

# 蒸发冷却与机械制冷复合高温冷水机组的测试探讨<sup>\*</sup>

西安工程大学 孙铁柱<sup>☆</sup> 黄翔 文力

**摘要** 介绍了蒸发冷却与机械制冷复合高温冷水机组的运行工况。对该机组的夏季运行性能进行了初步测试,探讨了蒸发冷却段的测试方案,为机组的进一步测试及设计优化打下了基础。

**关键词** 蒸发冷却 测试 淋水密度 气水比 逼近度

## Test of evaporative cooling and mechanical refrigeration compound high-temperature chiller

By Sun Tiezhu<sup>★</sup>, Huang Xiang and Wen Li

**Abstract** Presents the operation conditions of evaporative cooling and mechanical refrigeration compound high-temperature chiller. Makes a preliminary operation performance test for the unit in summer, and discusses the test scheme of the evaporative cooling section, providing a foundation for further testing and optimizing of the unit.

**Keywords** evaporative cooling, test, water-spraying density, air-water ratio, approximation degree

★ Xi'an Polytechnic University, Xi'an, China

①

### 0 引言

自半集中式蒸发冷却空调系统被提出以来,国内不少学者开始对水侧蒸发冷却空调技术产生兴趣并进行研究<sup>[1-4]</sup>。目前,在我国西北地区,以蒸发冷却式冷水机组为高温冷源的半集中式蒸发冷却空调系统已有 20 余项实际工程<sup>[5]</sup>。

单独蒸发冷却式冷水机组制取的高温冷水的温度与室外空气状态密切相关,其出水温度随室外空气状态参数的波动而变化,具有不稳定性,致使单独蒸发冷却式冷水机组只能应用于炎热干燥地区对室内温湿度要求不高的建筑物中,限制了其在该地区对室内温湿度要求较高及中等湿度地区的建筑物中的应用。因此,笔者研发了蒸发冷却与机械制冷复合高温冷水机组,该机组在整个空调运行期间能充分利用室外干空气制取高温冷水,进行“免费”供冷,减少机械制冷的运行时间或机械制冷运行时所承担的负荷而节能。该机组已成功应用于西安(中等湿度地区)某公司办公楼中,如图 1 所示。

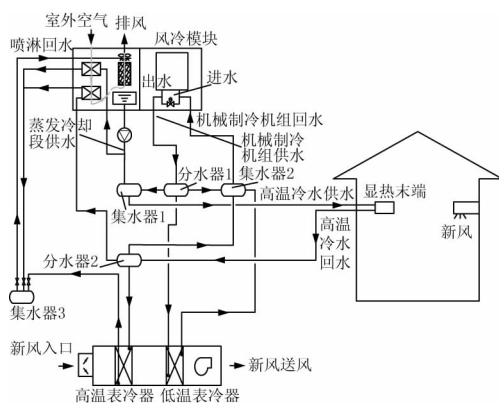


图 1 西安某办公楼半集中式蒸发冷却空调系统

### 1 蒸发冷却与机械制冷复合高温冷水机组运行工况介绍

蒸发冷却与机械制冷复合高温冷水机组<sup>[6-7]</sup>由蒸发冷却段和机械制冷段组成。根据蒸发冷却段

①☆ 孙铁柱,男,1986年2月生,在读硕士研究生  
710048 陕西省西安市金花南路19号西安工程大学环化学  
院09级10班105信箱  
(0) 15829931743  
E-mail: suntiezhu66@163.com  
收稿日期:2011-05-03

出水温度  $t_w$  与显热末端所要求的进水温度  $t_g$  及出水温度  $t_c$  之间的关系,有 3 种运行工况:1) 当  $t_w \leq t_g$  时,只运行机组的蒸发冷却段为显热末端提供高温冷水。2) 当  $t_g < t_w \leq t_c$  时,单运行蒸发冷却段难以制取满足要求的高温冷水,此时需要开启机械制冷段加以辅助,共同运行来保证显热末端的供水温度稳定。3) 当  $t_c < t_w$  时,机组蒸发冷却段制取的高温冷水温度高于显热末端出水温度,机械制冷段制取的低温冷水与蒸发冷却段制取的高温冷水混合不如与显热末端的回水混合节能。因此,此工况单独运行机械制冷段制取冷水并与显热末端的回水混合为显热末端制取高温冷水。

对于以上 3 种运行工况需要说明几点:1) 第一种运行工况最节能,第二种运行工况次之,第三种运行工况最不节能。2) 该机组可以在这 3 种工况下运行,但就某一特定地区(如表 1 中干燥地区的乌鲁木齐)而言,可能只需第一种运行工况或者前两种工况,当在某地区(如表 2 中等湿度地区的西安)3 种运行工况都需要时,第三种运行工况的运行时间非常短暂,只要该机组的综合部分负荷能效比 IPLV 比现有的冷水机组高即可采用(仅就节能方面而言)。

表 1 干燥地区的乌鲁木齐 6,7,8,9 月 8:00—18:00  
各工况运行时间统计

|        | 单独运行蒸发冷却段<br>时间/h | 蒸发冷却段与机械制冷段共同运行<br>时间/h | 单独运行机械制冷段<br>时间/h |
|--------|-------------------|-------------------------|-------------------|
| 6 月    | 330               | 0                       | 0                 |
| 7 月    | 338               | 3                       | 0                 |
| 8 月    | 341               | 0                       | 0                 |
| 9 月    | 330               | 0                       | 0                 |
| 总计     | 1 339             | 3                       | 0                 |
| 所占比例/% | 99.7              | 0.3                     | 0                 |

表 2 中等湿度地区的西安 6,7,8,9 月 8:00—18:00  
各工况运行时间统计

|        | 单独运行蒸发冷却段<br>时间/h | 蒸发冷却段与机械制冷段共同运行<br>时间/h | 单独运行机械制冷段<br>时间/h |
|--------|-------------------|-------------------------|-------------------|
| 6 月    | 211               | 117                     | 2                 |
| 7 月    | 29                | 273                     | 39                |
| 8 月    | 45                | 284                     | 12                |
| 9 月    | 291               | 39                      | 0                 |
| 总计     | 576               | 713                     | 53                |
| 所占比例/% | 42.9              | 53.1                    | 4.0               |

2 蒸发冷却与机械制冷复合高温冷水机组夏季运行初步测试

西安某办公楼空调面积 770 m<sup>2</sup>,空调冷负荷 115.5 kW,采用干式风机盘管加新风半集中式蒸

发冷却空调系统(即以蒸发冷却式冷水机组或蒸发冷却与机械制冷复合高温冷水机组作为高温冷源,末端为干式风机盘管,新风机组采用蒸发冷却式的半集中式空调系统)。2010 年对该系统进行了调试和试运行,并对高温冷源蒸发冷却与机械制冷复合高温冷水机组进行了初步测试。

图 2 为蒸发冷却与空气源热泵式复合冷热水机组蒸发冷却段(只开高温空气冷却器情况下)出水温度测试结果,由图 2 可见,出水温度的测试值都落在了室外空气湿球温度与露点温度之间。从图 3 可以看出,冷水温度稍高于室外空气露点温度,两者的平均差值在 1.5℃ 内;冷水温度低于室外空气湿球温度,两者的平均差值在 2℃ 内。

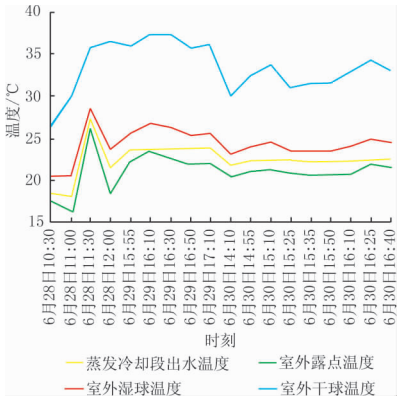


图 2 蒸发冷却与空气源热泵式复合冷热水机组蒸发冷却段出水温度测试结果

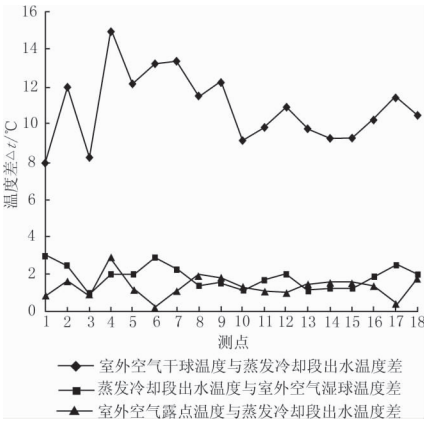


图 3 蒸发冷却段出水温度与室外空气干球、湿球、露点温度的差值

如图 2 所示,6 月 28 日 10:30 这一时刻室外空气状态点下,蒸发冷却段所产生的冷水温度为 18℃,也就是说当室外空气状态点在该状态点之下时,仅开蒸发冷却段就可以满足显热末端的供水要求,当室外空气状态点在状态点之上时,需要辅

以机械制冷。

由机组蒸发冷却段产生的冷水温度与室外湿球温度的差值平均在  $2^{\circ}\text{C}$  内可知,只要室外湿球温度低于等于  $20^{\circ}\text{C}$  就可以只开启蒸发冷却段为末端提供  $16\sim 18^{\circ}\text{C}$  的冷水,而不需要机械制冷。笔者根据《中国建筑热环境分析专用气象数据集》<sup>[8]</sup> 统计了西安地区 6,7,8,9 月每天 8:00—18:00 各工况的运行时间(见表 2),其中单独开启蒸发冷却段的运行时间为 42.9%,可见节能效果是非常明显的。

该空调系统运行时,办公室内空气状态参数在干球温度  $24\sim 26^{\circ}\text{C}$ 、相对湿度  $60\%\sim 65\%$  范围内波动。

### 3 蒸发冷却与机械制冷复合高温冷水机组测试方案分析

对于蒸发冷却与机械制冷复合高温冷水机组的测试,考虑到机械制冷技术目前已很成熟,故只对蒸发冷却段(蒸发冷却式冷水机组)进行测试。主要测试以下三个量:一是出水温度的逼近度(出水温度  $t_w$  与室外空气露点温度  $t_L$  之差),进而求得出水温度与室外空气露点温度的关系式,以便能容易地控制机组在第二种工况运行时蒸发冷却段制取的高温冷水与机械制冷段制取的低温冷水之间的配比;二是最佳淋水密度;三是最佳气水比。后两个量对于进一步优化设计机组时选择合适的填料和风机至关重要。

#### 3.1 蒸发冷却段(蒸发冷却式冷水机组)逼近度测试

如图 4 所示,蒸发冷却与机械制冷复合高温冷水机组(实物图如图 5 所示)的蒸发冷却段由高温空气冷却器、低温空气冷却器和填料段构成,制取的高温冷水温度( $t_w$ )逼近室外空气露点温度( $t_L$ ),其逼近度  $A$  为

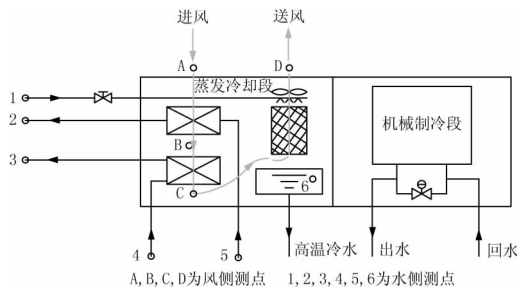


图 4 机组蒸发冷却段测点布置图



图 5 蒸发冷却与机械制冷复合高温冷水机组实物图

$$A = t_w - t_L \quad (1)$$

逼近度的确定需要通过大量测试,并对高温冷水温度( $t_w$ )和室外露点温度( $t_L$ )进行数理统计。逼近度  $A$  的确定,可以体现蒸发冷却段(蒸发冷却式冷水机组)的性能,并有助于机组分工况运行。

#### 3.2 最佳淋水密度和最佳气水比测试

淋水密度和气水比是影响蒸发冷却段(蒸发冷却式冷水机组)出水温度和填料段水侧效率( $\eta$ )的两个主要因素。直接蒸发冷却模块水侧效率  $\eta$  为

$$\eta = \frac{t_j - t_w}{t_j - t_s} \quad (2)$$

式中  $t_j$  为填料段进风空气的干球温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_s$  为填料段进风空气的湿球温度,  $^{\circ}\text{C}$ 。

淋水密度  $\rho_w$  为单位时间通过单位淋水填料断面面积的水量,单位通常以  $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$  表示<sup>[9]</sup>。

$$\rho_w = \frac{Q}{S} \quad (3)$$

式中  $Q$  为填料段喷淋水质量流量,  $\text{kg}/\text{h}$ ;  $S$  为填料迎水水平截面积,  $\text{m}^2$ 。

对于装好的填料,其水平断面积  $S$  为固定值。通过调节图 4 中的阀门,可以改变喷淋水质量流量。在流量变化的同时测量测点 1 管内水温(喷淋水水温  $t_p$ )和测点 6 水箱内的水温  $t_w$ ,并通过测点 C 测得空气进入填料段之前的湿球温度,计算出相应淋水密度下的水侧冷却效率。在测点 1 处用超声波流量计测量喷淋水质量流量  $Q$ ,根据填料水平断面积计算出淋水密度。绘制淋水密度  $\rho_w$  与水侧冷却效率的关系曲线,从关系曲线得到最佳淋水密度值  $\rho'_w$ ,见图 6。

气水比  $\gamma$  为进入填料段的空气质量流量( $Q_{\text{air}}$ )

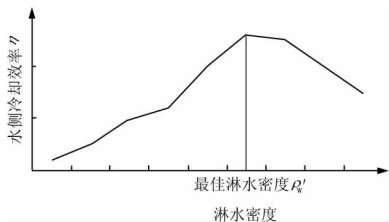


图 6 淋水密度  $\rho_w$  与水侧冷却效率之间的关系

与喷淋水质量流量( $Q$ )之比<sup>[10-11]</sup>。

$$\gamma = \frac{Q_{\text{air}}}{Q} \quad (4)$$

在一定大气压力和喷淋水质量流量下,通过调节图 4 中风机的频率来改变空气质量流量(通过在进风口断面 A 处布置合理的风速测点测试并计算得到),然后通过测点 1 和 6 测出喷淋水水温和水箱内水温,并通过测点 C 测出空气进入填料段之前的湿球温度,计算出相应气水比下的水侧冷却效率,绘制如图 7 所示的关系曲线,进而得到最佳气水比  $\gamma'$ 。

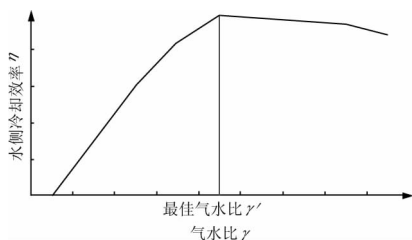


图 7 气水比与水侧冷却效率的关系

#### 4 结语

蒸发冷却与机械制冷复合高温冷水机组在中等湿度地区的西安应用时,单独运行蒸发冷却段的时间占整个空调运行期的 42.9%。

对蒸发冷却与机械制冷复合高温冷水机组蒸发冷却段(蒸发冷却式冷水机组)进行了初步测试,测得在西安地区逼近度平均值为  $2^{\circ}\text{C}$ 。

对蒸发冷却与机械制冷复合高温冷水机组蒸

发冷却段(蒸发冷却式冷水机组)的测试进行了探讨,分析了影响其出水温度的主要因素淋水密度和气水比,并制定了测试最佳淋水密度和最佳气水比的方案。最佳淋水密度的确定,有利于在一定出水流量下合理选择蒸发冷却段(蒸发冷却式冷水机组)填料的尺寸;最佳气水比的确定有助于在一定出水流量下合理选择风机。

#### 参考文献:

- [1] 黄翔,强天伟,武俊梅,等. 蒸发冷却空调系统自动控制方案的探讨[J]. 暖通空调,2003,33(4):109-112
- [2] 黄翔. 国内外蒸发冷却空调技术研究进展(1)[J]. 暖通空调,2007,37(2):24-30
- [3] 黄翔. 国内外蒸发冷却空调技术研究进展(2)[J]. 暖通空调,2007,37(3):32-37
- [4] 黄翔. 国内外蒸发冷却空调技术研究进展(3)[J]. 暖通空调,2007,37(4):24-29
- [5] 谢晓云,江亿. 对蒸发冷却式空调的设计与热工计算方法的一些看法[J]. 暖通空调,2010,40(11):1-12
- [6] 孙铁柱,黄翔,文力. 蒸发冷却与机械制冷复合高温冷水机组初探[J]. 化工学报,2010,61(S2):137-141
- [7] 孙铁柱,黄翔,文力. 一种蒸发冷却与机械制冷复合制取高温冷水的新方法[J]. 制冷,2010,29(4):12-15
- [8] 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
- [9] 刘小文,黄翔,吴志湘. 直接蒸发冷却器填料性能的研究[J]. 流体机械,2010,38(4):53-62
- [10] 路建岭,赵惠忠,邹志军,等. 喷雾冷却塔气水比和截面风速对冷却效率的影响[J]. 流体机械,2009,37(12):68-71
- [11] 西安建筑科技大学. CECS118:2000 冷却塔验收测试规程(2000 年版)[S]. 北京:中国工程建设标准化协会,2000