

文章编号:0253-4339(2020)02-0015-08
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2020.02.015

蒸发器冷冻除湿特性模拟分析与优化研究

刘帅领 马国远 许树学 李富平 孙 晗

(北京工业大学环境与能源工程学院 北京 100124)

摘 要 为了冷冻除湿系统更加高效运行,本文对冷冻除湿系统进行模拟计算,定量分析了除湿量与蒸发器进口风速、干球温度、相对湿度之间的关系。结果表明:在一定的进风温度和湿度情况下,随着风速的增大,除湿量先增大后减小;在进口空气的含湿量和风速一定时,随着进口空气干球温度的升高,系统的除湿量逐渐降低;进口空气干球温度在 21~36 ℃,相对湿度在 40%~85%之间变化时,进口空气湿球温度与最佳 COP 下对应的蒸发温度差值约为 10 ℃;最佳制冷工况下的蒸发温度与最大除湿工况下的蒸发温度差值存在线性关系;模型值与实验值相比,误差在±10%以内。

关键词 除湿量;模拟;蒸发器;线性关系

中图分类号:TB61⁺1;TU831.3 **文献标识码**:A

Simulation Analysis and Optimization Research on Cooling and Dehumidifying Effects of Evaporator

Liu Shuailing Ma Guoyuan Xu Shuxue Li Fuping Sun Han

(College of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology, Beijing, 100124, China)

Abstract For the efficient operation of the cooling and dehumidification system, the relationship between dehumidification and the inlet air speed, dry bulb temperature, and relative humidity of evaporator is numerically analyzed. The results show that, when inlet air temperature and humidity are kept constant, dehumidification capacity increases first and then decreases with an increase in the inlet air speed. When the moisture content and the speed of the inlet air are constant, the dehumidification capacity gradually decreases with an increase in the dry bulb temperature of the inlet air. When the dry bulb temperature of inlet air is between 21~36 ℃ and its relative humidity is between 40% and 85%, the difference between the wet bulb temperature of inlet air and its evaporation temperature at the optimum COP is about 10 ℃. There is a nearly linear relationship between the corresponding evaporation temperature at the optimal COP and the evaporation temperature with the maximum dehumidification capacity. After compared with the test data, it shows the error of the numerical model is less than 10%.

Keywords dehumidification capacity; simulation; evaporator; linear relationship

空气除湿是人们生产生活中普遍存在的问题,不同的环境需要不同的湿度,因此,控制湿度对我们生产生活有着重要影响。在我国长江流域,其气候特征为夏季气温高,全年湿度大,该地区主要城市年平均相对湿度在 75%~80%,有时可高达 95%~100%,高湿环境不仅会影响人们的热舒适性,而且还会影响室内卫生,对人体健康、家具及工业化设备寿命带来不利影响^[1]。当该地区处于过度季节和梅雨季节时,室外气温不高,但湿度较大,此时对除湿的需求往往大于对制冷的需求。长期以来,该地区的室内环境恶

劣程度居于全国之首^[2]。因而,除湿成了长江流域的重要问题。

常用的空气除湿方法主要有冷却除湿、吸附除湿和吸收除湿,此外还有一些新型的除湿方法如膜除湿、热泵除湿、质子传导电化学除湿、HVAC 除湿等^[3-6]。其中冷冻除湿机是利用制冷机为冷源,以直接蒸发式冷却器作为冷却设备,其原理是将空气冷却到露点温度以下,使空气中的水分析出,降低空气中的绝对含湿量,达到除湿的目的,由于其能耗小,操作简单、易于控制,得到了广泛的应用^[7]。但在实际工

基金项目:国家重点研发计划(2018YFF0212404)和国家自然科学基金(51776004)资助项目。(The project was supported by the National Key R & D Program of China (No. 2018YFF0212404) and the National Natural Science Foundation of China (No. 51776004).)

收稿日期:2019-03-19;修回日期:2019-10-09

程使用过程中冷冻除湿机也存在一些不足,主要表现在耗能较大。因此,如何降低冷冻除湿机能耗,使其更加高效运行成为研究的关键。袁丽等^[8-9]通过在蒸发器和冷凝器之间增加效率较高的板翅式换热器,使进入除湿机的湿空气先通过板式换热器进行预冷,再进入蒸发器进一步降温除湿,降低了蒸发器的负荷,有效提高了除湿效率。万夏红等^[10]分析了风量对制冷量、除湿量、修正输入功率及单位输入功率除湿量的影响,认为存在一个最优风量使冷冻除湿机组单位输入功率除湿量最大。王红等^[11]分析了冷冻除湿能量回收的方向,提出一种以使用两相闭式热虹吸管和空气水表面换热器为组件的全热回收冷冻除湿机组,结果表明,该系统较普通除湿机节能潜力巨大。范良凯等^[12]通过实验测试了风量、相对湿度、温度的交互作用对单位出入功率除湿量的影响,结果表明最优风量受进口空气相对湿度的影响大于受进风温度的影响。

本文采用编程迭代计算方法建立冷冻除湿系统的数学模型,通过模型计算分析出各进口参数对系统除湿量的影响,并对系统最佳 COP 下对应的蒸发温度与最大除湿量下对应的蒸发温度进行分析,以找出两者之间的关系,为冷冻除湿系统理论设计和更高效运行提供指导。

1 系统工作原理及理论模型

1.1 系统工作原理

图 1 所示为冷冻除湿系统原理。该系统主要由蒸发器、气液分离器、压缩机、冷凝器、节流阀组成。循环工质为 R134a,系统工作时循环工质在蒸发器内吸收空气的热量,工质温度升高并伴随部分工质汽化。由蒸发器出来的低温低压两相工质经气液分离器分离后进入压缩机,在压缩机中进行等熵压缩,从压缩机出来的高温高压气体进入冷凝器进行冷凝放热,工质将自身携带的热量排至室外环境从而变为低温高压液体,经节流阀节流降压后变为低温低压工质后进入蒸发器中进行下一次循环。

1.2 蒸发器模型

对蒸发器模型作出如下假设:1)采用均相模型;2)沿着管长的微元段制冷剂侧空气侧物性一致,不考虑管壁热阻;3)忽略制冷剂压降。

1.2.1 制冷剂侧模型

1) 单相区

蒸发器中过热区对流换热系数由 Dittus-Boelter 换热关系式^[13]计算:

$$Nu = 0.23 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (1)$$

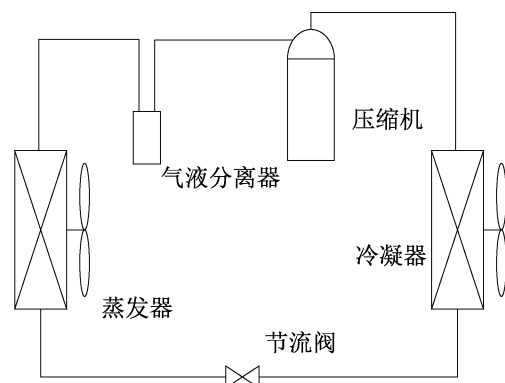


图 1 冷冻除湿系统原理

Fig.1 Principle of refrigeration dehumidification system

式中: Re 为制冷剂气体雷诺数; Pr 为制冷剂气体普朗特数。

2) 两相区

蒸发器中两相区对流换热系数采用制冷剂管内沸腾通用关联式:

$$\frac{\alpha_{\text{refr}}}{\alpha_{\text{refr},l}} = C_1 (Co)^{C_2} (25F_{fl})^{C_5} + C_3 (Bo)^{C_4} F_{fl} \quad (2)$$

其中,

$$\alpha_{\text{refr},l} = 0.023 Re_l^{0.8} Pr^{0.4} \frac{\lambda_l}{d_l} \quad (3)$$

$$Re_l = \frac{G(1-X)d_l}{\mu_l} \quad (4)$$

$$Co = \left(\frac{1-X}{X} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (5)$$

$$F_{fl} = \frac{[G(1-X)]^2}{g\rho_l^2 d_l} \quad (6)$$

$$Bo = \frac{\psi}{r_{\text{refl}} G} \quad (7)$$

式中: α_{refr} 为管内沸腾两相表面传热系数 $W/(m^2 \cdot K)$; $\alpha_{\text{refr},l}$ 为液相单独流过管内的表面传热系数 $W/(m^2 \cdot K)$; Co 为对流特征数; Bo 为沸腾特征数; F_{fl} 为液相弗劳德数; Re_l 为制冷剂液体雷诺数; G 为质量流速, $kg/(m^2 \cdot s)$; X 为干度; d_l 为管内径, m ; μ_l 为液相动力黏度, $Pa \cdot s$; λ_l 为液相导热系数, $W/(m \cdot K)$; Pr_l 为液相普朗特数; ρ_g 为制冷剂气相密度, kg/m^3 ; ρ_l 为液相密度, kg/m^3 ; ψ 为热流密度, W/m^2 ; r_{refl} 汽化潜热 J/kg ; g 为重力加速度, m/s^2 ; $C_1 \sim C_5$ 为制冷剂 R134a 选取的特征系数, $C_1 = 1.136$, $C_2 = -0.9$, $C_3 = 667.2$, $C_4 = 0.7$, $C_5 = 0.3$ 。

1.2.2 空气侧模型

空气侧换热系数^[13]计算公式为:

$$Nu = 0.982 Re^{0.424} \left(\frac{s}{e} \right)^{-0.0887} \left(\frac{Ns_1}{e} \right)^{-0.159} \quad (8)$$

$$h_2 = \xi h_1 \tag{9}$$
式中: s 为翅片间距, m; e 为翅根直径, m; N 为管排数; s_1 为沿空气流动方向管间距, m; h_2 为湿表面的表面传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; h_1 为干表面换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; ξ 为析湿系数。

湿表面析湿系数^[14]按下式计算:

$$\xi = 1 + \frac{\gamma_0 + c_{pv}t_{1,2} - c_w t_w}{c_{pm}} \frac{d_{1,2} - d_w}{t_{1,2} - t_w} \tag{10}$$

式中: γ_0 为水的汽化潜热 (kJ/kg); c_w 为水的比热, 取值 $4.19 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; c_{pv} 为水蒸气的定压比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; c_{pm} 为湿空气的比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; $t_{1,2}$ 为湿空气进出蒸发器时的平均温度, $^\circ\text{C}$; t_w 为壁面温度, $^\circ\text{C}$; $d_{1,2}$ 为湿空气进出蒸发器时的平均含湿量, $\text{g}/(\text{kg}$ 干空气); d_w 为壁面温度下对应饱和空气的含湿量, $\text{g}/(\text{kg}$ 干空气)。

1.3 除湿模型

当蒸发器管壁面温度低于空气的露点温度时, 空气会出现凝露现象。图 2 为蒸发器空气冷却过程。

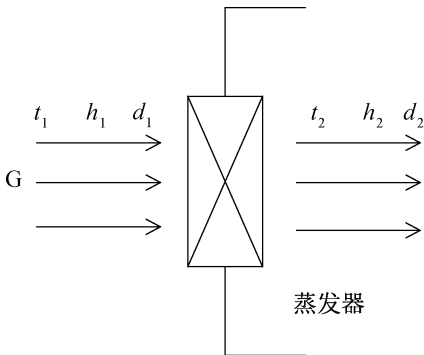


图 2 蒸发器空气冷却过程
Fig.2 Evaporator air cooling process

系统制冷量按下式^[15]计算:

$$Q = G(h_1 - h_2) \tag{11}$$
式中: Q 为制冷量, kW ; G 为进风风量, kg/s ; h_1 为蒸发器入口焓, kJ/kg ; h_2 为蒸发器出口焓, kJ/kg 。

析湿系数等于包括显热和潜热在内的总热交换量与显热交换量之比^[16]。即:

$$\xi = \frac{h - h_b}{c_p(t - t_b)} \tag{12}$$

$$Q = q_s + q_r \tag{13}$$
式中: h 为通过换热表面的焓, kJ/kg ; t 为通过换热表面的温度, $^\circ\text{C}$; h_b 为饱和空气层的焓, kJ/kg ; t_b 为饱和空气层温度, $^\circ\text{C}$; c_p 为空气的定压比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ 。

由式 (12) 和式 (13) 可以计算潜热交换量公式:

$$q_r = \frac{(\xi - 1) Q}{\xi} \tag{14}$$

式中: q_r 为显热量, kW ; Q 为制冷量, kW ; ξ 为析湿系数。

蒸发器侧的析湿量按下式^[17]计算:

$$W = G(d_1 - d_2) \frac{1}{1\,000} \tag{15}$$

式中: W 为析湿量, kg/s ; G 为进风风量, kg/s ; d_1 为空气处理前的含湿量, $\text{g}/(\text{kg}$ 干空气); d_2 为空气处理后的含湿量, $\text{g}/(\text{kg}$ 干空气)。

系统单位能耗除湿量按式下式^[20]计算:

$$m_e = \frac{3\,600\,m}{P} \tag{16}$$

式中: m_e 为单位能耗除湿量, $\text{kg}/(\text{kW} \cdot \text{h})$; m 为析湿量, kg/s ; P 为压缩机功率, kW 。

1.4 其它部件

压缩机模型做如下假设: 1) 忽略压缩机吸排气压力损失; 2) 压缩机的多变指数及电效率不随工况变化; 3) 忽略压缩机与环境的换热; 4) 假定压缩机的转速不随工况变化。

冷凝器模型与蒸发器模型基本相同, 假定冷凝温度稳定在 $45\,^\circ\text{C}$ 。压缩机吸气过热度为 $7\,^\circ\text{C}$ 。

2 数据对比与分析

文献[18]中使用定频冷冻除湿机对冷冻除湿机优化设计进行研究, 压缩机为定频活塞式压缩机, 气缸容积为 5.50 cm^3 , 制冷剂为 R134a, 额定输入功率为 250 W , 得出存在最佳蒸发温度使单位输入功率除湿量最大。根据标准《GB/T 199411—2003 除湿机》^[19], 选用的测试工况如表 2 所示。

文献[18]根据压缩机出厂实验数据拟合, 得出

表 2 测试工况
Tab.2 Test conditions

工况	干球温度/ $^\circ\text{C}$	湿球温度/ $^\circ\text{C}$	露点温度/ $^\circ\text{C}$	相对湿度/%	含湿量/ $(\text{g}/(\text{kg}$ 干空气))	焓/ (kJ/kg)
名义工况	27.0	21.2	18.6	60	13.424	61.509
最大负荷工况	32.0	23.0	19.1	46	13.840	67.750
凝露工况	27.0	24.0	22.8	78	17.570	72.086

COP 与蒸发温度的关系,并通过 MATLAB 编程求解出除湿机在测试工况下单位输入功率除湿量和蒸发温度的关系,并且得出不同测试工况下的最佳蒸发温

度,本文的模拟计算结果与之对比,如表 3 所示,两者的误差在±10%以内。

表 3 实验数据与模型拟合数据对比
Tab.3 Comparison of experiment data and simulation data

工况	实验最佳蒸发温度/℃	模型最佳蒸发温度/℃	模型最大除湿量对应蒸发温度/℃	相对误差/%
名义工况	10.2	9.24	8.28	-9.4
最大负荷工况	9.4	10.10	9.61	7.4
凝露工况	16.2	14.70	13.74	-9.2

文献[20]中对变频空调器进行实验研究,得出变频空调器在除湿模式下除湿量与进风状态、风量的关系,本文以此实验数据为依据,对实验数据与模拟数据进行对比。由于设备不同,蒸发器的进风量不同,为保证数据对比的可靠性,将实验数据处理成在干球温度为 27℃,每 1 000 m³ 风量下除湿量与湿球温度的关系,如图 3 所示。

风量的增大,系统单位能耗除湿量先增大后减小,在风量为 4 400 m³/h 时,存在最大值为 3.285 kg/(kW·h),与文献[21]模拟结果相同。系统 COP 随着进风风量的增大而升高,这是因为随着进风风量的增大,空气与蒸发器换热增强,使得蒸发温度升高,制冷量增大,由于系统冷凝温度为 45℃,当蒸发温度及压力升高时,压缩机功耗降低,所以系统的 COP 呈逐渐上升趋势。

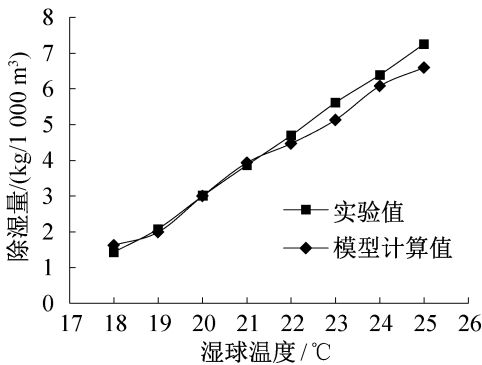


图 3 模型计算值与实验值对比

Fig.3 Model calculated value and experimental value comparison

由图 3 可知,在湿球温度 18~21℃范围内,模型计算值与实验值基本完全吻合,在 22~25℃范围内,模型计算值与实验值偏差小于 10%,表明模型与实际相符。

3 系统模拟与结果分析

本文采用编程迭代计算方法,对系统除湿过程进行模拟计算,模拟工况中空气温度为 21~36℃,相对湿度为 40%~85%,得出系统除湿量、蒸发温度等参数随进口空气干球温度、相对湿度及进风风速的变化关系,本文将以典型工况对模拟结果进行阐述。

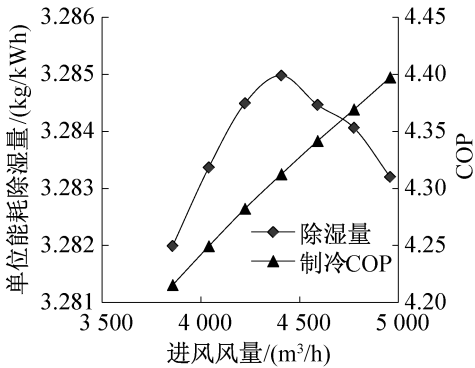


图 4 进风风量对单位能耗除湿量及 COP 的影响
Fig.4 Influence of inlet air volume on unit energy consumption dehumidification and COP

图 5 所示为当进口温度为 27℃,相对湿度为 75%时,空气侧换热器进风风速对系统除湿量和制冷量的影响。由图 5 可知,随着进风风速的逐渐增大,系统除湿量变化为先增大后减小,但风速为 1.9 m/s 时,系统的除湿量达到最大值,为 21.44 kg/h。由于进风风速的增大,增大了空气的湍流程度,使空气与换热器的对流传热、传质系数增大,换热增强,因此系统的除湿量增大。当进风风速超过 1.9 m/s 时,系统的除湿量逐渐减小,这是由于当风速增大时,虽然换热器表面与湿空气之间的对流换热表面传热系数增大,但单位质量的空气与翅片表面接触时间减小,系统的除湿量逐渐减小。随着进风风速的增大,强化了对流换热表面传热系数和传质系数,使蒸发温度逐渐

增加,系统制冷量从 26.6 kW 增至 27.5 kW。

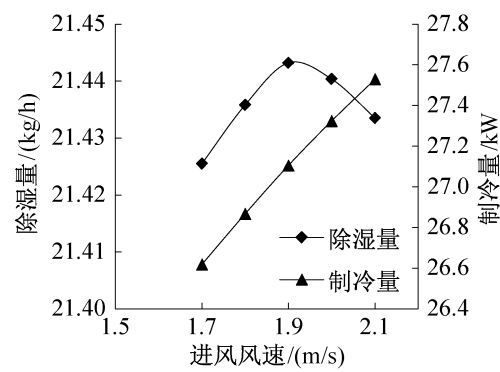


图 5 进口风速对除湿量及制冷量的影响

Fig.5 Effect of inlet wind speed on dehumidification and cooling capacity

图 6 所示为当进口空气温度为 27 ℃,进风风速为 2 m/s 时,空气的相对湿度对系统的除湿量和制冷量的影响。由图 6 可知,随着空气的相对湿度的增大,系统的除湿量从 1 kg/h 逐渐增至 23 kg/h,这是因为,随着空气相对湿度的增大,空气与翅片间的水蒸气分压力差逐渐增大,使更多的水分在翅片表面析出,系统的除湿量增大。

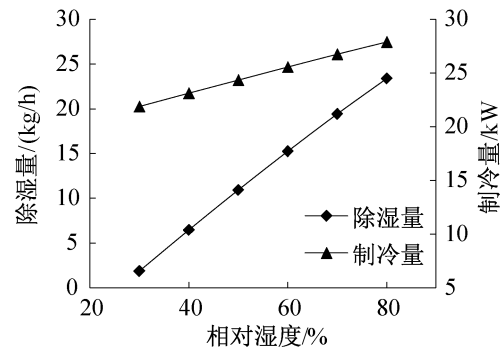


图 6 进口空气相对湿度对除湿量及制冷量的影响

Fig.6 Effect of relative humidity of inlet air on dehumidification and cooling capacity

由图 6 还可知,随着空气相对湿度的增加,系统制冷量从 20 kW 逐渐增至 28 kW,这是因为相对湿度较大时,湿球温度较高,蒸发器表面析湿系数较大,对流换热表面传热系数和传质系数增加,使蒸发温度的升高,因此系统的制冷量呈上升趋势。

图 7 所示为当进口空气含湿量为 16 g/(kg 干空气),进风风速保持在 2 m/s 时,进口空气干球温度对系统除湿量和制冷量的影响。由图 7 可知,随着进口空气干球温度的升高,系统的除湿量从 21 kg/h 逐渐降至 15 kg/h,并且制冷量从 25 kW 逐渐增至 30 kW。这是因为随着进口空气温度的升高,提高了换热器翅片的表面温度,单位质量空气达到露点温度的数量减

少,因此除湿量呈现逐渐降低的趋势。此外,在进口含湿量一定的情况下,进口温度越高,使蒸发器对应的蒸发压力升高,制冷剂比容减小,制冷剂质量流量增大,系统的制冷量增大。

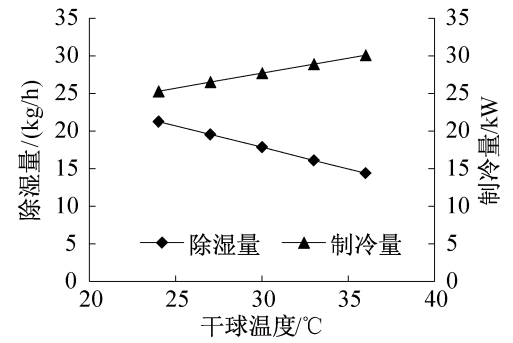


图 7 进口空气干球温度对除湿量及制冷量的影响

Fig.7 Effect of inlet air dry bulb temperature on dehumidification and cooling capacity

设定湿球温度与最佳 COP 下对应的蒸发温度的差值为 Δt 。图 8 所示为当进口空气干球温度为 27 ℃时,相对湿度对 Δt 的影响。由图 8 可知,进口空气的相对湿度在 40%~85%之间变化时,系统 Δt 在 10 ℃ 上下波动。由于本系统对冷凝器模型做出冷凝温度维持在 45 ℃ 的假设,系统 COP 模拟结果呈逐渐上升状态,因此本文按照工程经验将系统的制冷量增长率衰减幅度变化范围在 5%~10% 时来确定系统最佳 COP 所对应的蒸发温度。

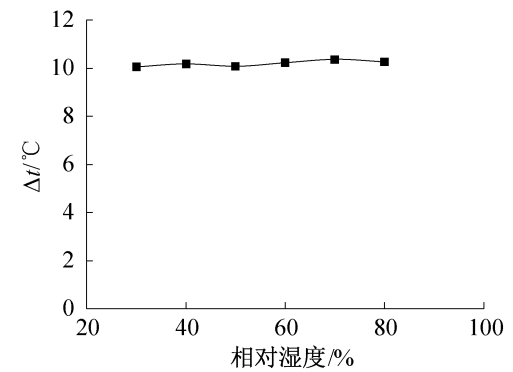


图 8 相对湿度对 Δt 的影响

Fig.8 Effect of relative humidity on Δt

设定 Δt_1 为系统最佳 COP 下对应蒸发温度与系统最大除湿量下对应蒸发温度的差值。图 9 所示为干球温度在 21~36 ℃,相对湿度在 65%~85%的条件下,进口空气的湿球温度对 Δt_1 的影响。系统最佳 COP 下对应的蒸发温度与最大除湿量下对应的蒸发温度的差值呈线性相关,其拟合函数为:

$$y = -1.108 t_s + 0.933 t + 2.281 \quad (17)$$

式中: y 为系统最佳 COP 下对应蒸发温度与系

统最大除湿量下对应蒸发温度的差值,℃; t_s 为湿球温度,℃, t 为干球温度,℃。

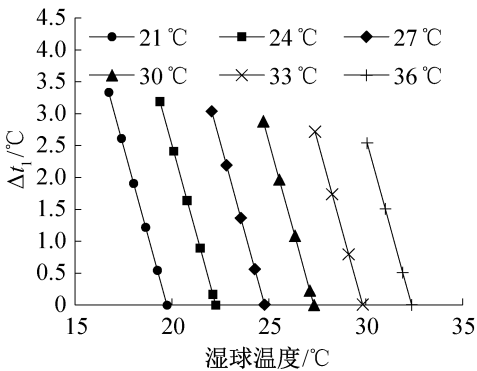


图 9 湿球温度对 Δt_1 的影响

Fig.9 Effect of wet bulb temperature on Δt_1

图 9 中最左端干球温度为 21℃,从左至右温度间隔为 3℃,在同一条干球温度线上,最上端相对湿度为 65%,相对湿度由上至下间隔 5%。由图 8 可知,在相对湿度相同,干球温度从 21℃升至 36℃时, Δt_1 逐渐降低,例如在此干球温度范围内,相对湿度在 65%时, Δt_1 从 3.4℃逐渐降至 2.6℃,这是因为在相对湿度相同,干球温度逐渐上升的条件下,系统最佳 COP 下对应的蒸发温度和系统最大除湿量下对应的蒸发温度均逐渐升高,最大除湿量下对应蒸发温度升高的幅度大于系统最佳 COP 下对应蒸发温度升高的幅度,因此 Δt_1 逐渐降低。图中与横坐标轴相交点的相对湿度从左至右依次为 90%、86%、84%、82%、78%。在相应干球温度下超过与横坐标轴交点的相对湿度值时, Δt_1 的值为 0℃,这是因为系统最大除湿量对应的蒸发温度基本与系统最佳 COP 下对应的蒸发温度值相等,最佳除湿工况亦是最佳制冷工况。

系统模拟干球温度在 21~36℃,相对湿度在 65%~85%时,是通过降低蒸发器进风风量来降低蒸发温度,增大系统除湿量,在此干球温度范围内,相对湿度在 65%以下时,继续降低蒸发器进风风量出现空气出口温度低于蒸发器壁面温度的现象,这不符合工程实际。当仅通过降低进风风量达不到系统最大除湿效果时,需通过调节节流阀降低蒸发温度来增大系统的除湿量。

图 10 所示为干球温度在 21~36℃,相对湿度在 40%~65%的条件下,进口空气的湿球温度对 Δt_1 的影响。系统最佳 COP 下对应的蒸发温度与系统最大除湿量下对应蒸发温度的差值呈线性相关,其拟合函数为:

$$y = -0.205 t_s + 0.148 t + 3.368 \tag{18}$$

图 10 中最左端干球温度为 21℃,从左至右温度间隔为 3℃,在同一干球温度线上,最下端相对湿度为 65%,由下至上相对湿度分别为 65%、60%、50%、40%。

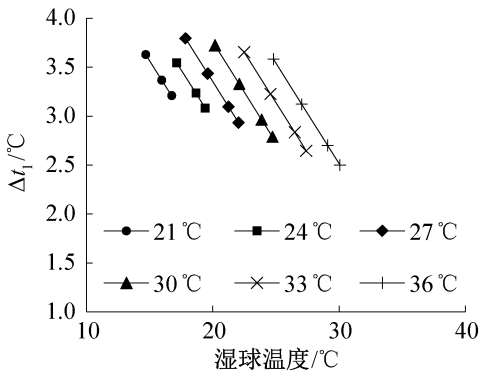


图 10 湿球温度对 Δt_1 的影响

Fig.10 Effect of wet bulb temperature on Δt_1

对比图 9 和图 10 可以发现,相对湿度在 40%~65%时, Δt_1 的变化幅度较小,这是因为相对湿度在 40%~65%范围内是通过调节节流阀来降低系统蒸发温度,蒸发温度不能大幅度降低,否则导致系统的制冷量下降,使蒸发器进出口含湿量差减小,除湿量降低。所以 Δt_1 在相对湿度 40%~65%时的变化幅度较小。

在舒适性空调范围内认为相对湿度在 40%以下时不需要进行除湿,为此本文计算湿度范围不包括相对湿度在 40%以下的部分。蒸发器进口空气相对湿度较高,为避免蒸发器表面结霜,需保证蒸发器壁面温度大于 0℃。在低湿度范围内,最佳 COP 下对应的蒸发温度与最大除湿量下对应的蒸发温度的差值不存在线性关系。

4 结论

本文建立了冷冻系统除湿模型,从理论上对系统的除湿特性进行了研究,模拟了温度在 21~36℃,相对湿度在 40%~85%工况下的除湿过程,模型能够计算出系统除湿过程中的特性参数,得出如下结论:

1) 在定温度和湿度情况下,随着进风风量的增大,系统单位能耗除湿量变化为先增大后减小,存在一个除湿最优风量。在进口含湿量和风速不变的情况下,随着进口空气干球温度的升高,系统的除湿量减小。

2) 进口空气干球温度 21~36℃,相对湿度为 30%~85%时,系统的湿球温度与最佳 COP 下对应的蒸发温度的差值在 10℃上下波动。

3) 干球温度为 $21 \sim 36\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 系统最佳 COP 下对应蒸发温度与系统最大除湿量下对应蒸发温度的差值呈现如下线性关系: 当相对湿度为 $65\% \sim 85\%$ 时, $y = -1.108 t_s + 0.933 t + 2.281$; 当相对湿度为 $40\% \sim 65\%$ 时, $y = -0.205 t_s + 0.148 t + 3.368$ 。

4) 与已经发表的其他实验研究数据结果进行对比, 本研究的模型计算值与实验值偏差在 $\pm 10\%$ 以内。

参考文献

- [1] 韩星, 张旭. 上海地区建筑除湿量研究[J]. 建筑科学, 2009, 25(2): 88-91. (HAN Xing, ZHANG Xu. Study on dehumidification of buildings in Shanghai[J]. Building Science, 2009, 25(2): 88-91.)
- [2] 李娟. 底层居室室内环境质量评价与改善研究[D]. 重庆: 重庆建筑工程学院, 1993. (LI Juan. Study on indoor environmental quality assessment and improvement of bottom room[D]. Chongqing: Chongqing Institute of Architecture and Engineering, 1993.)
- [3] 秦瑞. 空气除湿方式设计探讨[J]. 煤矿现代化, 2006 (增刊 1): 179-181. (QIN Rui. Discussion on the design of air dehumidification[J]. Coal Mine Modernization, 2006 (Suppl. 1): 179-181.)
- [4] 朱冬生, 尉隼, 李鑫, 等. 除湿器研究进展[J]. 暖通空调, 2007, 37(4): 35-40. (ZHU Dongsheng, JU Fei, LI Xin, et al. Dehumidifier research progress[J]. Journal of HV & AC, 2007, 37(4): 35-40.)
- [5] 孙克春, 龙恩深, 陈进军, 等. 夏热冬冷地区除湿方式探讨[J]. 建筑科学, 2008, 24(8): 81-84. (SUN Kechun, LONG Enshen, CHEN Jinjun, et al. Discussion on dehumidification mode in hot summer and cold winter area [J]. Architecture Science, 2008, 24(8): 81-84.)
- [6] 徐俊, 赵纯清, 丁淑芳, 等. 空气除湿方法及其在农业工程中的应用[J]. 中国农机化, 2012(5): 110-112. (XU Jun, ZHAO Chunqing, DING Shufang, et al. Air dehumidification method and its application in agricultural engineering[J]. Chinese Agricultural Machinery, 2012(5): 110-112.)
- [7] 黄剑云. 冷冻除湿机设计探讨[J]. 机电工程技术, 2002, 31(7): 66-68. (HUANG Jianyun. Discussion on design of freezing dehumidifier[J]. Electromechanical Engineering Technology, 2002, 31(7): 66-68.)
- [8] 袁丽, 耿世彬, 范良凯, 等. 节能型冷冻除湿机研究开发[J]. 暖通空调, 2013, 43(增刊 1): 156-160. (YUAN Li, GENG Shibin, FAN Liangkai, et al. Research and development of energy-saving refrigeration dehumidifier[J]. Journal of HV & AC, 2013, 43(Suppl. 1): 156-160.)
- [9] 耿世彬, 袁丽, 范良凯, 等. 节能型冷冻除湿机性能测试与分析[J]. 暖通空调, 2013, 43(增刊 1): 161-165. (GENG Shibin, YUAN Li, FAN Liangkai, et al. Performance test and analysis of energy-saving refrigeration dehumidifier[J]. Journal of HV & AC, 2013, 43(Suppl. 1): 161-165.)
- [10] 万夏红, 欧阳惕. 冷冻除湿机最优风量的实验分析[J]. 制冷与空调(北京), 2013, 13(11): 46-47. (WAN Xiaohong, OUYANG Ti. Experimental analysis of optimal air volume of refrigeration dehumidifier[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2013, 13(11): 46-47.)
- [11] 王红, 王美霞. 人防工程冷冻除湿系统节能探讨及优化[J]. 现代工业经济和信息化, 2014(7): 162-165. (WANG Hong, WANG Meixia. Discussion and optimization of energy saving for civil air defense engineering dehumidification system [J]. Modern Industrial Economy and Informationization, 2014(7): 162-165.)
- [12] 范良凯, 袁丽, 缪小平, 等. 冷冻除湿机变风量优化运行的实验研究[J]. 制冷与空调(四川), 2010, 24(5): 43-46. (FAN Liangkai, YUAN Li, MIAO Xiaoping, et al. Experimental study on optimized operation of variable air volume in refrigeration dehumidifier[J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2010, 24(5): 43-46.)
- [13] 丁国良, 张春路. 制冷空调装置仿真与优化[M]. 北京: 科技出版社, 2001: 32-34. (DING Guoliang, ZHANG Chunlu. Refrigeration and air conditioning unit simulation and optimization [M]. Beijing: Science and Technology Press, 2001: 32-34.)
- [14] 范增之. 湿空气的热力参数及其在冷却过程中的数值计算[J]. 流体机械, 1991(1): 58-60. (FAN Zengzhi. Thermal parameters of wet air and its numerical calculation during cooling[J]. Fluid Machinery, 1991(1): 58-60.)
- [15] 赵荣义. 空气调节[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009: 102-103. (ZHAO Rongyi. Air conditioning [M]. Beijing: China Architecture and Building Press, 2009: 102-103.)
- [16] 杨昭, 解德强, 马一太, 等. 变湿工况条件下热泵空调系统的换热及热力学特性分析[J]. 工程热物理论, 1999, 20(3): 282-285. (YANG Zhao, XIE Deqiang, MA Yitai, et al. Analysis of heat transfer and thermodynamic characteristics of heat pump air conditioning system under humidification conditions [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1999, 20(3): 282-285.)
- [17] 陆亚俊. 冷冻除湿机最佳设计参数的理论分析[J]. 暖通空调, 1980(1): 23-26. (LU Yajun. Theoretical analysis of the best design parameters of refrigeration dehumidifier [J]. Journal of HV & AC, 1980(1): 23-26.)
- [18] 刘德一. 冷冻除湿机优化设计及实验研究[D]. 杭州: 中国计量大学, 2017. (LIU Deyi. Optimization design and experimental study of refrigeration dehumidifier[D]. Hangzhou: China Jiliang University, 2017.)

Applied Thermal Engineering, 2016, 93: 36–42.

[25] CZANDERNA A, NEIDLINGER H. Polymers as advanced material for desiccant applications: 2-alkali salt of polystyrene sulfonic acid[J]. ASHRAE Transactions, 1991, 97(2): 615–623.

[26] YANG R T. Adsorbents: fundamentals and applications [M]. New Jersey: John Wiley & Sons Inc, 2003: 20–21.

[27] SIMONOVA I A, FRENI A, RESTUCCIA G, et al. Water sorption on composite “silica modified by calcium nitrate” [J]. Microporous and Mesoporous Materials, 2009, 122(1/2/3): 223–228.

[28] 郑旭, 王如竹, 葛天舒. 硅藻-氯化锂复合除湿剂制备及吸附性能[J]. 化工学报, 2016, 67(7): 2874–2879. (ZHENG Xu, WANG Ruzhu, GE Tianshu. Development and adsorption properties of diatomite-LiCl composite desic-

cant[J]. CIESC Journal, 2016, 67(7): 2874–2879.)

[29] GLUECKAUF E, COATES J I. Theory of chromatography; the influence of incomplete equilibrium on the front boundary of chromatograms and on the effectiveness of separation [J]. Journal of the Chemical Society, 1947, 149: 1315.

通信作者简介

郑旭,女,博士,讲师,浙江理工大学建筑工程学院,(0571)86843374,E-mail:cindy1989v@zstu.edu.cn。研究方向:新型干燥剂及固体除湿空调系统。

About the corresponding author

Zheng Xu, female, Ph. D., lecturer, School of Civil Engineering and Architecture, Zhejiang Sci-Tech University, + 86 571-86843374, E-mail: cindy1989v@zstu.edu.cn. Research fields: advanced desiccant materials and solid desiccant cooling systems.

(上接第 21 页)

[19] 除湿机: GB/T 199411—2003[S]. 北京: 中国标准出版社, 2003. (Dehumidifiers: GB/T 199411—2003[S]. Beijing: China Standard Press, 2003.)

[20] 李玉春. 变频空调器除湿量的实验研究[J]. 制冷, 2007, 26(3): 13–16. (LI Yuchun. Experimental study on dehumidification of inverter air conditioner[J]. Refrigeration, 2007, 26(3): 13–16.)

[21] 袁丽, 范良凯, 耿世彬, 等. 风量影响除湿机 SMER 的原理分析与模拟[J]. 制冷与空调(四川), 2010, 24(5): 38–42. (YUAN Li, FAN Liangkai, GENG Shibin, et al. Principle analysis and simulation of air volume influence dehumidifier SMER[J]. Refrigeration and Air Condi-

tioning, 2010, 24(5): 38–42.)

通信作者简介

许树学,男,副教授,北京工业大学环境与能源工程学院,(010)67391613,E-mail: xsx@bjut.edu.cn。研究方向:热泵技术及其应用,自然工质,制冷系统测试技术。

About the corresponding author

Xu Shuxue, male, associate professor, College of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology, +86 10-67391613, E-mail: xsx@bjut.edu.cn. Research fields: heat pump technology and its application, natural working fluid, refrigeration system testing technology.