

带预热的内热型溶液再生器再生性能研究

王静远¹, 吴 薇^{1,2}, 吴翔宇¹, 尹良雷¹, 曹 瑾¹, 黄金燕¹, 尚 瑜¹

(1.南京师范大学能源与机械工程学院,江苏 南京 210042)

(2.南京师范大学江苏省能源系统过程转化与减排技术工程实验室,江苏 南京 210042)

[摘要] 提出一种带预热的内热型除湿溶液再生器,基于 NTU-Le 模型建立了带预热的内热型逆流再生器传热传质数学模型,对比了预热型再生器与内热型再生器在不同工况下的再生性能,研究了内热分配比的变化对带预热的内热型再生器再生性能的影响。模拟结果表明,内热型再生器与预热型再生器各具优势。在设计带预热的内热型再生器时,投入热量较少时宜采用加热内热源作为再生热源的再生方式,投入热量较高时按照最佳内热分配比分别预热溶液和加热内热源的方式更节能。当投入热量充足的情况下, $q_{ms}/q_{ma} \leq 0.53$ 时宜采用加热溶液作为再生热源的再生方式, $q_{ms}/q_{ma} \geq 0.64$ 时应按最佳内热分配比合理分配预热溶液和加热内热源的热量。

[关键词] 再生器,内热型,预热型,再生量,再生热效率,模拟分析

[中图分类号] TU831.5 **[文献标志码]** A **[文章编号]** 1672-1292(2019)02-0025-08

Study on Regeneration Performance of Internal Thermal Solution Regenerator with Preheating

Wang Jingyuan¹, Wu Wei^{1,2}, Wu Xiangyu¹, Yin Lianglei¹, Cao Jin¹, Huang Jinyan¹, Shang Yu¹

(1.School of Energy and Mechanical Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing 210042, China)

(2.Engineering Laboratory of Energy System Process Conversion and Emission Reduction Technology of Jiangsu Province, Nanjing Normal University, Nanjing 210042, China)

Abstract: In this paper, an internal heat type desiccant solution regenerator with preheating is proposed. Based on NTU-Le model, a mathematical model of heat and mass transfer of internal heat type countercurrent regenerator with preheating is established. The regeneration performances of preheating type regenerator and internal heat type regenerator under different conditions are compared, and the influences of the change of internal heat distribution ratio on the regeneration performance of internal heat type regenerator with preheating are studied. The simulation results show that the internal regenerator and the preheated regenerator have their own advantages. When designing an internal heat regenerator with preheating, it is better to use heating internal heat source as regeneration heat source when the heat input is fewer. When heat input is higher, the optimal internal heat distribution is more energy-saving than preheating solution and heating internal heat source respectively. When the input heat is sufficient, the heating solution should be used as regeneration heat source when $q_{ms}/q_{ma} \leq 0.53$. When $q_{ms}/q_{ma} \geq 0.64$, the heat of preheating solution and internal heat source should be reasonably distributed according to the optimal internal heat distribution ratio.

Key words: regenerator, internal heat type, preheating type, regeneration quantity, regeneration heat efficiency, simulate analysis

基于溶液除湿的热湿独立处理空调系统解耦处理热湿负荷,冬季利用溶液循环给室内空气加湿减少能耗,同时能抑制室外机组结霜问题^[1];夏季可提高蒸发温度得到更高的制冷系数,避免再热过程带来的高品位能量浪费^[2],且能有效改善室内空气品质,是一种具有较大节能潜力的新型空调系统,越来越受到国内外研究人员的重视^[3-4]。

再生器和除湿器是溶液除湿空调系统的关键设备,其热质交换效果直接影响整个空气处理过程的性能^[5]。溶液再生和溶液除湿都是基于相同的传热传质原理^[6],只是溶液和空气的状态不同导致水分迁移的方向不同,因此很多学者都是利用同一模型^[7]或同一实验装置^[8]对两者开展研究。

收稿日期:2019-03-19.

基金项目:江苏省自然科学基金面上研究项目(BK20151549)。

通讯联系人:吴薇,副教授,研究方向:制冷与节能技术研究. E-mail: wuwei@njnu.edu.cn

按照气液接触方式溶液再生器可分为逆流、顺流、叉流 3 种流型. 张明^[9]对 3 种流型的内热型再生器进行了对比分析,结果显示逆流流动方式的性能指标最佳,顺流最差. 溶液再生过程需消耗大量能量,按照热量供给方式溶液再生器可分为绝热型、内热型、预热溶液型、加热空气型. 殷勇高^[10]等对绝热型和内热型再生器性能进行了实验对比研究,发现内热型再生方式能补偿溶液再生过程的热损失,有效提高再生性能. 曾台焯^[11]等人发现预热溶液和加热空气均有利于提高溶液再生性能. 张凡^[12]、王琴^[13]等人发现总热量相同的情况下,预热溶液的再生方式优于预热空气的再生方式. 但目前针对内热型和预热溶液型再生器性能的对比研究相对较少,且大多数研究均为针对纯预热和纯内热再生器进行的.

鉴于预热溶液型和内热型再生器均能提高再生性能,本文提出一种带预热的内热型除湿溶液再生器,可应用于热泵耦合溶液除湿的热湿独立处理空调系统中. 再生过程补偿热量一部分用于预热溶液,一部分用于加热内热源,为解决溶液循环的驱动热源提出了新的方法和途径. 通过建立内热型与预热型再生器传热传质过程数学模型,对两种类型的再生器性能进行对比分析. 通过建立带预热的内热型再生器传热传质过程数学模型,研究内热分配比变化对再生性能的影响,结果可为再生器设计优化提供理论依据.

1 数学模型的建立

本文构建的带预热的内热型溶液再生器,高度为 H ,长度为 L ,宽度为 W . 溶液与空气逆向流动,作为内热源的热水与溶液流向相反.

1.1 带预热的内热型逆流再生器数学模型

建立带预热的内热型再生器一维稳态传热传质数学模型,模型假设如下:

- (1) 整个再生器与外界环境无热量交换,忽略热水向空气的散热,忽略热水管壁的导热损失,忽略各流体自身的热量交换;
- (2) 忽略流动方向上与垂直于纸面方向上的热质扩散,仅考虑垂直于流动方向的热质交换过程;
- (3) 再生器内部各流体均匀分布;
- (4) 计算过程中忽略水的物性参数随温度的变化.

图 1 给出了带预热的内热型逆流再生器微元控制体热质交换参数变化示意图,根据以上假设及能量守恒、质量守恒定律,传热传质过程数学模型如下:

$$dq_{ms} = q_{ma} d\omega_a, \quad (1)$$

$$d(q_{ms}\xi_s) = 0, \quad (2)$$

$$h_a = (c_{p,a} + c_{p,v}\omega_a)t_a + r_0\omega_a, \quad (3)$$

$$\frac{dh_a}{dx} = \frac{NTU_1 \cdot Le}{H} \left[(h_a - h_{equ}) + r_0 \left(\frac{1}{Le} - 1 \right) (\omega_a - \omega_{equ}) \right], \quad (4)$$

$$\frac{d\omega_a}{dx} = \frac{NTU_1}{H} (\omega_a - \omega_{equ}), \quad (5)$$

$$\frac{dt_w}{dx} = \frac{NTU_2}{H} (t_s - t_w), \quad (6)$$

$$\frac{dh_s}{dx} = \frac{q_{ma}}{q_{ms}} \frac{dh_a}{dx} - \frac{q_{ma}h_s}{q_{ms}} \frac{d\omega_a}{dx} - \frac{q_{mw}c_{p,w}}{q_{ms}} \frac{dt_w}{dx}, \quad (7)$$

式中, q_{ma} , q_{ms} , q_{mw} 分别为空气、溶液和热水的质量流量, kg/s;

h_a , h_s , h_{equ} 分别为空气和溶液的焓值以及空气与溶液热平衡

时的等效焓值, kJ/kg; $c_{p,w}$, $c_{p,a}$, $c_{p,v}$ 分别为水、干空气和水蒸气的定压比热容, kJ/(kg·°C); t_w , t_a , t_s 分别为热水、空气与溶液温度, °C; ω_a , ω_{equ} 分别为空气的含湿量与空气与溶液平衡时的空气等效含湿量, kg/kg; ξ_s 为溶液的质量浓度, %; r_0 为水蒸气在 0 °C 时的汽化潜热, kJ/kg.

定义空气与溶液的传质单元数 NTU_1 、溶液与热水的传热单元数 NTU_2 以及路易斯数 Le :

$$NTU_1 = \frac{h_0 A_1}{q_{ma}}, \quad (8)$$

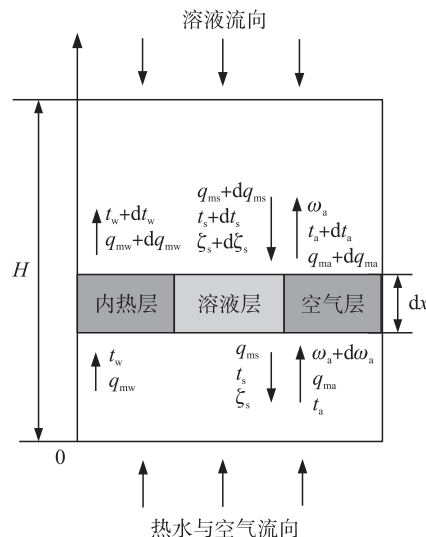


图 1 内热型逆流再生器微元控制体热质交换过程示意图

Fig. 1 Diagram of heat and mass exchange process of microcontroller control body of counter-flow internal heat regenerator

$$NTU_2 = \frac{h_w A_2}{q_{mw} c_{p,w}}, \quad (9)$$

$$Le = \frac{h_c}{h_D c_{p,a}}, \quad (10)$$

式中, h_D 为空气与溶液的传质系数, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; A_1 为空气与溶液的有效传热传质面积, m^2 ; h_c 、 h_w 分别为空气与溶液和溶液与热水的传热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; A_2 为溶液与热水的有效传热面积, m^2 。

带预热的内热型溶液再生器, 相当于将溶液在装置外先预热再送入内热型再生器中, 系统中用于加热内热源的热量与用于预热溶液的热量由式(11)、(12)给出:

$$\Phi_w = c_{p,w} q_{mw, \text{in}} (t_{w, \text{in}} - t_{w, \text{r}}), \quad (11)$$

$$\Phi_s = c_{p,s} q_{ms, \text{in}} (t_{s, \text{in}} - t_r), \quad (12)$$

式中, Φ_w 为热水得到的热量, kW ; $t_{w, \text{in}}$ 为再生器进口热水温度, $^\circ\text{C}$; $t_{w, \text{r}}$ 为加热前水温, $^\circ\text{C}$; Φ_s 为溶液进再生器前得到热量, kW ; $c_{p,s}$ 为溶液的定压比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; $t_{s, \text{in}}$ 为再生器进口溶液温度, $^\circ\text{C}$; t_r 为溶液预热前温度, $^\circ\text{C}$ 。

由式(1)~(7)组成带预热的内热型逆流再生器传热传质数学模型的控制方程组, 确定边界条件为:

$$\begin{cases} x=0 \text{ 时, } t_a = t_{a, \text{in}}, \omega_a = \omega_{a, \text{in}}, q_{ma} = q_{ma, \text{in}}, q_{mw} = q_{mw, \text{in}}, t_w = t_{w, \text{in}}; \\ x=H \text{ 时, } t_s = t_{s, \text{in}}, \xi_s = \xi_{s, \text{in}}, q_{ms} = q_{ms, \text{in}}. \end{cases} \quad (13)$$

计算过程中溶液的物性参数计算公式由 Conde^[14] 给出, $c_{p,a}$ 、 $c_{p,v}$ 、 r_0 在计算过程中均取常数, 分别为 $1.01 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ 、 $1.84 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ 和 2500 kJ/kg ^[15]。带预热的内热型逆流再生器数学模型出口参数计算流程如图2所示。

1.2 模型验证

为了验证建立的内热型逆流再生器传热传质数学模型的精确性, 选取 Ren^[16] 等人在除湿工况下内冷型逆流除湿器的 25 个工况数据如表1所示, 将本模型在此工况下的计算值与文献中空气出口温度、含湿量及溶液出口温度、浓度进行对比, 结果如图3~6所示, 模型的计算结果与文献中的结果吻合性较好, 25 个工况中除去两个工况以外绝大多数工况下数据相对误差均在 10% 以内, 考虑到计算软件计算精度与迭代次数, 工程上一般误差在 20% 以内可以接受^[17], 从而验证了本模型的精确性。

表1 文献中的工况

Table 1 Working conditions in documentation

$t_{a, \text{in}}/^\circ\text{C}$	$\omega_{a, \text{in}}/(\text{kg/kg})$	$t_{s, \text{in}}/^\circ\text{C}$	$\xi_{s, \text{in}}/\%$	$t_{w, \text{in}}/^\circ\text{C}$	Le	NTU
25~45	0.010 59~0.032 89	25~55	25~55	20~65	0.5~1.5	0.2~10

注: 在上述工况中, 仅有两个工况的 NTU 为 0.2 和 10, 其他工况下的 NTU 均为 3。

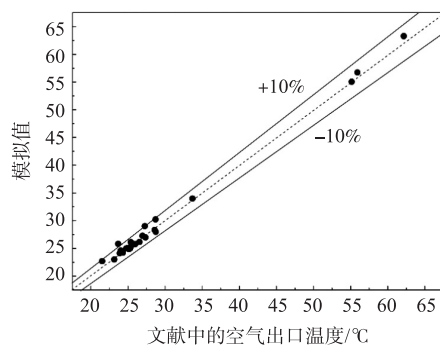


图3 空气出口温度的对比

Fig. 3 Comparison of air outlet temperatures

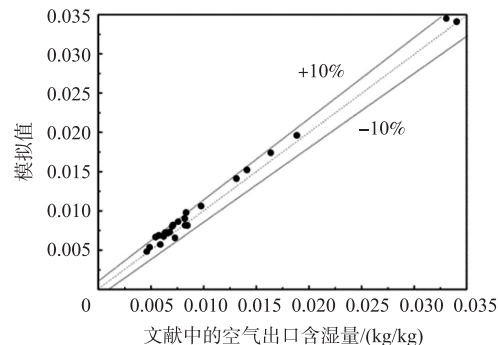


图4 空气出口含湿量的对比

Fig. 4 Comparison of moisture content at air outlet

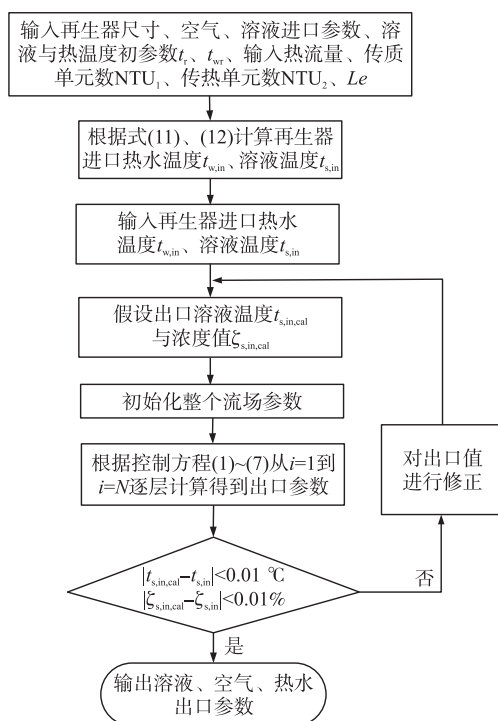


图2 数学模型计算流程图

Fig. 2 Flow chart of mathematical model calculation

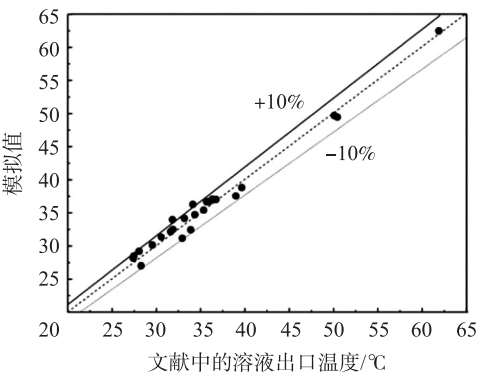


图 5 溶液出口温度的对比

Fig. 5 Comparison of outlet temperature of solution

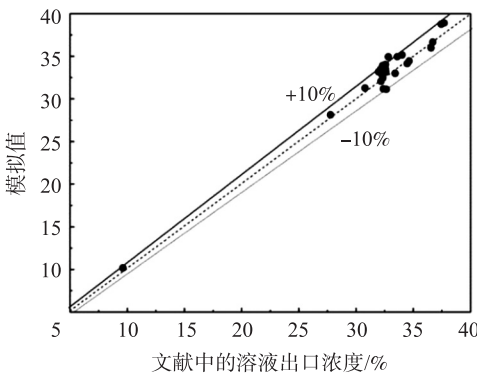


图 6 溶液出口浓度的对比

Fig. 6 Comparison of solution export concentrations

2 评价指标

再生量:

$$M_r=q_{ma}\cdot(\omega_{a,out}-\omega_{a,in}),$$

式中, M_r 为再生量,kg/s; $\omega_{a,in}$ 与 $\omega_{a,out}$ 分别为空气进出口含湿量,kg/kg.

再生热效率:

$$\eta_r=\frac{M_r\cdot r}{\Phi_s+\Phi_w+\Phi_a},$$

式中, η_r 为再生热效率; r 为水蒸气的汽化潜热,kJ/kg; Φ_s 、 Φ_w 、 Φ_a 分别为提供给溶液、热水、空气的热流量,kW.

鉴于预热溶液的再生方式优于预热空气的再生方式,分析投入热量对预热型与内热型再生器再生性能的影响时,不考虑加热空气对再生性能的影响. 定义内热分配比 φ 为加热内热源的热量 Φ_w 与总投入热量 Φ_{in} 之比:

$$\varphi=\frac{\Phi_w}{\Phi_{in}}=\frac{\Phi_w}{\Phi_s+\Phi_w},$$

式中, Φ_{in} 表示提供给溶液与热水的总热流量,kW. 当 φ 为 0 时,热量全部用来加热溶液作再生热源,即预热型再生器再生方式;当 φ 为 1 时,热量全部用来加热水作再生热源,即内热型再生器再生方式.

3 结果及分析

3.1 热流量对预热型与内热型再生器再生性能的影响

分析投入热量对预热型与内热型再生器再生性能的影响时,预热型与内热型再生器热量分别全部用来预热溶液和加热内热水,未投入热量之前溶液与水均取室温 20 ℃. 考虑到热泵加热溶液的程度以及工况温度的合理性,计算中投入的热流量范围为 2 kW~7 kW, Le 数取 $1^{[18-19]}$, NTU_1 与 NTU_2 分别取 1 和 $0.2^{[20-21]}$,计算工况如表 2 所示,结果如图 7 和图 8 所示.

表 2 预热型与内热型再生器计算工况

Table 2 Calculating conditions of preheating and internal heating regenerators

$t_a/^\circ\text{C}$	$\omega_a/(\text{kg/kg})$	$q_{ma}/(\text{kg/s})$	$q_{vs}/(\text{L/h})$	Φ_{in}/kW	$\xi_s/\%$	$q_{vw}/(\text{L/h})$
14.66	0.003 88	0.078	150、200	2~7	32	100

由图 7 和图 8 可知,当溶液体积流量 q_{vs} 为 150 和 200 L/h 时,在投入相同热量的情况下,内热型再生器再生性能均高于预热型,且流量越大,内热型再生器与预热型再生器再生性能之间的差距会越来越大,即内热型再生器具有明显的性能优势. 这是因为预热型再生器内随着溶液与空气热质交换过程的发生,溶液的温度不断降低,影响再生性能. 内热型再生器由于热水与溶液的热交换能提供溶液与空气热质交换过程所需要的热量,抑制溶液温度的下降,因此改善了再生性能. 内热型再生器随着投入热量的增加,

再生热效率趋于平缓并略有下降,这是因为再生量的增加幅度小于投入热量的增加。

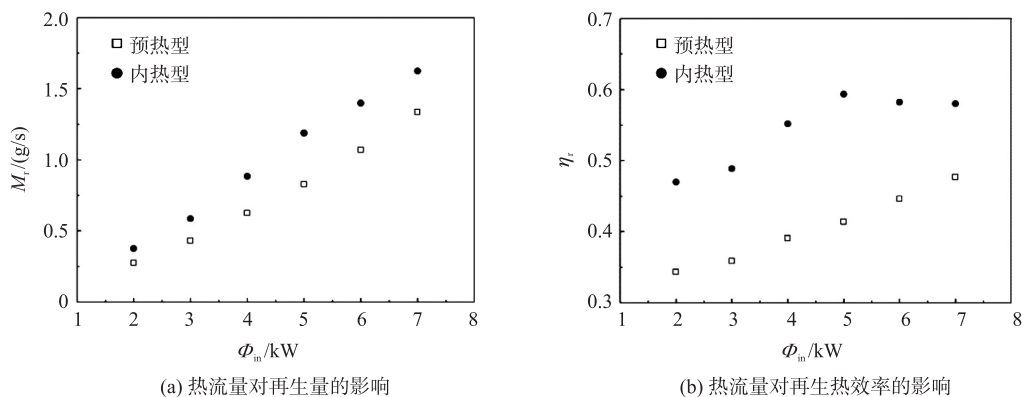


图7 溶液流量为 150 L/h 时预热型与内热型再生器性能对比

Fig. 7 Performance comparison of preheated regenerator and internal heated regenerator when solution flow rate is 150 L/h

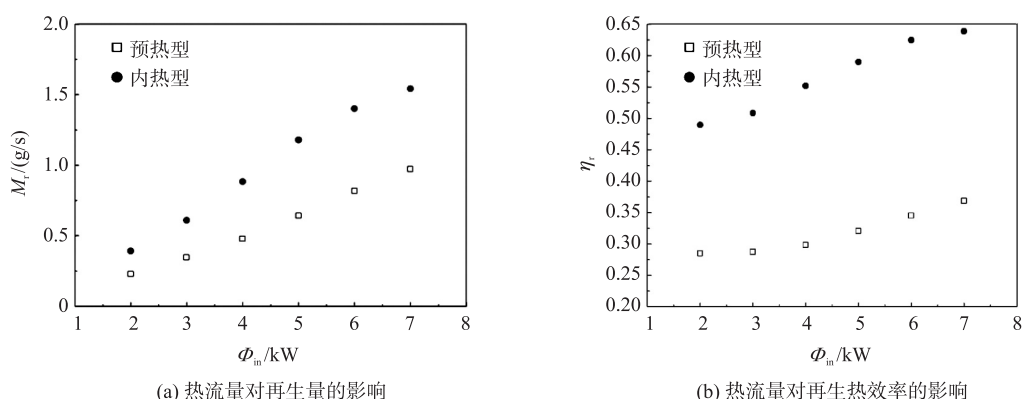


图8 溶液流量为 200 L/h 时预热型与内热型再生器性能对比

Fig. 8 Comparison of preheated regenerator and internal heated regenerator when the flow rate of solution is 200 L/h

3.2 溶液流量对预热型与内热型再生器再生性能的影响

在表 2 的计算工况下,控制 q_{mw}/q_{ma} 不变,溶液流量 q_{vs} 在 100~200 L/h 范围内变化,投入热量为 7 kW 时预热型与内热型再生器再生性能对比结果由图 9 给出。

由图 9 可知,在投入热量相同的情况下,随着溶液流量增大,预热型再生器再生性能下降明显,而内热型再生器再生性能却显著提高。当 $q_{ms}/q_{ma} \leq 0.53$ ($q_{vs} \leq 125$ L/h) 时,预热型再生器性能明显优于内热型再生器;当 $q_{ms}/q_{ma} \geq 0.64$ ($q_{vs} \geq 150$ L/h) 时,内热型再生器表现出明显的性能优势。这是因为对预热型再生器来说,投入热量不变时,随着溶液流量的增加,再生器进口处溶液温度越来越低,导致再生性能下降。而对内热型再生器而言,内热源流量不变,因而内热源的温度恒定,随着溶液流量的增加,溶液携带进再生器的能量及产生水蒸气的能力增加,因此有利于溶液再生过程。

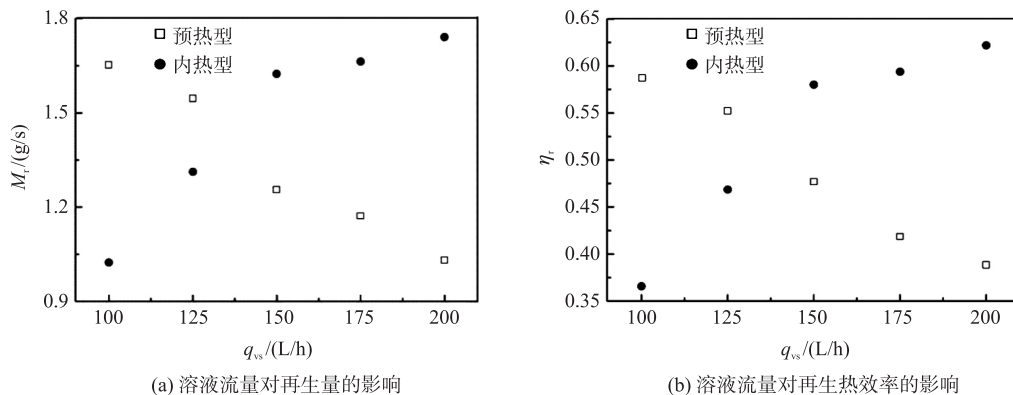


图9 溶液流量对预热型与内热型再生器再生性能的影响

Fig. 9 Effect of solution flow rate on regeneration performance of preheated regenerator and internal regenerator

3.3 $q_{ms}/q_{ma} \leq 0.53$ 时热流量对预热型与内热型再生器再生性能的影响

由上节可知,当 $q_{ms}/q_{ma} \leq 0.53$ 时,预热型再生器再生性能具有明显优势,为探究此情况下热流量对再生性能的影响,选取溶液流量为 100 L/h 时的工况进行分析. 由图 10 可知,在相同的投入热量情况下,预热型再生器的再生性能总是优于内热型再生器. 这是因为,预热型再生器中随着投入热量从 2 kW 升高至 7 kW,溶液的温度从 39.6 °C 增加到 86.4 °C,高温的溶液一方面可以提供再生过程需要的热量,另一方面与空气保持较大的传热温差,因此再生性能好. 而内热型再生器中,溶液进口和空气进口温差始终保持在 5.4 °C,随着投入热量的增加,内热源水的温度虽然从 37.2 °C 增加至 80.2 °C,但内热源中热水与溶液的热交换和溶液与空气的热质交换同时进行,因此再生性能较差.

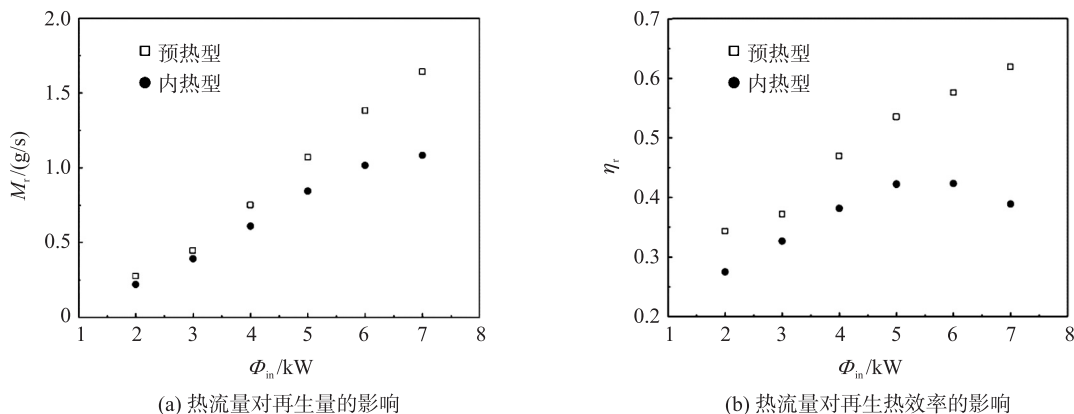


图 10 溶液流量为 100 L/h 时预热型与内热型再生器性能对比

Fig. 10 Comparison of preheated regenerator and internal heated regenerator when the flow rate of solution is 100L/h

预热型再生器再生量与再生热效率均随投入热量的升高而升高. 当溶液得热量从 2 kW 升高至 7 kW 时,预热型再生器的再生量从 0.27 g/s 升高到 1.73 g/s,再生热效率从 34.3% 升高到 61.9%. 而内热型再生器随着投入热量的增加再生量增幅逐渐减小,与预热型相比其性能差距越来越大. 当投入热流量大于 6 kW 时,由于再生量的增加幅度减小导致内热型再生器再生热效率随着投入热量的增加而开始下降.

3.4 内热分配比对内热型再生器再生性能的影响

大部分工况下内热型再生器的性能优于预热型,当 q_{ms}/q_{ma} 在一定范围内时预热型再生器性能反而超过内热型. 因此,本文设计一种带预热的内热型再生器. 利用建立的带预热的内热型再生器数学模型,对不同投入热量、不同溶液流量下再生量及再生热效率随内热分配比 φ 变化的规律进行研究,得到不同工况下再生器再生性能最佳的内热分配比. 表 3 给出模拟计算的基准工况,当研究某一参数对再生性能的影响时控制其他参数保持基准值不变.

表 3 基准工况

Table 3 Benchmark operating conditions

t_a / °C	ω_a / (kg/kg)	q_{ma} / (kg/s)	q_{vs} / (L/h)	ξ_s / %	q_{vw} / (L/h)
14.66	0.003 88	0.078	150	32	100

在基准工况下控制总投入热流量分别为 3、4、5、6、7 kW,图 11 所示为当内热分配比 φ 从 0 变化到 1 时再生器再生量与再生热效率的变化规律. 可以看出,当投入热量较少时(如 3、4 kW),内热分配比的变化对再生量的影响较小,当投入热量较大时对再生量的影响较大. 当投入热量为 3 kW 时,再生量和再生热效率均随内热分配比的增大而增大,且最大值出现在 $\varphi=1$ 处. 当投入的热量从 3 kW 逐渐增大至 7 kW 时,再生量和再生热效率出现最大值且最大值对应的最佳内热分配比逐渐减小,从 1 减少到 0.5. 可见当投入热量较少时,热量全部用来加热内热源热水的再生方式性能较好,能量利用率较高;投入热量增加时,按照最佳内热分配比分别预热溶液和加热内热源热水的再生方式更节能.

图 11(b)表明当投入热量为 5、6、7 kW 时其再生热效率相差不大. 当 φ 值在 0.8~1 的范围内变化时,随着投入热量升高再生热效率反而下降. 对于内热型再生器为了得到最佳再生性能,不能盲目增加投入热量,投入过多热量反而会造成能量利用率降低.

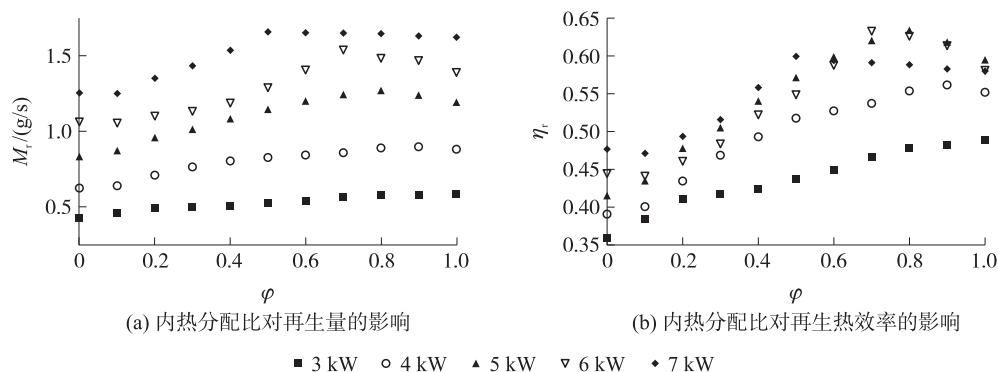


图 11 不同投入热流量情况下内热分配比对再生性能的影响

Fig. 11 Effect of internal heat distribution ratio on regeneration performance under different input heat flux

在基准工况下控制热流量为 7 kW, 当溶液流量分别为 100、125、150、175、200 L/h 时, 图 12 给出了不同溶液流量下内热分配比 φ 从 0 变化到 1 时再生器再生热效率的变化规律, 此时由于总热流量一定, 再生热效率与再生量的变化趋势相同. 在总投入热量很充足的情况下, 当 $q_{ms}/q_{ma} \leq 0.53$ ($q_{vs} \leq 125$ L/h) 的时候, 增大内热比对再生性能是不利的. 这是因为增大内热比即减小了投入预热溶液的热量, 而溶液流量较小时, 预热溶液的热量发生变化会引起溶液温度的较大变化, 且溶液温度又是影响再生性能的主要因素, 因此再生量和再生热效率随着 φ 从 0 变化到 1 逐渐降低. 图 13 给出了不同内热分配比下溶液和内热源热水温度的变化规律.

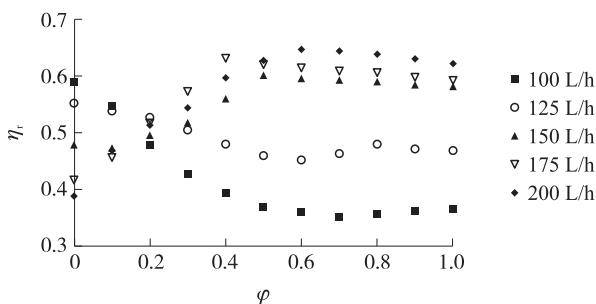


图 12 不同溶液流量情况下内热分配比对再生热效率的影响

Fig. 12 Effect of internal heat distribution ratio on regeneration heat efficiency under different solution flow rates

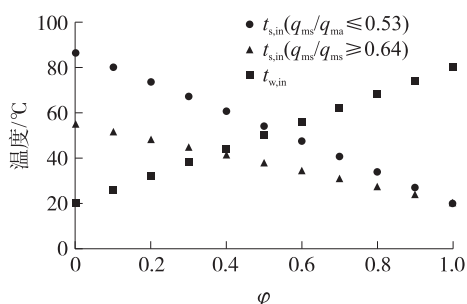


图 13 不同内热分配比情况下溶液和内热源热水温度的变化规律

Fig. 13 Variation of solution and hot water temperature under different internal heat distribution ratio

由图 13 可知, 随着 φ 从 0 变化到 1, $q_{ms}/q_{ma} \leq 0.53$ 时再生器进口处溶液温度随 φ 增大而迅速降低, 而内热源热水的温度则随着 φ 增大成比例增加. 当 $\varphi < 0.6$ 时, 溶液温度远高于内热源热水温度, 此时溶液同时向空气和内热源热水传热, 随着再生过程发生溶液的温度降低迅速, 再生性能很差. 当 $\varphi \geq 0.6$ 时, 内热源热水温度开始高于溶液温度, 再生性能提高. 当 $q_{ms}/q_{ma} \geq 0.64$ 时, 再生器进口处溶液温度随 φ 增大而缓慢降低, 而内热源热水的温度则随着 φ 增大成比例增加. 当 $\varphi < 0.4$ 时, 虽然此时溶液温度略高于内热源热水温度, 但由于溶液流量大携带的热量多, 溶液向内热源的传热量较小不足以影响溶液和空气之间的传热传质, 因此再生性能较好. $\varphi \geq 0.4$ 时, 内热源热水温度高于溶液温度, 再生性能更好.

可见在热量很充足的情况下, 当 $q_{ms}/q_{ma} \leq 0.53$ 时宜采用加热溶液作再生热源的方式, $q_{ms}/q_{ma} \geq 0.64$ 时宜采用最佳内热分配比分配热量的再生方式.

4 结论

本文针对提出的带预热的内热型再生器建立了数学模型, 分析了热流量、溶液流量和内热分配比对再生量和再生热效率的影响, 得出了以下结论:

(1) 内热型再生器与预热型再生器各具优势. $q_{ms}/q_{ma} \geq 0.64$ 时, 内热型再生器性能总是优于预热型再生器, 且随着溶液流量增大, 内热型再生器与预热型再生器再生性能之间的差距越来越大. 而 $q_{ms}/q_{ma} \leq$

0.53 时,预热型再生器的再生性能优于内热型再生器。

(2)对于带预热的内热型再生器,当投入热量较少时宜采用加热内热源作为再生热源的再生方式,当投入热量较高时按照最佳内热分配比分别预热溶液和加热内热源热水的再生方式更节能。随着投入热量从 3 kW 逐渐增大至 7 kW,再生量和再生热效率出现最大值且最大值对应的最佳内热分配比逐渐减小,从 1 减少到 0.5。

(3)对于带预热的内热型再生器,在投入热量充足的情况下, $q_{ms}/q_{ma} \leq 0.53$ 时宜采用加热溶液作为再生热源的再生方式, $q_{ms}/q_{ma} \geq 0.64$ 时应按最佳内热分配比合理分配预热溶液和加热内热源的热量。

[参考文献](References)

- [1] ZHAO K, LIU X H, ZHANG T, et al. Performance of temperature and humidity independent control air-conditioning system in an office building[J]. *Energy and buildings*, 2011, 43(8): 1895–1903.
- [2] 李震, 江亿, 陈晓阳, 等. 溶液除湿空调及热湿独立处理空调系统[J]. *暖通空调*, 2003, 33(6): 29–33.
LI Z, JIANG Y, CHEN X Y, et al. Liquid desiccant air conditioning and independent humidity control air conditioning systems[J]. *Journal of HV&AC*, 2003, 33(6): 29–33. (in Chinese)
- [3] BERGERO S, CHIARI A. Performance analysis of a liquid desiccant and membrane contactor hybrid air-conditioning system[J]. *Energy & buildings*, 2010, 42(11): 1976–1986.
- [4] JIANG Y, GE T S, WANG R Z, et al. Experimental investigation on a novel temperature and humidity independent control air conditioning system—Part II: heating condition[J]. *Applied thermal engineering*, 2014, 73(1): 784–793.
- [5] 刘晓华, 李震, 张涛. 溶液除湿[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2014.
LIU X H, LI Z, ZHANG T. Liquid desiccant dehumidification[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2014. (in Chinese)
- [6] LUO Y, YANG H, LU L, et al. A review of the mathematical models for predicting the heat and mass transfer process in the liquid desiccant dehumidifier[J]. *Renewable & sustainable energy reviews*, 2014, 31(2): 587–599.
- [7] 陈晓阳, 刘晓华, 李震, 等. 溶液除湿/再生设备热质交换过程解析解法及其应用[J]. *太阳能学报*, 2004, 25(4): 509–514.
CHEN X Y, LIU X H, LI Z, et al. Analytic solution of heat and mass transfer in dehumidifier/regenerator of liquid desiccant equipment[J]. *Acta energiae solaris sinica*, 2004, 25(4): 509–514. (in Chinese)
- [8] YIN Y G, ZHANG X S, WANG G, 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.
- [9] 张明. 内热型再生器空气与溶液三种流动方式传热传质的研究[D]. 兰州: 兰州交通大学, 2016.
ZHANG M. The air and solution in three kinds of flow modes about heat and mass transfer research in internally heated regenerator[D]. Lanzhou: Lanzhou Jiaotong University, 2016. (in Chinese)
- [10] 殷勇高, 李士强, 张小松. 绝热型和内热型再生过程热性能对比[J]. *化工学报*, 2010(增刊 2): 157–163.
YIN Y G, LI S Q, ZHANG X S. Comparative study on dynamic performance of internally heated and adiabatic regenerators[J]. *CIESC journal*, 2010(Suppl 2): 157–163. (in Chinese)
- [11] 曾台焯, 张小松, 陈瑶. 利用冷凝热再生低浓度除湿溶液的实验研究[J]. *制冷学报*, 2018(1): 76–82.
ZENG T Y, ZHANG X S, CHEN Y. Experimental investigation for low-concentration liquid desiccant regeneration with utilization of condensation heat[J]. *Journal of refrigeration*, 2018(1): 76–82. (in Chinese)
- [12] 张凡, 吴薇, 张甜恬, 等. 一种冷凝热分级利用复合型溶液除湿空调系统性能分析[J]. *南京师范大学学报(工程技术版)*, 2014, 14(3): 33–42.
ZHANG F, WU W, ZHANG T T, et al. Performance analysis of a hybrid liquid desiccant air-conditioning system with sectional utilization of condensation heat[J]. *Journal of Nanjing normal university(engineering and technology edition)*, 2014, 14(3): 33–42.
- [13] 王琴, 吴薇, 顾陈杰, 等. 冷凝热分级利用对再生过程的影响[J]. *南京师范大学学报(工程技术版)*, 2017, 17(1): 58–65.
WANG Q, WU W, GU C J, et al. Effects of graded condensation heat utilization on regeneration process[J]. *Journal of Nanjing normal university(engineering and technology edition)*, 2017, 17(1): 58–65. (in Chinese)
- [14] 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.

(下转第 42 页)

- [9] SUN J, TSAMOS K M, TASSOU S A. CFD comparisons of open-type refrigerated display cabinets with/without air guiding strips[J]. Energy procedia, 2017, 123: 54–61.
- [10] WU X H, CHANG Z J, YUAN P, et al. The optimization and effect of back panel structure on the performance of refrigerated display cabinet[J]. Food control, 2014, 40(40): 278–285.
- [11] 曾宪顺, 赵丹, 丁国良, 等. 改进间接冷式酒柜内温度场均匀性的方案与效果[J]. 制冷学报, 2017, 38(4): 79–86.
ZENG X S, ZHAO D, DING G L, et al. Possible schemes and effects in improving temperature uniformity in indirect cooling wine cabinet[J]. Journal of refrigeration, 2017, 38(4): 79–86. (in Chinese)
- [12] 傅涛, 李君, 王海林, 等. 果蔬用敞开式制冷陈列柜温湿度场分布特性实验[J]. 制冷学报, 2014, 35(4): 34–41.
FU T, LI J, WANG H L, et al. Experimental study on distribution of temperature and humidity field in vertical open display cabinet for fruits and vegetables[J]. Journal of refrigeration, 2014, 35(4): 34–41. (in Chinese)
- [13] 吴学红, 李伟平, 王立勋, 等. 填充相变材料的复合搁架的传热与蓄冷特性[J]. 制冷学报, 2015, 36(4): 23–28.
WU X H, LI W P, WANG L X, et al. The heat transfer and cool storage characteristic of composite shelf filled with phase change materials[J]. Journal of refrigeration, 2015, 36(4): 23–28. (in Chinese)
- [14] SOKOLOV A, STREHL R, TUREK S. Numerical simulation of chemotaxis models on stationary surfaces[J]. Discrete and continuous dynamical systems-series B, 2013, 10(10): 2689–2704.
- [15] 胡洪, 黄虎, 宋倩倩, 等. 不同对流项离散格式对流场计算的影响[J]. 数值计算与计算机应用, 2010, 31(2): 153–160.
HU H, HUANG H, SONG Q Q, et al. The influence of different discrete scheme of the convective term on fluid field calculation[J]. Journal on numerical methods and computer applications, 2010, 31(2): 153–160. (in Chinese)
- [16] 全国法制计量管理计量技术委员会. 测量不确定度评定与表示: JJF1059.1–2012[S]. 北京: 中国质检出版社, 2013.
AQSIQ/MTC1. Evaluation and expression of uncertainty in measurement: JJF 1059.1–2012[S]. Beijing: China Quality Inspection Press, 2013. (in Chinese)

[责任编辑: 严海琳]

(上接第32页)

- [15] 薛殿华. 空气调节[M]. 北京: 清华大学出版社, 1991.
XUE D H. Air conditioning[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1991. (in Chinese)
- [16] REN C Q, TU M, WANG H H. An analytical model for heat and mass transfer processes in internally cooled or heated liquid desiccant-air contact units[J]. International journal of heat and mass transfer, 2007, 50(17/18): 3545–3555.
- [17] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4版. 北京: 高等教育出版社, 2006.
YANG S M, TAO W Q. Heat transfer[M]. 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 2006. (in Chinese)
- [18] 李永存. 无霜型空气源热泵系统的理论与实验研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2011.
LI Y C. Theoretical and experimental study on a frost-free air-source heat pump system[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2011. (in Chinese)
- [19] 李永存, 陈光明, 张绍志, 等. 冬季工况下入口参数对再生器性能的影响[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2012, 40(1): 13–18.
LI Y C, CHEN G M, ZHANG S Z, et al. Effect of inlet parameters on performance of regenerator under winter conditions[J]. Journal of South China university of technology (natural science edition), 2012, 40(1): 13–18. (in Chinese)
- [20] 彭冬根, 罗丹婷, 李顺意. 内热型除湿溶液再生器溶液再生方式及装置性能分析[J]. 农业工程学报, 2017, 33(18): 165–172.
PENG D G, LUO D T, LI S Y. Analysis of performance and regeneration method of internally-heated liquid desiccant regenerator[J]. Transactions of the Chinese society of agricultural engineering, 2017, 33(18): 165–172. (in Chinese)
- [21] PENG D, LUO D. Modeling and parametrical analysis on internally-heated liquid desiccant regenerator in liquid desiccant air conditioning[J]. Energy, 2017, 141: S0360544217316262.

[责任编辑: 严海琳]