

叉流平板式间接蒸发冷却过程 数值模拟*

东南大学 殷勇高[★] 张小松 蒋毅 李秀伟

摘要 建立了数学模型,对叉流平板式间接蒸发冷却过程进行了数值模拟分析,得到了分别沿一、二次空气流动方向一次空气干球温度和二次空气干湿球温度的分布,以及水膜温度的变化情况。

关键词 叉流平板式 间接蒸发冷却 一次空气 二次空气 水膜 温度

Simulation of cross-flow plate type indirect evaporative cooling

By Yin Yonggao[★], Zhang Xiaosong, Jiang Yi and Li Xiuwei

Abstract Develops a mathematical model. Based on numerical simulation, obtains the distributions of the dry-bulb temperature of primary air and the dry-bulb and wet-bulb temperatures of secondary air along the flow direction of primary air and secondary air, and the temperature variation of water falling film.

Keywords cross-flow plate type, indirect evaporative cooling, primary air, secondary air, water falling film, temperature

[★] Southeast University, Nanjing, China

①

0 引言

国内外专家近年来对间接蒸发冷却理论的研究^[1-3]逐步揭示了间接蒸发冷却器中一次空气、二次空气及水膜之间的热质交换机理,MacLainecross模型^[4]是间接蒸发冷却的经典模型之一,但该模型假定的相界面平均水温具有很大的随意性,并且液膜为静止状态,与实际情况有差异。Stoitchkov等人建立了基于流动液膜的二维数学模型,得到了基于量纲一影响因素(二次空气全热热容与显热热容之比、二次空气与一次空气质量流量之比、水与二次空气质量流量之比等)的冷却效率修正关系式^[5]。陈沛霖等人提出整个换热器内水膜温度为定值并等于其平均值的近似假设,并忽略物性参数的细微变化,因而可以对微分方程进行积分,从而得到整个间接蒸发冷却器的参数变化情况^[6-7],可见该简化模型适于手算,但精度有所下降,同时对水膜平均温度的计算仍需要通过反复迭代才能

得到。

本文引入了板片湿度概念,分析了叉流平板式间接蒸发冷却过程,建立了相应的数学模型,通过数值计算方法研究了各参数的变化情况及参数在流向上的分布情况,为深入研究间接蒸发冷却过程的热质传递机理提供了方法与数据,同时为该类型间接蒸发冷却器的优化设计提供了理论支持。

1 叉流平板式间接蒸发冷却器数学模型

叉流平板式间接蒸发冷却器的物理模型见图1。蒸发冷却循环水被喷淋装置喷洒到平板表面,在重力作用下作降膜流动,并与来自平板上方的二次空气直接接触,进行热质交换;一次空气进入平板内部通道,通过平板与二次空气、水换热,实现其冷却过程。由于板式换热器各板片的换热情况近似一致,因此取其中一块板为通道单元体,并取该

* 国家自然科学基金资助项目(编号:50376052),高等学校博士学科点专项基金资助项目(编号:20050286033),东南大学优秀博士学位论文基金资助项目

①[★] 殷勇高,男,1979年10月生,在读博士研究生
210096 南京市四牌楼2号
(0) 13813019584
E-mail: yin_yg@sina.com.cn
收稿日期:2006-05-15
修回日期:2006-12-07

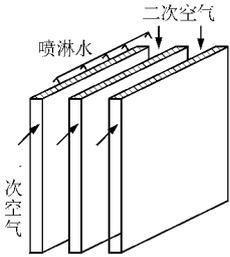


图 1 叉流平板式间接蒸发冷却器物理模型

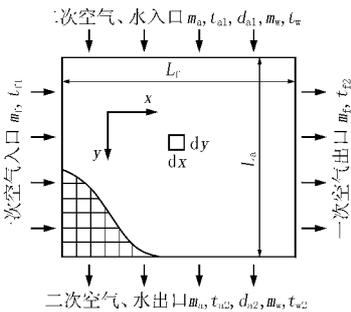


图 2 间接蒸发冷却建模示意图

板与空气通道的一半作为研究对象,建模示意图见图 2,图中 m_f 和 t_f 分别为一次空气的质量流量和温度; m_a, t_a 和 d_a 分别为二次空气的质量流量、温度和含湿量; m_w, t_w 分别为喷淋水的质量流量和温度;下标 1,2 分别代表进、出口。为了简化分析模型,作如下假设:

- 1) 系统绝热,与周围环境无热交换;
- 2) 不考虑水、一次空气、二次空气在流动方向上的热质扩散传递;
- 3) 一次空气的比定压热容

c_{pf} 、二次空气的比定压热容 c_{pa} 、水的比热容 c_w 、二次空气与水间的表面传热系数 α_a 、一次空气与平板间的表面传热系数 α_f 、换热器板片的导热系数 λ_{wl} 等保持不变;4) 采用循环水,补水温度与水池中的水温一致;5) 水膜均匀分布,各处的板片湿度保持一致;6) 路易斯关系式成立,即 $k_d = \alpha_a / c_{pa}$, k_d 为依据含湿量差计算的传质系数。

$$dm_a \left(c_{pa} \frac{\partial t_a}{\partial y} + r_0 \frac{\partial d_a}{\partial y} \right) dy = [\alpha_a (t_{wb} - t_a) + h_{wb} k_d \beta (d_{wb} - d_a)] dx dy \quad (3)$$

式中 r_0 为水蒸气的汽化潜热, J/kg。

若不考虑液体热对二次空气温度变化的影响,则式(3)可进一步简化为

$$\frac{\partial t_a}{\partial y} = \frac{2h_a (t_{wb} - t_a)}{\rho_a \delta_a u_a c_{pa}} \quad (4)$$

1.2 一次空气侧热交换控制方程

一次空气传给水膜的热量为

$$dQ_f = -dm_f c_{pf} \frac{\partial t_f}{\partial x} dx = K_w (t_f - t_{wb}) dx dy \quad (5)$$

式中 Q_f 为一次空气与水膜间的换热量, W; K_w 为一次空气经过壁板与水膜的传热系数, W/($m^2 \cdot ^\circ C$)。

化简得

沿一次空气流动方向和二次空气流动方向划分微元体网格,一次空气微元体质量流量为 $dm_f = \rho_f \delta_f u_f dy / 2$, 其中 ρ_f 为一次空气的密度, kg/m^3 , δ_f 为一次空气流道的板间距, m , u_f 为一次空气的流速, m/s ; 二次空气微元体质量流量为 $dm_a = \rho_a \delta_a u_a dx / 2$, 其中 ρ_a 为二次空气的密度, kg/m^3 , δ_a 为二次空气流道的板间距, m , u_a 为二次空气的流速, m/s ; 设沿 x 方向的喷水量的线密度(淋水密度)为 ρ_l ($kg/(s \cdot m)$), 则微元体中水质量流量为 $dm_w = \rho_l dx$ 。

1.1 二次空气侧热质交换控制方程

二次空气与水膜之间由于存在温差而发生的显热交换量和存在水蒸气分压力差而发生的潜热交换量由两部分构成,显热换热量包括板片覆有水膜部分的换热量和未覆水膜部分的换热量,则有

$$\frac{\partial d_a}{\partial y} = \frac{2k_d (d_{wb} - d_a) \beta}{\rho_a \delta_a u_a} \quad (1)$$

$$dQ_a = [\alpha_a (t_{wb} - t_a) + h_{wb} k_d \beta (d_{wb} - d_a)] dx dy \quad (2)$$

式(1),(2)中 d_{wb} 为水膜表层饱和湿空气的含湿量, g/kg ; β 为板片湿度(即板片湿润面积与总面积的比值); Q_a 为二次空气与水膜间的换热量, W; t_{wb} 为水膜表层饱和湿空气的温度, $^\circ C$; h_{wb} 为水膜表层饱和湿空气的水蒸气比焓, J/kg 。

由二次空气的能量平衡关系有

化简可得

$$\frac{\partial t_f}{\partial x} = \frac{2K_w (t_{wb} - t_f)}{\rho_f \delta_f u_f c_{pf}} \quad (6)$$

1.3 水膜热质交换控制方程

水膜的能量变化为

$$dQ_w = \left[dm_w + \frac{\partial (dm_w)}{\partial y} dy \right] c_w \left(t_{wb} + \frac{\partial t_{wb}}{\partial y} dy \right) - dm_w c_w t_{wb} \quad (7)$$

式中 Q_w 为水膜与一、二次空气间的净换热量, W。

依据能量平衡关系有

$$dQ_w = dQ_f - dQ_a \quad (8)$$

即

$$dm_w c_w \frac{\partial t_{wb}}{\partial y} dy + c_w t_{wb} \frac{\partial (dm_w)}{\partial y} dy + c_w \frac{\partial (dm_w)}{\partial y} \frac{\partial t_{wb}}{\partial y} (dy)^2 = [K_w (t_f - t_{wb}) - \alpha_a (t_{wb} - t_a) - h_{wb} k_d \beta (d_{wb} - d_a)] dx dy \quad (9)$$

$$\frac{\partial t_{wb}}{\partial y} = \frac{K_w(t_f - t_{wb}) - \alpha_a(t_{wb} - t_a) - h_w k_d \beta (d_{wb} - d_a) + \frac{1}{2} \rho_a \delta_a u_a c_w t_{wb} \frac{\partial d_a}{\partial y}}{\rho_1 c_w} \quad (10)$$

1.4 空气和水的表面传热系数的计算

二次空气与水膜间的表面传热系数可按式计算^[5]:

$$\alpha_a = 36.31 (\rho_a u_a)^{0.68} \left(\frac{L_a}{d_e}\right)^{-0.08} \quad (11)$$

式中 L_a 为二次空气流道的长度, m; d_e 为二次空气流道的当量直径, m, $d_e = 2\delta_a$ 。

水膜与平板间的表面传热系数按下式计算:

$$Nu = \frac{\alpha_w \delta_w}{\lambda_w} = 1.88 \quad (12)$$

$$\delta_w = \left(\frac{3\nu_w \rho_1}{\rho_w g}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (13)$$

式(12), (13)中 Nu 为努塞尔数; λ_w 为水的导热系数, W/(m·K); ν_w 为水的运动黏度, m²/s; δ_w 为水膜厚度, m; ρ_w 为水的密度, kg/m³。

1.5 水气比和淋水密度的计算

二次空气总流量 G_a 为

$$G_a = \frac{1}{2} \rho_a \delta_a u_a L_a \quad (14)$$

水的总流量 G_w 为

$$G_w = \rho_1 L_a \quad (15)$$

水气比 μ 为

$$\mu = \frac{G_w}{G_a} = \frac{\rho_1 L_a}{\frac{1}{2} \rho_a \delta_a u_a L_a} = \frac{2\rho_1}{\rho_a \delta_a u_a} \quad (16)$$

淋水密度 ρ_1 为

$$\rho_1 = \frac{1}{2} \mu \rho_a u_a \delta_a \quad (17)$$

2 计算结果与分析

叉流平板式间接蒸发冷却器的几何参数及其运行工况为:一次空气流道长度 $L_f = 400$ mm, 二次空气流道长度 $L_a = 400$ mm, 板间距 $\delta = 5$ mm; 一次空气, 干球温度 $t_f = 35$ °C, 湿球温度 $t_{fs} = 24$ °C, 流速 $u_f = 3$ m/s; 二次空气, 干球温度 $t_a = 28$ °C, 湿球温度 $t_{as} = 21$ °C, 流速 $u_a = 3$ m/s; 喷淋水, 板片湿度 $\beta = 0.9$, 水气比 $\mu = 0.5$; 流动形式, 二次空气与水为顺流, 与一次空气为交叉流。

图 3 显示了一次空气沿流动方向的温度分布。从图中可以看出, 沿流动方向一次空气的温度逐渐降低, 而且开始阶段降低较快, 而后逐渐趋于平缓, 这是由于在开始阶段, 一次空气与二次空气的湿球

温度差较大, 因而传热量大, 温度变化的梯度大, 随着一次空气温度的降低, 一次空气与二次空气间的传热温差逐渐减小, 因而传热量减小, 温度降低速度随之减慢; 一次空气在二次空气入口侧和出口侧的温度与相应界面上的平均温度相差不大, 小于 1 °C, 绝大多数在 0.5 °C 以内; 一次空气的出口平均温度低于其在二次空气进出口位置的温度, 表明一次空气出口温度最低的位置应该在二次空气进出口位置之间。

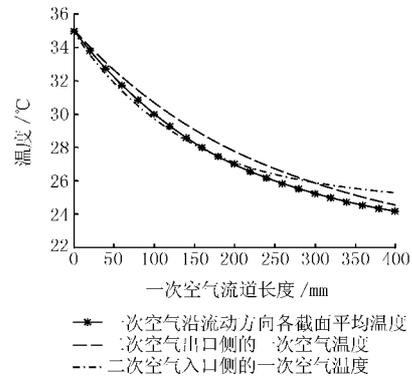


图 3 一次空气沿流动方向的温度分布

图 4 显示了水和二次空气的出口温度沿一次空气流动方向的分布。从图中可以看出, 在二次空气与水的出口界面上, 沿着一次空气流动方向, 二次空气的干球温度、湿球温度以及水膜温度均逐渐降低, 与一次空气干球温度变化趋势相同。

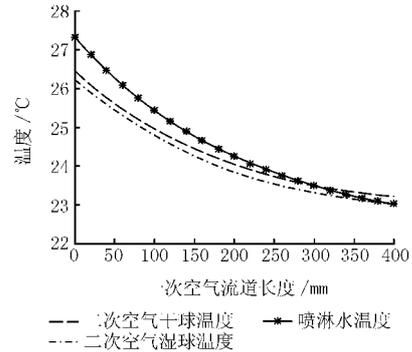


图 4 水和二次空气的出口温度沿一次空气流动方向的分布

由于垂直于二次空气流动方向截面上各微元体的参数并不完全一致, 各参数值用截面上微元体的平均值来衡量。图 5 显示了沿二次空气流动方向二次空气、水膜及一次空气的温度分布。从图中

可以看出,沿二次空气与水的流动方向,二次空气干球温度逐渐降低,湿球温度逐渐升高,二者逐渐接近,二次空气相对湿度逐渐增大;水膜温度先降低后升高,与一次空气温度的变化趋势基本一致;在开始阶段,二次空气温度变化的梯度较大,而后逐渐趋于平缓,二次空气干球温度可能低于水膜温度;水膜最低温度为 23.4℃,最高温度为 24.6℃,温差在 0.6℃ 以内,因此在作近似计算时可以认为水膜温度恒定;在二次空气流动方向上也可近似认为一次空气温度是一致的。

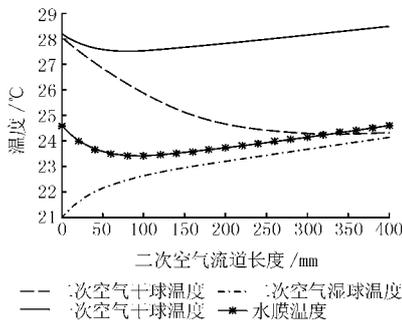


图 5 沿二次空气流动方向二次空气、水膜及一次空气的温度分布

图 6 显示了沿二次空气流动方向二次空气和水膜表面饱和空气比焓的分布,反映了二次空气与水膜之间全热交换推动力的变化情况。从图 6 可以看出,水膜表面饱和空气的比焓先降低后升高,

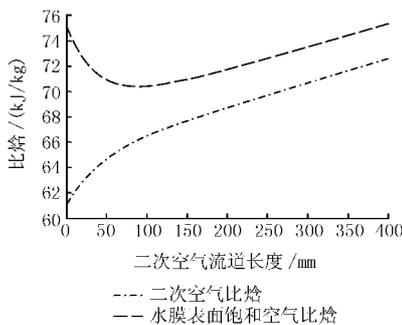


图 6 沿二次空气流动方向二次空气和水膜表面饱和空气比焓的分布

二次空气比焓逐步增大,而且在开始阶段变化的梯度较大,而后趋于平缓,与水膜温度和二次空气湿球温度变化趋势一致。对水膜而言,它与一次空气进行显热交换,在换热面几何参数一定时得到的显热 Q_f 由一次空气与水膜的温差来决定;水膜与二次空气之间进行的是复杂的传热传质过程,全热交换量为 Q_a ,在换热面几何参数一定时,二次空气与水膜表面饱和空气边界层之间的焓差是全热交换的

推动力;水膜温度变化是 Q_f 和 Q_a 综合作用的结果。

在开始阶段,水膜表面饱和空气与二次空气间的焓差较大,全热交换量 Q_a 远大于一次空气传给水膜的显热量 Q_f ,所以水膜温度会迅速下降,从而引起水膜表面饱和空气比焓下降,二次空气比焓快速增加,同时, Q_f 增加,一次空气温度也随之下降;随着传热传质过程的进行,水膜表面饱和空气与二次空气间的焓差逐渐减小,全热交换量 Q_a 也随之减小, Q_f 也减小,因而一次空气温度开始逐步升高,当 Q_a 小于 Q_f 时,水膜温度开始上升,水膜表面饱和空气比焓随之增大。

3 结论

3.1 叉流平板式间接蒸发冷却器能够较好地对被冷却介质进行降温,算例表明,一次空气出口温度为 24.7℃,干球温度降幅达 10.3℃。

3.2 间接蒸发冷却过程达到稳态运行的时候,水膜进出口温度达到相等,但在间接蒸发冷却过程中水温是先减小后增大的,存在一个最小值,导致一次空气在二次空气的流动方向上存在最小值。

3.3 从参数计算结果可以形象地看出一次空气干球温度、二次空气干湿球温度、水膜温度的变化情况,能够比较清晰地反映间接蒸发冷却过程中热质传输过程,能为该类型间接蒸发冷却器的设计提供理论指导与数据支持。

参考文献

- [1] 黄翔,屈元,狄育慧. 多级蒸发冷却空调系统在西北地区的应用[J]. 暖通空调, 2004, 34(6): 67-71
- [2] 丁良士,王建军,姜明健. 间接蒸发冷却式板式换热器热工特性实验研究[J]. 工程热物理论, 1997, 18(1): 85-89
- [3] Guo X C, Zhao T S. A parametric study of an indirect evaporative air cooler [J]. Int Comm Heat and Mass Transfer, 1998, 25(2): 217-226
- [4] Maclaincross I L, Banks P J. A general theory of wet surface heat exchangers and its application to regenerative evaporative cooling [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1981, 103(3): 579-585
- [5] Stoitchkov N J, Dimitrov G I. Effectiveness of cross flow plate heat exchanger for indirect evaporative cooling [J]. Int J Refrig, 1998, 21(6): 463-471
- [6] Chen Peilin, Qin Huimin. A heat and mass transfer model for thermal and hydraulic calculations of indirect evaporative cooler performance [G] // ASHRAE Trans, 1991, 97(2): 852-865
- [7] 周孝清,陈沛霖. 间接蒸发冷却器的设计计算方法 [J]. 暖通空调, 2000, 30(1), 39-42