

蒸发式冷凝器热质传递模型的建立与分析

牛润萍¹ 陈其针²

¹ 北京建筑工程学院环境与能源工程学院

² 沈阳建筑大学市政与环境工程学院

摘要 本文根据热力学和传热学理论,考虑因水蒸发或凝结而引起的喷淋水量和空气含湿量沿蒸发式冷凝器高度的变化,建立蒸发式冷凝器的热质传递数学模型,并对模型进行了合理简化,推导出描述这一热质传递过程常微分方程组的分析解。所得分析解给出了蒸发式冷凝器高度上空气含湿量、比焓、温度和水温等各参数的分布情况,并讨论了空气质量流量、喷淋水量等参数对蒸发式冷凝器换热性能的影响。蒸发式冷凝器数学模型的分析解可用于蒸发式冷凝器传热传质性能的理论分析及设计校核计算,具有较高的理论及应用价值。

关键词 蒸发式冷凝器 传热传质 数学模型

Modeling and Analysis of Heat and Mass Transfer Performance of Evaporative Condensers

NIU Run-ping¹, CHEN Qi-zhen²

¹ School of Environment and Energy Engineering, Beijing University of Civil Engineering and Architecture

² School of Municipal and Environmental Engineering, Shenyang Jianzhu University

Abstract: On the basis of thermodynamics law and heat transfer theory, a mathematical model considering water and air mass change during their flow direction was set up to evaluate heat and mass transfer performance of evaporative condensers. The analytical solution of differential equations was derived. The parameters distribution along the evaporative condensers height direction was given. The effect of air mass flow rate and spray water rate on the performance of evaporative condensers was discussed. The results show that the analytical solution of mathematical model can be used to predict the heat and mass transfer performance of evaporative condensers, which is favorable for optimization of the design and operating of evaporative condensers.

Keywords: evaporative condensers, heat and mass transfer, mathematical model

0 引言

冷凝器是制冷系统中必不可少的换热设备之一,在冷凝器中进行着制冷剂蒸汽的冷却以及冷凝过程,即高压、过热的制冷剂蒸汽在冷凝器中放出热量、凝结成饱和液体或过冷液体,其性能好坏直接影响到制冷装置运行的经济性和可靠性。冷凝器分为风冷式、水冷式和蒸发式三种形式。蒸发式冷凝器以其能耗省、总投资小、使用成本低、占地面积小等特点优于其

他形式的冷凝器。

蒸发式冷凝器的工作原理^[1]是将制冷压缩机排出的过热气体引入冷凝盘管内,冷却循环水连续不断地喷淋在盘管外侧。另外,空气由下而上吹过盘管外侧,使一小部分循环水吸热而蒸发,在蒸发作用下,使盘管外侧的热量散走,从而达到使盘管内气体冷却、冷凝的目的。

目前国内外许多专家^[2-5]对于蒸发式冷凝器已进行了大量的理论和实验研究,并已取得了一定的科研

成果。然而由于蒸发式冷凝器的传热方式包括传质带动传热、固体导热、对流换热和冷凝换热,其传质、传热及流体流动机理十分复杂,对蒸发式冷凝器内传质传热研究一直是一个理论难题。蒸发式冷凝器的设计、制造及应用都是采用经验参数,理论积累很少。本文建立了蒸发式冷凝器的传热传质模型,分析了蒸发式冷凝器的传热传质机理,并在建立模型时考虑了因水蒸发而引起的水的质量变化和空气的质量变化,对模型进行了改进和优化。通过对模型的简化和分析,求出数学模型的解析解,可以得到蒸发式冷凝器中空气、水等参数沿高度的分布情况,便于对蒸发式冷凝器内部的热质传递性能进行理论分析,为蒸发式冷凝器的结构设计和性能优化提供帮助。

1 蒸发式冷凝器的传热传质数学模型

蒸发式冷凝器传热传质过程是非常复杂的,蒸发式冷凝器的传热过程^[6,7]可分为两个阶段:第一阶段是盘管内的制冷剂蒸汽与盘管外水膜表面间的传热过程,这过程的传热驱动力是管内制冷剂蒸汽的冷凝温度 t_k 与水膜表面温度 t_w 间的温差;第二阶段是水膜表面与空气之间的水膜蒸发传热过程,是由水蒸气的潜热传热和空气显热传热组成,它的驱动力是水膜与空气之间的焓差。

将蒸发式冷凝器中的热质传递过程抽象为如图 1 所示模型。假定:

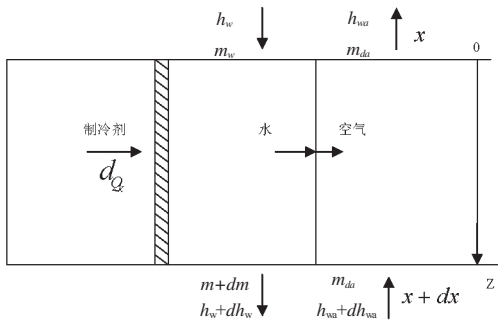


图 1 蒸发式冷凝器热质传递物理模型

- ① 在稳态条件下进行传热传质;
- ② 在一定温度范围内,水、水蒸气和干空气的物性参数不随温度变化;
- ③ 管内制冷剂为饱和蒸汽冷凝,冷凝温度 t_k 为一常数;
- ④ 空气和喷淋水均匀流过蒸发式冷凝器盘管,在流通各截面上空气和喷淋水质量流量相同;

⑤ 忽略空气与外界的热湿损失,以及冷凝器周边热损失。

根据质能守恒定律,分析传热传质过程知:

空气的得热量:

$$m_{da} dh_{wa} = -\sigma(h^* - h_{wa})Fdz \quad (1)$$

考虑喷淋水量的变化,因此管外喷淋水得热量:

$$h_w dm_w + m_w dh_w = -\sigma(h^* - h_{wa})Fdz + dQ_k \quad (2)$$

管外喷淋水质量的变化为:

$$dm_w = -\sigma(x''(t_w) - x)Fdz = m_{da} dx \quad (3)$$

管内制冷剂冷凝热为:

$$dQ_k = k(t_k - t_w)aFdz \quad (4)$$

假定气液界面处 h^* , x'' 为水温的一次函数,即

$$h^* = a_1 t_w + b_1 \quad (5)$$

$$x'' = a_2 t_w + b_2 \quad (6)$$

则有:

$$\frac{dh^*}{dz} = a_1 \frac{dt_w}{dz} \quad (7)$$

$$\frac{dx''}{dz} = a_2 \frac{dt_w}{dz} \quad (8)$$

$$\text{令 } a_3 = \frac{-kaF}{m_w c_{pw}}, a_4 = \frac{t_{win} \sigma F}{m_w}, a_5 = \frac{-\sigma F}{m_w c_{pw}}, a_6 = \frac{-\sigma F}{m_{da}}, a_7 = \frac{-\sigma F}{m_{da}} \text{ 经以上处理后,由式(1)、(2)、(3)、(4)、(7)}$$

和(8)得以下常系数线性微分方程组:

$$\frac{dh_{wa}}{dz} = a_6(h^* - h_{wa}) \quad (9)$$

$$\frac{dt_w}{dz} = a_3(t_w - t_k) + a_4(x''(t_w) - x) + a_5(h^* - h_{wa}) \quad (10)$$

$$\frac{dx}{dz} = a_7(x'(t_w) - x) \quad (11)$$

$$\frac{dh^*}{dz} = a_8(t_w - t_k) + a_9(x''(t_w) - x) + a_{10}(h^* - h_{wa}) \quad (12)$$

$$\frac{dx'(t_w)}{dz} = a_{11}(t_w - t_k) + a_{12}(x''(t_w) - x) + a_{13}(h^* - h_{wa}) \quad (13)$$

式(9)~(13)构成了蒸发式冷凝器热质传递微分数学模型,其边界条件为:

$$z = 0, h = h_2 = h_1 + \frac{Q_k}{g_a}, t_w = t_{w1} \quad (14)$$

$$z = Z, h = h_1, t_w = t_{w2} = t_{w1} \quad (15)$$

2 蒸发式冷凝器模型的解析解

对模型微分方程组(12)~(16)进行简单转化得:

$$\frac{d(t_w - t_k)}{dz} = a_3(t_w - t_k) + a_4(x' - x) + a_5(h^* - h_{wa}) \quad (16)$$

$$\frac{d(h^* - h_{wz})}{dl} = a_8(t_w - t_k) + a_9(x' - x) + (a_{10} - a_6)(h^* - h_{wz}) \quad (17)$$

$$\frac{d(x'' - x)}{dl} = a_{11}(t_w - t_k) + (a_{12} - a_7)(x' - x) + a_{13}(h^* - h_{wz}) \quad (18)$$

由线性微分方程组和线性代数的方法可以求得该方程组的解析解

$$\begin{pmatrix} t_w - t_k \\ h^* - h_{wz} \\ x'' - x \end{pmatrix} = c_1 V_1 e^{\lambda_1 z} + c_2 V_2 e^{\lambda_2 z} + c_3 V_3 e^{\lambda_3 z} \quad (19)$$

式中 $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ 是方程组系数矩阵对应的特征值; V_1, V_2, V_3 分别是特征值 $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ 对应的特征向量; c_1, c_2, c_3 是常系数, 根据边界条件(14)(15)可以求出 c_1, c_2, c_3 的值。

3 数值计算结果与分析

3.1 蒸发式冷凝器参数分布

给定氨用蒸发式冷凝器冷凝热负荷为 $Q_k=120\text{kW}$, 冷凝温度 $t_k=40^\circ\text{C}$ 。结构参数采用无缝钢管, 管径 $d_0=0.025\text{m}$, 壁厚 0.002m , 管长 $l=1.97\text{m}$, 正三角形错排, 管间距为 0.052m 。横截面积 $F=2.46\text{m}^2$, 冷凝器高为 0.52m 。配风量为 7.0226kg/s , 空气进口干球温度为 32°C , 湿球温度为 27°C 。配水量为 3.12kg/s 。

在已知条件下, 利用上述方法可以求出解析解为

$$t_w = -1.4754e^{\lambda_1 z} - 3.8941e^{\lambda_2 z} + 1.0729 \times 10^{-17} e^{\lambda_3 z} + 40 \quad (20)$$

$$h_{wz} = -1168.788e^{\lambda_1 z} - 53789.346e^{\lambda_2 z} - 154.993e^{\lambda_3 z} + 157223.127 \quad (21)$$

$$x = -0.00035e^{\lambda_1 z} - 0.0162e^{\lambda_2 z} - 0.001066e^{\lambda_3 z} + 0.0437 \quad (22)$$

$$t_a = \frac{-293.788e^{\lambda_1 z} - 13289.346e^{\lambda_2 z} + 2510e^{\lambda_3 z} + 47973.127}{-0.644e^{\lambda_1 z} - 29.808e^{\lambda_2 z} - 1.9614e^{\lambda_3 z} + 1090.408} \quad (23)$$

由此与解析解相对应的蒸发式冷凝器中的参数分布如图2~图5所示。

图2~图5明确表明了空气和喷淋水在蒸发式冷凝器中各状态参数的变化和分布情况。由图分析知, 空气的温度、含湿量和比焓值沿着冷凝器的高度呈单调下降的趋势, 即从蒸发式冷凝器底部入口到顶部出口, 空气因吸收水分含湿量增大, 温度和比焓值因吸收喷淋水的显热和蒸发潜热而逐渐增加。图5表明了喷淋水温度变化曲线是一凸函数, 水温沿着冷凝器高度先升高后降低, 水温变化很小, 这是由于水蒸发的潜热基本来源于冷凝器的冷凝热。

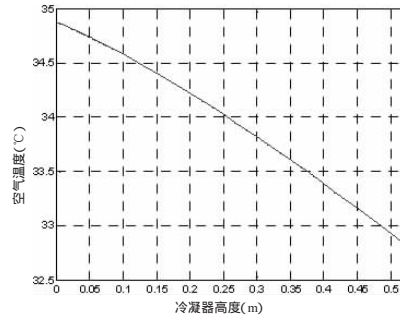


图2 空气温度分布

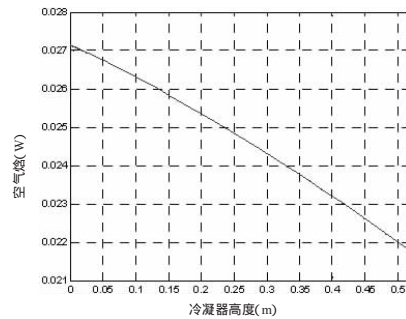


图3 空气比焓值分布

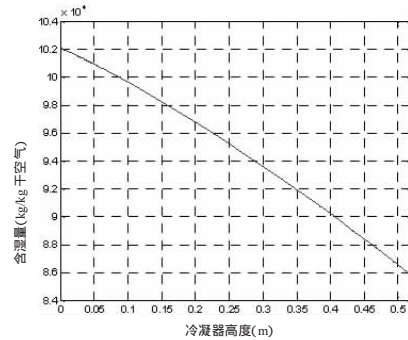


图4 空气含湿量分布

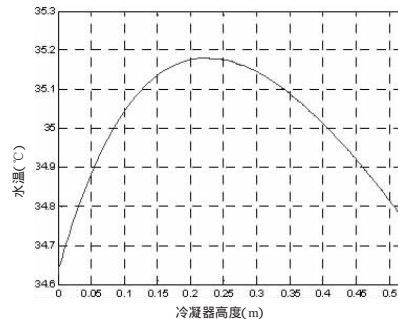


图5 喷淋水温分布

3.2 蒸发式冷凝器各参数对换热性能的影响

蒸发式冷凝器内部的传热传质性能受诸多因素的影响。在冷凝热负荷不变的情况下, 改变空气质量流量、喷淋水流量以及进口参数中任一参数, 蒸发式冷凝器的换热性能都有所影响和变化。图6~图9表示的

就是在一定的冷凝热负荷下,空气、水的质量流量及进口参数对蒸发式冷凝器换热面积影响的变化曲线。

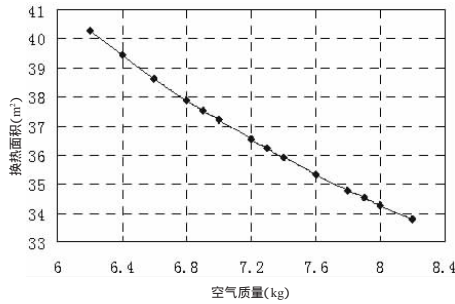


图 6 空气质量流量对换热面积的影响

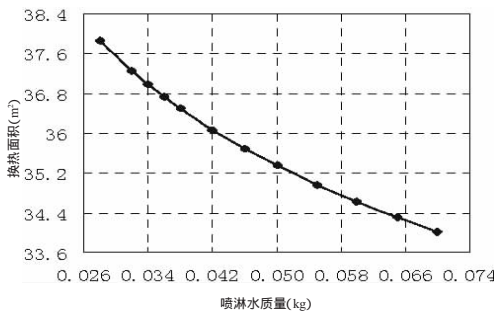


图 7 喷淋水量对换热面积的影响

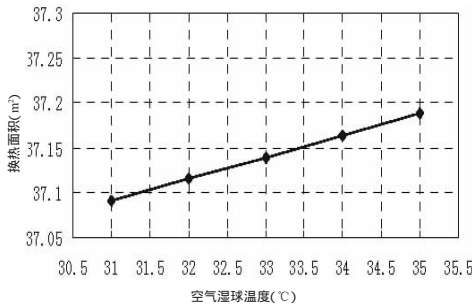


图 8 空气湿球温度对换热面积的影响

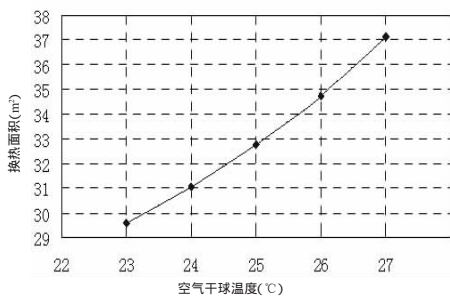


图 9 空气干球温度对换热面积的影响

由图 6 和图 7 可知,在一定的冷凝热负荷下,保持空气和水的进口参数一定,则随着空气质量流量和喷淋水量的增加,换热性能增强,换热面积逐渐减小,但随着空气量和水量的增加,对换热能力的影响也逐渐变小,同时增加空气质量流量和喷淋水量会导致风

机和水泵功率增加,因此空气量和喷淋水量的选择,要综合考虑以上因素,而不能一味的增加风量和水量。据研究分析,喷淋水量只需保证蒸发式冷凝器管外表面充分湿润即可。

图 8 和图 9 可知,空气进口干球温度和湿球温度对换热能力的影响。由图分析,换热面积随空气进口的干湿球温度的增加而增加。空气湿球温度每改变 1°C,换热面积改变约 1m²,然而干球温度由 31°C 变到 35°C,面积仅改变不到 0.1 m²。由此可知,对换热的影响主要与进口空气的湿球温度有关,而干球温度对换热基本没有影响。湿球温度越低,空气吸收水蒸气的能力越强。原因是在蒸发式冷凝器中的能量交换是热湿交换,推动总热交换的动力是空气与冷凝管外水膜周围饱和空气之间的焓差,而不是温差。湿球温度低,推动热交换的焓差大,因此换热能力强。

4 结论

本文通过研究,得出以下结论:

1)考虑了因水蒸发或凝结而引起的喷淋水量和空气含湿量沿蒸发式冷凝器高度的变化,建立了蒸发式冷凝器内部热质传递过程的数学模型,通过分析和简化,求出模型的解析解,便于对蒸发式冷凝器内部的热质传递性能进行理论分析。

2)通过蒸发式冷凝器数学模型,计算了一个具体实例,由解析解分析得出了蒸发式冷凝器内部参数如空气温度,含湿量,比焓以及水分的分布情况,并求得了各参数的出口值,这对于研究蒸发式冷凝器内部传热传质性能是十分重要的,可以根据给定的流经蒸发式冷凝器的空气质量流量,淋水质量流量,空气进口状态设计蒸发式冷凝器的必要高度,为蒸发式冷凝器的设计和优化提供一定的指导作用。

3)分析了空气、水各参数的变化对蒸发式冷凝器传热传质性能的影响。分析知蒸发式冷凝器的换热面积随着风量和水量的增加而减小,即换热性能是随着配风量和配水量的增加而增强。并且影响热质交换的参数主要是空气湿球温度,干球温度对换热性能几乎无影响。

符号说明

- C_p 定压比热容 $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$
- m 质量流量 kg/s
- h 焓 kJ/kg
- x 空气的含湿量 kg/kg 干空气

(TVOC)能达到平均去除率在 80%以上,其中甲苯去除效率在 95%以上^[7]。在实际应用过程中要根据废气的种类、印刷车间的具体工艺过程选用合适的回收净化装置。

2.3 合理设置空调系统、通风净化

目前,有些对印刷质量要求较高的彩印业、艺术印刷业采用净化无尘的空调环境,这种作业环境使空气中的有害物质超标。如何合理地设置空调系统,消除车间空气中的污染物值得深入研究。因为在实际操作中会出现几个方面的问题。一方面消除异味通风量越大越好,一方面通风量过大,会对温湿度有影响或者说是造成能源的浪费。这就需要合理的设置空调系统,通常解决办法有两个:一是采用热交换设备对新风进行处理,并回收排风中的能量,尽量降低通风产生的能量的浪费。因为处理后的空气原则上不再回用,如果直接排走,冬天会造成热量的浪费,夏天会造成冷量的浪费。空调系统回收能量的方法,一般采用全热回收器或显热回收器,既可回收能量,通过热交换气对新风进行预处理,这样可以满足车间空调使用要求。二是减少通风量,比如局部排风与全室换气相结合的方式。对印刷厂产生废气的部分设计进行局部通风系统,把废气直接抽走后净化利用。另外,还可以对产生废气的部位用空气幕隔开,防止废气进入车间其他部分。车间其他部分采用空调,只满足生产工艺的要求和人员对新风量的需要,而不需要考虑对车间废气的稀释处理而增加新风量。

3 结语

随着环保要求的提高和人们环保意识的加强,大力研制开发环保型印刷材料,改进印刷工艺,发展和推广环保型印刷工艺,已成为二十一世纪印刷行业研究的主要课题。目前,我国印刷产业在环保科技方面与发达国家相比仍存在较大的差距。因此,应增大对印刷环保产品和工艺研究开发的投入,搞好科技推广工作。印刷车间污染对人体危害明显,印刷车间的空气污染治理过程中,应通过污染源控制、污染物净化处理以及结合空调系统运行进行综合治理与控制,这样才能达到预期的效果。相信通过各种措施定能改善印刷车间的室内空气质量,为职工身体健康和生产优质的印刷产品提供一个良好的生产环境。

参考文献

- [1] 程向东,石建中,卢记军. 节能空调在印刷车间防污染上的应用[J]. 中国水运, 2007, 7(1): 75-76
- [2] 刘建龙,谭超毅,张国强,等. 湖南省 4 城市住宅室内环境健康风险评价[J]. 环境与职业医学, 2008, 25(4): 375-377
- [3] Jianlong Liu, Guoqiang Zhang. Indoor air pollution and health [A]. In: Proceedings of ACRA 2004 [C], 2004.595-600
- [4] 陆其明,胡景虎,梁友信. 异丙醇的毒性及卫生标准研究[J]. 职业医学, 1992, 19(3): 169-172
- [5] 王晖,王益民,吴惠慧,等. 印刷业重金属污染对工人微量元素水平的影响[J]. 首都医科大学学报, 2005, 26(6): 667-669
- [6] 苏建华,罗卫平,王筱虹,等. 活性炭纤维净化印刷过程产生的 VOC、废气[J]. 环境污染治理技术与设备, 2006, 7(11): 117-120
- [7] 华素兰,王丽萍,朱玉丽,等. 生物滴滤法净化印刷废气研究[J]. 南开大学学报(自然科学版), 2007, 40(4): 1-5

(上接 21 页)

σ 体积质交换系数 $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$

k 传热系数 W/m^2

S 温度 $^{\circ}\text{C}$

S 单位体积的有效传热面积 m^2/m^3

上下标

S 制冷剂

d_a 干空气

w_a 湿空气

w 水

*, " 饱和状态

参考文献

- [1] 蒋翔,朱冬生,唐广栋. 蒸发式冷凝器管外水膜与空气传热性能及机理的研究[M]. 流体机械, 2006, 34(8): 59-62

- [2] H M Ettouney, H T El-Dessouky, W Bouhamra, et al. Performance of evaporative condensers [J]. Heat Transfer Engineering, 2001, 22(1): 41-55
- [3] Chengqin Ren, Hongxing Yang. An analytical model for the heat and mass transfer processes in indirect evaporative cooling with parallel/counter flow configurations [J]. International Journal of Heat and Mass transfer, 2006, 49: 617-627
- [4] P Stabat, D Marchio. Simplified model for indirect-contact evaporative cooling-tower behaviour [J]. Applied Energy, 2004, 78 (4): 433-451
- [5] 郝亮, 阚杰, 袁秀玲. 蒸发式冷凝器稳态模型数值模拟[J]. 制冷与空调, 2005, 5(4): 31-34
- [6] 尾花英朗. 热交换器设计手册[M]. 北京: 石油工业出版社, 1997
- [7] 唐伟杰, 张旭. 大型工业用蒸发式冷却器的换热模型与仿真[J]. 制冷空调与电力机械, 2005, 26(1): 8-11