



空气除湿处理过程性能改善分析: 从理想到实际流程

刘晓华*, 张涛, 江亿

清华大学建筑学院建筑技术科学系, 北京 100084

* 联系人, E-mail: lxh@mail.tsinghua.edu.cn

2015-01-19 收稿, 2015-02-06 接受, 2015-04-01 网络版发表

国家自然科学基金优秀青年科学基金(51422808)和清华大学自主科研计划(20131089189)资助

摘要 空气湿度处理过程是空调系统的重要组成环节, 提高其能效水平是实现空调系统节能运行的重要途径. 本文从空调系统的基本排湿任务出发分析了理想排湿过程的处理能效, 对比了利用冷凝除湿方法和溶液除湿方法构建的理想排湿过程间的性能差异, 结果表明, 利用溶液除湿方式可达到更高的理想排湿能效水平. 从理想排湿过程出发, 分析了实际情况下溶液除湿空气处理过程的特性. 在实际处理过程中, 空气与溶液间热湿处理过程的损失原因主要包括有限的传热传质能力、流量不匹配和入口参数不匹配等. 利用不匹配系数 ζ_m 刻画了实际溶液除湿过程的不匹配损失特性, 并可有效指导实际溶液除湿处理流程的构建.

关键词

湿度处理
理想排湿过程
冷凝除湿
溶液除湿
不匹配系数
除湿流程

当前建筑运行能耗占我国社会总能耗的20%左右^[1], 在公共建筑中, 约有50%的运行能耗用于建筑的供热、通风和空调系统^[2,3], 降低空调系统运行能耗是实现建筑节能的重要途径. 空气湿度处理过程是空调系统的重要组成环节, 其目标通常是将空气处理到一定的含湿量水平来满足建筑室内湿度调节需求^[4]. 针对如何提高和改善空气湿度处理过程的性能, 国内外研究者已开展了一系列相关工作.

常见的空气湿度处理方式包括冷凝除湿和吸湿剂除湿等, 与传统的冷凝除湿方式相比, 采用吸湿溶液的湿度处理方法具有能够避免再热、可利用多种低品位热源等优点^[5], 近年来受到越来越多的研究和关注, 采用吸湿溶液处理空气的数学模型、处理流程、实际装置等均得到了分析或应用^[6-10]. 例如, Yadav^[6]选取溶液除湿方式作为提高空气湿度处理过程能效的有效途径; Ren等人^[7]给出了溶液与湿空气直接接触过程的热质交换简化模型; 代彦军等人^[8]分析了错流降膜溶液除湿及再生的传热传质过程, 并建立了再生和除湿过程的数学模型; Yin等人^[9]则针对溶液除湿及再生过程的性能开展了实验研究.

现有研究多重视对单一空气湿度处理方式或处理过程的分析, 尚缺少对不同空气湿度处理方式的对比研究以及如何分析理想排湿过程与实际排湿过程间的差异. 本文将围绕空气湿度处理过程的性能开展研究, 从空调系统排湿的基本任务出发, 利用不同湿度处理方式构建理想排湿过程, 分析不同理想排湿过程间的差异, 并进一步分析实际溶液除湿过程的特性, 寻求实际溶液除湿流程的性能改善措施. 这种理想与实际处理过程的分析、对比有助于更清晰地认识不同空气湿度处理方式的特性, 也有助于为改善实际空气湿度处理过程的性能提供指导.

1 理想排湿过程的性能

对于一定的建筑室内湿负荷(潜热负荷) Q_a , 利用不同除湿方法均可构建空调系统的理想排湿过程^[11-15], 即在室内外空气状态恒定的情况下, 将室内湿源的产湿量搬运到室外的过程中所需能量投入最小的过程. 在理想排湿过程中, 制冷循环为理想逆卡诺循环, 投入的传热传质能力 UA (传热传质系数 U 与面积 A 的乘积)无穷大, 即此过程焓损失为零、排湿

引用格式: 刘晓华, 张涛, 江亿. 空气除湿处理过程性能改善分析: 从理想到实际流程. 科学通报, 2015, 60: 2631-2639

Liu X H, Zhang T, Jiang Y. Performance improvement in air dehumidifiers: From ideal to actual (in Chinese). Chin Sci Bull, 2015, 60: 2631-2639, doi: 10.1360/N972015-00067

过程为可逆循环;理想处理过程不考虑风机、水泵等输送部件功耗.

1.1 理想冷凝排湿过程

图1给出了采用冷凝除湿方法将室内余湿排除到室外的理想处理过程的工作原理^[11]. 室内空气 $A(T_A, w_A)$ 首先进入理想热回收器被降温至露点状态 $A_d(T_{A,d}, w_A)$ 后, 进入蒸发器被除湿, 之后经过理想热回收器冷却来流空气 A . 当忽略空气 A 的水分微小变化时, 理想热回收器的效率为1. 制冷系统中蒸发器吸收水分相变潜热($Q_d=r\Delta w$)后, 经过压缩机做功, 将此部分热量排到室外环境 T_f 中.

图1(a)中冷凝器的排热温度(T_f)可以是室外空气干球温度 T_O , 也可以通过冷却塔直接蒸发冷却方法

得到接近湿球温度 $T_{O,w}$, 或者通过间接蒸发冷却方式在室外空气露点温度 $T_{O,d}$ 处将热量排到室外环境中^[15]. 对应此过程的理想除湿效率为

$$\text{COP}_{\text{冷凝}} = \frac{T_{A,d}}{T_f - T_{A,d}}. \quad (1)$$

1.2 理想溶液排湿过程

利用吸湿溶液也可构建理想可逆的除湿过程^[12,15], 图2以室外(即新风)相对湿度低于室内相对湿度为例给出了其处理过程原理及在焓湿图上的表示. 其中 A 点和 O 点分别是室内和室外空气状态, B 点为室内状态所在等相对湿度线与室外状态所在等含湿量线的交点. 利用溶液除湿方式构建的理想排湿过程效率可用室内露点温度 $T_{A,d}$ 、室外露点温度 $T_{O,d}$

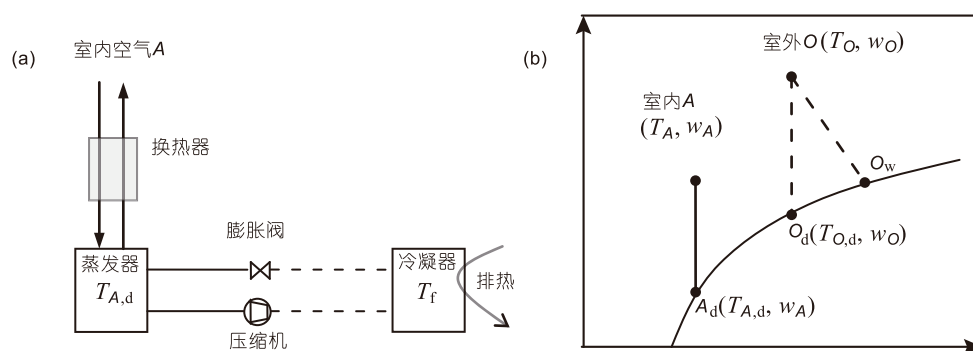


图1 采用冷凝除湿方法的理想除湿过程. (a) 空气处理流程图; (b) 处理过程在焓湿图上的表示

Figure 1 Ideal condensing dehumidification process for moist air. (a) Air handling process; (b) process shown in the psychrometric chart

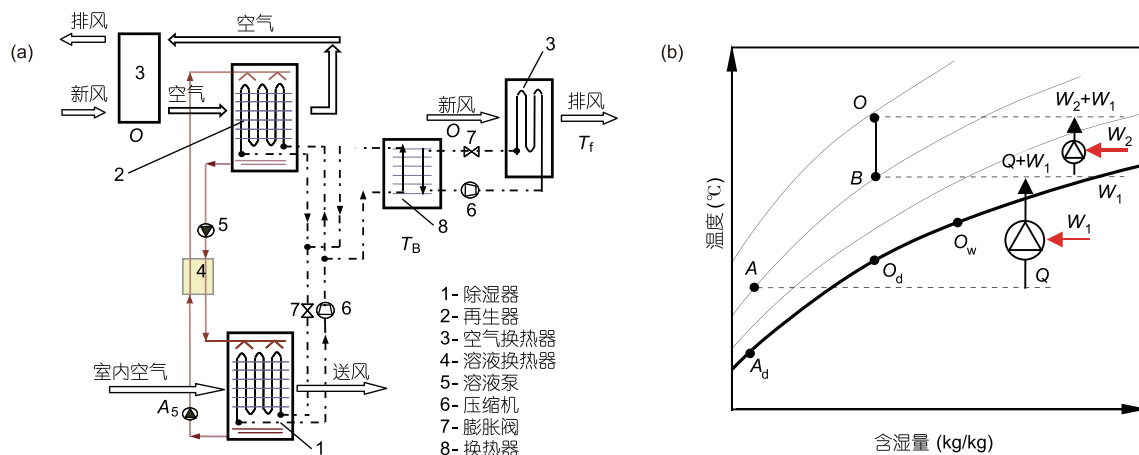


图2 (网络版彩色)采用吸湿溶液的理想除湿过程. (a) 处理过程原理; (b) 处理过程在焓湿图上的表示

Figure 2 (Color online) Ideal dehumidification process using liquid desiccant. (a) Air handling process; (b) process shown in the psychrometric chart

以及冷凝排热温度 T_f 进行表述^[15], 即

$$\text{COP}_{\text{溶液}} = \frac{1}{T_f} \cdot \frac{T_{A,d} T_{O,d}}{T_{O,d} - T_{A,d}} \quad (2)$$

与冷凝除湿方式相似, 对于这种利用溶液除湿方式构建的理想排湿过程, 最终的排热温度 T_f 可为室外空气的干球温度 T_O , 也可为室外空气的湿度温度 $T_{O,w}$ 或室外空气的露点温度 $T_{O,d}$.

根据上述不同理想排湿过程效率的计算式, 采用冷凝除湿和溶液除湿构建理想排湿过程的效率之比 α 可表示为

$$\alpha = \frac{\text{COP}_{\text{溶液}}}{\text{COP}_{\text{冷凝}}} = \frac{1 - \frac{T_{A,d}}{T_f}}{1 - \frac{T_{A,d}}{T_{O,d}}} \quad (3)$$

从式(3)可以看出, 当冷凝排热温度 T_f 等于室外空气的露点温度 $T_{O,d}$ 时, $\alpha=1$, 即此时冷凝除湿与溶液除湿理想排湿过程的效率相等; 当 T_f 为室外干球温度 T_O 或湿球温度 $T_{O,w}$ 时, $\alpha>1$, 即此时溶液除湿理想排湿过程的效率优于冷凝除湿方式.

以典型室内状态(25℃, 60%, 对应的室内露点温度 $T_{A,d}$ 为16.7℃)为例, 表1给出了典型城市在设计室外参数下采用冷凝除湿与溶液除湿方法构建理想除湿循环过程的效率差异情况. 从表结果可以看出, 理想除湿过程的效率随着室外空气露点温度 $T_{O,d}$ 的升高而降低; 冷凝器的排热温度直接影响冷凝除湿方法的理想排湿COP; 不同冷凝排热温度对采用溶液除湿方法的理想除湿效率影响不大. 以北京为例, 冷凝排热温度 T_f 分别为 T_O , $T_{O,w}$ 和 $T_{O,d}$ 时, 相应的冷凝除湿方式理想除湿效率分别为17.3, 29.3和38.6; 而溶液除湿方式的理想效率分别为37.5, 38.4, 38.6. 因而 T_f 显著影响冷凝除湿过程的效率, 而对溶液除湿过程的效率影响很小, 其原因在于采用溶液除湿方法, 绝大部分热量相当于在室外空气露点温度(溶液再生

器)排出; 仅有小部分需通过辅助制冷循环的冷凝器排出, 因而此部分冷凝温度(T_f)的选取对采用溶液方式的整体效率影响不大.

对于排湿过程, 空调系统中通常选取的排热温度 T_f 多为室外干球或湿球温度, 考虑到系统复杂性等因素影响, T_f 较少选取室外露点温度. 因此, 从上述理想排湿过程的效率分析可以看出, 溶液除湿方式构建的理想除湿过程可实现更优的处理能效, 这也为在实际空气湿度处理过程中选取溶液除湿方式提供了有益参考. 上述分析针对的是传热传质能力 UA 无限大的理想排湿过程, 而实际处理过程中仅能投入有限的 UA , 那么实际空气湿度处理过程应如何分析, 实际的溶液除湿处理流程又有何特性?

2 实际溶液除湿处理过程的特性

2.1 典型实际空气-溶液热湿处理过程

吸湿溶液与水具有相似性, 吸湿溶液的状态可以表示在焓湿图上, 溶液的等浓度 X 线与湿空气的等相对湿度 ϕ 线近似重合, 如图3(a)所示^[16]. 对于实际的溶液式空气湿度处理过程, 空气、溶液入口状态在焓湿图上的相对位置对其性能有显著影响. 图3(b)给出了空气与溶液进口状态相对位置在焓湿图上的表示, 其中溶液进口状态为 S , 空气进口状态为 $a_1 \sim a_{16}$; a_1 与 a_9 的空气进口参数位于进口溶液的等浓度线上, a_3 与 a_{11} 的空气进口含湿量与进口溶液等效含湿量相同, a_5 与 a_{13} 的空气进口焓值与进口溶液等效焓值相同, a_7 与 a_{15} 的进口空气温度与进口溶液相同. $a_1 \sim a_{16}$ 的典型处理工况中, 空气的进口状态以溶液的进口状态为中心, 呈现出对称的热湿传递特性, 即 a_n 与 $a_{n+8}(n=1 \sim 8)$ 的性质类似, 仅是传热传质的方向相反.

图4给出了逆流情况下溶液与空气热质交换过程中, 空气进口状态分别为 a_1 , a_2 , a_{13} , a_{15} 时溶液与空气的温度、(等效)含湿量的沿程变化情况, 溶液、空气

表1 不同城市设计参数下理想排湿效率比较

Table 1 Ideal dehumidification efficiencies in typical cities of China

城市	排热温度为 T_O			排热温度为 $T_{O,w}$			排热温度为 $T_{O,d}$		
	T_O	COP _{冷凝}	COP _{溶液}	$T_{O,w}$	COP _{冷凝}	COP _{溶液}	$T_{O,d}$	COP _{冷凝}	COP _{溶液}
北京	33.5	17.3	37.5	26.4	29.9	38.4	24.2	38.6	38.6
广州	34.2	16.6	30.7	27.8	26.1	31.3	25.9	31.5	31.5
上海	34.4	16.4	30.3	27.9	25.9	31.0	26.0	31.2	31.2
武汉	35.2	15.7	28.7	28.4	24.8	29.4	26.5	29.6	29.6

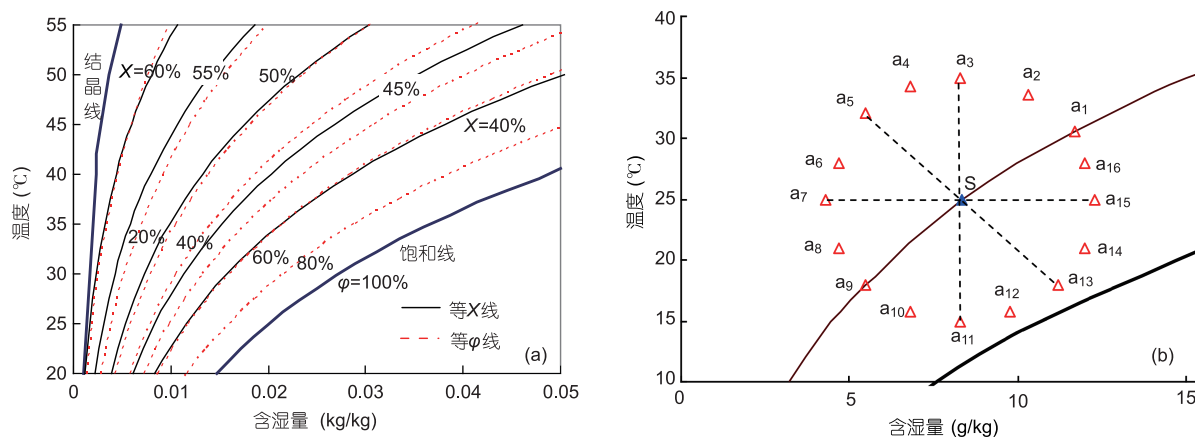


图3 (网络版彩色)空气与水、吸湿溶液热湿处理过程的相似性。(a) 溴化锂溶液状态表示;(b) 不同空气、溶液进口状态相对位置

Figure 3 (Color online) Similarities between air-water process and air-desiccant process. (a) LiBr shown in the psychrometric chart; (b) inlet air and solution states

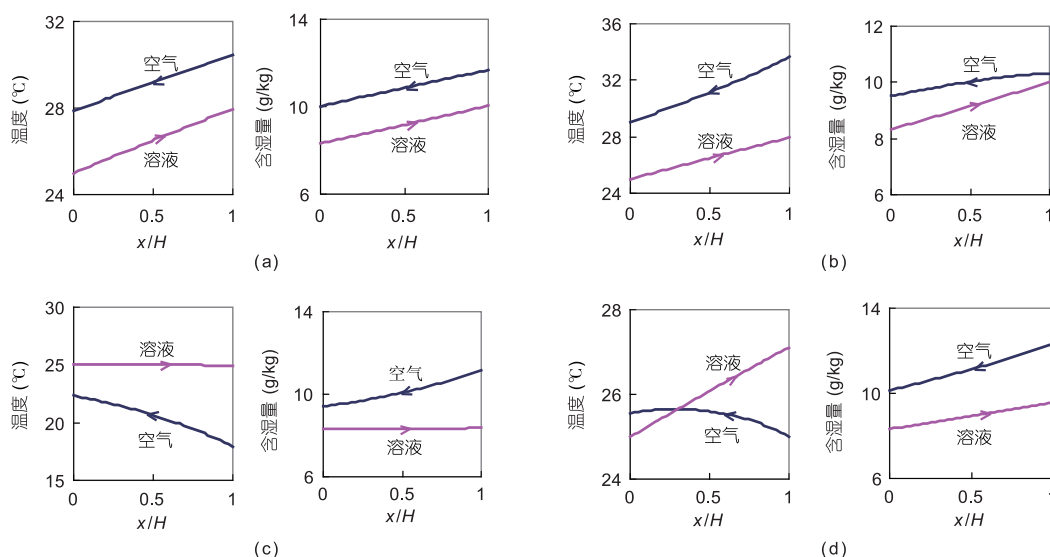


图4 (网络版彩色)逆流情况下空气、溶液参数的沿程分布情况。(a) a_1 工况;(b) a_2 工况;(c) a_{13} 工况;(d) a_{15} 工况

Figure 4 (Color online) Variations of air and solution states in counter flow pattern. (a) State a_1 ; (b) state a_2 ; (c) state a_{13} ; (d) state a_{15}

温度或含湿量之间的差值即分别是传热过程、传质过程的驱动力。溶液和空气按照逆流流型进入热质交换装置,热质交换过程的传递单元数NTU(等于传热传质能力 UA 除以空气质量流量)和空气与溶液的质量流量比均取为1,利用吸湿溶液对空气进行湿度处理的数学模型详见文献[17]。从图中可以看出,溶液与空气间传热驱动力、传质驱动力的沿程分布情况与进口溶液和空气在焓湿图上的相对位置有着密切的关系。图4中给出的各工况下传热、传质驱动力的变化规律为:

(1) a_1 工况时传热、传质过程方向相同,传热、传质驱动力沿程分布最为均匀;

(2) a_2 工况时传热过程、传质过程的方向均为空气→溶液,两者方向相同;

(3) a_{13} 工况时传热过程方向为溶液→空气、传质过程的方向为空气→溶液,两者方向相反,传热、传质驱动力的沿程分布并不均匀;

(4) a_{15} 工况时空气与溶液进口温度相等,过程中传热方向发生改变,起始阶段传热方向为空气→溶液,之后变为溶液→空气,传热过程驱动力也并不均匀。

当空气进口位于溶液进口等浓度线上时(a_1 或 a_9),若两者流量匹配、投入的 UA (可表征NTU的大小)无穷大时,溶液与空气在焓湿图上的状态可以实现互换,处理过程无损失。若空气进口位于溶液进口状态的

等焓线上时(a_5 或 a_{13}), 空气-溶液热湿处理过程始终存在损失, 即由于入口参数不匹配导致了传递损失。

2.2 实际空气-溶液处理过程的损失特性

焓耗散是分析传递过程热学特性的有效工具, 近年来已得到较快发展并在多个领域应用^[18~20]。对于不同空气与溶液进口相对位置时的热湿传递过程, 传湿过程的焓耗散 $\Delta E_{n,m}$ 为

$$\Delta E_{n,m} = \int (w_{a,x} - w_{e,x}) d\dot{m}_w, \quad (4)$$

$$\Delta w_x = w_{a,x} - w_{e,x},$$

其中 $\dot{m}_w$ 为传湿过程的水分传递量, $w_{a,x}$, $w_{e,x}$ 分别为空气及吸湿溶液的等效含湿量, Δw_x 为空气与溶液间的含湿量差。

根据传湿过程的焓耗散分析, 可定义该过程的不匹配系数 ξ_m 为

$$\xi_m = \frac{\int \Delta w_x^2 dx}{\left[\int \Delta w_x dx \right]^2} = \frac{\overline{\Delta w_x^2}}{\overline{\Delta w_x}^2}. \quad (5)$$

从式(5)可以看出, 不匹配系数实质上刻画了传递过程中驱动力的均匀程度。

基于传湿焓耗散 $\Delta E_{n,m}$ 及 ξ_m 的定义式, 空气-溶液热湿处理过程的传湿阻力 R_m 为

$$R_m = \frac{\Delta E_{n,m}}{\dot{m}_w^2} = \frac{1}{UA} \cdot \frac{\int \Delta w_x^2 dx}{\left[\int \Delta w_x dx \right]^2} = \frac{1}{UA} \cdot \xi_m. \quad (6)$$

从式(6)可以看出, 传递阻力由有限的传递能力 UA 及传递过程的不匹配共同造成: 有限的传递能力 UA 造成的损失或阻力, 该部分阻力的大小为 $1/UA$;

另一部分阻力是由于流量不匹配、入口参数不匹配等造成的阻力, 该部分阻力表现为不匹配系数 $\xi_m \geq 1$ 。

对于空气与溶液间的热湿处理过程, 图5给出了图3(b)所示典型空气与水进口状态的传湿不匹配系数 ξ_m (a_3 , a_{11} 状态对应的 ξ_m 显著高于其他进口状态, 图中未给出)。从图中可以看出, 对于不同空气、溶液进口相对位置的湿度处理过程, 传递单元数 NTU 越大, 传递过程的 ξ_m 越大。只有当进口状态为 a_1 , a_9 即空气与溶液进口状态位于等相对湿度线上时, 传湿不匹配系数为1, 即此时传质湿差沿程均匀分布, 如图4(a)所示。当溶液与空气进口状态的相对位置偏离等相对湿度线时, 处理过程的 ξ_m 大于1, 表明此时传递过程的驱动力沿程分布并不均匀, 如图4(c)和(d)所示; 随热湿传递过程 NTU 的增大, ξ_m 越大, 表明此时传质驱动力的沿程分布越不均匀、由于不匹配导致的传递损失比例也越大。

因此, 空气-溶液热湿处理过程的损失(焓耗散)成因主要包括 UA 有限和流量、入口参数等不匹配, 其中不匹配损失特性可利用不匹配系数 ξ_m 进行刻画。对于实际的空气-溶液处理过程, 在投入有限的传递能力 UA 时, 降低空气-溶液热湿处理过程中的不匹配系数、改善不匹配环节, 有助于减少热湿处理过程的不匹配损失, 充分发挥有限传递能力 UA 的作用, 从而改善热湿处理效果。对于空气与溶液的热湿处理过程, 接近溶液等浓度线(或等相对湿度线)进行时两者的驱动力分布较为均匀, 不匹配系数 ξ_m 接近于1。

3 实际溶液除湿处理流程分析

本节对采用吸湿溶液的实际空气湿度处理流程进行分析, 图6给出了应用两种不同再生方式的溶液

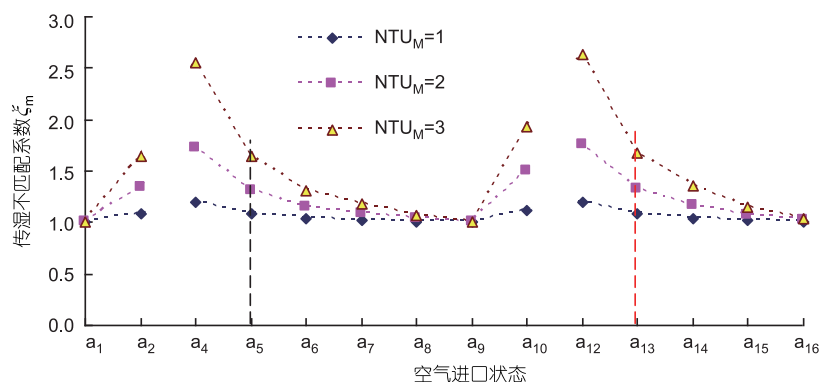


图5 (网络版彩色)不同空气进口状态时空气-溶液处理过程的传湿不匹配系数 ξ_m

Figure 5 (Color online) Unmatched coefficient ξ_m for moisture transfer varying with the inlet air states in the air-desiccant handling process

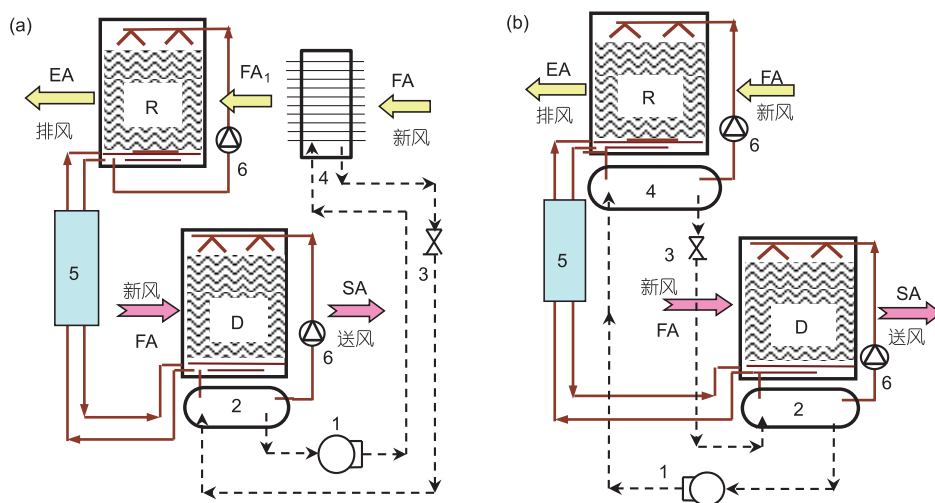


图6 (网络版彩色)不同再生加热方式的溶液除湿流程工作原理。(a) 溶液除湿流程 I; (b) 溶液除湿流程 II. D: 除湿器; R: 再生器; 1: 压缩机; 2: 蒸发器; 3: 节流阀; 4: 冷凝器; 5: 溶液-溶液换热器; 6: 溶液泵

Figure 6 (Color online) Operating schematics of air handling processes using liquid desiccant with different regeneration modes. (a) Scenario I; (b) scenario II. D: dehumidifier; R: regenerator; 1: compressor; 2: evaporator; 3: throttle; 4: condenser; 5: solution heat exchanger; 6: solution pump

除湿-再生空气处理流程的工作原理, 系统中内置热泵循环: 热泵系统蒸发器的冷量用于冷却进入除湿器的溶液, 通过冷却溶液以提高溶液的吸湿能力; 热泵系统冷凝器的排热来满足溶液浓缩再生的热量需求. 在流程 I 中冷凝器的热量用于加热进入再生器的空气, 在流程 II 中冷凝器用于加热进入再生器的溶液. 为了减少溶液循环导致的冷热抵消, 在除湿器和再生器循环流动的溶液之间设置有热回收装置, 从除湿器流出的低温稀溶液在进入再生器之前被从再生器流出的高温浓溶液预热后再进入再生器, 从再生器流出的高温浓溶液被预冷后再进入除湿器.

以室外新风状态为 32°C , 18 g/kg , 需求的送风含湿量为 9.5 g/kg 为例, 对比两种处理流程的性能, 流程的数学模型参见文献[21]. 图7给出了该工况下两种流程的空气处理过程: 流程 I 中再生空气被冷凝器加热后有较大温升, 再生器中空气近似沿等焓线降温, 而溶液状态在焓湿图上来看变化范围很小; 流程 II 中, 再生溶液先被冷凝器加热, 再生空气与溶液间再进行传热传质, 与流程 I 相比再生过程更贴近溶液等浓度线.

上述工况下两种溶液除湿流程主要部件的不匹配系数如图8所示, 其中 ξ 为显热处理部件的不匹配系数

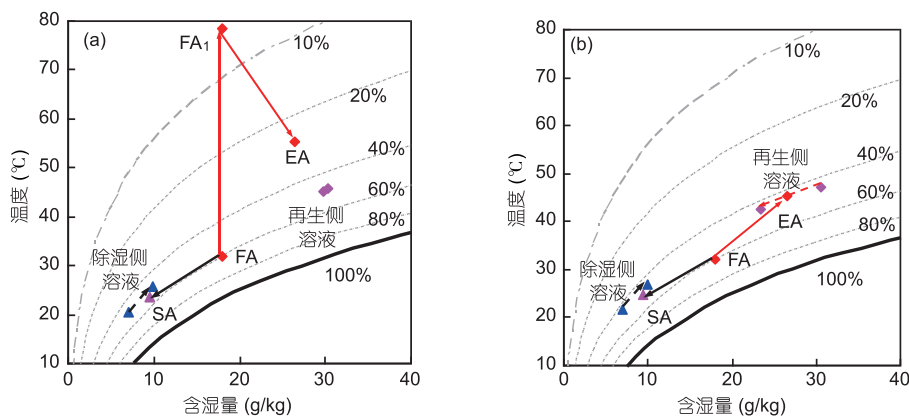


图7 (网络版彩色)不同溶液除湿流程的空气处理过程。(a) 溶液除湿流程 I; (b) 溶液除湿流程 II

Figure 7 (Color online) Air handling processes of different air-desiccant scenarios. (a) Scenario I; (b) scenario II

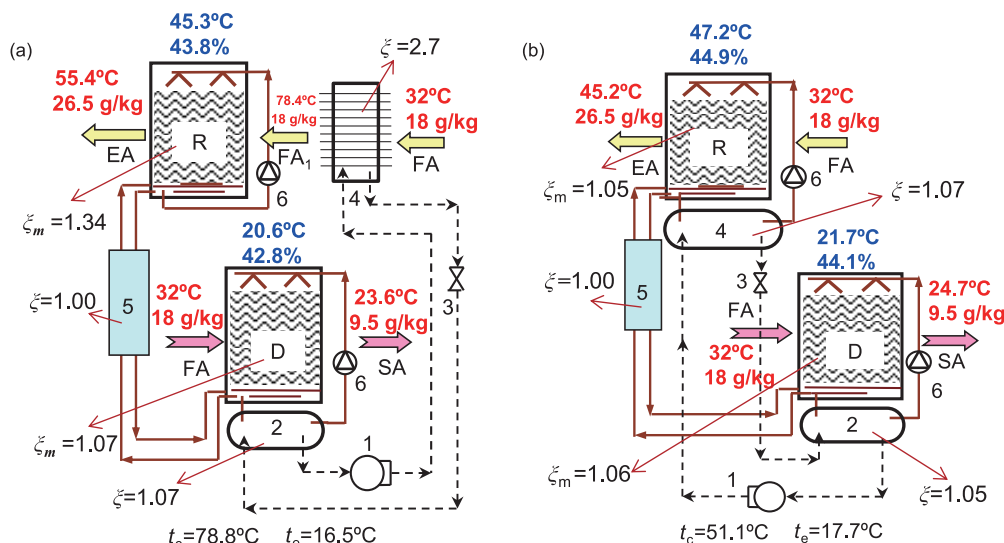


图8 (网络版彩色)典型工况下的溶液除湿流程处理参数。(a) 溶液除湿流程Ⅰ；(b) 溶液除湿流程Ⅱ

Figure 8 (Color online) Operating parameters of different air-desiccant scenarios in a typical condition. (a) Scenario I; (b) scenario II

数, 计算式详见文献[22]。从图中可以看出流程Ⅰ中再生空气与冷凝器换热过程及再生空气与吸湿溶液热湿处理过程均为显著的不匹配环节: 再生过程中空气与溶液热湿处理过程近似沿等焓线进行, 上述工况下 ξ_m 为1.34, 该过程存在显著的不匹配损失; 为满足溶液再生需求, 再生空气需被加热到较高温, 冷凝器侧制冷剂的恒温特性使得空气与制冷剂换热过程也存在显著的不匹配。而流程Ⅱ中再生过程更接近溶液等浓度线进行, 再生过程的 ξ_m 显著降低, 仅为1.05, 表明处理过程的不匹配损失大幅减少, 也使得需求的热泵循环冷凝温度得到显著降低。

两种流程的送风参数及热泵系统的工作性能如图8和表2所示。从热泵循环性能可以看出, 在相同的送风含湿量下, 流程Ⅰ的冷凝温度远高于流程Ⅱ, 而两者的蒸发温度差异不大, 流程Ⅱ中热泵系统的能效比远高于流程Ⅰ。通过2个溶液除湿-再生流程的比较可以看出: 对于加热进口空气进行溶液的流程Ⅰ, 再生过程中再生空气贴近等焓线变化, 空气与溶液处理过程的不匹配系数较高、不匹配损失显著, 为了克服不匹配损失, 需要非常高的再生温度才能满

足系统的再生需求; 而流程Ⅱ加热进口溶液的再生方式, 再生过程中再生空气贴近空气的等相对湿度线(或溶液的等浓度线), 不匹配系数显著减小, 由于入口参数不匹配导致的损失也显著降低, 此时再生过程仅需较低的温度即可满足需求。

因此, 在构建溶液除湿-再生处理循环时, 应该使除湿过程与再生过程尽量贴近空气等相对湿度线(或溶液的等浓度线)进行, 避免出现如流程Ⅰ所示的接近等焓线的处理过程。由此可以得到对热泵驱动式空气-溶液处理流程构建的指导原则: 溶液除湿空气处理方式中应采用加热溶液的方式满足再生需求, 能够显著降低再生过程的不匹配系数, 减少由于入口参数不匹配造成的损失; 再生过程的空气-溶液热湿处理过程应贴近等相对湿度线进行, 避免出现接近等焓线的空气处理过程, 有助于大幅降低对再生过程热源的温度品位需求。

4 结论

在暖通空调领域, 空气湿度处理对满足建筑环境控制调节需求具有重要作用, 而如何改善和提高

表2 不同溶液流程典型工况性能

Table 2 Performances of different air-desiccant handling processes

处理流程	送风参数	蒸发温度(°C)	冷凝温度(°C)	热泵COP
流程Ⅰ	23.6°C, 9.5 g/kg	16.5	78.8	1.9
流程Ⅱ	24.7°C, 9.5 g/kg	17.7	51.1	4.5

实际空气湿度处理过程的性能也是当前建筑节能事业的重要组成部分. 本文对空调系统中的湿度处理过程进行分析, 研究了理想排湿过程和实际溶液除湿过程的性能, 得到的主要结论包括以下几方面.

(1) 从空调系统的基本排湿任务出发, 可以利用不同方式构建理想的排湿过程(可逆过程、投入 UA 无限大), 分别给出了利用冷凝除湿方式和溶液除湿方式构建理想排湿过程的处理原理及效率计算式, 典型工况下的计算结果表明, 溶液除湿方式可获得更优的理想排湿效率, 为实际空气湿度处理方式的选取提供了参考.

(2) 从理想排湿过程的分析出发, 针对实际溶液

除湿过程进行分析, 研究了不同溶液与空气入口相对位置时的热湿处理过程, 利用传递阻力及不匹配系数分析刻画了实际溶液-空气处理过程的损失特性; 对于实际的溶液式空气湿度处理过程, 除传递能力 UA 有限外, 入口参数不匹配等也是导致传递过程产生损失的原因.

(3) 在有限的传递能力 UA 下, 降低由于不匹配造成的损失有助于改善传递过程的性能. 当空气-溶液处理过程接近等相对湿度线进行时, 不匹配系数 ξ_m 接近1, 表明此时 UA 越能发挥有效作用. 从减少不匹配损失的分析出发, 实际溶液式空气湿度处理过程应尽量贴近等相对湿度线(溶液等浓度线)进行.

参考文献

- 1 Building Energy Research Center of Tsinghua University. 2014 Annual Report on China Building Energy Efficiency (in Chinese). Beijing: China Architecture & Building Press, 2014. 4 [清华大学建筑节能研究中心. 中国建筑节能年度发展研究报告 2014. 北京: 中国建筑工业出版社, 2014. 4]
- 2 Xia J J, Xiao H, Jiang Y. Case study of data-oriented approach for building energy performance investigation. Front Energy Power Eng China, 2010, 4: 22–34
- 3 Perez-Lombard L, Ortiz J, Pout C. A review on buildings energy consumption information. Energ Build, 2008, 40: 394–398
- 4 Zhao R Y, Fan C Y, Xue D H, et al. Air Conditioning. 3rd ed. Beijing: China Architecture & Building Press, 2000. 60 [赵荣义, 范存养, 薛殿华, 等. 空气调节. 第三版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2000. 60]
- 5 Lof G O G, Lenz T G, Rao S. Coefficients of heat and mass transfer in a packed bed suitable for solar regeneration of aqueous lithium chloride solutions. J Sol Energy Eng, 1984, 106: 387–392
- 6 Yadav Y K. Vapour-compression and liquid-desiccant hybrid solar space conditioning system for energy conservation. Renew Energ, 1995, 6: 719–723
- 7 Ren C Q, Jiang Y, Zhang Y P. Simplified analysis of coupled heat and mass transfer processes in packed bed liquid desiccant-air contact system. Sol Energy, 2006, 80: 121–131
- 8 Dai Y J, Zhang H F, Yu J D. Mathematical model and analysis on heat and mass transfer of falling film liquid desiccant dehumidification in cross-flow (in Chinese). CIESC J, 2001, 52: 510–515 [代彦军, 张鹤飞, 俞金娣. 错流降膜液体干燥剂除湿/再生传热传质数学模型及分析. 化工学报, 2001, 52: 510–515]
- 9 Yin Y G, Zhang X S, Chen Z Q. Experimental study on dehumidifier and regenerator of liquid desiccant cooling air conditioning system. Build Environ, 2007, 42: 2505–2511
- 10 Zhao K, Liu X H, Zhang T, et al. Performance of temperature and humidity independent control air-conditioning system applied in an office building. Energ Build, 2011, 43: 1895–1903
- 11 Liu X H, Jiang Y, Zhang T. Temperature and Humidity Independent Control (THIC) of Air-conditioning System. 2nd ed. Beijing: China Architecture & Building Press, 2013. 25 [刘晓华, 江亿, 张涛. 温湿度独立控制空调系统. 第二版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2013. 25]
- 12 Li Z, Liu X H, Zhang L, et al. Analysis on the ideal energy efficiency of dehumidification process from buildings. Energ Build, 2010, 42: 2014–2020
- 13 Li W, Li N P, Zhao B W. Exergy performance and thermodynamic properties of the ideal liquid desiccant dehumidification system. Energ Build, 2010, 42: 2437–2444
- 14 Zhang L, Liu X H, Jiang Y. A new concept for analyzing the energy efficiency of air-conditioning systems. Energ Build, 2012, 44: 45–53
- 15 Zhang L, Liu X H, Jiang Y. Ideal efficiency analysis and comparison of condensing and liquid desiccant dehumidification. Energ Build, 2012, 49: 575–583
- 16 Liu X H, Li Z, Jiang Y. Similarity of coupled heat and mass transfer between air-water and air-liquid desiccant direct-contact systems. Build Environ, 2009, 44: 2501–2509

- 17 Liu X H, Jiang Y, Xia J J, et al. Analytical solutions of coupled heat and mass transfer processes in liquid desiccant air dehumidifier-regenerator. *Energ Convers Manage*, 2007, 48: 2221–2232
- 18 Chen L G. Progress in entransy theory and its applications. *Chin Sci Bull*, 2012, 57: 4404–4426 [陈林根. 焓理论及其应用的进展. *科学通报*, 2012, 57: 2815–2835]
- 19 Li X F, Guo J F, Xu M T, et al. Entransy dissipation minimization for optimization of heat exchanger design. *Chin Sci Bull*, 2011, 56: 2174–2178 [李雪芳, 郭江峰, 许明田, 等. 换热器优化设计的最小焓耗散方法. *科学通报*, 2011, 56: 869–873]
- 20 Wang W H, Cheng X T, Liang X G. Entransy dissipation and irreversibility of some thermodynamic processes. *Chin Sci Bull*, 2012, 57: 4091–4099 [王文华, 程雪涛, 梁新刚. 焓耗散与热力学过程的不可逆性. *科学通报*, 2012, 57: 2537–2544]
- 21 Zhang T, Liu X H, Jiang Y. Performance optimization of heat pump driven liquid desiccant dehumidification systems. *Energ Build*, 2012, 52: 132–144
- 22 Zhang T, Liu X H, Zhang L, et al. Match properties of heat transfer and coupled heat and mass transfer processes in air-conditioning system. *Energ Convers Manage*, 2012, 59: 103–113

Performance improvement in air dehumidifiers: From ideal to actual

LIU XiaoHua, ZHANG Tao & JIANG Yi

Department of Building Science, Tsinghua University, Beijing 100084, China

Dehumidification is an important component of air-conditioning systems. Improving their energy performance would contribute significantly to the overall energy conservation of buildings. In the present study, the efficiency of ideal air dehumidifiers is analyzed. By accessing various processes in ideal air dehumidifiers using either the condensing or the liquid desiccant method, methods to calculate their energy efficiencies are deduced. Performance discrepancies between these ideal dehumidifiers are then investigated and the associated efficiencies of these dehumidifiers are evaluated in typical environments in cities such as Beijing, Shanghai, Wuhan, and Guangzhou, are compared. Better energy performances are obtained if the liquid desiccant method is adopted. That is, dehumidifiers using liquid desiccants offer the potential to improve energy efficiency. Based on the performance of these ideal humidifiers, the characteristics of actual dehumidifiers using liquid desiccants are then explored. In actual processes, the dissipation between moist air and solutions is the result of limited heat and mass transfer capability, unmatched flow rates, and unmatched inlet parameters. The so-called unmatched coefficient ξ_m is chosen as the index to evaluate the unmatched dissipation in actual air dehumidifiers using liquid desiccants. As the process between air and solution approaches the iso-concentration line of the liquid desiccant (the air iso-relative humidity line), ξ_m approaches unity, indicating that the limited heat and mass transfer ability is given full play. Using air dehumidifiers as a typical example, the energy performance and matching properties of key components of two typical air handling processes are investigated. For these two processes with different regeneration approaches, heating the circulating solution for regeneration exhibits a lower ξ_m values than heating the inlet regeneration air. The energy performance discrepancy correlates well with the discrepancy in the unmatched coefficient, which offers a criterion in developing actual air dehumidifiers using liquid desiccants: specifically lowering the unmatched coefficient helps to lower the unmatched dissipation and improve system performance. The present study focuses on air dehumidifiers and the transfer dissipation method is chosen to investigate its characteristics. Based on the transfer dissipation and transfer resistance analysis, the unmatched coefficient ξ_m is defined and provides an effective approach for analyzing treatments of air using liquid desiccants.

humid air handling process, ideal dehumidification, condensing dehumidification, liquid desiccant, unmatched coefficient, dehumidifier

doi: 10.1360/N972015-00067