

文章编号: 0254-0096(2019)02-0474-06

一种新型溶液除湿装置数学模型及性能分析

彭冬根, 程小松, 李霜玲, 罗丹婷

(南昌大学建筑工程学院, 南昌 330031)

摘要: 对新型外表面蒸发式溶液除湿装置建立数值模型, 模拟计算各参数对装置性能的影响。结果表明: 管心距的增加会降低装置整体的除湿效果; 肋间距对装置的除湿效果影响不大; 蒸发冷却空气质量流量在 $0.5 \sim 4 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 变化时, 新型外表面蒸发式除湿装置除湿量相对非蒸发型装置提高 $6.3\% \sim 9.4\%$; 装置的最佳蒸发冷却空气质量流量约为 $2.5 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; 除湿空气质量流量在 $1.8 \sim 1.9 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 变化时, 除湿量有一个突变过程; 溶液入口温度增加 20°C , 除湿量降低 4.0% , 除湿空气出口温度仅升高 1°C 。这些结果可为除湿装置结构设计和性能分析提供理论依据。

关键词: 蒸发冷却; 溶液除湿; 数学模型; 除湿量; 性能分析

中图分类号: TK511.3

文献标识码: A

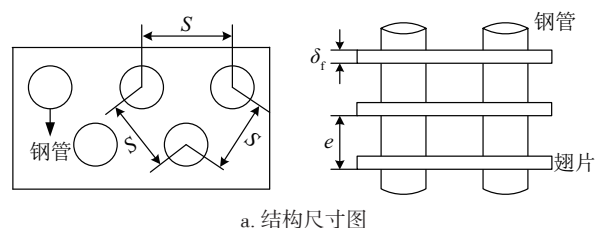
0 引言

随着人民生活水平的提高, 空调的需求量越来越高。在公共建筑中, 空调系统的能耗占建筑总能耗的 $40\% \sim 50\%$ 。而在空调系统中, 潜热负荷占总负荷的 $30\% \sim 50\%$, 因此采用何种有效的除湿方式以降低空调能耗非常重要。目前除湿方式中除常用的冷凝除湿外, 还有固体吸附除湿、溶液吸收式除湿、膜除湿、加压冷却除湿^[1]等。其中溶液除湿由于其溶液具有流动性, 且可采用清洁可再生能源进行再生, 因此在提高室内品质及降低能耗方面具有较大的优势。

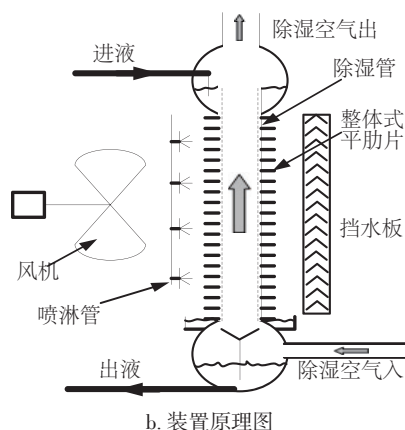
除湿器是溶液除湿系统中的主要组件, 目前大多数溶液除湿器为绝热型^[2,3], 但由于除湿过程中汽化潜热的释放导致除湿液温度升高, 这将会降低除湿液除湿效果。为此有研究者提出内冷型除湿器^[4-7], 其在除湿过程中通过冷却介质带走除湿所释放的汽化热量。但内冷型的装置内部结构较复杂, 且需要另外配备一套冷却装置。为了将除湿过程释放的汽化潜热有效带走, 增强除湿器的除湿效果, 有不少学者^[8-10]将间接蒸发冷却与溶液除湿直接结合。本文对外表面蒸发式溶液除湿装置^[11]建立数值模型, 并对其进行性能分析。

1 装置原理

图1为新型溶液除湿装置局部示意图, 装置内除湿管为叉排布置, 任意两根管管心距相等, 除湿过程中, 除湿液依靠重力以降膜形式沿钢管内壁



a. 结构尺寸图



b. 装置原理图

图1 除湿装置示意图

Fig. 1 Schematic diagram of liquid desiccant dehumidifier

收稿日期: 2016-12-16

基金项目: 国家自然科学基金(51266010)

通信作者: 彭冬根(1975—), 男, 博士、副教授, 主要从事太阳能制冷空调方面的研究。ncu_hvac2013@163.com

向下流动,除湿空气与除湿液逆流布置。除湿管外肋片为整体式平肋片,通过喷淋管对管外喷水使得肋片布满水膜,通过风机驱动环境空气蒸发肋片表面水膜以吸收管内热量。

2 数学模型

2.1 模型假设

针对外表面蒸发式溶液除湿装置的传热传质机理,在模型建立过程中,采用以下假设条件:

- ① 管内溶液均匀,管外表面冷却水喷洒均匀;
- ② 传热与传质面积相同,传热传质过程中,壁面温度分布均匀;
- ③ 被处理空气和除湿溶液均为稳态流动,相关参数只沿流动方向变化,其物性为常数;
- ④ 忽略翅片和钢管外壁面的接触热阻及管外壁水膜热阻;
- ⑤ 忽略流动方向的热质扩散及溶液的溶解热。

2.2 控制微分方程

图2是管内空气与除湿液的传热传质模型示意图,各参数只沿管长方向变化。

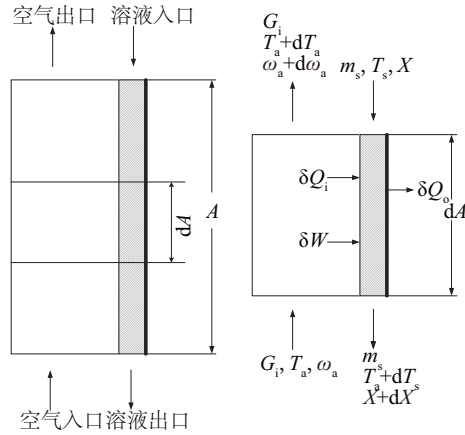


图2 除湿装置传热传质数值模型

Fig. 2 Schematic of heat and mass transfer in desiccant device

除湿空气的质量守恒方程为:

$$h_m dA(\omega_a - \omega_{equ}) + G_i d\omega_a = 0 \quad (1)$$

除湿空气的热平衡方程为:

$$h_s dA(T_a - T_s) + G_i(c_{pa} + \omega_a C_{pv})dT_a = 0 \quad (2)$$

除湿溶液的热平衡方程:

$$h_s dA(T_a - T_s) - r_i G_i d\omega_a - \delta Q_o - m_s c_{ps} dT_s = 0 \quad (3)$$

除湿水蒸气的质量守恒方程:

$$G_i d\omega_a + m_{salt} dX = 0 \quad (4)$$

式中, h_m ——除湿液与除湿空气间的传质系数, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; ω_a ——除湿空气含湿量, kg/kg ; ω_{equ} ——溶液表面的平衡含湿量, kg/kg ; G_i ——管内空气的质量流量, kg/s ; h_s ——空气与溶液的传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; T_a ——管内空气的温度, $^\circ\text{C}$; T_s ——除湿液温度, $^\circ\text{C}$; c_{pa} ——空气的比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; C_{pv} ——水蒸气的比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; c_{ps} ——除湿液的比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; r_i ——水蒸气的汽化潜热, J/kg ; m_s ——溶液质量流量, kg/s ; m_{salt} ——溶质的质量流量, kg/s ; X ——溶剂与溶质的比值。

空气与溶液之间的传热系数计算分为紊流和层流2种空气状态,紊流计算公式参见文献[12],层流状态下的传热系数计算如下:

$$Nu = \frac{h_s d_i}{\lambda_a} = 3.66 \quad (5)$$

式中, d_i ——钢管内径, m ; λ_a ——空气导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

由于空气与溶液之间的传热传质系数符合刘易斯关系式,因此传质系数的求解方程如式(6),通常取 $Le=1$ [13,14]。

$$Le = \frac{h_s}{c_{pa} h_m} \quad (6)$$

溶液表面平衡含湿量 ω_{equ} 的计算公式如式(7):

$$\omega_{equ} = \frac{p_s(\xi, T_s)}{B - p_s(\xi, T_s)} \times 0.622 \quad (7)$$

式中, $p_s(\xi, T_s)$ ——溶液表面水蒸气分压力, Pa 与溶液温度及浓度有关,文献[15]给出了不同除湿液 $p_s(\xi, T_s)$ 的求解方法; ξ ——溶液质量分数; B ——标准大气压力, Pa 。

溶液比热容 c_{ps} 的求解方法亦参见文献[15]。

2.3 外表面蒸发冷却模型

管内除湿液到管外蒸发冷却空气之间的传热过程可分为2部分,第1部分是除湿液到管外水膜的传热过程,第2部分是管外水膜到蒸发冷却空气的传热过程,由于传热过程是稳态,因此2部分的传热量相等,传热过程方程表示如下:

$$\begin{aligned} \delta Q_{ol} &= \eta h_{m,o} dA(h_{w,a} - h_{m,a}) \\ &= 2\pi\lambda dl(T_s - T_w)/\ln(d_o/d_i) \end{aligned} \quad (8)$$

式中, η ——肋面总效率, $\eta = (A_r + \eta_r A_f)/(A_r + A_f)$, 其中 A_r 为肋基面积, m^2 ; A_f 为肋片表面积, m^2 ; η_r 为肋效

率,计算方法参见文献[16]; $h_{m,o}$ ——管外水膜与蒸发冷却空气间的传质系数, $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 其可根据方程(6)求出,其中水膜与空气间的对流换热系数参见文献[17]); $h_{w,a}$ ——管外水膜表面饱和和空气的焓值, J/kg 根据水膜温度及空气饱和状态下含湿量求出; $h_{m,a}$ ——蒸发冷却空气平均焓值, J/kg 根据蒸发冷却空气平均温度及含湿量求出; λ ——钢管的导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$; T_w ——管外水膜的温度, $^{\circ}\text{C}$; l ——

管长, m ; d_o ——管外径, m 。

2.4 基准参数设定

为了模拟不同结构参数、除湿空气参数、蒸发冷却参数及除湿溶液参数对除湿装置除湿效果的影响,有必要设定各参数基准值。模拟计算过程中,其他参数保持恒定,只改变某一参数数值,研究其对除湿器性能的影响。表1为本次模拟计算设定的基准参数值。

表 1 基准参数表
Table 1 Pre-set parameters

参数	数值	参数	数值	参数	数值
管排数量/根	4(30)	整体式肋片垂直气流方向长/ m	0.464	除湿空气入口相对湿度	0.8
管内径 d_i/m	0.02	整体式肋片沿气流方向长/ m	0.2009	蒸发冷却空气温度 $T_{e0}/^{\circ}\text{C}$	30
管外径 d_o/m	0.025	空气比热容 $C_{pa}/\text{J}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$	1005	蒸发冷却空气相对湿度	0.6
管厚度 δ/m	0.0025	光管导热系数 $\lambda/\text{W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$	45	蒸发冷却空气质流量 $G/\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$	0.5
管心距 S/m	0.058	空气导热系数 $\lambda_a/\text{W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$	0.027	溶液入口温度 $T_{s,in}/^{\circ}\text{C}$	28
肋片厚 δ_f/m	0.0015	空气密度 $\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	1.2	溶液质量分数 ξ	0.35
肋间距 e/m	0.0085	空气动力粘度 $\mu\times 10^6/\text{Pa}\cdot\text{s}$	19	单管溶液质流量 $/\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$	2.4
管长 l/m	0.5	除湿空气入口温度 $T_{a,in}/^{\circ}\text{C}$	35	单管空气质流量 $/\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$	2.1

3 结果与分析

3.1 管束结构参数影响

图3为改变管心距及肋间距对装置性能的影响曲线图。管束体积不变,肋间距为0.0085 m时,管心距由0.05 m增加到0.1 m,装置总除湿量由0.91 kg/h降低到0.29 kg/h,降低了86.1%,由于管束含管量降低,因此单管除湿量仅增加了0.007 kg/h,除湿空气出口温度由29.8 $^{\circ}\text{C}$ 增加到33.3 $^{\circ}\text{C}$ 。原因是管心距越大,管束所含的管数量减小,因此装置

总除湿量降低,另外管心距的增大改善了除湿管的散热性能,因此其单管除湿量增加。由图3可知肋间距对装置除湿效果影响不大。

3.2 蒸发冷却空气参数影响分析

图4为除湿管外蒸发冷却空气对装置性能的影响曲线图,图4a中空气质量流量在0.5~4.0 $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 之间变化,外表面蒸发式装置除湿量相对非蒸发型装置提高了6.3%~9.4%,因此外表面蒸发型明显提高了装置的除湿效果。相比非蒸发型,其除湿空气出口温度最大降低1.9 $^{\circ}\text{C}$ 。原因是除湿管外蒸发冷却作用降低了溶液的温度,因此除湿空气的温度会更低。

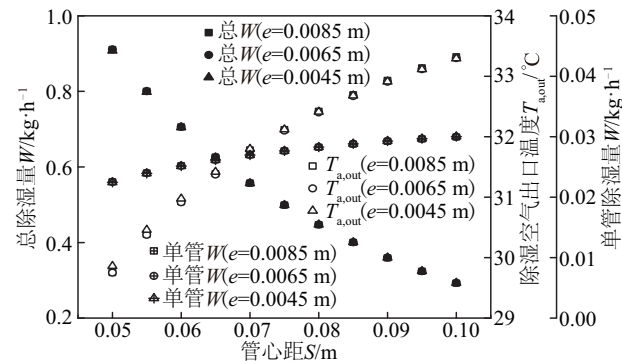
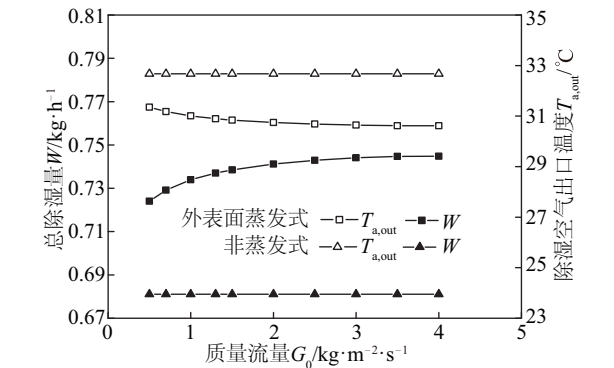
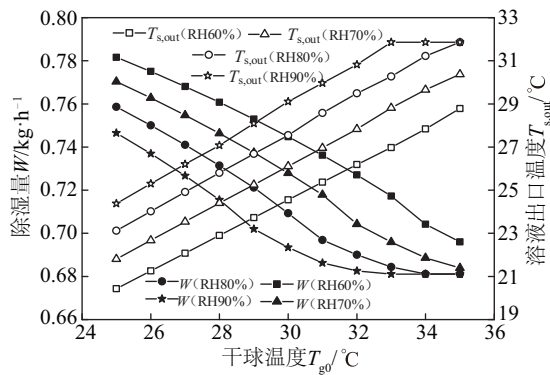


图3 结构参数对装置性能影响

Fig. 3 Effect of structure parameters on device performance



a. 蒸发冷却空气质量流量影响



b. 蒸发冷却空气干球温度影响

图4 蒸发冷却空气参数对装置性能影响

Fig. 4 Effect of evaporative cooling air parameters on device performance

空气质量流量在 $2.5 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 之后, 装置的除湿效果及空气出口温度变化较小, 因此蒸发冷却空气的最佳流速约为 $2.5 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。

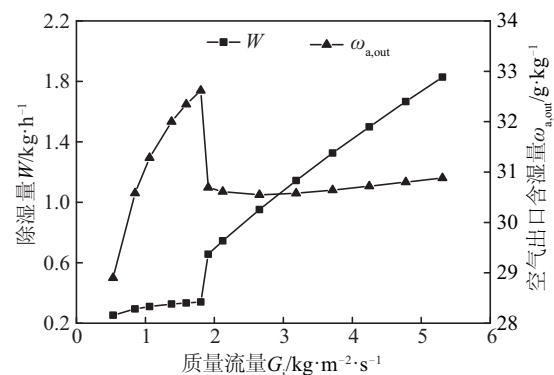
图 4b 中蒸发冷却空气相对湿度不变, 干球温度越高, 除湿量越小, 且空气出口温度越高。蒸发冷却空气相对湿度 80%, 温度 35°C 时, 除湿量相对 25°C 时下降了 11.2%。蒸发冷却空气干球温度不变时, 相对湿度越大, 系统的除湿效果越差, 且溶液出口温度越高。干球温度 30°C 时, 90% 相对湿度下的除湿量相比 60% 时降低了 6.9%。原因是, 空气干球温度或相对湿度越小, 空气焓将越小, 由于蒸发冷却作用管外水膜温度将越低, 因此除湿液温度将越低, 除湿效果会越好。由图 4b 可知, 90% 相对湿度时, 当蒸发冷却空气干球温度大于 32°C 时, 除湿量基本不变, 这是由于此时管外水膜表面的空气焓值大于环境空气焓值, 除湿管不与外界进行换热, 因此环境温度对其除湿量并无影响。

3.3 除湿空气参数影响分析

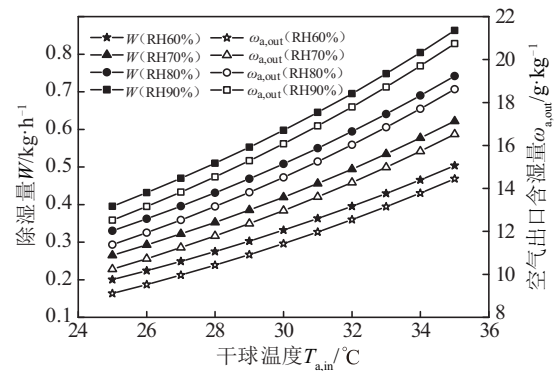
图 5 为管内除湿空气参数变化对装置性能的影响曲线图, 图 5a 中空气质量流量 $0.5 \sim 5.3 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, 则除湿量由 $0.25 \text{ kg}/\text{h}$ 增加到 $1.83 \text{ kg}/\text{h}$, 空气出口含湿量由 $14.9 \text{ g}/\text{kg}$ 增加到 $23.4 \text{ g}/\text{kg}$ 后降低到 $18.8 \text{ g}/\text{kg}$ 。从图 5 中可看出空气质量流量在 $1.8 \sim 1.9 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 变化时, 除湿量和空气出口含湿量有一个跳跃过程, 这是由于在此空气质量流量下, Re 由 2208 变化到 2338, 空气流态由层流向紊流转变。在层流状态下, 空气质量流量增加, 除湿量变化很小, 其出口含湿量增加; 在紊流状态下, 除湿量逐渐增加, 空气出

口含湿量变化较小。因此应尽量使系统在紊流状态下除湿。

图 5b 为改变除湿空气相对湿度及干球温度得到的装置除湿性能变化曲线图。相对湿度不变, 干球温度越高, 装置的除湿性能越好, 相对湿度 80% 时, 干球温度 $25 \sim 35^\circ\text{C}$ 变化, 系统除湿量由 $0.33 \text{ kg}/\text{h}$ 增加到 $0.74 \text{ kg}/\text{h}$, 空气出口温度由 24.9°C 增加到 30.7°C ; 干球温度 30°C 时, 相对湿度由 60% 增加到 90% 时, 除湿量由 $0.33 \text{ kg}/\text{h}$ 增加到 $0.60 \text{ kg}/\text{h}$ 。原因是单独增加干球温度或相对湿度, 空气的含湿量会增加, 因此除湿空气与溶液表面平衡含湿量差会增加, 装置的除湿效果会越好。



a. 除湿空气质量流量影响



b. 除湿空气入口干球温度影响

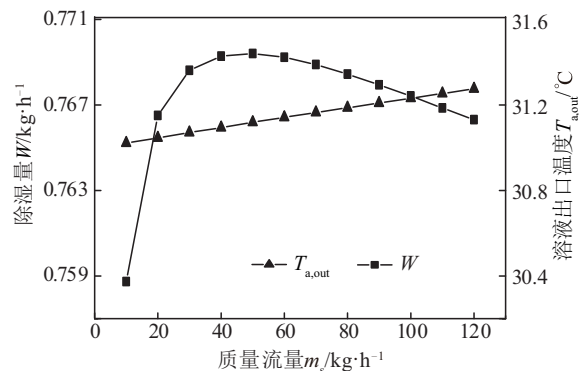
图5 除湿空气参数对装置性能影响

Fig. 5 Effect of dehumidified air parameters on device performance

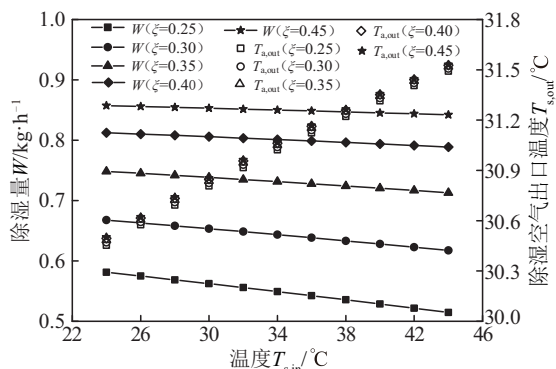
3.4 除湿溶液参数影响分析

图 6 为除湿液参数变化对装置除湿性能影响曲线图。图 6a 中溶液质量流量在 $10 \sim 120 \text{ kg}/\text{h}$ 之间变化, 装置除湿量由 $0.759 \text{ kg}/\text{h}$ 先增加到 $0.769 \text{ kg}/\text{h}$ 再降低到 $0.766 \text{ kg}/\text{h}$; 除湿空气出口温度缓慢升高, 增加了 0.3°C 。原因是: 当溶液质量流量较小时, 其

增加会加大溶液整体的除湿效果,使装置除湿能力更好;由于溶液温降主要发生在入口 25%管段内,当溶液流量大到一定程度之后,其增加对溶液整体除湿效果影响不大,但溶液温降管段会越长,因此会降低装置除湿能力。



a. LiCl 除湿液质量流量影响



a. LiCl 除湿液入口温度影响

图 6 除湿液参数对装置性能影响

Fig. 6 Effect of liquid desiccant parameters on device performance

图 6b 中为改变溶液入口质量分数及温度得到的装置除湿性能变化曲线图。当溶液入口质量分数为 0.35 时,入口温度在 24~44 °C 之间变化,除湿量仅降低 4.0%,除湿空气出口温度升高 1 °C;原因是空气与溶液为逆流布置,因此空气出口温度会随溶液入口温度的升高而升高,但由于管外蒸发冷却作用,溶液温降主要发生在入口 25%管段内,因此空气出口温度变化不大,且溶液除湿效果得以保持,使除湿量变化较小。当溶液入口温度为 30 °C,溶液质量分数在 0.25~0.45 之间变化时,除湿量由 0.56 kg/h 升高到 0.85 kg/h,除湿空气出口温度仅升高 0.05 °C。原因是空气质量分数的增加会降低溶液表面平衡含湿量,使溶液除湿效果更好,空气出

口温度变化主要受溶液温度影响,由于溶液入口温度不变,因此空气出口温度变化很小。

4 结 论

建立外表面蒸发式溶液除湿装置数值模型,采用软件模拟计算得出结果,通过对模拟结果进行分析,得出以下结论:

1) 管心距的增加将会降低装置除湿量,但单管除湿量变化较小,肋间距对装置除湿效果影响不大。

2) 装置的蒸发冷却空气最佳流速约 2.5 kg/(m²·s)。蒸发冷却空气干球温度或相对湿度越大,装置的除湿效果会越差。

3) 装置除湿过程应尽量使除湿空气流动保持在紊流状态。除湿空气干球温度或相对湿度越大,装置的除湿量均会增加。

4) 溶液最佳质量流量约 50 kg/h,溶液入口质量分数越高,装置除湿效果越好,溶液温度越高,除湿效果越差。

[参考文献]

- [1] 张立志. 除湿技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2005, 1—18.
- [1] Zhang Lizhi. Dehumidifying technology [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2005, 1—18.
- [2] Yin Yonggao, Qian Junfei, Zhang Xiaosong. Recent advancements in liquid desiccant dehumidification technology[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2014, 31: 38—52.
- [3] Mohammad A T, Mat S B, Sopian K, et al. Review: Survey of the control strategy of liquid desiccant systems [J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2016, 58: 250—258.
- [4] 张小松, 殷勇高, 曹毅然. 蓄能型液体除湿冷却空调系统的建立与实验研究[J]. 工程热物理学报, 2004, 25(4): 546—549.
- [4] Zhang Xiaosong, Yin Yonggao, Cao Yiran. Experimental study on the performance of liquid desiccant cooling air conditioning [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2004, 25(4): 546—549.
- [5] Yin Yonggao, Zhang Xiaosong, Wang Geng, et al. Experimental study on a new internally cooled/heated dehumidifier/regenerator of liquid desiccant systems [J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31 (5): 857—866.
- [6] Zhang Tao, Liu Xiaohua, Jiang Jingjing, et al. Experimental analysis of an internally-cooled liquid

- desiccant dehumidifier [J]. Building & Environment, 2013, 63(63): 1—10.
- [7] Qi Ronghui, Lu Lin, Yang Hongxing. Development of simplified prediction model for internally cooled/heated liquid desiccant dehumidification system[J]. Energy & Buildings, 2013, 59(4): 133—142.
- [8] Sohani A, Sayyaadi H, Balyani H H, et al. A novel approach using predictive models for performance analysis of desiccant enhanced evaporative cooling systems[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 107: 227—252.
- [9] Gao W Z, Cheng Y P, Jiang A G, et al. Experimental investigation on integrated liquid desiccant- Indirect evaporative air cooling system utilizing the Maisotsenko-Cycle [J]. Appzlied Thermal Engineering, 2015, 88: 288—296.
- [10] Cui X, Islam M R, Mohan B, et al. Theoretical analysis of a liquid desiccant based indirect evaporative cooling system[J]. Energy, 2016, 95: 303—312.
- [11] 彭冬根. 外表面蒸发式溶液除湿系统及方法[P]. 中国:102538090A, 2012-07-04.
- [12] Gnielinski V. New equations for heat and mass transfer in turbuleznt pipe and channel flow [J]. International Journal of Chemical Engineering, 1976, 16(2): 8—16.
- [13] Chung T W, Ghosh T K, Hines A L. Comparison between random and structured packings for dehumidification of air by lithium chloride solutions in a packed column and their heat and mass transfer correlations[J]. Industrial & Engineering Chemistry Research, 1996, 35(1): 192—198.
- [14] Fumo N, Goswami D Y. Study of an aqueous lithium chloride desiccant system: Air dehumidification and desiccant regeneration[J]. Solar Energy, 2015, 72(4): 351—361.
- [15] Conde M R. Properties of aqueous solutions of lithium and calcium chlorides: Formulations for use in air conditioning equipment design[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2004, 43(4): 367—382.
- [16] Sparrow E M, Lin S H. Heat-transfer characteristics of polygonal and plate fins [J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 1964, 7(8): 951—953.
- [17] 彦启森, 石文星, 田长青. 空气调节用制冷技术. 第4版 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010, 93—94.
- [17] Yan Qisen, Shi Wenxing, Tian Changqing. Refrigeration technology for air conditioning, 4th edition [M]. Beijing: China Building Industry Press, 2010: 93—94.

MATHEMATICAL MODEL AND PERFORMANCE ANALYSIS OF A NEW LIQUID DESICCANT DEHUMIDIFIER

Peng Donggen, Cheng Xiaosong, Li Shuangling, Luo Danting

(School of Civil Engineering and Architecture, Nanchang University, Nanchang 330031, China)

Abstract: The mathematical model for a new type of external surface evaporative liquid dehumidification device was established, and the effect of parameters on the performance of device was simulated and calculated. The results show that the increase of tube center distance will reduce the overall dehumidification effect of the device; the rib spacing has little effect on the dehumidification effect of the device; the mass flow rate of evaporative cooling air varies from 0.5 to 4 $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, and the dehumidification capacity of the new external surface evaporative dehumidification device is increased by 6.3%–9.4% compared with the non-evaporation type device; The optimum evaporative cooling air flow rate of the device is about 2.5 $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; when the dehumidified air mass flow is changed from 1.8 to 1.9 $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, the dehumidification amount has a mutation process; The solution inlet temperature is increased by 20 $^{\circ}\text{C}$, the dehumidification amount is reduced by 4.0%, and the dehumidified air outlet temperature is only increased by 1 $^{\circ}\text{C}$. These results provide a theoretical basis for structural design and performance analysis of dehumidification devices.

Keywords: externally evaporative cooling; liquid desiccant; mathematical model; dehumidification rate; performance analysis