溶液除湿空调系统中叉流再生装置热质交换性能分析

清华大学 刘晓华☆ 江 亿 常晓敏 易晓勤

摘要 再生器是溶液除湿空调系统中的重要传热传质部件。搭建了叉流再生器性能测试的实验台,并建立了叉流再生器中传热传质过程的数学模型。以溴化锂溶液为除湿剂,采用总换热量、全热效率描述再生器的热质交换总体效果,采用再生量、再生效率描述传质效果,实验测试了溶液和空气的进口参数对再生器性能的影响,并与逆流再生器的实验结果进行了比较。以实验得到的量纲一传质系数作为数学模型的输入条件,数值计算结果与 73 组实验数据吻合很好,全热效率和再生效率的偏差均集中在 ±15%以内。

关键词 叉流 再生器 传热传质 实验 数学模型

Heat and mass transfer performance analysis of cross flow regenerators in a liquid desiccant air conditioning system

By Liu Xiaohua★, Jiang Yi, Chang Xiaomin and Yi Xiaoqin

Abstract Regenerator is a crucial component in the liquid desiccant air conditioning system. Establishes a performance test bed for cross flow regenerators and a mathematical model for the heat and mass transfer. Using lithium bromide aqueous solution as liquid desiccant, adopting the total heat transfer rate and enthalpy efficiency to describe the combined heat and mass transfer performance and the moisture removal rate and regenerative efficiency to describe the mass transfer performance of the regenerator, explores the effect of air and desiccant inlet parameters on the regenerator performance by experiment, and compares the result obtained with those of other counter flow configurations previously published. The numerical simulation result obtained by taking the dimensionless mass transfer coefficient as the input parameter of the mathematical model is consistent with the 73 groups of the experimental data and the discrepancies of the enthalpy efficiency and regenerative efficiency are mainly within ±15%.

Keywords cross flow, regenerator, heat and mass transfer, experiment, mathematical model

★ Tsinghua University, Beijing, China

0 引言

由于溶液除湿系统在去除潜热负荷方面具有优越性,近年来得到了较快的发展[1-3]。具有较强吸湿能力的浓溶液经过除湿器后浓度降低,除湿能力下降,为了能够循环使用,必须对吸湿后的溶液进行浓缩再生。再生器是溶液除湿系统的重要传热传质部件,溶液的再生可以使用太阳能、工业废热等低品位能源。赵云使用太阳能作为溶液再生的热源(溶液进入再生器的温度为 50 ~ 75 ℃),实验分析了采用 $CaCl_2$ 溶液、螺旋网状填料的逆流填料塔中的再生过程[4]。Fumo 和 Goswami 分析了以 LiCl 溶液为吸湿溶液、使用聚丙烯 Rauschert Hilflow 环散装填料的逆流填料塔中溶液与湿空气的再生热质交换过程,溶液的进口温度为 60 ~

☆ 刘晓华,女,1980 年 9 月生,博士研究生
100084 清华大学建筑学院建筑技术科学系
(0) 13681005790
E-mail: lxh98@mails.tsinghua.edu.cn

收稿日期:2005-05-27

?1994-2015 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

70 ℃[5]。Martin 和 Goswami 实验测试了三甘醇溶液在上述逆流填料塔再生装置中的热质交换过程[6]。上述再生器实验中，溶液的进口温度均高于空气，因而传热传质的方向均是由溶液传向空气。也有学者分析了空气为再生热源情况下的再生器性能，此时传热与传质的方向相反，如 Sultan 等人的实验中空气的进口温度为 62 ~ 113 ℃[7]，Patnaik 等人的实验中空气的进口温度为 55 ~ 75 ℃[8]。

以上再生器性能的实验均是针对高温参数(50 ℃以上)情况下逆流填料塔的性能进行的研究，尚未有学者给出低温再生条件下叉流再生装置的性能。李震等人以吸湿溶液为循环工质，构建了全新的溶液全热回收装置。夏季，溶液与室内排风在叉流再生装置中接触进行热湿交换，室内排风被加热加湿，溶液被浓缩再生；浓度增大后的溶液进入新风处理模块(叉流除湿装置)吸收新风中的水分，新风被降温除湿，溶液被稀释、浓度降低，然后进入与排风接触的再生装置，如此循环使用，从而实现能量从室内排风到新风的转移[9]。此再生过程中，溶液的再生温度很低，仅为 30 ℃左右，与文献[4-8]中的再生器运行工况有显著差异。本文实验研究了溶液与空气进口参数对叉流再生器热质交换性能的影响，给出了传质量纲一关联式；建立了叉流再生器传热传质的数学模型，并与实验结果进行了比较。

1　实验台工作原理

溶液再生实验台的工作原理如图 1 所示，主要由三部分组成：空气处理系统、溶液再生系统和热水系统。空气处理系统包括表冷器、加热器、加湿器、风机等，用于控制进入再生器的空气参数。溶液再生系统包括再生器、浓溶液罐、稀溶液罐、溶液泵等。热水系统用于调节进入再生器的溶液温度。

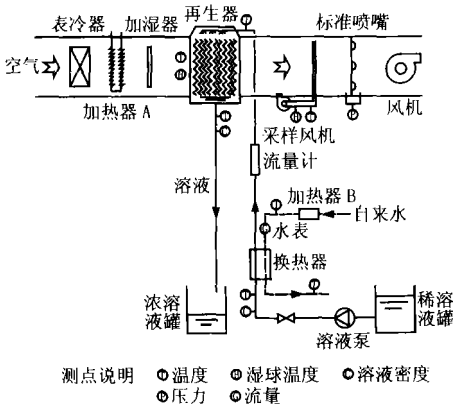


图 1　实验台工作原理图

实验过程中，再生器的气液接触形式为叉流。溶液泵从稀溶液罐中抽取稀溶液，经过调节阀、换热器和流量计后送入再生器顶部的布液装置。溶液在再生器中润湿填料并与来流空气进行热量交换，溶液中的水分蒸发到空气中，浓缩再生后的溶液流入浓溶液罐。设置填料的目的是为了增加空气与溶液之间的有效接触面积，从而增强其传热传质能力。本实验中填料选用 Celdek 规整填料，除湿剂选用溴化锂溶液。再生器的性能是本实验台测试的核心内容，再生器内填料的高度为 0.55 m、宽度为 0.35 m、长度为 0.4 m。

2　实验测试情况

2.1　测试装置

再生器的性能测试主要包括空气和溶液的进出口参数的测量。

2.1.1　空气参数的测量装置

空气参数的测量包括风量和进出再生器的干、湿球温度。风量采用按照 GB 2624—81 制造的标准喷嘴测量，流经标准喷嘴的流体流量与输出差压之间的关系可以不经过单独标定而直接用计算方法确定，误差不会超过国标的规定。风洞结构示意图如图 2 所示，空气进入受风室，首先流经过滤器，

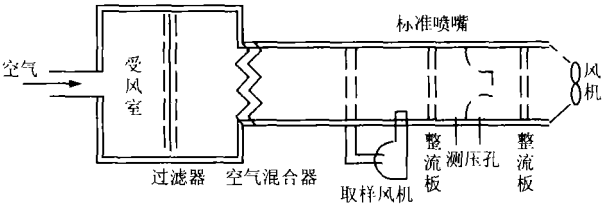


图 2　风洞结构示意图

在空气混合器中被充分混合，流经整流板后，经标准喷嘴流出，然后经过整流板排出。风机在气流出口处，提供空气流动的动力。在风道中设置有空气取样装置，可以用于测量空气的干、湿球温度，其空气取样装置参见图 3。

2.1.2　溶液参数的测量装置

溶液参数的测量包括流量和进出再生器的温度与浓度。由于溴化锂溶液具有一定的腐蚀性，因此选用了玻璃转子流量计。玻璃转子流量计具有较高的精度，可实时读取流量，而且具有防腐蚀的特性。溶液浓度是通过对溶液密度和温度的测量

?1994-2015 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

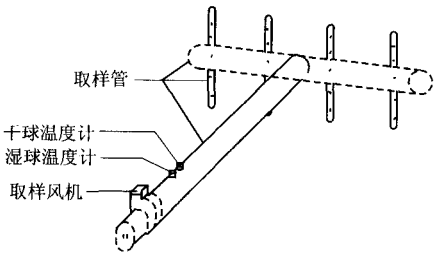


图 3 空气取样装置结构示意图

间接得到的。在测量溶液密度时，根据实验所使用的溴化锂溶液的浓度变化范围，选用了一系列不同量程的密度计，溶液密度的测量范围分别为 1 300 ~1 400，1 400 ~1 500，1 500 ~1 600 kg /m^3。每个密度计精度为 1%，这样密度测量可以精确到 1 kg/m^3。溶液的温度采用 Pt 电阻测量，并通过 34970A 数据采集装置与电脑相连，在线读取数据。

2.2 测量参数变化范围

再生实验中，空气与溶液的进口参数变化范围分别为：空气流量 940 ~1 448 m^3 /h(1.55 ~2.42 kg /(m^2 · s))，空气的进口温度 24.8 ~32.4 ℃，进口含湿量 6.0 ~15.0 g/kg；溶液流量 874 ~1 512 L/h(2.32 ~4.19 kg/(m^2 · s))，溶液的进口温度 27.4 ~34.7 ℃，进口质量分数 36.7% ~47.2%。共测试了 73 组实验数据，传热、传质的方向均是由温度较高的溶液传向空气。

本文所研究的叉流再生器是绝热型的热质交换装置，遵循质量守恒和能量守恒定律。质量守恒是指溶液侧减少的水量等于空气侧水分的质量变化，但由于溶液的进出口浓度变化很小(实验中均小于 0.2%)，很难通过实验测量得到准确的数值来进行质量平衡的验证。能量守恒是指溶液侧的能量变化等于空气侧的能量变化，73 组实验数据在能量平衡图上的情况参见图 4，能量平衡的偏差集中在±20%以内，符合能量平衡关系。

3 实验结果分析

3.1 再生效果影响因素分析

采用总换热量、全热效率、再生量、再生效率来评价再生器的性能，前两个指标反映再生器的整体热质交换效果，后两个指标反映传质的效果。总换热量 Q_t 是经过再生器前后湿空气的能量变化，单位为 kW；再生量 m_w 是经过再生装置前后湿空气中的水量变化，单位为 kg/s。其定义关联式分别

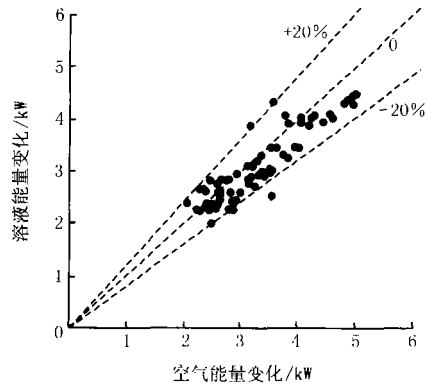


图 4 再生实验能量平衡情况

见式(1)和(2)，其中 h 和 ω 分别表示比焓和含湿量；m 为质量流量；下标 in 和 out 分别表示再生器的进、出口状态，a 表示湿空气。

$$Q_t = m_a(h_{a,out} - h_{a,in}) \tag{1}$$

$$m_w = m_a(\omega_{a,out} - \omega_{a,in}) \tag{2}$$

全热效率 η_h 定义为经过再生器前后空气比焓的变化量与理想变化量的比值，再生效率 η_m 定义为空气含湿量变化与理想变化量的比值，两效率的计算式分别见式(3)和(4)，其中下标 e 表示与溶液状态相平衡的湿空气状态。

$$\eta_h = \frac{h_{a,out} - h_{a,in}}{h_{e,in} - h_{a,in}} \tag{3}$$

$$\eta_m = \frac{\omega_{a,out} - \omega_{a,in}}{\omega_{e,in} - \omega_{a,in}} \tag{4}$$

总换热量与全热效率、再生量与再生效率的关系分别见式(5)和(6)。

$$Q_t = \eta_h m_a(h_{e,in} - h_{a,in}) \tag{5}$$

$$m_w = \eta_m m_a(\omega_{e,in} - \omega_{a,in}) \tag{6}$$

因此，只要给出全热效率和再生效率的关联式，即可通过式(5)和(6)得到总换热量和再生量。为了分析溶液与空气进口参数对再生效果的影响，可以通过逐步回归方法将全热效率和再生效率表示为溶液和空气进口参数的关联式，拟合结果分别见式(7)和(8)。其中 t 为温度，℃；ξ 为溶液质量分数，%；下标 z 表示溶液。全热效率与再生效率拟合式的相关系数分别为 0.94 和 0.95，与实验结果的比较参见图 5。可以看出，拟合结果与实验结果吻合很好，可以用来分析溶液与空气进口参数对再生效果的影响趋势，具体结果参见表 1。

$$\eta_h = 0.891 m_{a,in}^{-0.588} t_{a,in}^{-0.471} \omega_{a,in}^{0.015} m_{z,in}^{0.487} t_{z,in}^{-0.466} \xi_{in}^{1.841} \tag{7}$$

$$\eta_m = 1.42 m_{a,in}^{-0.551} t_{a,in}^{1.471} \omega_{a,in}^{-0.492} m_{z,in}^{0.349} t_{z,in}^{-1.106} \xi_{in}^{0.904} \tag{8}$$

?1994-2015 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

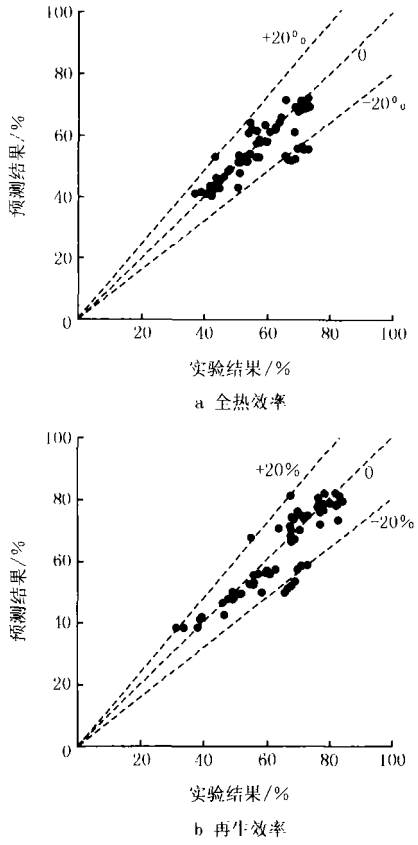


图 5　全热效率和再生效率的拟合效果

表 1　溶液与空气进口参数对再生效果的影响趋势

	空气进口参数			溶液进口参数		
	流量	温度	含湿量	流量	温度	浓度
总换热量 Q_t	↑	↓	↓	↑	↑	↓
再生量 m_w	↑	↑	↓	↑	↑	↓
全热效率 η_h	↓	↓	↑	↑	↓	↑
再生效率 η_m	↓	↑	↓	↑	↓	↑

注：↑表示增加，↓表示减小。

a) 空气流量的影响

随着空气流量的增加，虽然传热传质系数增加，但空气在再生器内停留的时间减少，使得空气出口比焓与含湿量均减小，因此全热效率和再生效率均随空气流量的增加而降低。溶液与空气之间的传热传质驱动势随着空气流量的增加而增大，传热传质系数增大，使得空气与溶液之间的总换热量和再生量随空气流量的增加而增大。

b) 空气进口温度的影响

空气进口温度升高，溶液与空气之间的传热温差减小，有利于维持再生器内部较高的温度，使得再生量和再生效率均随之增加。随空气进口温度的升高，空气进口比焓增加，溶液与空气之间的联合热质交换过程的驱动势降低，虽然空气出口比焓也略有升高，但总换热量和全热效率均随着空气进口比焓的增加而降低。

c) 空气进口含湿量的影响

随着空气进口含湿量的增加，空气进口比焓增加，空气与溶液之间的传热传质驱动势减小，虽然空气的出口比焓和含湿量有所增加，但总换热量、再生量和再生效率均随之减小。参看全热效率计算式(3)，空气进、出口比焓均随空气进口含湿量的增加而增大，二者综合作用结果使得全热效率随空气进口含湿量的增加而增大。

d) 溶液流量的影响

随着溶液流量的增加，由于溶液热容量的增加可以有效地抑制溶液温度的降低，从而保证溶液有较高的表面蒸汽分压力和较强的析湿能力。溶液与空气间的传热传质系数也随着溶液流量的增加而增大。以上原因使得全热效率、再生效率、总换热量和再生量均随溶液流量的增加而增大。

e) 溶液进口温度的影响

随着溶液进口温度的升高，其等效比焓和等效含湿量均增大，从而加大了溶液与空气之间的传热传质驱动势，导致空气出口比焓和含湿量增大，因此总换热量和再生量均随之增加。由全热效率和再生效率的计算式(3)和(4)可知，虽然分子中空气的出口比焓或含湿量也随溶液进口温度的增加而增大，但分母中溶液的等效比焓或含湿量相应增加，由于后者的影响更显著一些，因而全热效率和再生效率随溶液进口温度的升高而降低。

f) 溶液进口浓度的影响

随着溶液进口浓度的增加，其等效比焓和等效含湿量均显著降低，从而减小了溶液与空气之间的传热传质驱动势，导致空气出口比焓和含湿量减小，因此总换热量和再生量均减小。由全热效率和再生效率的计算式(3)和(4)，分母中溶液的等效比焓或含湿量随溶液进口浓度的增加而降低，分子中空气的出口比焓或含湿量也随之降低，两方面综合作用的结果导致全热效率和再生效率随溶液进口温度的升高而增大。

3.2　与文献[4-8]中逆流再生器实验结果的比较

由于文献中较多采用再生量进行分析，因而主要分析再生量随溶液和空气进口参数的变化，并与文献[4-8]中的逆流再生器实验结果进行比较，详细的比较情况见表 2，其中“–”表示基本无影响。

?1994-2015 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

表 2 逆流再生实验参数与再生量变化趋势比较

	再生器形式	填料	溶液	空气进口参数			溶液进口参数		
				流量	温度	含湿量	流量	温度	浓度
本实验	叉流	规整	LiBr	↑	↑	↓	↑	↑	↓
赵云[4]	逆流	规整	$CaCl_2$	↑	↑	↓	↑	↑	↓
Fumo 等[5]	逆流	散装	LiCl	↑	–	–	–	↑	↓
Martin 等[6]	逆流	散装	TEG	↑	–	↓	–	↑	↓
Sultan 等[7]	逆流		$CaCl_2$	↑	↑	↓	↑	↑	↓
Patnaik 等[8]	逆流	散装	LiBr	未分析	↑	↓	↑	未分析	↓

注: 同表 1。

由表 2 可以看出, 叉流再生器与逆流再生器的影响规律基本相同, 仅个别因素的影响显著性不同。溶液和空气的 6 个进口参数中, 空气流量、溶液进口温度和浓度的影响规律一致, 仅是 Fumo 等人和 Martin 等人的实验结果[5-6] 中溶液流量、空气进口温度与含湿量的影响显著性与其他研究者的实验结果不同。这与实验中溶液流量范围密切相关, 在 Fumo 等人的实验中, 溶液流量变化范围为 5.18 ~ 7.54 kg/(m^2 · s); Martin 等人的实验中, 溶液流量的变化范围为 4.2 ~ 6.5 kg/(m^2 · s); 而 Patnaik 等人的实验中, 溶液流量变化范围仅为 1.11 ~ 1.22 kg/(m^2 · s)。

Fumo 和 Martin 等人的再生实验中所选择的溶液流量大于本文和文献[4, 7-8] 中的实验工况。增加溶液流量, 有利于增强传热传质效果, 但增加的幅度随着流量的增加而逐渐减小, 当溶液流量增大到一定程度后, 对再生量的影响不显著。当溶液流量充分大的时候, 空气进口温度对再生器内部温度的影响程度降低, 因而在 Fumo 和 Martin 等人的实验中, 可以忽略空气进口温度对再生量的影响。

3.3 传质量纲一关联式

通过量纲分析法, 可以得到再生过程传质系数的特征方程。对于本文所研究的叉流再生装置, 其传质量纲一特征方程见式(9), 相关系数为 0.93。

$$Sh = 0.015\,3 Re_a^{0.39} Sc_a^{0.333} \left(\frac{\dot{m}_z}{\dot{m}_a}\right)^{0.257} (1-\xi)^{-6.057} \tag{9}$$

式中 Sh, Re, Sc 分别为舍伍德数、雷诺数和施密特数。

利用式(9)得到的 Sh, 与实验结果的比较参见图 6。从图中可以看出, 特征关联式的预测结果与实验结果吻合很好, 可用于描述叉流再生装置的传质性能。

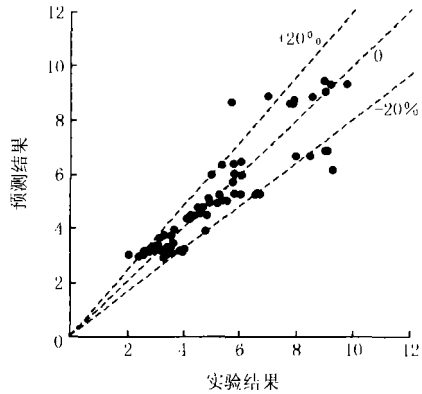


图 6 Sh 的预测结果与实验结果对比

4 再生器数学模型

4.1 数学模型的建立

叉流再生器中溶液与湿空气热质交换过程的数学模型与叉流除湿器相同, 仅是传热传质的方向发生了变化。

任取图 7 中一微元体 dV 为研究对象。在溶液与湿空气的叉流热质交换过程中, 遵循最基本的能量守恒和质量守恒(包括水分守恒和溶质守恒), 如式(10) ~ (12)所示。

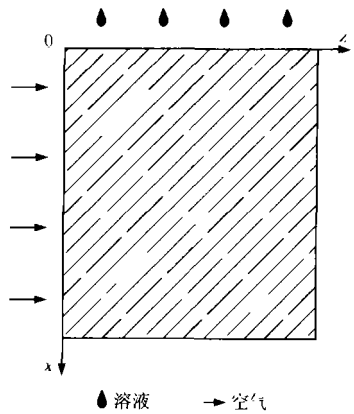


图 7 叉流再生器数学模型

能量守恒 $\dot{m}_a \mathrm{d}h_a = \mathrm{d}(\dot{m}_z h_z) = \dot{m}_z \mathrm{d}h_z + h_z \mathrm{d}\dot{m}_z$ (10)

水分守恒 $\mathrm{d}\dot{m}_z = \dot{m}_a \mathrm{d}\omega_a$ (11)

溶质守恒 $\mathrm{d}(\dot{m}_z \xi) = 0$ (12)

湿空气侧的能量变化见式(13), 其中 r_{t_z} 表示 t_z 温度下的水蒸气气化潜热, V 为再生器的体积, Le 和 NTU 分别为路易斯数和传递单元数。

$$\frac{\mathrm{d}h_a}{\mathrm{d}V} = \frac{NTU \cdot Le}{V}\left[(h_e - h_a) + \left(\frac{1}{Le} - 1\right) r_{t_z}(\omega_e - \omega_a)\right] \tag{13}$$

湿空气侧的含湿量变化为

1994-2015 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

$$\frac{d\omega_a}{dV} = \frac{NTU}{V}(\omega_e - \omega_a) \qquad (14)$$

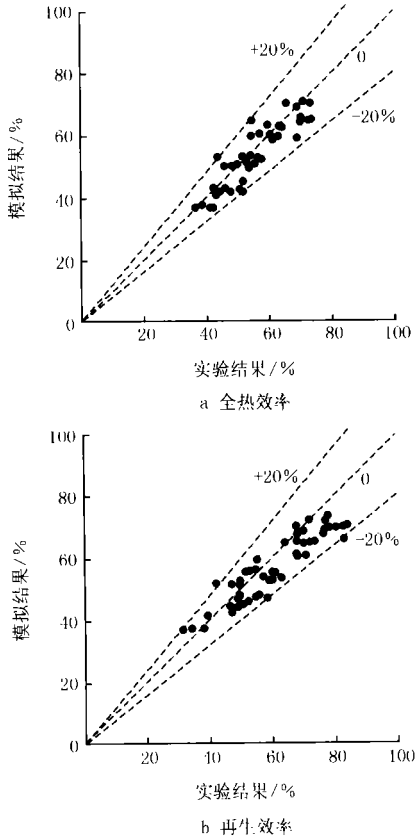
式(10)~(14)是再生过程中溶液与湿空气热质交换过程的控制方程。对于给定的 Le 和 NTU，通过对上述控制方程的差分离散，再结合溶液与空气的物性参数，即可得到溶液与空气参数在叉流再生器内部的场分布情况。差分离散和求解过程与叉流除湿器相同，仅是传热传质的方向发生了变化，具体求解过程可参见文献[10]。

4.2 计算结果与实验结果的比较

上述再生器的数学模型依赖 Le 和 NTU 作为输入条件，对于溶液与湿空气接触的系统可以认为 Le 等于 1[11-12]，因此仅需给出 NTU 的关联式即可。NTU 可用 Sh 表示为

$$NTU = Sh\frac{\rho_a D_a a V}{M_a d_e} \qquad (15)$$

式中 ρ_a，D_a 和 M_a 分别为湿空气的密度、扩散系数与摩尔质量；a 为填料的比表面积；d_e 为填料的定性尺寸[13]。将式(15)计算得到的 NTU 作为数学模型的输入条件，由此得到再生器内部的场分布情况与出口参数。图 8 给出了用此方法计算得到的全热效率和再生效率与实验数据的比较结果。全热效率的数值模拟结果与实验结果的平均偏差为 6.8%，有 94.5%的数据的偏差在 ±15%以内。再生效率的数值模拟结果与实验结果的平均偏差为 8.9%，有 89.0%的数据的偏差在 ±15%以内。因此，可以采用式(9)和式(15)计算得到的 NTU 关联式作为数学模型的输入条件，从而分析叉流再生装置在其他再生工况下的热质交换性能。



a 全热效率　　b 再生效率

图 8 数值模拟结果与实验结果的比较

5 结论

5.1 采用总换热量、全热效率、再生量和再生效率描述再生器的热质交换性能，前两个参数表征全热换热能力，后两个参数表征传质能力。全热效率随溶液流量、进口浓度、空气进口含湿量的增加而增大，随溶液进口温度、空气流量和进口温度的升高而降低。再生效率随溶液流量、进口浓度、空气进口温度的增加而增大，随溶液进口温度、空气流量和进口含湿量的增加而降低。空气与溶液进口参数对再生器传质性能的影响趋势与文献中逆流再生器的实验结果基本相符，仅是个别因素的影响显著性不同。

5.2 给出了叉流再生器的传质量纲一关联式，通过对本文叉流实验数据的拟合获得特征关联式中的系数。拟合关联式与实验结果的相关系数为 0.93，可用于描述叉流再生装置的传质性能。

5.3 建立了叉流再生器的数学模型，以传质量纲一关联式作为模型的输入参数。全热效率的数值模拟结果与实验结果的平均偏差为 6.8%，有 94.5%的数据的偏差在 ±15%以内。再生效率的数值模拟结果与实验结果的平均偏差为 8.9%，有 89.0%的数据的偏差在 ±15%以内。计算模型较好地反映了叉流再生器内部的传热传质过程，可用于预测其他运行参数下再生器的热质交换效果。

参考文献

[1] Waugaman D G, Kini A, Kettleborough C F. A review of desiccant cooling systems[J]. Journal of Energy Resources Technology, 1993, 115(1): 1-8

[2] Kinsara A A, Elsayed M M, Al-Rabghi O M. Proposed energy efficient air conditioning system using liquid desiccant [J]. Applied Thermal Engineering, 1996, 16(10): 791-806

(下转第 83 页)

?1994-2015 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

个风口送风量为 0.725×10^4 m^3/h，送风速度与下游侧风口相同。机组检修时，开启安装间的 6 个风口，22 个风口同时送风。

e）送风机变频调节，根据工作区监控点温度和室外气温调节总送风量，启停空调制冷机。

5 结语

5.1 琅琊山抽水蓄能电站地下主厂房机电设备布置紧凑，与二滩水电站等普遍采用的机电设备布置有显著的差别。二滩水电站等许多巨型电站普遍成功采用的发电机层顶拱均匀送风气流组织方式不适用于琅琊山水电站。琅琊山水电站针对设备拥挤、发热量分布严重不均匀等特点，采用顶拱非均匀送风的气流组织方案。

5.2 水电站地下主厂房适合采用顶拱送风的气流组织方案，但当设备布置发生变化，发热量分布不同时，应调整风量分配。均匀送风是顶拱送风的一种主要形式，但有适用条件限制。各水电站发电机层机电设备布置都可能有所不同，风量分配是不相同的。顶拱均匀送风的要点是按发热量的分布确定主厂房各区域的送、排风量。

5.3 文献[1-4]的研究都是针对典型的地下主厂房发电机层的，它们的结果只能适用于以下条件：发电机层工作区空旷宽敞，发电间工作区主要热源是发电机组，散热量分布比较均匀。即使有励磁变压器等其他发热量大的设备，也是靠墙布置，没有布置在工作区的主要区域内。由于受当时整个水电建设发展水平的限制，文献[4]未能充分预见到琅琊山水电站这样的机电设备布置形式，没有重视区分顶拱均匀送风和非均匀送风的概念。笔者在此强调文献[4]的图表和公式(12)~(20)的适用条件是针对顶拱均匀送风的。当实际工程不符合上述条件时，地下主厂房发电机层的气流组织方案和效果应通过专门研究确定，不能轻率套用文献[4]的结果。

参考文献

[1] 付祥钊. 二滩地下电站拱顶送风模型实验[J]. 通风除尘，1991(11)

[2] 付祥钊. 地下水电站的送风方案模型实验研究[J]. 重庆建筑工程学院学报，1992(4)

[3] 张华玲，付祥钊. 地下高大厂房空调送风的数值模拟[J]. 重庆大学学报，2003(9)

[4] 付祥钊. 水电站地下主厂房顶送风研究[J]. 暖通空调，1996，26(2)

(上接第 15 页)

[3] Kessling W, Laevemann E, Peltzer M. Energy storage in open cycle liquid desiccant cooling systems [J]. International Journal of Refrigeration, 1998, 21(2): 150-156

[4] 赵云. 太阳能液体除湿空调系统的研究[D]. 南京：东南大学，2002

[5] Fumo N, Goswami D Y. Study of an aqueous lithium chloride desiccant system: air dehumidification and desiccant regeneration[J]. Solar Energy, 2002, 72(4): 351-361

[6] Martin V, Goswami D Y. Heat and mass transfer in packed bed liquid desiccant regenerators—an experimental investigation [J]. Journal of Solar Energy Engineering, 1999, 121(3): 162-170

[7] Sultan G I, Hamed A M, Sultan A A. The effect of inlet parameters on the performance of packed tower regenerator[J]. Renewable Energy, 2002, 26(2): 271-283

[8] Patnaik S, Lenz T G, Lof G O G. Performance studies for an experimental solar open cycle liquid desiccant air dehumidification system [J]. Solar Energy, 1990, 44(3): 123-135

[9] 李震，陈晓阳，刘晓华，等. 一种利用吸湿溶液为循环工质的全热交换方法及其装置：中国，02155301.7 [P]. 2005-05-04

[10] 刘晓华，江亿，曲凯阳，等. 叉流除湿器中溶液与空气热质交换模型[J]. 暖通空调，2005，35(1)：115-119

[11] Gandhidasan P, Kettleborough C F, Ullah M R. Calculation of heat and mass transfer coefficients in a packed tower operating with a desiccant air contact system[J]. Journal of Solar Energy Engineering, 1996, 108(2): 123-128

[12] Jain S, Dhar P L, Kaushik S C. Experimental studies on the dehumidifier and regenerator of a liquid desiccant cooling system [J]. Applied Thermal Engineering, 2000, 20(3): 253-267

[13] Al-Farayedhi A A, Gandhidasan P, Al-Mutairi M A. Evaluation of heat and mass transfer coefficients in a gauze type structured packing air dehumidifier operating with liquid desiccant [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(3): 330-339

?1994-2015 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net