

文章编号: 1671-6612 (2026) 02-194-09

单元式双蒸发冷凝空调的性能测试与分析

冯世豪¹ 黄翔¹ 王欣¹ 褚俊杰¹ 张志强² 刘江浩²

(1. 西安工程大学城市规划与市政工程学院 西安 710048;

2. 宁波宝工电器有限公司 宁波 315332)

【摘要】 为解决传统单元式空调系统在大空间、高负荷、长时间运行下的高能耗难题,设计了一套蒸发冷凝耦合机械制冷的30kW单元式空调机,在室外机冷凝侧采用湿膜预冷结合喷淋冷却的双蒸发冷凝技术形式以降低机组运行能耗,并在焓差实验室测试其各项性能。结果表明:机组制冷剂充注量与制冷量以及能效比在一定范围内呈正相关,其中该样机的最佳充注量在12.7kg~13.2kg。在内外风机调频测试中,机组的风量和能效比均随频率降低呈非线性下降趋势,其中室内风机选型偏小导致内风机调频对能效比影响显著。该试验样机在高温工况和标准工况下运行的最佳能效比分别为4.57、4.03,可为后期蒸发冷凝技术在单元式空调机的应用提供参考依据。

【关键词】 单元式空调;蒸发冷凝;湿膜预冷;喷淋冷却;能效比;压缩比

中图分类号 TU 831 文献标志码 A

Performance Test and Analysis of Unit Type Double Evaporative Condensation Air Conditioner

Feng Shihao¹ Huang Xiang¹ Wang Xin¹ Chu Junjie¹ Zhang Zhiqiang² Liu Jianghao²

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

2. Ningbo Baogong Electric Appliance Co., Ltd, Ningbo, 315332)

【Abstract】 In order to solve the high energy consumption problem of traditional unitary air conditioning systems under large space, high load and long-term operation, a 30kW unitary air conditioner with evaporative condensation coupled with mechanical refrigeration was devised. On the condenser side of the outdoor unit, a dual evaporative condensation technology combining wet membrane pre-cooling and spray cooling was employed to reduce the operational energy consumption of the unit, and its various performances were tested in an enthalpy difference laboratory. The results indicate that the refrigerant charge of the unit exhibits a positive correlation with the cooling capacity and energy efficiency ratio within a certain range. Specifically, the optimal charge of this prototype ranges from 12.7kg to 13.2kg. During the frequency modulation tests of the indoor and outdoor fans, both the air volume and energy efficiency ratio of the unit demonstrate a nonlinear downward trend with the decrease of frequency. Notably, the undersized selection of the indoor fan leads to a significant influence on the energy efficiency ratio when the indoor fan is frequency-modulated. The optimal energy efficiency ratios of this experimental prototype under high-temperature and standard operating conditions are 4.57 and 4.03 respectively, which can provide a reference for the subsequent application of evaporative condensation technology in unitary air conditioners.

【Keywords】 Unitary air conditioner; Evaporative condensation; Wet pad pre-cooling; Spray cooling; Energy efficiency ratio; Compression ratio

基金项目: 西藏自治区技术创新引导计划项目(编号: XZ202501JX0005)

作者简介: 冯世豪(2001.03-), 在读硕士研究生, 研究方向为蒸发冷却通风空调技术, E-mail: young200103@163.com

通讯作者: 黄翔(1962-), 男, 教授, 研究方向为蒸发冷却通风空调技术, E-mail: huangx@xpu.edu.cn

收稿日期: 2025-06-24

0 引言

当前, 各类工业生产车间、商业公共场所及民用住宅建筑等领域对舒适环境的需求不断攀升, 空调设备逐渐成为夏季基础设施的重要一部分^[1,2]。而我国作为全球最大的制冷生产、消费和出口大国, 目前各类在用的制冷空调耗电量占全社会用电量 20% 以上, 主要制冷产品节能空间达 30%~50%^[3]。尽管传统风冷空调降温高效, 但在高温下性能较低^[4,5]; 而蒸发冷空调在高温条件下具有较高的性能, 但其使用范围有限^[6,7]。因此如何在不牺牲空调性能的前提下进一步提高运行能效, 或者如何将蒸发冷与风冷技术进行有效集成等都需要进一步的研究和探讨^[8,9]。

为降低传统分体式空调系统在高温工况下的能耗、提高机组能效比, Martínez P^[10]和 Ndukaife T A^[11]等在空调系统的冷凝侧采用湿膜预冷的方式以冷却进口空气, 研究发现采用该方法可以使得机组 COP 值提高约 44%, 其中以 100mm 填料厚度效果最佳。Ramzan M 等^[12]将室内侧排出的低温冷凝水回收加以利用作为室外机冷凝端湿膜预冷的喷淋水使用, 对比发现采用冷凝水辅助湿膜预冷后其冷却能力可提高约 19%, 功耗降低约 13%, 节能效果显著。Atmaca I 等^[13]将带有蒸发式冷凝器的分体式空调与传统型风冷冷凝器的性能进行对比, 发现采用蒸发式冷凝器后机组 COP 值可提高约 10.2%~35.3%, 制冷量提高 5.8%~18.6%, 总耗电量降低 4%~12.4%。文献^[14,15]提出一种将风冷冷凝器与蒸发式冷凝器相结合的复合式空调系统并将其应用于数据中心, 每年可节省超过 34.76% 的运营成本。

在单元式空调的应用方面, 史东旭^[16]和许晶晶^[17]等将单元式直接蒸发冷却空调机应用于西安某地铁高架站台, 有效解决了公共场所局部通风降温问题。王飞等^[18]通过在系统冷凝侧增加蒸发冷凝(喷淋/喷雾)装置, 使系统在夏季高温季节仍能延长自然冷源的利用时长, 拓宽了热管模式的运行温区。文献^[19-22]提出一种将喷雾蒸发冷凝技术应用于空调冷凝器的方法, 并针对喷嘴与冷凝器不同距离、不同喷射角度以及间歇喷雾等方向进行相关实验, 发现开启喷雾后空调机在高温工况下能效比显著提高, 且能效提高率与室外温度呈正相关。

综上所述, 蒸发冷凝技术作为提高空调系统能效的重要节能技术之一, 能够有效改善冷凝器的换热效果、降低系统能耗和运行成本^[23,24], 广泛应用于各类制冷机组, 它包括直接喷淋、湿膜预冷、喷雾冷却等 3 种形式^[17]。然而, 在冷凝侧采用单一的蒸发冷凝技术形式来提高空调系统的能效仍具有一定的局限性, 且将其应用于单元式空调机的相关研究较少。鉴于此, 该研究提出一种新型风冷与蒸发冷相结合的单元式空调机, 该试验样机在机械制冷循环的冷凝侧采用湿膜预冷结合喷淋冷却的“双冷凝”形式进一步提高冷却系统的节能潜力, 并进行相关实验设计与研究, 以探讨不同充注量、不同室内外风机频率和不同运行工况对空调机的性能影响, 为蒸发冷凝技术在后续单元式空调机的应用提供了一定参考。

1 单元式双蒸发冷凝空调系统

1.1 系统组成及工作原理

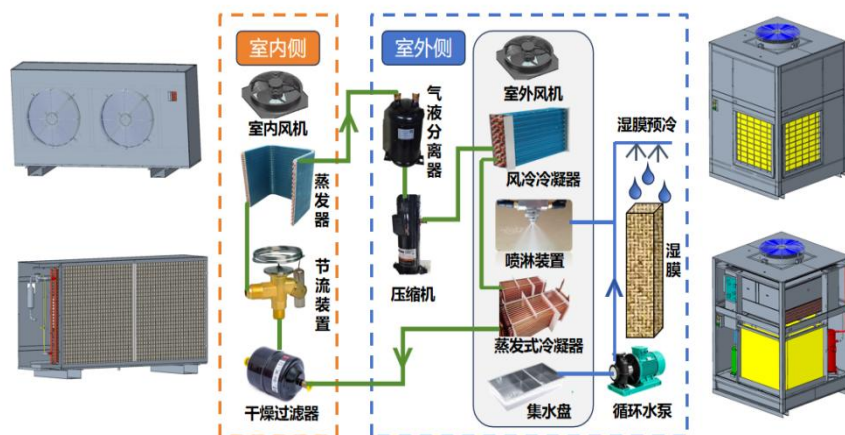


图 1 单元式双蒸发冷凝空调系统原理图

Fig.1 Schematic diagram of unit type dual evaporative condensing air conditioning system

该试验样机设计制冷量为 30kW，配备 7500m³/h 室内风机与 6000m³/h 室外风机协调优化气流，选用 VP104KSE-TFP 涡旋式压缩机及 R410A 制冷剂。机组结构尺寸紧凑，室内机为：1780mm×373mm×953mm 适配中小空间，室外机为：1405mm×1405mm×2016mm 立方体结构提升散热效率。在该空调系统中，室内机布置有室内风机、蒸发器、热力膨胀阀、干燥过滤器，室外机布置有室外风机、风冷冷凝器、挡水板、喷淋装置、蒸发式冷凝器、湿膜、接水盘以及循环水泵等，室内外机各制冷部件通过制冷剂管道串联连接。其中蒸发器和风冷冷凝器采用铜铝翅片管式换热器，而蒸发式冷凝器采用光管式换热器，工作原理如图 1 所示。

1.2 系统运行模式

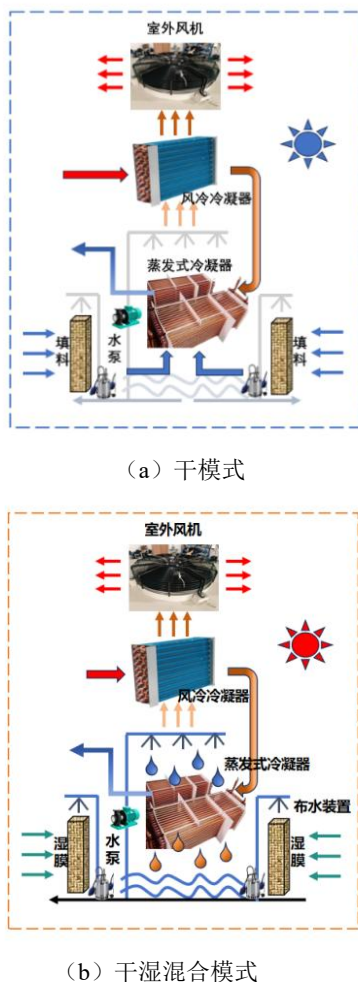


图 2 室外机冷凝侧换热原理图

Fig.2 Schematic diagram of heat exchange on the condensing side of the outdoor unit

如图 2 所示为空调室外机冷凝侧换热原理图，该系统可根据室外温度变化和室内负荷需求灵活切换 2 种运行模式：

(1) 干模式运行，当室外环境温度较低时，为充分利用自然冷却，同时防止水箱结冻，室外机冷凝侧关闭循环水泵，仅采用风机运行。如图 2 (a) 所示，此时室外机冷凝侧的翅片式风冷冷凝器作为主要散热部件进行散热，而蒸发式冷凝器作为补充进行散热，利用室外进口的低温空气直接与冷凝器内的高温制冷剂换热。

(2) 干湿混合模式运行，当室外温度较高时，仅依靠风冷冷凝器已无法满足带走高温冷凝热的需求，会导致压缩机过热运行。如图 2 (b) 所示，水箱内布置有两个独立的循环水泵，此时可根据负荷需求和冷凝温度的变化情况灵活选择开启数量，在风机和水泵的共同作用下，一部分循环水经布水管滴落至机组四面湿膜表面对新风进行预冷，另一部分循环水经喷淋装置均匀喷洒在蒸发式冷凝器的表面，在管壁面形成一层均匀的水膜，而预冷后的新风在室外风机作用下首先与蒸发式冷凝器表面水膜发生热湿交换，而后与风冷冷凝器换热，带走管内高温冷凝热。

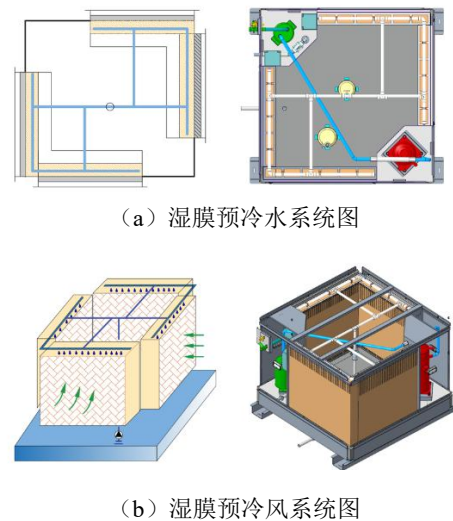


图 3 室外机冷凝侧湿膜预冷原理图

Fig.3 Schematic diagram of wet film pre cooling on the condensing side of the outdoor unit

图 3 为室外机冷凝侧湿膜预冷系统原理图，整体采用“四面进风，顶部排风”的布局形式。为保证布水的均匀性，湿膜预冷侧采用四面布水方式，使得水力系统更加平衡。同时将压缩机与气液分离

器呈对角布置, 可有效降低室外机的高度。将湿膜预冷与喷淋冷却相结合, 既可以对室外高温空气进行预冷, 又可以避免循环水温度过高, 达到增大空气与高温制冷剂温差的目的, 从而在风机强迫对流换热的作用下带走冷凝器管内的高温冷凝热, 有效降低了制冷系统的冷凝温度和冷凝压力。如图 4 所示, 在制冷空调系统循环中, 当冷凝温度由 p_k 降低至 p_k' 时, 单位质量制冷剂的制冷能力由 q_0 增大为 q_0' , 当单位质量制冷剂在压缩机中被绝热压缩时, 压缩机的耗功量也由 w_0 降低为 w_0' , 有效减少了机组的运行功耗, 从而实现机组高效节能运行。

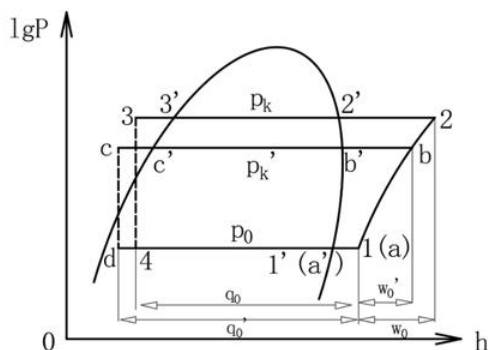


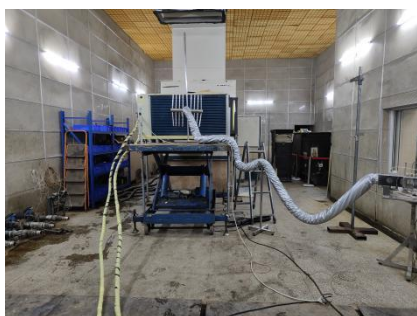
图 4 冷凝压力降低后制冷循环变化

Fig.4 Changes in the refrigeration cycle following a decrease in condensing pressure

2 试验装置与测试

2.1 试验装置

该试验在 100kW 标准焓差实验室进行, 如图 5 所示。焓差实验室由室内侧、室外侧以及测试控制系统组成。焓差实验室的室内侧和室外侧的温湿度均能独立设置和调节, 并且布置在室内侧的流量计量系统可以通过测量空气经过空调蒸发器前后的干球温度和湿球温度来计算空气冷却后的焓差, 以计算空调的制冷量。



(a) 室内机



(b) 室外机

图 5 单元式双蒸发冷凝空调在焓差实验室的布置

Fig.5 Arrangement of unit-type dual evaporative condensing air conditioner in enthalpy difference laboratory

检验时依据标准 GB/T 17758-2023 《单元式空气调节机》进行试验^[25], 将空调室内机分别置于焓差室的室内侧与室外侧, 使室外侧环境干湿球温度保持在 $35^{\circ}\text{C}/24^{\circ}\text{C}$, 通过改变室内侧进风温湿度以测试样机在标准工况和夏季车间内高温工况下的性能, 以及不同因素对换热器换热效果的影响。机组测试工况如表 1 所示。

表 1 机组测试工况

Table 1 Test conditions of the unit

测试工况	室外干球 温度/ $^{\circ}\text{C}$	室外湿球 温度/ $^{\circ}\text{C}$	室内干球 温度/ $^{\circ}\text{C}$	室内湿球 温度/ $^{\circ}\text{C}$
标准工况	35	24	27	19
高温工况	35	24	35	24

2.2 测点布置

由于在测试过程中需要获得样机在不同工况下的空气参数、制冷剂参数和循环水参数变化情况。因此试验测点主要包括空气温湿度测点、热电偶测点以及循环水温度测点。在焓差实验室测试时分别在室外机的四面进风口处和室内机的进风口处布置空气取样器, 在室外机风冷冷凝器与蒸发式冷凝器之间、室内机蒸发器回液口处布置热电偶, 在室外机顶部出风口处、湿帘后布置温湿度自计仪, 在水箱内放置铂电阻温度传感器, 室内机组风量由实验室风洞直接测量, 制冷剂管道各点压力通过压力传感器测量, 整个制冷系统风机、水泵等动力器件所消耗的功率由实验室内功率计测得。通过采集仪器所测得的制冷量和耗电量, 最后计算得到机组运行能效比。具体测点位置如图 6 所示, 所用试验仪器仪表如表 2 所示。

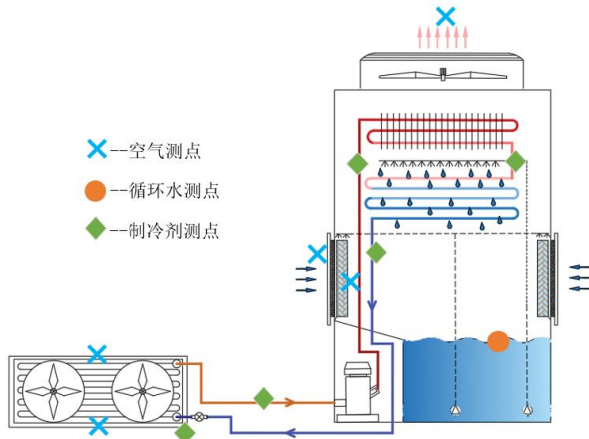


图 6 机组测点布置图

Fig.6 Layout of unit measurement points

表 2 试验仪器主要参数

Table 2 Main parameters of the test instrument

仪器名称	测量范围	精度
温湿度自计仪	-20~70℃	±0.5℃
热电偶	-30~150℃	±0.2℃
热成像仪	-20~400℃	±2%
压力传感器	0~30bar	±0.2%
电子秤	0~25kg	±0.5%
功率计	0~10kW	±0.1%

2.3 评价指标

该次试验需要研究制冷量、制冷消耗功率、EER 等性能参数,因此在机组安全稳定运行的情况下,每完成一个工况点的测试,需记录好制冷量、制冷消耗功率等数据,并计算出其余性能参数。

机组制冷量为:

$$Q = q_v \times \frac{(h_2 - h_1)}{V_{n'} \times (1 + W_n)} \quad (1)$$

式中: Q 为机组制冷量, kW; q_v 为空气体积流量, m^3/s ; h_2 为机组室内侧出口空气焓值, kJ/kg ; h_1 为机组室内侧进口空气焓值, kJ/kg ; $V_{n'}$ 为喷嘴处空气的比容, m^3/kg ; W_n 为喷嘴处空气的含湿量, kg/kg 干空气。

空气流量可以根据喷嘴前空气的比容、喷嘴前后的压差、喷嘴喉部的横截面积来计算,其计算公式如式(2)所示。

$$q_v = 1.414 \times C \times A_n \times \sqrt{P_v \times V_{n'}} \quad (2)$$

式中: C 为喷嘴的流量系数, 无量纲; A_n 为

所有已开启喷嘴的喉部面积之和, m^2 ; P_v 为通过喷嘴前后的静压差, Pa。

制冷循环的性能通常用能效比 EER 来描述,定义为机组制冷量除以所需的能量输入。总制冷量 Q 可由式(1)计算,而总输入功率主要包括压缩机、风机和水泵等部件的运行功耗。风机作为空调输配侧能耗占比较大的部件,在干模式以及干湿混合模式下均需要工作运行,其中风机的消耗功率计算公式如式(3)所示。

$$P_1 = 1.1 P_s G / (3600 \eta_s) \quad (3)$$

式中: P_1 为风机消耗功率, kW; 1.1 为富裕系数; P_s 为送风机的全压, kPa; G 为风量, m^3/h ; η_s 为风机的全压效率, 无量纲, 通常以小数形式表示。

水泵作为单元式蒸发冷凝空调输配侧的主要耗能部件之一,在干模式下水泵停止运行,在干湿混合模式下需要工作运行,水泵消耗功率计算公式如式(4)所示。

$$P_2 = \gamma Q H / (102 \eta) \quad (4)$$

式中: P_2 水泵消耗功率, kW; γ 为水的容重, 流体密度与重力加速度的乘积, kgf/m^3 ; Q 为水泵的流量, m^3/s ; H 为水泵的扬程, m; η 为水泵的效率, 无量纲。

压缩机作为空调系统中最大的耗能部件,其消耗功率计算公式如式(5)所示。

$$P_3 = V_p \lambda (h_2 - h_1) / (3600 \nu) \quad (5)$$

式中: P_3 为压缩机消耗功率, kW; V_p 为压缩机理论排气量, m^3/h ; λ 为压缩机的输气系数, 无量纲; h_2 为压缩机出口蒸汽比焓, kJ/kg ; h_1 为压缩机入口蒸汽比焓, kJ/kg ; ν 为压缩机进口处过热气体比容, m^3/kg 。

能效比的表达式如式(6)所示。

$$\varepsilon = \frac{Q}{P} \quad (6)$$

式中: ε 为机组能效比 EER, 无量纲; Q 为总制冷量, kW; P 为空调总耗电量, kW。

2.4 误差分析

本试验在测试过程中主要利用热电偶、Testo174H 温湿度自记仪等测试仪器进行空气状态参数的测量。由于仪器在实际测量过程中会产生测

量误差, 因此需要对实验数据进行不确定度分析。根据测量所得到的直接量可通过式 (7) 计算得到相应的间接量的不确定度。

$$\frac{\Delta y}{y} = \left[\left(\frac{\partial f}{\partial x_1} \right)^2 \left(\frac{\Delta x_1}{y} \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_n} \right)^2 \left(\frac{\Delta x_n}{y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (7)$$

式中: 直接测量值标准不确定度 Δx 分为两类。

(1) 多次连续测量所造成的不确定度, 其计算公式如式 (8) 所示。

$$u_a = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (t_i - \bar{t})^2} \quad (8)$$

(2) 由于仪器给定误差所产生的不确定度, 其计算公式如式 (9) 所示。

$$u_b = \frac{\alpha}{k} \quad (9)$$

最后, 实验直接测量值标准不确定度 Δx 可由公式 (10) 计算。

$$\Delta x = \sqrt{u_a^2 + u_b^2} \quad (10)$$

以湿膜预冷段为例, 通过温湿度自记仪对湿膜进风段与出风段温湿度进行直接测量, 可以求得蒸发效率的不确定度。以某一测点的测量值为例, 当进风干球温度 $t_1=32.5^\circ\text{C}$, 进风湿球温度 $t_{1s}=24.3^\circ\text{C}$, 出风干球温度 $t_2=26.67^\circ\text{C}$ 时, 蒸发效率的理论值为 0.71, 绝对不确定度为 ± 0.001 , 相对不确定度为 $\pm 0.15\%$ 。

3 试验结果与分析

3.1 制冷剂充注量分析

为探究该试验样机的最佳制冷剂充注量, 需不同制冷剂充注量下的制冷量和能效比进行实验研究, 其具体试验工况如表 3 所示。

表 3 试验工况参数

Table 3 Parameters of test conditions

工况参数	单位	数值
室内侧干球温度	$^\circ\text{C}$	27
室内侧湿球温度	$^\circ\text{C}$	19
室外侧干球温度	$^\circ\text{C}$	35
室外侧湿球温度	$^\circ\text{C}$	24
室内风机频率	Hz	50
室外风机频率	Hz	50

在试验开始时首先向抽完真空后的空调机组

内充注 9.2kg 制冷剂以保证机组能够正常运行, 而后以 0.5kg 为增量递增依次充注, 直至机组制冷量不再出现明显增加为止。

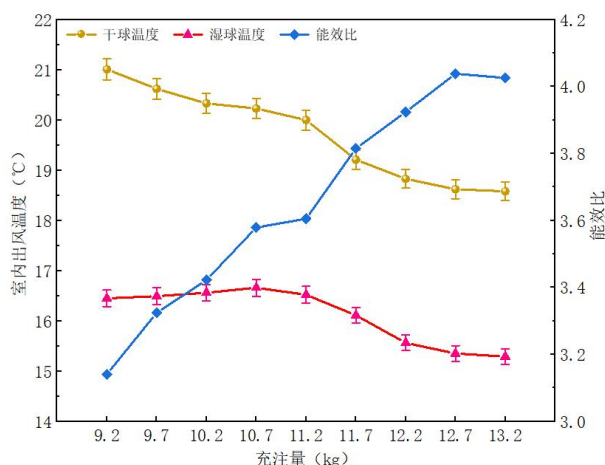


图 7 室内出风干湿球温度、机组能效随制冷剂充注量变化

Fig.7 The temperature of the indoor air outlet and the energy efficiency of the unit change with the refrigerant charge

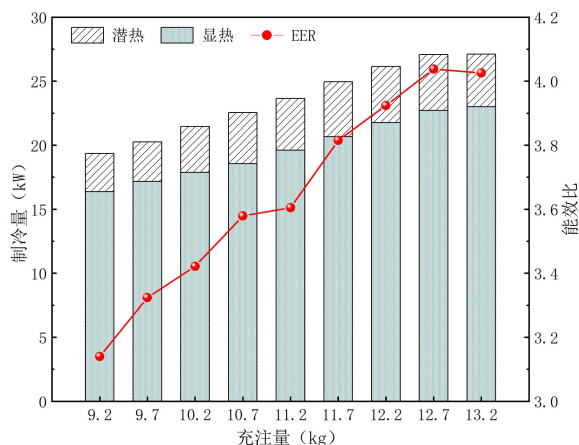


图 8 机组制冷量随充注量变化

Fig.8 The cooling capacity of the unit varies with the charging capacity

分析图 7 可知, 随着制冷剂充注量的不断增加, 机组的出风干球温度呈现明显降低趋势, 出风温度由最初的 21.01°C 开始降低, 最终稳定在 18.6°C 左右; 而出风湿球温度由 16.45°C 先缓增至 16.66°C 而后下降至 15.29°C , 总体呈降低的趋势。由图 8 验证可知, 机组显热和潜热换热量均随充注量的增加而提高, 制冷效果显著提升, 最终制冷量稳定在 27kW 左右。而机组能效比由起初的 3.14

先后增加至 3.58、3.82、3.92，在充注量为 12.7kg 时机组能效比达到最高值 4.04，继续充注 0.5kg 制冷剂后机组能效反而下降至 4.03，分析后发现这是因为当制冷剂不足时，蒸发器内的制冷剂流量减少，无法充分覆盖换热面积，导致压缩机吸气温度升高，压缩比增大；而当制冷剂充注量过多时，蒸发器内的液态制冷剂无法完全蒸发，未完全蒸发的液态制冷剂进入压缩机时会导致压缩机的负载变大甚至湿压缩运行，同时系统的冷凝压力过高时易触发压缩机降频保护，这两种情况均会对机组能效产生不利影响。由于试验条件受限，在制冷剂充注过程中难以实现单次少量、精确充注，因此分析该试验样机最佳充注量应处于 12.7kg~13.2kg 之间。

3.2 填料预冷对循环水温度影响分析

为探究室外机有无填料预冷对循环水温度的影响，分别对室外机加装填料时和拆卸填料后的性能参数变化情况进行对比分析。在测试前需将实验室内外环境工况稳定至表 3 所述的试验工况，待试验工况稳定后在水箱内加满 20℃ 的冷水，分别记录机组在加装填料时和拆卸填料后，运行一个小时内的水温变化情况。其中在进行无填料预冷试验时，需将前一次测试时水箱内的循环水全部排出，重新加满 20℃ 的冷水，保证两次实验的水箱内初始水温保持一致。

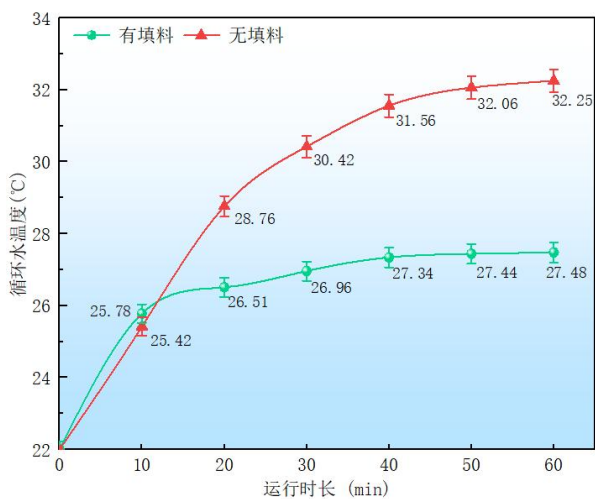


图 9 有无填料预冷下循环水温度随机组运行时长变化
Fig.9 Changes in the running time of the circulating water temperature in random groups with or without packing pre-cooling

分析图 9 可知：在样机刚启动的 10min 内，室

外机有无填料预冷下循环水箱内的水温均急剧上升，由最初的 22℃ 升高至 25℃ 左右。其中有填料预冷的水温温升更快，达到 25.78℃，这是因为水箱中起始水温为 20℃，而室外进风空气的干湿球温度为 35/24℃，循环水温远低于进风的湿球温度。同时加装填料预冷后，喷淋水在填料表面形成均匀的水膜，增大了循环水与空气的接触面积，强化了换热过程，使得经过填料后的空气温度得到降低，循环水温度则上升，当水的温度高于空气湿球温度时，填料也能起到降低循环水温度的作用。随着样机运行时长逐渐增长，喷淋在蒸发式冷凝器表面的循环水吸收了大量的冷凝热，导致水温进一步升高，其中未加装填料预冷的循环水温度最终稳定至 32℃ 左右，而加装填料预冷的循环水温度最终稳定至 27℃ 左右。因此，填料对循环水温度有明显的降低作用。

3.3 内外风机配风量与能效分析

为验证该试验样机中室内外风机的风量选型是否合适以及对机组能效的影响，首先在焓差实验室内调整室内外环境在表 1 所述的标准工况下，将制冷剂充注量控制在 13.2kg、内风机频率保持在 50Hz，通过调节室外风机频率，在数据采集仪表上观测外风机的风量变化情况以及能效变化情况。而后，在其他条件保持不变的前提下，使得室外风机频率保持在 50Hz，继而调节室内风机频率，分别记录两次数据。

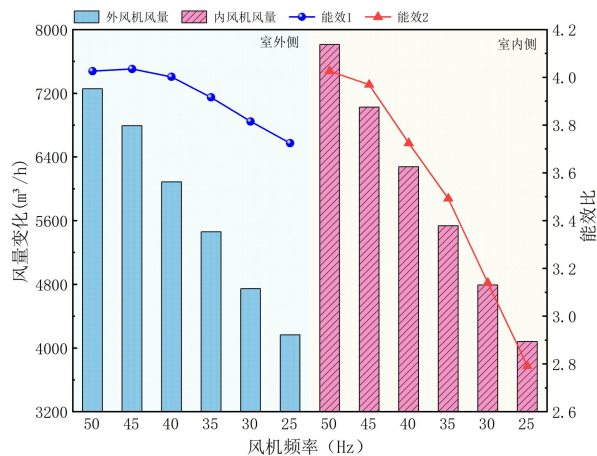


图 10 室内外风机在不同频率下的机组能效与风量变化
Fig.10 Changes in unit energy efficiency and air volume of indoor and outdoor fans at different frequencies

分析图 10 可知：在两次测试过程中，将内外

风机频率分别调小后,风量随之降低,其中内风机风量由50Hz时的7812m³/h降低至25Hz时的4080m³/h;外风机风量由50Hz时的7256m³/h降低至25Hz时的4163m³/h。由于风量是冷量的携带者,当风量过高时,迎面风速不断增大,风机运行能耗不仅会不断升高,同时室外机盘管部分表面的换热水膜会被吹散从而形成干点,进而影响蒸发冷凝换热效果;当风机风量过小时,强迫对流换热过程较弱、换热效果较差,所以机组的能效也会随之减小,其中内风机频率变化对机组能效比影响较大,当风机频率由50Hz减小至25Hz时,机组能效比也由4.02先后降低至3.96、3.72、3.49、3.14、2.8;在外风机的调频测试中,当风机频率由50Hz先后调至45Hz、40Hz时,机组能效比变化并不明显,分别为4.02、4.03、4.00,这说明室外风机6000m³/h的选型符合风量要求,而室内风机7500m³/h的风量选型可能略微偏小。

3.4 标准工况与高温工况分析

为探究蒸发冷却空调机组在高温工况下的运行效果,将该试验样机分别置于模拟高温工况和标准工况下的焓差实验室内进行测试,以对比其节能效果。在测试前,将样机制冷剂充注量控制在13.2kg、外风机频率保持在50Hz,进而对内风机进行调频测试。

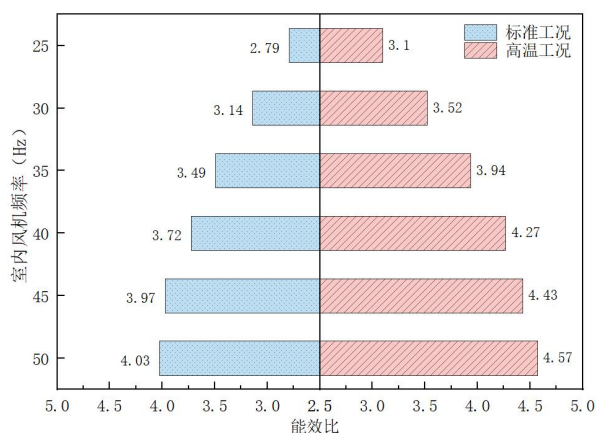


图11 不同工况下的机组能效比随内风机频率变化情况

Fig.11 The change of the energy efficiency ratio of the unit with the frequency of the internal fan under different working conditions

分析图11可知:随着内风机频率的增大,机组在两个工况下的能效比均呈明显递增趋势,这是因为随着风机频率的调大,风量也会随之加大,对

流换热效果更好。其中高温工况和标准工况下的最佳能效比分别为4.57、4.03,高温工况下的最佳能效比较标准工况提高13.4%,这是因为在高温工况下,一方面室内外温差缩小,室内回风温度的升高通过提升蒸发温度和优化压缩机运行工况,降低了单位制冷量的能耗;另一方面,室外冷凝侧采用“双蒸发冷凝”的方式,能够维持较低的冷凝温度和冷凝压力,结合回风温度升高带来的蒸发温度提升,系统整体热力学循环更加接近理想状态,参考图3压焓图变化情况可知此时单位质量制冷剂的制冷能力显著提高,压缩机的运行功耗减少,进一步放大了能效优势。

4 结语

(1) 随着制冷剂充注量的不断增加,送风干湿球温度总体呈现降低趋势,机组的制冷效果由19.35kW提升至27.11kW,增幅为40.10%。而机组能效比呈先增后减趋势,在充注量为12.7kg时能效比达到最高值4.04,分析该试验样机最佳充注量应处于12.7kg~13.2kg之间。

(2) 在样机运行1h内,加装填料预冷和未加装填料预冷状态下的循环水温度最终分别稳定在32.25℃和27.48℃,加装填料预冷后水温升高幅度可减少17.36%,对循环水有明显的降温作用。

(3) 在内外风机调频测试中,机组风量均随频率降低而减小,当外风机频率由50Hz先后调至45Hz、40Hz时,机组能效比呈先增大后减小趋势,而内风机频率变化对机组能效比影响较大,由4.02逐步降低至3.96、3.72、3.49。由此分析室外风机的选型符合风量要求,室内风机风量选型可能略微偏小。

(4) 该试验样机在高温工况和标准工况下运行的最佳能效比分别为4.57、4.03,高温工况下最佳能效比较标准工况下提高13.4%,可为后期蒸发冷凝技术在单元式空调机的应用提供参考依据。

参考文献:

- [1] 张丽娜,张枫,白俊文.2023年我国制冷空调行业市场分析[J].制冷与空调,2024,24(8):1-6.
- [2] 赵婧瑜.暖通空调制冷系统的优化控制策略研究[J].中国高新科技,2023,(3):73-74,80.
- [3] 张朝晖,刘璐璐,王若楠,等.“双碳”目标下制冷空调行

- 业技术发展的思考[J].制冷与空调,2022,22(1):1-10.
- [4] 赵晓,丁卫科,田振武,等.数据中心用风冷式空调制冷系统节能应用分析[J].制冷,2025,44(1):76-79.
- [5] 王作林,邱韦淇,徐秋生.喷雾冷却技术对风冷多联式空调机组性能的影响[J].制冷与空调,2023,23(5):19-22.
- [6] 黄翔,屈名勋.“双碳”目标下绿色数据中心冷却关键技术路径的探讨[J].制冷与空调,2022,22(3):1-10.
- [7] 傅耀玮,黄翔.蒸发冷凝式间接蒸发冷却空调机组的设计与测试[J].西安工程大学学报,2022,36(1):61-69.
- [8] 文锋.节能技术在工业空调设计中的应用[J].现代工业经济和信息化,2023,13(11):116-118.
- [9] 唐智文,王强.机房空调蒸发冷节能降碳改造案例[J].电信工程技术与标准化,2024,37(S1):307-310.
- [10] Martínez P, Ruiz J, Cutillas C G, et al. Experimental study on energy performance of a split air-conditioner by using variable thickness evaporative cooling pads coupled to the condenser[J]. Applied Thermal Engineering, 2016,105:1041-1050.
- [11] Ndukaife T A, Nnanna A G A. Enhancement of performance and energy efficiency of air conditioning system using evaporatively cooled condensers[J]. Heat Transfer Engineering, 2019,40(3-4):375-387.
- [12] Ramzan M, Kamran M S, Saleem M W, et al. Energy efficiency improvement of the split air conditioner through condensate assisted evaporative cooling[J]. Arabian Journal for Science and Engineering, 2021,46:7719-7727.
- [13] Atmaca I, Şenol A, Çağlar A. Performance testing and optimization of a split-type air conditioner with evaporatively-cooled condenser[J]. Engineering Science and Technology, an International Journal, 2022,32: 101064.
- [14] Zhang Y, Han H, Zhang Y, et al. Experimental study on the performance of a novel data center air conditioner combining air cooling and evaporative cooling[J]. International Journal of Refrigeration, 2025,170:98-112.
- [15] Han Z, Xue D, Wei H, et al. Study on operation strategy of evaporative cooling composite air conditioning system in data center[J]. Renewable Energy, 2021,177: 1147-1160.
- [16] 史东旭,黄翔,王红利,等.单元式直接蒸发冷却空调机组应用实测及分析[J].制冷与空调,2023,23(1):46-49.
- [17] 许晶晶,黄翔,张鸿,等.公共场所用单元式蒸发冷却空调的设计与测试分析[J].流体机械,2019,47(9):84-88,77.
- [18] 王飞,杨柳.室内工况对蒸发冷凝气泵热管复合空调的影响[J].西安工程大学学报,2023,37(5):92-98.
- [19] 黄翔,胡建,苏林,等.喷雾蒸发冷凝对空调性能影响的实验研究[J].西安工程大学学报,2024,38(5):109-116.
- [20] 黄翔,王欣,褚俊杰,等.冷凝器喷雾冷却对氟泵热管复合空调的性能影响[J].西安工程大学学报,2024, 38(5):36-43.
- [21] 张业强,李康利,焦向志,等.喷雾量对移动空调冷凝器喷雾冷却性能的影响[J].制冷学报,2021,42(3):145-151.
- [22] Yang H, Pei N, Fan M, et al. Experimental study on an air-cooled air conditioning unit with spray evaporative cooling system[J]. International Journal of Refrigeration, 2021,131:645-656.
- [23] 郑大科,黎桂,唐晓磊,等.直膨式蒸发冷凝空调系统在华南地铁车站的实测优化研究[J].暖通空调,2025, 55(3):147-152,69.
- [24] 王起,郑奕.地铁站分体式蒸发冷凝制冷系统[J].城市轨道交通研究,2024,27(2):216-220.
- [25] GB/T 17758-2023,单元式空气调节机[S].北京:中国标准出版社,2023.