

微型压缩机驱动的单级与自复叠耦合系统的实验研究

杨易坤, 张 华, 马泽昆

(上海理工大学 制冷及低温工程研究所 上海 200093)

摘 要:搭建了微型压缩机驱动的单级与自复叠耦合系统的实验台,以单级制冷系统对自复叠系统进行预冷的方式获得更低的蒸发温度。高温级工质选用 R404A,低温级工质选用 R290/R170/R14 组成的混合工质(充注质量比为 0.33/0.17/0.50),在 25 ℃ 环境温度,获得了系统的运行特性以及环境温度和高温级预冷温度对系统性能的影响。研究表明:在 157 min 的降温时间内,蒸发器进口温度达到 -112 ℃,出口温度达到 -111 ℃ 并保持稳定;环境温度从 15 ℃ 升高到 32 ℃,系统所能达到的最低温度由 -116.68 ℃ 升高到 -95.31 ℃;高温级预冷温度从 -27 ℃ 降低到 -37 ℃,系统蒸发器进口温度由 -91.18 ℃ 降低到 -112.7 ℃。

关 键 词: 自复叠制冷;微型制冷系统;预冷;混合工质;实验研究

中图分类号:TB661 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2020.03.002

[引用本文格式]杨易坤,张 华,马泽昆.微型压缩机驱动的单级与自复叠耦合系统的实验研究[J].热能动力工程,2020,35(3):13-18. YANG Yi-kun, ZHANG Hua, MA Ze-kun. Experimental study of a single-stage and auto-cascade coupling system driven by miniature compressors[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(3): 13-18.

Experimental Study of a Single-Stage and Auto-Cascade Coupling System Driven by Miniature Compressors

YANG Yi-kun, ZHANG Hua, MA Ze-kun

(Institute of Refrigeration and Cryogenics, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093)

Abstract: In this paper, an experimental platform of a single-stage and auto-cascade coupling system driven by a micro-compressor is built. A single-stage refrigeration system is used to pre-cool the auto-cascade system to obtain a lower temperature. This paper provides a reference for the research of auto-cascade system driven by micro-compressor. R404A is used in the precooling stage, and R290/R170/R14 is used in the low-temperature stage (the mass ratio is 0.33/0.17/0.50). The operating characteristics of the system and the influence of ambient temperature and high temperature precooling temperature on the performance of the system are obtained at the ambient temperature of 25 ℃. The results show that the inlet temperature of the evaporator reaches -112 ℃ and the outlet temperature reaches -111 ℃ within 157 mins of cooling time, and remains stable. The minimum temperature of the system can be increased from -116.68 ℃ to -95.31 ℃ when the ambient temperature rises from 15 ℃ to 32 ℃. The pre-cooling temperature of high-temperature stage decreases from -27 ℃ to -37 ℃, and the inlet temperature of system evaporator decreases from -91.18 ℃ to -112.7 ℃.

Key words: auto-cascade refrigeration, miniature refrigeration system, pre-cooling, mixed refrigerant, experimental study

引 言

自复叠制冷系统是采用两种或以上的非共沸混合工质,经过一次压缩,通过气液分离器实现不同沸点制冷剂自动分离,高沸点制冷剂截流后在蒸发冷凝器中对低沸点制冷剂进一步冷却以达成多级复叠的系统。

美国 W. J. Podbielniak 提出了使用混合工质的自复叠循环^[1],混合工质经压缩机压缩后,在不同温区实现气液相分离,节流产生低温,循环采用单级压缩驱动甲烷、乙烷、丙烷、丁烷和戊烷 5 种非共沸混合工质,这是最早的自复叠制冷循环。中科院理化技术研究所自 1994 年起,对混合工质节流制冷展开了较为深入的研究,在国内外期刊中发表了大量研究论文^[2-6]。贺素艳等人^[7]对储液器和膨胀阀改进,分析制冷剂充注浓度对自复叠系统性能的影响,理论分析和实验表明:在 R23 质量分数为 0.32 ~ 0.40 时,改进的自复叠系统具有较高的能效比(COP)。张书春等人^[8]设计出了一种以 R600A/R23/R14/R740/R728 这 5 种物质作为混合工质的五级自动复叠循环系统,试验获得了 -123 ℃ 的低温并对系统降温特性进行了分析。王林等人^[9]提出通过在气液分离器底部液体出口处设置喷射器来达到更低的制冷温度。实验表明制冷效率相同时,理论上该自复叠制冷循环制冷温度比传统自复叠制冷温度可降低 10 ~ 20 ℃。李娟娟等人^[10-11]设计搭建了具有两路旁通调节的三级自复叠制冷系统,系统使用 R134a、R23 和 R14 制冷工质,在 -87 ℃ 的蒸发温度下获得 75 W 制冷量,COP 为 0.139。

随着微电子技术的发展,制冷设备可以做到微型化,微型制冷系统的运用最初集中在军事工业中主动式个人微环境的冷却。美国 Natick 单兵中心和 Aspen Thermal 公司均有此类产品的研制^[12]。Natick 从 1994 年到 1998 年先后开发了 IMCS、PVCS、ALMCS 个人冷却系统,其中,ALMCS 系统以 R134a 作为制冷剂,采用 2 节 24 V 电池供电,可以在 35 ℃ 环境中制取 230 W 制冷量并连续工作 3 h。Aspen Thermal 公司研发出个人微环境冷却系统 PCS,此系统采用直流亚硫酸锂电池作为驱动电源,使用回转式压缩机,能连续运行 3 h 并在 38 ℃ 的环

境中产生 300 W 的制冷量。杨宇飞^[13-14]、桑岱等人^[15]也针对便携式微环境冷却展开理论和实验研究。但是,目前成功投入商业运用的自动复叠低温产品无法满足便携需求,对于便携式的微型自动复叠产品仍然属于研究阶段,市场上没有成熟的产品,且研究多重点关注在自复叠循环本身,少有研究对高温级预冷温度的影响进行研究,本文即对微型压缩机驱动的带有单级制冷系统预冷的自动复叠制冷系统展开实验研究。

搭建了一套单级与自复叠耦合系统,高温级制冷工质选取 R404a,低温级制冷工质是以 0.33/0.17/0.50 配比下 R290/R170/R14 所组成的混合工质,其中加入部分 R290 的目的是降低排气温度,加快降温速度并提高工质与润滑油的互溶性。以单级制冷系统对自复叠系统进行预冷的方式获得更低的蒸发温度。分析了降温过程中系统的运行特性以及环境温度和高温级预冷温度对系统的影响。

1 试验系统设计

针对 -100 ℃ 的目标制冷温区以及制冷系统微型化的要求,使用市面上已经获得成功商业化运用的微型转子式压缩机,实现小空间内的低温制冷。系统选择了单级压缩制冷循环与自动复叠循环耦合的制冷方式,在获得低温环境的同时,保证了系统拥有很好的稳定性和复现性,为低温制冷系统的微型化和便携化运用提供一定的基础,推动微型混合工质节流技术的应用

实验系统由制冷循环系统和数据采集系统组成。单级与自复叠耦合系统原理如图 1 所示。该系统高温级为一个单级蒸汽压缩制冷系统,使用单一制冷工质,通过冷凝蒸发器对低温级进行预冷。低温级为两级自复叠制冷系统,混合工质被压缩到高温高压状态后,先经过风冷冷凝器冷却到室温环境,再通过预冷级冷凝蒸发器被冷却到 -30 ℃ 左右成为气液两相混合物,之后进入回热器进一步降温冷却,后进入平衡闪蒸式气液分离器;此时在气液分离器中液体富含高沸点制冷工质而低沸点制冷工质主要以气态的形式存在;富含高沸点的液态制冷工质由于重力的作用流入节流装置中被绝热节流,同时,低沸点气态制冷工质进入冷凝蒸发器被来自状态点 15 的低温制冷工质冷却到两相区;随后,被冷

却的低沸点制冷工质经过绝热节流装置进入蒸发器中蒸发吸热,提供制冷量;蒸发后的制冷工质与来自状态点 11 的制冷工质混合达到状态点 15,最后通过冷凝蒸发器、回热器蒸发吸热,回到低温级压缩机,完成制冷循环。

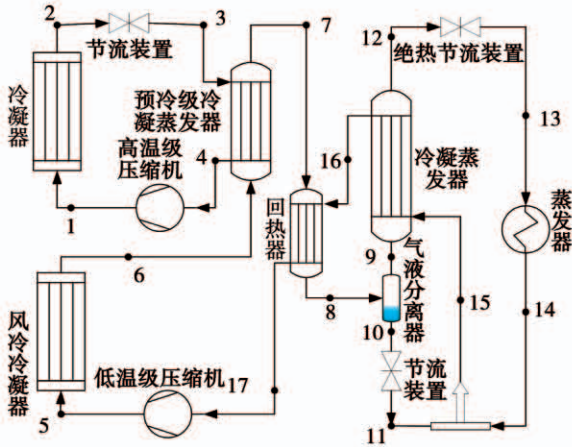


图1 单级与自复叠耦合制冷循环示意图

Fig.1 Diagram of single-stage and self-cascade coupled refrigeration cycle

在实验系统中,选取技术比较成熟的微型转子式压缩机,型号为CS-MCQ-19241100。压缩机高108 mm,最大直径56 mm,排气量 $1.9 \text{ cm}^3/\text{r}$,重量880 g,最大压比为8:1,转速接受信号可以接受0~5 V的电压范围,1.0~5.0VDC对应压缩机转速2 000~6 000 r/s,电压与转速呈线性关系。实验选取风冷式冷凝器,采用风机强迫对流换热,装配方便,适合于系统便携式的使用要求。冷凝器分为高温级冷凝器和低温级冷凝器2个。高温级冷凝器尺寸 $155 \text{ mm} \times 45 \text{ mm} \times 150 \text{ mm}$,风机尺寸 $120 \text{ mm} \times 120 \text{ mm}$,功率3.6 W,翅片间距1.7 mm。低温级冷凝器尺寸 $155 \text{ mm} \times 30 \text{ mm} \times 150 \text{ mm}$,风机尺寸 $120 \text{ mm} \times 120 \text{ mm}$,功率3.6 W,翅片间距1.7 mm。蒸发器形式采用直接蒸发式盘管空气冷却器,直接盘置于不锈钢真空保温杯内部。盘管内径4 mm,有效长度2 500 mm。冷凝蒸发器以及回热器均采用管套管式换热器,规格均为 $\Phi 6.35 \times 0.80 \text{ mm}$, $\Phi 3 \times 0.80 \text{ mm}$,有效长度分别为1 800、1 800和1 000 mm。节流装置均使用毛细管进行节流降压。高温级毛细管内径0.8 mm,长度5 200 mm。低温级主副毛细管均采用内径为0.6 mm铜管,主毛细管长度6 000 mm,副毛细管长度3 000 mm。

实验系统主要采用温度和压力测量。设置温度测点15个,用于测量高低温两级制冷系统的主要部件的温度。设置压力测点4个,用于测量高低温级压缩机的吸气压力和排气压力。使用欧米茄公司生产的铜-康铜(T)型热电偶进行温度测量,线径直径为0.255 mm,测温范围为 $-200 \sim 260 \text{ }^{\circ}\text{C}$,测量精度为 $\pm 0.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。T型热电偶一端使用电焊机焊接成圆球状并将其与制冷系统管路或部件紧密贴合,并使用锡箔纸缠好固定,在对所有连接的热电偶校准后,将热电偶的另一端接入Agilent的34972A数据采集仪模块内的接口段,在个人计算机(PC)机上实时显示测量结果并收集数据。使用上海天沐自动化仪表有限公司生产的NS-P-I型压力变送器进行压力测量,根据输出信号的电流值和压力传感器的量程可确定实际压力值。

2 实验数据及分析

2.1 压缩机运行特性

实验在 $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 的设计环境温度下进行。高温级压缩机吸排气温度、压力随时间变化的曲线如图2和图3所示。

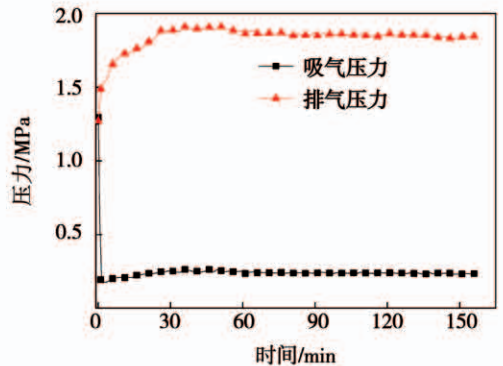


图2 高温级压缩机吸、排气压力随时间变化

Fig.2 Pressure variation of suction and exhaust of high-temperature stage compressor

压缩机启动后,在13 min内,排气压力迅速上升到1.73 MPa、吸气压力迅速下降到0.21 MPa,排气温度逐渐上升到 $67.99 \text{ }^{\circ}\text{C}$,吸气温度降低到 $-37.90 \text{ }^{\circ}\text{C}$,此后2 min,温度压力数值缓慢变化并趋于稳定。15 min时,低温级压缩机开启,导致高温级蒸发器负荷变大,蒸发器出口温度升高,同时高温级压缩机的吸气温度在22 min时上升到 $-14.42 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

℃,随吸气过热度增大,压缩机排气温度也随之升高,最高排气温度达到 86.38 ℃,同时,吸、排气压力也随之升高。30 min 后,低温级的运行工况开始稳定,高温级压缩机的运行工况逐渐改善,90 min 后,压缩机运行参数略有降低但基本不再变化,吸、排气温度稳定在 -33 和 81 ℃ 左右,吸、排气压力稳定在 0.24 和 1.83 MPa,压缩机压比 7.6。

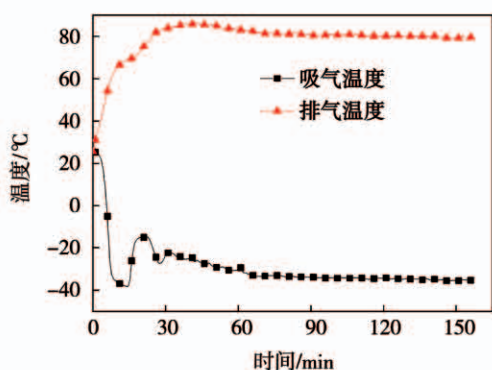


图3 高温级压缩机吸、排气温度随时间变化

Fig. 3 Temperature variation of suction and exhaust of low-temperature stage compressor

低温级压缩机吸排气温度、压力随时间变化的曲线如图4和图5所示。低温级系统在 25 ℃ 环境温度下平衡压力为 1.60 MPa,高温级压缩机启动为低温级预冷 15 min,此时低温级工质温度降低,比容减小,低温级平衡压力下降至 1.45 MPa 左右保持稳定。

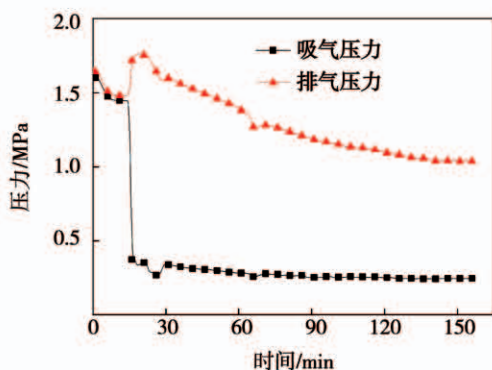


图4 低温级压缩机吸、排气压力随时间变化

Fig. 4 Pressure variation of suction and exhaust of low-temperature stage compressor

低温级压缩机开启后,由于系统中的混合工质主要以气相的形式存在,流经毛细管内的工质主要

为气体形式,节流制冷效应小,开机时不能很快冷凝,所以气体集中到冷凝器中,冷凝压力迅速上升到最高值 1.76 MPa,同时排气温度也升高到最高值 74.17 ℃。此后,随着系统整体温度降低,工质中液体含量越来越多,导致高压下降,系统排气温度也明显降低,压缩机运行工况得到很大改善,130 min 后,压缩机运行达到稳定,吸、排气温度稳定在 -10 和 56 ℃,吸、排气压力稳定在 0.24 和 1.03 MPa,压缩机压比 4.3。从运行数据中可以看到,驱动低温级自复叠系统的微型压缩机的运行工况能够满足压缩机的使用要求。

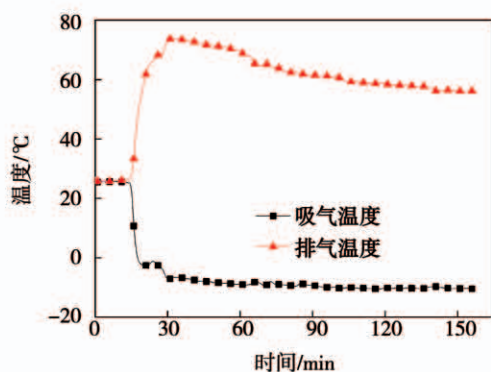


图5 低温级压缩机吸、排气温度随时间变化

Fig. 5 Temperature variation of suction and exhaust of low-temperature stage compressor

2.2 系统降温特性

系统的降温特性曲线如图6所示。从图中可以看出,副毛细管降温提前于主毛细管,也说明了自复叠系统的降温原理是高温级制冷剂节流蒸发冷凝低温级制冷剂。随着气液分离器的温度降低,主、副毛细管的节流温度也逐渐降低,在运行到 63 min 时,主毛细管节流温度达到 -91.01 ℃ 后,节流温度开始升高并持续 6 min,同时副毛细管节流温度也随之升高,主、副毛细管节流温差减小,经过短暂温升后,随着气液分离器温度的降低,系统再次降温并在 150 min 时,蒸发器进口温度降至 -112.53 ℃,出口温度降至 -110.40 ℃。可以看出,带有高温级预冷的自复叠系统可以有效降低蒸发器进口温度,即可以获得更低的蒸发温度。从系统的降温曲线来看,可以大致分为快速降温、波动和稳定降温 3 个阶段。从实验现象看,产生温度上升波动段的原因是:系统中的润滑油和制冷剂在气液分离器没有完全分离,

部分润滑油被携带进入系统中的低温段,在主毛细管节流温度降低到 $-90\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右时,润滑油流动性降低,从而造成主、副毛细管的节流温度短暂升高,在气液分离器温度继续降低后,润滑油分离效果得以提升,绝大部分润滑油随高沸点工质返回低压通道,轻微的堵塞现象也随之消失,系统又开始降温,进入稳定降温阶段。

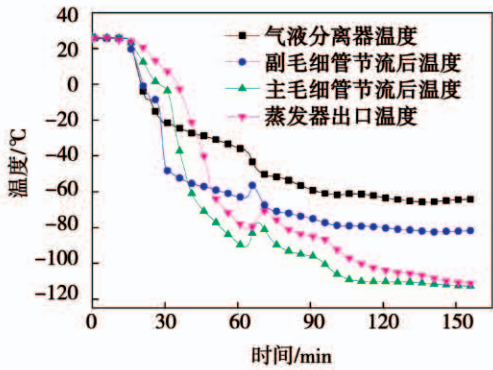


图6 系统温度随时间变化

Fig.6 Temperature variation of system with time

2.3 环境温度对系统的影响

系统设计环境温度为 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$,为进一步研究自复叠制冷系统的性能,将系统分别在 15 、 20 、 25 和 $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的环境温度下进行实验,分析环境温度对系统运行特性的影响。图7是系统在不同环境温度下蒸发器进口温度随时间的变化图。随环境温度的升高,高温级所需要的预冷时间相对延长,同时低温级系统达到最终稳定的时间变长, $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境温度下,系统运行 115 min 达到相对稳定状态; $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境温度下,系统需要运行 180 min 才能达到稳定状态。此外,随着环境温度提高,系统内外温差变大,系统漏热量增加,所能达到的最低温度也相对提高,系统在 15 、 20 、 25 和 $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境温度下,蒸发器进口温度依次为 -116.68 、 -115.36 、 -112.70 和 $-95.31\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。可以看到蒸发器进口温度随环境温度的升高而升高。

2.4 高温级预冷温度对系统的影响

对于带有预冷级的自复叠系统来说,预冷温度将改变混合工质在气液分离器中分离的温度条件和压力条件,从而直接影响进入到节流元件和换热器中工质的流量和配比,改变系统的运行工况,影响制冷机的性能。本文分析了在 -27 和 $-37\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的预冷

温度下系统的降温特性。图8是系统在 -27 和 $-37\text{ }^{\circ}\text{C}$ 预冷温度下副毛细管节流温度随时间变化的曲线图。在 $-27\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的预冷温度下,混合工质气液相分离温度,即副毛细管节流前的温度为 $-32.59\text{ }^{\circ}\text{C}$,远高于 $-37\text{ }^{\circ}\text{C}$ 预冷时的气液相分离温度,结合系统压力,将改变混合工质气相和液相的流量及浓度比例。在两种不同预冷温度下,副毛细管出口温度分别为 -60.34 和 $-81.85\text{ }^{\circ}\text{C}$,节流前后温降分别为 27.75 和 $17.61\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

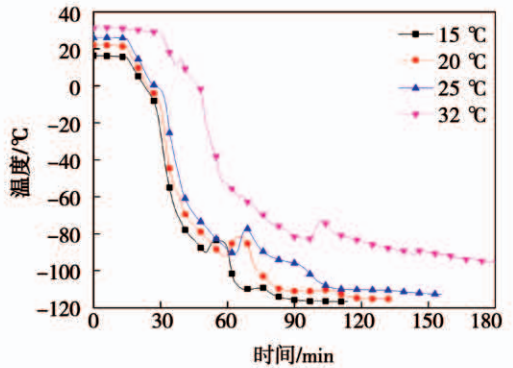


图7 不同环境温度下蒸发器进口温度随时间的变化

Fig.7 Temperature variation of evaporator inlet for different ambient temperatures

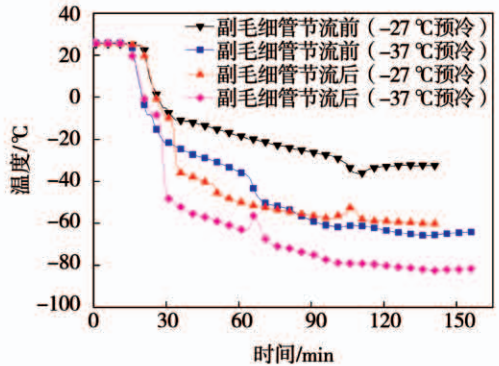


图8 不同预冷温度下副毛细管节流温度随时间变化

Fig.8 Variation of throttling temperature of sub-capillary for different pre-cooling temperatures

主毛细管节流温度随时间变化的情况如图9所示。由图可知,在温度 $-27\text{ }^{\circ}\text{C}$ 预冷条件下,当主毛细管节流出口温度达到 $-90\text{ }^{\circ}\text{C}$ 附近时,同样也存在温度上升波动的阶段,根据前述分析,此阶段内可能发生的情况是少量润滑油被携带进入低温部分,当气液分离器温度降低后,系统又开始降温,此时可能仍有一些润滑油积聚在低温部分,影响了温度的继

续下降,蒸发器进口最低温度为 $-91.18\text{ }^{\circ}\text{C}$, 高于 $-37\text{ }^{\circ}\text{C}$ 预冷条件下所能达到的 $-112.70\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的最低进口温度。由此可见,预冷温度对于特定混合工质比例下的自复叠系统的降温有显著影响,在此类系统设计中需要加以注意。

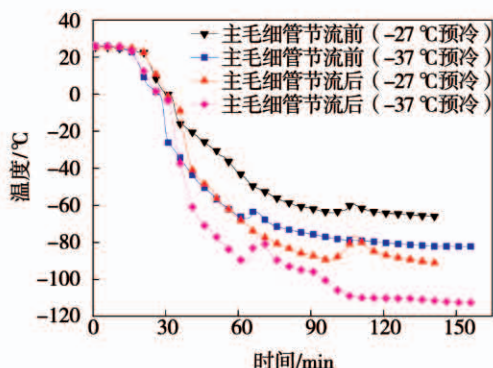


图9 不同预冷温度下主毛细管节流温度随时间变化

Fig. 9 Variation of throttling temperature of main capillary for different precooling temperatures

3 结 论

搭建了微型压缩机驱动的单级与自复叠耦合系统的实验台,高温级工质选用 R404A,低温级工质选用 R290/R170/R14 组成的混合工质,低温级混合工质充注质量比为 0.33/0.17/0.50,在 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境温度,获得了系统的运行特性以及环境温度和高温级预冷温度对系统的影响。

(1) 使用的微型转子式压缩机,可以满足低温制冷的需要,在合理的设计条件下,可以稳定可靠运行。

(2) 环境温度变化影响本系统中压缩机的运行工况和系统降温特性。环境温度由 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升高到 $32\text{ }^{\circ}\text{C}$,系统所能达到的最低温度由 $-116.68\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升高到 $-95.31\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

(3) 对于有预冷级的自复叠制冷系统来说,预冷温度对系统运行特性有明显影响。低温级混合工质 R290/R170/R14 配比不变的情况下,预冷温度为 $-37\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,系统稳定后蒸发器进口温度达到 $-112.70\text{ }^{\circ}\text{C}$,出口温度 $-111.32\text{ }^{\circ}\text{C}$;预冷温度为 $-27\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,蒸发器进口为 $-91.18\text{ }^{\circ}\text{C}$,出口温度为 $-84.59\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

参考文献:

- [1] PODBIELNIAK W J. Art of refrigeration[P]. US:2041725,1936-04-26.
- [2] LUO E C, GONG M, ZHOU Y, et al. Experimental investigation of a mixed-refrigerant J-T cryocooler operating from 30 K to 60 K[J]. Advances in Cryogenic Engineering, 2000(45): 315-222.
- [3] 罗二仓,周 远,公茂琼,等. 空调压缩机驱动的 80 K 温区的微型 J-T 节流制冷机的试验研究[J]. 真空与低温, 1997, 3(3): 137-140.
LUO Er-cang, ZHOU Yuan, GONG Mao-qiong, et al. Experimental investigation of 80 K mixedrefrigerant T TJ cryocooler driven by air conditioning compressor [J]. Vacuum and Cryogenics, 1997, 3(3): 137-140.
- [4] 公茂琼,罗二仓,周 远. 用状态方程计算多元混合工质的热导率[J]. 低温工程, 1997(3): 18-22.
GONG Mao-qiong, LUO Er-cang, ZHOU Yuan. Thermal conductivity calculation of mixtures by means of an equation of state[J]. Cryogenics, 1997(3): 18-22.
- [5] LUO E C, ZHOU Y, GONG M Q. Mixed-Refrigerant joule-thomson cryocooler driven by R22/R12 compressor[C]//Advances in Cryogenic Engineering, Springer US, 1998.
- [6] 罗二仓,公茂琼,石 磊,等. 不同用途的低温混合工质节流制冷系统研究的综合报道[J]. 低温工程, 1999(4): 43-48.
LUO Er-cang, GONG Mao-qiong, SHI Lei, et al. Report on cryogenic mixture joule-thomson refrigerators for different applications[J]. Cryogenics, 1999(4): 43-48.
- [7] 贺素艳,邵 超,杨玉涛,等. 混合工质配比对自复叠制冷循环影响的理论模拟和实验研究[J]. 化工学报, 2018(69): 108-114.
HE Su-yan, SHAO Chao, YANG Yu-tao, et al. Theoretical simulation and experimental study on effect of mixture ratio in auto-cascade refrigeration cycle [J]. CIESC Journal, 2018(69): 108-114.
- [8] 张书春,张 华,赵 巍,等. 一种多级自复叠制冷循环系统中制冷剂的成分分析[J]. 制冷技术, 2013(2): 10-13.
ZHANG Shu-chun, ZHANG Hua, ZHAO Wei, et al. Component analysis of refrigerant in multi-stage auto-cascade refrigeration cycle system [J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2013(2): 10-13.
- [9] 王 林,谈莹莹,梁坤峰,等. 一种新型自复叠制冷循环特性研究[J]. 工程热物理学报, 2012(33): 921-924.
WANG Lin, TAN Ying-ying, LIANG Kun-feng, et al. Characteristics of anovel autocascade refrigeration cycle [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2012(33): 921-924.