

文章编号:0253-4339(2013)02-0024-04
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2013.02.024

板式蒸发冷却空冷器的阻力和传热特性实验研究

李春光 张旭 黄晓庆 田震

(同济大学暖通空调与燃气研究所 上海 200092)

摘要 通过改变风量、水量和增湿供水量,对板式蒸发空冷器阻力及传热特性进行实验研究,得到干工况下空气侧和热水侧的阻力及对流换热系数关联式。实验结果表明,增湿工况下,空气侧阻力几乎不受影响,换热系数随增湿供水量增加而增大,约为干工况时的6倍。

关键词 喷雾增湿;空冷器;阻力;传热系数

中图分类号:TK124

文献标识码:A

Experimental Study on Resistance and Heat Transfer Characteristics of Plate Evaporative Air Cooler

Li Chunguang Zhang Xu Huang Xiaoqing Tian Zhen

(HVAC and Gas Institute, Tongji University, Shanghai, 200092, China)

Abstract The resistance and heat transfer characteristics of a plate evaporative air cooler are investigated experimentally through varying the flow rate of air, hot water and humidification water. Correlations for the air side and hot water side pressure drop and convection heat transfer coefficient are obtained. The results of experiment show that the pressure drop of air side is not affected by humidification water. The heat transfer coefficient increases with the increase of humidification water flow rate and it is about 5 times larger than the one under dry condition.

Keywords spray humidification; air cooler; pressure drop; heat transfer coefficient

目前,空冷技术已经广泛应用于化工、电力、冶金、石油等行业。由于空气侧换热系数明显小于热流体侧,故强化空气侧传热成为空冷器设计制造过程中的一个关键问题^[1-2]。

关于在空冷器入口处对空气喷雾增湿的方法强化传热,王松岭对直接空冷机组增设增湿系统前后进行了数值模拟,得到使用喷雾增湿后空气温度降低约5℃^[3];周兰欣对不同喷嘴布置方案的空冷机组进行了数值模拟,得出喷嘴布置半径为4.5m,喷嘴朝向斜下45°时增湿效果最好^[4]。但现在对于此系统的实验研究还鲜有报道,文章运用正交实验设计法设计实验工况,并分析结果得到蒸发冷却空冷器的阻力和传热特性。

1 实验装置

实验换热元件为板式换热器,板型示意图如下,

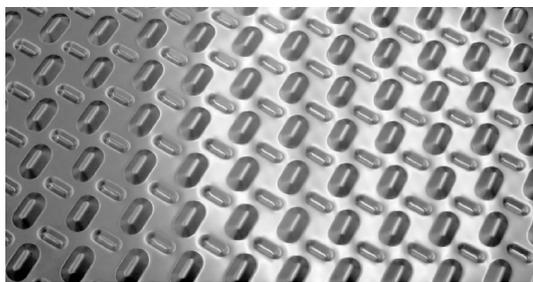


图1 板型示意图

Fig. 1 Schematic diagram of plate type

几何尺寸为1.2 m × 1.2 m × 0.193 m,板片材质为304不锈钢,厚度0.7 mm,换热器为四流程25通道。热流体采用热水,与空气叉流换热,空气与热水通道厚度均为6.4 mm。空气入口处设喷雾增湿系统,采用与空气顺喷形式。

实验系统示意图如下。空气预处理系统包括表冷器、板式热交换器、蒸汽增湿器等设备,对空气进行加热、冷却、增湿、去湿处理,满足不同入口空气参数

基金项目:国家“十二五”科技支撑计划(2011BAJ08B09)资助项目。
(The project was supported by the National Major Project of Scientific and Technical Supporting Programs of China during the 12th Five-year Plan Period (No. 2011BAJ08B09).)

收稿日期:2012年3月22日

的要求。热水处理系统由冷冻水箱、热水箱、水泵、管路等组成,满足不同入口热水参数的要求。系统热源为蒸汽锅炉,冷源为压缩制冷机。喷雾增湿系统由喷嘴、水泵等组成,用于调节喷雾水压以及流量。

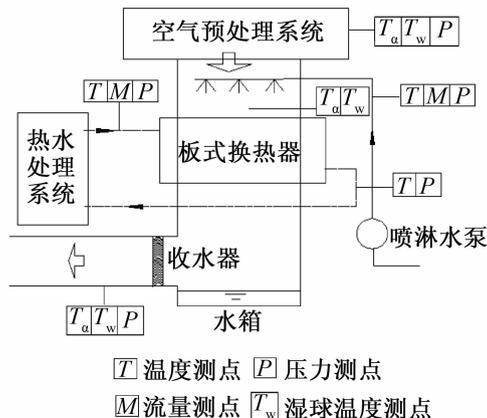


图 2 实验系统示意图

Fig. 2 Schematic diagram of experimental equipment system

实验台所有数据均由电子数据采集系统采集,并传输到控制台的 PC 终端。在 PC 终端可以设置实验参数,通过控制柜对系统实现自动控制。以下是实验所用的主要测量仪器以及精度。

表 1 主要仪器仪表

Tab. 1 Major instruments list

测量项目	仪器仪表	测量范围及精度
水侧压降	压差传感器	0 ~ 0.5 MPa, 0.25% FS
水侧流量	电磁流量计	0 ~ 120 m ³ /h, 0.2% FS
水侧温度	PT100 热电阻	-200 ~ 240℃, 0.5% FS
空气侧压降	压差传感器	0 ~ 1000 Pa, 0.25% FS
喷嘴流量计压差	压差传感器	0 ~ 1000 Pa, 0.25% FS
空气干湿球温度	PT100 热电阻	-200 ~ 240℃, 0.5% FS
增湿喷嘴流量	电磁流量计	0 ~ 20 m ³ /h, 0.2% FS
增湿供水温度	PT100 热电阻	-200 ~ 240℃, 0.5% FS

实验中应保持有稳定持续的实验工况。调节过程中,风量、水量波动值均控制在 ±1% 以内,换热器入口空气的干湿球温度和入口水温亦控制在 ±1% 以内。每种工况参数都必须维持在规定的允许偏差值内 10min 以上,方可进行实验读数记录。

2 实验原理

实验根据“焓差法”计算换热器两侧的换热量。

水侧换热量 Q_f 为

$$Q_f = m_f c_{pf} (t_{fi} - t_{fo}) \quad (1)$$

式中: m_f 为热水质量流量, kg/s; c_{pf} 为热水平均比热容, kJ/(kg·℃); t_{fi}, t_{fo} 分别为热水进出口温度, ℃。

空气侧换热量 Q_a 为

$$Q_a = m_{da} (h_{ai} - h_{ao}) \quad (2)$$

式中: m_{da} 为空气(干空气)的质量流量, kg/s; h_{ai}, h_{ao} 分别为空气进出口的比焓, kJ/kg。

热平衡偏差 ε 为

$$\varepsilon = \frac{|Q_f - Q_a|}{\text{Max}(Q_f, Q_a)} \quad (3)$$

实验中随时计算热平衡偏差,当热平衡偏差小于 5% 时,数据有效,否则重复实验。

换热器传热系数 K 为

$$K = \frac{Q}{F \Delta t_m} \quad (4)$$

式中: $Q = \frac{Q_f + Q_a}{2}$, 为平均换热量; F 为换热器传热面积, m^2 ; Δt_m 为对数平均温差, ℃。

同时有

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_f} + r_1 + \frac{S_p}{\lambda_p} + r_2 + \frac{1}{\alpha_a} \right)^{-1} \quad (5)$$

式中: α_f 为热水侧对流换热系数, W/(m²·K); α_a 为空气侧对流换热系数, W/(m²·K); r_1, r_2 分别为换热器两侧传热热阻, (m²·K)/W; S_p 为板片厚度, m ; λ_p 为板片导热系数, W/(m·K)。

根据文献[5]可以把 Nu 表示成如下形式

$$Nu = A \cdot Re^m Pr^n \quad (6)$$

式中: Nu 为努谢尔特数; Re 为雷诺数; 系数 A , 指数 m, n 可以通过实验确定。

则热水与空气侧对流换热系数可以分别表示为

$$\alpha_f = \frac{\lambda_f}{de_f} A_1 \cdot Re^{m_1} Pr^{n_1} \quad (7)$$

$$\alpha_a = \frac{\lambda_a}{de_a} A_2 \cdot Re^{m_2} Pr^{n_2} \quad (8)$$

式中: λ_f, λ_a 分别为热水和空气的导热系数, W/(m·K); de_f, de_a 分别为热水侧和空气侧的特征尺寸, 取 2 倍通道距离, m 。

保持空气侧流速不变,可认为其努谢尔特数不变,在不同热水速度下进行实验,将(7)式带入(5)式,同时由于换热板片为新出厂产品,不需考虑其污垢热阻,通过威尔逊分离法拟合得到系数 m_1 值,同理可得到 m_2 值^[6-8]。

蒸发冷却时,除增加喷雾增湿外保持与干工况各项参数相同,进而比较喷雾对换热器阻力以及传热的影响。

实验标准工况设定为空气入口干球温度 35℃, 迎面风速 3m/s; 热水入口温度 60℃, 流量 45t/h。通过改变流体入口参数得到相关特性曲线。

3 实验结果分析

3.1 阻力特性

干工况时,空气侧压力降与迎面风速的二次方成正比关系,如图 3 所示,经曲线拟合,空气侧压力降与迎面风速和板片宽度的关系为:

$$\Delta p = 96.37 \cdot H \cdot V_a^2 \quad (9)$$

$$0.3 \text{ m/s} \leq V_a \leq 5 \text{ m/s}$$

式中: V_a 为空气侧迎面风速, m/s; H 为板片宽度, m; Δp 为空气侧压力降, Pa。

最大相对误差为 11.36%, 最小相对误差为 0.69%, 平均相对误差为 4.9%。

热水侧阻力情况表示成雷诺数与欧拉数的关系, 如图 4 所示, 拟合得到的关系式为:

$$Eu_f = 4.5104 \times 10^6 \times L \times Re_f^{-1.189} \quad (10)$$

$$2000 \leq Re_f \leq 25000$$

式中: L 为板片长度, m。

最大相对误差为 46.73%, 最小相对误差为 1.97%, 平均相对误差为 16.4%。

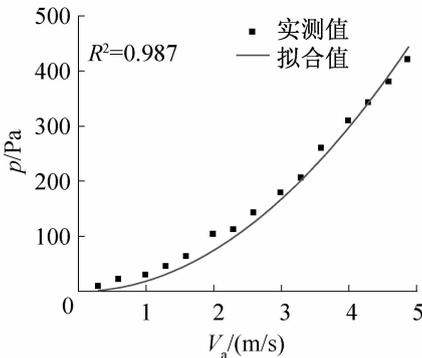


图 3 干工况空气侧压力降曲线

Fig. 3 Pressure drop curve on air side under dry condition

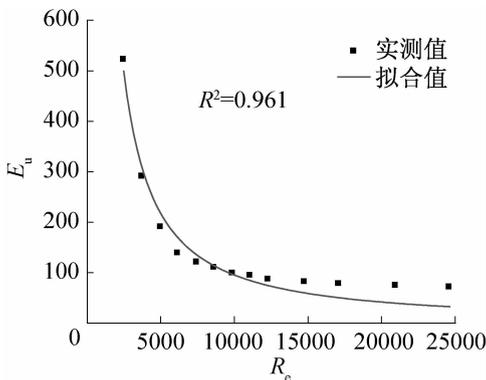


图 4 干工况热水侧阻力曲线

Fig. 4 Pressure drop curve on hot water side under dry condition

蒸发冷却时对入口空气进行喷雾降温, 可能会对空气侧阻力有影响, 取喷淋水泵提供最大扬程增湿工况与对应干工况阻力进行对比, 如图 5 所示。从图中

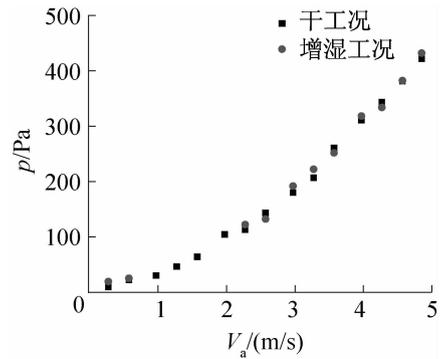


图 5 干工况与增湿工况空气侧阻力对比

Fig. 5 Comparison of pressure drop on air side under dry and humidification condition

可以看出,测点几乎重合,说明在实验喷雾压力(水压 800kPa,流量约为 2kg/s)下喷雾量对空气侧阻力影响不大,也说明喷嘴雾化性能良好,没有使水滴占据空气流道而引起阻力增加。

3.2 传热特性

干工况下空气侧雷诺数 Re_a 与传热系数 K 的关系如图 6 所示,经曲线拟合得到指数 m 值,则空气侧努谢尔特数 Nu_a 与雷诺数 Re_a 的关系式为:

$$Nu_a = 0.0012 \cdot Re_a^{1.31} \cdot Pr_a^{0.4} \quad (11)$$

$$400 \leq Re_a \leq 7000$$

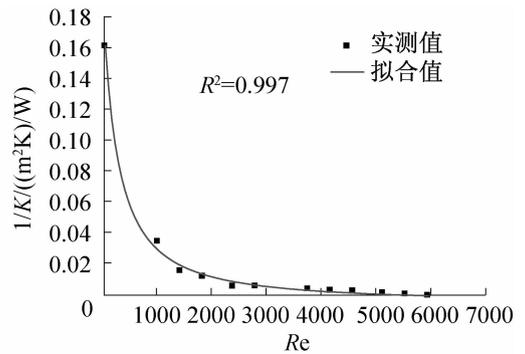


图 6 干工况空气侧雷诺数与传热系数关系

Fig. 6 Relation between Reynolds number on air side and heat transfer coefficient

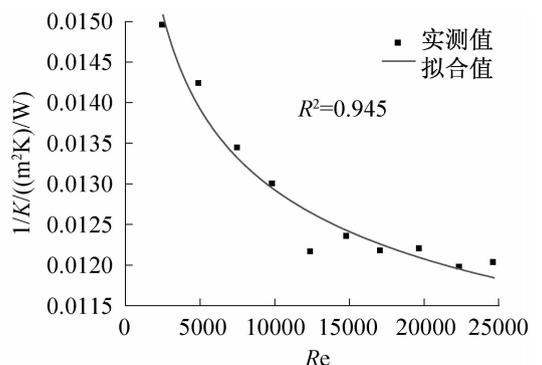


图 7 干工况热水侧雷诺数与传热系数关系

Fig. 7 Relation between Reynolds number on hot water side and heat transfer coefficient

最大相对误差为 16.6%，最小相对误差为 0.12%，平均相对误差为 8.3%。

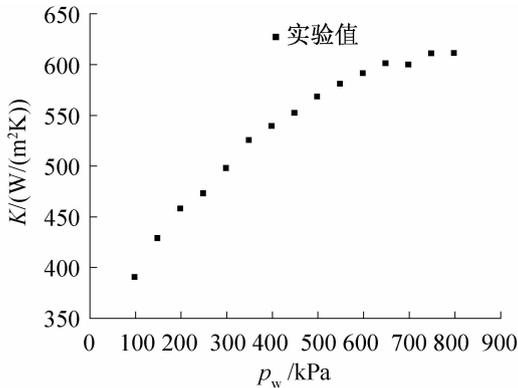


图 8 增湿供水压力与传热系数的关系

Fig. 8 Relation between pressure of humidification

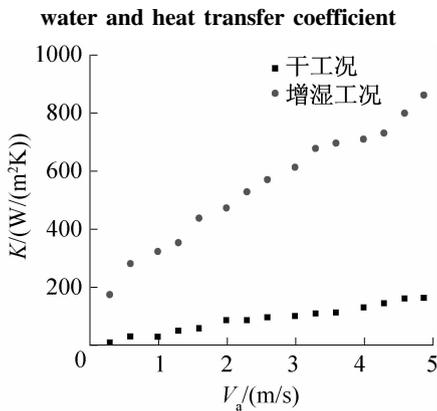


图 9 干湿工况下传热系数的比较

Fig. 9 Comparison of heat transfer coefficient under dry and humidification condition

热水侧雷诺数 Re_f 与传热系数 K 的关系如图 7 所示,经曲线拟合得到指数 m 值,则热水侧努谢尔特征数 Nu_f 与雷诺数 Re_f 的关系式为:

$$Nu_f = 0.189 \cdot Re_f^{0.23} \cdot Pr_f^{0.3} \quad (12)$$

$$2000 \leq Re_f \leq 25000$$

最大相对误差为 9.71%，最小相对误差为 0.2%，平均相对误差为 2.06%。

蒸发冷却时,首先通过变增湿供水量工况,发现喷雾压力与换热器传热系数关系如图 8 所示,可以看出随着喷雾压力的增加,传热系数也有增加的趋势。但明显前段增加幅度较大,而当压力超过 600kPa 仍继续增加供水压力时,传热系数增加速率减缓。由此确定当前工况增湿供水最佳压力为 550kPa,此时增湿供水量约为 1.75kg/s。

然后以最佳增湿压力对入口空气进行喷雾降温处理,改变入口空气流速,得到换热器传热系数并与干工况对应工况相比,结果如图 9 所示,可见采用蒸发冷却方法可大幅度提高换热器传热系数。

4 结论

1) 实验得到干工况下空气侧的压力降关联式为 $\Delta p = 96.37 \cdot H \cdot V_a^2$, 对流换热系数关联式为 $Nu_a = 0.0012 \cdot Re_a^{1.31} \cdot Pr_a^{0.3}$; 热水侧阻力关联式为 $Eu_f = 4.5104 \times 10^6 \times L \times Re_f^{-1.189}$, 对流换热系数关联式为 $Nu_f = 0.264 \cdot Re_f^{0.23} \cdot Pr_f^{0.4}$ 。

2) 空气入口处喷雾增湿对空气侧阻力几乎没有影响。

3) 增湿工况下,传热系数随供水压力增加而增大,增加速率由快到慢,约为干工况时的 6 倍左右。

参考文献

- [1] 马义伟. 发电厂空冷技术的现状与进展[J]. 电力设备, 2006, 7(3): 5-9. (Ma Yiwei. Present status and prospect of utility air cooling technology [J]. Electrical Equipment, 2006, 7 (3): 5-9.)
- [2] 丁尔谋. 发电厂空冷技术[M]. 北京: 水利水电出版社, 1992.
- [3] 王松岭, 赵文升, 刘阳, 等. 直接空冷机组雾化增湿系统的数值模拟[J]. 中国电机工程学报, 2008, 28(29): 28-33. (Wang Songling, Zhao Wensheng, Liu Yang, et al. Numerical study on spray humidification system used in the direct air-cooled unit [J]. Proceedings of the CSEE, 2008, 28 (29): 28-33.)
- [4] 周兰欣, 张情, 李卫华, 等. 对直接空冷机组空冷单元内环形喷雾增湿系统的数值讨论[J]. 汽轮机技术, 2011, 53(1): 40-42. (Zhou Lanxin, Zhang Qing, Li Weihua, et al. Numerical discussion of spray humidification system under circular arrangement in the direct air-unit [J]. Turbine Technology, 2011, 53 (1): 40-42.)
- [5] 章熙民, 任泽涛, 梅飞鸣. 传热学[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007.
- [6] 罗棣庵, 焦芝林, 顾传宝. 超低流阻板式换热器的实验研究[J]. 工程热物理学报, 1987, 8(3): 264-267. (Luo Di'an, Jiao Zhilin, Gu Chuanbao. Experiment investigation on low flow resistance plate heat exchanger [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1987, 8 (3): 264-267.)
- [7] 张海泉. 板式换热器热工与阻力性能测试及计算方法研究[D]. 哈尔滨, 哈尔滨工业大学, 2006.
- [8] 同济大学计算数学教研室. 现代数值数学和计算[M]. 上海: 同济大学出版社, 2004.

作者简介

李春光, 男 (1987 -), 硕士研究生, 同济大学, 021 - 65983803, E-mail: lcg0317@hotmail.com。研究方向: 蒸发冷却。

About the author

Li Chunguang (1987 -), male, Master Candidate, School of Mechanical Engineering, Tongji University, 021 - 65983803, E-mail: lcg0317@hotmail.com. Research fields: evaporative cooling.