



中国热管理网

WWW.REGUANLI.COM

中文图书分类号: TB65

密 级: 公开

UDC: 621.5

学 校 代 码: 10005



# 硕 士 学 位 论 文

MASTERAL DISSERTATION

论 文 题 目: 微型热泵排热系统的研制与试验

论 文 作 者: 刘绩伟

学 科: 热能工程

指 导 教 师: 吴玉庭研究员

论文提交日期: 2011年6月

UDC: 621.5  
中文图书分类号: TB65

学校代码: 10005  
学 号: S200805026  
密 级: 公开

# 北京工业大学工学硕士学位论文

题 目: 微型热泵排热系统的研制与试验

---

英文题目: RESEARCH AND DEVELOPMENT OF HEAT  
PUMP HEAT REJECTION SYSTEM

---

论 文 作 者: 刘绩伟

学 科: 热能工程

研 究 方 向: 制冷与空调系统的环保节能技术

申 请 学 位: 工学硕士

指 导 教 师: 吴玉庭研究员

所 在 单 位: 环境与能源工程学院

答 辩 日 期: 2011年6月

授 予 学 位 单 位: 北京工业大学

## 独创性声明

本人声明所提交的论文是我个人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。尽我所知，除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得北京工业大学或其它教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示了谢意。

签 名：刘绩伟\_\_\_\_\_

日 期：2011年6月22日

## 关于论文使用授权的说明

本人完全了解北京工业大学有关保留、使用学位论文的规定，即：学校有权保留送交论文的复印件，允许论文被查阅和借阅；学校可以公布论文的全部或部分内容，可以采用影印、缩印或其他复制手段保存论文。

（保密的论文在解密后应遵守此规定）

签 名：刘绩伟\_\_\_\_\_

导师签名：吴玉庭\_\_\_\_\_

日 期：2011年6月22日

## 摘要

空间热泵排热系统由于能够利用循环工质的潜热,提高辐射器的工作温度,提升废热的品质,性能系数高,因而被广泛认为是下一代航天器热控制技术。压缩机作为热泵系统的关键技术,直接关系系统使用性能。本文搭建了微型热泵性能试验系统,进行了试验研究,设计了空间辐射冷凝器,研制了微型热泵排热系统样机,并对样机性能进行了测试。

首先,搭建了微型热泵性能试验台,对其进行了试验分析,得到了充注量、冷却水温度、冷冻水温度以及压缩机控制电压对制冷量、散热量、压缩机耗功以及制冷 COP 的影响关系。试验结果表明,冷冻水温度为 18℃,冷却水温度 35℃情况下,制冷剂的最佳充注量为 220g,系统最大制冷量 279W,对应制冷 COP 为 2.31;冷却水温度由 21℃增加到 47℃时,制冷量由 505W 降低至 426W,制冷 COP 由 5.64 降低至 2.78;冷冻水温度由 18℃增加至 52℃时,系统制冷量由 236W 增加至 673W,制冷 COP 由 2.01 增加至 5.40;压缩机控制电压越高,系统制冷量越大,压缩机耗功增加,制冷 COP 降低。此外,还对压缩机进行了 48 小时的稳定性实验,压缩机具有良好的稳定特性,可以在长时间的供应 400W 以上制冷量。

设计了热负荷为 450W 的空间管道-肋片辐射器,建立了热分析模型,计算得到了辐射器肋片宽度、导管直径对单位面积传热量、重量及肋片效率的影响曲线,最终以单位面积传热量最大为依据确定了最佳肋片宽度,得到管道-肋片辐射器各参数,得到肋片宽度方向温度分布曲线。分析了在地面环境温度下,管道-肋片辐射器包括自然对流、辐射散热在内的复合散热情况,得到了不同温度下,辐射冷凝器的复合散热量曲线。

研制了微型热泵系统样机,测试了样机的工作特性。在环境温度 22℃,冷冻水 19℃时,样机的最佳充注量为 180g,最大制冷量达到 344W;冷冻水温度 29℃,样机在 12h 的连续工作中制冷量保持在 500W 以上,运转平稳,噪音低。最后分析了研制的微型热泵排热系统样机存在的问题,提出了初步的改进方案。

**关键词** 热控制;空间热泵;实验研究;辐射冷凝器;热泵样机

## Abstract

Heat pump system is widely considered as the next generation thermal control technology of spacecraft because of being able to take advantage of the refrigerant latent heat, raising radiator temperature, improving the quality of waste heat and having a higher COP. As the key technology of heat pump system, compressor is directly related to the performance of it. In this paper, a micro-heat pump performance test system was set up, experimental studies were carried out, a space radiation condenser was designed, a miniature heat pump system prototype was designed and developed, and operating characteristics were conducted.

Firstly, an experimental system is designed and set up for investigating the operation characteristics of miniature heat pump system, refrigerating output, power input and COP were obtained under different work conditions. The measured results indicate that the optimal charging quantity is 220g, the maximum refrigerant output is 279W and COP is 2.31 in conditions of 18°C chilled water and 35°C cooling water. When the cooling water temperature raised from 21°C to 47°C, the cooling capacity decreased from 505W to 426W and the COP reduced from 5.64 to 2.78. When the chilled water temperature raised from 18°C to 52°C, the cooling capacity increased from 236W to 637W and the COP increased from 2.01 to 5.40. Cooling capacity and power consumption increase rapidly as the control voltage changed from 1V to 5V, but COP decrease. Moreover, a 48 hours' stability test was conducted, the compressor can run well with a 400W refrigerant capacity.

A 450W heat rejection fin-tube radiator was designed; a thermal analysis model was established; curves were obtained which described variations of heat rejection capacity of radiators per unit area, radiator weight and fin efficiency against fin width and tube diameter. Optimal fin width was determined based on the maximum heat rejection capacity of radiators per unit area, after that the other parameters were all calculated, the curves against temperature along fin width were obtained. Composite heat rejections include nature convection and thermal radiation in different environment temperature on the ground which the fin-tube radiator rejected was analysis and the heat rejection curves were got.

A miniature heat pump system prototype was designed and developed, and operating characteristics were conducted. In conditions of 22°C environment temperature and 19°C chilled water inlet temperature, the best refrigerating charge was 180g with a maximum refrigerating output which was 344W. When the chilled water inlet temperature was 29°C, the refrigerating output could reach more than 500W of the prototype which operated smoothly with low noise persistently. Finally

the problems of the miniature heat pump prototype were analyzed and improvement scheme were put forward.

**Keywords** thermal control heat pump experimental study radiated condenser heat pump prototype

## 物理量名称及符号表

$Q$	制冷量,W;	$q_v$	单位容积制冷量, $J/m^3$ ;
$q_0$	单位质量制冷量, $kJ/kg$ ;	$v$	比体积, $m^3/kg$ ;
$h$	焓, $J/kg$ ; 对流换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$ ;	$q_k$	冷凝器单位热负荷, $J/kg$ ;
$w_0$	单位功, $J/kg$ ;	$M$	制冷剂充注量,g;
COP	制冷性能系数;	$\alpha$	空泡率;
COP <sub>h</sub>	制热性能系数;	$L$	长度,m;
$\rho$	密度, $kg/m^3$ ;	$t$	摄氏温度, $^{\circ}C$ ;
$t_w$	管壁温度, $^{\circ}C$ ;	$t_k$	冷凝温度, $^{\circ}C$ ;
$t_{\infty}$	环境温度, $^{\circ}C$ ;	$t_e$	蒸发温度, $^{\circ}C$ ;
$t_{sc}$	过冷度, $^{\circ}C$ ;	$t_{se}$	过热度, $^{\circ}C$ ;
$A$	面积, $m^2$ ;	$q$	热流密度, $W/m^2$ ;
$V$	容积, $m^3$ ;	$\mu$	动力粘度, $kg/(m \cdot s)$ ;
$q_m$	质量流量, $kg/s$ ;	$c_p$	比定压热容, $J/(kg \cdot K)$ ;
$\lambda$	导热系数, $W/(m \cdot K)$ ;	$u$	流速,m/s;
$\alpha$	表面传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$ ;	$\chi$	干度;
$\alpha_{TP}$	平均传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$ ;	$Q_s$	空间平均外热流, $W/m^2$ ;
$D$	导管直径,mm;	$B$	肋片宽度,mm;
$p$	压力,Pa;	$T_s$	空间等效热沉温度,K;
$T$	热力学温度,K;	$\varepsilon$	表面辐射率;
$r$	汽化潜热, $J/kg$ ;	$\eta$	肋片效率;
$\sigma$	S-T 常数, $5.67 \times 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$ ;	$\Phi$	散热量, W;
$F$	角系数;	$R$	当量热阻, $(m^2 \cdot K)/W$ ;

$\delta$	肋片厚度, mm;	$g$	重力加速度, $\text{m/s}^2$ ;
$l$	长度, m;		

准则名称	主要注脚符号
$Pr$ 普朗特数, $\mu c_p / \lambda$	v 气态参数;
$Re$ 雷诺数, $\frac{ul}{\nu}$ ;	l 液态
$Nu$ 努谢尔特准则, $\frac{\alpha l}{\lambda}$ ;	m 平均值;
$Gr$ 格拉晓夫数, $\frac{g \alpha l^3 \Delta t}{\nu^2}$	r 制冷剂; 辐射换热;
	con 冷凝器;
	evap 蒸发器;
	s 饱和状态;
	c 临界状态; 对流换热;

## 目 录

摘要.....	I
Abstract.....	I
物理量名称及符号表.....	III
第 1 章 绪论.....	1
1.1 课题背景.....	1
1.2 国内外研究的发展趋势.....	2
1.2.1 空间热泵技术.....	2
1.2.2 微型制冷压缩机的研究现状.....	6
1.3 本文主要的研究目的、内容和方法.....	7
1.3.1 研究目的.....	7
1.3.2 研究内容.....	8
1.3.3 研究方法.....	8
第 2 章 微型制冷系统实验台的设计.....	9
2.1 微型制冷系统的热力学分析.....	9
2.1.1 微型制冷压缩机工作过程.....	9
2.1.2 单级蒸气压缩制冷理论循环的性能指标.....	9
2.1.3 单级蒸气压缩制冷实际循环.....	10
2.2 微型制冷系统实验台设计.....	12
2.2.1 微型制冷系统实验台流程.....	12
2.2.2 制冷剂环路.....	12
2.2.3 微型制冷系统实验台主要设备及参数.....	13
2.2.4 微型制冷系统实验台测量设备及性能.....	15
2.3 本章小结.....	16
第 3 章 微型制冷系统的实验研究.....	17
3.1 引言.....	17
3.2 制冷剂充注量对制冷性能的影响.....	17
3.2.1 制冷剂充注量的计算.....	17
3.2.2 充注量对制冷性能影响的实验程序.....	19
3.2.3 充注量对蒸发压力和冷凝压力的影响.....	19
3.2.4 充注量对过热度 and 过冷度的影响.....	20
3.2.5 充注量对制冷量、排热量和压缩机耗功率的影响.....	21
3.2.6 充注量对制冷 COP, 制热 COP <sub>h</sub> 的影响.....	22

3.2.7 充注量变化对各参数影响敏感性.....	23
3.2.8 充注量对制冷性能影响小结.....	23
3.3 冷却水（冷凝器侧）进水温度对系统性能的影响.....	24
3.3.1 冷却水进水温度对制冷性能影响的实验程序.....	24
3.3.2 不同冷却水进水温度下的冷凝温度和蒸发温度.....	24
3.3.3 不同冷却水进水温度下的压缩比和压缩机排气温度.....	25
3.3.4 不同冷却水进水温度下的制冷量、散热量和压缩机消耗功率.....	26
3.3.5 不同冷却水进水温度下的制冷 COP 和制热 COP <sub>h</sub> .....	26
3.3.6 冷却水进水温度对系统性能影响小结.....	27
3.4 冷冻水（蒸发器侧）进水温度对系统性能的影响.....	28
3.4.1 冷冻水进水温度对制冷性能影响的实验程序.....	28
3.4.2 不同冷冻水进水温度下的冷凝温度和蒸发温度.....	28
3.4.3 不同冷冻水进水温度下的压缩比和压缩机排气温度.....	29
3.4.4 不同冷冻水进水温度下的制冷量、散热量和压缩机消耗功率.....	29
3.4.5 不同冷冻水进水温度下的制冷 COP 和制热 COP <sub>h</sub> .....	31
3.4.6 冷冻水进水温度对系统性能影响小结.....	32
3.5 压缩机控制电压对系统性能的影响.....	32
3.5.1 压缩机控制电压对制冷性能影响的实验程序.....	32
3.5.2 不同压缩机控制电压下的冷凝温度和蒸发温度.....	33
3.5.3 不同压缩机控制电压下的压缩比和压缩机排气温度.....	33
3.5.4 不同控制电压下的制冷量、散热量和压缩机耗电.....	33
3.5.5 不同压缩机控制电压下的制冷 COP 和制热 COP <sub>h</sub> .....	34
3.5.6 压缩机控制电压对系统性能影响小结.....	35
3.6 微型制冷压缩机的稳定性实验.....	35
3.7 实验结果分析.....	36
3.8 实验数据的不确定度分析.....	38
3.8.1 直接测量参数的不确定度.....	38
3.8.2 间接测量值的最大不确定度.....	39
3.9 本章小结.....	40
<b>第 4 章 空间管道肋片辐射冷凝器设计研究.....</b>	<b>43</b>
4.1 引言.....	43
4.2 空间辐射冷凝器型式、材料的选择.....	43
4.2.1 空间辐射冷凝器型式的选择.....	43
4.2.2 冷凝器材料的选择.....	44
4.3 辐射冷凝器设计原则与要求.....	44
4.4 空间管道肋片辐射冷凝器传热模型及设计计算.....	45

4.4.1 确定制冷剂流量及制冷剂侧表面传热系数.....	45
4.4.2 辐射冷凝器热分析模型及设计计算.....	47
4.4.3 计算结果与分析.....	51
4.4.4 辐射冷凝器设计结果.....	51
4.4.5 辐射冷凝器肋片表面温度分布.....	52
4.5 空间管道肋片辐射冷凝器在地面环境换热计算及影响因素分析.....	53
4.5.1 地面条件下辐射冷凝器散热量计算.....	53
4.5.2 环境温度对辐射冷凝器温度分布以及散热量的影响.....	57
4.6 小结.....	57
<b>第 5 章 微型热泵系统样机研制及性能试验.....</b>	<b>59</b>
5.1 引言.....	59
5.2 微型热泵系统样机介绍.....	59
5.2.1 微型热泵系统样机各组件介绍.....	59
5.2.2 微型热泵系统样机介绍.....	60
5.3 微型热泵系统样机性能测试.....	62
5.3.1 微型热泵系统样机充注量实验.....	62
5.3.2 微型热泵系统样机稳定性实验.....	63
5.3.3 冷冻水入水温度对制冷量的影响.....	63
5.3.4 压缩机转速对制冷量的影响.....	64
5.4 实验数据的不确定度分析.....	65
5.4.1 直接测量参数的不确定度.....	65
5.4.2 间接测量值的最大不确定度.....	65
5.5 微型热泵系统样机存在问题及未来的改进措施.....	65
5.6 小结.....	66
<b>结论.....</b>	<b>69</b>
<b>参考文献.....</b>	<b>71</b>
<b>附录 微型制冷系统在不同温度及转速下的性能指标.....</b>	<b>75</b>
<b>攻读硕士学位期间所发表的学术论文.....</b>	<b>81</b>
<b>致谢.....</b>	<b>83</b>

## 第1章 绪论

### 1.1 课题背景

航天技术在现代科学研究和工程应用领域占有十分重要的地位,在过去的几十年内航天技术有了惊人的发展,从卫星到飞船,从航天飞机到空间站,从交会对接到载人登月,航天技术跨越了一个又一个里程碑,它为推动人类经济发展和 社会进步发挥了巨大作用。

航天器在太空极端环境下运行,表面温度波动大但内部乘员、生物样品、精密设备等均需要合适的温度环境。热控系统作为航天器的一个重要功能系统,对保障舱内仪器设备的正常工作发挥着重要作用。对于载人航天器,热控系统是维持宇航员在轨正常工作、舒适生活的主要技术支持系统。航天器内部的仪器设备在工作过程中所消耗的大部分能量均会转化成废热。随着大容量通信卫星、载人飞船、空间站等大型空间飞行器功能和规模的扩展,未来的排热功率具有不断扩大的趋势,以国际空间站为例<sup>[1]</sup>,其最终方案所确定的热负荷量达 110kW。另一方面,未来空间工业的出现也必将涉及大量的热加工和高热流的聚集和排放问题。因此,如何有效提高辐射排热能力,给整个空间热控系统,尤其是辐射散热子系统的设计和运行带来一系列问题。因此,研制新型热控系统,解决日益严重的排热问题,已成为航天热控系统研制的一项重要课题。

国际上对空间站热管理的研究从上世纪 70 年代就开始,它主要在基于空间系统的轻量化设计要求上,由美国、俄罗斯及欧洲等航天大国纷纷开展起来的。热管理是热控系统功能的扩展,其具体内容不仅包括对舱内温湿度的控制,而且还能将舱内各部分热量进行统一的调配与综合利用。经过几十年的发展,目前国际上对航天热控和热管理技术的研究已取得了长足的进步,提出的技术方案也很多,如单相流体回路、两相流体热控回路、毛细泵抽吸流体回路以及热泵回路<sup>[2-5]</sup>。

由于单相流体回路具有技术成熟和可靠性高等优点,目前现有的空间站热控系统几乎均采用此项热控制技术。但随着航天器朝大型化方向的发展,再采用传统的单相流体热控回路不仅会带来整个热控系统体积和质量的过大,而且不能有效的全面协调热控和环控生保系统间的关系,因此,自上世纪 80 年代中期开始,各先进航天大国便开始致力于航天大国开始致力于热泵排热系统的研究。热泵排热系统是在两相流排热基础上提出来的,它的基本工作原理是在消耗一定的输入功前提下,通过压缩机将热泵工质蒸气温度提高,从而提高辐射器排热温度和排热能力。与传统的单相或两相流体排热系统相比,主要具有如下三个优点:

- (1) 能提高舱内废热温度水平,可以较大幅度地提高辐射器的工作温度,

从而提高辐射器单位面积的排热能力。

(2) 能实现将舱内废热从较低温度环境排向较高温度环境, 可满足未来月球和火星基地热管理技术需要。

(3) 由于提升舱内废热的温度品位, 因而可更有效对舱内废热进行统一的收集和回收利用, 如用于加热宇航员的生活用水、淋浴用水等, 达到减少系统功耗和废热排放量的目的<sup>[6]</sup>。

当然, 热泵热控回路也有自己的缺点:

(1) 热泵回路虽然提高辐射器单位面积的排热能力, 但是同时需要消耗一部分输入功, 从而增大了系统负荷。而电能航天器上电能是很宝贵的, 如何降低耗电量成为当务之急。

(2) 热泵回路中有压缩机等运动部件, 而在航天器上, 装置或设备不易更换, 因此对压缩机的寿命提出了更高的要求, 要求能较长时间的稳定可靠工作<sup>[7]</sup>。

国际上认为在航天器上蒸气压缩热泵主要可应用于三个方面: (a) 整个航天器的热控系统, 为舱内人员和电子设备提供适宜的温度; (b) 单机制冷设备。为有特殊温度要求的小空间或物品提供冷源; (c) 航天器热管理系统的一部分, 管理和调配航天器内部的能量, 使之得到优化利用。与传统被动式热控技术相比, 蒸气压缩热泵利用了循环工质的潜热, 转换效率高、系统质量轻, 更适合航天应用; 与其他两相热控技术相比, 循环过程中采用压缩机提高冷凝温度, 能有效减小辐射器面积且温控范围更大, 运行稳定, 因而作为下一代航天器热控技术将有广阔的运用前景。

目前, 国际上对航天器热控系统采用热泵回路技术的研究还仅仅处于原理性阶段, 离真正的实用相差甚远。要将热泵排热技术应用于航天器, 必然要对它进行大量的基础研究, 以及空间搭载试验。这就对热泵系统的质量、所占空间、以及消耗电能以及可靠性提出了很高的要求。因此, 本课题的研究开展具有一定的现实意义。

## 1.2 国内外研究的发展趋势

### 1.2.1 空间热泵技术

热泵排热系统是在两相传热回路基础上提出来的, 由于它具有提升舱内废热温度水平的能力, 因而在强化空间辐射器排热能力、减少辐射器散热面积和重量、以及实现将舱内废热从低的温度水平排散到较高温度水平的外部环境方面具有其它热控技术无可比拟的优点和应用前景。

空间热泵强化辐射排热系统的工作原理如图 1-1 所示<sup>[8]</sup>。热泵循环包括四个基本过程, 即蒸发、压缩、凝结和膨胀。从节流阀出来的热泵工质湿蒸气和饱和

液体在蒸发器吸收来自卫星内回路的热量后变成饱和或过热蒸气，随后进入压缩机中，压缩机对热泵工质做功，使其成为高温高压过热蒸气，过热蒸气通过辐射冷凝器向空间环境排出热量，并冷凝为液体。液体工质经节流阀降压后，再次通过蒸发器吸收来自舱内的废热。这样，热泵工质在回路中不断循环流动，提高废热温度，进而强化了辐射冷凝器的排热能力。

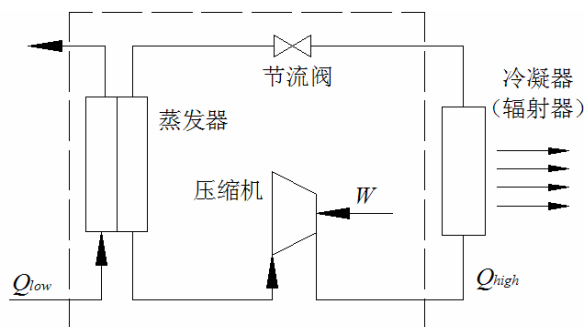


图 1-1 热泵回路示意图

Fig.1-1 Schematic diagram of heat pump loop

尽管热泵强化航天器排热的原理早就提出<sup>[9,10]</sup>，但由于受人类航天技术的发展限制，研究进展十分缓慢。在 20 世纪八十年代中后期，随着空间站以及其它大型航天器的迅速发展，航天器的耗电功率和废热排散规模愈来愈大，导致热辐射器十分庞大。在此背景下，航天大国开始对热泵热控制技术表现出一定的兴趣，并为此开展了原理性的探索研究，主要体现在对热泵工质和热力循环方式的选取<sup>[11,12]</sup>、排热温度的优化<sup>[13]</sup>以及热控系统重量的分析<sup>[14~19]</sup>方面。初步研究表明，与单相流体回路相比，热泵回路在减少辐射器散热面积和质量方面，效果十分明显，同时，在选取合理的热力循环方式和运行模式下，热泵回路还能实现整个空间热控系统减重的目的。但另一方面，在空间站使用热泵在技术方面尚不及单相流体回路成熟，且在现有的航天器发展规模下，采用单相流体回路尚能满足航天热控任务的要求，因此热泵回路与其它先进的两相热管理回路一样，尽管得到各国的充分重视，但至今尚未在航天器热控系统中得到真正的应用。

进入九十年代后，航天大国再度掀起的新一轮月球和火星探测活动，积极推动了空间热泵排热系统的发展。这是由于在月球和火星表面，其昼夜环境温度变化幅度非常大，在中午时，两星球表面温度分别可达 390K 和 295K 左右<sup>[2-5]</sup>，而对载入航天器而言，为保持舱内温湿度水平，所要求的舱内流体回路温度水平应保持在 280K 左右，在这种情况下，采用传统的单相或两相流体回路向外排散废热已不可能。因此，热泵便成为未来人类月球定居和火星探险等航天使命中的一项重要热控手段，美国有关部门对热泵用于月球和火星基地的热控系统展开了一系列原理性的研究，这些研究主要围绕如何降低热泵系统质量和功耗而展开工作，具体体现在对诸如热泵系统工质和热力循环方式的选取、排热温度的优化以

及热控系统质量的分析方面。

Grazy 等人 (2001) 开发了一套 25kW 热泵系统样机, 该样机采用磁悬浮轴承离心压缩机, 从而避免了微重力环境下轴承的润滑问题。该热泵样机的蒸发温度是 25℃, 冷凝温度是 28℃, 制冷 COP 达到了 64.6。他们在随后的研究中进一步通过试验得到了该种热泵系统每千瓦制冷量的系统重量, 并与单相系统进行了对比, 进一步证明了热泵热控系统质量和成本降低的潜力。Park 和 Sunada (2008) 等人提出了一种蒸气压缩与毛细系统复合的混合两相热控系统, 并建立了试验系统, 其制冷量达到了 308W, 但其 COP 只有 0.68。美国航空航天局从 2008 年起资助 RINI 公司开发高效轻量化热泵系统的开发, 目标是开发出 COP 大于 3 的 500W 微型热泵系统。Mainstream Engineering 公司在 2006 年得到美国航空航天局的资助, 设计、研制一套 5kW 到 15kW 散热量的重力无关热泵系统, 并进行测试和评估。据报道, Mainstream 开发的无油制冷压缩机已在国际和平号空间站上得到应用。

2010 年 11 月美国航空航天局发布《热管理系统技术路线图(DRAFT Thermal Management Systems Roadmap)》报告, 报告中指出航天器热泵比地面热泵运行环境恶劣, 包括微重力下的间歇运行, 高真空、辐射和极端温度等。长寿、高效、轻量化和高温升 (大于 50℃) 是航天器热泵技术的发展目标。在探月和其他星球中光伏热泵热控系统可能是最有效的热管理方式, 在未来 5~10 年内热泵排热系统的技术成熟度可从目前的 4~5 级发展到 6~7 级。

综上所述, 国际上对航天用蒸气压缩热泵系统的研究非常重视, 但其研究还没有完善, 仍在继续开展工作。相信不久的将来, 小型的蒸气压缩热泵即可在航天任务中投入使用, 而以蒸气压缩热泵做为大型航天器的热控系统也将是未来的发展方向。

从国外的研究概况看, 目前可用于空间热控系统的热泵按驱动方式可分为两类: 电驱动热泵和热驱动热泵。这两类热泵在性能上各有差别, 前者效率高, 比重量轻, 需消耗系统电能, 后者可回收利用发电系统的高温废热, 节省系统电能可靠性高, 但比重量大。热驱动热泵系统还可进一步分为化学类热泵、热力驱动类热泵和热机驱动类热泵。

#### (1) 电驱动热泵系统

1984 年, Dexter 等首次对单相流体回路和电驱动热泵回路进行了全面和系统的对比分析, 提出了电驱动热泵循环回路在未来大型空间站上应用的存在的巨大潜力<sup>[14]</sup>。

Sridhar 等<sup>[2-5,20-22]</sup>对电驱动热泵系统应用于未来月球基地热控系统的可行性进行了理论探讨, 并得出初步结论认为: 要保证月球基地在恶劣环境下正常工作,

在选择并设计排热系统时，电驱动热泵回路不失为一套较佳的设计方案。

#### (2) 热机驱动类热泵系统

Scaringe<sup>[12, 17]</sup> 和 Sridhar<sup>[23]</sup> 等对热机驱动热泵热控系统做了大量的研究工作，提出了热机驱动类热泵系统按其工作原理可分为 Brayton、Rankine 和 Striling 三种主要循环方式。

#### (3) 热力驱动类热泵系统

由于热机驱动热泵系统含有运动部件，会影响系统长期可靠运行。为此，Scaringe<sup>[17]</sup>、Swanson<sup>[24,25]</sup>、Grossman<sup>[26]</sup>、Choi<sup>[27]</sup>等相继提出过喷射式、吸收式和吸附式热泵热控方案。

#### (4) 化学类热泵

化学类热泵种类繁多，它包括汽—固、汽—液吸附式热泵、氢化学热泵和复杂组分热泵等。化学类热泵运动部件少，可靠性高，寿命长，易于集成封装。与热机热泵相比，其缺点是在相同的容量下，性能系数低，体积庞大，比重大。

我国从七十年代以来，就对航天器的各种热控技术进行了广泛的研究。北京空间飞行器总体设计部、清华大学等研究机构针对用于航天器的热泵开展了初步研究。1997年，北京空间飞行器总体设计部的李劲东等，针对热泵强化大型航天器散热、减小辐射器散热面积和重量的问题进行了系统分析，从理论上阐明了热泵强化航天器散热的概念和作用以及热泵应用的潜在优点，并且针对电驱动和热驱动两种不同工作模式的热泵进行对比分析<sup>[28]</sup>。

清华大学基于国家“863”高科技项目，对利用蒸气压缩热泵优化航天器热控系统开展了研究。他们分析了光伏蒸气压缩式热泵系统的各个参数对系统质量和排热温度的影响，得到了参数的最优值，同时阐明了热泵在未来空间应用中的巨大潜力。2001年他们分别提出了热泵—蓄冷和热泵—废热回收两套利用蒸气压缩热泵优化航天器热管理系统的方案，不仅从理论分析出发，进一步证明了热泵在优化热控系统质量方面的潜力，更将蒸气压缩热泵在航天领域的应用范围从排热系统拓宽到航天员尿液处理和CO<sub>2</sub>去除等环控生保系统<sup>[29,30]</sup>。

由于在过去的几十年由于受航天技术发展规模和水平限制，采用传统的单向流体热控技术尚能满足航天热控系统的排热要求。所以，尽管热泵可以强化航天器的排热，但国际上对它的研究还仅仅处于原理性阶段，离真正的实用相差甚远。另一方面，热泵排热系统需要消耗航天系统有限的电能，从而造成系统功耗和重量出现较大幅度的增加，降低了这一项技术与传统单相或两相流体热控系统的竞争力。这是热泵排热技术未能迅速推广的主要原因。

但是热泵排热系统和单相或两相流体热控系统相比，它具有可以提升航天器舱内废热及降低辐射器面积等一系列优点，采用热泵系统来强化辐射器排热能力

必将成为未来大容量、高功率航天器的热控手段之一。另一方面,如果能寻求到一种有效降低热泵排热系统功耗,或者明显降低热泵系统重量的技术手段,那么,在现有的小功率空间站或航天器上应用热泵排热系统也是可行的。

从热力学观点看,热泵排热系统与常规空调或制冷系统基本相同,它同样由四大基本部件组成,即压缩机、冷凝器、蒸发器和节流机构。从某种意义上来说,借鉴常规空调系统的研究手段对提高热泵排热系统的性能及研究水平十分必要。另一方面,空间站热泵排热系统与传统的热泵或房间空调系统无论就所处环境或系统换热器的结构及工作特性方面均有着明显的不同。传统制冷空调系统的蒸发器和冷凝器大多数采用风冷或水冷的管片式结构,但对于空间站热泵排热系统而言,其蒸发器通常为水冷套管式或者板式换热器结构,对冷凝器则为管肋式空间辐射器,这就决定了系统中的冷凝废热排放是通过冷凝管壁和肋片向外层空间以热辐射的方式进行的。

### 1.2.2 微型制冷压缩机的研究现状

压缩机是制冷系统的核心和心脏,压缩机的能力和特征决定了制冷系统的能力和特征。某种意义上,制冷系统的设计与匹配就是将压缩机的能力体现出来。

一般将容积流量小于  $1\text{m}^3/\text{min}$  的压缩机定义为微型压缩机<sup>[31]</sup>。从当前压缩机发展状况来看,往复式和回转式中的滚动转子式、滑片式、旋叶式适合微型压缩机的研制。

Aspen Thermal 已经研制出微型转子压缩机,如图 1-2a 所示,包含了一个大功率压缩机和直流无刷电机,采用直流无刷电机可以调节电机转速,从而使压缩机在可调速度下运转以满足负荷的要求。该微型转子压缩机在  $38^\circ\text{C}$  的环境下可以产生  $300\text{W}$  的制冷量,压缩机直径约  $5.33\text{cm}$ ,长  $7.44\text{cm}$ ,重量  $0.59\text{kg}$ ,制冷剂 R134a,电源为  $24\text{V}$  直流电源。

Aspen Thermal 研制出的另一微型旋转压缩机,如图 1-2b 所示,采用直流无刷电机可以调节电机转速,从而使压缩机在可调速度下运转以满足负荷的要求。该微型转子压缩机在  $48.89^\circ\text{C}$  的环境下可以产生  $300\text{W}$  的制冷量,压缩机直径  $5\text{cm}$ ,长  $7.6\text{cm}$ ,重量  $0.454\text{kg}$ 。

台湾东元电机成功研制出滚动转子式微型压缩机型号为 KSDC006 和 KSDC010,如图 1-3 所示,两种型号微型压缩机在环境温度  $35^\circ\text{C}$  时可分别产生  $94\text{W}$  和  $145\text{W}$  的冷量。压缩机直径  $6\text{cm}$ ,长  $10.4\text{cm}$ ,重  $1.4\text{kg}$ 。

北京工业大学利用微细电火花加工技术制造微型旋转式压缩机。图 1-4 为微型压缩机的外形图,该压缩机采用铸铁和铝合金制造,重量为  $400\text{g}$ ,在  $40^\circ\text{C}$  的环境下可以产生  $300\text{W}$  的制冷量,制冷剂采用 R22,电源采用  $24\text{V}$  或  $12\text{V}$  直流电源。



a)



b)

图 1-2 ASPEN 开发的微型压缩机

Fig.1-2 The miniature compressor developed by Aspen



↑ 可乐罐

↑ 一般往复式压缩机

图 1-3 东元电机公司研制的微型压缩机

Fig.1-3 The miniature compressor developed by TECO



图 1-4 北京工业大学研制的微型压缩机

Fig.1-4 The miniature compressor developed by BJUT

目前，由于制造工艺和加工水平的限制，国内还没有企业或机构进行微型压缩机的研制，现有的同样制冷量的压缩机体积大、重量重，不适合微型热泵排热系统的研究，实验室已有的微型压缩机在可靠性方面还需完善。

### 1.3 本文主要的研究目的、内容和方法

#### 1.3.1 研究目的

国际上对航天器热控系统采用热泵回路技术的研究还仅仅处于原理性阶段，离真正的实用相差甚远。要将热泵排热技术应用于航天器，必然要对它进行大量的基础研究，以及空间搭载试验。考虑到进行空间试验时，只能为热泵系统提供有限电功率，对热泵系统的质量、所占空间以及可靠性有很高的要求，所以航天热泵排热系统的应用可以选择从微型热泵系统开始。

微型空间热泵系统主要由微型制冷压缩机、辐射冷凝器、蒸发器和节流装置等组成，微型制冷压缩机的研发一直是制约微型制冷系统发展的关键因素，课题组经过多年努力仍未取得突破。通过调研发现，Aspen Thermal 和台湾东元电机已掌握微型压缩机核心技术的，并研制出产品。鉴于该研究现状，可利用 Aspen Thermal 研发的微型压缩机组装成微型热泵系统，并搭建了微型制冷系统实验平

台，通过对制冷系统性能的实验分析，为空间热泵系统提供相关的参数。

辐射冷凝器作为空间热控系统的重要组成部分，它的研究一直也被人们广泛关注，但是针对热泵系统用辐射冷凝器的设计还没有公开发表的文献，所以，在前人的基础上，本文提出了微型空间热泵系统用管肋式辐射冷凝器的设计方法。

### 1.3.2 研究内容

(1) 基于 Aspen Thermal 研发的微型压缩机，组装微型制冷系统，并搭建性能测试实验台；

(2) 进行微型制冷系统性能试验，得到系统制冷剂最佳充注量，对系统进行了稳定性实验，研究了冷却水（温度、流量）、冷冻水（温度、流量）、压缩机控制电压对系统性能的影响；

(3) 辐射冷凝器的设计与优化。建立合理的热分析模型，通过对辐射冷凝器的单位面积热流密度最大为优化目标，得到最佳肋片宽度，以及其他尺寸参数。计算了地面环境条件下，辐射冷凝器的复合散热量；

(4) 组装了微型制冷系统样机，对其进行性能测试，得到系统工作可以达到的制冷量。

### 1.3.3 研究方法

采用实验研究和理论计算相结合的方法对整个系统进行分析研究。

## 第2章 微型制冷系统实验台的设计

### 2.1 微型制冷系统的热力学分析

#### 2.1.1 微型制冷压缩机工作过程

蒸气压缩制冷系统如图 2-1 所示。制冷剂（工质）在蒸发器中吸收外界（被冷却物）的热量，蒸发成气体后进入压缩机。气体被压缩机压缩，温度升高。从压缩机排出的气体进入冷凝器，被冷却介质冷却，成为液体。离开冷凝器的制冷剂液体经过节流元件时，降低压力和温度，成为由气体和液体组成的两相混合物，再进入蒸发器，吸收蒸发器周围物体的热量，使它的温度降低<sup>[32]</sup>。

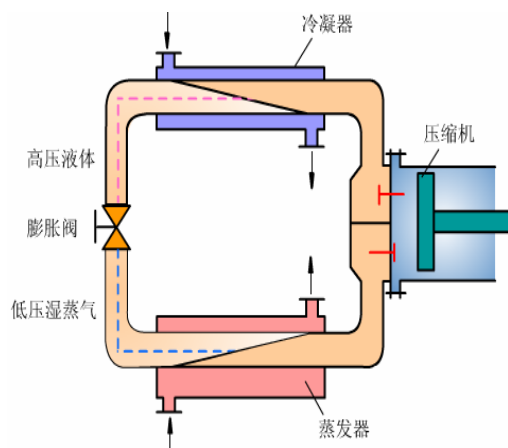


图 2-1 蒸气压缩式制冷系统工作原理图

Fig.2-1 The principle diagram of vapor-compression refrigeration

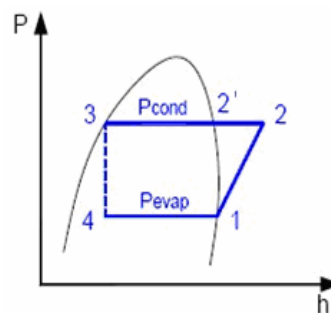


图 2-2 理论制冷循环

Fig. 2-2 Theoretical cooling cycle

#### 2.1.2 单级蒸气压缩制冷理论循环的性能指标

所谓单级蒸气压缩制冷理论循环，是指制冷剂在一次循环中只经过一次压缩，且循环满足下列假设条件：

1) 无温差传热，即制冷剂的冷凝温度等于冷却介质的温度，制冷剂的蒸发温度等于被冷却介质的温度。

2) 制冷剂离开蒸发器时的状态是处于蒸发压力下的饱和蒸气，离开冷凝器时的状态是处于冷凝压力下的饱和液体状态。

3) 制冷剂在压缩机内的压缩过程为可逆绝热的等比熵压缩过程。

4) 在各设备的连接管道中，制冷剂不发生状态变化。

5) 制冷剂在蒸发器和冷凝器内流动时，没有压力损失。

单级蒸气压缩式制冷理论循环的性能指标有单位质量制冷量、单位容积制冷量、单位功、冷凝器单位热负荷、制冷系数等<sup>[33]</sup>。

### 2.1.2.1 单位质量制冷量

它表示 1kg 制冷剂在蒸发器内从被冷却物体中吸取的热量，简称单位制冷量，用  $q_0$  表示。它可用制冷剂进、出蒸发器时的焓差表示，即

$$q_0 = h_1 - h_4 = h_1 - h_3 \quad (2-1)$$

### 2.1.2.2 单位容积制冷量

它表示压缩机每吸入  $1\text{m}^3$  制冷剂蒸气(按吸气状态计)所制取的冷量，用  $q_v$  表示。

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{h_1 - h_4}{v_1} \quad (2-2)$$

式中  $v_1$ ——吸气状态下制冷剂蒸气比体积， $\text{m}^3/\text{kg}$ 。

$v_1$  与制冷剂性质有关，且受蒸发压力的影响很大，蒸发温度越低， $v_1$  值越大， $q_v$  值越小。

### 2.1.2.3 单位功

压缩机每压缩并输送 1kg 制冷剂所消耗的功，称为单位功，用  $w_0$  表示。由于节流过程中制冷剂对外不作功，因此循环单位功与压缩机的单位功相等。它可用制冷剂进、出压缩机时的比焓差表示，即

$$w_0 = h_2 - h_1 \quad (2-3)$$

$w_0$  的大小不仅与制冷剂的性质有关，也与压缩机的压缩比 ( $p_{\text{cond}}/p_{\text{evap}}$ ) 的大小有关。

### 2.1.2.4 冷凝器单位热负荷

它表示 1kg 制冷剂在冷凝器中放给冷却介质的热量用  $q_k$  表示。它可用制冷剂进、出冷凝器时的比焓差表示，即

$$q_k = h_2 - h_3 \quad (2-4)$$

### 2.1.2.5 制冷系数

它表示循环的单位制冷量与单位功之比，用 COP 表示，即

$$\text{COP} = \frac{q_0}{w_0} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2-5)$$

## 2.1.3 单级蒸气压缩制冷实际循环

显然，微型制冷压缩实验系统的实际循环并不满足理论循环的各种假定。首先，就循环的外部条件而言，制冷剂-水换热器中的循环水为有限热源，循环水流过制冷剂-水换热器时吸收制冷剂的热量，其温度要升高，释放给制冷剂热量，其温度要降低；循环水与制冷剂发生热交换时，必然有传热温差。就循环的内部条件而言，制冷剂出蒸发器和进入压缩机未必恰好是饱和蒸气，往往有一定过热；制冷剂在进膨胀阀前的状态也未必恰好是饱和液体；制冷剂在系统中循环流动，

经过设备的连接管道（管件、阀门等）、热交换器时均存在流动阻力和压力损失，并且通过管道与外界存在热交换；压缩机的实际压缩过程也存在不可逆损失。

如果将微型制冷系统实际循环偏离理论循环的各种因素综合，可以用图 2-3 表示。由于相变传热部分存在传热温差，所以制冷剂在蒸发器中的蒸发过程线位于理论循环过程线下方，冷凝过程线位于理论循环冷凝过程线的上方。

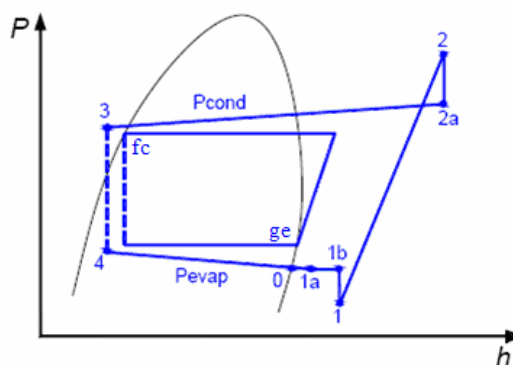


图 2-3 实际制冷循环

Fig. 2-3 Actual cooling cycle

4-0-1a 表示制冷剂在蒸发器中的蒸发过程，因为蒸发器的压力损失，蒸发过程的温度和压力均下降。此外，制冷剂出蒸发器稍有过热（1a）。

1a-1b-1 表示制冷剂流出蒸发器后经吸气管、压缩机吸气腔时的压降和温升，在图 2-3 上将其分解为等压过热（1a-1b）和等比焓降压（1b-1）两部分。

点 1 表示制冷剂气体开始压缩时的状态。1-2 表示压缩机内的实际压缩过程，点 2 代表压缩终了状态。2-2a 表示压缩终了的气体经排气阀、排气腔到排气管的流动过程存在压降。

2a-3 表示制冷剂高压气体在排气管和冷凝器中的冷却冷凝过程，此过程伴随着有流动阻力引起的压力降，且过程终了高压液体有一定过冷（状态点 3）。

3-4 表示高压液体的节流过程。由于制冷剂经膨胀阀时流速很快，来不及换热，仍视为绝热节流，故点 3 和点 4 的比焓相等。

对于单级蒸气压缩式制冷的实际循环，相关文献<sup>[35]</sup>详细分析了高压液体过冷、压缩机吸气过热、管道压力损失和热交换、压缩机与压缩过程的不可逆、相变传热不可逆、润滑油和制冷剂的互溶、水分和不凝性气体的存在等因素对实际循环的影响。

对于微型制冷系统，其蒸发器和冷凝器面积较小，运行时由此产生的压力降可以忽略；压缩机体积很小，由于吸气和排气发生的不可逆损失也可以不计；主要影响系统偏离理论循环的因素为制冷剂液体的过冷和制冷剂蒸气的过热。

### 2.1.3.1 液体过冷

由图 2-3 可以看出，在理论制冷循环中冷凝后的液体处于饱和状态，而在实

际循环中,为了防止制冷剂在节流过程发生气化,冷凝后的液体是过冷液体,此时的状态 3 位于饱和液态线的左侧。液体过冷后,单位质量制冷量 ( $h_1-h_3$ ),它大于比焓差 ( $h_1-h_{fc}$ )。两者的差别与制冷剂液体的过冷程度有关。液体过冷使单位质量制冷量增加了 ( $h_{fc}-h_3$ )。其比焓差的比值 ( $h_{fc}-h_3$ ) / ( $h_1-h_{fc}$ ) 表示液体过冷引起的单位质量制冷量的相对增加量,它与制冷剂的气化热与液体的比热容有关。单位体积制冷量也将因液体过冷而增加。因为循环的单位质量压缩功不变,所以制冷系数也因液体过冷而增加。

### 2.1.3.2 蒸气过热

为了使进入压缩机的制冷剂不含液滴,状态 1 应位于过热蒸气区。若制冷剂从饱和状态加热到状态 1 时吸收的热量全部用于制冷,则制冷机的单位质量制冷量增加,增加量为 ( $h_1-h_{ge}$ )。由于过热,比体积  $v_1$  增加,所以单位体积制冷量 ( $h_1-h_3$ ) /  $v_1$  可能增加,也可能减少。此时,等熵压缩时单位质量制冷剂所消耗的功也增加。所以,此时等熵压缩时的制冷系数有可能增加,也有可能减少。

从被冷却空间的出口至压缩机入口,制冷剂在管道中吸热,这相当于减少了制冷压缩机的部分制冷能力,但为了防止压缩机液击,少量的吸气过热也是必需的。

## 2.2 微型制冷系统实验台设计

### 2.2.1 微型制冷系统实验台流程

图 2-4 是微型制冷系统实验台的流程图。实验系统主要包括 2 个环路:水环路和制冷剂环路。实验系统能够进行微型制冷压缩机制冷量、性能系数的测试,也可在蒸发器水侧(冷冻水)、冷凝器水侧(冷却水)不同进水温度的条件下研究整个系统的特性。

整个系统由微型制冷压缩机、蒸发器、冷凝器、热力膨胀阀、示液镜、干燥过滤器、恒温水槽、流量计、循环水泵等组成。恒温水箱可单独为蒸发器、冷凝器提供恒定温度的水源,用来模拟不同的热源温度。

### 2.2.2 制冷剂环路

本论文搭建的微型制冷系统采用 R134a 作为制冷剂。R134a 分子组成为  $\text{CH}_2\text{FCF}_3$ ,化学名为四氟乙烷,分子量为 102.0,属 HFC 型制冷剂。它的沸点是  $-26.5^\circ\text{C}$ ,凝固点  $-110^\circ\text{C}$ ,属于中温制冷剂。它的特性与 R12 相近,无色、无味、无毒、不燃烧、不爆炸。R134a 不含氯原子,对大气臭氧层不起破坏作用。采用 R134a 作为制冷剂的原因是 R134a 工作压力低,有利于微型制冷系统的稳定,另一方面,它安全、稳定,符合空间热泵系统的使用要求。

微型制冷系统工作流程如下:经热力膨胀阀节流降压后的两相制冷剂流入蒸

发器中吸收水的热量而蒸发成为过热蒸气，制冷剂蒸气被压缩机吸入，压缩成高温高压的制冷剂过热蒸气，过热蒸气进入冷凝器冷凝成为液体制冷剂经干燥过滤器和热力膨胀阀又流回蒸发器中重新吸热、蒸发。

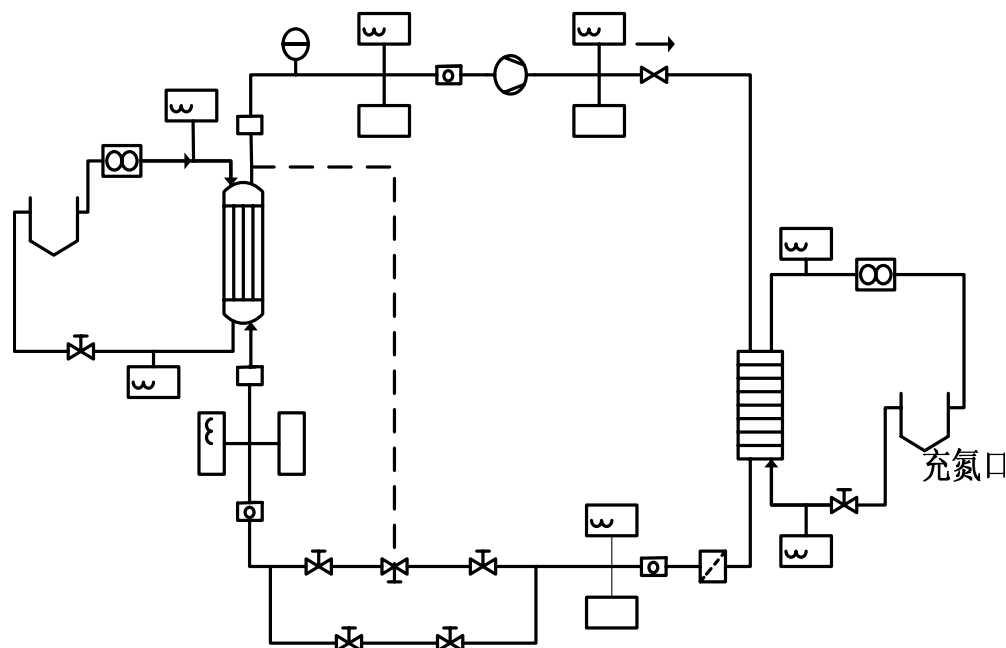


图 2-4 微型制冷系统实验流程图

Fig. 2-4 The experimental system of the miniature refrigeration system

### 2.2.3 微型制冷系统实验台主要设备及参数

根据微型制冷系统流程图，对实验中各设备进行了选型和加工，主要实验设备参数如下。

#### 2.2.3.1 制冷压缩机

实验系统压缩机的作用在于通过输入有用功压缩来自蒸发器中的低温低压制冷剂蒸气，提高其压力和温度后将其排向冷凝器，维持制冷剂在整个系统中的循环流动。本实验采用的压缩机是由美国 Aspen 公司生产的世界最小最轻的旋转压缩机，如图 1-2a 所示。专为尖端制冷系统量身定做，包含了一个大功率压缩机和直流无刷电机，可以调节电机转速，从而使压缩机在可调速度下运转以满足负荷的要求。表 2-1 为 Aspen 微型转子压缩机的性能参数表，表 2-2 为 Aspen 微型转子压缩机与同行业其它压缩机的对比数据。

Aspen 微型转子压缩机具有以下特点：

- 1) 全球最小、最轻，仅为拳头大小；
- 2) 变频、制冷功率大；
- 3) 工作时静音、无振动；
- 4) 恒温效果好，可保持在  $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$  之间。

表 2-1 Aspen 微型转子压缩机性能参数

Table 2-1 Performance parameters of Aspen miniature rotary compressor

制冷剂: R134a	电机: 无刷电机
排气量: 1.4CC、1.9CC	重量: 590g
尺寸: 56mm (直径) × 78mm (高)	电流: 1A~9.5A
蒸发温度: -18℃~24℃	电压: 20~28V、12V、24、48V
冷凝温度: 27℃ ~ 71℃	适用环境温度: -30℃~60℃
最高承受温度: 130℃	转速: 1800~6500RPM

表 2-2 同行数据对比

Table 2-2 The data compared with the other compressor

对比事项	Engel 转子式压缩机	Hitachi 活塞压缩机	Aspen 转子式压缩机
高 (mm)	166	195	78
直径/长 (mm)	85 直径	204	56 直径
容量 (cc)	2.3	2.0	1.4
重量 (kg)	2.8	4.3	0.6
压力比	2.1~3.2	1.9~3.0	2.0~3.5
转速 (RPM)	2000	2000	3000~6000
容积效率比 (%)	57~79.3	58.1~73	73.2~90.5
等熵效率比 (%)	40.6~59.5	43.2~56.5	44.1~70.3
制冷功率 (W)	130.1~256.4	152~208.8	160.2~489.6
性能系数	3~5.7	2.6~3.7	2.1~7.4

### 2.2.3.2 板式换热器

本实验系统冷凝器、蒸发器均采用亚星板式换热器，其外形尺寸为 190mm × 70mm × 40mm。参数见表 2-3。

表 2-3 板式换热器参数

Table 2-3 The performance parameters of plate heat exchanger

板片及接管材料为: SUS316L	钎焊料: 99.99%纯铜
最高工作压力: 3.0MPa	测试压力: 4.5MPa
最高工作温度: 300℃	最低工作温度: -195℃

板式换热器的主要特点包括:

1) 传热系数高。板式换热器的总传热系数一般为 2500~5000W/m<sup>2</sup> · K，最高可以达到 7000W/m<sup>2</sup> · K，比管壳式换热器高 3~5 倍；2) 结构紧凑，体积小，重量轻；3) 耐高压；4) 不易结垢；5) 制冷剂充灌量少；6) 可用于小传热温差。

### 2.2.3.3 热力膨胀阀

本系统采用 Danfoss TN2 068Z3347 系列膨胀阀。由于实验系统的工况经常

处于不断调整、变化的状态中，热力膨胀阀在很宽的范围内都具有很强的自动调节能力。

#### 2.2.3.4 恒温水槽

为了模拟不同的末端冷热源温度对实验系统性能的影响，本实验定制了恒温水系统。实验系统在蒸发器侧和冷凝器侧均采用了 THD-0530L 型恒温水槽。该水槽数显分辨率为  $0.01^{\circ}\text{C}$ ，温度范围  $-5\sim 100^{\circ}\text{C}$ ，温度波动  $\pm 0.05^{\circ}\text{C}$ ，容积 30L。

#### 2.2.3.5 供电系统

系统中压缩机、各种压力传感器、温度传感器、流量传感器及变送器等测量设备均采用 24V 的直流稳压电源供电。此外，压缩机还需要提供 5V 直流稳压电源控制转速。系统其它用电设备如恒温水槽，管道增压泵和数据采集仪等均采用 220V/50Hz 的民用电。

#### 2.2.3.6 其它部件

(1) 干燥过滤器。安装在节流机构前的液体回路上，用来吸附制冷剂中的水分和杂质。

(2) 管道增压泵。其技术参数见表 2-4。

表 2-4 增压泵技术参数表  
Table 2-4 Technical data sheet of pump

功率: 120W	额定扬程: 14m	级数: 2
电容: $4\mu\text{F}$	额定流量: 10L/min	转数: 2800RPM
电压: 220V	电流: 0.72A	频率: 50Hz

(3) 制冷剂系统的管道均采用紫铜管道，管道尺寸为  $6\times 1\text{mm}$ ，其中蒸发器，冷凝器、阀门，视液镜，干燥过滤器等部件均采用焊接连接，减少泄漏。

### 2.2.4 微型制冷系统实验台测量设备及性能

为了准确测量微型制冷系统的运行特性和性能，在实验中，要测量的参数有：制冷剂环路各主要部件进出口温度、压力，蒸发器、冷凝器水侧进出口水温，水流量，压缩机消耗功率。根据这些要求，分别选择相应的测试装置来进行测量。

#### 2.2.4.1 数据采集仪及计算机

实验系统采用 Agilent 34970A 数据采集仪进行数据的自动采集。设置在实验中设定每隔 3 秒对实验数据记录一次，并且实验数据可以自动保存在 Agilent Bench Link Data Logger 软件中，可以很直观的从 Stripe Chart 窗口中实时观测试验系统的变化情况。

#### 2.2.4.2 温度传感器及变送器

温度数据采集采用 A 级的 pt100 的铂电阻，测温范围为  $0\sim 300^{\circ}\text{C}$ ，测量误差

为 $\pm 0.15$ 并结合电阻信号-电压信号变送器,输出 0~5V 的电压信号,变送器采用 24V 直流电源驱动。

热电阻利用物质在温度变化时本身电阻也随着发生变化的特性来测量温度的。热电阻的受热部分(感温元件)是用细金属丝均匀的缠绕在绝缘材料制成的骨架上,当被测介质中有温度梯度存在时,所测得的温度是感温元件所在范围内介质层中的平均温度。它的主要特点是测量精度高,性能稳定。其中铂热电阻的测量精确度最高。

#### 2.2.4.3 压力传感器及变送器

压力传感器采用 HS101-G1C0WN 传感器,量程为 0~2MPa 的压力传感器,测量精度为 0.25%,过载能力达到满量程的 200%,输出 4mA~20mA 电流信号,采用 250 $\Omega$  电阻并联后变换为 1V~5V 的电压信号输入数据采集仪。

#### 2.2.4.4 流量测量装置

水系统的流量测量采用 DMF-1-3-A/DX 型质量流量计测量冷冻水的质量流量,量程为 30~300kg/h,测量精度为 $\pm 0.2\%$ 。冷却水的质量流量测量采用 DMF-1B 型质量流量计测量、量程为 0~100kg/h,测量精度为 $\pm 0.2\%$ 。

#### 2.2.4.5 电功率测量

实验过程中压缩机消耗电功率采用分别测量压缩机消耗电压和电流的方法测量。采用的是 HB40X 智能电流表和电压表。HB40X 智能电流、电压表的测量精度为 $\pm 0.8\%$ 。

#### 2.2.4.6 其它测试设备

电子秤,用来测量制冷剂的充注量,精度 $\pm 5g$ 。

### 2.3 本章小结

本章首先介绍了微型制冷系统的工作过程,单级蒸气压缩制冷理论循环的性能指标,并分析了实际循环和理论循环的差别。设计并搭建了微型制冷系统实验台,并介绍了主要组成部件的主要参数。

## 第3章 微型制冷系统的实验研究

### 3.1 引言

微型制冷系统采用的是美国 Aspen 生产的转子压缩机,其性能如何是整个制冷系统的关键。搭建的微型制冷系统试验台运行的稳定性如何也是我们关心的重点。此外,我们还想要了解在不同的运行工况下,系统的制冷性能,消耗功率大小以及系统的 COP。为此,本章进行了大量的试验研究,进行了制冷系统的充注量的试验,在变化冷却水、冷冻水温度及流量,变化压缩机控制电压时测量了系统的运行主要的温度及压力参数;测试了系统的稳定性。为后续的实验研究和样机的研制提供了一些实验数据参考。

### 3.2 制冷剂充注量对制冷性能的影响

制冷剂充注量与制冷装置的工作性能密切相关,特别是对于无储液器的小型系统。制冷剂充注量过多或过少,都将影响制冷装置的工作性能,比如会改变系统运行的蒸发压力、冷凝压力、冷凝器出口制冷剂过冷度、蒸发器出口制冷剂过热度、系统制冷性能系数等参数。

#### 3.2.1 制冷剂充注量的计算

目前热泵和制冷系统制冷剂充注量的计算方法主要有空泡系数法和内容积估算法两种。本系统的主要部件包括压缩机、板式蒸发器、冷凝器、干燥过滤器、热力膨胀阀。忽略热力膨胀阀、以及润滑油中溶解的制冷剂质量,则系统内制冷剂的质量包括蒸发器内两相区、过热区的制冷剂;压缩机内的制冷剂;冷凝器内过热区、两相区、过冷区的制冷剂;干燥过滤器内制冷剂以及制冷剂管道内制冷剂质量。系统内制冷剂质量表达式如下:

$$M_{\text{total}} = M_{\text{comp}} + M_{\text{filt}} + M_{\text{pipe}} + M_{\text{biph, evap}} + \int_0^{L_{\text{sup, evap}}} \rho dV + \int_0^{L_{\text{sup, cond}}} \rho dV + \int_0^{L_{\text{sub, cond}}} \rho dV + M_{\text{biph, cond}} \quad (3-1)$$

$$M_{\text{biph}} = \int_0^{L_{\text{biph}}} [\alpha \rho_v + (1 - \alpha) \rho_l] A d\xi \quad (3-1a)$$

式(3-1)中,下标 biph、sup、sub 分别代表两相区、过冷区、过热区,下标 evap、cond、comp、filt 和 pipe 分别代表蒸发器、冷凝器、压缩机、过滤器和制冷剂管道。式(3-1a)中,  $A$  是流道内截面积;  $L_{\text{biph}}$  是两相区长度;  $\alpha$  是空泡率,表示流场中某一控制单元内气相所占的体积份额,也称容积含气率。

从(3-1)和(3-1a)可看出,要准确计算蒸发器和冷凝器中的制冷剂质量,

必须分别计算两相区、过冷区、过热区的长度，同时也需要已知两相区的空泡率。空泡率受两相流流型的影响很大，在不区分流型的情况下，很难取得统一的确定空泡率的计算公式。蒸发器、冷凝器各相所占的体积对计算结果影响很大，即各相区的长度对计算结果影响很大。而各相区的长度是通过传热计算确定的，故蒸发器中传热计算的准确性对制冷剂的充注量计算是很重要。因此，采用空泡系数法计算本系统的制冷剂充注量有很大难度。

本文采用内容积估算法来简单估算制冷剂充注量，即采用充注量占系统各设备内容积百分比的方法来估算微型制冷系统总的制冷剂充注量，制冷剂充注量推荐值见表 3-1 所示<sup>[35]</sup>。总制冷剂充注量等于其高压侧、低压侧各管道、液管以及换热器等部件的充注量之和。

表3-1 制冷系统的制冷剂充注量推荐值<sup>[35]</sup>

Table 3-1 Recommended values of refrigerant charge in refrigeration system

部件名称	充注量占设备容积	部件名称	充注量占设备容积
湿式蒸发器	80%	液体管路	100%
干式蒸发器	15%	气体管路	15%
冷凝器	40%	油分离器	20%
干燥过滤器	100%	气液分离器	30%

经测量，系统液体管路部分长度为 128mm，气体管路部分为 221mm，两相管路部分 65mm，铜管内径均为 4mm；过滤器容积为 0.038L；板式换热器单片面积为 0.014m<sup>2</sup>，共 12 片，间距为 1.3mm。系统内容积的计算结果见下表 3-2。依据表 3-1 的制冷剂充注量推荐值，忽略热力膨胀阀、压缩机以及润滑油中溶解的制冷剂质量，制冷剂充注量估算值为：

$$\begin{aligned}
 M_{\text{total}} &= M_{\text{cond}} + M_{\text{filt}} + M_{\text{pipe,gas}} + M_{\text{pipe,liq}} + M_{\text{evap}} \\
 &= \rho_{\text{R134a}} (0.8V_{\text{evap}} + 0.4V_{\text{cond}} + 0.15V_{\text{pipe,gas}} + V_{\text{pipe,liq}} + 0.8V_{\text{pipe,biph}} + V_{\text{filt}}) \quad (3-2) \\
 &= 234\text{g}
 \end{aligned}$$

式 (3-2) 中，下标 evap、cond、pipe,gas、pipe,liq、pipe,biph、filt 分别代表蒸发器、冷凝器、气体管路、液体管路、两相管路、干燥过滤器； $M_{\text{total}}$  为系统的制冷剂总充注量，kg； $V$  为部件的内容积，m<sup>3</sup>； $\rho_{\text{R134a}}$  为制冷剂 R134a 的平均密度，推荐值为 1200kg/m<sup>3</sup>。

表3-2 系统内容积计算值

Table 3-2 Calculated internal volume of the experimental system

部件名称	内容积(10 <sup>-3</sup> m <sup>3</sup> )	部件名称	内容积(10 <sup>-3</sup> m <sup>3</sup> )
冷凝器	0.1092	液体管路	0.006434
蒸发器	0.1092	气体管路	0.01111
干燥过滤器	0.038	膨胀阀后管路	0.003267

根据式(3-2)的计算结果,本系统的制冷剂充注量为234g。虽然计算结果可能不够准确,但是此结果可以大概指导系统样机的充注量实验。

### 3.2.2 充注量对制冷性能影响的实验程序

实验通过改变微型制冷系统制冷剂充注量,测试充注量的变化对压缩机制冷性能的影响。实验的制冷剂充注量变化范围为120~250g,每次改变量为10g;冷凝器水侧进水温度恒定在 $35\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ ,水流量89.4kg/h;蒸发器水侧进水温度恒定在 $18\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ ,水流量为139.0kg/h。当制冷压缩机在相应的实验工况下稳定运行30min,再采集相应的状态参数。每个状态参数采集时间持续6min,采集频率为3次/s,各参数的测量值为6min内测量的平均值。图3-1给出了充注量为250g时,所采集几个参数的情况。由图可以看出,实验情况稳定,能够保证所采集数据的准确性和稳定性,进而保证实验结果的可靠性。

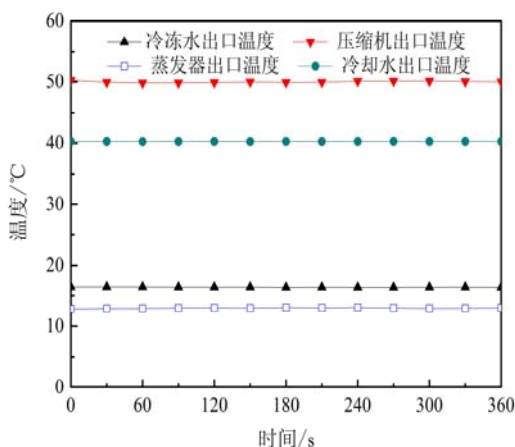


图3-1 充注量为250g时采集数据

Fig.3-1 The data at 250g refrigerant charge

### 3.3.3 充注量对蒸发压力和冷凝压力的影响

充注量对系统蒸发器出口蒸发压力、冷凝器入口冷凝压力的影响如图3-2所示。由图3-2可见,当充注量不断增加时,蒸发压力和冷凝压力均持续显著增加,二者的差值却随之减少。

制冷剂量充注量少时,蒸发器中制冷剂相变换热量降低,蒸发量下降,在正常的蒸发压力下,蒸发器中没有足够的制冷剂液体蒸发,导致制冷剂气体膨胀至压缩机吸气口,使得蒸发压力降低,进而导致压缩机排气量减小,同时由于吸气比容增大,压缩机质量流量下降,导致冷凝器中制冷剂减少,冷凝压力降低。增加制冷剂充注量,蒸发器中的相变换热量增加,蒸发量增加,蒸发压力升高,压缩机排气量变大,而吸气比容减小,使得压缩机质量流量上升,导致冷凝器中的制冷剂增多,冷凝压力上升<sup>[36,37]</sup>。

根据所测的蒸发压力、冷凝压力查《R134a 饱和液体及蒸气的热力性质表》

可以得到对应饱和压力下的蒸发温度、冷凝温度。系统压力变化直接影响了系统的蒸发温度和冷凝温度，见图 3-3。由图可见，当充注量不断增加时，冷凝温度和蒸发温度持续显著增加。当充注量不足（低于 140g）时，蒸发温度低于 0℃，冷凝温度低于 40℃；当充注量高于 140g 时，冷凝温度增加较少，仅由 40℃增加到 43℃；蒸发温度则相对增加幅度较大，由-3℃增加到了 10℃。可见，对于小型系统来说，充注量对蒸发温度和冷凝温度都有很大影响。

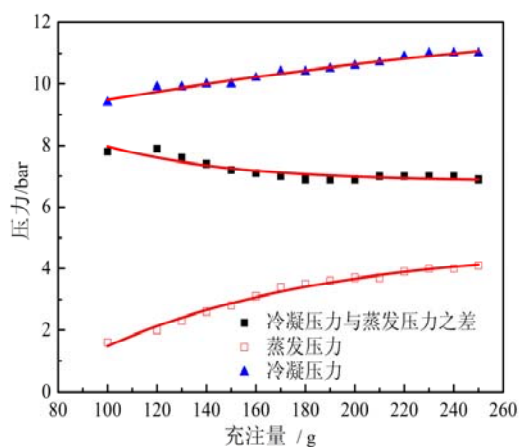


图3-2 不同制冷剂充注量下的系统压力  
Fig.3-2 Evaporating and condensing pressure at different refrigerant charge

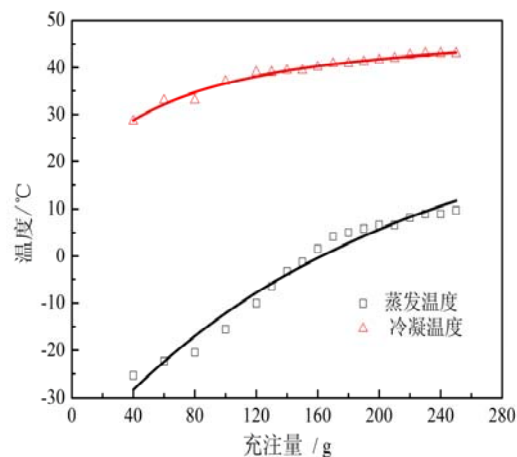


图3-3 充注量对蒸发、冷凝温度的影响  
Fig.3-3 Evaporating and condensing temperature at different refrigerant charge

### 3.2.4 充注量对过热度和过冷度的影响

蒸气压缩制冷循环中过热度以及过冷度对系统性能有着重要的影响。所以，根据所测得的蒸发器出口温度与查得的蒸发温度之差求得蒸发器过热度；根据查得的冷凝温度与所测冷凝器出口温度之差求得冷凝器过冷度。分别考察随着充注量变化对系统过热度和过冷度产生的影响。

图 3-4 给出了小型制冷系统过冷度和过热度以及制冷量随着充注量的变化关系。图中，过冷度随制冷剂充注量的增加而增大，过热度则是随之增加而减小，且在充注量较少时其变化很明显。

制冷剂充注量增加时，蒸发器中制冷剂相变换热面积增加，蒸发器中两相区长度增加，过热区长度减小<sup>[37]</sup>，同时由于蒸发温度的升高使蒸发器换热温差减小，蒸发器出口制冷剂的过热度将减小。

当 R134a 充注量为 140g 时，进入蒸发器的制冷剂流量较少，其出口过热度较大为 19℃，证明蒸发器的传热面积没有充分利用。随着充注量的增加，蒸发器出口制冷剂过热度逐渐减小，蒸发器的传热面积逐渐得到充分利用，系统运行特性变好；随着充注量增加到 210g 时，系统达到最佳范围内，制冷量达到最大；随着充注量的继续增加，蒸发器出口制冷剂蒸气的过热度太小，使得热力膨胀阀对进入蒸发器的制冷剂流量进行调节，减少蒸发器内制冷剂流量，制冷量降低。

对于未设置储液器的制冷装置运行时,制冷剂充注量的大部分以液相形式存在于液体管路部分和冷凝器的后半段。本系统未设置储液器,增加的制冷剂充注量要找到其容纳空间和位置,液态制冷剂的积存量增加,冷凝器中两相区长度减小,过冷区长度增加,冷凝器的换热温差随着冷凝温度的升高而增大,使得冷凝器出口制冷剂的过冷度增加。由图 3-4 中过热度、过冷度与制冷量的关系可以看出,过热度在 4~8℃,过冷度在 5℃左右,对于小型制冷系统来说是一个比较合理的范围。

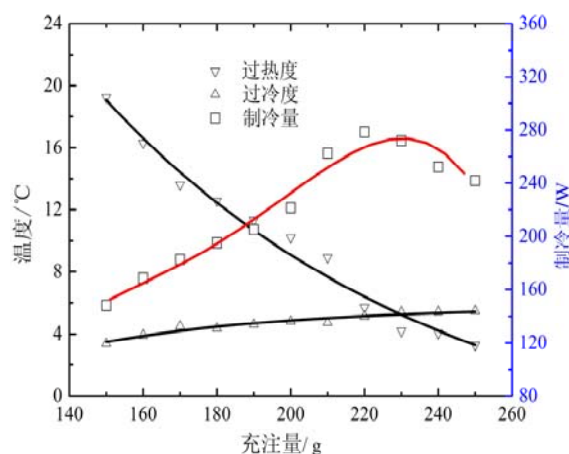


图3-4 过热度及过冷度随充注量变化关系

Fig. 3-4 Superheat and subcooling pressure at different refrigerant charge

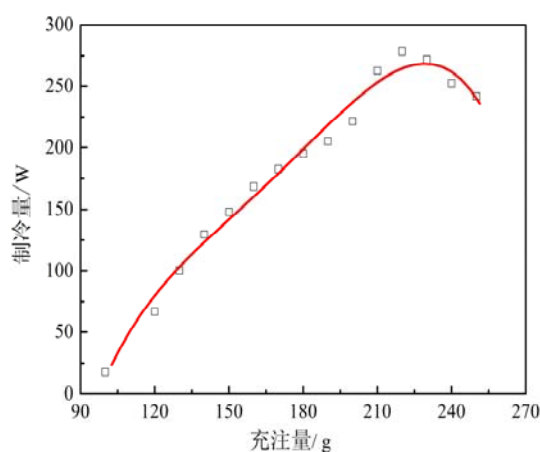


图 3-5 不同充注量下的制冷量

Fig.3-5 Refrigerating output at different charge

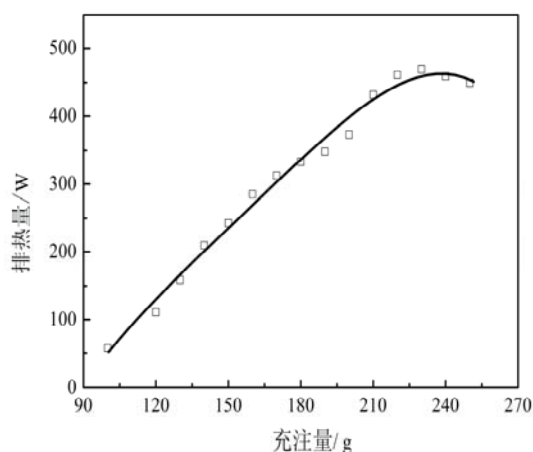


图3-6 充注量对系统散热量的影响

Fig.3-6 The influence of refrigerant charge on heat rejection

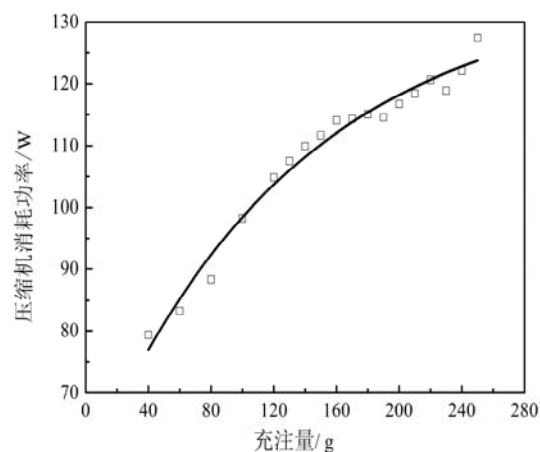


图 3-7 充注量对压缩机消耗功率的影响

Fig.3-7 The influence of the refrigerant charge on power input

### 3.2.5 充注量对制冷量、排热量和压缩机耗功率的影响

图 3-5 给出了小型制冷系统运行时,制冷量随充注量变化的情况。由图可见,在充注量为 100g 时,压缩机制冷量仅为 18W。随着制冷剂充注量的增加,压缩机制冷量迅速增大;当充注量为 220g 时,压缩机制冷量最大,达到 278W。继续增加充注量,压缩机制冷量开始呈下降趋势。这是由换热和流动两方面相互作

用的平衡结果。当充注量过少时，蒸发温度较低，制冷剂流量很小，并且由图 3-4 可知，蒸发器出口过热度特别大，因而蒸发器的换热面积没有得到充分利用，导致制冷量很小；随着充注量的增加，蒸发温度逐渐升高，制冷剂流量增加，蒸发器出口过热度降低，蒸发器的换热面积逐步得到有效利用，制冷量随之增加；当制冷剂充注量过多时，制冷剂流量随之增加，蒸发器过热度减小，膨胀阀开度随之变小，制冷剂流量降低，制冷量随之减少<sup>[38-41]</sup>。

图 3-6 给出了小型制冷系统运行时，系统散热量随充注量变化的情况。由图中可以看到，系统散热量随着制冷剂充注量的增加也是呈现先快速增加，达到最大散热量后，随着充注量增加，散热量反而降低的趋势。与制冷量的变化关系基本一致。

制冷剂充注量的增加也会带来压缩机负荷的增大，从而影响系统的长期运行。图 3-7 为压缩机消耗功率随着充注量的变化曲线。由图可见，随着充注量的增加，压缩机消耗功率也呈上升趋势。

### 3.2.6 充注量对制冷 COP，制热 COP<sub>h</sub> 的影响

图 3-8 给出了小型制冷系统运行时，制冷性能系数 COP 随充注量变化的情况。由图可见，充注量小于 220g 时，随着充注量的不断增加，系统运行 COP 也在不断增加。当 R134a 充注量为 220g 时，系统的制冷性能系数 COP 达到极大值 2.31，此时继续增加充注量，系统 COP 出现下降。

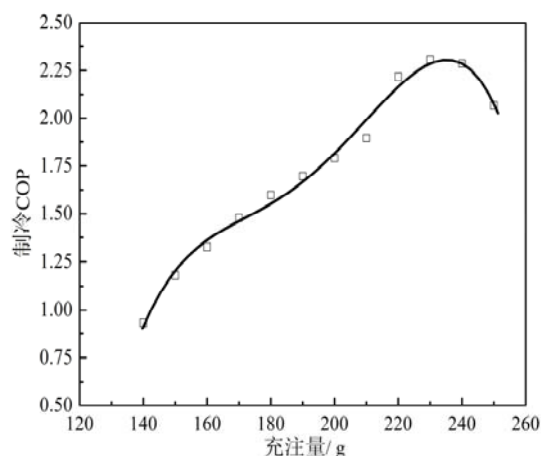


图 3-8 充注量对制冷 COP 的影响

Fig.3-8 The influence of the refrigerant charge on the cooling COP

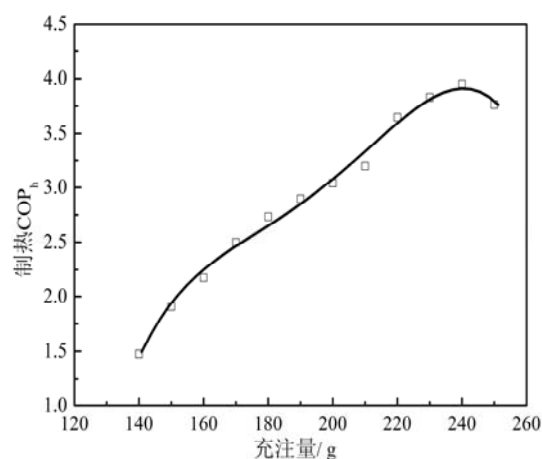


图 3-9 充注量对制热 COP<sub>h</sub> 的影响

Fig.3-9 The influence of the refrigerant charge on the heating COP

COP 随充注量的变化取决于制冷量和压缩机消耗功率共同作用的结果，COP 最大时的充注量，称为最佳充注量。R134a 充注量不足或过多时，制冷性能的主要参数的变化见表 3-3 所示。表中数据表示与最佳 R134a 充注量下系统运行情况相比，系统性能的变化。由表 3-3 可以看出，当 R134a 充注量由最佳充注量增加

9.09%时, 制冷量减少了 9.39%, 而压缩机耗功率增加 1.21%, COP 降低 10.47%; 而当充注量由最佳充注量减少 9.09%时, 制冷量下降 20.50%, 而压缩机耗功率降低 3.22%, COP 降低 17.86%。这说明: 与 R134a 充注量最佳时相比, 不论充注量增加还是减少, 都将对系统 COP 产生很大影响, 并且充注量减少的情况下, 系统 COP 降低得更多。因此, 对于不设置储液器的小型系统, 充注量对其性能影响很大。

表 3-3 制冷性能参数随充注量的变化

Table 3-3 Variation of performance parameters with refrigerant charge

充注量变化	制冷量变化	压缩机消耗功率变化	制冷 COP 变化
-13.64%	-26.30%	-5.03%	-22.40%
-9.09%	-20.50%	-3.22%	-17.86%
-4.55%	-5.68%	-1.81%	-3.94%
0.00%	0.00%	0.00%	0.00%
4.55%	-2.32%	-1.41%	-0.92%
9.09%	-9.39%	1.21%	-10.47%
13.64%	-13.11%	5.63%	-17.75%

### 3.2.7 充注量变化对各参数影响敏感性

由实验结果分析可知, 在充注量逐渐增加到最佳充注量的过程中, 系统运行各参数的变化量有差异。以充注量为从 190g 增加到 220g 时的数据为例, 各主要特征参数的变化量见表 3-4 如示。

由表 3-4 可见, 当充注量逐渐增加到最佳充注量的过程中, 蒸发器出口过热度变化最为敏感; 其次是系统的制冷量、排热量、制冷 COP、制热 COP<sub>h</sub>、系统过冷度, 系统的蒸发压力、冷凝压力比较不敏感; 压缩机消耗功率对充注量变化最不敏感。

表 3-4 充注量变化对制冷性能参数影响敏感性

Table 3-4 Sensitivity comparison of performance parameters with refrigerant charge

$M/g$	$\Phi/W$	$Q/W$	$P/W$	$p_{\text{evap}}/\text{bar}$	$p_{\text{cond}}/\text{bar}$	$t_{\text{se}}/^\circ\text{C}$	$t_{\text{sc}}/^\circ\text{C}$	COP	COP <sub>h</sub>
190	348	205	115	3.6	10.5	11.3	4.6	1.79	3.04
220	461	279	121	4.0	11.0	4.2	5.4	2.31	3.83
变化率	0.25	0.27	0.05	0.10	0.05	-1.70	0.15	0.23	0.21

### 3.2.8 充注量对制冷性能影响小结

通过在冷凝器水侧进水温度恒定在  $35 \pm 0.1^\circ\text{C}$ , 水流量 89.4kg/h; 蒸发器水侧进水温度恒定在  $18 \pm 0.1^\circ\text{C}$ , 水流量为 139.0kg/h 条件下, 逐渐增加制冷剂充注量 (120~250g) 的实验研究和分析, 可得到以下结论:

- (1) 对给定的系统和工况存在一个最佳充注量, 使系统的制冷量 (制热量)

和 COP 都达到比较理想的状态。除此之外，无论是增加还是减少充注量，制冷系数都要下降。原因是充注量少，过热度增加，吸气比容增大、循环流量和制冷系数都显著下降；反之，两器中的积液增加，相变换热面积减少，内部压力、压比增加，导致系统能耗增加，制冷量下降。只有充注量适当时，系统中各部件才能实现最佳匹配，获得高效率。因此，系统制冷剂充注量的确定是提高小型制冷装置，性能的关键。

(2) 充注量的变化对系统性能影响的敏感程度是不同的。在众多性能参数中，系统过热度对系统充注量最为敏感，其次是系统 COP。这说明充注量会很大程度上影响系统运行的稳定性和系统的能效比。

### 3.3 冷却水（冷凝器侧）进水温度对系统性能的影响

#### 3.3.1 冷却水进水温度对制冷性能影响的实验程序

实验通过改变微型制冷系统冷却水进水温度，测试对压缩机制冷性能的影响。实验冷却水进水温度变化范围为  $21\sim 47\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ ，每次改变量为  $2^{\circ}\text{C}$ ，水流量  $88.4\text{kg/h}$ ；蒸发器水侧进水温度恒定在  $32\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ ，水流量  $148.4\text{kg/h}$ ；当制冷压缩机在相应的实验工况下稳定运行  $30\text{min}$ ，再采集相应的状态参数。每个状态参数采集时间持续  $6\text{min}$ ，采集频率为  $3\text{次/s}$ ，各参数的测量值为  $6\text{min}$  内测量的平均值。图 3-10 给出了冷却水温度为  $45\pm 0.1^{\circ}\text{C}$  时，所采集几个参数的情况。由图可以看出，实验情况稳定，能够保证所采集数据的准确性和稳定性，进而保证实验结果的可靠性。

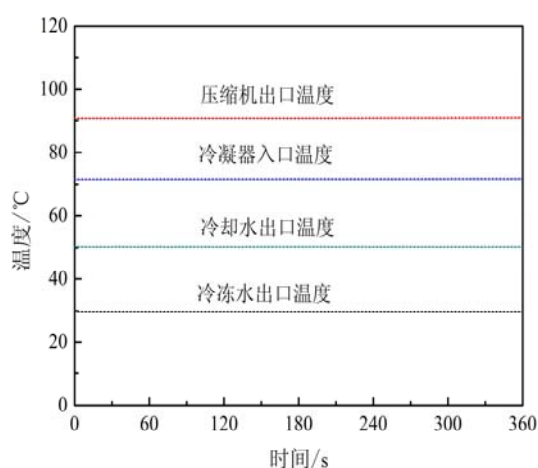


图 3-10 冷却水进水温度为  $45^{\circ}\text{C}$  时采集数据

Fig.3-10 The data at  $45^{\circ}\text{C}$  cooling water inlet

#### 3.3.2 不同冷却水进水温度下的冷凝温度和蒸发温度

冷凝压力取决于冷凝温度的大小，而冷凝温度又取决于冷却条件、冷却介质的温度<sup>[42]</sup>。改变冷却水入水温度，必然会影响系统的冷凝温度，冷凝压力。

图 3-11 给出了微型制冷系统运行时，冷凝器水侧进水温度 21~47°C 时，系统冷凝压力和蒸发压力的变化曲线。从图 3-11 可以看出，当冷却水进水温度从 21°C 增加到 47°C 时，冷凝压力也由 7bar 增加到了 13.5bar，蒸发压力变化不大，有微小的升高。图 3-12 为系统冷凝温度、蒸发温度随冷却水进水温度的变化曲线。由图可见，系统冷凝温度随着冷却水温度提高，也由 27.7°C 一直升高至 51.3°C，冷却水入水温度对系统冷凝温度有很大影响。

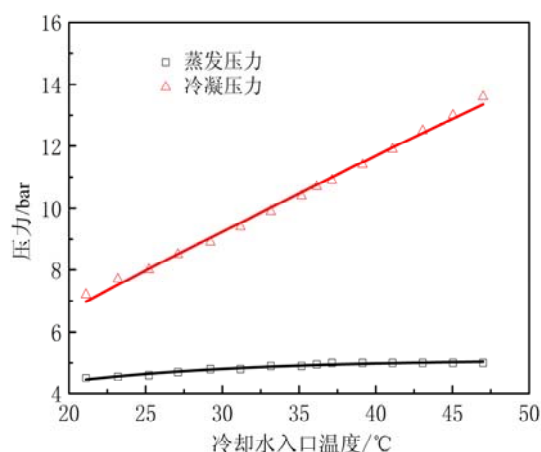


图 3-11 冷却水进水温度对压力的影响

Fig.3-11 The influence of cooling water inlet temperature on evaporating and condensing pressure

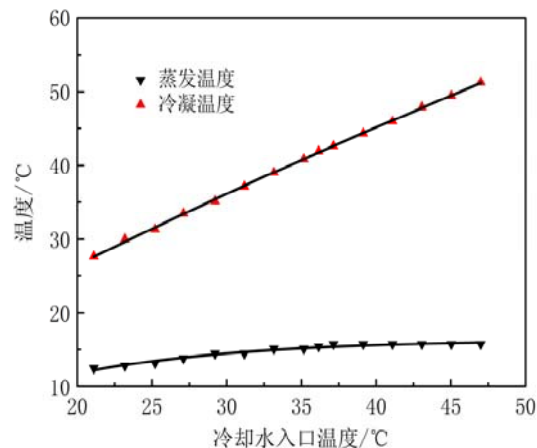


图 3-12 冷却水进水温度对冷凝温度、蒸发温度的影响

Fig.3-12 The influence of cooling water inlet temperature on evaporating and condensing temperature

### 3.3.3 不同冷却水进水温度下的压缩比和压缩机排气温度

由于冷却水进水温度的升高会带来系统冷凝压力的升高，相对而言，蒸发压力的影响要小得多，所以，冷却水进水温度的升高必然会带来压缩机压缩比的增大。压缩机排气温度受压缩比和压缩机吸气温度影响很大。压缩机吸气温度越高，排气温度也越高；压缩比越大，排气温度越高<sup>[44]</sup>。对于制冷系统，系统的压缩比过大时会有以下缺点：

(1) 使排气温度升高，润滑油粘度降低，润滑条件恶化，甚至产生积碳，运动部件磨损，造成气缸、运动部件的损坏。

(2) 液体制冷剂节流时损失增加，引起无效蒸气增多，单位制冷量和单位容积制冷量下降。

高温和空调压缩机设计的运转压缩比较低，而排气温度低于 120°C，压缩机温度正常。图 3-13 给出了微型制冷系统运行时，冷凝器水侧进水温度 21~47°C 时，系统压缩比和压缩机吸气温度、排气温度的变化曲线。可以看出，当冷却水进水温度从 21°C 增加到 47°C 时，压缩机的吸气温度基本保持不变，系统的压缩比由 1.6 增加到了 2.8，排气温度也由 60°C 增加到了 95°C，此时排气温度的升高

主要是由于压缩比的增加带来的。

由实验结果可以看出，系统的压缩比虽然随着冷却水入口温度升高而升高，但是，压缩比和排气温度还都处于一个较合理的范围内。

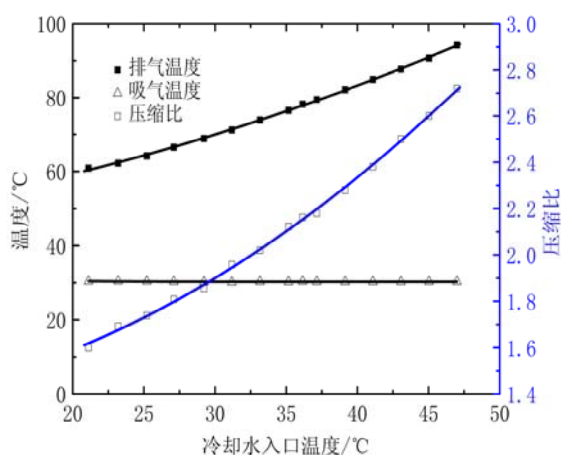


图 3-13 冷却水入水温度对压缩比和排气温度的影响

Fig.3-13 The influence of cooling water inlet temperature on compress ratio and the discharge temperature

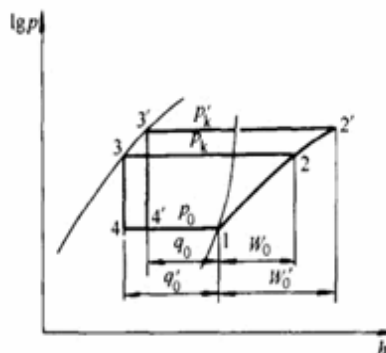


图 3-14  $t_0$  不变,  $t_k$  变化到  $t_k'$  时, 制冷循环状态参数的变化

Fig.3-14 The parameters of refrigeration cycle vary with  $T_k$  when  $t_0$  is fixed

### 3.3.4 不同冷却水进水温度下的制冷量、散热量和压缩机消耗功率

由前面两节的分析结果以及实验验证可知：冷却水进水温度的升高会带来冷凝温度、冷凝压力的升高，进而使系统的压缩比升高，压缩机排气温度的升高。

那么我们可以从理论上分析蒸发温度  $t_0$  不变而冷凝温度  $T_k$  变化时制冷机能的变化。由图 3-14 可以看出，当  $t_k$  升高到  $t_k'$  时，循环由 1-2-3-4-5-6-1 变化到 1'-2'-3'-4'-5'-6'-1。单位质量制冷量由  $q_0$  减少到  $q_0'$ ，单位质量压缩功由  $w_0$  增加到  $w_0'$ 。

图 3-15 为不同冷却水入水温度下，系统的制冷量、排热量和压缩机消耗功率的变化曲线。由图可见，当冷却水入水温度由 21°C 增加到 47°C 时，系统制冷量降低，冷凝器排热量减少，而压缩机消耗功率增加。

蒸发温度不变，冷凝温度升高时，一方面会使单位质量制冷量  $q_0$ ，制冷剂循环量均减少，另一方面使循环的单位质量压缩功显著增大。所以，随着冷却水入水温度的升高，冷凝温度随之提高，单位质量制冷量  $q_0$ 、制冷剂循环量均减少，带来系统制冷量的降低，冷凝器排热量的降低；而因为制冷剂循环量减少的数值比单位质量压缩功增大的数值要小得多，故压缩机消耗功率总体上是增加的。

### 3.3.5 不同冷却水进水温度下的制冷 COP 和制热 COP<sub>h</sub>

由前一节的分析结果以及实验验证可知：冷却水进水温度的升高使系统制冷

量降低，冷凝器排热量减少，压缩机消耗功率增加。那么，随着冷却水进水温度的升高，系统的制冷性能系数 COP 将降低，制热性能系数  $COP_h$  也随之降低。

图 3-16 为制冷性能系数 COP 随冷却水入水温度变化曲线。由图可见，随着冷却水入水温度由 21℃ 增加到 47℃，系统的制冷 COP 由 5.65 减小到了 2.78。

图 3-17 为制热性能系数  $COP_h$  随冷却水入水温度变化曲线，制热  $COP_h$  的变化趋势与制冷 COP 基本一致。

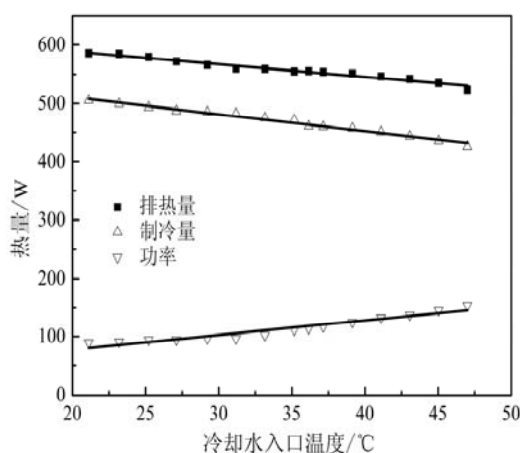


图 3-15 冷却水入水温度对制冷量、排热量和压缩机消耗功率的影响

Fig.3-15 The influence of cooling water inlet temperature on refrigerating output, heat output and compressor power

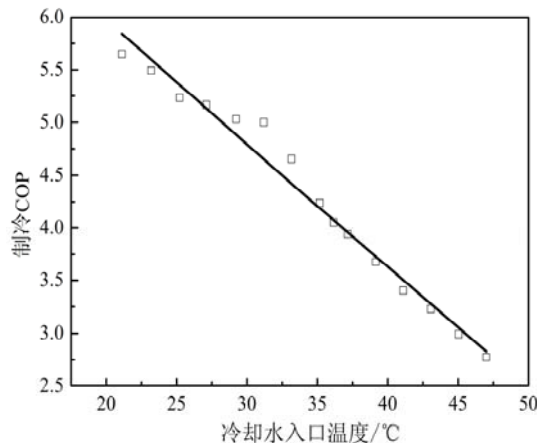


图 3-16 冷却水入水温度对制冷 COP 的影响

Fig.3-16 The influence of cooling water inlet temperature on cooling COP

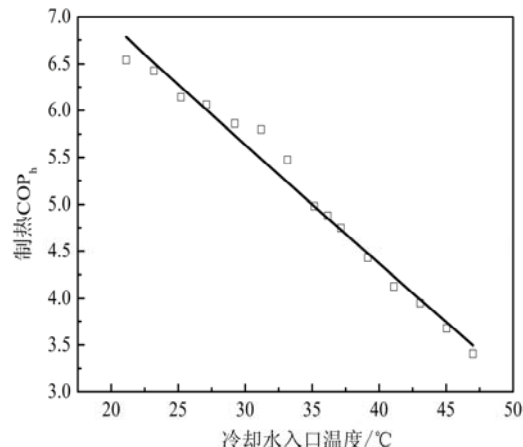


图 3-17 冷却水入水温度对制热  $COP_h$  的影响

Fig.3-17 The influence of cooling water inlet temperature on heating  $COP_h$

### 3.3.6 冷却水进水温度对系统性能影响小结

从水流量 88.4kg/h，从 21~47℃ 改变冷却水进水温度的实验研究和分析，可得到以下结论：随着冷却水入水温度从 21℃ 增加到 47℃，系统蒸发压力基本稳定，冷凝压力显著提高，压缩机压缩比增大，排气温度升高，系统制冷量减少，冷凝器排热量降低，压缩机消耗功率增加，系统制冷 COP 降低，制热  $COP_h$  减

小。

### 3.4 冷冻水（蒸发器侧）进水温度对系统性能的影响

#### 3.4.1 冷冻水进水温度对制冷性能影响的实验程序

实验通过改变微型制冷系统冷冻水进水温度，测试对压缩机制冷性能的影响。实验冷冻水进水温度变化范围为  $18\sim 52\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ ，每次改变量为  $2^{\circ}\text{C}$ ，水流量  $143.5\text{kg/h}$ ；冷凝器水侧进水温度恒定在  $36\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ ，水流量  $89.2\text{kg/h}$ ；当制冷压缩机在相应的实验工况下稳定运行  $30\text{min}$ ，再采集相应的状态参数。每个状态参数采集时间持续  $6\text{min}$ ，采集频率为  $3\text{次/s}$ ，各参数的测量值为  $6\text{min}$  内测量的平均值。图 3-18 给出了冷冻水温度为  $48\pm 0.1^{\circ}\text{C}$  时，所采集几个参数的情况。由图可以看出，实验情况稳定，能够保证所采集数据的准确性和稳定性，进而保证实验结果的可靠性。

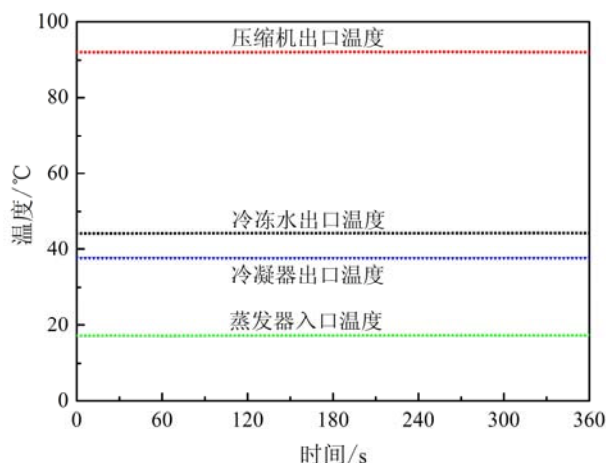


图 3-18 冷冻水温度为  $48^{\circ}\text{C}$  时采集数据

Fig.3-18 The data at  $48^{\circ}\text{C}$  chilled water inlet

#### 3.4.2 不同冷冻水进水温度下的冷凝温度和蒸发温度

图 3-19 给出了微型制冷系统运行时，蒸发器水侧进水温度  $18\sim 52^{\circ}\text{C}$  时，系统冷凝压力和蒸发压力的变化曲线。从图 3-19 可以看出，当冷冻水进水温度从  $18^{\circ}\text{C}$  增加到  $52^{\circ}\text{C}$  时，蒸发压力由  $4.0\text{bar}$  增加到  $5.2\text{bar}$ ，冷凝压力变化不大，由  $10.5\text{bar}$  增加到了  $10.9\text{bar}$ 。

图 3-20 为系统冷凝温度、蒸发温度随冷冻水进水温度的变化曲线。由图可见，系统的蒸发温度由  $9.3^{\circ}\text{C}$  增加到了  $17.0^{\circ}\text{C}$ ；冷凝温度变化很小，只由  $41.0^{\circ}\text{C}$  增加到  $42.6^{\circ}\text{C}$ 。

可见，随着冷冻水入口温度的增加，使系统蒸发温度增加，蒸发压力升高，冷凝温度变化较小，冷凝压力波动不大。

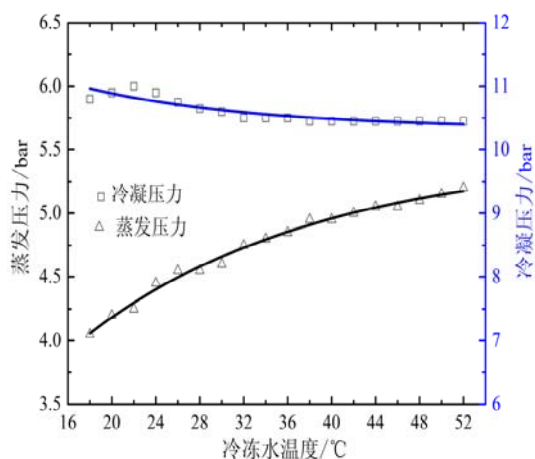


图 3-19 冷冻水进水温度对系统压力的影响  
Fig.3-19 The influence of chilled water inlet temperature on evaporating and condensing pressure

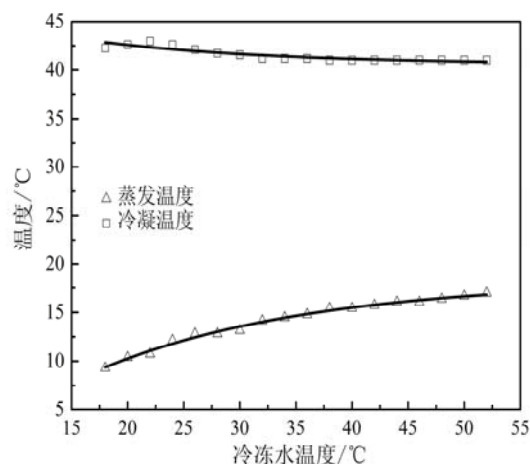


图 3-20 冷冻水进水温度对冷凝温度、蒸发温度的影响

Fig.3-20 The influence of chilled water inlet temperature on evaporating and condensing temperature

### 3.4.3 不同冷冻水进水温度下的压缩比和压缩机排气温度

上一节中，我们已经分析了压缩机压缩比和排气温度过高对系统带来的坏处。由图 3-19 可知，冷冻水进水温度升高，蒸发温度，蒸发压力升高，相对而言冷凝温度，冷凝压力变化较小，可以忽略。那么系统的压缩比必然降低，但是，另一方面压缩机的进气温度会随着蒸发温度的升高而升高，那么此时压缩机排气温度的主要受吸气温度的影响，随着吸气温度的升高而升高。

图 3-21 给出了微型制冷系统运行时，冷冻水进水温度 18~52℃ 时，系统压缩比和压缩机吸气温度、排气温度的变化曲线。可以看出，当冷冻水进水温度从 18℃ 增加到 52℃ 时，系统的压缩比由 2.7 降低到了 2.0，压缩机吸气温度则由 13.4℃ 增加到了 48.4℃，排气温度由 60℃ 增加到了 95℃。

由实验结果可以看出，系统的压缩比虽然随着冷冻水入口温度升高而降低，但是，由于压缩机吸气温度的升高，压缩机的排气温度有了显著的增加，仍然在合理的温度范围内。

### 3.4.4 不同冷冻水进水温度下的制冷量、散热量和压缩机消耗功率

由前面两节的分析结果以及实验验证可知：冷冻水进水温度的升高会带来蒸发温度、蒸发压力的升高，使压缩机的吸气温度增大，压缩机排气温度的升高。

从理论上分析蒸发温度  $t_0$  升高而冷凝温度  $t_k$  不变时制冷机能的变化。由图 3-22 可以看出，当  $t_0$  升高到  $t_0'$  时，循环由 1-2-3-4-5-6-1 变化到 1'-2'-3'-4'-5'-6'-1。单位质量制冷量由  $q_0$  增加到  $q_0'$ ，单位质量压缩功由  $w_0$  降低到  $w_0'$ 。

图 3-23 为冷冻水入水温度对系统的制冷量的影响曲线。由图可见，当冷冻

水入水温度由 18℃ 增加到 52℃ 时，系统制冷量显著增加，由 18℃ 时的 236W 增加到了 672W。

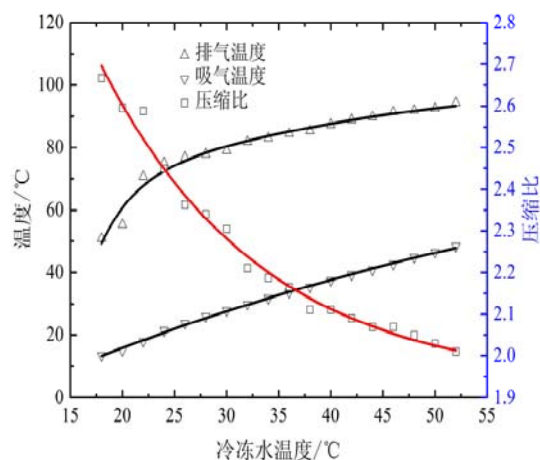


图 3-21 冷冻水入水温度对压缩比和压缩机吸气温度、排气温度的影响

Fig. 3-21 The influence of chilled water inlet temperature on compress ratio, the suction and discharge temperature

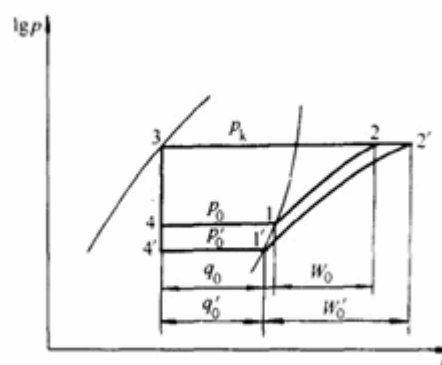


图 3-22  $t_k$  不变,  $t_0$  变化到  $t_0'$  时, 制冷循环状态参数的变化

Fig.3-22 The parameters of refrigeration cycle vary with  $t_0$  when  $t_k$  is fixed

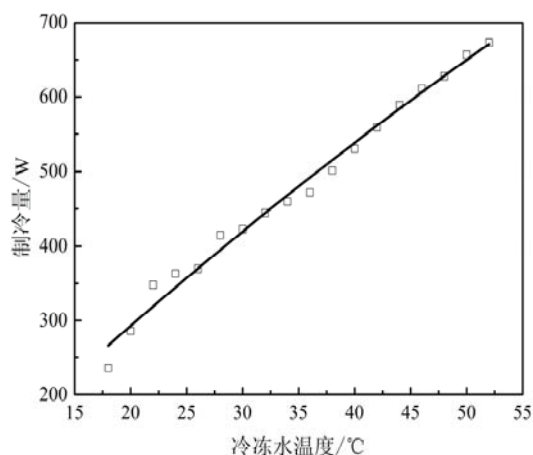


图 3-23 冷冻水入水温度对制冷量的影响  
Fig.3-23 The influence of chilled water inlet temperature on refrigerating output

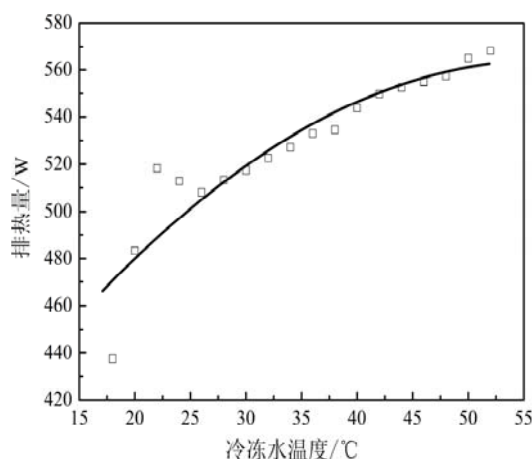


图 3-24 冷冻水入水温度对散热量的影响  
Fig.3-24 The influence of chilled water inlet temperature on heat output

图 3-24 为冷冻水入水温度对系统的排热量的影响曲线。由图可见，当冷冻水入水温度由 18℃ 增加到 52℃ 时，系统排热量显著增加。

图 3-25 为冷冻水入水温度对压缩机消耗功率的影响曲线。由图可见，当冷冻水入水温度由 18℃ 增加到 52℃ 时，压缩机消耗功率略有增加，由 18℃ 时的 117.4W 增加到了 124.6W。

这主要是因为：冷凝温度一定，蒸发温度升高时，压缩机吸入气体比体积减小（密度增大），吸入压缩机的质量输气量增大，系统制冷剂循环量增加，单位质量制冷量  $q_0$  显著增加，使得系统制冷量增加，同时带来冷凝器排热量的增大；

另一方面，制冷量增加，相当于增加了制冷负荷，此时虽然单位质量的压缩功减少，但制冷剂循环量增加的比例要更大一些，最终压缩机消耗功率增加。

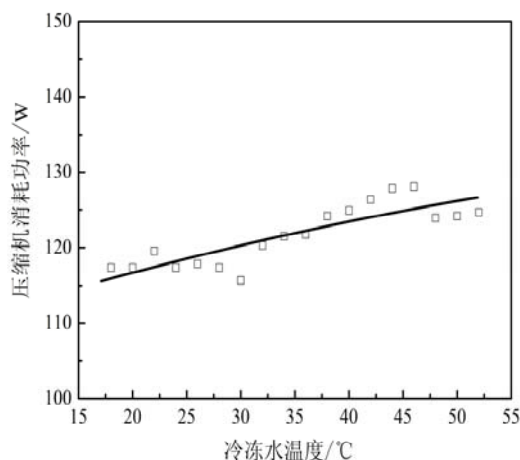


图 3-25 冷冻水入水温度对压缩机消耗功率的影响

Fig.3-25 The influence of cooling water inlet temperature on compressor power

### 3.4.5 不同冷冻水进水温度下的制冷 COP 和制热 COP<sub>h</sub>

由前一节的分析结果以及实验验证可知：冷冻水进水温度的升高使系统制冷量增加，冷凝器排热量增加，压缩机消耗功率增加，并且系统制冷量、冷凝器排热量的增加速度要高于压缩机消耗功率的增加。那么，随着冷冻水进水温度的升高，系统的制冷性能系数 COP 将会增大，制热性能系数 COP<sub>h</sub> 也随之增加。

图 3-26 为制冷性能系数 COP 随冷冻水入水温度变化曲线。由图可见，随着冷冻水入水温度由 18°C 增加到 52°C，系统的制冷 COP 由 2.01 增加到了 5.40。

图 3-27 为制热性能系数 COP<sub>h</sub> 随冷却水入水温度变化曲线，由图可见，制热性能系数 COP<sub>h</sub> 总体上是增加的，但其增加幅度很小，基本保持在 4.4 左右。

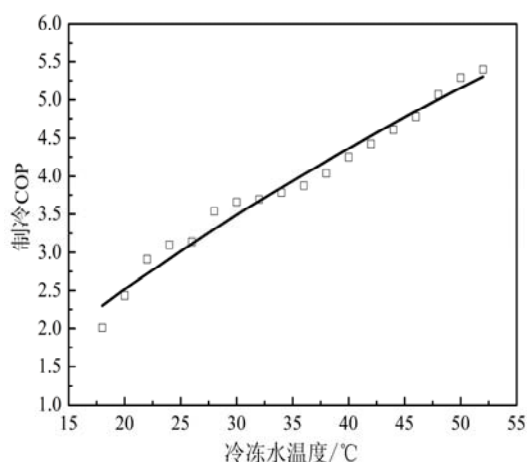


图 3-26 冷却水入水温度对制冷 COP 的影响

Fig.3-26 The influence of chilled water inlet temperature on cooling COP

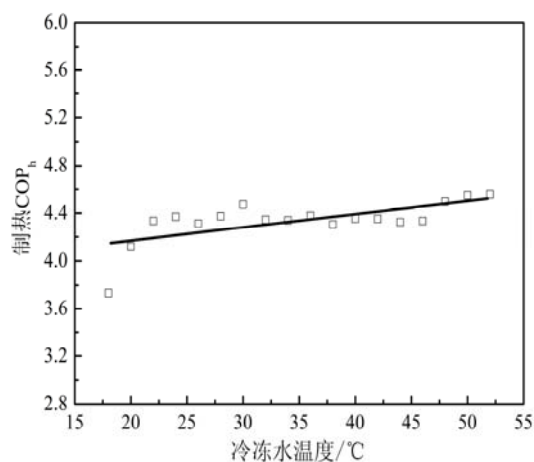


图 3-27 冷却水入水温度对制热 COP<sub>h</sub> 的影响

Fig.3-27 The influence of chilled water inlet temperature on heating COP<sub>h</sub>

### 3.4.6 冷冻水进水温度对系统性能影响小结

由水流量为 143.5kg/h, 改变冷冻水进水温度 (18~52℃) 的实验研究和分析, 可得到以下结论: 随着冷冻水入水温度从 18℃ 增加到 52℃, 系统蒸发压力升高, 冷凝压力略有降低, 压缩机压缩比降低, 压缩机吸气温度升高, 进而排气温度升高, 系统制冷量增加, 冷凝器排热量升高, 压缩机消耗功率增加, 系统制冷 COP 升高, 制热 COP<sub>h</sub> 略有提升。

## 3.5 压缩机控制电压对系统性能的影响

实验系统所采用压缩机为由 Aspen 公司生产的世界最小最轻的旋转压缩机, 包含了一个大功率压缩机和直流无刷电机, 可以调节电机转速, 从而使压缩机在可调速度下运转以满足负荷的要求。电机转速则是通过调节压缩机本身的控制电压进行调节的, 控制电压为 1~5V。本节实验的目的主要是通过改变控制电压, 调节压缩机转速, 了解不同转速下, 压缩机制冷量、系统排热量、压缩机消耗功率、制冷 COP 以及制热 COP<sub>h</sub> 的变化规律, 为进一步的使用奠定基础。

### 3.5.1 压缩机控制电压对制冷性能影响的实验程序

实验通过改变微型制冷压缩机的控制电压, 测试对压缩机制冷性能的影响。实验中压缩机控制电压的变化范围: 1~5V, 每次改变量为 0.5V。实验时, 冷冻水进水温度保持在 32±0.1℃, 水流量 150.0kg/h; 冷凝器水侧进水温度恒定在 36±0.1℃, 水流量 88.2kg/h; 当制冷压缩机在相应的实验工况下稳定运行 30min, 再采集相应的状态参数。每个状态参数采集时间持续 6min, 采集频率为 3 次/s, 各参数的测量值为 6min 内测量的平均值。图 3-28 给出了压缩机控制电压为 5V 时, 所采集几个参数的情况。由图可以看出, 实验情况稳定, 能够保证所采集数据的准确性和稳定性, 进而保证实验结果的可靠性。

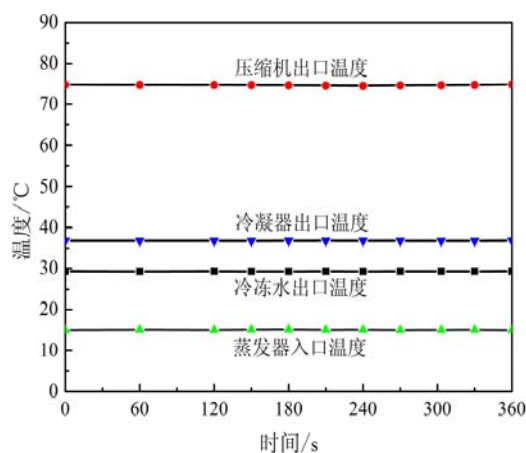


图 3-28 压缩机控制电压为 5V 时采集数据

Fig.3-28 The data at 5V compressor control voltage

### 3.5.2 不同压缩机控制电压下的冷凝温度和蒸发温度

图 3-29 给出了微型制冷系统运行时,压缩机控制电压由 1~5V 变化时,系统冷凝压力和蒸发压力的变化曲线。从图 3-29 可以看出,随着压缩机控制电压的增加,蒸发压力略有降低,冷凝压力升高。这主要是因为,压缩机转速随着控制电压的升高而增加,转速增加,使得压缩机抽气速率增加,使蒸发器内的压力降低,进而使蒸发温度降低;另一方面,随着抽气速率的增加,使得冷凝器内制冷剂量增加,造成压力升高,冷凝温度随着升高。图 3-30 为压缩机控制电压增加对系统冷凝温度、蒸发温度影响的关系曲线。

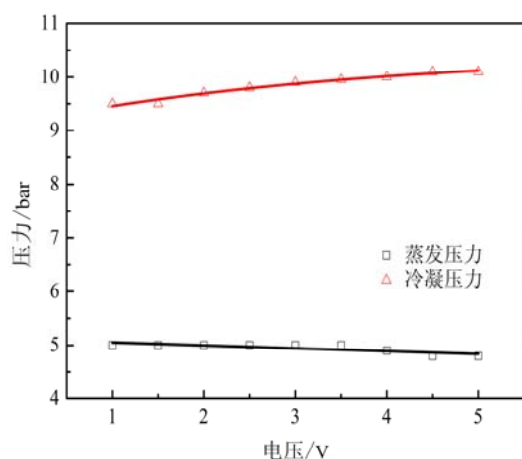


图 3-29 压缩机控制电压对冷凝压力、蒸发压力的影响

Fig.3-29 The influence of control voltage on condensing and evaporating pressure

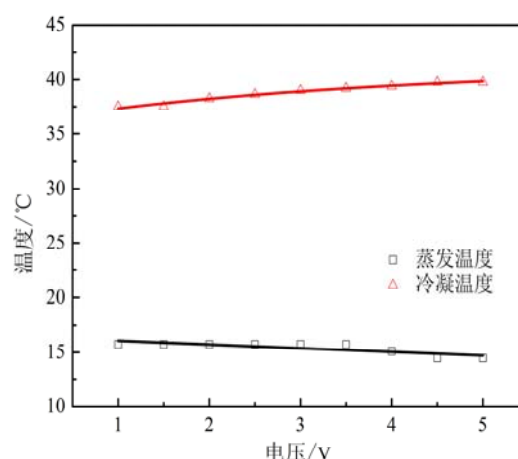


图 3-30 压缩机控制电压对冷凝温度、蒸发温度的影响

Fig.3-30 The influence of control voltage on condensing and evaporating temperature

### 3.5.3 不同压缩机控制电压下的压缩比和压缩机排气温度

图 3-31 为微型制冷系统运行时,随着控制电压的增加,压缩机的吸气温度、排气温度以及压缩比的变化情况。由图可见,随着控制电压的增加,压缩机吸气温度基本维持不变,而前面的实验及分析结果表明,控制电压增加,蒸发压力略有降低,冷凝压力升高,那么必然造成压缩机压缩比的增加。最终,压缩机排气温度也随着控制电压的增大而显著升高。

### 3.5.4 不同控制电压下的制冷量、散热量和压缩机耗电

由前面两节的分析结果以及实验验证可知:压缩机控制电压的升高会使蒸发温度、蒸发压力的略有降低,冷凝温度、冷凝压力略有升高,压缩机的压缩比增大,压缩机排气温度的升高。

另一方面,压缩机控制电压增加,转速随之增加,使压缩机的输气量急剧增加,整个系统循环的制冷剂质量流量增加,此时,制冷剂质量流量的增加成为影响整个系统性能的主要因素,系统的制冷量、冷凝器的排热量已经压缩机消耗功

率都将呈快速增加的趋势。

图 3-32 为压缩机控制电压对系统的制冷量、冷凝器排热量的实验结果。由图可见，当压缩机控制电压由 1V 增加到 5V 时，系统制冷量显著增加，由 215W 增加到了 479W，冷凝器中的排热量也由最初的 230W 增加到了 542W。

图 3-33 为压缩机控制电压对压缩机消耗功率的影响曲线。由图可见，当压缩机控制电压由 1V 增加到 5V 时，压缩机消耗功率由 37W 增加到了 110W。

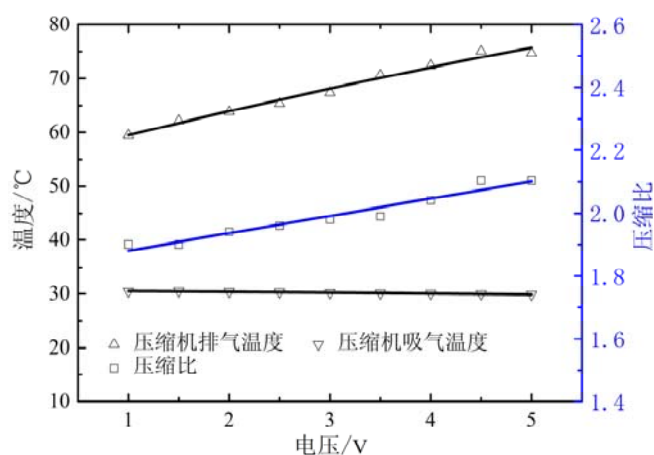


图 3-31 压缩机控制电压对压缩比和压缩机吸气温度、排气温度的影响

Fig. 3-31 The influence of control voltage on compress ratio , the suction and discharge temperature

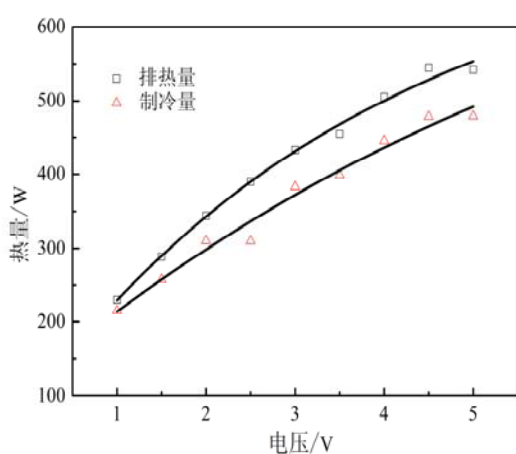


图 3-32 压缩机控制电压对制冷量、冷凝器排热量的影响

Fig.3-32 The influence of control voltage on refrigerating output and heat output

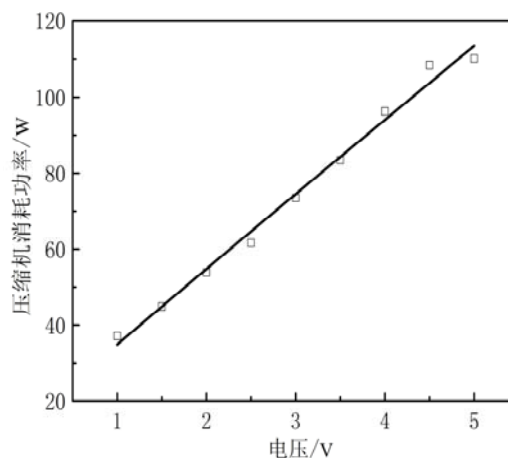


图 3-33 压缩机控制电压对压缩机消耗功率的影响

Fig.3-33 The influence of control voltage on compressor power

### 3.5.5 不同压缩机控制电压下的制冷 COP 和制热 COP<sub>h</sub>

图 3-34 为制冷性能系数 COP 随压缩机控制电压的变化曲线。由图可见，随着控制电压的增加，系统的制冷 COP 降低，由最初的 5.8 降低到了 4.4。

图 3-35 为制热性能系数 COP<sub>h</sub> 随压缩机控制电压变化曲线，制热性能系数 COP<sub>h</sub> 同样随着控制电压的增加而降低，由 6.2 降低到了 4.9。

当压缩机控制电压为 1V 时, 压缩机转速很低, 这时整个微型制冷系统中制冷剂的循环量很低, 压缩机需要的驱动力很少, 仅为 37W; 随着电压的增加, 到 5V 时, 压缩机达到最大转速, 这时系统的制冷剂循环量很大, 压缩机消耗功率也随之增加到了 110W, 达到最初的 3 倍。虽然系统的制冷量、冷凝器的排热量也是增加的, 但是压缩机消耗功率增加的速度更快, 使系统的制冷 COP、制热 COP<sub>h</sub> 都呈降低趋势。

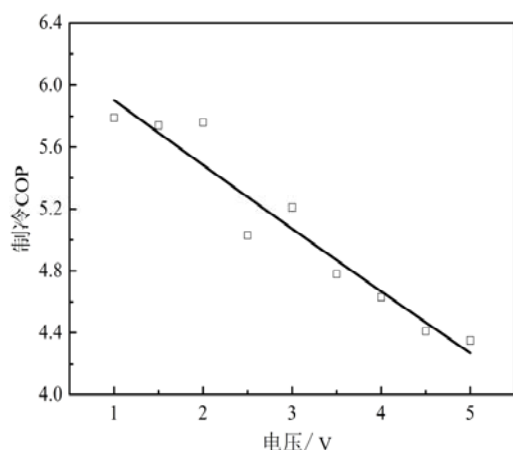


图 3-34 压缩机控制电压对制冷 COP 的影响  
Fig.3-34 The influence of control voltage on cooling COP

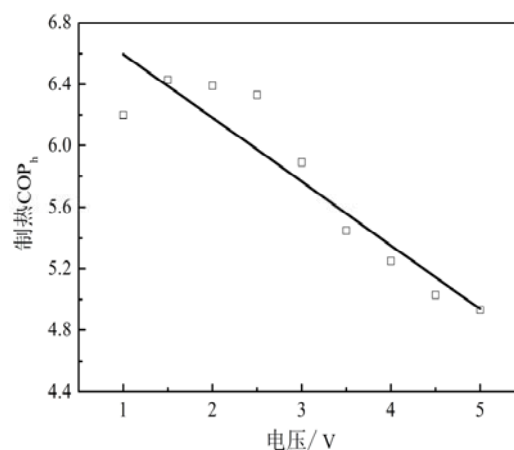


图 3-35 压缩机控制电压对制热 COP<sub>h</sub> 的影响  
Fig.3-35 The influence of control voltage on heating COP<sub>h</sub>

### 3.5.6 压缩机控制电压对系统性能影响小结

改变压缩机控制电压, 使其从 1V 到 5V 变化的实验研究和分析可得到以下结论:

随着压缩机控制电压从 1V 增加到 5V, 系统蒸发压力降低, 冷凝压力升高, 压缩机压缩比增大, 压缩机吸气温度基本不变, 排气温度升高, 系统制冷量增加, 冷凝器排热量升高, 压缩机消耗功率增加, 系统制冷 COP 降低, 制热 COP<sub>h</sub> 降低。

## 3.6 微型制冷压缩机的稳定性实验

在蒸发器侧冷冻水 31℃, 流量 83.03kg/h, 冷凝器侧冷却水 30℃, 流量 85.67kg/h, 压缩机控制电压为 5V 的条件下对制冷压缩机进行了 48h 的稳定性实验, 观察压缩机长时间运转的工作性能和稳定情况。

图 3-36 为 48h 内采集的系统几个测点温度。由图可见, 采集的压缩机排气温度、冷却水出口温度、蒸发器出口温度都比较稳定, 系统运行情况良好。

图 3-37 是根据采集数据计算得到的压缩机的制冷量、冷凝器的散热量以及压缩机消耗功率。系统制冷量比较稳定, 有略微增加的趋势, 从 400W 增加至 454W; 比较而言冷凝器散热量波动稍大, 最大散热量达到 574W, 最小为 518W;

压缩机消耗功率在 88W 左右。

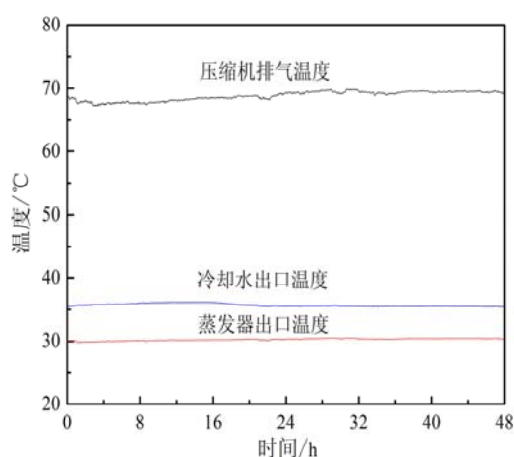


图 3-36 48h 内测点采集的温度

Fig.3-36 The measuring temperature in 48h

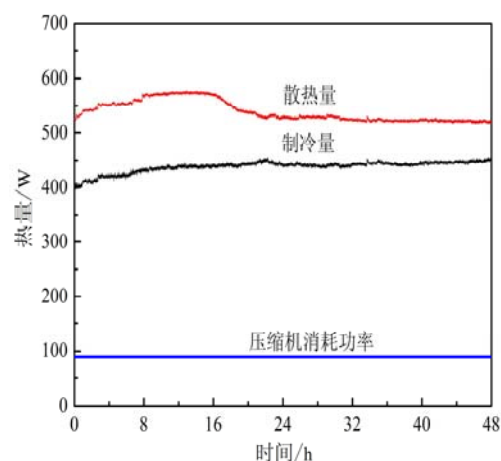


图 3-37 微型制冷系统制冷量、散热量和压缩机耗功

Fig.3-37 Refrigerating output, heat release and compressor power consumption of miniature refrigeration system

图 3-38 是计算得到的制冷量 COP 和制热 COP<sub>h</sub>。在运行过程中，制冷 COP 呈增加的趋势，由 4.5 增加至 5.1；制热 COP<sub>h</sub> 的变化趋势同冷凝器散热量一致，最大达到 6.5，最小值为 5.9。

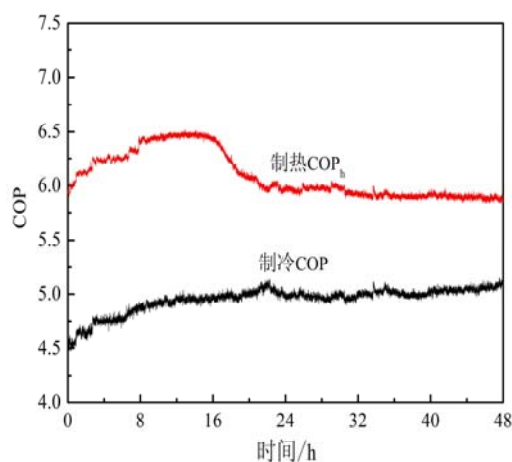


图 3-38 微型制冷系统性能系数

Fig.3-38 COP of miniature refrigeration system

### 3.7 实验结果分析

前面几节内容分析了不同影响因素对微型制冷系统性能的影响。当制冷系统内制冷剂在稳定流动情况下，如果忽略工质进、出口速度的变化及位置变化时，根据热力学第一定律有：

$$\text{制冷量} + \text{压缩机消耗功率} = \text{放热量}$$

根据前面几节的分析结果可知，实际实验结果中计算得到的制冷量和压缩机

消耗功率的和与计算得到的冷凝器散热量存在一定偏差。所以本小节将分析产生这一偏差的原因。

第二章中，我们介绍了单级蒸气压缩制冷的实际循环。本微型制冷系统采用的压缩机为 Aspen 微型转子压缩机，所以实际循环中的压缩机吸气腔的压降和温升、排气腔到排气管的压降均可以忽略。所以本系统的实际制冷循环可以表示为图 3-39，微型制冷系统示意图如图 3-40 所示，图中数字表示相应的温度测点。

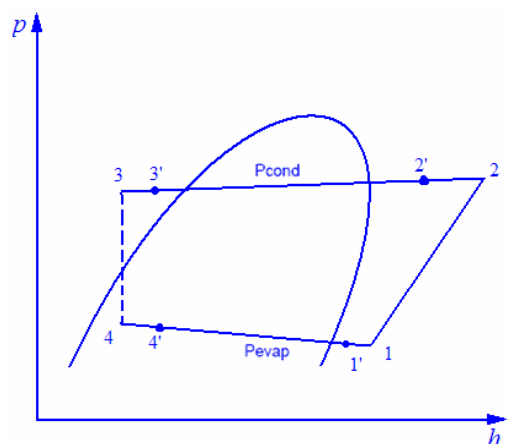


图 3-39 微型制冷系统实际制冷循环  
Fig.3-39 Actual cooling cycle of miniature refrigeration system

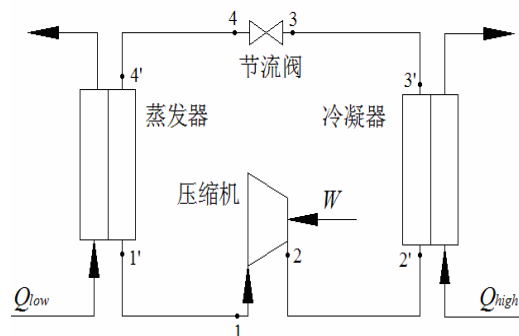


图 3-40 微型制冷系统示意图  
Fig.3-40 Schematic diagram of miniature refrigeration system

1-2 表示压缩机的实际压缩过程，点 1 表示制冷剂气体开始压缩时的状态，点 2 代表压缩终了状态。

2-2'-3'-3 表示制冷剂高压气体在由排气管至膨胀阀前的管路部分以及冷凝器中的冷却冷凝过程，此过程伴随着有流动阻力引起的压力降，且过程终了高压液体有一定过冷。

3-4 表示高压液体的节流过程。由于制冷剂经膨胀阀时流速很快，来不及换热，仍视为绝热节流，故点 3 和点 4 的比焓相等。

4-4'-1'-1 表示制冷剂在膨胀节流后至压缩机入口前的蒸发、过热过程，因为蒸发器的压力损失，蒸发过程的温度和压力均下降。此外，制冷剂出蒸发器稍有过热。

所以根据实际制冷循环，可以将制冷量  $Q$  和放热量  $\Phi$  分解为以下部分：

$$Q = Q_{4-4'} + Q_{4'-1'} + Q_{1'-1} \quad (3-3)$$

$$\Phi = \Phi_{2-2'} + \Phi_{2'-3'} + \Phi_{3'-3} + \Phi_{\text{compressor}} \quad (3-4)$$

其中  $\Phi_{\text{compressor}}$  表示压缩机本身散热量。

根据式 (3-3)、式 (3-4) 可知，前面实验结果中的制冷量只是蒸发器吸收的热量  $Q_{4'-1'}$  部分，忽略了膨胀阀后至蒸发器之间的管路部分吸热量  $Q_{4-4'}$  以及蒸发器后至压缩机吸气前的管路吸热量  $Q_{1'-1}$ ；实验结果中的放热量为冷凝器中放热

量  $\Phi_{2-3}$  部分, 忽略了压缩机本身放热量  $\Phi_{\text{compressor}}$ , 压缩机排气管排热量  $\Phi_{2-2}$ , 以及冷凝器至膨胀阀之间管路放热量  $\Phi_{3-3}$ 。所以实验结果会出现蒸发器吸热量与压缩机消耗功率的和不等于冷凝器散热量的情况。

以上分析也说明, 在实验时要保证系统各部分的保温, 减少微型制冷系统与外界环境之间的热量交换, 尽量保证实验结果的准确性。

### 3.8 实验数据的不确定度分析

不确定度是一个合理表征测量结果的分散性参数, 它是一个容易定量、便于操作的质量指标, 测量结果的可用性在很大程度上取决于其不确定度的大小。因此, 在给出测量结果时, 只有附加不确定度的说明才是完整和有意义的。不确定度是指一个物理量的测量值可能存在的误差大小, 它表示在测量结果附近的一个范围, 被测物理量的真值以一定概率落于其中。在不确定度分析中, 目前常用的方法是以系统误差和随机误差的均方根法计算不确定度, 置信概率为 95%。此时按照 ISO5167 对不确定度的定义, 绝对不确定度为最大误差的 2/3, 绝对误差由与仪表等级相对应的误差和量程范围相乘而得<sup>[45]</sup>。因此, 对直接参量的真值可用测量值表示为:

$$x_i = x_i + \delta x_i \quad (3-5)$$

对于间接参量:  $R = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$  其不确定度可以按下式传递:

$$\delta R = \left( \sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial R}{\partial x_i} \delta x_i \right)^2 \right)^{1/2} \quad (3-6)$$

应用误差分析和误差传递理论对本文实验数据的不确定度分析如下。

#### 3.8.1 直接测量参数的不确定度

##### 3.8.1.1 温度测量不确定度

实验中采用 pt100 热电阻测量温度, 测温范围为  $0^{\circ}\text{C} \sim 300^{\circ}\text{C}$ , 测量误差为  $\pm 0.15^{\circ}\text{C}$ , 热电阻的输出信号由 Agilent 34970A 数据采集仪采集, 其示值误差为 0.2%。实验中的最小温度为  $18^{\circ}\text{C}$ , 温度测量的最大相对不确定度为:

$$\frac{\delta t}{t} = \frac{0.15}{18} + 0.002 = 1.03\% \quad (3-7)$$

##### 3.8.1.2 质量流量测量不确定度

冷冻水系统的流量测量采用 DMF-1-3-A/DX 型质量流量计测量、量程为  $30 \sim 300\text{kg/h}$ , 测量精度为  $\pm 0.2\%$ 。出厂时经过严格的校验。测量信号送入 Agilent 34970A 数据采集仪采集, 其示值误差为 0.2%。最小测量流量值为  $83.03\text{kg/h}$ , 质量流量测量的最大相对不确定度为:

$$\frac{\delta q_{m1}}{q_{m1}} = \frac{300}{83.03} \times 0.2\% + 0.2\% = 0.92\% \quad (3-8)$$

冷却水的质量流量测量采用 DMF-1B 型质量流量计测量、量程为 0~100kg/h, 测量精度为  $\pm 0.2\%$ 。出厂时经过严格的校验。测量信号送入 Agilent 34970A 数据采集仪采集, 其示值误差为 0.2%。最小测量流量值为 85.67kg/h, 质量流量测量的最大相对不确定度为:

$$\frac{\delta q_{m2}}{q_{m2}} = \frac{100}{85.67} \times 0.2\% + 0.2\% = 0.43\% \quad (3-9)$$

### 3.8.1.3 压力测量不确定度

压力传感器采用 HS101-G1C0WN 传感器, 量程为 0~2Mpa 的压力传感器, 测量精度为 0.25%, 过载能力达到满量程的 200%, 测量信号送入 Agilent 34970A 数据采集仪采集, 其示值误差为 0.2%。最小测量压力值为 0.2MPa 压力测量的最大相对不确定度为:

$$\frac{\delta p}{p} = \frac{2}{0.2} \times 0.25\% + 0.2\% = 2.7\% \quad (3-10)$$

### 3.8.1.4 压缩机供电电压和电流的测量不确定度

采用的是 HB40X 智能电流表和电压表。HB40X 智能电流、电压表的测量精度为  $\pm 0.8\%$ 。所以:

$$\frac{\delta U}{U} = 0.8\%$$

$$\frac{\delta I}{I} = 0.8\%$$

### 3.8.1.5 制冷剂充注量的测量不确定度

制冷剂充注量测量采用的是电子计数秤, 其最大误差为 5g, 测量时最小测量值为 40g。所以:

$$\frac{\delta M}{M} = \frac{5}{40} = 12.5\%$$

## 3.8.2 间接测量值的最大不确定度

### 3.8.2.1 制冷量 $Q$ 、散热量 $\Phi$ 的最大不确定度

根据制冷量计算公式有:  $Q_0 = q_m c_p \Delta t$ , 所以, 根据流量和温度测量的不确定度有:

$$\frac{\delta Q}{Q} = c_p \sqrt{\left(\frac{\delta q_{m1}}{q_{m1}}\right)^2 + \left(\frac{\delta t}{t}\right)^2} \quad (3-11)$$

$$= 5.79\%$$

同样可以得到散热量的不确定度有:

$$\begin{aligned}\frac{\delta\Phi}{\Phi} &= c_p \sqrt{\left(\frac{\delta q_{m2}}{q_{m2}}\right)^2 + \left(\frac{\delta t}{t}\right)^2} \\ &= 4.70\%\end{aligned}\quad (3-12)$$

### 3.8.2.2 压缩机功率测量的最大不确定度

根据电压和电流测量的不确定度,可以得到压缩机消耗功率测量的不确定度有:

$$\begin{aligned}\frac{\delta P}{P} &= \sqrt{\left(\frac{\delta U}{U}\right)^2 + \left(\frac{\delta I}{I}\right)^2} \\ &= 1.13\%\end{aligned}\quad (3-13)$$

## 3.9 本章小结

通过对微型制冷压缩机进行的大量试验,在变化冷却水、冷冻水温度及流量,变化压缩机控制电压时测量了系统的运行主要的温度及压力参数;测试了系统的稳定性。得到了不同工况下,微型制冷系统的制冷量、冷凝器排热量、压缩机耗功、制冷 COP、制热 COP<sub>h</sub> 的参数表,见附表 1~5。通过这部分试验,可以得出以下结论:

(1) 制冷剂充注量对微型制冷系统性能影响很大,存在一个最佳 R134a 充注量,此时微型制冷系统的制冷量最大、COP 最大。根据实验结果,在冷凝器水侧进水温度恒定在 35℃,蒸发器水侧进水温度恒定在 18℃,压缩机控制电压为 5V 的条件下,本微型制冷系统运行最佳充注量为 220g,此时具有最大制冷 COP 为 2.31。

(2) 在 21~47℃ 范围内改变冷却水进水温度时,随着冷却水入水温度增加,系统排气温度升高,制冷量减少,压缩机耗功增加,系统 COP 降低。说明,冷凝温度的升高对制冷压缩机的性能是不利的,使用时,应尽量降低系统的冷凝温度。

(3) 在 18~52℃ 范围内改变冷冻水进水温度时,随着冷冻水入水温度增加,系统排气温度升高,制冷量增加,压缩机耗功增加,系统 COP 升高。说明,蒸发温度的升高能提高制冷压缩机的性能,应尽量提高系统的蒸发温度以改善压缩机性能。

(4) 在 1~5V 范围内改变压缩机的控制电压时,随着电压的增加,压缩机转速提高,压缩机排气温度升高,系统制冷量增加,压缩机消耗功率增加,系统制冷 COP 降低。这说明,在满足系统的制冷量的需求的情况下,应尽量降低压缩机的转速,一方面有利于提高系统的 COP,另一方面,也能降低压缩机本身的发热量,减小系统的振动。

(5) 微型制冷系统可以在 48h 内连续稳定运转,系统产生的制冷量 400W

以上，制冷 COP 在 4.5 到 5.1 之间。



## 第4章 空间管道肋片辐射冷凝器设计研究

### 4.1 引言

航天器的热控制技术主要是控制航天器内部及内部与外部太空环境之间的热交换过程,使航天器内部的热状态(温度、湿度等)处于要求范围内,保证航天员及设备能够正常工作。在太空微重力环境下,航天器内部的仪器设备及航天员产生的热量通过热控制循环回路传递到空间辐射器,最后以辐射方式散发到太空中去。空间辐射器是航天器和太空环境之间进行热量交换的主要装置。空间辐射器在航天领域有广泛的应用背景,它不仅是航天器热控系统中的重要部件,还是某些设备(如放射性同位素温差发电器)的必要组成部分。随着航天器载荷功率的提高,散热问题日益突出,高性能辐射散热器的研究受到了航天热控技术界的重视。对辐射器散热过程的了解和精确计算是制定航天器热管理方案的基础,也是热控系统设计的前提。此外对于空间散热器,系统的质量是一个重要参数,提高单位质量的散热量也是辐射器设计的一项重要指标,因此有必要对辐射器的散热过程进行优化分析。

### 4.2 空间辐射冷凝器型式、材料的选择

#### 4.2.1 空间辐射冷凝器型式的选择

##### 4.2.1.1 空间辐射冷凝器简介

辐射器有多种形式,各个航天器根据其需要选用。辐射器按照结构和工作特点可分为如下几种类型<sup>[6]</sup>:

- (1) 被动结构辐射器。利用航天器表面直接向空间的散热面。
- (2) 热管散热器。与热管组合的航天器结构板表面,直接向空间的散热面。
- (3) 体装辐射器。装在航天器外,且与航天器结构外形相似的辐射器,采用不同的技术将内部热量输送到辐射器上。
- (4) 可展开式辐射器。发射时折叠,在入轨后展开的专用辐射器。
- (5) 新型辐射器。如柔性辐射器;液滴辐射器;热泵与辐射器联合系统。

##### 4.2.1.2 冷凝器型式的确定

管肋式辐射器是较常见的一种空间辐射器,它是流体回路辐射器的一种。流体回路辐射器是以流体循环管路与热源设备连接,它多用在温度调节范围要求较窄而热负荷较大且变化幅度也较大的场合,例如在各种载人航天器上。这类辐射器的面板结构有矩形导管,单面导管-肋片及双面导管-肋片多种(见图4-1)。实际设计中为了减轻重量多使用导管-肋片结构<sup>[46]</sup>。

空间辐射器形式多种多样,其中管肋式辐射器具有结构简单、热负荷大、重量较轻、适应性好等特点,是一种常用的空间辐射器,其外型结构如图4-1(c)所示。它是由许多个圆形的导管组成,导管的两侧都可以作为辐射散热面。流体介质通过导管时,释放热量给辐射器。流体介质可以是干燥的空气,单相的液体,以及制冷介质。所以,微型热泵空间排热系统辐射冷凝器形式选定为双面管道肋片式辐射冷凝器。

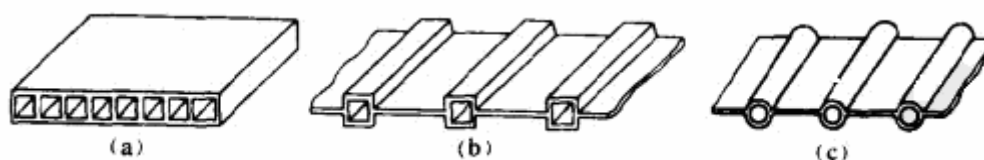


图4-1 流体回路辐射器面板结构形式

(a) 矩形导管; (b) 矩形导管—肋片; (c) 导管—肋片;

Fig. 4-1 Fluid loop radiator panel structure

(a) Rectangle tube; (b) Fin-rectangle tube; (c) Fin-tube;

#### 4.2.2 冷凝器材料的选择

与铜、钢相比,铝的性能如下<sup>[47]</sup>: 1) 密度。铝的密度为 $2.71\text{g}/\text{cm}^3$ ,铜的密度为 $8.9\text{g}/\text{cm}^3$ ,钢的密度为 $7.86\text{g}/\text{cm}^3$ 。铝的密度仅为铜的30%、钢的34%。2) 热传导性。铝的热传导性比铜差,仅为铜的56%,但比钢好,是钢的3倍。可通过改变结构形式,提高产品的换热性能。3) 铝的加工性能良好,可采用多种成型和装配方法。4) 通常情况下,铝有较好的耐腐蚀性,与制冷剂、润滑油都有较好的相容性。5) 铝有很好的低温性能。在低温下与钢铁一样不会发生脆断,延伸性仍然很好,是低温工业最适合的材料。6) 铝无毒性,冲击后不产生火花,不带磁性,使用安全。

与铜相比,铝最大的缺点就是焊接困难,主要原因是: 1) 铝在空气中很容易形成一层很紧密坚硬 $\text{Al}_2\text{O}_3$ 氧化膜。在焊接过程中加热时,这层氧化膜形成的更快,空气不易透入内层,使以后的氧化过程变的非常缓慢。氧化铝膜层很难与其他金属结合,必须采用抗腐蚀性很强的焊料,并在保护气体包围或真空状态下进行焊接,因而需要特殊焊接设备。2) 铝熔化时从固态变为液态的过程很快,成为可塑性阶段的时间很短。铝在加热时熔点很低,而抗蚀性很强的钎焊料的熔点又高,因此铝件与钎焊料之间的熔点界限线很小,温度稍高就会把铝件熔化。3) 铜的比热容为 $0.38\text{J}/(\text{g}\cdot^\circ\text{C})$ ,铝的比热容 $0.92\text{J}/(\text{g}\cdot^\circ\text{C})$ ,是铜的2.3倍,因此进行焊接时需要较多的热量,加热设备的功率要很大。

#### 4.3 辐射冷凝器设计原则与要求

管肋式空间辐射器是大型航天器中常用的一种散热装置,其作用是将航天器

内的人和仪器等热源产生的热量散发到太空中去。管肋式空间辐射器的散热过程可以简单描述为：航天器内的热源通过热控循环回路中的换热器把热量传递给回路中的热载体，热载体在流过辐射器时，通过对流换热及管壁和肋片的导热，将热量传给外壁面，再以辐射的方式散到太空中去。辐射器的散热过程是对流、导热和辐射耦合的复杂的传热过程。

空间辐射冷凝器基本要求是：

- 1) 具有高的换热效率。
- 2) 重量轻。
- 3) 紧凑耐用。

#### 4.4 空间管道肋片辐射冷凝器传热模型及设计计算

热泵排热系统与以往单相排热系统不同的是，冷凝器内传热过程复杂，工质在冷凝器内发生相变，热量主要通过潜热形式释放，同时也有部分显热，故将冷凝器简化为如图所示的物理模型。在此模型中，将冷凝器分为过热区、两相区、过冷区3个相区。

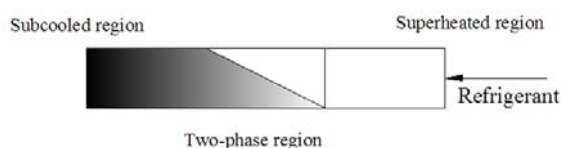


图 4-2 冷凝器物理模型示意图

Fig.4-2 Schematic diagram of the physical model of the condenser

根据以上分区，将冷凝器分为两相区和单相区两个部分分别计算，取出使系统最优的结构参数，最终长度取为过冷区、两相区、过热区三部分长度之和。

##### 4.4.1 确定制冷剂流量及制冷剂侧表面传热系数

原始设计参数：

冷凝器排热量 450W，制冷剂采用 R134a，冷凝温度  $t_k=45^\circ\text{C}$ ，过冷度  $t_{sc}=5^\circ\text{C}$ 。压缩机排气温度  $t_{r,in}=80^\circ\text{C}$ ，辐射冷凝器以高效、可靠、重量轻为目标。

根据  $t_k=45^\circ\text{C}$ ，排气温度  $t_{r,in}=80^\circ\text{C}$  以及冷凝液过冷度  $t_{sc}=5^\circ\text{C}$ ，可得冷凝器入口焓  $h_{r,in}=428.96\text{kJ/kg}$ ，冷凝器出口焓  $h_{r,out}=256.43\text{kJ/kg}$ ，于是制冷剂的质量流量  $q_{m,r}$  为：

$$q_{m,r} = \frac{Q_k}{h_d - h_{sc}} = 2.61\text{g/s} \quad (4-1)$$

取两根联管的外径为 18mm，壁厚 1mm；导管数 4 根，外径 10mm，壁厚为 1mm。分别计算过热区、两相区以及过冷区的表面传热系数<sup>[49]</sup>。

##### 1) 过热区

根据过热区定性温度  $t_{\text{msh}} = (t_{\text{r,in}} + t_k)/2 = 62.5^\circ\text{C}$ ，查 R134a 饱和状态下热力学性质和热物理性质得：

$$\text{气态制冷剂的密度 } \rho_v = 93.54 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{气态制冷剂的动力粘度 } \mu_v = 14.81 \times 10^{-6} \text{ kg/(m}\cdot\text{s)}$$

$$\text{气态制冷剂的运动粘度 } \nu_v = 15.8 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{气态制冷剂的导热系数 } \lambda_v = 19.10 \times 10^{-3} \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$$

$$\text{气态制冷剂的比热容 } c_{pv} = 1.3885 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$$

$$\text{气态制冷剂的普朗特数 } Pr_v = \frac{\mu_v c_p}{\lambda_v} = 1.077$$

$$\text{当量雷诺数 } Re_v = uD \times 10^{-3} / \nu_v = 3286 \quad (4-2)$$

$$\text{努谢尔数 } Nu_v = \frac{\alpha_v D}{\lambda_v} = 0.023 Re_v^{0.8} Pr_v^{0.3} = 16.11 \quad (4-3)$$

$$\text{过热区换热系数 } \alpha_v = \frac{Nu_v \lambda_v}{D} = 66.98 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)} \quad (4-4)$$

## 2) 两相区

根据两相区定性温度  $t_k = 45^\circ\text{C}$ ，查 R134a 饱和状态下热力学性质和热物理性质得：

$$\text{液态制冷剂的密度 } \rho_l = 1125.1 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{气态制冷剂的密度 } \rho_v = 57.62 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{液态制冷剂的动力粘度 } \mu_l = 1.512 \times 10^{-4} \text{ kg/(m}\cdot\text{s)}$$

$$\text{液态制冷剂的运动粘度 } \nu_l = 0.134 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{气态制冷剂的运动粘度 } \nu_v = 0.23 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{液态制冷剂的导热系数 } \lambda_l = 0.0725 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$$

$$\text{气态制冷剂的导热系数 } \lambda_v = 0.01606 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$$

$$\text{液态制冷剂的比热容 } c_{pl} = 1.53 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$$

$$\text{气态制冷剂的比热容 } c_{pv} = 1.192 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$$

$$\text{液态制冷剂的普朗特数 } Pr_l = \frac{\mu_l c_{pl}}{\lambda_l} = 3.19$$

$$\text{液态制冷剂的雷诺数 } Re_l = uD \times 10^{-3} / \nu_l = 387.5$$

$$45^\circ\text{C 时制冷剂饱和压力 } p_s = 11.60 \text{ bar}$$

$$\text{R134a 的临界压力 } p_c = 40.59 \text{ bar}$$

当制冷剂蒸汽刚好全部凝结为液体时，即（即  $\chi = 0$ ）时，按单相区换热公式计算的管道内全液化时的放热系数  $\alpha_0$  分别为：

$$\alpha_0 = 0.023(G_1 D / \mu_1)^{0.8} Pr_1^{0.3} \lambda_1 / D = 54.90 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (4-5)$$

将冷凝过程中任一瞬时（干度为  $\chi$ ）的冷凝放热系数  $\alpha_x$  在干度  $\chi_1 = 1$  至  $\chi_2 = 0$  之间积分，得各流程中冷凝管内制冷蒸汽冷凝平均放热系数  $\alpha_{TP}$  分别为：

$$\alpha_{TP} = \int_1^0 \alpha_x dx = \int_1^0 a_0 \left[ (1-\chi)^{0.8} + \frac{3.8\chi^{0.76}(1-\chi)^{0.04}}{Pr^{0.38}} \right] dx = 121.10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (4-6)$$

其中，对比压力  $p_R = p_s / p_c = 0.286$ ，即饱和压力与临界压力的比值。

### 3) 过冷区

根据过冷区定性温度  $t_{rmsc} = (t_{r,out} + t_k) / 2 = 42.5^\circ\text{C}$ ，查 R134a 饱和状态下热力学性质和热物理性质得：

根据过冷区定性温度  $t_{rmsc} = (t_{r,out} + t_k) / 2 = 42.5^\circ\text{C}$ ，查 R134a 饱和状态下热力学性质和热物理性质得：

液态制冷剂的密度  $\rho_1 = 1136 \text{ kg}/\text{m}^3$

液态制冷剂的动力粘度  $\mu_1 = 1.565 \times 10^{-4} \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$

液态制冷剂的运动粘度  $\nu_1 = 0.138 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}$

液态制冷剂的导热系数  $\lambda_1 = 0.07603 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$

液态制冷剂的比热容  $c_{pl} = 1.515 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

液态制冷剂的普朗特数  $Pr_1 = \frac{\mu_1 c_{pl}}{\lambda_1} = 3.12$

当量雷诺数  $Re_1 = uD \times 10^{-3} / \nu_1 = 331.75 \quad (4-7)$

努谢尔数  $Nu_1 = 0.023 Re_D^{0.8} Pr_1^{0.3} = 3.36 \quad (4-8)$

过冷区换热系数  $\alpha_{rl} = \frac{Nu_1 \lambda_1}{D_{h,r}} = 55.62 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (4-9)$

经过上面计算最终可得到各段表面传热系数：

过热区： $\alpha = 66.98 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

两相区： $\alpha = 121.10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

过冷区： $\alpha = 55.62 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

#### 4.4.2 辐射冷凝器热分析模型及设计计算

双面管道-肋片式辐射器结构形式及热分析模型如图 4-3 所示。肋片的上下表面作为辐射散热面。流体沿导管流过  $L$  长距离，温度从  $T_{li}$  变到  $T_{lo}$ ，相应的管壁

温度从  $T_{bi}$  变到  $T_{bo}$ ，热从两面辐射出去。整个热分析建立在如下假设基础上<sup>[49]</sup>：

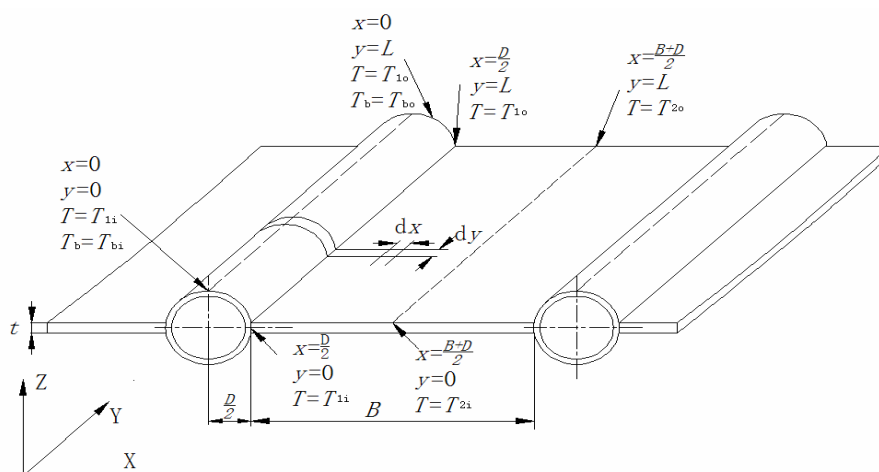


图 4-3 双面导管—肋片辐射器热分析模型

Fig.4-3 Thermal analysis model of double fin-tube radiator

- (1) 设管内流体截面温度为  $T_b$ ；自  $X=0$  到  $X = \frac{D}{2}$ ， $\frac{\partial T}{\partial X} = 0$ ，或  $0 \leq X \leq \frac{D}{2}$  及  $0 \leq Y \leq L$ ， $T=T(Y)=T_{ly}$ ；
- (2)  $\frac{D}{2} \leq X \leq B + \frac{D}{2}$ ， $0 \leq Y \leq L$ ， $T=T(X, Y)$ ；
- (3) 管和肋片间的辐射换热，可忽略不计。
- (4) 辐射器平均吸收外热流  $Q_s$  是两边平均值的和；
- (5) 太阳和其它天体的热辐射效应按空间等效热沉温度进行处理。

前面已经提到，热泵排热系统与以往单相排热系统不同的是，冷凝器内传热过程复杂，工质在冷凝器内发生相变，热量主要通过潜热形式释放，同时也有部分显热，故将冷凝器分为过热区、两相区、过冷区 3 个相区。计算时，将冷凝器分为两相区和单相区两个部分分别计算，取出使系统最优的结构参数，最终长度取为过冷区、两相区、过热区三部分长度之和。所以下面将分别讨论两相区和单相区的长度计算。

#### 1) 两相区

在图中取一微元  $dy$ ，其稳态热平衡方程为：

$$\frac{1}{2}rdq_m - Q_s\left(\frac{B}{2} + \frac{\pi D}{4} - \frac{\delta}{2}\right)dy + \sigma\varepsilon[T_{ly}^4\left(\frac{\pi D}{2} - \delta\right)F_t + \bar{\eta}T_{ly}^4B]dy = 0 \quad (4-10)$$

式中  $r$ ——制冷剂潜热， $t_k=45^\circ\text{C}$  时  $r=154.44\text{kJ/kg}$ ；

$q_m$ ——制冷剂蒸气的流量， $q_m=0.6525\text{g/s}$ ；

$B$ ——肋片宽度，mm；

$D$ ——导管直径，mm；

$\delta$ ——肋片厚度，mm

$Q_s$ ——等效外热流,  $Q_s = \sigma \varepsilon T_s^4$ ;

$\sigma$ ——S-T 常数,  $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ ;

$\varepsilon$ ——辐射器的表面辐射率, 取为 0.8;

$T_s$ ——空间等效热沉温度,  $T_s = 227\text{K}$ ;

$F_\delta$ ——肋片角系数。

$\eta$  为肋片上  $dy$  段的肋片效率, 表示如下:

$$\eta = \frac{\int_{D/2}^{B+D/2} F_\delta T^4 dx}{T_{1y}^4 \cdot \frac{B}{2}} \quad (4-11)$$

整理 (4-10) 式有,

$$\frac{1}{2} r dq_m = \sigma \varepsilon \left[ T_s^4 \left( \frac{B}{2} + \frac{\pi D}{4} - \frac{\delta}{2} \right) - T_{1y}^4 \left( \frac{\pi D}{2} - \delta \right) F_\delta \bar{\eta} T_{1y}^4 B \right] dy \quad (4-12)$$

最后对 (4-12) 式积分可得:

$$L = \frac{\frac{1}{2} r q_m}{\sigma \varepsilon T_{1y}^4 \left[ \left( \frac{\pi D}{2} - \delta \right) F_\delta + \bar{\eta} B \right] - \sigma \varepsilon T_s^4 \left( \frac{B}{2} + \frac{\pi D}{4} - \frac{\delta}{2} \right)} \quad (4-13)$$

式中  $L$ ——肋片长度, mm。

## 2) 单相区

同样在单相区取一微元  $dy$ , 其稳态热平衡方程为:

$$\frac{q_m}{2} \bar{c}_p dT_b - Q_s \left( \frac{B}{2} + \frac{\pi D}{4} - \frac{\delta}{2} \right) dy + \sigma \varepsilon [T_{1y}^4 \left( \frac{\pi D}{2} - \delta \right) F_t + \bar{\eta} T_{1y}^4 B] dy = 0 \quad (4-14)$$

整理可得:

$$\frac{dT}{T_{1y}^4 \left( \frac{\pi D}{2} - \delta \right) F_t + \bar{\eta} T_{1y}^4 B - T_s^4 \left( \frac{B}{2} + \frac{\pi D}{4} - \frac{\delta}{2} \right)} = \frac{-dy}{\frac{q_m \bar{c}_p}{2 \sigma \varepsilon}} \quad (4-15)$$

辐射器是由高导热系数的薄金属材料制成, 所以可假设导管壁内、外表面温度相等, 并且流体换热系数大, 故可以认为:

$$\frac{dT_b}{dy} \approx \frac{dT_{1y}}{dy} \quad (4-16)$$

$$\text{令 } a = \frac{2 \sigma \varepsilon}{q_m \bar{c}_p}, \quad b^4 = \left( \frac{\pi D}{2} - \delta \right) F_\delta + \bar{\eta} B, \quad c^4 = \left( \frac{B}{2} + \frac{\pi D}{4} - \frac{\delta}{2} \right) T_s^4 \quad (4-17)$$

则 (4-16) 式化为:

$$\frac{dT_{1y}}{T_{1y}^4 b^4 - c^4} = -a dy \quad (4-18)$$

对 (4-18) 式积分, 边界条件为  $Y=0, T_{1y}=T_{1i}; Y=L, T_{1y}=T_{1o}$ , 得到肋片及

管长方程为:

$$L = \frac{1}{2abc^3} \times \left[ \frac{1}{2} \ln \left( \frac{T_{li} - c/b}{T_{li} + c/b} \right) - \frac{1}{2} \ln \left( \frac{T_{10} - c/b}{T_{10} + c/b} \right) + \tan^{-1} \left( \frac{b}{c} T_{10} \right) - \tan^{-1} \left( \frac{b}{c} T_{li} \right) \right] \quad (4-19)$$

所以求出  $L$  的前提必须是先求出  $B$  和  $\eta$ 。取一微元体  $tdxdy$ ，并对其写出稳态热平衡:

$$Q_s dx dy - \lambda \delta \frac{dT}{dx} \cdot dy = -\lambda \delta \frac{d}{dx} \left( T + \frac{dT}{dx} \cdot dx \right) dy + 2F_\delta \sigma \varepsilon T^4 dx dy \quad (4-20)$$

经整理和化简得到:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{2F_\delta \sigma \varepsilon T^4}{\lambda \delta} - \frac{Q_s}{\lambda \delta} \quad (4-21)$$

应用边界条件  $X = (B+D)/2$ ,  $T = T_{2y}$ ,  $dT/dx = 0$ , 积分上式得到:

$$\frac{dT}{dx} \equiv \zeta = \left[ 0.8 \frac{F_\delta \sigma \varepsilon}{\lambda \delta} \cdot (T^5 - T_{2y}^5) - \frac{2Q_s}{\lambda \delta (T - T_{2y})} \right]^{1/2} \quad (4-22)$$

将上式中的  $dx$  代入方程 (4-11) 中, 并适当改变积分限, 并用  $T_{1m}$  和  $T_{2m}$  分别替代  $T_{1y}$  和  $T_{2y}$ , 得到:

$$\bar{\eta} B = \frac{2F_\delta}{T_{1m}^4} \int_{T_{2m}}^{T_{1m}} \frac{T^4 dT}{\zeta_m} \quad (4-23)$$

式中  $T_{1m} = [(T_{li}^4 + T_{10}^4)/2]^{1/4}$ ,  $T_{2m} = [(T_{2j}^4 + T_{20}^4)/2]^{1/4}$ 。

而变形 (4-22) 式得到:

$$\frac{dT}{\zeta} = dx \quad (4-24)$$

对 (4-24) 式积分可得到:

$$\int_{T_{2m}}^{T_{1m}} \frac{dT}{\zeta_m} = \int_{D/2}^{B+D/2} dx = \frac{B}{2} \quad (4-25)$$

而肋根处的温度  $T_{1y}$  计算公式为:

$$T_b - T_{1y} = RQ = R(\sigma \varepsilon T_{1y}^4 - Q_s) \quad (4-26)$$

$R$  为自流体到肋片外表面的当量热阻 (包括边界层和金属导热热阻),

$$R = \frac{1}{\alpha} + \frac{\delta_D}{\lambda} \quad (4-27)$$

式中  $\alpha$ ——对流换热系数, 过热区  $\alpha = 66.98 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ; 两相区  $\alpha = 121.10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ;

过冷区  $\alpha = 55.62 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ;

$\delta_D$ ——管的厚度, 为 1mm;

$\lambda$ ——导管导热系数, 对于铝管  $\lambda = 240 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

所以, 过热区  $R = 0.01493 (\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$ ; 两相区  $R = 0.004747 (\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$ ; 过冷区  $R = 0.01798 (\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$ 。

所以根据方程(4-23)、(4-25)、(4-26)可以求出肋片宽度 $B$ 和 $\eta$ ,可以分别求出单相区、两相区的长度,可以确定辐射器的尺寸和热特性。

在上述热分析和公式推导的基础上,根据初始设计参数:可以以辐射器的单位面积辐射量和重量为优化目标,确定最佳的肋片宽度和管径。

#### 4.4.3 计算结果与分析

对于给定的预设计参数,利用上述模型进行了计算,以单位面积排热量为目标对辐射器肋片宽度进行优化,同时也对不同肋片宽度所对应的肋片效率进行计算,以便为辐射器的工程结构设计和航天器热管理系统的优化分析提供一定的参考依据。

##### 4.4.3.1 肋片宽度对辐射器排热能力的影响

当肋片宽度增加时,沿辐射器纵向(即管流方向)单位长度的散热量必然增加,但辐射器面积和质量亦会随之增加,这就可能存在某个最佳的肋片宽度,使空间辐射器单位面积(或单位质量)的散热量最大。所以辐射器单位面积排热量是衡量辐射器性能的一个重要参数。图4-4给出了不同肋片宽度下辐射器单位面积的排热量。可以看出,在相同的导管直径下,辐射器单位面积排热量存在最大值,此时的肋片宽度为最佳的肋片宽度,范围在 $B=165\text{mm}$ 至 $220\text{mm}$ 之间。从图4-4还可以看出,导管直径越小,辐射器单位面积排热量越大。

##### 4.4.3.2 肋片宽度对辐射器重量的影响

图4-5为肋片宽度不同对辐射器重量的影响曲线。由图可见,随着肋片宽度的增加,辐射器的重量呈线性增长的趋势;同时,不同的导管直径,对辐射器重量也有一定的影响,导管直径越大,辐射器重量越轻,但是影响效果并不显著。

图4-6为导管直径 $D=8\text{mm}$ 时,辐射器重量和单位面积排热量随肋宽的变化关系。由图可以看出,在 $B=170\text{mm}$ 至 $B=220\text{mm}$ 之间时,平均热流密度的变化量不大,约为 $437.7\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ,但是辐射器总重量却随着肋片宽度的增大幅度较大,所以,在选取肋片宽度时,应该在保证着单位面积排热量在最优的范围情况下取较小的肋片宽度。

##### 4.4.3.3 辐射器肋片效率

图4-7给出了不同肋片宽度下,肋片效率随导管直径之间的变化曲线。由图可知,在相同的肋片宽度下,肋片效率随导管直径增大而有略微的增加;而在导管直径相同时,随着肋片宽度的增加,肋片效率降低。

#### 4.4.4 辐射冷凝器设计结果

由以上分析可以看出,导管直径越大,辐射器总重量越小,但是单位面积排热量也随之变小,排热性能变差。结合以上分析最终计算得到辐射冷凝器几何尺

寸如下:

导管根数: 4 根;            导管直径:  $8 \times 1\text{mm}$ ;            导管长度:  $L=1080\text{mm}$ ;  
 肋片宽度:  $170\text{mm}$ ;            肋片厚度:  $1\text{mm}$ ;            辐射器总宽度:  $712\text{mm}$ ;  
 联管直径:  $18 \times 1\text{mm}$ ;            联管长度:  $712\text{mm}$ ;            辐射器总重量:  $2.45\text{kg}$ ;

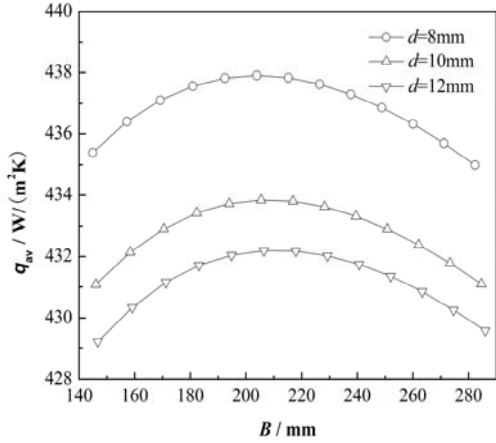


图 4-4 肋片宽度对单位面积排热量的影响  
 Fig.4-4 The effect of fin width on heat rejection capacity of radiators per unit area

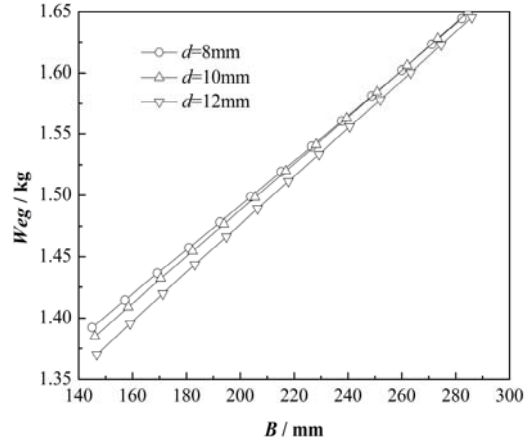


图 4-5 肋片宽度对辐射器重量的影响  
 Fig.4-5 The effect of fin width on radiators weight

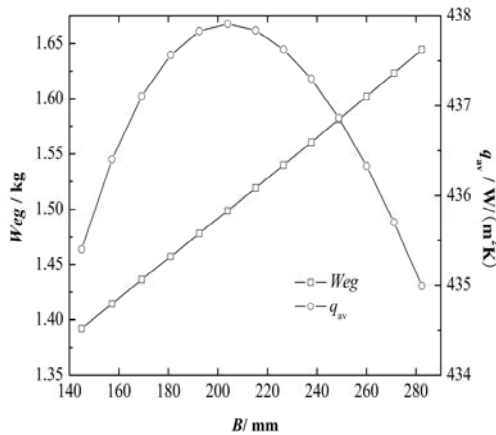


图 4-6 肋片宽度对单位面积排热量和重量的影响  
 Fig.4-6 The effect of fin width on heat rejection capacity of radiators per unit area and weight

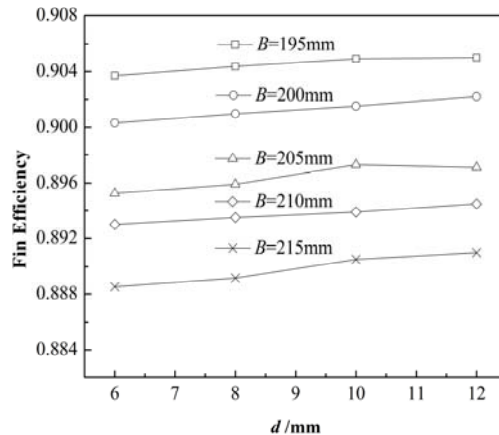


图 4-7 辐射器的肋片效率  
 Fig.4-7 Fin efficiency of radiators

#### 4.4.5 辐射冷凝器肋片表面温度分布

当辐射器入口 R134a 蒸气的温度为  $80^\circ\text{C}$ , 出口冷凝液体温度为  $40^\circ\text{C}$  时, 沿宽度方向的肋片表面温度分布如图 8 所示。可以看出, 辐射器肋根温度和肋片端部温度分别为  $313.8\text{K}$  和  $307.3\text{K}$ , 温度沿宽度方向降低  $6.2^\circ\text{C}$ , 降温的根本原因是由于沿肋宽方向, 辐射器向空间的辐射排热所致。

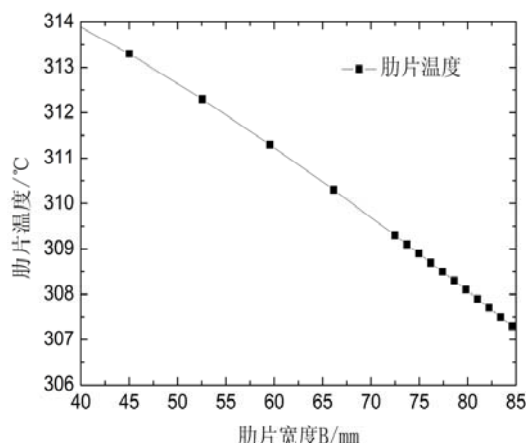


图 4-8 空间环境下辐射冷凝器沿肋宽方向的温度分布

Fig.4-8 The temperature distribution along the fin width of the radiator in space

## 4.5 空间管道肋片辐射冷凝器在地面环境换热计算及影响因素分析

### 4.5.1 地面条件下辐射冷凝器散热量计算（假定环境温度 $t_{\infty}=10^{\circ}\text{C}$ ）

根据辐射冷凝器的设计结果可知，辐射器工作时，肋片根部温度为  $40.8^{\circ}\text{C}$ ，肋片中心处也是绝热状态，温度为  $34.3^{\circ}\text{C}$ 。辐射冷凝器表面温度并不均一。此时，计算辐射冷凝器在地面环境下的对流换热量、辐射散热量的过程是一个对流和辐射的耦合过程，比较复杂。另一方面，地面条件下，辐射冷凝器的散热量的计算的主要目的是为在地面环境下，对空间热泵排热系统中的辐射冷凝器的实验结果能有一定的指导意义。所以，本节采用了一种估算的方法<sup>[50]</sup>。

辐射冷凝器总的散热量有如下关系：

总散热量=肋片散热量+导管散热量+气体联管散热量+液体联管散热量

现分别计算各部分散热量。

#### 4.5.1.1 肋片散热量

假设：

(1) 假设整个辐射冷凝器表面温度均一；

(2) 由于辐射冷凝器中两相区占主要部分，故假定整个辐射冷凝器肋片根部温度均一，均为冷凝温度  $45^{\circ}\text{C}$ 。

本文设计的辐射冷凝器导管直径为  $8\text{mm}$ ，肋片宽度为  $170\text{mm}$ ，两者相差很多，所以可以认为在地面环境条件下，辐射冷凝器为一大平板。而辐射冷凝器表面温度并不均一，其自然对流换热系数不能确定，故首先假设整个辐射冷凝器表面温度均一，均为肋根温度  $45^{\circ}\text{C}$ ，即  $t_w=45^{\circ}\text{C}$ 。

定性温度为  $t_m=(10+45)/2=27.5^{\circ}\text{C}$ 。

由于空气的热物理性质表查得： $t_m=27.5^{\circ}\text{C}$ 时空气的物性参数为：

导热系数  $\lambda=2.65\times 10^{-2}\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ， $\nu=15.765\times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ ， $Pr=0.705$ 。

所以有：

$$Gr = \frac{g\alpha l^3 \Delta t}{\nu^2} = 1.6 \times 10^9 \quad (4-28)$$

由相关参数表可知为层流状态<sup>[43]</sup>，

$$Nu = 0.59(GrPr)^{\frac{1}{4}} = 109.6 \quad (4-29)$$

所以，自然对流换热系数为

$$h_{cl} = Nu \frac{\lambda}{l} = 4.06 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

实际工程中，对流与辐射常常同时存在。这种对流与辐射同时存在的换热过程称为复合换热。对于复合换热，工程上为计算方便，常常采用把辐射换热量折合成对流换热量的处理方法。所以，在  $t_{\infty}=10^{\circ}\text{C}$  的环境中，表面温度  $t_w=45^{\circ}\text{C}$  的大平板的辐射换热系数计算式为：

$$h_r = \frac{\varepsilon\sigma(T_w^4 - T_{\infty}^4)}{T_w - T_{\infty}} = \varepsilon\sigma(T_w^2 + T_{\infty}^2)(T_w + T_{\infty}) = 4.94 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (4-30)$$

所以，总的复合换热表面传热系数  $h_t = h_c + h_r = 9.00 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

辐射冷凝器工作时，导管内两相区占主要部分，整个肋片根部的温度为 R134a 的冷凝温度  $45^{\circ}\text{C}$ 。另一方面，辐射冷凝器肋片中心处也为绝热状态，可以看作是肋片的端部。整个辐射冷凝器可视为一等截面直肋。该肋片与周围环境之间有热交换，并已经计算得到包括对流及辐射换热在内的复合换热的表面传热系数  $h_t$ 。现在的任务是要确定肋片中的温度分布。根据参考文献[50]第二章第四节通过等截面直肋的导热即可计算。根据参考文献[50]公式(2-36)可计算得到肋片中温度分布如图 4-9 所示，肋根温度为  $45^{\circ}\text{C}$ ，肋端温度为  $42.2^{\circ}\text{C}$ 。

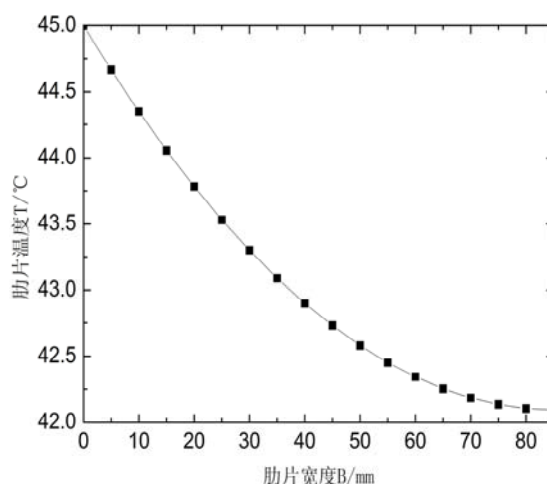


图 4-9 环境温度为  $10^{\circ}\text{C}$  时肋片温度分布

Fig.4-9 The temperature distribution along the fin width of the radiator in  $10^{\circ}\text{C}$  environment

单个肋片总的散热量为：

$$\Phi_0 = \sqrt{\frac{\lambda A_c}{h_i P}} (t_w - t_\infty) \text{th}\left(\sqrt{\frac{h_i P}{\lambda A_c}} H\right) = \sqrt{\frac{\lambda \delta}{h_i}} (t_w - t_\infty) \text{th}\left(\sqrt{\frac{h_i}{\lambda \delta}} H\right) = 32.75 \text{W} \quad (4-31)$$

整个辐射冷凝器有8片肋片，所以

$$\Phi_F = 8 \times 32.75 \text{W} = 262 \text{W}$$

#### 4.5.1.2 导管散热量

对于导管部分，属于空气在横圆柱外的自然对流换热和辐射换热的复合换热，分别计算其换热量。

空气在横圆柱外的自然对流换热的统一关联式：

$$Nu_2 = 0.36 + 0.363 Gr_2^{1/6} + 0.0914 Gr_2^{1/6} = 2.90 \quad (4-32)$$

其中：

$$Gr_2 = \frac{g \alpha l^3 \Delta t}{\nu^2} = 2351$$

所以，自然对流换热系数为

$$h_{c2} = Nu_2 \frac{\lambda}{l} = 9.60 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$\Phi_{c2} = A_2 h_{c2} (t_w - t_\infty) = 34 \text{W}$$

管的辐射换热量

$$\Phi_{r2} = A_2 h_{r2} (t_w - t_\infty) = 17 \text{W}$$

#### 4.5.1.3 气体联管散热量计算

气体联管表面温度为  $80^\circ\text{C}$ ，定性温度为  $t_m = (10+80)/2 = 45^\circ\text{C}$ 。

由于空气的热物理性质表查得： $t_m = 45^\circ\text{C}$  时空气的物性参数为：

导热系数  $\lambda = 2.80 \times 10^{-2} \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ， $\nu = 17.455 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ ， $Pr = 0.6985$ 。

所以有：

$$Gr_{3,v} = \frac{g \alpha l^3 \Delta t}{\nu^2} = 2.56 \times 10^9$$

由相关参数表可知为层流状态，

$$Nu_{3,v} = 0.59 (Gr Pr)^{1/4} = 121.3$$

所以，自然对流换热系数为

$$h_{c3,v} = Nu_3 \frac{\lambda}{l} = 4.76 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

自然对流换热量：

$$\Phi_{c3,v} = A_3 h_{c3,v} (t_{w,3} - t_\infty) = 13 \text{W}$$

辐射换热量：

$$\Phi_{r3,v} = A_3 \sigma \varepsilon (T_{w,v}^4 - T_{\infty}^4) = 17W$$

#### 4.5.1.4 液体联管散热量计算

液体联管，表面温度为  $40^{\circ}\text{C}$ ，定性温度为  $t_m = (10+40)/2 = 25^{\circ}\text{C}$ 。

由于空气的热物理性质表查得： $t_m = 25^{\circ}\text{C}$ 时空气的物性参数为：

导热系数  $\lambda = 2.63 \times 10^{-2} \text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ， $\nu = 15.53 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ ， $Pr = 0.702$ 。

所以有：

$$Gr_{3,l} = \frac{g \alpha l^3 \Delta t}{\nu^2} = 1.48 \times 10^9$$

由相关参数表可知为层流状态，

$$Nu_{3,l} = 0.59 (GrPr)^{\frac{1}{4}} = 105.9$$

所以，自然对流换热系数为

$$h_{c3,l} = Nu_3 \frac{\lambda}{l} = 3.91 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

自然对流换热量：

$$\Phi_{c3,l} = A_3 h_{c3,l} (t_{w,3} - t_{\infty}) = 5W$$

辐射换热量：

$$\Phi_{r3,l} = A_3 \sigma \varepsilon (T_{w,l}^4 - T_{\infty}^4) = 6W$$

所以整个辐射器总的散热量：

$$\Phi = 262W + 34W + 17W + 13W + 17W + 5W + 6W = 354W$$

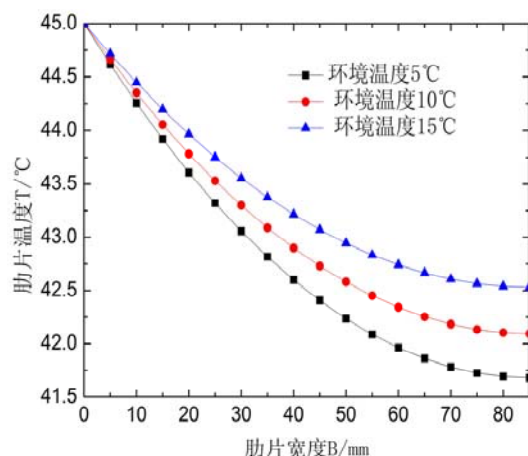


图 4-10 环境温度对肋片温度分布的影响  
Fig.4-10 The influence of environment temperature on the temperature distribution of along the fin

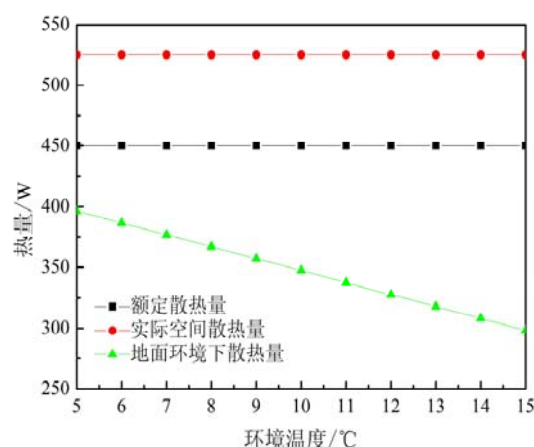


图 4-11 环境温度对辐射器散热量的影响  
Fig.4-11 The influence of environment temperature on the heat rejection of radiator

#### 4.5.2 环境温度对辐射冷凝器温度分布以及散热量的影响

在地面环境条件下,当冷凝器冷凝温度为 $45^{\circ}\text{C}$ ,即肋片根部温度为 $45^{\circ}\text{C}$ 时,经过计算环境温度对冷凝器温度分布如图4-10所示。冷凝器所处环境温度越高,其肋片中相同位置处的温度越高,冷凝器散热情况恶化。

图4-11为环境温度下,计算所得的辐射冷凝器包括自热对流散热和辐射散热在内的复合散热量。随着环境温度的升高,辐射冷凝器散热量越低,并且在环境温度高于 $5^{\circ}\text{C}$ 时,辐射冷凝器复合散热量低于设计要求的散热量。

#### 4.6 小结

本章建立了空间热泵排热系统用管道肋片辐射器的热分析模型,研究了管肋式空间辐射器的排热特性,给出了辐射器单位面积平均排热量、辐射器总重量与导管直径、肋片宽度的关系曲线,得到了辐射器的最佳肋片宽度以及该肋片宽度所对应的肋片效率。根据对上述参数对辐射冷凝器传热影响分析,针对R134a制冷剂,对冷凝温度 $45^{\circ}\text{C}$ ,热负荷450W工况下,进行了辐射冷凝器的设计,得到了辐射冷凝器的各个结构参数。

计算了设计的辐射冷凝器在地面环境条件下,辐射冷凝器肋片的温度分布,得到了辐射冷凝器包括自然对流和辐射散热在内的复合散热量的大小,为以后的实验给出一定的参考。



## 第5章 微型热泵系统样机研制及性能试验

### 5.1 引言

随着载人飞船、空间站等新兴航天技术的发展,航天器的功能和规模将愈来愈大,导致其耗电功率和废热排放量的增大。虽然可通过提高辐射器表面积来改善热控系统的排热能力,但增加辐射器表面积在一定程度上要受到空间结构布置限制,而且也给整个空间热控系统的轻量化设计带来负担。由于空间辐射器的排热量与绝对工作温度的四次方成正比,故提高辐射器的工作温度可显著降低辐射器的面积和重量。传统的单相流体或两相流体热控回路中,提高辐射器工作温度要受到舱内流体回路温度水平的限制,但在热泵回路中,由于压缩机具有将蒸发器中的压力和温度与冷凝器中的压力和温度相互隔离的特性,允许回路存在着一个较大的温差。因此,在空间站热管理系统中采用热泵,一方面可从很大程度上提高辐射器的工作温度和排热能力,从而达到减少辐射器面积和重量的目的;另一方面,热泵在提升舱外部排热回路温度水平的同时,还能在一定程度上降低内部液体冷却回路的温度水平,这对减少空间站内部流体回路中各换热器和输气系统的质量及功耗也具有一定的作用。

目前,航天器热控系统采用热泵回路的技术,但国际上对它的研究还仅仅处于原理性阶段,离真正的实用相差甚远。要将热泵排热技术应用于航天器,必然要对它进行大量的基础研究,以及空间搭载试验。这就对热泵系统的质量、所占空间、以及消耗电能以及可靠性提出了很高的要求。因此,本课题首先从搭建微型热泵系统着手研究,组装微型热泵系统样机,首先对其地面试验情况进行测试。

微型空间热泵系统主要由微型制冷压缩机、辐射冷凝器、蒸发器和节流装置等组成,微型制冷压缩机是整个热泵系统的关键因素,本系统基于 Aspen Thermal 研发的微型制冷压缩机,组装了热泵系统样机。前期经过大量实验,得到了压缩机性能的实验数据,为热泵系统样机的组装奠定了一定的工作基础。

本章主要对热泵系统样机组成的各部件做简单的介绍,对热泵系统样机的特性进行了实验研究,分析了目前研制的热泵系统样机存在的不足之处,提出了今后改进的方向。

### 5.2 微型热泵系统样机介绍

#### 5.2.1 微型热泵系统样机各组件介绍

微型热泵系统设备选择原则是:设备性能符合要求,质量轻,体积与微型热泵系统其它部件相匹配。微型热泵系统样机设计参数如下:排热量:450W,制

冷剂 R134a, 蒸发温度 5℃, 冷凝温度 45℃, 蒸发器过热度 5℃, 冷凝器过冷度 5℃。系统各设备选型根据设计参数选取。

微型热泵系统各主要设备如图 5-1 图 5-3 所示。热泵系统机箱使用不锈钢板压制而成。此系统由 Aspen 转子压缩机、冷凝器、热力膨胀阀和板式蒸发器等装置组成, 采用铜管连接。需要指出的是, 考虑到辐射冷凝器在地面环境条件进行实验的不便, 在冷凝器进出口处分别采用了快速接头, 冷凝器选择形式就可以分别采用辐射冷凝器和平行流冷凝器, 这样的设计, 方便了冷凝器的安装和更换, 有利于进一步实验的进行。

热力膨胀阀是通过蒸发器出口气态制冷剂的过热度来控制开度的, 在系统调试过程中, 可考虑适时的旋转膨胀阀阀芯开度旋钮。

在系统集成时, 将上述各组件通过铜管连接, 尽量减少管路弯头和管路长度以减少流动阻力, 同时考虑到各器件的工作特点, 合理布置器件位置。微型制冷系统样机实体图如图 5-4 所示, 样机外形尺寸为 270mm×200mm×240mm, 质量 8.25kg。热泵系统样机中主要部件参数见表 5-1。

表 5-1 微型热泵系统样机主要部件参数

Table5-1 The parameters of main components of miniature heat pump system

名称	型号	外形尺寸 (mm)	质量 (g)	材料
压缩机	Aspen 14-24-000X	56 (直径) × 78 (高)	650	—
压缩机线路板	—	—	150	—
蒸发器	ASB-510	190 × 70 × 40	875	SUS316L
热力膨胀阀	Danfoss TN2 068Z3347	—	340	铜
快速接头	B3-HK	—	600	铜
24V 直流电源	S-350-24	210 × 110 × 45	880	—
温度控制调节器	AL808E	96 × 96 × 100	210	—
板筋	—	—	2250	不锈钢
管件	—	—	450	不锈钢
其它			1845	
总计			8250	

### 5.2.2 微型热泵系统样机介绍

组装的微型热泵系统样机实体图如图 5-4 所示。在样机的机箱内包括了微型制冷压缩机及其线路板、蒸发器、热力膨胀阀、过滤器、24V 直流电源等部件。样机不包括冷凝器部分, 冷凝器采用快速接头的形式与样机进行连接, 可以分别采用设计的管道-肋片辐射冷凝器或者微型平行流冷凝器。系统进行实验时, 均采用微型平行流冷凝器。微型热泵系统样机采用 XMT7100 智能 PID 温度控制仪和 AL808E 温度控制调节器分别显示进出口温度; 压缩机进口设置压力表。其中 AL808E 温度控制调节器还能起到在 0~100% 转速范围内调节压缩机转速的作用。

在蒸发器冷冻水进口设置水流开关，达到保护压缩机的目的。



图 5-1 回转式压缩机

Fig.5-1 Miniature rotary compressor



图 5-2 微型平行流式冷凝器

Fig.5-2 Miniature parallel-flow condenser



图 5-3 快速接头

Fig.5-3 Quick-release couplings



图 5-4 微型热泵系统样机

Fig.5-4 Miniature heat pump system

(1) 用途：根据冷凝器型式不同，微型热泵系统的用途也有所不同。当冷凝器采用管肋式空间辐射器时，微型热泵系统可以作为航天器热控制系统，收集航天器舱内的热量，通过辐射冷凝器排散出去；当冷凝器采用微型平行流冷凝器时，所组装的系统即为地面用的微型制冷系统，此系统可以广泛应用于电子元器件散热，解决目前电子产品散热难的问题。

(2) 特点：微型热泵系统样机体积小、噪音低、工作稳定、运转平稳、可靠性强；样机制冷量可以调节，工作范围宽，消耗功率小，制冷性能系数高；具备压缩机安全保护功能，当水系统缺水断水时，水流开关关闭，压缩机停止运转。

### 5.3 微型热泵系统样机性能测试

为了验证微型热泵系统样机的工作性能，需要对热泵系统样机进行性能测试。由于目前实验室不具备真空条件下实验的能力，所以，冷凝器采用微型平行流冷凝器代替辐射冷凝器，对系统性能进行实验研究，性能指标为系统产生的制冷量。

目前，微型热泵系统样机只在蒸发器的进出口设置了温度测点，采用 pt100 热电阻测量冷冻水进出口温度，采用 XMT7100 智能 PID 温度控制仪和 AL808E 温度控制调节器分别显示进出口温度，压缩机进口设置压力表。

对微型热泵系统样机进行了制冷剂充注量影响实验，得到系统最佳充注量；对微型热泵系统样机进行了稳定性实验；分析了冷冻水入口温度以及压缩机转速对制冷量的影响。对研制的微型热泵系统样机性能有了初步的了解。

#### 5.3.1 微型热泵系统样机充注量实验

环境温度 22℃，冷冻水温度 19℃，冷冻水流量为 147.54kg/h。制冷剂充注量由 100g 增加至 205g，得到了充注量对微型热泵系统蒸发温度和制冷量的影响。

图 5-5 为蒸发温度随着制冷剂充注量的变化曲线。制冷剂量充注量少时，蒸发器中制冷剂相变换热量低，蒸发量较低，在正常的蒸发压力下，蒸发器中没有足够的制冷剂液体蒸发，导致制冷剂气体膨胀至压缩机吸气口，使得蒸发压力降低，进而导致蒸发温度很低；制冷剂充注量逐渐增加，蒸发器内制冷剂相变换热量增加，蒸发量增加，系统内制冷剂蒸气量增加，蒸发压力升高，蒸发温度随之升高。

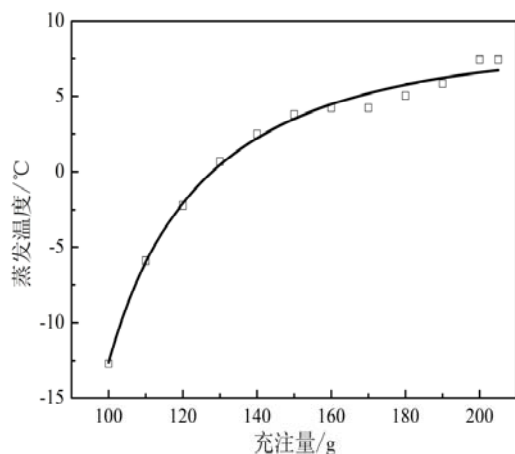


图 5-5 充注量对系统蒸发温度的影响

Fig.5-5 The influence of different refrigerant charge on evaporating temperature

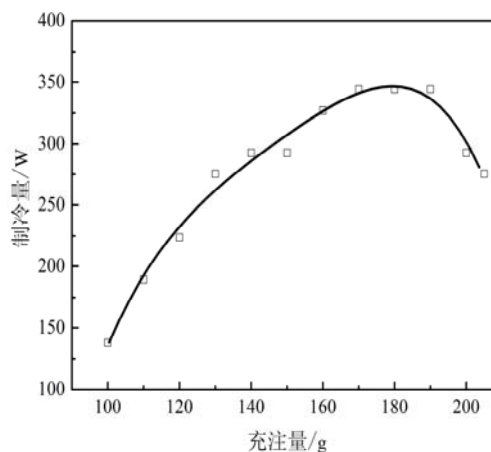


图 5-6 充注量对系统制冷量的影响

Fig.5-6 The influence of different refrigerant charge on refrigerating output

图 5-6 为制冷剂充注量对系统产生的制冷量的影响。由图可见，在充注量为 100g 时，压缩机制冷量仅为 138W。随着制冷剂充注量的增加，压缩机制冷量迅

速增大；当充注量为 180g 时，压缩机制冷量最大，达到 344W。继续增加充注量，压缩机制冷量开始呈现下降趋势。综合第三章的实验结果分析可知，这是由换热和流动两方面相互作用的平衡结果。当充注量过少时，蒸发温度较低，制冷剂流量很小，此时出口过热度很大，蒸发器的换热面积没有得到充分利用，导致制冷量很小；随着充注量的增加，蒸发温度逐渐升高，制冷剂流量增加，蒸发器出口过热度降低，蒸发器的换热面积逐步得到有效利用，制冷量随之增加；当制冷剂充注量过多时，制冷剂流量随之增加，蒸发器过热度减小，膨胀阀开度随之变小，制冷剂流量降低，制冷量随之减少。

### 5.3.2 微型热泵系统样机稳定性实验

环境温度 22℃，冷冻水温度 29℃，冷冻水流量为 147.54kg/h 条件下，对微型热泵系统样机进行了 12h 的稳定性实验，每隔半小时记录一次冷冻水进出口温度以及压缩机吸气压力，计算整理得到系统的制冷量。

图 5-7 为 12h 内微型热泵系统样机产生的制冷量随时间的变化关系。可见系统可以稳定运行，制冷量基本保持在 500W 以上，但是随着运行时间的增加，制冷量略有降低。这主要是因为，随着运行时间的增加，系统产生的热量使室内气温略有增加，进而使得冷凝器散热情况变差，系统产生的制冷量降低。

### 5.3.3 冷冻水入水温度对制冷量的影响

环境温度 22℃，由 20℃~38℃ 之间改变蒸发器侧冷冻水进水温度，每次增加 3℃，水流量 147.54kg/h，得到蒸发器侧冷冻水进出口温差，计算得到系统的制冷量。

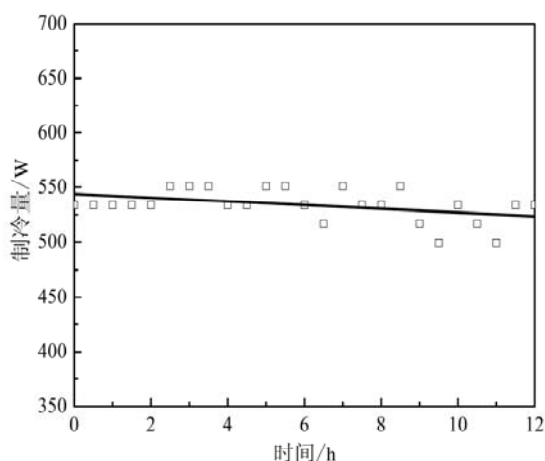


图 5-7 制冷量随时间的变化

Fig.5-7 The refrigerating output vary with time

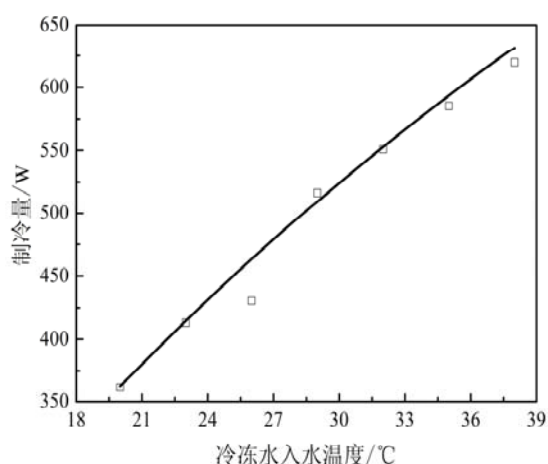


图 5-8 冷冻水入水温度对制冷量的影响

Fig.5-8 The influence of chilled water inlet temperature on refrigerating output

图 5-8 为微型热泵系统样机制冷量随冷冻水入口温度变化关系。由图可见，

随着冷冻水入口温度的增加,微型热泵系统样机制冷量显著提升。综合第三章冷冻水对系统制冷量的影响因素分析可知,这主要是因为,冷冻水温度的升高,直接导致系统蒸发温度的升高,对冷凝温度产生的微弱影响可以忽略。蒸发温度升高时,压缩机吸入气体比体积减小(密度增大),吸入压缩机的质量输气量增大,系统制冷剂循环量增加,单位质量制冷量显著增加,使得系统总的制冷量增加。

#### 5.3.4 压缩机转速对制冷量的影响

微型热泵系统样机中安装的 AL808E 温度控制调节器不仅具有温度输出的功能,还能起到控制压缩机转速的作用。压缩机可以在 0~100%转速范围内变化,压缩机最大转速为 6500RPM,所以本实验在环境温度 22℃,冷冻水温度 19℃,冷冻水流量为 147.54kg/h 条件下,由 50%~100%转速范围即 3250RPM~6500RPM 内调节压缩机转速,每次增加 10%,得到转速对微型热泵系统样机性能的影响。

图 5-9 是压缩机转速对微型热泵系统蒸发温度的影响。随着压缩机转速的增加,系统的蒸发温度随之降低,由 16.5℃降低到了 14.5℃。因为压缩机转速增加,抽气速率增加,使蒸发器内的压力降低,进而使蒸发温度降低。

图 5-10 为微型热泵系统样机制冷量随着压缩机转速的变化关系。压缩机转速增加,系统的制冷量也随之增加。因为,转速增加,虽然一方面使蒸发温度降低 2℃,对系统制冷量带来不利的影响,但另一方面使压缩机的输气量急剧增加,整个系统循环的制冷剂质量流量随之增加,此时,制冷剂质量流量的增加成为影响整个系统性能的主要因素,系统的制冷量呈快速增加的趋势,由 344W 增加到了 533W。

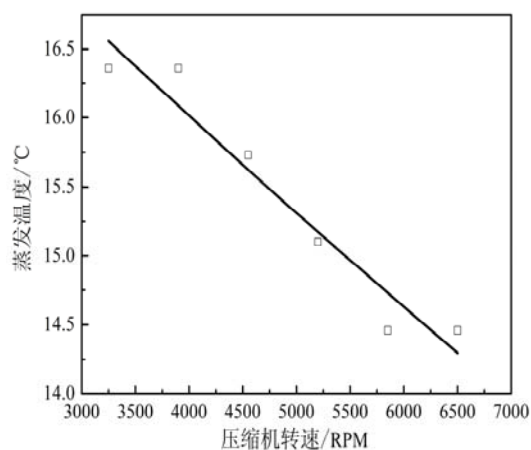


图 5-9 压缩机转速对蒸发温度的影响

Fig.5-9 The influence of rotational speed on evaporating temperature

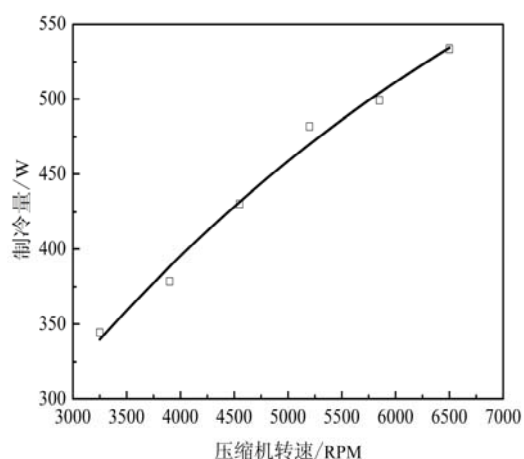


图 5-10 压缩机转速对制冷量的影响

Fig.5-10 The influence of rotational speed on refrigerating output

## 5.4 实验数据的不确定度分析

### 5.4.1 直接测量参数的不确定度

#### (1) 温度测量不确定度

实验中采用 pt100 热电阻测量温度,测温范围为 0℃~300℃,测量误差为±0.15℃,热电阻的输出信号由 AL808E 温度控制调节器和 XMT7100 智能 PID 温度控制仪显示,其测温误差均为 0.1℃。实验中的最小温度为 18℃,温度测量的最大相对不确定度为:

$$\frac{\delta t}{t} = \frac{0.15+0.1}{18} = 1.39\% \quad (5-1)$$

#### (2) 质量流量测量不确定度

采用 DMF-1-3-A/DX 型质量流量计测量冷冻水的质量流量,量程为 30~300kg/h,测量精度为±0.2%。出厂时经过严格的校验。最小测量流量值为,147.54kg/h,质量流量测量的最大相对不确定度为:

$$\frac{\delta q_m}{q_m} = \frac{300}{147.54} \times 0.2\% = 0.41\% \quad (5-2)$$

#### (3) 制冷剂充注量的测量不确定度

制冷剂充注量测量采用的是电子计数秤,其最大误差为 5g,测量时最小测量值为 100g。所以:

$$\frac{\delta M}{M} = \frac{5}{100} = 5\%$$

### 5.4.2 间接测量值(制冷量 $Q$ ) 的最大不确定度

微型热泵系统样机的制冷量是根据测得的冷冻水进出口温差和冷冻水流量计算得到的。根据制冷量计算公式有:  $Q = q_m c_p \Delta t$

$$\begin{aligned} \frac{\delta Q}{Q} &= c_p \sqrt{\left(\frac{\delta q_m}{q_m}\right)^2 + \left(\frac{\delta t}{t}\right)^2} \\ &= 4.21 \times \sqrt{(0.41\%)^2 + (1.39\%)^2} \\ &= 6.10\% \end{aligned} \quad (5-3)$$

## 5.5 微型热泵系统样机存在问题及未来的改进措施

根据实验结果情况,可以看出微型热泵系统样机在性能上能够满足要求的排热量,能够满足使用要求,但是由于这是针对微型热泵系统组装的第一台样机,在设计和零部件的选择时,缺乏经验,存在一些考虑不足之处,下一步还要对其进行优化和改进。存在问题以及解决方案主要有:

#### (1) 微型热泵系统样机质量偏重,没有很好的满足航天系统中质量轻的要

求。微型热泵系统样机质量偏重的主要是由于部分系统组件质量过重造成,包括机箱外壳、24V 直流电源、板式蒸发器、快速接头等。这部分的质量总和为 5.185kg, 占总重量的 62.8%, 因此在这一部分的重量上存在很大的降低余地。

将机箱外壳材质由不锈钢替换为铝合金材料, 并可以在机箱上开设百叶窗, 一方面有助于散热, 另一方面可以减轻重量; 寻找质量轻的 24V 直流电源; 快速接头的安装是为了实验更方便的进行, 目前已经购买到质量更轻的产品, 并且实际使用时, 快速接头不是必需部件。

(2) 微型热泵系统样机中存在一些非必需零部件, 包括管路零部件, 如三通和其他一些管路连接件。这主要是因为系统在各个部件的选择时没有能够很好的匹配, 导致需要增加管路连接件使其很好的匹配。下一步的样机改进时, 合理的选择各个部件的接口尺寸, 就能避免这一问题的发生。

(3) 微型热泵系统样机蒸发器热源来自水系统, 实际空间应用时, 热源一般来自电子芯片散热。热源不同, 蒸发器的型式不同。目前采用的板式蒸发器的系统, 可以利用产生的冷冻水作为载冷剂, 经过热沉, 吸收芯片热量达到冷却电子芯片的目的; 下一步的改进方案中可以设计直接作为热沉使用的蒸发器, 制冷剂直接吸收电子芯片的热量达到冷却芯片的目的, 这种系统更具有针对性。

(4) 微型热泵系统样机中的热力膨胀阀调节能力差。经过实验可知系统最大充注量在 200g, 系统中制冷剂的质量流量小, 实验中认为的改变调节膨胀阀的开度, 对系统制冷量没有产生明显的影响。而且热力膨胀阀质量较毛细管大, 下一步的样机改进时, 可以选择将毛细管和热力膨胀阀对比实验, 分别分析它们与系统其它部件的匹配特性, 选择最适合微型热泵系统的节流装置。

## 5.6 小结

本章主要对微型热泵系统样机及各个主要零部件进行了简要的介绍, 并针对系统样机进行了性能测试实验, 分析了目前组装的样机存在的不足之处, 提出了改进的方向, 最终可以得到以下结论:

(1) 微型热泵系统样机在使用性能上能够达到 450W 排热量, 运转平稳, 噪音低, 系统稳定需要时间短, 可以长时间稳定运行。但样机还存在质量偏重的问题, 需要进行下一步的优化设计。

(2) 微型热泵系统样机存在最佳制冷剂充注量, 在环境温度 22℃, 冷冻水入口温度 19℃ 的情况下, 系统的最佳充注量为 180g。

(3) 蒸发器侧冷冻水入口温度越高, 系统蒸发温度越高, 微型热泵系统样机产生的制冷量越大。

(4) 微型热泵系统样机压缩机转速可调, 转速越大, 样机产生的制冷量越

高。样机能够产生的制冷量有很宽的调节范围，可以根据实际热负荷的大小，调节压缩机转速。



## 结 论

随着空间技术的发展,传统的热控制技术已经逐渐不能满足航天器排热的需求,研制新型热控系统,解决日益严重的排热问题,已成为航天热控系统研制的一项重要课题。空间热泵排热系统能够提高冷凝温度,有效减小辐射器面积且温控范围更大,运行稳定,因而被广泛认为有广阔的运用前景的下一代航天器热控技术。本人采用实验研究的方法对搭建的微型热泵性能试验系统进行了性能试验研究,设计了空间辐射冷凝器,研制了微型热泵排热系统样机,得出了以下结论:

(1) 利用 Aspen 微型制冷压缩机搭建了试验台,通过改变充注量,得到了变充注量下制冷系统性能变化曲线,分析得出:冷冻水温度为 18℃,冷却水温度 35℃情况下,制冷剂的最佳充注量为 220g,系统最大制冷量 279W,制冷 COP 为 2.31;冷却水温度由 21℃增加到 47℃时,制冷量由 505W 降低至 426W,制冷 COP 由 5.64 降低至 2.78;冷冻水温度由 18℃增加至 52℃时,系统制冷量由 236W 增加至 673W,制冷 COP 由 2.01 增加至 5.40;压缩机控制电压越高,系统制冷量越大,压缩机耗电增加,制冷 COP 降低。此外,还对压缩机进行了 48 小时的稳定性实验,压缩机具有良好的稳定特性,可以在长时间的供应 400W 以上制冷量。

(2) 在单相流体传热模型的基础上,建立了针对 450W 热负荷空间管道-肋片辐射冷凝器的传热模型,以单位面积排热量最大为优化目标,设计得到了管道肋片辐射器的导管直径、肋片宽度、肋片长度以及计算的辐射器重量,得到空间条件下辐射器肋片内的温度分布。在地面环境条件下,计算了所设计的辐射冷凝器包括自然对流和辐射散热在内的复合散热量,并与空间环境计算的散热量对比,为后续实验提供一定的理论数据。

(3) 研制了微型热泵系统排热样机,测试了样机的工作特性。在环境温度 22℃,冷冻水 19℃时,样机的最佳充注量为 180g,最大制冷量达到 344W;冷冻水温度 29℃,样机在 12h 的连续工作中制冷量保持在 500W 以上,运转平稳,噪音低。分析了微型热泵系统样机未来的应用前景,并指出了目前研制的样机存在的问题和不足之处,以及初步设想的解决方案。



## 参 考 文 献

- 1 李明海. 光伏热泵强化空间辐射器排热的理论分析. 太阳能学报. 2001, 22(1): 91~95
- 2 M.K Ewert. Active Thermal Control Systems for Lunar and Martian Exploration. SAE Papers, 901243: 613~623
- 3 M.K. Ewert. Investigation of Lunar Base Thermal Control System Options. SAE Papers. 932112:829~840
- 4 M.K. Ewert, J.R. Keller, Brent Hughes. Conceptual Design of A Solar Powered Heat Pump for Lunar Base Thermal Control System. SAE Papers, 961535: 833~844
- 5 Darius Nikanpour, Lina De-parolis. Space-Based Heat Pumps for A Lunar Lander/Rover Thermal Control. SAE Paper, 961536: 845~855
- 6 闵桂荣, 郭舜. 航天器热控制. 2. 科学出版社, 1998:115~135
- 7 王晓路. 航天器变频回热热泵系统研究, 南京理工大学硕士论文. 2010:1~4
- 8 侯增祺, 胡金刚. 航天器热控制技术, 中国科学技术出版社, 2008:316~318
- 9 F.Berner. Initial Development of A Vapor Compression for A Heat Pump to Be Used in Spacecraft. ESA.CR (P), 1977: 1029~1031
- 10 J.P. Bouchez, L. Bussolino. Study and Design of A Heat Rejection System for Advanced Spacecraft and Payload Thermal Control. SAE Papers, 820845: 601~611
- 11 H.G. Jeffrey, L. Thomas, M.K Ewert, et al. High Temperature Lift Heat Pump Refrigerant and Thermodynamic Cycle Selection. SAE Papers, 941272: 813~823
- 12 R.P. Scaringe. Heat Pump Augmented Spacecraft Heat Rejection Systems. Journal of Spacecraft and Rockets.1990, 27(3): 318~323
- 13 D.K. Edwards, R.F Richards. Optimum Heat Rejection Temperature for Spacecraft Heat Pumps, Journal of Spacecraft and Rockets.1989.26 (5):303~307
- 14 P.F. Dexter, W.L. Haskin. Analysis of Heat Pump Augmented System for Spacecraft Control. AIAA paper, 1984, 4(3):112~117
- 15 M.A.Merrigan, R.S. Reid. Heat Pump Augmented Radiators for Spacecraft Thermal Management. Transactions of the Fifth Symposium on Space Nuclear Power Systems, in New Mexico University, 1988. SEE N88-24374: 221~226
- 16 王晶, 袁卫星, 袁修干, 余后满. 航天领域蒸汽压缩热泵技术研究进展. 航空学报. 2005,26(5): 529~534
- 17 R.P. Scaringe. Investigation of Advanced Heat Pump Augmented Spacecraft Heat Rejection System. AIAA Paper, 89-0072
- 18 G.Grossman. Heat Pump for Enhancement of Heat Rejection from Spacecraft. Propulsion and Power, 1990, 6:635~644
- 19 R.P. Scaringe, W.Haskin. Spacecraft Heat Pump Thermal Bus Development Status & Technical Issues.Proceedings of the 25<sup>th</sup> Intersociety Energy Conversion Conference, 1990, 2:130~135

- 20 K.R. Sridhar, M. Gottmann. Thermal Control System for Lunar Base Cooling. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 1996, 10(3):490~496
- 21 Aidoun Zine, D. Nikanpour. Vapor Compression Heat Pump for A Lunar Lander/Rover Thermal Control. *SAE Papers*, 961537: 830~839
- 22 M.K.Ewert. Advanced Active Thermal Control Systems Architecture Study. *Technical Memorandum*, 1996, 10:12~24
- 23 K.R.Sridhar, M.Gottmann. Evaluation of A Reverse Brayton Cycle Heat Pump for Lunar Base Cooling. *SAE Papers*, 941271: 805~813
- 24 T.D. Swanson, R. Radermacher. Low-temperature Thermal Control for A Lunar Base. *SAE Papers*, 901242:603~613
- 25 T.D. Swanson, K.R. Sridhar, M. Gottmann. Moderate Temperature Control Technology for A Lunar Base. *SEA Papers*, 932114: 852~863
- 26 G. Grossman. Absorption Heat Pump for Enhancement of Heat Rejection from Spacecraft. *IECEC*, 1989, 51~56
- 27 Hae-Jin Choi, A.F. Mills. Metal Hydride Heat Pump for Upgrading Spacecraft Waste Heat. *Journal of Thermal Physics and Heat Transfer*. 1991, 26(5):135~141
- 28 李劲东, 何知朱. 强化排热的空间热泵系统分析. *航天器工程*, 1999,8(3): 15~20
- 29 李明海等. 热泵——废热回收在空间站热管理中的应用. *太阳能学报*, 2002,23(2):181~186
- 30 李明海, 过增元. 航天器热控系统的热泵——蓄冷组合热控方案. *宇航学报*, 2002, 23(2):1~5
- 31 郁永章, 孙嗣莹, 陈洪俊. 容积式压缩机技术手册. 机械工业出版社. 北京, 2000:775~778
- 32 吴业正. 小型制冷装置设计指导. 机械工业出版社, 2004:1~8
- 33 韩宝琦, 李树林. 制冷空调原理与应用. 3. 机械工业出版社, 2003: 14~20
- 34 吴业正. 制冷与低温技术原理. 北京: 高等教育出版社, 2004: 74~83
- 35 徐德胜. 制冷空调原理与设备. 上海交通大学出版社, 1996: 230~232
- 36 钱文波, 冯永斌, 晏刚. 家用空调系统制冷剂充注量的研究. *制冷与空调*, 2010,10(2): 75~79
- 37 金晓春, 付海芬, 杨俊莉. HCs 冷柜系统最佳充注量的实验研究与理论分析. *制冷与空调*, 2005, 5(2): 66~70
- 38 张良俊, 吴静怡, 王如竹. 充注量对小型热泵热水器性能影响的实验及分析. *上海交通大学学报*, 2006, 40(8): 1307~1311
- 39 刘金平, 曹乐, 许雄文. 基于分布参数的制冷装置制冷剂充灌量的研究. *制冷技术*, 2010, 38(12): 24~30
- 40 王文斌. 小型风冷热泵制冷剂充注量实验研究. *制冷与空调*, 2008, 22(3): 114~117
- 41 孔祥强, 张东, 李瑛等. 制冷剂充注量对太阳能热泵热水器性能的影响. *上海交通大学学报*, 2010, 44(10): 1372~1377
- 42 黄士群. 浅析冷却水温度对制冷量的影响. *冷冻与速冻食品工业*, 1997, 4: 12
- 43 吴占臣. 蒸发温度和冷凝温度变化对制冷机性能的影响. *化工装备技术*, 2002, 23(2): 48~50

- 44 韩润虎. 美国谷轮公司压缩机应用技术讲座第 16 讲 压缩机故障分析 (4) 一过热. 制冷技术, 2005,2: 38~41
- 45 沙定国. 误差分析与测量不确定度评定, 中国计量出版社, 2003:125~145
- 46 闵桂荣. 卫星热控制技术, 宇航出版社, 1991: 277~279
- 47 阙雄才, 陈江平, 姚国琦等. 汽车空调实用技术. 北京: 机械工业出版社, 2004: 176~182
- 48 刘志辉. 微型制冷系统优化设计研究. 北京工业大学工学硕士学位论文. 2009: 27~64
- 49 余小章. 空间辐射器热分析. 宇航学报. 1994, 15(12): 1433~1437
- 50 杨世铭, 陶文铨. 传热学. 3. 高等教育出版社. 2006:20~300



## 附录 微型制冷系统在不同温度及转速下的性能指标

附表 1 制冷量 (W)

Table 1 Refrigerating output (W)

冷却水温度/°C	电压/V	冷冻水温度/°C				
		20	25	30	35	40
25	2	139	197	277	308	372
	3	200	250	332	375	444
	4	280	314	370	428	513
	5	307	339	393	453	533
30	2	135	183	255	294	368
	3	186	229	301	359	435
	4	242	308	365	420	493
	5	277	336	390	447	519
35	2	133	164	223	294	376
	3	169	217	277	359	448
	4	221	291	333	420	503
	5	263	335	377	447	538
40	2	117	161	205	276	352
	3	163	210	247	335	431
	4	229	272	309	403	489
	5	256	328	333	437	528
45	2	100	148	174	233	350
	3	154	202	218	290	419
	4	194	263	275	361	477
	5	154	289	307	396	511

附表 2 冷凝器排热量 (W)  
Table 2 Heat rejection of condenser (W)

冷却水温度/°C	电压/V	冷冻水温度/°C				
		20	25	30	35	40
25	2	269	289	331	324	327
	3	348	360	407	401	409
	4	437	433	460	478	478
	5	469	462	492	508	496
30	2	262	285	309	308	313
	3	336	349	376	393	392
	4	405	426	444	471	462
	5	439	459	486	508	498
35	2	226	255	243	281	303
	3	291	328	354	377	396
	4	363	413	430	450	470
	5	407	464	474	493	511
40	2	225	239	239	278	279
	3	292	316	304	361	376
	4	360	394	388	449	451
	5	390	454	421	487	503
45	2	188	217	204	224	262
	3	263	303	284	316	373
	4	342	386	368	404	449
	5	263	421	398	447	475

附表 3 压缩机耗功 (W)  
Table 3 Compressor power consumption (W)

冷却水温度/°C	电压/V	冷冻水温度/°C				
		20	25	30	35	40
25	2	41	38	32	35	31
	3	58	54	54	49	48
	4	76	71	75	78	75
	5	88	83	81	89	79
30	2	49	45	41	39	35
	3	68	65	57	64	55
	4	90	81	84	89	75
	5	99	93	90	102	93
35	2	57	52	50	54	50
	3	75	75	79	78	71
	4	97	97	99	105	92
	5	108	106	103	119	106
40	2	64	62	59	66	53
	3	86	87	77	93	86
	4	114	113	105	116	99
	5	122	122	117	132	119
45	2	76	73	86	85	80
	3	97	98	114	112	108
	4	126	125	138	141	123
	5	133	138	136	149	128

附表 4 制冷 COP  
Table 4 Cooling COP

冷却水温度/°C	电压/ V	冷冻水温度/°C				
		20	25	30	35	40
25	2	3.38	5.21	8.64	8.77	11.97
	3	3.47	4.62	6.14	7.73	9.24
	4	3.70	4.40	4.96	5.46	6.87
	5	3.47	4.08	4.88	5.06	6.72
30	2	2.72	4.08	6.21	7.63	10.63
	3	2.73	3.55	5.28	5.63	7.93
	4	2.69	3.81	4.36	4.70	6.53
	5	2.80	3.60	4.33	4.40	5.59
35	2	2.33	3.14	4.43	5.44	7.57
	3	2.26	2.90	3.50	4.58	6.33
	4	2.27	3.01	3.37	3.99	5.49
	5	2.42	3.15	3.65	3.76	5.05
40	2	1.83	2.58	3.46	4.15	6.66
	3	1.88	2.41	3.20	3.59	5.01
	4	2.00	2.42	2.95	3.48	4.92
	5	2.09	2.69	2.84	3.30	4.42
45	2	1.31	2.01	2.01	2.73	4.37
	3	1.58	2.05	1.91	2.60	3.87
	4	1.54	2.11	1.99	2.56	3.87
	5	1.16	2.09	2.27	2.66	4.01

附表 5 制热 COP<sub>h</sub>  
Table 5 Heating COP<sub>h</sub>

冷却水温度/°C	电压/V	冷冻水温度/°C				
		20	25	30	35	40
25	2	6.52	7.65	10.33	9.21	10.53
	3	6.04	6.66	7.53	8.26	8.52
	4	5.78	6.08	6.16	6.11	6.39
	5	5.31	5.57	6.12	5.68	6.25
30	2	5.29	6.35	7.53	7.99	9.04
	3	4.94	5.41	6.60	6.16	7.16
	4	4.50	5.26	5.31	5.27	6.13
	5	4.44	4.92	5.38	5.00	5.37
35	2	3.97	4.90	4.81	5.19	6.10
	3	3.89	4.40	4.48	4.81	5.59
	4	3.72	4.27	4.36	4.27	5.13
	5	3.76	4.36	4.59	4.15	4.80
40	2	3.52	3.83	4.03	4.19	5.27
	3	3.39	3.63	3.93	3.87	4.37
	4	3.15	3.50	3.71	3.87	4.54
	5	3.19	3.73	3.59	3.68	4.22
45	2	3.52	2.96	2.36	2.64	3.27
	3	3.39	3.08	2.49	2.83	3.45
	4	3.15	3.08	2.67	2.87	3.65
	5	3.19	3.05	2.93	3.01	3.72



## 攻读硕士学位期间所发表的学术论文

- 1 刘绩伟, 吴玉庭, 马重芳. 管肋式空间辐射器设计. 中国工程热物理学会传热传质学学术会议论文集. 2010
- 2 刘绩伟, 吴玉庭, 马重芳. 管肋式空间辐射器设计. 已收录于化工学报(增刊)
- 3 吴玉庭, 刘志辉, 刘绩伟, 马重芳, 刘斌. 微型多元平行流冷凝器的流程布置和风速优化. 北京工业大学学报. 2010, 36(11): 1567~1572

## 致 谢

转眼间，三年的研究生学习生活就要结束了，而入学仿佛还是昨天的事情，初来乍到时的场景犹历历在目。回忆起这三年的点点滴滴，感慨不已，欣慰之余而又庆幸无比。值得欣慰的是，我这三年的时间是在汗水和拼搏中度过的，学到了许多受益无穷的东西；庆幸的是我来到了一个很好的环境，遇到了很多的良师益友，给了我很多的指引和帮助，使我能够顺利地完成学业，在此谨向他们表示衷心的感谢！

首先感谢马重芳教授给我们创造了这么好的学习环境，为我们提供了良好的研究平台。马重芳教授学识渊博、胸襟开阔、做事严谨、和蔼可亲，孜孜不倦的科研精神，以及对学科发展的敏锐洞察力使作者受益非浅，并激励我在课题进行中树立良好的自信心和求实精神，在此向马老师表示衷心的感谢。

最深的谢意献给我的导师吴玉庭研究员。我知道，我所掌握的言语并不能确切地表达我对吴老师的感激之情。吴老师广博的学问、干练的作风、严谨的治学态度、无私的奉献精神，都令我从心底里佩服。吴老师用他的言传身教，使我学到了许多书本上没有的东西，这也是我获得的最宝贵的财富。

感谢杜春旭老师，实验室韩正凯师父、丛维汉师父在搭建实验台过程中给予我的巨大帮助。

感谢本实验室的王东芳硕士，在实验台搭建和实验过程中，师妹都给了我很多帮助；感谢何为博士、任楠硕士、李伟卿硕士，感谢她们创造的欢乐和谐环境，感谢她们带来阳光灿烂般的春天气息。

感谢课题组成员刘斌博士、刘林顶、胡青松、杨娟娟、牟笑迎硕士在生活和学习上给我的大力帮助。

感谢我的家人，在攻读硕士期间，他们给予我大力支持，为我分担很多困难，使我得以专心科研，顺利完成毕业论文。

最后，向所有关心和帮助过我的朋友、同学和热能工程实验室全体老师再次表示衷心的感谢！