

地铁站板式蒸发冷却器叉流条件下传热传质特性

蒋 斌^{1,3}, 王子云², 付祥钊³, 王 勇³

(1. 西南科技大学 土木工程与建筑学院 四川 绵阳 621010; 2. 四川大学 建筑与环境学院, 四川成都 610065;
3. 重庆大学 三峡库区生态环境教育部重点实验室 重庆 400045)

摘 要:在气液叉流条件下,采用非接触式红外热成像测温方法,就不同气相雷诺数和液膜雷诺数对地铁站板式蒸发冷却器液膜传热传质特性影响进行了实验研究,结果表明:对于确定的被冷却水温,在液膜雷诺数增加的过程中,液膜厚度逐渐增加,进出口温差逐渐减小,削弱液膜换热,但雷诺数上升使得液膜湍动强度增强,强化了液膜换热,在这 2 个因素的协同作用下,存在最佳液膜流动雷诺数,使得液膜的换热热阻最小,传质最强,换热系数最大。

关键词:地铁站;蒸发冷却;降膜;气液叉流

中图分类号:TK124 **文献标志码:**A **文章编号:**1674-4764(2011)02-0101-05

Subway Station Plate Evaporative Cooler Heat and Mass Transfer of Falling Film under Gas-liquid Cross-flow Condition

JIANG Bin^{1,3}, WANG Zi-yun², FU Xiang-zhao³, WANG Yong³

(1. School of Civil Engineering and Architecture, Southwest University of Science and Technology, Mianyang, 621010;
2. College of Architecture and Environment, Sichuan University, Chengdu 610065;
3. MOE Key Lab of Three Gorges Reservoir Region's Eco-Environment, Chongqing University, Chongqing 400045)

Abstract:With the influence of the different gas Reynolds number and liquid Reynolds number on falling film heat and mass transfer of subway station plate evaporative cooler, the experiment was carried out by non-contact infrared thermal imaging technology under gas-liquid cross-flow condition. The results indicated that during the increasing of liquid Reynolds number the thickness of liquid film increased and the temperature difference between liquid film inlet and outlet decreased in determined heating water temperature which weakened the heat transfer of liquid film. However, the increase of liquid Reynolds number strengthened the liquid film turbulence that enhanced heat transfer. Under the synergistic effect of these two factors, there was an optimal liquid Reynolds number which minimize thermal resistance and maximize heat and mass transfer coefficient of liquid film.

Key words:subway station, evaporative cooling, falling film, gas-liquid cross-flow

地铁作为城市交通的重要手段,经历了 140 年的发展,至今全世界已经有 60 多个国家近 200 座城市建成地铁网络系统,近年来,中国大力发展轨道交通,鼓励地铁建设。为了给乘客提供舒适的环境,排出地铁站内热源产生的热量,目前,地铁站空调系统都是在地铁站台地面上安装冷却塔,实现空调系统

冷却水降温。如此设置存在以下的负面影响:1)破坏城市景观,冷却塔与周围环境显得极不协调;2)室外安装需要与建筑配合协调承重、补水、供电等问题,增加工程协调难度。鉴于以上问题,设计地铁站专用冷却器替代地面冷却塔,对解决地铁站冷却塔设置问题具有现实意义。

收稿日期:2010-10-18

基金项目:国家“十一五”科技支撑计划项目(2006BAJ01A06-3)

作者简介:蒋 斌(1981-),男,博士,主要从事建筑节能及两相流研究,(E-mail)jiangbinustc@yahoo.com.cn。

板式换热器是一种在工业设备中应用较为广泛的换热方式,将板式换热器与蒸发冷却技术相结合,采用全膜流板式蒸发冷却器代替地面冷却塔,可以解决地铁冷却塔设置问题。液膜流动的传热机理对其换热性能影响显著,在过去几十年,很多学者从理论和实验上对液膜流动进行了大量研究^[1-3]。随着测量手段的不断革新,热成像仪、高速摄像机等先进的测量设备被用于液膜流动研究,帮助研究人员更加准确探究液膜流动传热特性^[4-6],此外,也有学者采用计算流体力学软件(CFD)对气液两相降膜流动进行了研究^[7-9],但大部分研究为气液顺流或逆流^[10-12]。就实际应用而言,全膜流板式蒸发冷却器安装在排风道水平段内施工难度最小,最具可行性,因此,有必要对气液叉流条件下液膜传热特性进行研究。

在气液叉流条件下,采用非接触式红外热成像测温方法,就不同气相雷诺数和液膜雷诺数对全膜流板式蒸发冷却器液膜传热传质特性影响进行了实验研究,为该设备的设计研发提供了重要参考依据。

1 实验装置和数据采集

1.1 实验装置

实验装置示意图如图 1 所示。实验中降膜工作流体为液态水,液态水经过预热水箱加热到预设温度后,由增压水泵经过 LZB 玻璃转子流量计(量程 100~1 000 L/h,最小分度值 20 L/h)输送至布液管,整个输水管道用 20 mm 厚橡塑保温材料保温,以减少管道延程热量损失。图 2 是多孔布液管的结构尺寸,长度为 200 mm。为保证液体初始分布均匀,多孔布液管沿长度方向平均排布 7 个直径为 6 mm 的小孔,小孔下方为三角形接液槽。尺寸为 150 mm×200 mm 的不锈钢板与垂直降膜板成约 40°角,形成三角形区域,构成布液器。布液器下边缘与降膜板留有宽 1 mm 的狭缝,液态水可以从狭缝流出,贴附着降膜板向下流动,降膜板为 600 mm×200 mm 的不锈钢板。

预热水箱和被冷却水箱均采用 1.2 mm 不锈钢板焊接制作,外表面采用 20 mm 橡塑板保温,分别提供不同温度的降膜水和被冷却水。

根据《高低速风洞气动与结构设计》^[18]搭建了闭口低速直流式风洞实验台,风洞动力装置为 CF-11 离心风机,具体参数为:流量 5 100 m³/h,全压 1 000 Pa,功率 2.2 kW,转速 1 450 r/min,风机进口前端装有流量调节阀,可以调节不同风量。将整个降膜实验件放置在闭口低速直流式风洞中,在气液叉流条件下对该设备

热质传递进行实验,保持被冷却水温度为 37℃。

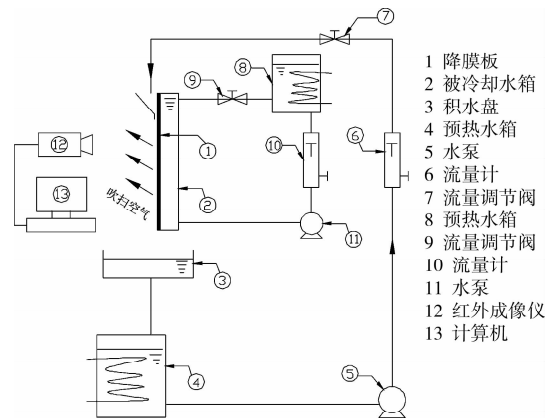


图 1 实验装置示意图

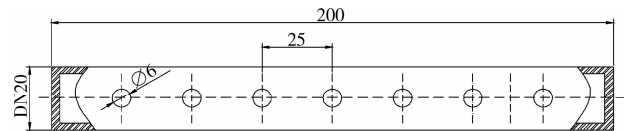


图 2 布液管结构图

1.2 数据采集

为了避免在降膜板正面布置热电偶给液膜流动带来扰动,在降膜板背面沿液膜流动方向上等距布置 5 个热电偶,对降膜板壁面温度进行测量。由于不锈钢板的导热系数很高,可以近似认为不锈钢背面温度即为降膜板壁面温度。液膜温度采用 ThermoCAM P30 红外热成像仪进行非接触式测量。

液膜和被冷却水流量采用 LZB-25 玻璃转子流量计测量。流量计参数为:量程 100~1 000 L/h,最小分度值 20 L/h,被测液体温度范围 -20~120℃。空气温度、速度、相对湿度采用智能环境测试仪测量。智能环境测试仪参数为:0.0~60.0℃,±0.5℃;0.10~30.0 m/s,±0.015 m/s;2.0%~98.0% RH,±2.0% RH。

1.3 数据处理

降膜板壁面平均温度 T_w 、液膜温度 T_L 按照下式计算:

$$T_w = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 T_{wi}, T_L = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 T_{Li} \quad (1)$$

式中, T_{wi} 为沿液膜流动方向上壁面温度测量值,℃, T_{Li} 为沿液膜流动方向上对应壁面温度测量点的液膜温度测量值,℃,该温度值需要借助红外热成像处理软件 ThermoCAM Reporter 8.2 获取。

液膜平均传热系数 h_L :

$$h_L = \frac{q_w}{(T_w - T_L)} \quad (2)$$

$$q_w = \frac{m_L \cdot c_p}{L} (T_{L,out} - T_{L,in}) \quad (3)$$

式中, m_L 为单位宽度上液膜流量, $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$; c_p 为水的定压比热, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; L 为降膜板长度, m ; $T_{L,\text{in}}, T_{L,\text{out}}$ 为降膜水进、出口温度, $^\circ\text{C}$; T_w 为降膜板壁面平均温度, $^\circ\text{C}$; T_L 为液膜平均温度, $^\circ\text{C}$ 。

气相雷诺数 Re_G 和液膜雷诺数 Re_L [19]:

$$Re_G = \frac{u_G \cdot R}{\nu_G}, Re_L = \frac{4 \cdot m_L}{\mu_L} \quad (4)$$

式中, R 为空气流道水力半径, m ; u_G 为气相速度, m/s ; ν_G 为气相运动粘度, m^2/s ; μ_L 为水的动力粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

2 结果与讨论

在板式蒸发冷却器传热传质过程中, 液膜吸收换热板片热量, 再由液膜通过导热和蒸发传质方式

传递给湿空气, 由外掠湿空气带走, 包括液膜显热和潜热交换, 对影响这一气液热质交换过程的影响因素进行了实验。

2.1 液膜和降膜板壁面温度变化

图3为液膜与被冷却水流动方向相同时, ThermaCAM P30 红外热成像仪测量的液膜温度随液膜雷诺数变化。左起依次为: 降膜板实物图, 不同雷诺数下液膜温度红外成像图, 温度标尺。由图可知, 液膜雷诺数较小时(图3a), 液膜很薄, 沿流动方向上温度上升较快, 在降膜板下边缘处, 温度可达到 32°C 。随着液膜雷诺数的增大, 液膜出口温度逐渐减小, 这势必影响到液膜换热性能。

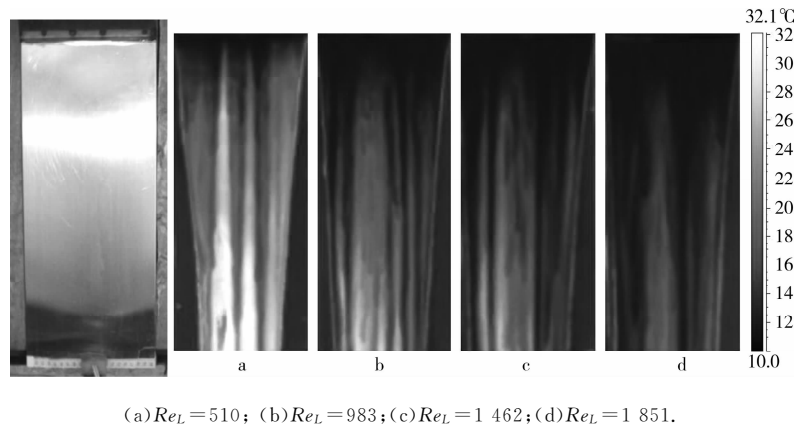


图3 液膜温度变化

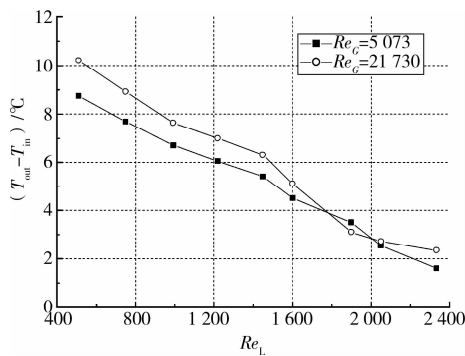


图4 液膜进出口温差随雷诺数的变化

图4为液膜进出口温差随雷诺数的变化, 可以看出, 随着液膜雷诺数的增加, 液膜进出口温差逐渐减小。液膜雷诺数增大时, 液膜流动速度逐渐增大, 液膜迅速流过降膜板, 减少了在壁面上的停留时间, 单位体积的液膜所吸收的热量也减少, 在降膜板下边缘出口处的温度降低。此外, 随着外掠空气雷诺数 Re_G 的增加, 液膜进出口温差不断增大, $Re_G = 5073$ 时, 进出口温差为 5.2°C 平均; $Re_G = 21730$ 时, 进出口温差为 5.9°C 平均。这主要是因为外掠空气

雷诺数增大平均时, 加快了液膜表面的对流换热, 使得液膜进出口温差增大。

2.2 液膜流动雷诺数对换热面积的影响

当液膜流量较小时, 液膜流动雷诺数较小, 液膜厚度也越薄, 在表面张力的作用下, 液膜向着最小体积收缩, 液膜覆盖面积减小。液膜流动雷诺数增加时, 液膜的覆盖面积逐渐增大, 但随着雷诺数的增加, 液膜覆盖面积的增加速度逐渐减小, 无量纲面积曲线逐渐变得平缓, 图5清晰的表明了这点。

液膜在叉流空气的外掠下, 沿着空气流动方向发生偏转, 使得降膜板被液膜所覆盖面积减少, 增加了直接裸露在空气中的降膜板面积, 不利于液膜换热。由图5可知, 随着外掠空气雷诺数增大, 液膜覆盖面积有所减小; 当外掠空气雷诺数较大时(约大于1800), 空气雷诺数对液膜覆盖面积的影响变的很小, 不同雷诺数时无量纲液膜面积曲线基本重合。

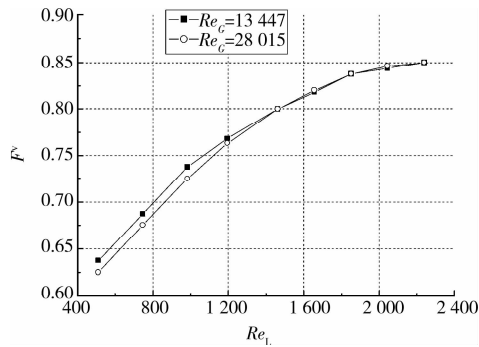


图 5 无量纲液膜覆盖面积随液膜流动雷诺数的变, $T_a = 8^\circ\text{C}$, $\varphi_a = 90\%$ 。

2.3 液膜流动雷诺数对换热系数的影响

热量从降膜板通过水膜表面蒸发转移的过程中,金属板的热导性最强(不锈钢导热系数 $k = 10 \sim 30 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$),水膜的导热性能最差($k = 0.6 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$)。因此,水膜厚度对传热的影响很大。水膜太厚,由于水的导热性能很小,阻止了热量的传递;水膜太薄,在壁面热流和外掠空气的协同作用下,液膜很快就蒸发殆尽,在壁面上形成干斑,恶化壁面换热。基于上述分析,对于确定的被冷却水水温,必然存在最佳液膜流量,即最佳液膜流动雷诺数,使得液膜的换热热阻最小,换热系数最大。

图 6 是液膜换热系数 h_L 随液膜流动雷诺数 Re_L 的变化情况。可以看出,液膜换热系数随着液膜流动雷诺数的增加,先逐渐增大,增大到最大值后,开始逐渐减小,这与前述理论分析相吻合。在雷诺数增加的过程中,液膜厚度逐渐增加,进出口温差逐渐减小,削弱了液膜换热,但雷诺数上升使得液膜湍动强度增强,其对换热的强化作用超过了液膜厚度增加对换热的削弱。随着雷诺数进一步增大,液膜厚度继续增厚,热阻增大,此时,液膜厚度对换热的削弱大于湍动增强对换热的强化,雷诺数的增加不利于换热。由于上述原因,研究发现,存在最佳液膜流动雷诺数,在该雷诺数下,液膜换热热阻最小,换热系数最大。就本实验工况而言,实验发现,最佳液膜雷诺数 Re_L 约为 1 500 左右。

此外,液膜换热系数 h_L 随外掠空气雷诺数 Re_G 的增加而增大。外掠空气温度为 8°C 、相对湿度为 90% , $Re_G = 13 447$ 时,平均换热系数为 $2 921.49 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$, $Re_G = 28 015$ 时,平均换热系数为 $3 127.28 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ 。

2.4 液膜流动过程中的传质

根据牛顿内摩擦定律、傅里叶定律、斐克定律可知,动量传递、热量传递和质量传递的关系具有类比性。刘易斯实验得到了刘易斯数 $Le = 1$ 条件下,水

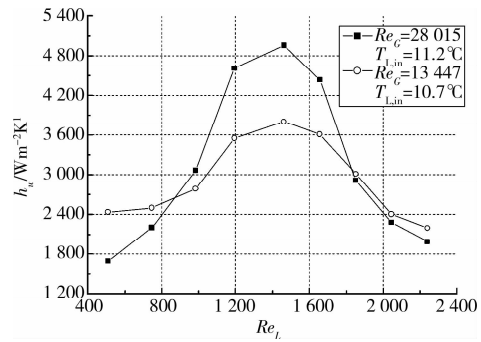


图 6 液膜换热系数随液膜流动雷诺数的变化, $T_a = 8^\circ\text{C}$, $\varphi_a = 90\%$ 。

表面的蒸发过程中对流换热系数 h 和传质系数 h_m 之间存在着简单的类比关系:

$$\frac{h}{h_m} = \alpha_p \quad (5)$$

刘易斯因子 Le_f 定义为传热斯坦顿数 St 与传质斯坦顿数 St_m 的比值:

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{h}{\rho u c_p} \quad (6)$$

$$St_m = \frac{Sh}{Re \cdot Sc} = \frac{h_m}{u} \quad (7)$$

$$Le_f = \frac{St}{St_m} = \frac{h}{\rho c_p h_m} \quad (8)$$

式中, Sh 为舍伍德数, Nu 为努塞尔数, ρ 为密度, kg/m^3 , u 为速度, m/s 。

根据 Chilton-Colburn 比拟^[15]:

$$St = \frac{h}{\rho u c_p} = C \cdot Re^{-\frac{1}{2}} Pr^{-\frac{2}{3}},$$

$$St_m = \frac{h_m}{u} = C \cdot Re^{-\frac{1}{2}} Sc^{-\frac{2}{3}} \quad (9)$$

可得:

$$Le_f = \left(\frac{Pr}{Sc} \right)^{\frac{2}{3}} = Le^{\frac{2}{3}} \quad (10)$$

则流换热系数 h 和传质系数 h_m 之间的关系式为:

$$\frac{h}{h_m} = \alpha_p Le_f \quad (11)$$

则局部舍伍德数 Sh_x 、平均舍伍德数 Sh_m :

$$Sh_x = \frac{h_{m,x} D_H}{D}, \quad Sh_m = \frac{1}{x} \int_0^x Sh_x dx \quad (12)$$

式中, D_H 为水利直径, m , D 为质扩散系数, m^2/s 。

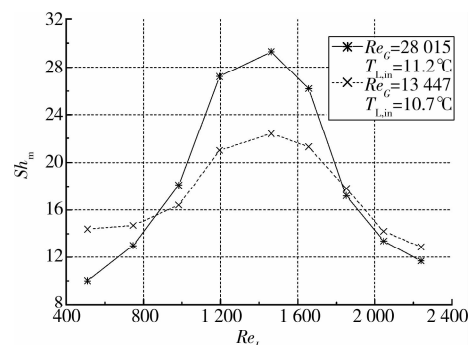


图 7 平均舍伍德数随液膜流动雷诺数的变化。

图7为平均舍伍德数随液膜流动雷诺数的变化,可以看出,舍伍德数随液膜雷诺数的增大,先增大后减小,这与物理事实相符。液膜流动过程中,舍伍德数最大时传质也最强烈,此时水分蒸发所吸收的热量最多,液膜换热系数也最大。此外,当外掠空气雷诺数增大时,平均舍伍德数增大,空气雷诺数的增加,必然造成对液膜扰动的增强,破坏液膜稳定性和完整性,影响液膜换热。鉴于此,实际应用过程中必须充分考虑增加空气雷诺数对液膜稳定性的影响。

3 结 论

气液流动方式对地铁站全膜流板式蒸发冷却器传热传质特性的影响十分重要,本文在气液叉流条件下,就不同气相雷诺数和液膜雷诺数对该冷却器液膜传热传质特性影响进行了实验研究,结果表明:对于确定的被冷却水水温,在液膜雷诺数增加的过程中,液膜厚度逐渐增加,进出口温差逐渐减小,削弱了液膜换热,但雷诺数上升使得液膜湍动强度增强,强化了液膜换热。在这两个因素的协同作用下,存在最佳液膜流动雷诺数,使得液膜的换热热阻最小,传质最强烈,换热系数最大。因此,在设计研发地铁站全膜流板式蒸发冷却器时,应该选择合适的液膜流量,使其传热性能最佳。

参考文献:

- [1] MAKINDE O D. Laminar falling liquid film with variable viscosity along an inclined heated plate[J]. Applied Mathematics and Computation, 2006, 175(1):80-88.
- [2] FEDDAOUI M, MEFTAH H, MIR A. The numerical computation of the evaporative cooling of falling water film in turbulent mixed convection inside a vertical tube[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2006, 33(7):917-927.
- [3] MEZAACHE E, DAGUENET M. Effects of inlet conditions on film evaporation along an inclined plate[J], Solar Energy, 2005, 78:535-542.
- [4] KABOV O A, LYULIN Y V, MARCHUK I V, et al. Locally heated shear-driven liquid films in microchannels and minichannels [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2007, 28(1):103-112.
- [5] DECKER C A, MACKIN T J. Measuring film thickness using infrared imaging[J]. Thin Solid Films, 2005, 473(2):196-200.
- [6] SCHAGEN A, MODIGELL M, DIETZE G, et al. Simultaneous measurement of local film thickness and temperature distribution in wavy liquid films using a luminescence technique [J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 2006, 49(25/26):5049-5061.
- [7] GU F, LIU C J, YUAN X G. et al. CFD simulation of liquid film flow on inclined plates[J]. Chem. Eng. Technol, 2004, 27(10):1099-1104.
- [8] MIYARA A. Numerical analysis on flow dynamics and heat transfer of falling liquid films with interfacial waves[J]. Heat and Mass Transfer, 1999, 35(4):298-306.
- [9] TREVELYAN P M J, KALLIADASIS S. Wave dynamics on a thin-liquid film falling down a heated wall[J]. Journal of Engineering Mathematics, 2004, 50(2/3):177-208.
- [10] ZHANG F, TANG D L, GENG J. Study on the temperature distribution of heated falling liquid films [J]. Physica D, 2008, 237:867-872.
- [11] BEN JABRALLAH S, BELGHITH A, CORRIOU J P. Convective heat and mass transfer with evaporation of a falling film in a cavity[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2006, 45(1):16-28.
- [12] LAAROUSSI N, LAURIAT G, DESRAYAUD G. Effects of variable density for film evaporation on laminar mixed convection in a vertical channel [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(1/2):151-164.
- [13] 刘政崇. 高低速风洞气动与结构设计[M]. 北京国防工业出版社,2003.
- [14] ZHANG F, WU YT, GENG R, et al. An investigation of falling liquid films on a vertical heated/cooled plate [J]. International Journal of Multiphase Flow, 2008, 34(1):13-128.
- [15] CHAPMAN A J. 传热学[M]. 北京:冶金工业出版社, 1984.

(编辑 胡 玲)