数据均趋于稳定后再进行数据记录以保证数据的可靠性。

表 3 焓差试验台模拟工况汇总

Table 3 Summary of simulated working conditions of enthalpy difference test bench

模拟工况	干球温度/°C	湿球温度/°C
	15°C	10°C
中等湿度工况	25°C	18°C
	35.2°C	26°C
高湿度工况	25°C	22°C
数据中心回风	38°C	21°C

3 测试结果与讨论

3.1 最佳淋水密度

本文的目的是探究间接蒸发冷却空调机组布水系统性能, 为控制变量在后续测试过程中应保证淋水密度为定值, 因此在测试最初就应确定最佳淋水密度。

测试开始时首先运行环境模拟系统, 将其二次侧(室外侧)工况调整为 35.2°C/26°C(干球温度/湿球温度)工况, 待工况稳定后, 在一次风量一定的前提下, 等差选择 3 个能够满足二/一次风量比于 0.8~2 之间进行调整的二次风量进行测试, 最终二次风量确定为 20000m³/h、30000m³/h、

40000m³/h。随后, 将水泵流量自 750m³/h 开始逐渐增大至 2000m³/h, 并每间隔 250m³/h 选取一个点, 经计算其淋水密度测试工况从 2.63kg/(m·h)以增长率 0.88kg/(m·h)逐渐增大至 7.02kg/(m·h), 喷淋装置淋水工况如表 4 所示。图 5 示出在 3 种二次风量下, 间接蒸发冷却空调机组二次侧湿球效率随淋水密度变化趋势。

表 4 喷淋装置淋水工况

Table 4 Sprinkler drenching conditions

工况编号	1	2	3	4	5	6
淋水密度/kg/(m·h)	2.63	3.51	4.38	5.26	6.14	7.01

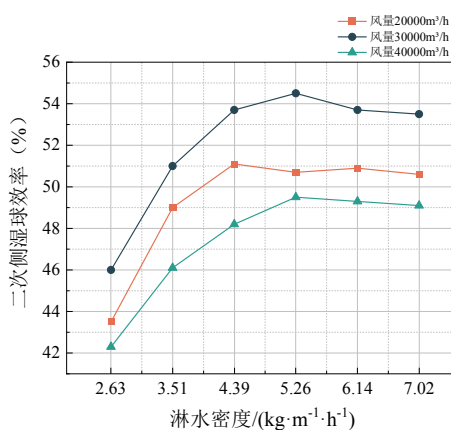


图 5 二次侧湿球效率随淋水密度的变化关系

Fig.5 Variation of secondary side wet bulb efficiency with drench density

由图 5 可知, 机组二次风量分别调整至面 20000m³/h、30000m³/h、40000m³/h 时, 间接蒸发冷却空调机组二次侧湿球效率由于淋水密度的增长起初布水均匀性有所改善时湿球效率先呈现增长趋势, 后随着淋水密度进一步增加, 湿通道侧水膜与二次空气之间热质交换不够充分导致机组湿球效率趋于平缓甚至有所下降, 3 种二次风量下机组湿球效率最高分别可达到 51.1%、54.5%、49.5%。淋水密度在 4.39kg/(m·h)之后二次侧湿球效率基本稳定, 说明在确定淋水密度并非越大越好, 而最佳淋水密度也不一定是机组二次侧湿球效率最高的状态点, 要综合考虑淋水密度增大引起的水泵能耗问题, 因此在本文后续测试中调整水泵至流量为 1250m³/h, 即淋水密度为 4.39kg/(m·h)。

3.2 干湿模式冷却效果对比

为对比分析间接蒸发冷却空调机组运行干模式与湿模式时的冷却效果, 在不同室外工况下, 分

别运行干模式与湿模式，并以温降作为其量化指标进行对比。通过调节环境模拟系统，将二次侧工况分别调至 35.2℃/26℃（干球温度/湿球温度）及 25℃/22℃。在上述 2 种室外工况下，分别进行关闭布水装置与开启布水装置操作，随后在对应的 4

种运行模式下完成对二/一次风量比从 0.8~2.0 的调节过程，其中二/一次风量比与风机风量对应情况如表 5 所示。图 6 示出在 2 种工况下分别运行干、湿模式，间接蒸发冷却空调机组其温降随二/一次风量比变化的情况。

表 5 二/一次风量比与一、二次风机风量对应情况

Table 5 The second/primary air volume ratio corresponds to the air volume of primary and secondary fans

二/一次风量比	0.8	1	1.2	1.4	1.8	1.9	2
一次风机风量/m ³ /h	21000	21000	21000	21000	21000	21000	21000
二次风机风量/m ³ /h	16800	21000	25200	29400	37800	39900	42000

由图 6 可知，间接蒸发冷却空调机组风量比从 0.8 逐渐增至 2.0 的过程中，机组温降均有所上升而后或趋于平缓或有所下降。但对比同一室外工况下，无论是代表中等湿度地区夏季的 35.2℃/26℃ 工况还是代表高湿度地区过渡季节的 25℃/22℃ 工况，运行湿模式时所能达到的温降总是明显高于运行干模式所能达到的温降。这是由于运行干模式时，一次空气与二次空气之间仅存在温差传热；而运行湿模式时，湿通道侧水膜蒸发需要汽化潜热，因此会吸收来自二次侧空气与一次侧空气的热量使得一次空气温度进一步降低。后续将对湿模式核心运行部件——布水系统进行相关研究。

内逐渐递增。图 7 示出被测机组运行湿模式时间接蒸发冷却效率及温降随风量比变化趋势。

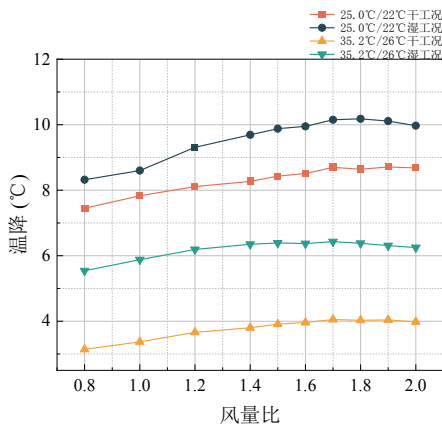


图 6 不同二次侧工况下温降随风量比的变化关系

Fig.6 Variation of temperature drop with airflow ratio under different secondary side conditions

3.3 湿工况最佳风量比的确定

通过调节环境模拟系统，将二次侧工况分别调至 3 种中等湿度工况，即 15℃/10℃（干球温度/湿球温度）、25℃/18℃ 及 35.2℃/26℃ 并运行湿模式。期间，保持一次空气风量不变，通过调节被测机组二次风机运行频率使二/一次风量比在 0.8~2.0 范围

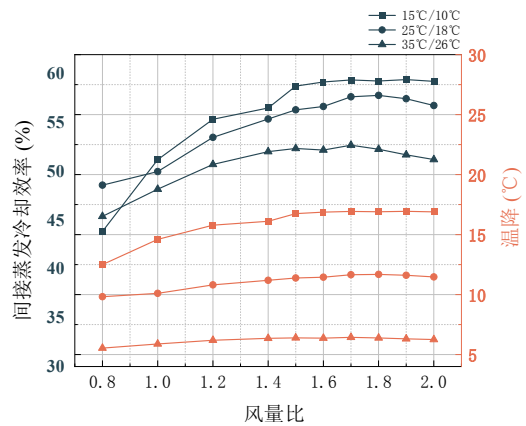


图 7 湿模式下冷却性能随风量比的变化

Fig.7 Variation of cooling performance with airflow ratio in wet mode

由图 7 可知，被测机组在风量比由 0.8 逐渐上升至 2.0 的过程中，机组冷却效率由于风速一定程度的增大使二次侧空气对流换热系数有一定程度上升，因此机组冷却效率呈现上升趋势。而后由于二次侧空气流速过大导致湿通道侧水膜与空气热质交换不充分便被排出机组，其冷却效果或趋于平缓或有所下降。15℃/10℃ 工况下风量比为 1.7 时，机组能够达到 59.4% 的间接蒸发冷却效率；25℃/18℃ 工况下风量比为 1.8 时，机组能够达到 57.8% 的间接蒸发冷却效率；35.2℃/26℃ 工况下风量比为 1.7 时，机组能够达到 52.7% 的间接蒸发冷却效率。

对比分析不同工况不同运行模式下，在风量比调整至 1.5 之后间接蒸发冷却效率及温降的变化趋于平缓，虽冷却效果仍有小范围上升，但会造成更大的风机能耗。因此在保证冷却效果并综合考虑能

耗问题, 确定后续测试最佳二/一次风量比为 1.5。

3.4 布水系统对冷却效果影响

为探究被测间接蒸发冷却空调机组布水策略、布水形式及水温对冷却效果的影响因素, 因此对间歇周期、布水形式及喷淋水温度三个因素进行了测试并对比分析。此时, 二次侧参数被调整至 35.2℃/26℃, 淋水密度调整至 4.39kg/(m·h), 二/一次风量比为 1.5 并将水温调整至 20℃。在此条件下首先进行通过调节水泵开闭进行下部喷淋间歇性布水试验, 布水装置间歇周期具体设置情况如表 6 所示。图 8 示出间接蒸发冷却空调机组下喷淋布水所达到的冷却效果随间歇周期变化的趋势。

表 6 布水装置间歇周期

Table 6 Intermittent cycle of water distribution unit

工况编号	对照组	1	2	3	4	5	6	7
间歇周期/s	0	15	30	60	95	145	195	245

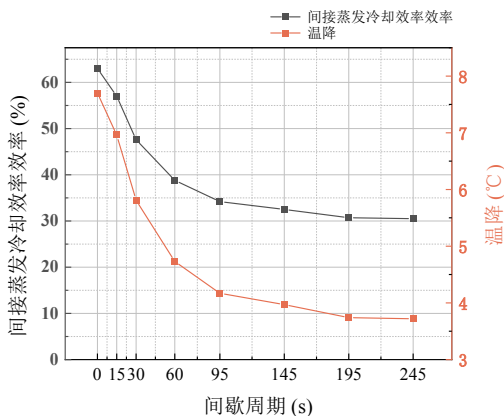


图 8 下部间歇性布水冷却性能随间歇周期变化

Fig.8 Lower intermittent water distribution cooling performance varies with intermittent cycle

由图 8 可知, 随着间歇周期逐渐变长 (0s→245s) 的过程中, 其间接蒸发冷却效率与温降均有大幅度下降, 可以发现在被测机组的现有条件下, 随着间歇周期逐渐变短的过程中冷却性能由于布水均匀性的增加逐渐上升但未达到峰值, 考虑是下部布水由于重力作用芯体上部存在局部干点, 因此在后续测试中增设上部移动式间歇性布水装置, 并对比其与下部喷淋布水所组成的布水形式能带来的间接蒸发冷却效果。保持上述测试二次侧参数、淋水密度、二/一次风量比及水温不变, 通过调节下部布水形式, 对比上部移动式间歇性布水形式、

上部移动式间歇性布水+下部连续性喷淋布水与上部移动式间歇性布水+下部间歇性喷淋布水的间接蒸发冷却效率, 如图 9 所示。

由图 9 可知, 通过多种布水方式结合与单一布水方式对比, 上部布水+下部布水的间接蒸发冷却效率均高于单一上部布水或单一下部布水。其中上部移动式间歇性布水+下部连续性喷淋布水与下部连续性布水相比, 其间接蒸发冷却效率有 3.5%~8.3%的提升; 上部移动式间歇性布水+下部连续性喷淋布水与上部移动式间歇性布水相比, 其间接蒸发冷却效率提升了 2.7%~3.5%; 上部移动式间歇性布水+下部间歇性喷淋布水与下部连续性布水相比, 其间接蒸发冷却有 6.0%~9.8%的提升; 上部移动式间歇性布水+下部间歇性喷淋布水与上部移动式间歇性布水相比, 其间接蒸发冷却效率提升了 4.3%~5.0%。

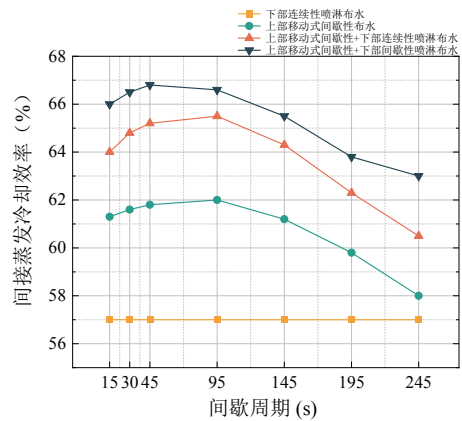


图 9 不同布水形式下

间接蒸发冷却效率随间歇周期的变化

Fig.9 Variation of indirect evaporative cooling efficiency with intermittent cycle for different water distribution forms

通过以上不同布水方式的对比分析, 上部移动式间歇性布水+下部间歇性喷淋布水冷却性能优于上部移动式间歇性布水+下部连续性喷淋布水、优于上部移动式间歇性布水优于下部连续性喷淋布水、优于下部间歇性喷淋布水。

随后, 在效果较优的两种布水形式下探究水温对间接蒸发冷却效果的影响情况。在保持二次侧参数、淋水密度及二/一次风量比不变的前提下, 分别开启上部移动式间歇性布水+下部连续性喷淋布水与上部移动式间歇性布水+下部间歇性喷淋布水, 并通过恒温水箱分别供给喷淋系统温度为

15℃、20℃、25℃及30℃的直流水。图10示出不同布水形式随水温变化间接蒸发冷却效率的变化趋势。

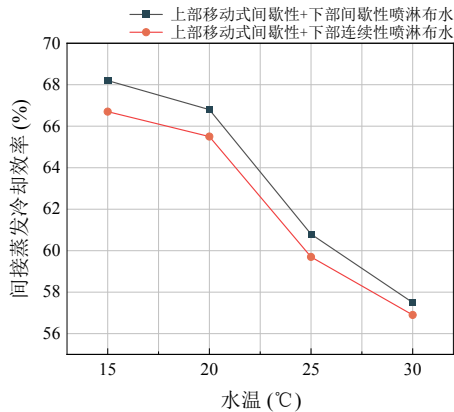


图10 不同布水形式下间接蒸发冷却效率随喷淋水水温的变化

Fig.10 Variation of indirect evaporative cooling efficiency with spray water temperature for different forms of water distribution

由图10可知,在喷淋水温度为15℃时,上部移动式间歇性布水+下部连续性喷淋布水与上部移动式间歇性布水+下部间歇性喷淋布水间接蒸发冷却效率分别可达到66.7%、68.2%,均高于其他喷淋水温下的间接蒸发冷却效率。在喷淋水温度由15℃逐渐上升至30℃的过程中,由于湿空气与水膜之间的显热交换驱动势“温差”逐渐减小,因此被测机组间接蒸发冷却效率呈现下降趋势。同时上部移动式间歇性布水+下部间歇性喷淋布由于其优越的补水均匀性以及充分的蒸发冷却时间,无论在何种水温下间接蒸发冷却效果均优于上部移动式间歇性布水+下部连续性喷淋布水。

4 结论

(1) 高分子芯体板翅式间接蒸发冷却空调机组在湿模式下,确定淋水密度为 $4.39\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{h})$,二/一次风量比由0.8逐渐上升至2.0的过程中,温降有所上升、间接蒸发冷却效率提升明显,15℃/10℃(干球温度/湿球温度)、25℃/18℃及35.2℃/26℃3种工况的最佳换热效率分别为59.4%、57.8%及52.7%,最佳二/一次风量比为1.7、1.8、1.7。

(2) 通过高分子芯体板翅式间接蒸发冷却空调机组不同布水方式的对比分析,上部移动式间歇性布水+下部间歇性喷淋布水的间接蒸发冷却性能

优于上部移动式间歇性布水+下部连续性喷淋布水、优于上部移动式间歇性布水、优于下部连续性喷淋布水优于下部间歇性喷淋布水。

(3) 高分子芯体板翅式间接蒸发冷却空调机组在喷淋水温度由15℃逐渐上升至30℃的过程中,间接蒸发冷却效率稳步下降,同时由于上部移动式间歇性布水+下部间歇性喷淋布水优秀的布水均匀性及充足的蒸发冷却时间,其冷却性能在各个水温下均优于上部移动式间歇性布水+下部连续性喷淋布水。

参考文献:

- [1] 陈心拓,周黎昉,张程宾,等.绿色高效数据中心散热冷却技术研究现状及发展趋势[J].中国工程科学,2022,24(4):94-104.
- [2] 罗丹,李颖萱.数据中心能耗现状分析与绿色发展探索[J].通信世界,2022,(17):36-38.
- [3] 褚俊杰,徐伟,霍慧敏.间接蒸发冷却空调在近零能耗公共建筑中的应用与实测[J].建筑科学,2021,37(10):9-15,41.
- [4] 严政,吴学渊,黄翔,等.间接蒸发冷却空调机组在数据中心的应用研究[J].制冷与空调,2022,(11):75-81.
- [5] 张渊,许洪,林武隼,等.间接蒸发冷却在华北地区某数据中心的应用[J].暖通空调,2022,52(5):126-129.
- [6] Chua K J, Xu J, Cui X, et al. Numerical heat and mass transfer analysis of a cross-flow indirect evaporative cooler with plates and flat tubes[J]. Heat and Mass Transfer, 2016,52(9):1765-1777.
- [7] Antonellis S D, Cesare M J, Paolo L. Performance measurement of a cross-flow indirect evaporative cooler:Effect of water nozzles and airflows arrangement [J]. Energy and Buildings, 2019,184:114- 121.
- [8] Antonellis S D, Cesare M J, Paolo L, et al. Modeling and experimental study of an indirect evaporative cooler[J]. Energy and buildings, 2017,142(5):147-157.
- [9] Antonellis S D, Joppolo C M, Liberati P, et al. Experimental analysis of a cross flow indirect evaporative cooling system[J]. Energy and Buildings, 2016,121(6):130-138.
- [10] 王颖,黄翔,寇凡,等.数据中心用板翅式间接蒸发冷却器二/一次风量比的试验研究[J].流体机械,2022, 50(6): 11-17.
- [11] 林勇军,张学伟,崔梓华,等.布水系统对间接蒸发冷板式换热器性能的影响[J].制冷与空调,2022,22(5): 98-104.