

变压强化传质太阳能吸附制冷特性研究

杨增辉, 王云峰, 李 明, 浦绍选, 杜文平, 张晓蝶

(云南师范大学太阳能研究所, 昆明 650500)

摘 要: 为深入分析太阳能吸附制冷变压工况对制冷性能的影响,在管道泵强化传质太阳能吸附制冷系统实验平台基础上,开展对太阳能吸附制冷系统强化传质变压工况下解吸量、制冷量的实验分析,并与自然传质恒压工况进行对比,获得强制循环下太阳能吸附制冷系统变压制冷特性。实验结果表明:在同等加热量情况下系统运行10 h,吸附制冷系统加装强化传质管道泵后,白天加热解吸阶段随着吸附床温度的提高,吸附床在强化传质工况下与自然传质工况下相比压力降低约10 kPa,从而使得强化传质比自然传质解吸率提高21.7%、解吸量提高1000 mL,制冷循环系数 COP_{solar} 提高18.8%。

关键词: 太阳能制冷; 吸附; 传质; 压力影响

中图分类号: TK519

文献标识码: A

0 引 言

太阳能吸附制冷提供了一种无污染、对环境友好的制冷方式,可减缓电力的紧张供应,并能有效地利用大量的低品位能源^[1-4]。但其制冷的效率较低,为提高太阳能制冷系统的性能,多年来国内外学者对其进行了大量研究。文献[5~8]对以活性炭-甲醇为工质对的太阳能吸附式制冷系统性能进行研究,所得系统制冷系数多为0.12~0.15。在吸附工质改进方面,吸附剂为多孔介质,市场上的吸附剂(如沸石、活性炭)一般都是粉状或颗粒状的,由其填充构成的吸附床接触热阻大,导热性能差。为增强吸附床导热系数,最简单的方法是将不同大小的吸附剂颗粒混合^[9],但这样做效果有限。另一种方法是将吸附剂颗粒与导热性能良好的金属粉末和石墨混合^[10],使添加剂的质量比例达到25%,但吸附床导热系数的提高仍不明显,主要原因是添加剂与吸附剂之间是点-点接触,传热效率较低。在槽式聚光^[11]驱动的吸附式制冷系统中热源温度可达到120℃,热源温度的增加可提高系统的COP和SCP(specific cooling power,单位质量吸附剂制冷功率),但用槽式聚光作为热源不可避免地提高了成本。Saha等^[12]提出一种环形翅片吸附床模型并以硅胶-

水为工质对,在实验分析中发现延长循环时间和提高加热温度,能够获得较高的COP和制冷量。吸附床传热传质特性对吸附式制冷系统有较大的影响,吸附床的传热效率直接影响制冷系统对热源的利用,因此,提高吸附床的传热传质效率和解吸速率是提高吸附式制冷性能的关键。云南师范大学太阳能研究所搭建管道泵驱动吸附床强化传质实验平台,初步完成对吸附式制冷系统的匹配和调试,并进行实验测试,但系统运行的稳定性和各参数之间的影响未能准确分析。

本文在前期构建管道泵强化传质太阳能固体吸附制冷装置并取得初步成效基础上,进一步深入研究强化传质所带来的压力变化对系统解吸特性的影响,及对强化传质过程中其他参数的变化,从而探究强化传质过程提高解吸性能的本质原因。

1 系统描述及工作原理

1.1 强化传质吸附制冷系统结构

基于吸附床强化传质的太阳能吸附式制冷系统主要由吸附床、管道泵、冷凝器、蒸发器、储液瓶、真空压力表、制冰槽等部件构成,如图1所示,其中,管道泵用来实现吸附床加热解吸过程中的强化

收稿日期: 2016-07-06

基金项目: 国家自然科学基金(51466017); 中国博士后科学基金面上资助(2014M562349)

通信作者: 王云峰(1984—),男,博士、讲师,主要从事太阳能利用方面的研究。wangyf@ynnu.edu.cn

传质。冷凝器由外铝内铜的翅片管构成,用于冷却从吸附床中解吸出的高温高压制冷剂气体;管道泵为高温介质型无刷微型真空泵,冷凝器下端连接储液瓶,高温高压的气态制冷剂经冷凝器冷凝放热变为液态储存在储液瓶中;蒸发器由铝板焊接而成,浸没于制冰槽中,用于吸附式制冷(产冰);制冷工质对为活性炭-甲醇。为保证对比工况下实验条件的稳定性,该系统置于室内,采用矩阵式模拟光源对吸附床进行加热。

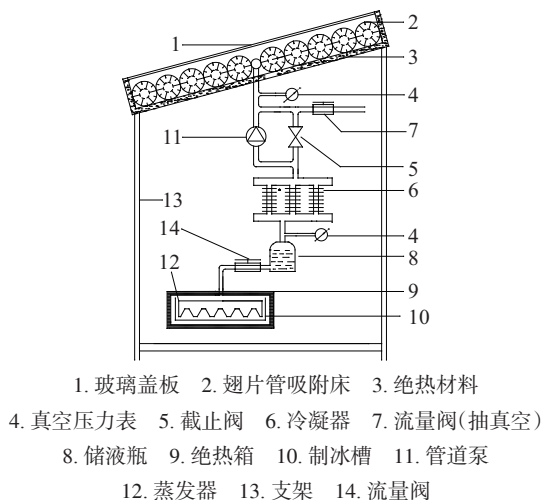


图1 强化传质下太阳能吸附式制冷系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of solar adsorption refrigeration system based on strengthen mass transfer

1.2 工作原理

强化传质太阳能吸附制冷系统工作原理为:从 07:00 开始打开模拟光源利用辐射热能对吸附床 2 进行加热,传质管道的截止阀 5 关闭,随着吸附床 2 接收辐射热能的增加,吸附床 2 内被吸附的制冷剂温度开始升高,制冷剂压力也相应的升高。当吸附床 2 的制冷剂压力升高到冷凝温度对应的饱和压力时,打开管道泵 11,吸附床 2 内所解吸出的高温高压制冷剂在管道泵 11 的强制驱动下被抽送至冷凝器 6 内冷凝,经过放热变为液态制冷剂流入储液瓶 8。随着加热的进行翅片管吸附床 2 的温度继续升高,管道泵 11 持续工作抽送制冷剂至冷凝器 6 进行解吸,待解吸完成后,将储液瓶 8 内的制冷剂放入蒸发器 12,直至解吸过程结束。关闭模拟光源,当吸附床 2 温度降至环境温度时,打开截止阀 5、流量阀 14,制冷剂在蒸发器 12 中开始蒸发,该过程带走绝热箱中大量的热从而实现制冷,完成一个制

冷循环。

自然传质下太阳能吸附式制冷系统传质过程为白天对吸附床进行加热提供热源,当吸附床 2 内的制冷剂压力升高到冷凝温度对应的饱和压力时,打开传质管道上的截止阀 5,管道泵 11 关闭,其他操作过程与强化传质循环方式完全相同。

1.3 实验装置

实验过程中,用于测试翅片管吸附床温度的仪器为 TRM-FD1 数据采集仪,PT100 温度探头,其测试精度为 $\pm 1^\circ\text{C}$,布置于吸附床内的翅片管上、下、侧面及两翅片间;采用 TES-132 太阳能功率计测试模拟光源的辐照度,准确度为 $\pm 10\text{ W/m}^2$,根据其对吸附床表面采集到的数据计算出平均辐射功率;模拟光源所用灯管为管型照明卤钨灯,每排 5 个灯管,每个灯管额定功率为 500 W,双排卤钨灯平行布置在玻璃盖板上部 350 mm 的位置。

2 系统性能评价指标

评价太阳能吸附式制冷系统的指标主要采用制冷循环系数 $COP_{\text{solar}}^{[13]}$ 和瞬时太阳能制冷循环系数 $COP(t)^{[14]}$ 。

2.1 D-A 吸附率方程

太阳能吸附制冷解吸过程中,由于加管道泵的强化传质改变了吸附床内部的压力,提高了制冷剂的循环效率^[15](即制冷剂循环量),吸附床内部吸附剂的吸附率也变化了。吸附率的改变主要受循环过程中压力和温度的影响。

常用描述吸附制冷工质对(活性炭-甲醇)平衡吸附的方程可用 Dubinin-Astakhov 方程(D-A 方程)表达^[13],其表达式为:

$$\omega = \omega_0 \exp \left[-D \left(T \ln \frac{p_s}{p} \right)^n \right] \quad (1)$$

$$x = x_0 \exp \left[-K \left(\frac{T}{T_s} - 1 \right)^n \right] \quad (2)$$

$$x = \rho \omega \quad (3)$$

$$K = DA^n \quad (4)$$

式中, ω 、 x ——温度 T 、压力 p 下体积吸附率和质量吸附率,即单位质量吸附剂对制冷剂的吸附液体体积(L/kg)和吸附液体质量(kg/kg); ω_0 、 x_0 ——极限体积吸附率和极限质量吸附率; D 、 K 、 n ——吸

附工质对的吸附特征参数; p_s ——温度 T 时制冷剂的饱和蒸汽压, Pa; p ——吸附压力, 即制冷剂液体温度 T_s 下制冷剂的饱和蒸汽压, Pa; ρ ——液体的密度, kg/L; A ——制冷剂的 Clausius-Clapeyron 方程系数, 可由 Clausius-Clapeyron 方程表示:

$$\ln p = -\frac{A}{T} + B \quad (5)$$

因此, 吸附率 x 应通过改变吸附剂的温度 T 和吸附压力 p 来确定。

从式(1)和式(2)可明显看出, 对应吸附率发生变化其主要原因是在温度不变的情况下, 随着吸附压力 p 变小, 被吸附的制冷剂所占的容积 ω 变小, 从而使得吸附率 x 变小, 吸附率 x 变小将引起白天解吸的过程中解吸量增加。

吸附率在确定吸附温度下随吸附压力的变化趋势如表 1 所示。由表 1 可知, 吸附床的压力越大, 对应吸附率也就越大, 例如当吸附温度为 80 °C 时, 吸附压力每降低 2 kPa, 吸附率降低 0.02; 吸附温度为 90 °C 时, 吸附床压力降低 2 kPa, 吸附率下降 0.01; 吸附温度为 100 °C 时, 吸附床压力降低 2 kPa, 吸附率降低 0.005。可见, 为加强白天吸附床解吸能力, 采用降低吸附床压力的办法是可行的。

表 1 变温变压下吸附率的变化量^[15]

Table 1 Variation of adsorbate concentration ratio with different temperature and pressure

p/kPa	$T/^\circ\text{C}$		
	80	90	100
53	0.100	0.060	0.030
51	0.080	0.050	0.025
49	0.060	0.040	0.020
47	0.040	0.030	0.010
45	0.020	0.020	0.005

2.2 制冷性能

太阳能吸附式制冷系统的制冷性能用制冷性能系数来表示。本文主要采用的制冷性能系数有 2 个: 一是太阳能吸附制冷系统性能系数 COP_{solar} , 用蒸发器有效制冷量与吸附集热床所接收的太阳辐射热能之比表示^[13]:

$$COP_{\text{solar}} = \frac{Q_c}{Q_s} \quad (6)$$

$$Q_s = \int_0^t I(t) A dt \quad (7)$$

$$Q_c = c_w m_w \Delta T + m_i h_{\text{fg}} \quad (8)$$

式中, Q_c ——蒸发器有效制冷量, MJ; Q_s ——吸附床所接收的太阳辐射热能, MJ; t ——日照时间, s; I ——太阳总辐照度, W/m²; A ——吸附床集热面积, m²; c_w ——水的比热容, J/(kg·K); m_w ——装水的总质量, kg; ΔT ——温度下降的改变量, °C; m_i ——制冰质量, kg; h_{fg} ——水结冰的潜热, J/kg。

考虑到白天加热解吸过程中的解吸特性, 另一个性能系数采用瞬时太阳能制冷循环系数为 $COP(t)$ 用系统制冷量与太阳辐射热能之比^[14]表示:

$$COP(t) = \frac{Q_{\text{ref}}(t) - Q_{\text{cc}}(t)}{I(t)} \quad (9)$$

$$Q_{\text{ref}} = \Delta x M_a L_a \quad (10)$$

$$Q_{\text{cc}} = \int_{T_c}^{T_e} M_a \Delta x c_{pr} dT \quad (11)$$

式中, $Q_{\text{ref}}(t)$ ——蒸发器中制冷剂的蒸发制冷量, MJ; $Q_{\text{cc}}(t)$ ——制冷剂从冷凝温度 T_c 冷却到蒸发温度 T_e 时放出的显热, MJ; M_a ——吸附床在整个加热过程中吸附剂(活性炭)对制冷剂(甲醇)的解吸量, 也即为制冷剂循环量, kg; Δx ——吸附态与解吸态吸附率之差, kg/kg; c_{pr} ——制冷剂的定压比热容, J/(kg·K); M_a ——脱附前后制冷剂的质量, kg; L_e ——甲醇的汽化潜热, kJ/kg, 其与温度的关系用式(12)表示^[13]:

$$L_e = 1252 - 1.59t - 0.0088t^2 \quad (12)$$

式中, t ——温度, °C。

3 强化传质系统的循环过程及实验分析

图 2a 为无管道泵时吸附床各个位置的温度随时间变化的关系曲线, 图 2b 为加装管道泵下吸附床各个位置的温度随时间变化的关系曲线; 通过实验研究 2 种模式下吸附床温度的分布, 从图 2 中可看出翅片管上、下表面、两侧面及两翅片管之间的温度相差不大, 这表明系统吸附床各个位置温度分布是较为均匀的, 这样有利于解吸阶段制冷剂被快速的解吸出来; 而加装管道泵对吸附床进行强化传质虽然带走了一部分高温高压制冷剂, 但在恒定热源下吸附床依然能保持较高的温度, 这表明在传质管道上加装管道泵强化吸附床解吸时无需提供更多的热量, 其原因在于强化传质对吸附床温度的温

度影响不大。

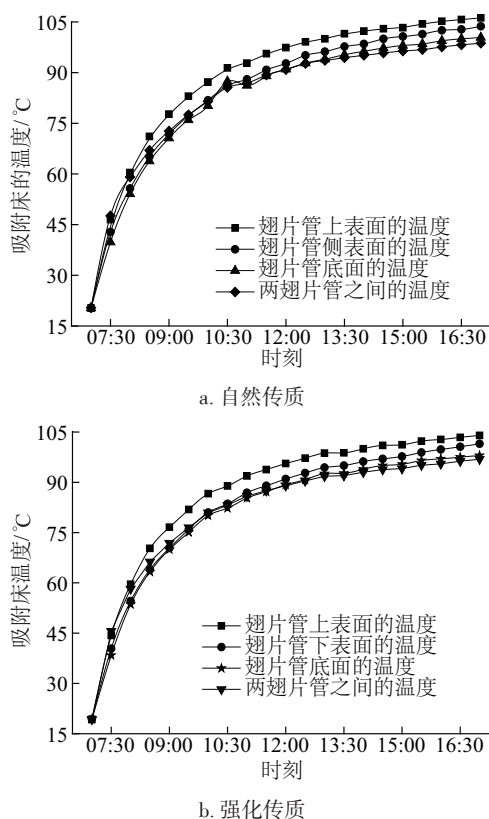


图2 自然传质和强化传质作用下吸附床温度变化
Fig. 2 Adsorption bed temperature under natural mass transfer and enhanced mass transfer

图3为传质管道上加管道泵与传质管道上加管道泵时吸附床压力随时间的变化关系曲线。在没有加管道泵的自然传质条件下,白天加热解吸的过程中,翅片管吸附床压力达到冷凝压力后,冷凝压力保持不变;而在传质管道上加管道泵时,吸附床的压力不在是恒定不变的冷凝压力,随着时间

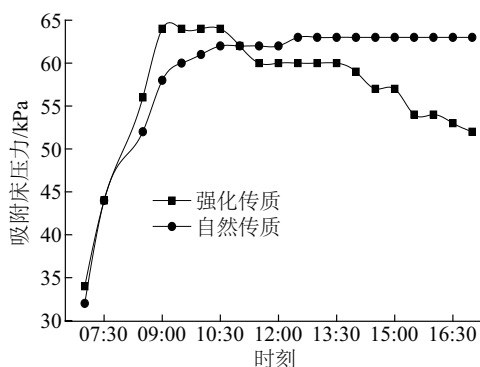


图3 强化传质和自然传质下吸附床压力
Fig. 3 Adsorption bed pressure under enhanced mass transfer and natural mass transfer

的变化,解吸量的提高,吸附床的压力达到最大解吸量的压力时,吸附床的压力开始逐渐降低,从而冷凝压力处于动态平衡状态。主要原因是由于在强化传质作用下加管道泵减少传质通道的阻力,吸附床内脱附的大量气态制冷剂被管道泵强制抽送给冷凝器,降低了吸附床内部的压力。

图4为吸附床加热解吸阶段,传质管道上加管道泵时冷凝器的温度和传质管道上加管道泵时冷凝器的温度随时间的变化关系曲线。同样的实验条件下,强化传质作用下冷凝器的冷凝温度比自然传质作用下冷凝器的冷凝温度高,实验表明强化传质作用下吸附床内高温高压的制冷剂被管道泵强制带走从而导致冷凝器换热量增大,而自然传质作用下,随着时间增加吸附床内压力升高,达到冷凝压力,高温高压的制冷剂由于吸附床和蒸发器内压力平衡作用,在传质管道中传输不畅,导致冷凝器散热量小,冷凝器温度低;实验进行到13:00,强化传质和自然传质冷凝温度都达到最高,强化传质阶段冷凝器最高温度32℃,自然传质阶段冷凝器最高温度25℃,之后冷凝温度有所降低,由此可知15:30以后吸附床解吸能力开始下降。

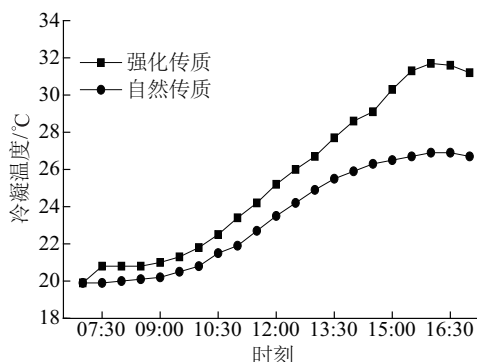


图4 强化传质和自然传质下的冷凝温度
Fig. 4 Condenser temperature under enhanced mass transfer and natural mass transfer

图5为吸附床加热解吸阶段,传质管道上加管道泵时吸附床的解吸量和传质管道上加管道泵时吸附床的解吸量随时间的变化,解吸时长为10 h,对强化传质和自然传质进行大量实验研究,实验结果表明,模拟光源加热前2 h,强化传质和自然传质在同样实验条件下解吸量相同,随着时间的增加,强化传质最终的解吸量比自然传质解吸量提高1000 mL,吸附床能量利用率提高23.5%。

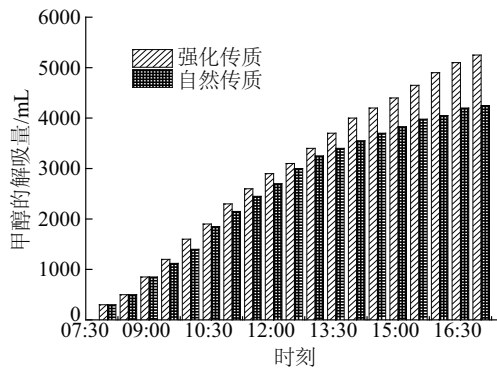


图5 强化传质和自然传质在不同时间段的解吸量

Fig. 5 Amount of methanol desorption under enhanced and natural mass transfer

图6为加管道泵吸附床在强化传质下每半小时的解吸量和未加管道泵吸附床在自然传质下每半小时的解吸量,模拟光源对吸附床的平均辐照度为 480 W/m^2 ,在模拟光源的照射下对吸附床进行加热,从 07:00 开始,吸附床强化传质和吸附床自然传质在解吸过程中前两个小时制冷剂解吸量相同,并且都在阀门开启后由于吸附床和冷凝器之间存在的压差,解吸量突然增加,等压差达到平衡时,解吸量有下降趋势。实验进行到 09:00 时,吸附床强化传质下的解吸量开始增加,达到最大解吸量 400 mL,稳定一段时间,解吸量开始下降,相比吸附床自然传质最大解吸量时间较短。实验结果表明:吸附床强化传质下解吸量短时间内有所增加,而吸附床自然传质下的解吸量一直平稳下降,其主要原因是高温高压的制冷剂蒸汽在管道泵强制作用下,吸附床内压力降低,解吸量提高,同时在传输管道内气体阻力较低,制冷剂在传质管道中流通顺畅,从而使得加热解吸过程中解吸量显著增加。

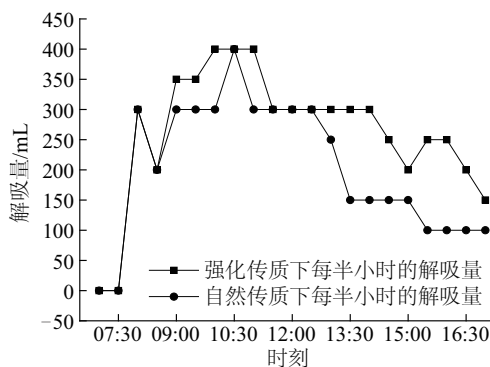


图6 强化传质和自然传质下每半小时的时解吸量

Fig. 6 Variation for the desorpted quantity of solar adsorption refrigeration system with enhanced mass transfer and natural mass transfer each half an hour

表2显示了强化传质下加管道泵及自然传质下无管道泵不同时间段的实验变量参数(吸附床温度、吸附床压力、系统制冷量、 $COP(t)$ 、解吸量);在无管道泵的情况下,实验结束时,翅片管吸附床最高解吸时间为 106°C ,为翅片管吸附床上表面的温度,翅片管下表面的温度为 98°C ;最终的甲醇解吸量为 4250 mL, 10:00 时吸附床解吸能力最强,此段时间解吸速率快,解吸量最多,一个小时解吸量达到 750 mL,而加管道泵的吸附床强化传质下,相同解吸时间内,翅片管温度相差不大,但最终解吸出的甲醇为 5250 mL, 09:00 时吸附床解吸能力最强,此段时间解吸速率较快,解吸量较多,相比对吸附床自然传质提前一个小时解吸量达到最大 750 mL,由此再次证明对吸附床强化传质也可提高其加热阶段的解吸速率。而2种模式在解吸开始的一个小时内解吸量相差不大,其原因是自然传质解吸过程中蒸发器与吸附床之间存在一定的压差,使得解吸出来的气体在压力作用下迅速进入冷凝器中,解吸速率较快。而随着解吸过程的深入,蒸发器内饱和蒸汽压逐渐加大,使得吸附床和蒸发器内的压力逐渐提高并最终达到平衡,此时自然传质吸附床内的压力大于强化传质吸附床内的压力,因此同温度下吸附床解吸量小于强化传质时的解吸量。

2种传质模式下的制冷性能都是在模拟光源加热下运行的,其加热时间完全相同,吸附床强化传质模式下 $COP(t)$ 最大为 0.247,吸附床自然传质模式下 $COP(t)$ 为 0.233,随着时间的加长,2种模式下的瞬时制冷系数 $COP(t)$ 差距越来越大,实验结束时,吸附床强化传质作用下的 $COP(t)$ 为 0.222,解吸量为 5250 mL,系统制冷量为 4.27 MJ;吸附床自然传质模式下的 $COP(t)$ 为 0.183,解吸量为 4250 mL,系统制冷量为 3.517 MJ。由此可知加管道泵系统的制冷效率提高 18.8%,其主要原因是在强化传质模式下,吸附床解吸出的制冷剂会被管道泵及时抽送到冷凝器中冷凝,降低了吸附床内的压力,改变了吸附床内部的解吸特性。2种模式在对应相同的温度下,吸附剂的吸附率随着吸附床压力的降低而降低,制冷剂的解吸量随着吸附率的降低而升高,从而提高制冷剂的解吸量及其系统的制冷效率;在自然传质模式下系统解吸时,甲醇蒸气在传质管道中的传动是靠气体自行扩散,吸附床内压力较高,且

与蒸发器的压力差较小,气体流动性差,传质特性没有发生变化。吸附床压力在实验运行过程中比较稳定,导致吸附率的变化较小,因此白天解吸阶段制冷剂和解吸量不易流入冷凝器冷凝,这也导致了制冷剂的冷凝效率下降,从而又使加热解吸时吸附床解吸速率降低。

表 2 强化传质和自然传质作用下不同时间段的系统性能

Table 2 System performance in different periods under strengthen mass transfer and natural mass transfer condition										
项目		09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00
强化传质	接收辐射总量/MJ	3.84	5.75	7.68	9.60	11.52	13.43	15.36	17.27	19.20
	吸附床最高温度/℃	77	87	92	99	100	101	103	103	105
	吸附床最低温度/℃	70	80	85	89	93	93	94	96	96
	吸附床压力/kPa	54	52	50	50	50	47	44	43	41
	系统制冷量/MJ	0.32	1.39	1.88	2.37	2.78	3.28	3.59	4.00	4.27
	$COP(t)$	0.083	0.242	0.244	0.247	0.241	0.244	0.234	0.232	0.222
	解吸量/mL	850	1600	2300	2900	3400	4000	4400	4900	5250
自然传质	接收辐射总量/MJ	3.84	5.75	7.68	9.60	11.52	13.43	15.36	17.27	19.20
	吸附床最高温度/℃	78	87	93	97	100	102	104	105	106
	吸附床最低温度/℃	71	80	86	91	94	95	96	98	99
	吸附床压力/kPa	50	51	51	52	52	52	52	52	52
	系统制冷量/MJ	0.32	1.16	1.78	2.14	2.69	2.93	3.36	3.35	3.52
	$COP(t)$	0.083	0.202	0.232	0.223	0.233	0.218	0.219	0.194	0.183
	解吸量/mL	850	1400	2150	2700	3250	3550	3830	4050	4250

按实际所测量的太阳能模拟辐射光源强度对吸附式制冷系统进行计算,根据式(1)~式(5)可得出系统装置的性能参数,如表 3 所示。加管道泵的强化传质改变了传质特性,改变了吸附压力,使得系统解吸量、制冰量、 COP_{solar} 相比自然传质均有明显提升,且模拟计算结果与实验结果吻合较好,解

吸量误差在 5%以内。而 COP_{solar} 误差相对较大,主要是因为是在实验过程中除受外界环境的影响外,还与绝热箱保温程度有关,一些模拟光源的散热损失被忽略,但误差值在工程应用的范围内可接受,将在今后工作中进一步改进。

表 3 吸附制冷系统装置性能对比

Table 3 The performance comparison of different systems						
项目	吸附床自然传质			吸附床强化传质		
	计算值	实验值	相对误差/%	计算值	实验值	相对误差/%
解吸量/mL	4350	4250	2.3	5520	5250	4.8
制冰量/kg	5.9	6.22	0.5	7.8	7.92	1.5
COP_{solar}	0.139	0.161	13.5	0.167	0.188	11.2

4 结 论

1)在传质管道上加管道泵强化吸附床加热解吸,加热解吸过程中,管道泵使得吸附床内的压力

降低,吸附床解吸速度加快,且制冷剂传质速度快,单位时间内吸附床解吸冷凝的制冷剂比没有管道泵的自然传质效率提高 23.5%。

2)通过对比加管道泵和未加管道泵吸附特性

可知,加管道泵强化传质比无管道泵自然传质吸附床压力下降约 10 kPa,吸附剂的解吸能力提高约 21.7%。

3)模拟计算结果和实验结果吻合较好,验证了理论模型在实际运行过程中的可靠性和准确性,这将为进一步深入的研究和优化提供参考。

[参考文献]

- [1] 韩灵超, 邹琳江, 严大伟, 等. 太阳能吸收式制冷与吸附式制冷技术的比较与发展[J]. 节能, 2015, (2): 4—7.
- [1] Han Lingchao, Zou Linjiang, Yan Dawei, et al. Solar energy absorption and the comparison of adsorption refrigeration technology and the development[J]. Energy Conservation, 2015, (2): 4—7.
- [2] 李春华, 代彦军, 王如竹. 太阳能真空管吸附集热器集热与制冷性能研究及其经济分析[J]. 化工学报, 2002, 53(8): 824—831.
- [2] Li Chunhua, Dai Yanjun, Wang Ruzhu. Performance of heating and refrigeration and economic analysis of solar powered evacuated tube adsorber[J]. Journal of Chemical Industry and Engineering, 2002, 53 (8) : 824—831.
- [3] Lu Zisheng, Wang Ruzhu, Xia Zaizhong. An analysis of the performance of a novel solar silica gel- water adsorption air conditioning[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(17): 3636—3642.
- [4] Restuccia G, Freni A, Cacciola G. Adsorption beds of zeolite on aluminum sheets[A]. International Sorption Heat Pump Conference[C], Munich, Germany, 1999.
- [5] Pons M, Guilleminot J J. Design of an experimental solar powered solid adsorption ice maker[J]. ASME Journal of Solar Energy Engineering, 1986, 108 (4) : 332—337.
- [6] 谭盈科, 冯毅, 崔乃瑛, 等. 吸附式太阳能冰箱的研究[J]. 太阳能学报, 1992, 13(3): 255—258.
- [6] Tan Yingke, Feng Yi, Cui Naiying, et al. Study of solar powered adsorption ice maker[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 1992, 13(3): 255—258.
- [7] Erhard A, Hahne E. Test and simulation of a solar-powered adsorption cooling machine[J]. Solar Energy, 1997, 59: 155—162.
- [8] Boubakri A, Guilleminot J J, Meunier F. Adsorptive solar powered ice maker experiments and model[J]. Solar Energy, 2000, 69(3): 249—263.
- [9] Guilleminot J J, Meunier F. Heat and mass transfer in a non-isothermal fixed bed solid adsorbent reactor: A uniform pressure-non-uniform temperature case[J]. Heat Mass Transfer, 1987, 30: 1595—1606.
- [10] Guilleminot J J, Choosier A, Chalfen J B, et al. Heat transfer intensification fixed bed adsorbers[J]. Heat Recovery System & CHP, 1993, 13(4): 297—300.
- [11] Fadar A E I, Mimet A, Pérez-García M. Modelling and performance study of a continuous adsorption refrigeration system driven by parabolic trough solar collector[J]. Solar Energy, 2009, 83(6): 850—861.
- [12] Saha B B, Chakraborty A, Koyama S, et al. A new generation cooling device employing CaCl₂-in-silica gel-water system[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(1-2): 516—524.
- [13] 王如竹. 吸附式制冷[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.
- [13] Wang Ruzhu. Adsorption refrigeration[M]. Beijing: Machinery Industry Press, 2002.
- [14] 李明. 基于太阳能利用的固体吸附式制冷循环研究[D]. 上海: 上海交通大学, 1999.
- [14] Li Ming. Based on utilization of solar energy solid adsorption refrigeration cycle[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 1999.
- [15] Wang Ruzhu, Teng Yi, Wu Jingyi, et al. Study on new solid adsorption refrigeration pair: Active carbon fiber-methanol[J]. Journal of Solar Energy Engineering, 1997, 119(3): 214—218.

STUDY ON CHARACTERISTICS OF SOLAR-DRIVEN ADSORPTION REFRIGERATION SYSTEM WITH ENHANCED MASS TRANSFER OF VARIABLE PRESSURE

Yang Zenghui, Wang Yunfeng, Li Ming, Pu Shaoxuan, Du Wenping, Zhang Xiaodie

(Solar Energy Research Institute, Yunnan Normal University, Kunming 650500, China)

Abstract: In order to analyze the effect of a solar-driven adsorption refrigeration under variable pressure condition on refrigeration performance, a solar-driven adsorption refrigeration system with a pipeline pump to enhance mass transfer has been proposed. The experiments had been conducted and the results of the amount of desorption and cooling capacity of the solar adsorption refrigeration system were analyzed under the conditions of enhanced mass transfer with variable pressure. The experimental results had been compared with the natural mass transfer and constant pressure conditions. The variable pressure refrigeration operating characteristics of the solar adsorption refrigeration system were obtained. The experimental results showed that the system with enhancing mass transfer could increase the mass of desorbed refrigerant by 21.7% compared with a natural desorption refrigeration system, the desorption amount and the coefficient of performance (COP_{solar}) could be increased by 1000 mL and 18.8% respectively, with the same heating duration of 10 h.

Keywords: solar refrigeration; adsorption; mass transfer; pressure effects