

新型太阳能吸收式制冷系统涡旋发生器的实验研究

王艳*, 俞坚, 马重芳

北京工业大学环境与能源工程学院, 传热强化与过程节能教育部重点实验室及传热与能源利用北京市重点实验室, 北京 100124

* E-mail: wangyan5254@emails.bjut.edu.cn

收稿日期: 2008-12-08; 接受日期: 2009-02-03

北京市开放基金资助项目

摘要 提出了一种用于单效太阳能吸收式制冷系统的新型双室涡旋发生器。通过降低发生器中的发生压力, 有效利用太阳能等低温位热源来驱动吸收式制冷系统, 提高单效吸收式制冷系统的制冷效率。双室涡旋发生器由低压发生室和高压发生室 2 部分组成。流体通过低压发生室的切向喷嘴进入到发生器中产生旋转运动, 降低发生器中部的压力。实验研究了不同溶液入口温度和流量下双室涡旋发生器的性能。实验结果表明: 发生器中部低压的形成, 有效地降低了 LiBr 溶液的发生温度, 有利于制冷剂的蒸发。当溶液入口温度达到 90℃ 时, 采用双室涡旋发生器的吸收式制冷系统其 COP 值达到 0.83, 比传统吸收式制冷系统提高 22%。

关键词

双室涡旋发生器
吸收式制冷
太阳能

利用太阳能驱动的 LiBr 吸收式制冷循环是符合可持续发展战略的热点课题。传统太阳能吸收式制冷系统是由集热器和吸收式制冷系统组成。受太阳能集热器所能获得的温度范围的影响, 一般采用单效或两级吸收式制冷。但由于热源温度偏低, 单效或两级吸收式制冷系统的热源可利用温差较小, 导致系统制冷效率偏低^[1]。热源的可利用温差成为影响太阳能空调整体性能的重要因素, 如何提高热源的可利用温差是提高太阳能空调系统整体效率的关键所在。

为提高热源的可利用温差和系统的 COP 值, 提出了多种新型太阳能吸收式制冷循环系统^[2~8]。为了解决太阳能制冷系统中热源的不稳定性, 采用吸收-压缩式制冷循环方法, 利用压缩机来获得稳定的能量输入, 以消耗电能的方式获得稳定的制冷效率^[2]。同时提出了低温热源下的无泵吸收式制冷循环^[5], 省去冷剂水泵和溶液泵, 采用二次发生装置和降膜蒸发器及吸收器来提高系统的蒸发率和吸收率, 有效

地降低热源的启动温度, 提高太阳能的利用率。王长庆等人^[8]采用螺旋槽管强化 LiBr 降膜式发生器传热传质的研究。通过在降膜式发生器中分布螺旋槽管来强化直接喷淋到螺旋槽换热管上稀溶液的传热与传质, 提高吸收式制冷系统对低温热源的利用。

为有效利用太阳能吸收式制冷系统中热源的可利用温差, 提高系统的 COP 值, 本文研究了一种新型双室涡旋发生器。利用 LiBr 溶液蒸发温度与蒸发压力成正比的关系, 通过流体的旋转运动, 降低发生器中的发生压力, 从而降低溶液的发生温度。在相同的外界热源条件下, 提高太阳能等低温位热源的可利用温差, 产生更多用于制冷循环的冷凝蒸气量, 实现高效制冷的目的。

1 吸收式制冷系统实验装置

采用图 1 所示的实验装置来研究新型双室涡旋发生器的性能。

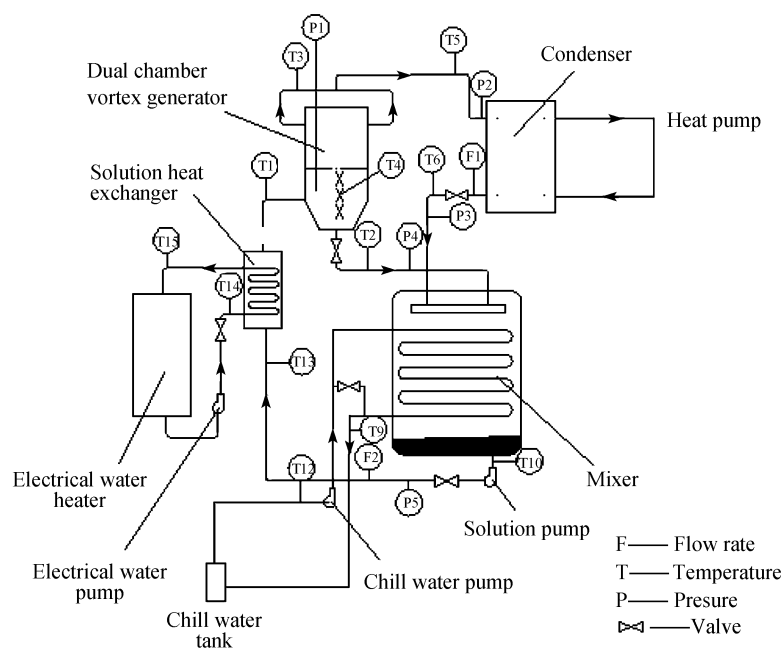


图 1 实验系统流程图

图 1 所示的实验系统主要由双室涡旋发生器、冷凝器、混合器、溶液热交换器、电加热器、溶液泵及冷却系统组成。本文主要研究新型双室涡旋发生器的性能，因此用混合器代替了吸收式制冷系统中的蒸发器和吸收器。同时为了获得稳定的热水温度，用电加热器模拟太阳能集热器提供热源。考虑到 LiBr 溶液的腐蚀性，所有管路和连接件均采用不锈钢材质。

整个实验装置由溶液回路、热水回路、混合器冷却水回路和冷凝器冷却水回路 4 部分组成。从电加热器中出来的一定温度的热水通过溶液热交换器与从溶液泵中出来的稀溶液换热。加热后的稀溶液进入到双室涡旋发生器中，产生用于制冷循环的冷凝蒸气。冷凝蒸气进入到冷凝器中，与冷却水换热成为冷凝水进入到混合器中，与从发生器中出来的浓溶液混合成为稀溶液，同时混合器中的稀溶液被低温水冷却到一定温度后进入到溶液泵中，实现循环。

2 双室涡旋发生器结构及工作原理

新型双室涡旋发生器由低压发生室、高压发生室及渐缩喷嘴组成。其中低压发生室为圆锥体和圆柱体相结合的发生室，其锥角 $\alpha=20^\circ$ 。高压发生室为圆柱形发生室。高压发生室和低压发生室采用法兰连

接。同时渐缩喷嘴采用固定管固定，与低压发生室的圆柱体部分相切，保证流体切向进入到发生室中产生旋流运动。图 2 示出了流体在双定涡旋发生器中的流动状态。图 3 所示为双室涡旋发生器整体结构图。

从溶液热交换器中出来的被高温热水加热的 LiBr 稀溶液，通过渐缩喷嘴，进入到双室涡旋发生器的低压发生室。溶液通过渐缩喷嘴后，其速度增大，势能减小，流体高速进入到发生器中。由于采用切向入口，溶液进入发生器后，在发生器中产生强烈的旋

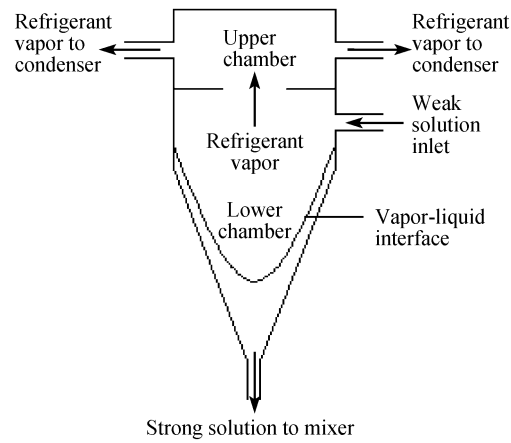


图 2 双室涡旋发生器结构图



图 3 双室涡旋发生器实物图

转运动. 根据旋流理论可知

$$\Delta p_c \propto v_i^2, \tag{1}$$

其中, v_i 为溶液的入口速度, Δp_c 为溶液进入到发生器内的压降.

当稀溶液以一定的速度和压力通过渐缩喷嘴时, 速度 v_i 增大, Δp_c 增大, 进入到发生器中的溶液压力减小, 即低压发生室的蒸发压力减小. 根据 LiBr 溶液蒸发温度与蒸发压力成正比的关系可知, 低压发生室中的蒸发温度降低. 溶液被外界热源加热到一定的温度进入到低压发生室, 随着低压发生室中蒸发温度的降低, 涡旋发生器中溶液的可利用温差增大, 产生的用于制冷循环的水蒸气量比传统发生器中水蒸气量增多. 低压冷凝蒸气通过高低压发生室的连接口进入到高压发生室, 恢复到冷凝压力, 从冷凝蒸气出口流出. 被浓缩的 LiBr 溶液则通过浓溶液出口流出.

相对于传统吸收式制冷系统, 本文所研究的双室涡旋发生器中无加热盘管, 发生器与外界不存在热量交换, 整个发生器处于与外界绝热的状态. 进入到发生器中的 LiBr 溶液通过与溶液热交换器换热达到一定温度, 进入到发生器中. 通过降低发生器中的蒸发压力, 使溶液达到过热状态, 从而产生制冷循环的冷凝蒸气.

3 实验结果及分析

3.1 实验参数

本文研究了当切向喷嘴尺寸为 2 mm 时, 不同溶

液入口温度和溶液流量下双室涡旋发生器内流体的流动特性, 实验参数见表 1 所示.

表 1 实验参数

	溶液入口温度(℃)	溶液流量(m ³ /h)	溶液浓度
1	65	0.22, 0.2, 0.180	44%~50%
2	70	0.22, 0.2, 0.180	
3	75	0.22, 0.2, 0.180	
4	80	0.22, 0.2, 0.180	
5	85	0.22, 0.2, 0.180	
6	90	0.22, 0.2, 0.180	

3.2 测试系统描述

在实验过程中主要通过测量温度, 压力以及流量来分析双室涡旋发生器内流体的流动特性及吸收式制冷系统的性能.

实验过程中, 采用精度为 $\pm 0.5\%$ 的涡轮流量计测量进入到发生器中的溶液流量. 精度为 $\pm 1\%$ 的 FHKU 涡轮流量计测量从冷凝器中出来的冷凝水流量. 采用 3 个绝对压力为 0~0.1 MPa 的压力传感器来测量发生器、冷凝器及混合器中的压力. 同时采用压力范围为 2.1 MPa 的压力传感器监测溶液泵中出来的稀溶液压力. 由于吸收式制冷系统在高真空状态下运行, 对于各温度点的测量, 采用铜-康铜热电偶测量管壁温度, 其测量精度为 $\pm 0.1^\circ\text{C}$. 各测量点的数值通过 Agilent 数据采集仪采集并传输到电脑.

3.3 双室涡旋发生器性能分析

实验过程中, 被加热的 LiBr 溶液通过渐缩喷嘴切向进入到低压发生室中产生强烈的旋转运动. 流体在发生器中的旋转运动如图 4 所示.

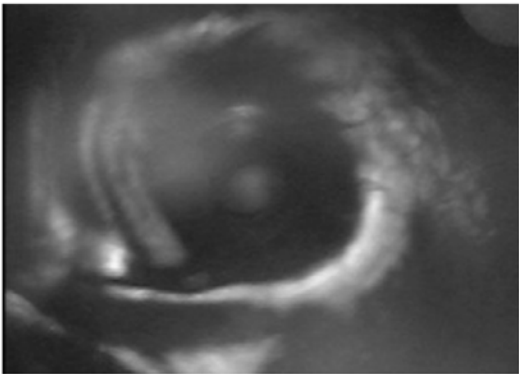


图 4 流体在发生器中的流动特性

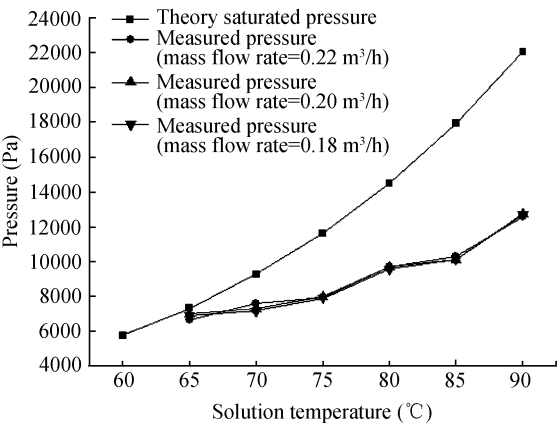


图 5 不同溶液入口温度下的发生压力

从图 4 可知，流体通过切向喷嘴进入到低压发生室后，沿发生器器壁旋转，在流体的中部形成空穴中心。由于流体的旋转运动，发生器中部的压力降低，形成低压区。根据 LiBr 溶液特性可知，LiBr 溶液的发生温度与发生压力成正比。随着发生器中发生压力的降低，有效地降低了发生器中溶液的发生温度，使发生器中溶液的发生温度低于溶液的入口温度，成为过热溶液，溶液从发生器中部开始蒸发，产生用于制冷循环的冷凝蒸气。

图 5 所示为不同溶液入口温度和流量条件下发生器内发生压力与理论压力值。由图 5 可知，随着溶液入口温度的增加，发生器内的发生压力增大。但由于流体的旋转运动，发生器内的发生压力明显低于溶液入口温度下的饱和压力，说明流体的旋流有效地促进了发生器中流体的蒸发。

表 2 为不同溶液流量和入口温度条件下发生器中溶液温度与饱和温度的温差值。在采用双室涡旋发生器的吸收式制冷系统中，进入到发生器中的 LiBr 溶液在溶液热交换器中被加热到一定温度后切向进入到低压发生室。由于流体的旋转运动，发生器中部的压力明显低于入口温度条件下溶液的饱和压力，因此进入到发生器中的溶液处于过热状态。在一定的压力条件下，使得 LiBr 溶液产生蒸发，成为制冷蒸气。从表 2 可知，溶液入口温度越高，温差越大，越有利于 LiBr 溶液的蒸发，产生更多用于制冷循环的冷凝蒸气量。

LiBr 溶液在发生器中处于过热状态，发生器中

产生的冷凝蒸气与过热度的关系如下式所示

$$Q_g = c_p m_s \Delta t = m_c h_{cg}, \tag{2}$$

式中， Q_g 为产生一定制冷量所需热量； c_p 为溶液的比热(kJ/kg·K)； m_c 为制冷剂蒸气流速； h_{cg} 为饱和温度下水的汽化潜热； m_s 为溶液流速； Δt 为发生器中溶液入口温度与饱和温度的温差(°C)。

表 2 发生器中溶液温度与饱和温度

溶液流量(m³/h)	溶液温度(°C)	饱和温度(°C)	温差(°C)
0.22	64.8919	62.9303	1.962
0.20	65.0944	64.0568	1.038
0.18	65.4232	63.7689	1.658
0.22	69.3293	65.7494	3.580
0.20	68.1010	64.8873	3.214
0.18	68.6286	64.5474	4.081
0.22	75.0149	66.7449	8.270
0.20	74.8911	66.8217	8.069
0.18	75.0287	66.5735	8.455
0.22	81.1113	71.0289	10.082
0.20	79.9221	70.9615	8.961
0.18	79.8603	70.6848	9.176
0.22	84.8669	72.3782	12.489
0.20	84.6441	71.8643	12.770
0.18	85.0228	71.9549	13.068
0.22	88.2439	77.0629	11.181
0.20	89.5800	77.1798	12.400
0.18	89.9970	76.7397	13.258

公式(2)表明，当 c_p 和 m_s 一定时，制冷剂流速随发生器中溶液可利用温差的增大而增加。制冷剂流速的增加说明由于流体的旋转运动，相对于传统吸收式制冷系统，在相同的热源温度条件下，可以产生更多用于制冷循环的冷凝蒸气量。

3.4 吸收式制冷系统性能

本文主要研究双室涡旋发生器的特性，因此在实验系统中，用混合器代替了吸收器和蒸发器。在分析吸收式制冷系统性能时，假定冷凝器中出来的冷凝水在 5℃下在蒸发器中全部被蒸发，冷凝器换热能力足够将发生器中产生的全部冷凝蒸气冷凝成制冷剂水。

为了研究新型太阳能吸收式制冷系统的性能，

定义蒸发速率为制冷剂蒸汽流速与溶液流速的比值, 如下式所示

$$\text{蒸发速率} = \frac{m_c}{m_s}, \quad (3)$$

式中, m_c 为制冷剂蒸汽流速; m_s 为溶液流速.

不同溶液入口温度和流速下的制冷剂蒸汽流速和蒸发速率如图 6 和 7 所示.

从图 6 和 7 可知, 冷凝蒸汽流速和蒸发速率与溶液的入口温度成正比. 冷凝蒸汽流速与溶液流速成正比, 但蒸发速率与溶液流速成反比. 随着入口温度的增加, 发生器中溶液的入口温度与饱和温度的温差增大, 有助于冷凝蒸气的蒸发. 在吸收式制冷系统中, 制冷剂的蒸发不仅与发生器中溶液的温差有关, 同时与发生器中汽液分界面的大小有关. 在发生器中, 随着溶液流速的增加, 发生器中旋流加剧, LiBr

溶液中的制冷剂产生蒸发, 形成汽液分界面. 由于汽液分界面的增加小于溶液流速的增加, 从而阻碍了发生器中的蒸发效应. 从公式(3)可知, 当溶液流速的增加量大于制冷剂蒸汽流速的增加量时, 蒸发速率随着流速的增加而减小.

由热力学第一定律可知, 吸收式制冷系统的制冷系数为制冷量与发生器中所需热量的比值. 对于本文所研究的吸收式制冷系统, 因为没有蒸发器, 所以假定冷凝器中出来的冷凝水在蒸发器中全部被蒸发, 吸收式制冷系统的制冷系数为

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{m_c}{m_s} \cdot \frac{h_{cg}}{h_2 - h_1}, \quad (4)$$

式中, h_1 , h_2 为 LiBr 溶液在溶液热交换器中的进出口焓值; m_c 为制冷剂流速; h_{cg} 为饱和温度下水的汽化潜热; m_s 为溶液流速.

图 8 所示为不同入口温度和溶液流速下系统的 COP 值. 图 8 表明, 系统的 COP 随着入口温度的增加而增大. 当溶液入口温度达到 90°C 时, 其 COP 值达到 0.83, 比传统吸收式制冷系统的 COP 值高 22%. 但系统的 COP 值随着溶液流速的增加而减小, 其主要原因是因为随着溶液流速的增加, 其蒸发速率减小. 由(4)式可知, 系统的 COP 值与蒸发速率成正比.

图 8 表明, 采用双室涡旋发生器的单效吸收式制冷系统, 由于流体的旋转运动有效地降低了发生器中的发生压力, 在相同的溶液温度条件下, 采用双室涡旋发生器的吸收式制冷系统, 其系统性能要明显高于传统单效吸收式制冷系统. 由于可以在低温情况下实现高效制冷, 因此可以有效地利用太阳能、废

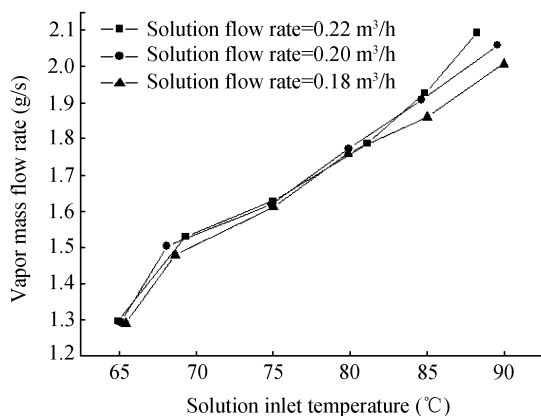


图 6 制冷剂蒸汽随溶液入口温度的变化

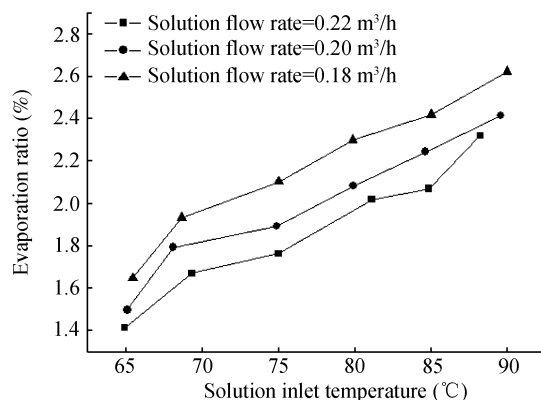


图 7 不同溶液入口温度下的蒸发速率

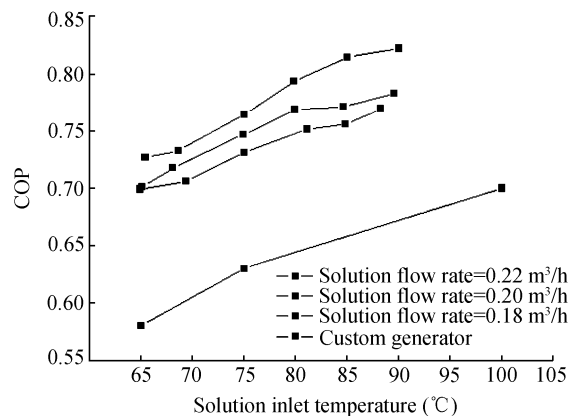


图 8 不同溶液入口温度下的 COP

热、地热等低温位热源, 解决能源利用问题以及单效吸收式制冷系统由于热源温度低, 系统性能较低的问题.

4 结论

本文研究了不同入口温度和溶液流速下双室涡旋发生器的性能. 由实验结果可得到以下结论.

(i) 流体在双室涡旋发生器中产生强烈的旋转运动, 有效地降低发生器中部的发生压力, 形成有利于 LiBr 溶液蒸发的环境.

(ii) 由于发生压力的降低, 增大了溶液入口温度和饱和温度之间的温差, 可有效地利用外界热源, 产

生更多用于制冷循环的冷凝蒸气量.

(iii) 溶液的蒸发速率与入口温度成正比, 而与溶液的流速成反比.

(iv) 系统的 COP 值随着溶液入口温度的增加而增大. 当入口温度为 90℃ 时, COP 值达到 0.83, 高于传统吸收式制冷系统 22%.

(v) 实验研究表明: 采用双室涡旋发生器的吸收式制冷系统由于可以在低温情况下实现高效制冷, 因此可以有效地利用太阳能、废热、地热等低温位热源, 解决能源利用问题以及单效吸收式制冷系统由于热源温度低, 系统性能较低的问题.

参考文献

- 1 Chen G M, Hihara E. A new absorption refrigeration cycle using solar energy. *Solar Energy*, 1999, 66(6): 479—482 [\[DOI\]](#)
- 2 Velaquez N, Best R. Methodology of the energy analysis of an air cooled GAX heat pump operated by natural gas and solar energy. *Appl Therm Eng*, 2002, 22(10): 1089—1103 [\[DOI\]](#)
- 3 Arun M B, Maiya M P, Srinivasa S, et al. Equilibrium low pressure generator temperatures for double-effect series flow absorption refrigeration systems. *Appl Therm Eng*, 2000, 20(3): 227—242 [\[DOI\]](#)
- 4 Gu Y X, Wu Y Y, Ke X. Experimental research on a new solar pump-free lithium bromide absorption refrigeration system with a second generator. *Solar Energy*, 2008, 82(1): 33—42 [\[DOI\]](#)
- 5 Alexis G K, Rogdakis E D. Performance of solar driven methanol-water combined ejector-absorption cycle in the Athens area. *Renewable Energy*, 2002, 25(2): 249—266 [\[DOI\]](#)
- 6 Chinnappa J C, Crees M R, Murthy S S, et al. Solar-assisted vapor compression/absorption cascaded air-conditioning systems. *Solar Energy*, 1993, 50(5): 453—458 [\[DOI\]](#)
- 7 Wang C Q, Yu J L. Research on enhancement of heat and mass transfer of lithium bromide falling film generators by swirl groove tube (in Chinese). *Refrigeration & Air-conditioning*, 2004, 4(6): 23—26
- 8 王长庆, 虞洁莉. 用螺旋槽管强化 LiBr 降膜式发生器传热传质的研究. *制冷与空调*, 2004, 4(6): 23—26