

文章编号: 1671-6612 (2021) 02-249-05

兰州某地铁站直接蒸发冷却设备实测与分析

吴磊¹ 黄翔¹ 金洋帆¹ 乔小博² 牛永胜²

(1. 西安工程大学城市规划与市政工程学院 西安 710048;

2. 中铁第一勘察设计院集团有限公司城建院 西安 710048)

【摘要】 介绍了兰州某地铁站直接蒸发冷却设备的工程应用实例, 通过对地铁站内直接蒸发冷却设备进、出口空气温湿度、送风量、机组耗水量的实际测试, 分析出该蒸发冷却设备的蒸发冷却效率、机组制冷量。同时, 还对机组蒸发冷却填料存在的干点问题和循环水泵运行能耗高等问题提出了后期的优化措施。通过分析表明, 该直接蒸发冷却空调机组的出风效果良好, 能满足该地铁站对冷量的需求, 为后期直接蒸发冷却技术在轨道交通上的应用提供了现实的参考依据。

【关键词】 城市轨道交通; 直接蒸发冷却; 驱动势; 制冷量; 蒸发效率

中图分类号 TU831.6 文献标识码 A

Test and Analysis of Application of Direct Evaporative Cooling Equipment in a Metro Station in Lanzhou, Gansu

Wu Lei¹ Huang Xiang¹ Jin Yangfan¹ Qiao Xiaobo² Niu Yongsheng²

(1. Xi'an Polytechnic University, Xi'an, 710048;

2. China Railway First Survey And Design Institute Group Co., Ltd, Xi'an, 710048)

【Abstract】 This paper introduces the engineering application example of direct evaporative cooling equipment in a subway station in Lanzhou. Through the actual test of inlet and outlet air temperature and humidity, air supply volume and unit water consumption of the direct evaporative cooling equipment in the subway station, the evaporative cooling efficiency and cooling capacity of the unit are analyzed. At the same time, the dry point problem of evaporative cooling packing and high energy consumption of circulating water pump are put forward. The analysis shows that the air outlet effect of the direct evaporative cooling air conditioning unit is good, which can meet the demand of cooling capacity of the subway station, and provides a practical reference for the application of direct evaporative cooling technology in rail transit in the later stage.

【Keywords】 urban rail transit; direct evaporative cooling; driving potential; refrigerating capacity; evaporation efficiency

基金项目: 兰州地铁1号线直接蒸发冷却通风降温系统运行实测研究(编号: 19-53-01)

作者简介: 吴磊(1994.6-), 男, 在读研究生, E-mail: 635944561@qq.com

通讯作者: 黄翔(1962.7-), 男, 教授, E-mail: huangx@xpu.edu.cn

收稿日期: 2020-10-14

0 引言

近年来, 我国各个地区的城市轨道交通的相继运营, 地铁已逐渐成为城市交通的骨干, 发挥中流砥柱的作用。据官方统计, 截止2019年底, 我国(不含港澳台)共有40个城市开通城市轨道交通运营线路208条, 运营线路总长6736.2公里^[1]。目

前我国地铁交通系统运行能耗巨大, 给地铁运营公司带来巨大压力, 而通风空调系统的能耗已经达到了地铁总能耗的40%左右; 地铁站空调系统只要减少耗能的30%, 就能减少整个地铁系统12%的运行成本^[2]。采用什么样的方式消除地铁运营过程中列车、设备、人员产生大量的热负荷, 已经成为降

低地铁站运行能耗的重要问题。而在我国西北干燥地区，大自然中存在着丰富的干空气能，利用蒸发冷却技术进行降温具有一定的经济性。蒸发冷却技术在我国西北干燥区地铁站的应用，已经有了多年的研究，其中李德辉从蒸发冷却技术的发展与应用角度对该项技术在地铁中的应用进行了详细的探讨，表明蒸发冷却空调系统在我国西北干燥地区应用具有很好的应用前景^[3]。黄翔等通过研究蒸发冷却技术在国内外地铁车站的应用，得出该技术不仅适用于干燥地区车站大系统，同时可应用于全国范围内具有高显热特点的部分环控小系统设备用房^[4]，李鑫等通过研究蒸发冷却技术在干燥地区地铁中的应用，得出在西北干燥地区地铁中采用蒸发冷却技术是可行的，并且具有显著的经济效益^[5]，郑程升针对乌鲁木齐气候的特殊性，分析了乌鲁木齐地铁采用直接蒸发冷却技术的优势，并从技术可行性、经济性、社会效益三方面对蒸发冷却通风降温系统在乌鲁木齐地铁工程中的应用，结果表明蒸发冷却技术在乌鲁木齐地铁通风空调系统中使用具有适宜性，并解决地面冷却塔设置困难问题。其在城市轨道交通中的应用得到越来越多的业内人士关注^[6]。

通过对兰州某地铁站直接蒸发冷却设备在运行期间的相关测试与分析，探讨直接蒸发冷却技术在兰州地区地铁站中实际应用的情况，为西北干燥地区的城市轨道交通建设提供一定的参考。

1 工程概述

1.1 工程概况

该地铁站位于甘肃兰州，车站共两层，全部为地下建筑，地下一层为站厅公共区和车站设备管理用房区，地下二层站台公共区。车站有效站台长度140m，站台宽度12.5m，总高19.49m，总建筑面积24526.00m²。车站共设置4个出入口及2组风亭，A、B号出入口位于规划道路北侧，C、D号出入口位于规划道路南侧，2组风亭均位于规划道路北侧^[7]。该地铁站设计于2012年，在2019年启动运行。

测试的直接蒸发冷却空调机组位于地下一层车站设备管理用房区，在车站两端各有一个，该机组结合地铁站的实际情况将不同的功能段分布于土建风道中^[8]，合理的利用了地下空间，提高了地下空间的使用效率。机组在土建风道内的排放平面

图如图1所示。

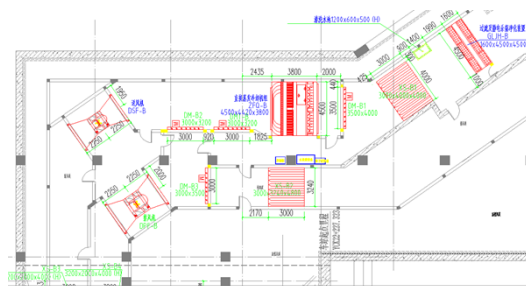


图1 机组平面图

Fig.1 Unit plan

该机组采用先进的过滤及静电杀菌净化装置、防火不锈钢填料、水质净化设备、防火防爆变频送风机，机组送风量可从0~108000m³/h自由调节。

1.2 设计参数

该直接蒸发冷却空调机组的设计进风干球温度为30.1℃，进风湿球温度为18.2℃，设计相对湿度为34%^[9]。

2 填料式直接蒸发冷却空调机组的原理及特点

2.1 填料式直接蒸发冷却空调机组的原理^[7]

填料式直接蒸发冷却空调机组的产出介质为空气，其过程为产出介质（冷风）和工作介质（冷却水）直接接触发生热湿交换，通过水的蒸发而使产出介质温度下降，产出介质的含湿量增加，被降温的极限温度为室外空气的湿球温度。在工作的过程中，循环水泵将循环水输送到布水器上部喷嘴，喷嘴将循环水均匀地喷淋在填料表面，形成水膜，从填料底部下落的循环水将汇聚于集水箱中，循环使用。与此同时，在风机的作用下，经过滤的新风会以1~5m/s的速度掠过蒸发冷却填料，进而促进水膜表面水分的蒸发，带走空气中的显热热量，将空气进行降温，然后通过送风机送出。其原理如图2所示，空气处理过程如图3所示。

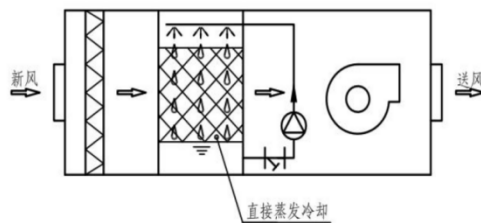


图2 填料式直接蒸发冷却空调机组原理图

Fig.2 Schematic diagram of packing type direct

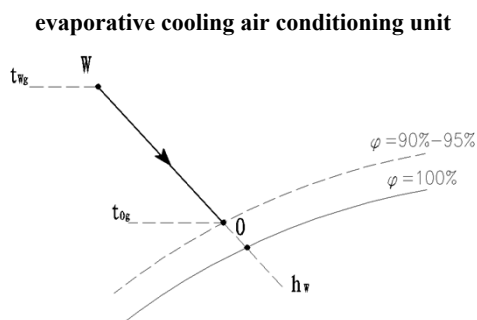


图 3 空气处理过程焓湿图

Fig.3 Enthalpy and humidity chart of air treatment process

2.2 填料式直接蒸发冷却空调机组的特点^[7]

(1) 降温效果好。

由于被降温空气与水直接接触, 换热效率高, 而水的蒸发潜热巨大, 所以能将空气的温度最大降低到其湿球温度。

(2) 加湿效果好。

直接蒸发冷却空调不仅可以使空气的温度得以降低, 而且还具有加湿的作用, 这在我国干燥地区使用是非常有益的, 可减少加湿设备成本。

(3) 过滤效果好。

空气中的含尘颗粒经过表面附有水膜的填料时, 被水膜阻留下来, 达到降尘的效果, 使得送入站内的空气品质更佳。

(4) 安装、维护方便, 占地面积小, 运行费用低。

填料式蒸发冷却空调机组利用了水蒸发时吸收大量的潜热, 机组降温效果好^[10]。相比传统的机械通风降温机组, 该机组结构更加紧凑, 占地面积小, 这样给设备的安装、运输和维护提供了较大的方便, 同时, 还减少了运行成本。正是因为这些独特的优点, 直接蒸发冷却空调机组在我国得到了广泛的应用, 以弥补传统机械通风降温机组尺寸大、运行能耗高的缺点。

3 填料式直接蒸发冷却空调机组运行测试与分析

3.1 填料式直接蒸发冷却空调机组的运行模式

在不同的时间条件下, 蒸发冷却空调机组具有不同的运行模式^[11]:

(1) 当早高峰前 (5:30—7:30)、晚高峰后 (20:30—23:30) 时, 机组干工况运行 (循环水泵

关闭, 送风机开启);

(2) 当早高峰 (7:30—9:30)、晚高峰 (16:30—20:30) 时, 机组湿工况运行 (循环水泵开启, 送风机全速运行);

(3) 当平峰 (9:30—16:30) 时, 机组湿工况运行 (循环水泵开启, 送风机变频运行)。

3.2 测试方法及内容

3.2.1 直接蒸发冷却机组进风温度的测量

采用 testo 温湿度自计仪测试机组进风截面不同位置的温湿度值。将机组进风截面平均分为 9 个等面积的小矩形, 在各小矩形中心布置温湿度测点来进行测量, 最后取其平均值。机组进、出风截面的测点布置如图 4 所示, 机组进风平均温度按下式进行计算^[12]:

$$\bar{T}_a = \frac{T_{a1} + T_{a2} + \dots + T_{an}}{n} \quad (1)$$

式中: \bar{T}_a 为机组平均进风温度, °C; T_{a1} 为第一个记录机组温度数据, °C; T_{an} 为第 n 个记录机组温度数据, °C; n 为记录机组温度数据的数量。

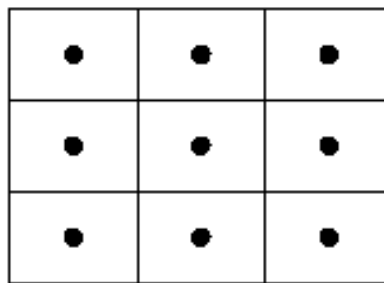


图 4 机组进、出风截面测点布置图

Fig.4 Layout of measuring points at inlet and outlet section of unit

3.2.2 直接蒸发冷却机组出风温度的测量

由于机组出风截面不同位置的温湿度测量方法与机组进风的温湿度测量方法相同, 这里就不再赘述。

3.2.3 机组出风截面风速、风量以及制冷量的测量

采用 testo 风速仪测试机组进风截面不同位置的风速。将机组出风截面平均分为 9 个等面积的小矩形, 在各小矩形中心布置风速测点来进行测量, 最后取其平均值。机组出风截面的测点布置如图 4 所示, 按照公式 (2) 求出机组出风截面风速 v_p 、按照公式 (3) 计算出机组的送风量 q_v 、按照公式 (4) 计算出机组的制冷量^[7]:

直接蒸发冷却机组风速的计算公式:

$$v_p=(v_1+v_2+\dots+v_n)/n \quad (2)$$

式中: v_p 为断面平均风速, m/s; v_1, v_2, v_n 为各个测点风速, m/s; n 为测点数。

直接蒸发冷却机组风量的计算公式为:

$$q_v=v_p \cdot F \quad (3)$$

式中: q_v 为风量, m^3/s ; v_p 为断面平均风速, m/s; F 为测定断面的面积, m^2 。

直接蒸发冷却机组制冷量的计算公式为:

$$Q_z = \rho_i L_i c_p (t_1 - t_2) \quad (4)$$

式中: Q_z 为直接蒸发制冷量, kW; ρ_i 为喷嘴处空气密度, kg/m^3 ; L_i 为机组风量, m^3/h ; c_p 为空气比热, $kJ/(kg \cdot K)$; t_1 为机组进风口空气干球温度, $^{\circ}C$; t_2 为机组出风口空气干球温度, $^{\circ}C$ 。

3.2.4 机组性能^[7]

(1) 对于直接蒸发冷却设备来说, 对其性能评价最重要的指标就是设备的蒸发效率。填料式直接蒸发冷却设备的蒸发效率可由下式 (5) 计算:

$$\eta = \frac{t_{g1} - t_{g2}}{t_{g1} - t_{s1}} \quad (5)$$

式中: t_{g1} 为进风干球温度, $^{\circ}C$; t_{g2} 为出风干球温度, $^{\circ}C$; t_{s1} 为进风湿球温度, $^{\circ}C$ 。

(2) 机组耗水量: 主要是由蒸发损失、排污损失、滴漏损失和风吹损失组成的。其中蒸发损失和排污损失占据一大部分。填料式直接蒸发冷却设备的蒸发损失可由下式 (6) 计算:

$$Q = L(d_2 - d_1)/1000 \quad (6)$$

式中: L 为设备处理的风量, kg/h ; d_1, d_2 为进、出口空气的含湿量, g/kg 干空气。

3.3 测试结果分析

3.3.1 机组进风温度测试结果分析

表 1 机组进风温度测试结果

时间	干球温度/ $^{\circ}C$	相对湿度/%	湿球温度/ $^{\circ}C$	露点温度/ $^{\circ}C$	干湿球温度差/ $^{\circ}C$
10:30	22.4	52.5	15.7	12.1	6.7
11:30	25.0	42.5	16.1	11.3	8.9
14:00	29.5	23.9	15.3	6.5	14.2
16:00	30.9	18.1	14.7	3.8	16.2
17:00	29.6	21.7	14.8	5.2	14.8

表 1 给出了不同时间机组进风温度的测试结果。从表 1 中可以得出, 机组进风的干球温度随着

时间的推移逐渐升高, 由最初的 $22.4^{\circ}C$ 逐渐上升为 $30.9^{\circ}C$, 变化较为明显。而进风湿球温度由最初的 $15.7^{\circ}C$ 逐渐下降为 $14.7^{\circ}C$, 变化不大。干湿球温度差由最初的 $6.7^{\circ}C$ 逐渐增大到 $16.2^{\circ}C$, 这表明直接蒸发冷却的驱动势逐渐变大, 空气被冷却的程度将越充分。

3.3.2 机组出风温度测试结果分析

表 2 给出了不同时间机组出风温度测试结果。从中可以得出, 机组出风的干、湿球温度随着时间的推移都在逐渐降低, 出风干球温度由最初的 $18.6^{\circ}C$ 逐渐降低为 $15.3^{\circ}C$, 出风湿球温度由最初的 $16.3^{\circ}C$ 逐渐降低为 $14.6^{\circ}C$, 两者的变化较为明显。出口空气的相对湿度平均保持在 90% 以上, 对站厅站台公共区相对湿度过低问题, 具有一定的改善效果。最大温降可以达到 $15.6^{\circ}C$, 在站内负荷最大的时候, 可以提供最大的制冷量, 来满足负荷要求。

表 2 机组出风温度测试结果

时间	干球温度/ $^{\circ}C$	相对湿度/%	湿球温度/ $^{\circ}C$	露点温度/ $^{\circ}C$	进出风温差/ $^{\circ}C$
10:30	18.6	80.4	16.3	15.1	3.8
11:30	16.7	95.7	16.3	16.0	8.3
14:00	16.3	92.9	15.5	15.0	13.2
16:00	15.3	93.5	14.6	14.1	15.6
17:00	15.4	93.7	14.8	14.4	14.2

3.3.3 机组出风截面风速、风量以及制冷量的测试结果分析

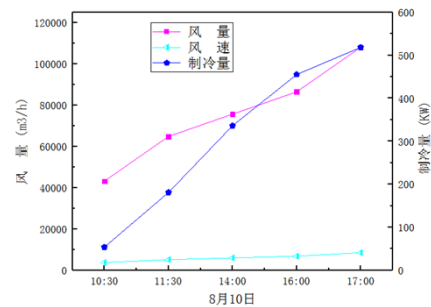


图 5 机组出风截面风速、风量以及制冷量随时间变化曲线

Fig.5 Variation curve of wind speed, air volume and refrigerating capacity of unit with time

图 5 给出了不同时间机组出风截面风速、风量以及制冷量随时间的变化曲线。从中我们可以得出随着时间的推移, 风量及制冷量同趋势增加。机组的风量从 $43200m^3/h$ 上升为 $108000m^3/h$ 的过程中

机组的制冷量也从 54kW 提高到 518kW, 两者差值较大, 说明在测试范围内随着的风速的逐渐增大, 机组的制冷效果越来越好, 也证明了送风量的大小对蒸发冷却的影响很大。

3.3.4 机组性能的测试结果分析

表 3 给出了不同时间蒸发冷却机组的性能测试结果, 从表中我们可以得到在机组断面风速为 1.05m/s 时, 机组蒸发效率只有 56.7%, 造成效率低的原因是机组的送风量较小使得填料表面水膜没有充分蒸发。而当机组断面风速为 1.43m/s~2.38m/s, 机组的蒸发效率均达到 90% 以上, 说明机组断面风速在此区间, 填料表面的水膜与空气的接触比较充分, 机组充分的利用了空气中的干空气能, 与填料表面水膜充分热湿交换。随着风速与蒸发冷却效率的提高, 使得蒸发冷却进行的越充分, 源源不断的为空气进行降温。与此同时, 蒸发冷却的耗水量也随之增大。

表 3 机组性能测试结果

Table 3 Unit performance test results

时间	风速/(m/s)	蒸发效率/ η	耗水量/(kg/h)
10:30	1.05	56.7	116.8
11:30	1.43	93.3	279.9
14:00	1.67	93.0	517.1
16:00	1.90	96.3	654.3
17:00	2.38	96.0	740.6

4 存在问题及解决措施

(1) 虽然该直接蒸发冷却机组的蒸发冷却效率较高, 但在实测中发现, 填料上还是存在小部分干点, 这将直接影响机组的制冷能力, 故后期的改造可以将布水方式由原来的顶部布水改为立体三维布水, 以此来消除局部干点, 提高机组的制冷能力。

(2) 在实测中发现, 循环水泵是不间断持续运行的, 这样是不节能的。在后期的优化中可以将循环水泵间歇运行, 采用间歇布水的方式, 来降低机组的运行能耗, 以此来提高机组的节能性。

5 结论

(1) 根据实测结果显示, 当机组进风平均干

球温度 30.0℃ 时, 机组的出风平均干球温度能达到 15.6℃, 温降 14.4℃, 降温效果非常明显。说明在兰州某地铁站应用直接蒸发冷却技术是非常适合的, 以后在干燥地区地铁站空调都可采用蒸发冷却空调。

(2) 在蒸发冷却空调中, 风量与冷量的变化趋势相同, 说明风是制冷量的载体, 只有确保充足的空气量, 才能保证正常制冷量的产出。

(3) 当机组截面风速在 1.43m/s~2.38m/s 时, 机组的蒸发冷却效率均可达到 90% 以上, 说明该地铁站用填料式直接蒸发冷却空调机组的最佳风速应保持在 1.43m/s~2.38m/s 之间, 才能保证机组高效运行。

参考文献:

- [1] 中国城市轨道交通协会.城市轨道交通 2019 年度统计和分析报告[EB/OL].2020.
- [2] 赵超峰.蒸发冷凝技术在地铁通风空调中的应用浅析[J].城市建设理论研究(电子版),2011,(17).
- [3] 李德辉.蒸发冷却技术在地铁工程中的应用探讨[J].城市轨道交通,2012,(5):106-110.
- [4] 苏晓青,黄翔,李鑫.蒸发冷却技术在地铁环控系统中研究现状及应用形式探讨[J].制冷与空调,2015,29(6):616-620.
- [5] 李鑫.浅谈蒸发冷却技术在干燥地区地铁应用中的关键性问题[J].洁净与空调技术,2013,9(3):92-95.
- [6] 郑程升.蒸发冷却技术在乌鲁木齐地铁的应用分析[J].制冷与空调,2015,(8):60-64.
- [7] 黄翔.蒸发冷却空调原理与设备[M].北京:机械工业出版社,2019.
- [8] 邓保顺.地铁车站蒸发冷却空调机组性能的试验研究[J].铁道标准设计,2016,60(4):134-137.
- [9] 黄翔,盛晓文,李鑫,等.地铁直接蒸发冷却通风降温系统室外空气计算参数的选择[J].暖通空调,2014,44(5):75-78.
- [10] 黄翔.空调工程(第三版)[M].北京:机械工业出版社,2017.
- [11] 刘超宇.基于 AFC 系统数据的地铁客流分析及乘客出行特征研究[D].北京:中国地质大学,2016.
- [12] 张学助,王天富,杨忠德,等.空调调试[M].北京:中国建筑工业出版社,2012.