

文章编号:0253-4339(2020)02-0123-07
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2020.02.123

热泵型溶液除湿新风系统性能分析与优化

罗良 黄志甲 王晓玉 卓飞飞

(安徽工业大学建筑工程学院 马鞍山 243002)

摘 要 本文建立了热泵型溶液除湿(HPLD)新风系统数学模型,研究了新风温度、湿度对系统运行性能的影响。结果表明:新风温度升高 1 ℃,系统 COP 平均下降率为 0.9%;新风含湿量增加 1 g/(kg 干空气),系统 COP 平均下降率为 3.6%,新风湿度增加导致 HPLD 系统 COP 大幅下降,系统新风湿度变化的适应性差。为扩大 HPLD 系统适应范围,提出了冷却除湿与 HPLD 组合式除湿系统,以组合式除湿系统 COP 为评价指标,得到组合系统级间新风参数最优状态:温度为 21 ℃,含湿量为 14.1 g/(kg 干空气)。夏季典型工况下,组合式除湿系统 COP 为 5.40,比单一 HPLD 系统 COP 提高 87.5%。最后,根据 HPLD 系统设计参数制作了实验样机,并对模拟结果进行了验证。

关键词 新风除湿系统;参数优化;溶液除湿;性能系数

中图分类号:TQ051.5;TU834.9 **文献标识码**:A

Performance Analysis and Optimization of Heat Pump Driven Liquid Desiccant Fresh Air System

Luo Liang Huang Zhijia Wang Xiaoyu Zhuo Feifei

(School of Architecture and Engineering, Anhui University of Technology, Maanshan, 243002, China)

Abstract A mathematical model of heat pump driven liquid desiccant (HPLD) fresh air system was established to investigate the system's performance under different fresh air parameters. The results indicated that the fresh air temperature increased by 1 ℃, the average decline rate of the system's coefficient of performance (COP) was 0.9%, however, when the fresh air moisture content increased by 1 g/(kg·dry air), the average decline rate of COP was 3.6%. The increase in air moisture content caused a significant reduction in COP, whereas the HPLD system had poor adaptability to changes in fresh air humidity. In order to expand the range of the HPLD system's adaptation, a dehumidification system combined with HPLD and cooling dehumidification was proposed. Taking the combined dehumidification system of COP as the evaluation index, the optimal state of the fresh air parameters between the combined dehumidification systems was obtained: the temperature was 21 ℃, and the moisture content was 14.1 g/(kg·dry air). Under typical summer conditions, the COP of the combined dehumidification system was 5.40, which was 87.5% higher than that of a single HPLD system. Finally, an experimental prototype was built according to the design parameters, and simulation results were verified.

Keywords fresh air dehumidification system; parameter optimization; liquid desiccant; coefficient of performance

热湿分控空调系统是解决传统空调系统弊端的有效途径^[1],新风除湿是系统中的重要部分,溶液除湿新风系统以其节能、空气品质高等优势得到国内外学者的关注^[2-3]。

学者们对除湿溶液物性^[4]、溶液除湿/再生传热传质机理^[5]、除湿/再生装置^[6]等的研究已十分深入,为溶液除湿系统的研究奠定了良好基础。热泵蒸发冷量、冷凝废热可为溶液除湿、溶液再生提供稳定的冷源、热源,溶液除湿与热泵耦合的除湿新风系统因稳定性好而易推广使用,是溶液除湿新风系统中的研究热点。Y. K. Yadav^[7]较早提出热泵与溶液除湿

相结合的系统,并通过实验研究表明:在研究工况下热泵型溶液除湿(heat pump liquid desiccant,HPLD)系统性能优于传统蒸气压缩系统,证明了热泵型溶液除湿系统的可行性。此后,学者们围绕 HPLD 系统展开了深入研究。Zhang Tao 等^[8]分析了 HPLD 系统中冷凝热的不同利用形式对系统性能的影响,结果表明,增加空冷或水冷辅助冷凝器有利于系统性能提升。Niu Xiaofeng 等^[9]分析了 HPLD 系统中溶液除湿/再生冷热量需求与热泵制冷量、冷凝热之间的动态变化关系,指出增加空气冷凝器有利于实现系统能量匹配。Liu Jun 等^[10]提出一种内冷型 HPLD 系统,

设计工况下系统 COP 可达 5.96。Zhang Lizhi 等^[11]提出一种中空纤维膜除湿的 HPLD 系统,建立系统模型,分析了系统的除湿率和除湿效率。Shan Nannan 等^[12]提出了热泵溶液除湿与蒸发冷却的复合系统,并以南京地区气候分析了系统的性能。以上研究表明,目前的研究主要集中在如何从系统能量匹配、结构优化等方面来提升系统性能。但在 HPLD 系统的实际应用中,在不同应用环境下(即新风参数不同时),系统运行性能必然存在差异。在 HPLD 系统应用越来越广泛的背景下,有必要深入分析 HPLD 系统在不同环境下的运行性能以及系统环境适应性。

鉴于上述情况,本文基于传统的 HPLD 系统(图 1),分析了新风参数对系统运行性能的影响,讨论了 HPLD 系统的环境适应性。并根据分析结果,提出了 HPLD 系统在热湿地区的组合式运行方式,旨在为 HPLD 系统的应用方式、优化方向提供指导。

1 HPLD 系统模型建立及评价指标

1.1 系统构成

热泵型溶液除湿新风系统原理如图 1 所示,包括热泵、溶液除湿器、溶液再生器 3 部分,主要由压缩机、冷凝器、膨胀阀、蒸发器、除湿/再生填料、除湿/再生溶液泵、除湿/再生风机、储液槽等部件组成。除湿溶液储液槽与再生溶液储液槽一体化设计,减少了溶液外循环泵。补水装置用于维持系统溶液浓度。系统中包括溶液循环和制冷剂循环。具体工作流程:在除湿侧,除湿溶液先由储液槽流入蒸发器中吸收制冷剂蒸发冷量,温度降低后,再进入除湿器中吸收新风中的水蒸气,新风被低温除湿溶液处理到送风状态;在再生侧,再生溶液先由储液槽流入冷凝器中吸收冷凝热量,温度升高后,进入再生器中向再生空气排出水分,实现溶液再生。循环溶液、制冷剂分别为 CaCl_2 水溶液和 R22。

1.2 系统模型建立

建立 HPLD 系统各部分数学模型,利用 refprop 软件计算制冷剂状态参数,采用 Matlab 编制系统计算程序,进行系统的稳态运行性能计算。为简化计算过程,做如下简化:1)取热泵系统制冷剂蒸发过热度为 $5\text{ }^\circ\text{C}$,冷凝过冷度为 $3\text{ }^\circ\text{C}$;2)不考虑系统中泵、风机能耗;3)忽略储液槽中冷热溶液交换的能量损失受除湿、再生溶液等状态参数的影响,能量损失占比取恒定值 20%进行系统性能分析^[13]。

1) 除湿/再生器模型

系统中除湿/再生器为逆流绝热型。除湿/再生器数学模型可简化为一维传热传质模型,如图 2 所

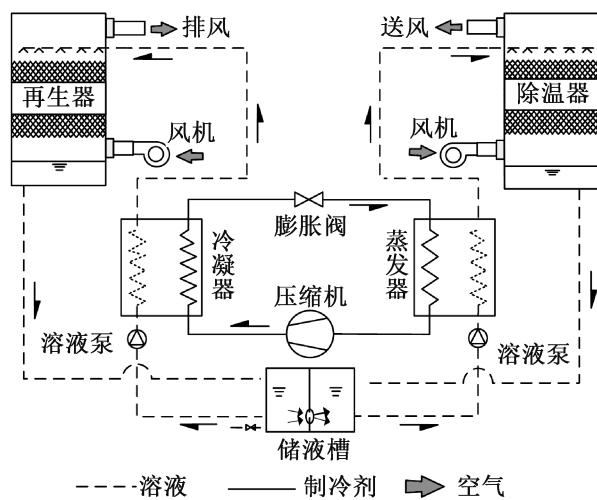


图 1 热泵型溶液除湿新风系统原理

Fig.1 Principle of heat pump driven liquid desiccant fresh air system

示。除湿/再生器稳态模型由水质量守恒、 CaCl_2 溶质质量守恒、能量守恒、能量传递、质量传递 5 个方程组成,如式(1)~式(5)^[14]所示。

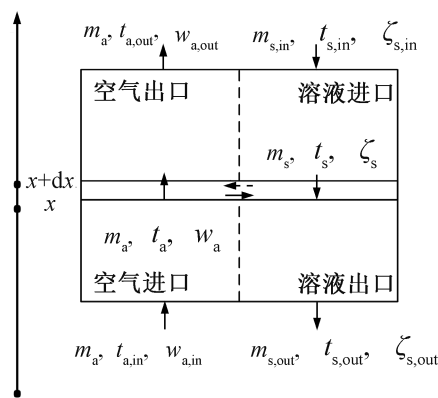


图 2 逆流除湿/再生器一维传热传质模型

Fig.2 One-dimensional heat and mass transfer model for counter-flow dehumidification/regeneration

$$dm_a = m_a dw_a \quad (1)$$

$$d(m_s \zeta) = 0 \quad (2)$$

$$mdh_a = d(m_s h_s) \quad (3)$$

$$\frac{dw_a}{dx} = \frac{NTU_m}{H} (w_a - w_e) \quad (4)$$

$$\frac{dh_a}{dx} = \frac{NTU_m \cdot L_e}{H} \left[(h_a - h_e) + r \left(\frac{1}{L_e} - 1 \right) (w_a - w_e) \right] \quad (5)$$

式中: m_a 、 m_s 分别为空气、溶液的质量流量, kg/s ; ζ 为溶液质量浓度; h_a 为空气焓值, kJ/kg ; h_e 为溶液等效焓值, kJ/kg ; h_s 为溶液焓值, kJ/kg ; w_a 为空气绝对含湿量, $\text{g}/(\text{kg 干空气})$; w_e 为溶液等效含湿量, $\text{g}/(\text{kg 干空气})$; NTU_m 为传质单元数; H 为热质交

换装置的高度; L_e 为无量纲参数, 取值为 1; r 为汽化潜热, kJ/kg 。其中除湿、再生过程 NTU_m 取 $1.5^{[15]}$ 。

2) 热泵模型

热泵系统制冷剂循环过程如图 3 所示。1-2 表示压缩机中制冷剂的压缩过程, 2-4 表示冷凝器中制冷剂凝结换热过程, 4-5 表示膨胀阀节流过程, 5-6 表示蒸发器中制冷剂蒸发吸热过程, 1-2' 表示压缩机中等熵压缩过程。

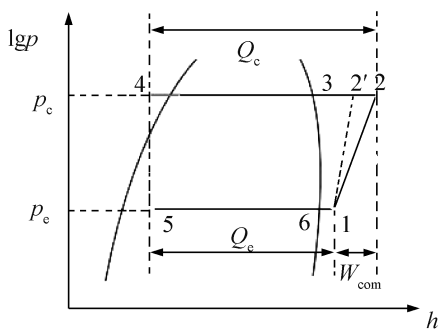


图 3 热泵系统制冷循环 $\lg p$ - h 图

Fig.3 $\lg p$ - h diagram of heat pump refrigerant cycle

热泵系统中压缩机排气状态点 2 焓值 h_2 、压缩机能耗 W_{com} 、蒸发器制冷量 Q_e 、冷凝器冷凝热 Q_c 分别由式(6)~式(9)计算^[16]。

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2'} - h_1}{\eta_s} \quad (6)$$

$$W_{\text{com}} = \frac{m_{\text{ref}}(h_2 - h_1)}{\eta_m} \quad (7)$$

$$Q_e = m_{\text{ref}}(h_1 - h_5) \quad (8)$$

$$Q_c = m_{\text{ref}}(h_2 - h_4) \quad (9)$$

式中: h_1 、 h_2 分别为压缩机进、出口制冷剂焓值, kJ/kg ; $h_{2'}$ 为压缩机等熵压缩过程排气焓值, kJ/kg ; h_4 、 h_5 分别为冷凝器出口、蒸发器进口焓值, kJ/kg ; m_{ref} 为制冷剂质量流量, kg/s ; Q_e 为蒸发冷量, kW ; Q_c 为冷凝热量, kW ; W_{com} 为压缩机能耗, kW ; η_s 为等熵效率, 取 0.75; η_m 为压缩机电机效率, 取 0.85。

热泵系统蒸发温度 t_e 、冷凝温度 t_c 受蒸发器、冷凝器内换热溶液温度影响, 可分别由式(10)、式(11)计算^[17]。

$$t_e = \frac{\exp\left(\frac{t_{s,\text{evap},\text{in}} - t_{s,\text{evap},\text{out}}}{5}\right)t_{s,\text{evap},\text{out}} - t_{s,\text{evap},\text{in}}}{\exp\left(\frac{t_{s,\text{evap},\text{in}} - t_{s,\text{evap},\text{out}}}{5}\right) - 1} \quad (10)$$

$$t_c = \frac{t_{s,\text{cond},\text{in}} - \exp\left(\frac{t_{s,\text{cond},\text{out}} - t_{s,\text{cond},\text{in}}}{5}\right)t_{s,\text{cond},\text{out}}}{1 - \exp\left(\frac{t_{s,\text{cond},\text{out}} - t_{s,\text{cond},\text{in}}}{5}\right)} \quad (11)$$

式中: $t_{s,\text{evap},\text{in}}$ 、 $t_{s,\text{evap},\text{out}}$ 分别为蒸发器进、出口溶液温度, $^{\circ}\text{C}$; $t_{s,\text{cond},\text{in}}$ 、 $t_{s,\text{cond},\text{out}}$ 分别为冷凝器进口溶液温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

1.3 性能评价指标

对于 HPLD 系统用实际空气制冷量作为系统制冷量, 可由式(12)计算。采用系统性能系数 COP 评价系统性能, COP 定义为式(13)。

$$Q_e = m_{\text{sa}}(h_{\text{sa}} - h_{\text{fa}}) \quad (12)$$

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{W_{\text{com}}} \quad (13)$$

式中: Q_e 为系统制冷量, kW ; m_{sa} 为送风量, kg/s ; h_{fa} 为新风焓值, kJ/kg ; h_{sa} 为送风焓值, kJ/kg 。

2 结果与讨论

2.1 不同工况下 HPLD 系统运行性能

对系统性能分析过程中, 系统运行状况为: 采用室内回风进行溶液再生, 回风温度为 26°C , 含湿量为 $12.6 \text{ g}/(\text{kg 干空气})$; 新风、回风风量均为 $350 \text{ m}^3/\text{h}$, 除湿、再生溶液质量流量为 0.234 kg/s , 溶液为质量分数为 35% 的 CaCl_2 溶液; 系统送风含湿量保持 $8.5 \text{ g}/(\text{kg 干空气})$ 不变。

1) 新风温度的影响

新风含湿量 w_{fa} 保持 $18 \text{ g}/(\text{kg 干空气})$ 不变, 温度从 29°C 升至 39°C 时, 新风温度 t_{fa} 变化对 HPLD 系统运行性能的影响如图 4 所示。

系统中热泵蒸发、冷凝温度变化如图 4(a) 所示, 蒸发温度由 8.5°C 降至 7.9°C , 冷凝温度由 49.7°C 升至 53.4°C ; 系统 COP 变化如图 4(b) 所示, 系统 COP 由 3.55 降至 3.23。造成以上变化的原因是随着新风温度的升高, 系统显热负荷增加, 除湿器制冷量由 4.1 kW 增至 5.1 kW , 导致: (1) 除湿器内除湿溶液吸热量增加, 除湿溶液温升变大, 溶液平均传质势差减小, 除湿能力下降, 为维持系统送风含湿量, 需要降低除湿溶液温度来增大除湿能力, 除湿溶液温度的下降使得蒸发器蒸发温度降低; (2) 热泵蒸发冷量增加, 冷凝热量相应增加, 需要提高再生溶液温度来排除增加的再生热, 故系统运行过程中再生溶液温度升高, 同理再生溶液温度的升高造成冷凝温度随之上升。由于蒸发温度下降、冷凝温度升高, 热泵运行条件变差, 热力性能下降, 因此系统 COP 降低。

在新风温度升至 39°C 时, 系统 COP 仍在 3.2 以上, 新风温度从 29°C 升至 39°C 时, COP 仅减小 0.32, 温度每升高 1°C , 系统 COP 平均降低率仅为 0.9%。该特征表明, 虽然新风温度升高会降低 HPLD 系统 COP, 但影响程度较小, 即使在高温的恶

劣条件下,HPLD 仍具有良好的节能效益。因此,系统对新风温度变化的适应性较好。

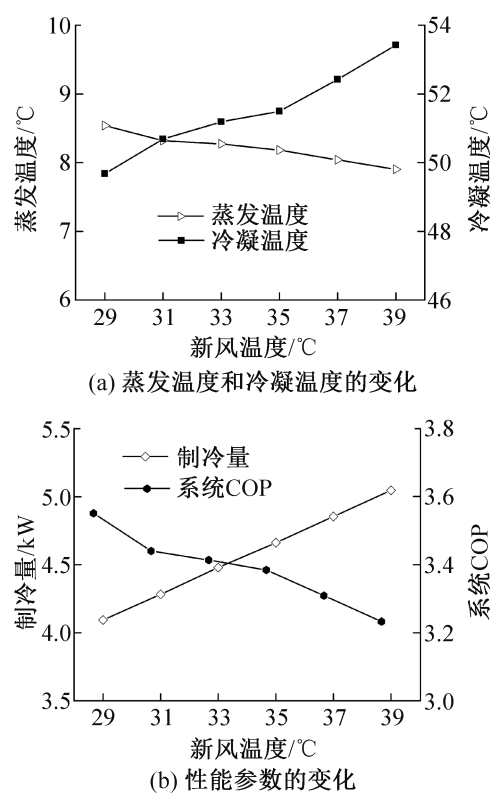


图 4 新风温度对系统运行的影响

Fig.4 Effect of fresh air temperature on system operation

2) 新风湿度的影响

新风温度保持 35 °C 不变,相对湿度从 45% 升至 70% (含湿量从 16.0 g/(kg 干空气) 升至 25.3 g/(kg 干空气)) 时,新风湿度变化对 HPLD 系统运行性能影响如图 5 所示。

系统中热泵蒸发、冷凝温度变化情况如图 5(a) 所示,蒸发温度由 10.0 °C 降至 0.1 °C,冷凝温度由 48.9 °C 升至 61.7 °C。系统 COP 变化如图 5(b) 所示,系统 COP 由 3.75 降至 2.40。产生以上变化主要原因是:随着新风湿度的增加,系统除湿负荷大幅增加,除湿器制冷量急剧上升,导致系统发生以下变化:(1) 为提高系统除湿能力,除湿溶液温度明显下降,造成蒸发温度急剧下降;(2) 热泵蒸发冷量、冷凝热大幅增加,为了排除增加的冷凝热,再生溶液温度明显升高,相应冷凝温度升高。蒸发/冷凝温度的变化造成热泵性能系数变化。

新风相对湿度从 45% 升至 70% (含湿量从 16.0 g/(kg 干空气) 升至 25.3 g/(kg 干空气)) 时,系统 COP 降低了 1.35,含湿量每增加 1 g/(kg 干空气),系统 COP 平均下降率为 3.6%。当空气含湿量为 25.3 g/(kg 干空气) 时,系统 COP 仅为 2.4,且热泵

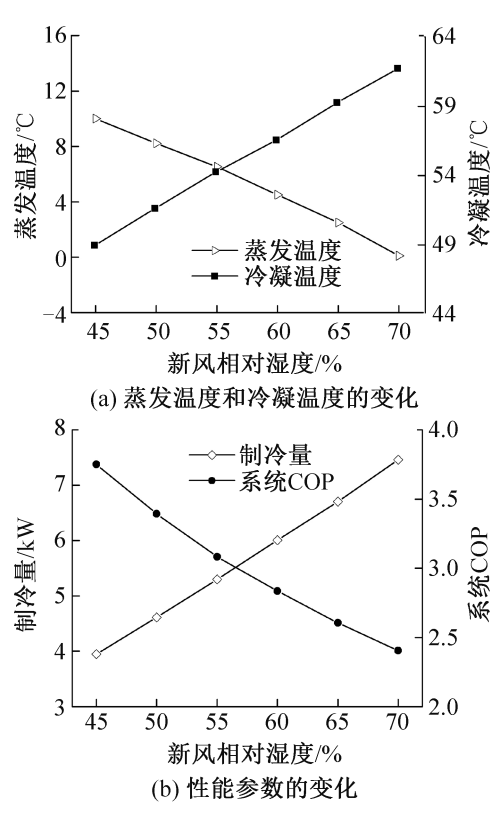


图 5 新风湿度对系统运行的影响

Fig.5 Effect of fresh air humidity on system operation

冷凝温度达到 61.7 °C,空气含湿量继续增加将导致热泵冷凝温度过高。上述特征表明,新风含湿量的增加会大幅降低系统 COP,在高温高湿工况下,系统节能潜力小,且热泵运行状态十分恶劣,HPLD 系统对新风湿度变化的适应性差。

2.2 高温高湿工况下 HPLD 系统优化

1) HPLD 与冷却除湿组合新风除湿过程

将新风处理到送风含湿量要求时,冷却除湿方式存在系统送风温度低、能效低的缺点,而当处理湿空气的高湿部分负荷时,冷却除湿效率高^[18]。溶液除湿优势在于常温溶液可将空气处理到较低湿度。基于以上情况,本文提出冷却除湿与溶液除湿组合式除湿新风系统,由表冷器承担空气高湿状态湿负荷,HPLD 系统承担空气低湿状态湿负荷,新风处理过程如图 6 所示,室外新风经表冷器处理到级间状态 L 点,再送入 HPLD 系统中处理到送风状态 S 点。

2) 组合式除湿系统设计工况分析

组合式除湿系统中级间新风参数 L 同时影响冷却除湿与溶液除湿过程。进行组合式除湿系统不同设计方案下性能对比,寻找最优级间新风参数,确定组合式除湿系统设计工况。分析过程中,室外新风取合肥地区夏季典型工况:新风干球温度为 35.1 °C,含湿量为 21.3 g/(kg 干空气),其它参数与 2.1 节定义

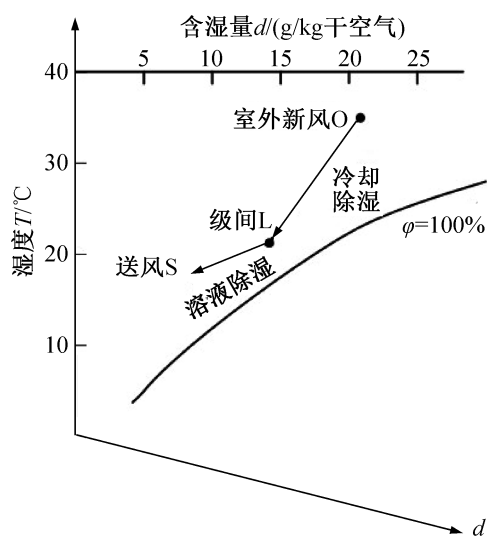


图 6 组合除湿新风系统处理过程

Fig.6 Combined dehumidification fresh air system process

的系统运行参数相同。假设表冷器中冷却介质为冷冻水,冷冻水由空气源热泵制取,风冷冷凝器冷凝温度与空气温差取 10℃。

表 1 所示为表冷器中冷冻水温度取不同值时,组合式除湿系统运行结果。第 6 组表示无冷冻水,即单一 HPLD 系统的新风除湿运行状态。由表 1 可知,表冷器中冷冻水温在 12~20℃ 之间时,典型工况下,组合式除湿系统 COP_{sys} 均在 4.0 以上,而利用单一 HPLD 系统将室外新风直接处理到送风含湿量时,系统 COP_{sys} 仅为 2.88。HPLD 系统与冷却除湿系统组合的应用形式可提升 HPLD 系统在高温高湿工况下运行性能。

表 1 结果还表明,随着表冷器中冷冻水温度升高,级间新风的温度、含湿量升高,表冷器除湿系统 COP_{sys-1} 逐渐升高,HPLD 系统 COP_{sys-2} 逐渐降低,整个组合除湿系统 COP_{sys} 先升高再减小。当表冷器冷冻水取 16℃,此时,HPLD 系统进口新风温度为 21℃,相对湿度为 90%(含湿量为 14.1 g/(kg 干空气)),组合除湿系统 COP_{sys} 最大,为 5.40,比单一 HPLD 系统运行时提高 87.5%。从系统节能效益来看,冷却除湿与 HPLD 系统组合时,第 3 种组合工况下的级间新风参数最优。

表 1 组合除湿系统 5 种不同设计工况及运行状态

Tab.1 5 different design conditions and operating status of combined dehumidification system

序号	表冷器除湿				热泵驱动溶液除湿						组合除湿系统 COP _{sys}	
	表冷器进口水温/℃	机器露点 L		表冷器除湿系统 COP _{sys-1}	送风状态 O		排风状态		制冷剂温度			HPLD系统 COP _{sys-2}
		温度/℃	相对湿度/%		温度/℃	含湿量/(g/(kg干空气))	温度/℃	含湿量/(g/(kg干空气))	蒸发温度/℃	冷凝温度/℃		
1	12	17	90	5.12	19.19	8.50	27.62	13.78	15.05	34.96	6.49	5.20
2	14	19	90	5.44	19.01		29.58	16.04	13.78	38.42	5.28	5.37
3	16	21	90	5.98	18.74		31.45	18.75	12.41	41.82	4.45	5.40
4	18	23	90	6.42	18.30		33.22	21.98	10.80	45.59	3.79	4.84
5	20	25	90	6.92	17.63		34.80	26.09	8.68	50.25	3.20	4.01
6	—	—	—	—	17.87		36.78	33.98	4.74	55.94	2.88	2.88

3 实验对比

根据前面高温高湿工况下的 HPLD 系统设计运行参数,制作了热泵型溶液除湿样机,如图 7 所示,样机部件信息如表 2 所示。

进行样机设计工况性能测试,进行实验值与模拟值对比。实际测试工况为:新风温度为 21℃,含湿量为 13.2 g/(kg 干空气),室内回风侧营造环境:空气温度为 27.1℃,含湿量为 14.7 g/(kg 干空气),溶液为质量分数为 35%的 $CaCl_2$ 水溶液。利用样机数据采集装置自动存储运行参数。样机性能测试结果与

模拟结果对比情况如表 3 所示。

表 2 实验样机部件参数

Tab.2 Component parameters of experimental prototype

部件	参数指标
压缩机	SD086CV-H3BG
蒸发/冷凝器	SS-0300TTi-U,传热面积 0.096 m ²
热力膨胀阀	BAE-1HCA2.5FT
溶液泵	MD-20R,最大流量 2.7 L/min
风机	EC92-B250-037,风量 350 m ³ /h,290 Pa
机组尺寸	长×宽×高:0.8 m×0.5 m×0.8 m



图 7 HPLD 系统性能测试实验样机

Fig.7 Experimental prototype of HPLD system performance test

由表 3 可知,测试工况下,样机送风温度为 19.4℃,含湿量为 8.2 g/(kg 干空气),系统 COP 为 4.22,送风参数与系统性能良好。通过对比可知,模拟值与实验值偏差较小,大部分误差小于±5%,排风温度和系统 COP 的模拟值误差较大,分别为-7.0%和 7.3%,但蒸发器出口溶液温度模拟误差大于±10%,说明系统模型中蒸发器换热过程模型还可以进一步完善。但总体而言,模拟值与实验值吻合较好。

4 结论

本文通过建立热泵型溶液除湿(HPLD)新风系统数学模型,研究了新风温度、湿度对系统运行性能的影响,得到如下结论:

表 3 HPLD 实验样机运行参数实验值与模拟值对比

Tab.3 Comparison of experimental and simulated values of operating parameters

参数	送风温度/℃	送风含湿量/ (g/(kg 干空气))	排风温度/℃	排风含湿量/ (g/(kg 干空气))	蒸发器出口 溶液温度/℃	冷凝器出口 溶液温度/℃	压缩机 功耗/kW	制冷量/ kW	系统 COP
实验值	19.4	8.2	34.2	18.9	20.7	42.6	0.352	1.49	4.22
模拟值	18.9	8.5	31.8	19.4	18.4	42.0	0.337	1.53	4.53
误差率	-2.6%	3.7%	-7.0%	2.6%	-11.1%	-1.4%	-4.3%	2.7%	7.3%

1) HPLD 系统送风含湿量为 8.5 g/(kg 干空气)时,经过系统性能的理论分析可得:在新风温度为 29~39℃、含湿量为 16.0~25.3 g/(kg 干空气)时,HPLD 系统 COP 随新风温度、含湿量的增加而降低,温度每升高 1℃,系统 COP 平均下降率为 0.9%;含湿量每增加 1 g/(kg 干空气),系统 COP 平均下降率为 3.6%,系统对新风湿度变化的适应性差。

2) 以合肥地区夏季典型室外工况作为新风设计工况时,经过系统性能的理论分析可得:HPLD 系统与冷却除湿组合式系统级间新风参数最优状态为:温度为 21℃,含湿量为 14.1 g/(kg 干空气)。在合肥地区夏季典型工况下,组合系统 COP 为 5.40,比单一 HPLD 系统性能提升 87.5%。

3) HPLD 系统与冷却除湿的组合应用形式提高了 HPLD 系统的环境适应性,提升了系统性能,扩大了系统的使用范围。

参考文献

[1] ZHANG Tao, LIU Xiaohua, JIANG Yi. Development of temperature and humidity independent control air-conditioning systems in China—a review[J]. Renewable and Sus-

tainable Energy Reviews, 2014, 29:793–803.
[2] 黄志甲, 鲁月红, 雷博, 等. 溴化锂溶液除湿器性能的实验研究[J]. 化工学报, 2010, 61(增刊 2): 81–85. (HUANG Zhijia, LU Yuehong, LEI Bo, et al. Experiment on performance of LiBr-liquid desiccant dehumidification [J]. CIESC Journal, 2010, 61(Suppl.2): 81–85.)
[3] FU Huangxi, LIU Xiaohua. Review of the impact of liquid desiccant dehumidification on indoor air quality[J]. Building and Environment, 2017, 116:158–172.
[4] 易晓勤, 刘晓华, 江亿, 等. 两种除湿溶液的再生性能对比实验研究[J]. 太阳能学报, 2010, 31(2): 168–173. (YI Xiaoqin, LIU Xiaohua, JIANG Yi, et al. Experimental and analytical comparison on regenerating capability of two kinds of dehumidifying solution[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2010, 31(2): 168–173.)
[5] 黄志甲, 王永泰. 不同填料溶液除湿器热质传递过程的数值模拟[J]. 流体机械, 2013, 41(6): 54–57. (HUANG Zhijia, WANG Yongtai. Numerical simulation of heat and mass transfer process in liquid dehumidifier with different packing[J]. Fluid Machinery, 2013, 41(6): 54–57.)
[6] 汪行, 柳建华, 赵永杰, 等. 液体除湿空调除湿器性能研究[J]. 制冷学报, 2017, 38(2): 45–50. (WANG

- Hang, LIU Jianhua, ZHAO Yongjie, et al. Study on the performance of dehumidifier with liquid desiccant[J]. Journal of Refrigeration, 2017, 38(2):45–50.)
- [7] YADAV Y K. Vapour-compression and liquid-desiccant hybrid solar space-conditioning system for energy conservation [J]. Renewable Energy, 1995, 6(7):719–723.
- [8] ZHANG Tao, LIU Xiaohua, JIANG Yi. Performance optimization of heat pump driven liquid desiccant dehumidification systems[J]. Energy and Buildings, 2012, 52(3):132–144.
- [9] NIU Xiaofeng, FU Xiao, MA Zhenjun. Investigation on capacity matching in liquid desiccant and heat pump hybrid air-conditioning systems[J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35(1):160–170.
- [10] LIU Jun, ZHANG Tao, LIU Xiaohua. Model-based investigation of a heat pump driven, internally cooled liquid desiccant dehumidification system [J]. Building and Environment, 2018, 143:431–442.
- [11] ZHANG Lizhi, ZHANG Ning. A heat pump driven and hollow fiber membrane-based liquid desiccant air dehumidification system; modeling and experimental validation [J]. Energy, 2014, 65:441–451.
- [12] SHAN Nannan, YIN Yonggao, ZHANG Xiaosong. Study on performance of a novel energy-efficient heat pump system using liquid desiccant[J]. Applied Energy, 2018, 219(1):325–337.
- [13] SONG Xia, ZHANG Lun, ZHANG Xiaosong. NTUm-based optimization of heat or heat pump driven liquid desiccant dehumidification systems regenerated by fresh air or return air[J]. Energy, 2018, 158:269–280.
- [14] 柯瑞, 黄志甲, 罗良, 等. 热泵型溶液调湿新风机组冬季性能试验研究[J]. 制冷与空调(北京), 2018, 18(9):42–46. (KE Rui, HUANG Zhijia, LUO Liang, et al. Experimental study on winter performance of liquid desiccant fresh air handling unit driven by heat pump[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2018, 18(9):42–46.)
- [15] 刘晓华, 李震, 张涛. 溶液除湿[M]. 北京:中国建筑工程工业出版社, 2014. (LIU Xiaohua, LI Zhen, ZHANG Tao. Liquid desiccant dehumidification[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2014.)
- [16] 丁国良, 张春路. 制冷空调装置智能仿真[M]. 北京:科学出版社, 2002. (DING Guoliang, ZHANG Chunlu. Intelligent simulation of refrigeration and air conditioning equipment[M]. Beijing: Science Press, 2002.)
- [17] 陈瑶, 殷勇高, 张小松. 非常温溶液除湿自主再生空调系统性能分析[J]. 工程热物理学报, 2014, 35(9):1682–1687. (CHEN Yao, YIN Yonggao, ZHANG Xiaosong. Performance analysis of the non-normal temperature liquid desiccant self-regenerating air conditioning system [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2014, 35(9):1682–1687.)
- [18] 向宁, 杨毅, 丁德. 空气冷却除湿过程的理论研究[J]. 暖通空调, 2014, 44(1):121–124. (XIANG Ning, YANG Yi, DING De. Theoretical research on air cooling dehumidification process [J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2014, 44(1):121–124.)

通信作者简介

黄志甲,男,教授,博士生导师,安徽工业大学建筑工程学院,13155538549,E-mail:hzy@ahut.edu.cn。研究方向:热质交换,建筑节能。

About the corresponding author

Huang Zhijia, male, professor, Ph. D. supervisor, School of Architecture and Engineering, Anhui University of Technology, +86 13155538549, E-mail: hzy@ahut.edu.cn. Research fields: heat and mass exchange, building energy saving.