

文章编号: 1671-6612 (2021) 06-777-07

立管间接-靶式喷嘴复合蒸发冷却空调机组 性能测试与分析

宋祥龙¹ 黄翔² 黄萍³

(1. 西安航空学院能源与建筑学院 西安 710077;

2. 西安工程大学城市规划与市政工程学院 西安 710048;

3. 陕西金翼通风科技有限公司 咸阳 712021)

【摘要】 针对传统蒸发冷却设备在多风沙的西北地区及高含尘浓度的工业场所, 存在易堵且难以清洗的不足, 提出立管间接-靶式喷嘴复合蒸发冷却机组。机组采用立管式间接蒸发冷却器及靶式撞击流喷嘴, 可有效缓解设备堵塞。制作出试验样机并进行测试, 立管式间接蒸发冷却器降温效果略优于卧管式间接蒸发冷却器, 测试工况下降温保持在6℃以上, 湿球效率保持在54%以上; 靶式撞击流喷嘴雾化效果较好, 流体动力式喷水室降温加湿效率在95%以上; 对整机测试, 温降13℃、湿球效率113%。该机组的提出及性能测试, 为蒸发冷却这一环保节能的空调技术推广应用提供一定的参考借鉴。

【关键词】 立管式间接蒸发冷却器; 靶式撞击流喷嘴; 温降; 冷却效率; 测试分析
中图分类号 G710 文献标识码 A

Testing and Analysis of Vertical Tube Indirect-Target Type Nozzle Compound Evaporative Air Conditioning Unit

Song Xianglong¹ Huang Xiang² Huang Ping³

(1.School of Energy and Architecture, Xi'an Aeronautical University, Xi'an, 710077;

2.School of Urban planning and municipal engineering, Xi'an Polytechnic University, Xi'an, 710048;

3.Shaanxi Jinyi Ventilation Technology Co., Ltd, Xianyang, 712021)

【Abstract】 For the defects of traditional evaporative cooling equipment, which is easy to be blocked and difficult to clean in windy and dusty areas in northwest China and industrial sites with high dust concentration, a vertical tube indirect - target type nozzle compound evaporative cooling unit was proposed. The unit adopts vertical tube indirect evaporative cooler and target type impinging stream nozzle, both of which can effectively alleviate equipment congestion. The test prototype was produced and tested. The cooling effect of the vertical tube indirect evaporative cooler was slightly better than the horizontal tube indirect evaporative cooler. The cooling effect was maintained above 6℃ under the test conditions, and the wet bulb efficiency was maintained above 54%.The target type nozzle has good atomization effect, and the cooling and humidifying efficiency of the hydrodynamic chamber is above 95%.The entire unit temperature drop is 13℃ and wet ball efficiency is 113%.The proposed unit and its performance test provide reference for the application of evaporative cooling.

【Keywords】 vertical tube-type indirect evaporative cooler; target type impinging stream nozzle; temperature drop; cooling

基金项目: 十三五国家重点研发计划项目: “蒸发冷却空调关键技术与设备研究”(2016YFC0700404)

作者(通讯作者)简介: 宋祥龙(1989.12-), 男, 硕士研究生, 讲师, 研究方向为蒸发冷却空调技术, E-mail: 871120100@qq.com

收稿日期: 2021-04-30

efficiency; test and analysis

0 引言

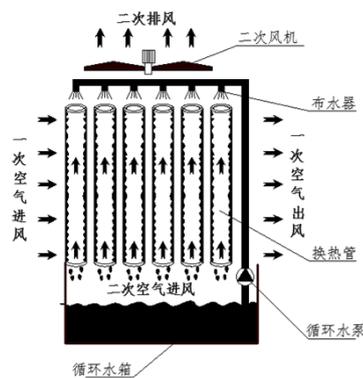
蒸发冷却空调利用空气的干湿球温差(干空气能)实现对空气的降温,无需压缩机,制冷剂为水,节能环保,广泛应用于较为干燥的西北地区及高显热的工业场所^[1-4]。间接蒸发冷却器主要有板翅式、卧管式等,直接蒸发冷却主要有填料滴淋式、喷水室喷淋式、高压微雾式。由于西北地区风沙天气多、工业场所含尘浓度高,导致蒸发冷却空调在工程应用中存在易堵且不利于清洗、冷却效率衰减、设备寿命短、更换频繁等问题。据此,针对传统卧管式间接蒸发冷却器以及直接蒸发冷却填料在实际使用中存在的不足,提出一种立管间接-靶式喷嘴复合蒸发冷却空调机组,制作出试验样机,并测试其降温性能^[5,6]。

1 立管间接-靶式喷嘴复合蒸发冷却空调机组

立管间接-靶式喷嘴复合蒸发冷却空调机组,采用间接+直接两级蒸发冷却降温,第一级为间接蒸发冷却段,采用立管式间接蒸发冷却器,第二级为直接蒸发冷却段,采用流体动力室喷水室,喷嘴为带有增压腔的靶式撞击流喷嘴。

1.1 立管式间接蒸发冷却器

与传统卧管式间接蒸发冷却器不同,立管式间接蒸发冷却器一次空气(被降温空气)流经换热管外侧,二次空气(工作空气)与循环水流经换热管内,相较于卧管式而言,由于其管道为立式布置,管外流道较宽易于清扫,管内由于循环水自上而下的自冲刷作用,换热管内的堵塞问题大大缓解。为保证管内形成均匀的贴附水膜,有充分的热质交换空间,换热管采用直径为 30mm 的圆管。同时,换热器采用立式结构可缩小设备在水平方向尺寸,减小机组占地面积^[7]。其结构及工作原理如图 1 所示。



(a) 结构原理



(b) 设备实物

图 1 立管式间接蒸发冷却器

Fig.1 Vertical tube-type indirect evaporative cooler

间接蒸发冷却降温极限为二次空气的湿球温度,其湿球效率计算公式为:

$$\eta_{IEC} = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_s} \times 100\% \quad (1)$$

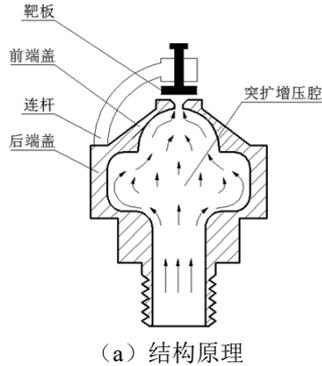
式中, t_1 为一次空气干球温度(冷却前), $^{\circ}\text{C}$; t_2 为一次空气干球温度(冷却后), $^{\circ}\text{C}$; t_s 为二次空气湿球温度, $^{\circ}\text{C}$

由于换热器材质、结构以及使用场所的差异,间接蒸发冷却器湿球效率不尽相同,一般均可保持在 50%~70%之间。

1.2 带有增压腔的靶式撞击流喷嘴

流体动力式喷水室的核心部件为靶式喷嘴,带有增压腔的靶式撞击流喷嘴,其雾化机理与现有靶式喷嘴雾化机理相同,利用高压水流与靶板的相向撞击,产生的超声波对水流进行雾化,雾化效果好,雾化角为 180° , 节省喷嘴使用量,防堵省材^[8]。然而与现有靶式撞击流喷嘴结构不同,带有增压腔的靶式撞击流喷嘴采用单面连杆,连杆为尖头尖尾的异形断面,有效缓解了雾化盲区的产生。同时,喷嘴端盖与内腔组成突扩增压腔,高速的水流进入增压腔后流速减慢、动压减小、静压增大,水流在

高静压作用下喷出并与靶板发生撞击, 达到更好的雾化效果。其结构及雾化效果如图 2 所示。



(b) 喷嘴实物及雾化效果

图 2 带有增压腔的靶式撞击流喷嘴

Fig.2 Target type impinging stream nozzle with pressurized cavity

试验样机结构与实物分别如图 3、图 4 所示, 样机按额定处理风量为 10000~15000m³/h 设计制作, 下面对机组的降温性能进行测试并分析。

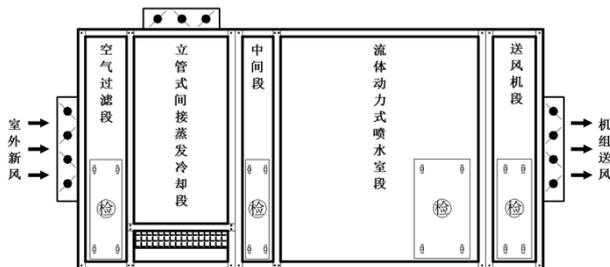


图 3 立管间接-靶式喷嘴复合蒸发冷却空调机组结构组成

Fig.3 Structural components of the vertical tube indirect-target type nozzle compound evaporative air conditioning unit



图 4 立管间接-靶式喷嘴复合蒸发冷却空调机组实物

Fig.4 The vertical tube indirect-target type nozzle compound evaporative air conditioning unit

2 测试结果与分析

对机组进行立管式间接蒸发冷却降温性能测试、最佳淋水密度测试、流体动力室喷水室降温加湿性能测试及整机性能测试。测试仪器主要采用 testo480 多功能测量仪、testo 温湿度自记仪, 测试地点为陕西咸阳, 测试时间为夏季 7 月~8 月, 机组测点布置及测试内容如图 5、表 1 所示。

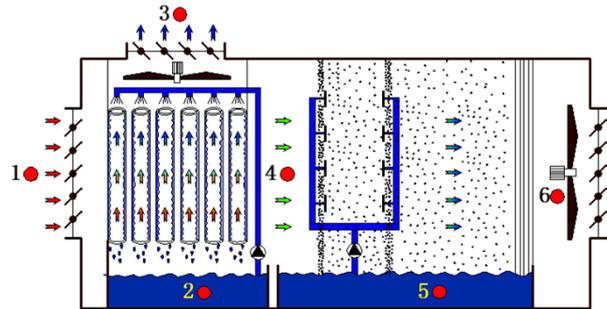


图 5 试验样机测点布置

Fig.5 Arrangement of measuring points

表 1 各测点测试内容及测量仪器

Table 1 Test contents and measuring instruments

测点	测试内容	测量仪器	测量范围	测量精度
1	空气温度、湿度	温湿度自记仪	-20~70℃、0~100%	±0.5℃、±3%
1	风速	热球风速仪	0~30m/s	±2%
2	循环水水温	水银温度计	0~50℃	±0.1℃
3	空气温度、湿度	温湿度自记仪	-20~70℃、0~100%	±0.5℃、±3%
3	风速	热球风速仪	0~30m/s	±2%

4	空气温度、湿度	温湿度自记仪	-20~70℃、0~100%	±0.5℃、±3%
5	循环水水温	水银温度计	0~50℃	±0.1℃
6	空气温度、湿度	温湿度自记仪	-20~70℃、0~100%	±0.5℃、±3%

2.1 立管式间接蒸发冷却器测试

(1) 降温性能测试与分析^[9]

首先对立管式间接蒸发冷却器的降温性能进行测试, 测试其不同处理风量、不同二次/一次风量比下的降温性能, 分析变化规律。表 2 统计出

当一次风量为 7200m³/h 时, 立管式间接蒸发冷却器在不同二次/一次风量比下的空气处理温降及湿球效率, 图 6 反映了随着风量比的变化, 冷却器降温性能变化规律。

表 2 一次风量 7200m³/h, 不同风量比下冷却器的降温效果

Table 2 7200 m³/h product air, cooling effect with different air volume ratio

参数	测量数值				
二次/一次风量比	0.81	0.99	1.2	1.4	1.74
进风干球温度/℃	41.5	41.4	40.0	42.5	41.8
进风干湿球温差/℃	16.0	15.8	14.5	17.6	16.0
立管预冷后干球温度/℃	31.6	31.4	30.2	30.1	30.9
立管温降/℃	9.9	10.0	9.8	12.4	10.9
立管湿球效率/%	61.9	63.2	67.6	70.5	68.1

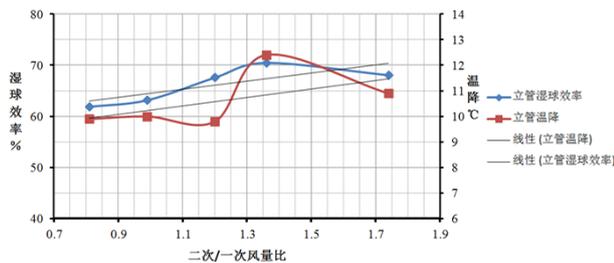


图 6 一次风量 7200m³/h, 冷却器降温效果随风量比变化关系

Fig.6 7200 m³/h product air, cooling effect with different air volume ratio

根据表 2 及图 6 可得, 在测试工况下, 进口温

度在 40℃ 以上, 立管式间接蒸发冷却器冷却降温保持在 10℃ 以上, 湿球效率在 60% 以上, 降温效果较好。并且, 随着二次/一次风量比的增加, 降温效果及效率升高, 呈现正相关关系。因为随着二次风量的增大, 促进了管内二次空气与循环水的热质交换, 进而提高了冷却器的降温效果及效率。

表 3、表 4、表 5 分别统计了当一次风量为 11000m³/h、15000m³/h、20000m³/h 时, 立管式间接蒸发冷却器在不同的风量比下的降温效果; 图 7 汇总了在不同的一次风量下, 随着二次/一次风量比的变化, 立管式间接蒸发冷却器降温规律变化情况。

表 3 一次风量 11000m³/h, 不同风量比下冷却器的降温效果

Table 3 11000 m³/h product air, cooling effect with different air volume ratio

参数	测量数值				
二次/一次风量比	0.55	0.78	0.89	1.0	1.14
进风干球温度/℃	35.6	41.9	34.9	35.0	35.9
进风干湿球温差/℃	16.9	16.0	16.2	16.4	17.3
立管预冷后干球温度/℃	25.5	32.4	25.7	24.5	25.1
立管温降/℃	10.1	9.5	9.2	10.5	10.8
立管湿球效率/%	59.8	59.4	56.7	64.2	62.5

表 4 一次风量 15000m³/h, 不同风量比下冷却器的降温效果

Table 4 15000 m³/h product air, cooling effect with different air volume ratio

参数	测量数值				
二次/一次风量比	0.63	0.69	0.76	0.81	0.85
进风干球温度/°C	34.1	33.1	33.0	35.4	33.2
进风干湿球温差/°C	11.4	11.4	12.2	14.3	12.4
立管预冷后干球温度/°C	27.7	26.7	25.9	27.4	25.9
立管温降/°C	6.4	6.4	7.1	8.0	7.3
立管湿球效率/%	56.1	56.1	58.2	60.2	58.9

表 5 一次风量 20000m³/h, 不同风量比下冷却器的降温效果

Table 5 20000 m³/h product air, cooling effect with different air volume ratio

参数	测量数值				
二次/一次风量比	0.48	0.58	0.62	0.65	0.67
进风干球温度/°C	33.9	33.8	34.3	34.8	35.3
进风干湿球温差/°C	11.3	11.1	11.4	11.7	12.3
立管预冷后干球温度/°C	27.8	27.8	28.1	28.2	28.5
立管温降/°C	6.1	6.0	6.2	6.6	6.8
立管湿球效率/%	54.0	54.1	54.4	56.4	55.3

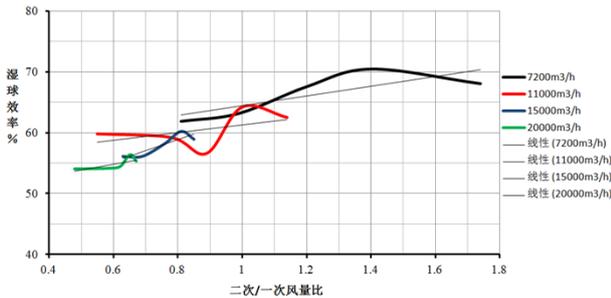


图 7 不同一次风量下, 冷却器湿球效率随风量比变化关系

Fig.7 Cooling effect with different air volume ratio and product air

由各表统计数据可得, 立管式间接蒸发冷却器在不同的处理风量、不同风量比以及不同的进风参数下, 其湿球效率均可保持在 54%~70%之间, 甚至优于传统卧管式间接蒸发冷却器在中等湿度地区的效率 (55%~60%); 同时, 即使在进风温度低于 34°C 的工况下, 立管式间接蒸发冷却器空气温降仍可保持在 6°C 以上, 降温效果较好。

从图 7 可以得出, 随着一次风量的减小, 立管式间接蒸发冷却器的湿球效率逐渐升高, 这是因为随着一次风量减小, 空气与换热管的接触时间延长, 降温效果越好。同时, 风量比越大, 湿球效率越高, 但风量比不能无限制增大, 一是由于风量比的增大会增加二次风机能耗, 二是因为二次空气风量无限加大, 管内风速过快, 破坏换热管内壁均匀的贴附

水膜, 造成飘水现象, 反而会降低换热效率。

(2) 淋水密度测试与分析^[10]

间接蒸发冷却器降温驱动势为二次空气与循环水的直接蒸发冷却, 因此最佳淋水密度会随二次空气风量的不同而不同, 二次风量越大, 最佳淋水密度也较大。同时最佳淋水密度也与换热管尺寸相关, 管内循环水量过多, 形成“水桥”造成二次空气流道阻力增大, 增大了循环水泵及二次风机能耗。淋水密度过小, 管内壁不能形成均匀稳定的贴附水膜, 甚至出现“干斑”, 降低换热效率。因此, 针对该立管式间接蒸发冷却器进行最佳淋水密度的测试。

测试过程中将一次空气风机关闭, 二次空气与循环水在换热管内进行直接蒸发冷却, 通过计算直接蒸发冷却效率来寻求最佳淋水密度。试验了三组二次空气流量 4000m³/h、7000m³/h、10000m³/h, 以及五组淋水密度 251kg/(m·h)、349kg/(m·h)、460kg/(m·h)、551kg/(m·h)、667kg/(m·h), 共十五种工况, 换热管内直接蒸发冷却效率随淋水密度的变化关系如图 8 所示。

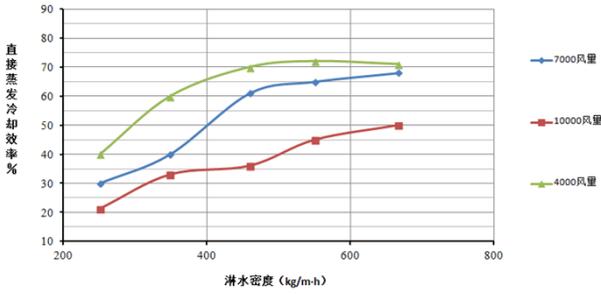


图 8 换热管内直接蒸发冷却效率随淋水密度的变化关系

Fig.8 The relationship between the direct evaporative cooling efficiency and the water density

由图 8 可以看出，随着淋水密度的增加，直接

蒸发冷却效率先升高，而后趋于平缓。二次空气流量为 4000m³/h 时，最佳淋水密度范围为 460 ~ 550kg/ (m·h)；二次空气流量为 7000m³/h 时，最佳淋水密度范围为 550~660g/ (m·h)；二次空气流量为 10000m³/h 时，最佳淋水密度范围为 660kg/ (m·h)。

2.2 流体动力式喷水室降温性能测试

单独对流体动力式喷水室的降温加湿性能进行测试，分别测量了处理风量为 7200m³/h、11000m³/h、15000m³/h 时的降温加湿效果，如表 8 及图 9 所示。

表 8 不同处理风量下，流体动力式喷水室降温效果

Table 8 Cooling effect of pneumatic spray chamber with different air volume

风量 (m ³ /h)	进风干球/°C	进风湿球/°C	温降/°C	湿球效率%
7200	38.0	25.4	12.1	96.0
11000	37.8	25.4	12.0	96.8
15000	37.7	25.3	11.9	96.0

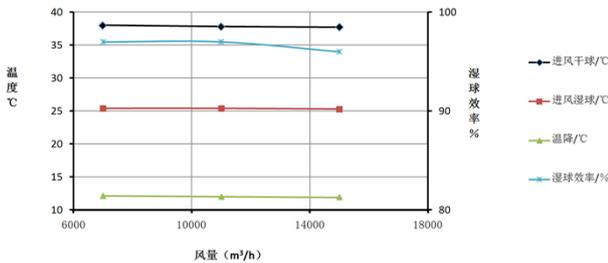


图 9 不同处理风量下，流体动力式喷水室降温效果

Fig.9 Cooling effect of pneumatic spray chamber with different air volume

由表 8 及图 9 得出，只要在设计风量范围内，流体动力式喷水室降温加湿性能稳定，空气处理温降在 10 °C 以上，加湿（湿球）效率保持在 96% 以

上，带有增压腔的靶式撞击流喷嘴雾化效果较好。

2.3 整机测试

同时开启立管式间接蒸发冷却器及流体动力室喷水室，对整机降温加湿性能进行测试。以处理额定风量 15000m³/h、二次/一次风量比 0.8 为例，机组各功能段温湿度参数及效率见表 9、变化规律见图 10。机组进风平均干球 35.3 °C、平均湿球 23.4 °C，立管式间接蒸发冷却器湿球效率为 60.6%、平均温降 7.2 °C；流体动力式喷水室湿球效率为 89.1%，平均温降 6.4 °C，露点室空气相对湿度 95.2%；实验过程中整机平均温降 13.6 °C，湿球效率为 113%。

表 9 处理风量为 15000m³/h、风量比为 0.8 时，机组各段空气参数表

Table 9 Air parameters of unit in the cases of 15000 m³/h product air, air volume ratio 0.8

进风干球/°C	立管后干球/°C	立管湿球效率%	露点室干球/°C	露点室湿度%	喷水室湿球效率%
35.3	28.2	61.0	21.7	95.2	84.1
34.9	28.0	60.3	21.6	95.2	85.2
35.1	28.0	60.3	21.6	95.3	86.1
35.2	28.1	61.0	21.7	95.2	88.0
35.3	28.1	61.1	21.8	95.2	89.0
35.5	28.1	61.0	21.7	95.1	93.1
35.6	28.1	59.6	21.7	95.1	94.2
35.7	28.2	60.1	21.8	95.2	90.2

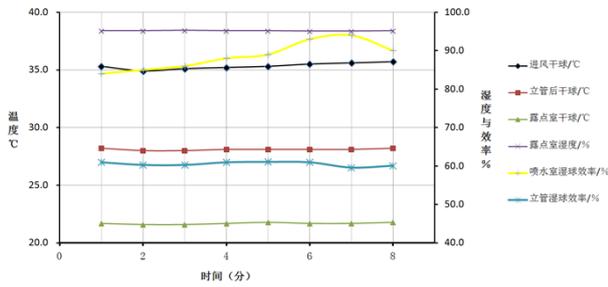


图 10 处理风量为 $15000\text{m}^3/\text{h}$ 、风量比为 0.8 时, 机组各段空气参数变化趋势

Fig.10 Air parameters change of unit in the cases of $15000\text{ m}^3/\text{h}$ product air, air volume ratio 0.8

3 总结

针对传统卧管式间接蒸发冷却器及直接蒸发冷却填料在西北地区及工业场所易堵、难以清洗、寿命短、占地面积大等不足, 提出立管间接-靶式喷嘴复合蒸发冷却空调机组, 分析了机组的缓堵结构性能, 制作样机并进行测试。通过测试, 该机组性能略优于传统蒸发冷却设备。在测量工况下, 立管式间接蒸发冷却器降温保持在 6°C 以上, 湿球效率保持在 54% 以上, 略优于卧管式间接蒸发冷却器在中等湿度地区的降温效果, 并测量得出不同风量下的最佳淋水密度; 流体动力室喷水室降温加湿效果较好, 加湿后空气相对湿度保持在 95% 以上; 整机温降 13°C 、湿球效率 113%。同时, 相对于传统卧管式间接蒸发冷却器, 立管式间接蒸发冷却器也存在管内布水不均匀、换热管内气流阻力较大, 以及占用高度空间大的缺陷。机组的结构以及降温性能有待更进一步工程应用检验。

通过样机的提出、制作、测试与分析, 为蒸发

冷却这一环保节能的空调技术推广应用提供一种参考借鉴。

参考文献:

- [1] 吴磊, 黄翔, 金洋帆, 等. 兰州某地铁站蒸发冷却通风降温系统测试与应用研究[J]. 制冷与空调, 2021, 35(1): 101-105.
- [2] 黄翔. 空调工程 (第 2 版) [M]. 北京: 机械工业出版社, 2017: 282-293.
- [3] 金洋帆, 黄翔, 吴磊, 等. 干燥地区蒸发冷却空调系统运行效果及能耗分析[J]. 制冷与空调, 2021, 35(1): 64-69.
- [4] 江亿, 谢晓云, 于向阳. 间接蒸发冷却技术——中国西北地区可再生干空气资源的高效应用[J]. 暖通空调, 2009, 39(9): 1-4.
- [5] He S Y, Guan Z Q, Hal Gurgenci, et al. Experimental study of film media used for evaporative pre-cooling of air[J]. Energy Conversion and Management, 2014, (87): 874-884.
- [6] 樊丽娟, 黄翔. 纺织车间立管式间接蒸发冷却器耗水量的研究[J]. 上海纺织科技, 2019, 47(7): 56-58, 61.
- [7] 周听雨, 颜苏芊, 韩媛媛. 纺织厂细纱车间二次回风系统分析及节能建议[J]. 棉纺织技术, 2017, 45(12): 51-54.
- [8] 杨洋. 流体动力式喷水室净化 $\text{PM}_{2.5}$ 及负离子发生的研究[D]. 西安: 西安工程大学, 2008.
- [9] 宋祥龙, 黄翔, 李鑫. 立管式间接蒸发冷却器实验初探[J]. 建筑热能通风空调, 2015, 34(3): 52-55.
- [10] 孙铁柱, 黄翔, 魏敬茹, 等. 淋水密度对多孔陶瓷管式间接蒸发冷却器湿球效率影响的试验研究[J]. 流体机械, 2019, 47(4): 54-58.