

# 带有微通道换热的小型相变蓄冷系统性能研究

崔焱朝, 潘艳秋\*, 俞路, 牛亚宾

(大连理工大学化工学院, 辽宁大连 116024)

**摘要:**为了研究小型相变蓄冷系统操作参数、环境因素对系统性能的影响,在实验研究的基础上,建立系统的稳态数学模型,研究了系统性能与各参数的关系。蓄冷系统实验证明了所建模型的可靠性。模拟研究发现,增加冷凝器进口风温会提高压缩机功率、降低系统的 COP(性能系数);增加冷凝器迎面风速对系统性能的提升存在上限;增加压缩机转数是提高制冷量、缩短蓄冷时间的最有效方法。

**关键词:**数学模拟;微通道;传热;相变蓄冷;制冷循环

**中图分类号:**TB61+1

**文献标志码:**A

**文章编号:**0253-4320(2019)10-0208-04

**DOI:**10.16606/j.cnki.issn.0253-4320.2019.10.046

## Study on performance of a small-scale phase change cold storage system with microchannel heat transfer

CUI Yan-zhao, PAN Yan-qiu\*, YU Lu, NIU Ya-bin

(School of Chemical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

**Abstract:**To study the influences of operation parameters and environmental factors on the performance of small-scale phase change cold storage system, a steady-state mathematical model is established on the basis of experimental research. The established model is verified to be reliable by performance experiments in a small-scale cold storage system. Simulation results show that the power of the compressor can be increased and COP (co-efficiency of performance) of the system will be declined when the inlet air temperature of the condenser is increased. There is an upper limit to improve the system performance by increasing the inlet air velocity of condenser. Increasing the compressor rotation speed can most likely be an effective way to increase the refrigeration capacity and shorten the cold storage time.

**Key words:** mathematical simulation; microchannel; heat transfer; phase change cold storage; refrigeration cycle

在航空航天、汽车、通讯、军工等领域,目前正向着设备微型化、高密集集成化发展<sup>[1-4]</sup>。这种设备体积小、功率高、结构紧凑,在工作时热流密度远大于常规尺度的设备,如果工作产生的热量不能及时散去,设备的性能和寿命都会受到严重影响。相变蓄冷具有蓄冷密度高、蓄冷和释冷过程近似恒温的优点,因此成为解决各领域设备散热和温控问题的有力手段<sup>[5-8]</sup>。为了适应特殊行业设备小型化的需求,近年来相变蓄冷系统相继采用微通道换热器,以小型化、间歇工作为特点<sup>[9-10]</sup>。

通过数学模型模拟研究设备结构参数和操作参数对系统性能的影响,将大大节省实验时间和费用。目前,模拟仿真技术已经广泛应用于制冷装置,但对于小型相变蓄冷系统中的制冷循环,相应的模型和算法方面的研究还不够成熟,有待进一步深化。在系统模拟方面,丁国良等<sup>[11]</sup>建立了完整的制冷空调装置仿真与优化模型,开发的制冷空调装置的仿真优化软件已经在国内外众多公司得到了应用,但是

其研究对象一般为采用传统翅片管式换热器的小型系统,且不涉及相变蓄冷过程。在换热器模拟方面,丁国良等<sup>[12]</sup>在国内率先提出了智能仿真的概念,将人工神经网络应用在冷凝器仿真中,所建立的数学模型同时提高了计算精度和速度,但模型的建立依赖于大量的实验数据。胡浩茫<sup>[13]</sup>建立了微通道平流式换热器的稳态分布参数模型,发现基于 Garimella 等<sup>[14-15]</sup>提出的制冷剂两相传热流动模型和 Kim 等<sup>[16]</sup>提出的空气侧传热流动模型可以得到与实验数据吻合的模拟结果,但是研究并没有涉及到完整的制冷循环系统。

随着技术的高速发展,越来越多的小型相变蓄冷系统采用微通道平行流式换热器作为冷凝器和蒸发器,且蒸发器直接与相变材料相接触而构成一个新型蓄冷器。对于这类新型蓄冷系统,目前尚缺乏较完善的模拟研究。本文中该类系统为研究对象进行稳态模拟,建立换热器的分布参数模型、压缩机和膨胀阀的集中参数模型,并形成整体计算模型,来

收稿日期:2019-02-23;修回日期:2019-08-01

作者简介:崔焱朝(1993-),男,硕士生;潘艳秋(1962-),女,博士,教授,研究方向为化工过程模拟,通讯联系人,yqpan@dlut.edu.cn。

分析整个制冷系统的性能随操作与环境参数的变化规律。

## 1 实验装置及步骤

实验小型蓄冷系统如图1所示,包括用户热源排热部分和制冷系统部分,两部分交替工作。在1个工作周期内,用户热源向相变材料排热,使固态相变材料熔化;在用户热源停止工作期间,制冷系统开始工作,将相变材料凝固。其中压缩机为涡旋式;热力膨胀阀为外平衡式;冷凝器和蒸发器均采用微通道平行流结构,冷凝器外侧为风冷,蒸发器外侧为相变材料相变传热(相变温度为15.6℃);用户热源循环工质和制冷循环工质均采用R134a。相变材料与金属壁温度的测量采用热电阻温度传感器(HSRTD-3-100-A-120-E, OMEGA);冷凝器与蒸发器出口压力的测量采用压力变送器(PT1400型,上海允昊自动化设备有限公司)。

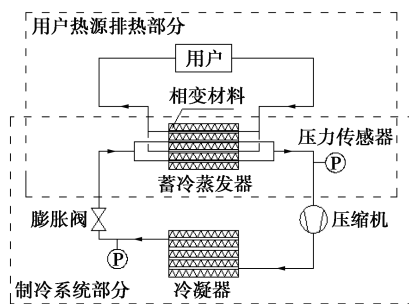


图1 蓄冷系统示意图

实验条件:冷凝器进口风温18.2℃,迎面风速1.8 m/s。

实验步骤:①关闭用户排热部分,依次启动冷凝器风扇、压缩机;②设定压缩机转数,待系统稳定后测定冷凝器和蒸发器出口压力(每隔3 min记录一次数据,取连续3个数据点的平均值,以保证数据可靠);③待相变材料完全凝固(温度低于15.6℃),依次关闭压缩机、冷凝器风扇;④开启用户排热部分,待相变材料完全熔化(温度高于15.6℃)后,重复以上实验步骤进行不同压缩机转数下压力的测量。实验结果参见图2。

## 2 模型建立与求解

制冷系统主要包括4个主要部件,分别建立各自部件模型,再将4部分结合进行整体计算。

### 2.1 压缩机模型

压缩机计算模型的输出参数为制冷剂的质量流

量、压缩机的排气温度,计算式如下:

$$q_m = \eta_v (nV_s/v_{in}) \quad (1)$$

$$T_{out} = T_{in} (p_{out}/p_{in})^{(m-1)/m} \quad (2)$$

式中, $\eta_v$ 为压缩机容积效率; $n$ 为压缩机转数,r/s; $V_s$ 为压缩机吸气容积, $m^3$ ;  $v_{in}$ 为压缩机进口制冷剂的比容, $m^3/kg$ ;  $T_{in}$ 与 $T_{out}$ 分别为压缩机进出口制冷剂的温度,K;  $p_{in}$ 与 $p_{out}$ 分别为压缩机进出口压力,Pa;  $m$ 为多变指数。

### 2.2 热力膨胀阀模型

膨胀阀的质量流量计算式如下:

$$q_m = C_f A_{ve} \sqrt{2\rho_{in}(p_{in} - p_{out})} \quad (3)$$

流体在膨胀阀中的节流过程可以视为等焓过程<sup>[17]</sup>,则有:

$$h_{in} = xh_{out,g} + (1-x)h_{out,l} \quad (4)$$

式中, $q_m$ 为质量流量, $kg/s$ ;  $C_f$ 为流量系数;  $A_{ve}$ 为膨胀阀流通截面积, $10^{-6} m^2$ ;  $p_{in}$ 与 $p_{out}$ 分别为膨胀阀进出口压力,Pa;  $\rho_{in}$ 为膨胀阀进口制冷剂的密度, $kg/m^3$ ;  $x$ 为膨胀阀出口制冷剂的干度;  $h_{in}$ 为膨胀阀进口制冷剂的比焓, $J/kg$ ;  $h_{out,g}$ 与 $h_{out,l}$ 分别为膨胀阀出口纯气相和纯液相制冷剂的比焓, $J/kg$ 。

联立式(3)、式(4)计算得到出口压力、干度。模型考虑了阀膜片上下压差对流通面积的影响<sup>[18]</sup>。

### 2.3 平行流冷凝器模型

平行流冷凝器的流体流动方式为错流。考虑到制冷剂在相变过程流动与传热沿管程的非线性变化,建立一维传热分布参数模型。微元的传热量由传热效率-传热单元数法求出,传热效率的定义:

$$\eta_{heat} = \max[(T_{in,h} - T_{out,h}), (T_{out,c} - T_{in,c})] / (T_{in,h} - T_{in,c}) \quad (5)$$

微元传热量可以表示成:

$$Q_{con} = \eta_{heat} (q_m C_p)_{\min} (T_{in,h} - T_{in,c}) \quad (6)$$

传热单元数的定义:

$$NTU = KA / (q_m C_p)_{\min} \quad (7)$$

对于错流传热结构,单相传热与两相传热都有指定的函数关系。

式中, $\eta_{heat}$ 为传热效率;  $T_{in,h}$ 与 $T_{out,h}$ 分别为热流体进出口温度,K;  $T_{in,c}$ 与 $T_{out,c}$ 分别为冷流体进出口温度,K;  $Q_{con}$ 为冷凝器微元传热量,J;  $C_p$ 为等压比热容, $J/(kg \cdot K)$ ;  $NTU$ 为传热单元数;  $K$ 为总传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $A$ 为总传热面积, $m^2$ ;  $C_r$ 为热容流量比;  $\Delta p$ 为微元压降,Pa。

上式中,总传热系统 $K$ 需要用到制冷剂侧和空气侧传热系数。对于管内制冷剂侧的传热系数,单相层流流动和湍流流动时分别由Shah<sup>[19]</sup>和Churchill<sup>[20]</sup>

给出的关系式计算,两相流动时选用 Akers 等<sup>[21]</sup>给出的关系式计算;对于管外空气侧的传热系数,选用 Kim 等<sup>[16]</sup>给出的关联式求得。

### 2.4 平行流蒸发器模型

小型蓄冷系统中的蒸发器外部不与空气传热,而是与相变材料直接接触,将液态相变材料凝固,凝固的相变材料用于用户的排热。由于相变材料在翅片间分布均匀,因此在建立一维分布参数模型时,视其温度均匀且保持相变温度不变。根据热量守恒关系,微元的传热量为:

$$Q_{eva} = q_m(h_{out} - h_{in}) = KA(T_{mat} - T_R) \quad (8)$$

式中,  $Q_{eva}$  为蒸发器微元传热量, J;  $T_R$ 、 $T_{mat}$  分别为制冷剂温度、相变材料的相变温度, K。

求取上式中的传热系数  $K$  时,对于管内制冷剂单相流动过程,采用与冷凝器相同的关系式计算;对于管内两相区的沸腾传热系数,用 Wang 等<sup>[22]</sup>的公式计算。对于相变材料的凝固过程,本文中取相变材料完全凝固过程的平均传热系数,由实验数据依据热量衡算关系计算得到。

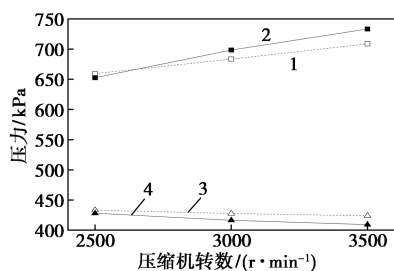
### 2.5 系统数学模型及求解

系统模型是将 4 个部件模型结合起来,假设压缩机入口参数,按照制冷剂流动方向对各部件数学模型逐次计算,最终使蒸发器出口制冷剂参数等于压缩机入口制冷剂参数,并使计算充注量等于实际充注量,以实现整个制冷循环的计算收敛,完成求解过程。

## 3 系统性能研究结果与讨论

### 3.1 模拟结果与实验验证

图 2 为模拟值与实验值的对比。可见,在不同转数下,冷凝器和蒸发器出口压力的模拟值与实验值接近(相对误差均小于 5%),说明本文中所建模型及求解方法可靠。



1—冷凝器出口压力模拟值;2—冷凝器出口压力实验值;  
3—蒸发器出口压力模拟值;4—蒸发器出口压力实验值

图 2 模型预测值与实验值对比

### 3.2 模拟结果分析

利用以上建立的数学模型,分析冷凝器进口风温、冷凝器迎面风速、压缩机转速对制冷量、压缩机功率、COP 3 个系统性能参数的影响,结果见图 3~图 5。

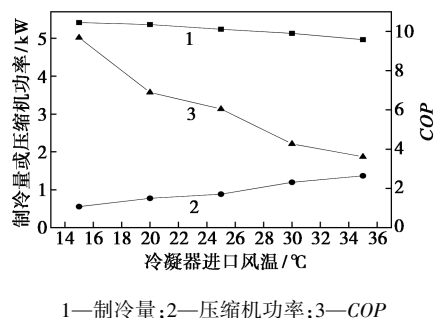


图 3 压缩机功率、制冷量、COP 随冷凝器进口风温的变化

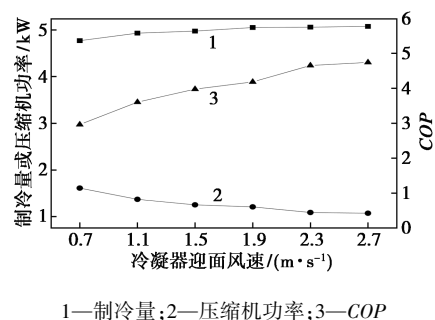


图 4 压缩机功率、制冷量、COP 随冷凝器迎面风速的变化

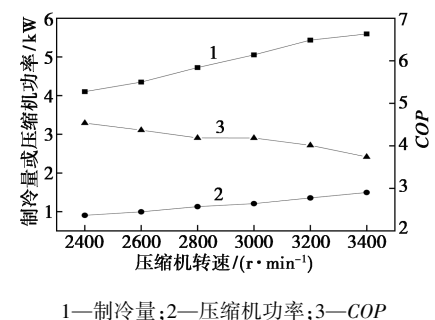


图 5 压缩机功率、制冷量、COP 随压缩机转速的变化

#### (1) 冷凝器进口风温的影响

由图 3 可见,随着冷凝器进口风温的增加,制冷量缓慢下降,压缩机功率明显升高。风温增加使冷凝器传热效果变差,导致冷凝器出口制冷剂过冷度略有降低,进入蒸发器的制冷剂干度增加,更少的制冷剂在蒸发器中蒸发,因此制冷量降低。随着冷凝器进口风温的增加,冷凝器和蒸发器的制冷剂压力差增加,压缩机功率增加。而热力膨胀阀系统的

$COP$  为制冷量与压缩机功率比值,因此  $COP$  下降。

### (2) 冷凝器迎面风速的影响

由图 4 可见,随着迎面风速的增加,制冷量增加、压缩机功率降低,但达到一定值时二者变化均趋于平缓,即提高风速后,设备的制冷能力存在上限。这是由于风速增加使冷凝器传热效果变好,使冷凝器出口制冷剂过冷度增加,进入蒸发器的制冷剂干度降低,因此制冷量增加。冷凝器传热效果变好同时使得冷凝器内的压力降低,蒸发器内的压力随之下降,质量流量有所下降。质量流量的下降会阻碍制冷量的增加,而且随着风速的增加,空气侧的传热系数的增加趋势逐渐减缓,因此制冷量的增加也会趋于平缓。

### (3) 压缩机转速的影响

由图 5 可见,随着压缩机转速的增加,制冷量和压缩机功率都明显增加,而  $COP$  缓慢下降。这是由于随着压缩机转速增加,制冷剂质量流量增加,因此制冷量和压缩机功率都随之增加。

## 4 结论

在实验基础上,建立了包括小型相变蓄冷系统 4 个部件在内的系统整体计算模型,利用顺序模块法进行求解,用实验数据来证明所建模型和计算方法的可靠性,得到以下结论。

(1) 随着冷凝器进口风温升高,系统制冷量有所降低,对于相变材料质量一定的系统,蓄冷时间不会大幅度增加。但是压缩机功率明显增加,系统  $COP$  值随之大幅下降。

(2) 冷凝器迎面风速的增加会增大空气流动的湍动程度,增大空气侧传热系数,进而提高系统的制冷量,但对制冷量的提升存在上限,可据此选择合适的冷凝器迎面风速。

(3) 随着压缩机转速的增大,制冷量和压缩机功率都会明显增加,从理论上证明了提高压缩机转速是缩短蓄冷时间的最有效方法。

### 参考文献

- [1] 杜志颖.一种小型化高密度电子设备集成结构设计方法[J].航天控制,2011,29(4):98-102.
- [2] 唐勇,汪波,陈明,等.高温下的 IGBT 可靠性与在线评估[J].电工技术学报,2014,29(6):17-23.
- [3] 李辉,刘盛权,李洋,等.考虑多热源耦合的风电变流器 IGBT 模块结温评估模型[J].电力自动化设备,2016,36(2):51-56.
- [4] 李辉,季海婷,秦星,等.考虑运行功率变化影响的风电变流器可靠性评估[J].电力自动化设备,2015,35(5):1-8.
- [5] 马本栋,胡书举,王玲玲,等.大功率电力电子器件相变冷却技术的实验研究[J].电测与仪表,2017,54(22):1-5.
- [6] 滕启治,谭欣,武紫玉,等.大型水轮发电机冷却方式综合评价方法的研究[J].物理学报,2015,64(17):421-427.
- [7] 韩伟,雷彬,李治源,等.电机类装置冷却方式综述[J].装备制造技术,2009,(9):116-118.
- [8] 蔡静,曹惠玲,孙会来.大功率晶闸管的冷却技术[J].能源研究与信息,2001,17(3):178-186.
- [9] 莫冬传,吕树申,何振辉.相变蓄冷换热器的优化设计[J].工程热物理学报,2015,36(1):175-178.
- [10] 王德昌,吴静怡,许煜雄.间歇热源对吸附式制冷系统运行特性影响[J].化工学报,2004,(5):711-715.
- [11] 丁国良,张春路.制冷空调装置仿真与优化[M].北京:科学出版社,2001.
- [12] 丁国良,张春路,刘浩.结合人工神经网络的翅片管式冷凝器快速仿真模型[J].工程热物理学报,2002,23(1):75-78.
- [13] 胡浩茫.平行流冷凝器整体仿真模型及制冷剂流量分配研究[D].武汉:华中科技大学,2012.
- [14] Agarwal A, Garimella S. Modeling of pressure drop during condensation in circular and noncircular microchannels[J]. Journal of Fluids Engineering, 2009, 131(1):113021-113028.
- [15] Bandhauer T M, Agarwal A, Garimella S. Measurement and modeling of condensation heat transfer coefficients in circular microchannels[J]. Journal of Heat Transfer, 2006, 128(10):1050-1059.
- [16] Kim M H, Bullard C W. Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(3):390-400.
- [17] 张国欣.小型制冷系统稳态运行时的仿真[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2008.
- [18] 潘艳秋,崔焱朝,牛亚宾,等.一种确定热力膨胀阀流通面积的方法;CN,201811616643.3[P].2019-05-27.
- [19] Shah R K, London A L. Laminar flow forced convection in ducts: A source book for compact heat exchanger analytical data[M]. Academic Press, 2014.
- [20] Churchill S W. Comprehensive correlating equations for heat, mass and momentum transfer in fully developed flow in smooth tubes[J]. Industrial & Engineering Chemistry, Fundamentals, 1977, 16(1):109-116.
- [21] Akers W W, Deans H A, Crosser O K. Condensation heat transfer within horizontal tubes[J]. Chemical Engineering Progress Symposium Series, 1959, 55(29):171-176.
- [22] Wang H, Touber S. Distributed and non-steady-state modelling of an air cooler[J]. Int J Refrig, 1991, 14(2):98-111. ■