

DOI:10.11784/tdxbz202412011

# 跨临界二氧化碳双级压缩多联引射制冷系统的实验研究

陈煜<sup>1</sup>, 李力耕<sup>1</sup>, 刘楷<sup>1</sup>, 舒歌群<sup>2</sup>, 田华<sup>1</sup>, 董睿璇<sup>1</sup>

(1. 天津大学先进内燃动力全国重点实验室, 天津 300072; 2. 中国科学技术大学工程科学学院, 合肥 230026)

**摘要:** 二氧化碳(CO<sub>2</sub>)制冷技术因其绿色环保、单位容积制冷量大等优势近年来备受关注。多联引射器的引入对跨临界二氧化碳制冷系统的能效提升具有至关重要的意义。本文设计并搭建了配备多联引射器的跨临界二氧化碳双级压缩制冷系统测试平台, 成功获取了双级压缩制冷系统、基于双级压缩的多联引射制冷系统在不同运行工况下的能效变化情况, 精确量化了多联引射器对系统性能系数(COP)、制冷量、压缩机耗功等关键参数影响, 并分析了多联引射制冷系统能效提升机理, 为跨临界二氧化碳多联引射制冷系统进一步研究提供了参考依据与数据支持。结果表明: 在本实验边界条件下, 二氧化碳双级压缩制冷系统的最高 COP 为 2.62, 此时系统最高运行压力为 7.39 MPa; 二氧化碳多联引射制冷系统的最高 COP 为 3.13, 此时系统最高运行压力为 7.11 MPa。与双级压缩制冷系统相比, 多联引射器的引入对 COP 提升率可达 19.4%, 并有效降低系统最优高压压力。

**关键词:** 二氧化碳制冷; 双级压缩; 多联引射; 系统性能

中图分类号: TK123

文献标志码: A

文章编号: 0493-2137(2026)04-0354-07

## Experimental Study of Transcritical Carbon Dioxide Two-Stage Compression Multiejector Refrigeration System

Chen Yu<sup>1</sup>, Li Ligeng<sup>1</sup>, Liu Kai<sup>1</sup>, Shu Gequn<sup>2</sup>, Tian Hua<sup>1</sup>, Dong Ruixuan<sup>1</sup>

(1. State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300072, China;

2. School of Engineering Science, University of Science and Technology of China, Hefei 230026, China)

**Abstract:** Carbon dioxide refrigeration technology has attracted remarkable attention in recent years owing to its advantages, such as environmental friendliness and large refrigeration capacity per unit volume. The introduction of multiejector is of crucial importance for improving the energy efficiency of transcritical carbon dioxide refrigeration systems. In this paper, a test platform for transcritical carbon dioxide two-stage compression refrigeration systems equipped with multiejector was designed and built. The changes in the energy efficiency of two-stage compression refrigeration systems and multiejector refrigeration systems based on two-stage compression under varying operating conditions were successfully obtained. The influence of the multiejector on key parameters such as the coefficient of performance (COP), refrigeration capacity, and compressor power consumption of the systems was accurately quantified. The mechanism for improving the energy efficiency of multiejector refrigeration systems was analyzed, providing a reference basis and data support for further research on transcritical carbon dioxide multiejector refrigeration systems. The results show that under the boundary conditions of this analysis, the maximum COP of the carbon dioxide two-stage compression refrigeration system is 2.62, the maximum operating pressure of the system is 7.39 MPa, the maximum COP of the carbon dioxide multiejector refrigeration system is 3.13, and the maximum operating pressure of the system is 7.11 MPa. In conclusion, compared with the two-stage compression refrigeration systems, transcritical carbon dioxide two-stage compression refrigeration systems equipped with multiejectors can increase COP by 19.4% and effectively reduce the optimal high pressure of the system.

**Keywords:** carbon dioxide refrigeration; two-stage compression; multiejector; coefficient of performance

收稿日期: 2024-12-01; 修回日期: 2025-06-27.

作者简介: 陈煜(2002—), 男, 博士研究生, chenyu0319@tju.edu.cn.

通信作者: 李力耕, llg951753@tju.edu.cn.

基金项目: 国家资助博士后研究人员计划资助项目(GZC20241198).

Supported by the Postdoctoral Fellowship Program of CPSF (No. GZC20241198).

(COP)

随着人类对自然环境认知的加深,气候变化已逐渐成为国际焦点议题.温室气体的持续排放,尤其是二氧化碳(carbon dioxide, CO<sub>2</sub>),被普遍认为是全球气候变暖的首要因素.在这一严峻背景下,制冷产业作为能源消耗和环境影响的重要领域,探索更加绿色环保的制冷技术已迫在眉睫.在众多制冷技术中,跨临界二氧化碳制冷技术因其绿色环保、单位容积制冷量大等优势近年来备受关注.前国际制冷学会主席 Lorentzen 教授,也大力推广自然工质二氧化碳的使用<sup>[1-3]</sup>.然而,实际应用中二氧化碳制冷系统制冷能效系数(coefficient of performance, COP)较传统人工合成制冷剂优势并不明显,这也在一定程度上限制了二氧化碳制冷系统在高能效制冷需求场合中的应用推广.

为提高二氧化碳制冷系统能效,国内外学者和企业近年来进行了大量理论研究,例如:Kim<sup>[4]</sup>从系统层面重点分析了回热过程、膨胀节流、双级压缩和闪蒸旁通的循环构型优化方法,提出除气冷器出口压力外,中间压力与中间温度也是决定双级二氧化碳跨临界循环最佳性能的关键参数.Zhang 等<sup>[5]</sup>和 Llopis 等<sup>[6]</sup>建立了带回热器的二氧化碳制冷循环热力学模型,并通过实验对二氧化碳制冷循环系统能效进行了分析.Yu 等<sup>[7]</sup>针对膨胀节流提效过程进行分析,对比了引射器、膨胀机及涡流管这3种压力能回收方法,发现引射过程能够在更宽的范围内提升系统制冷能效.

降低跨临界二氧化碳制冷系统节流损失是提高系统制冷效率的主要途径,使用引射器取代传统节流装置已被证实可以有效提升系统能效<sup>[8-9]</sup>.引射器通常由动力喷嘴、吸气喷嘴、接收室、混合室和扩压器5个部分组成,其原理为利用动力喷嘴引射,产生高速流体在接收室形成负压区,吸引被引射管路中的流体,主引射流与被引射流混合后通过扩压器扩散,将节流过程本应损失掉的压力能利用起来,从而提高系统能效.

加装引射器的跨临界二氧化碳制冷系统最初由 Kornhauser<sup>[10]</sup>提出,该方案在跨临界二氧化碳循环系统中增设引射器以替代节流阀,成功回收部分膨胀过程中损失的压力能,进而提升压缩机吸气压力,减少压缩机耗功,提升系统整体能效.Besagni 等<sup>[11]</sup>深入分析了制冷系统中引射器的具体工作原理以及制冷剂自身性质对引射器效率的影响,对主要的引射器制冷系统进行了分类.Liu 等<sup>[12]</sup>提出了一种可用于超市

的双喷射器和双蒸发器跨临界二氧化碳制冷循环.Li 等<sup>[13]</sup>对带引射器的跨临界二氧化碳制冷系统进行热力学分析,建立了引射器恒压混合模型,在常规工况下,研究了引射比以及压降对跨临界二氧化碳制冷系统性能的影响.Elbel 等<sup>[14]</sup>首次将两相引射器引入至二氧化碳跨临界循环,通过在动力喷嘴中放置的针调节动力喷嘴的喉部直径,从而改变工作过程中流体混合和扩压过程.Liu 等<sup>[15]</sup>也通过实验测试验证了一种二氧化碳可调几何尺寸引射器,发现使用固定几何结构引射器制冷系统能效系数可提高36%,而采用可调引射器的制冷系统能效系数可提高60%.

与单引射器系统相比,多联引射器系统具有更灵活的调节能力,能够适应不同工况下系统内部质量流量的变化,提高系统不同工况下的膨胀功回收效率,从而进一步提升制冷系统的性能系数.Hafner 等<sup>[16]</sup>提出采用3个固定几何结构引射器并联布置的多联引射器提效方法,分析表明该多联引射器的平均引射效率可达20%.Gullo 等<sup>[17]</sup>对比了R404A直接蒸发系统和二氧化碳多联引射系统节能潜力.结果表明二氧化碳多联引射系统年用电量减少26.2%.Haida 等<sup>[18]</sup>针对具有多联引射器的二氧化碳制冷系统开展实验测试,发现相较于平行压缩系统,该系统能效系数可提升7%.此外,Smolka 等<sup>[19]</sup>通过模拟对比,发现不同操作条件下,多联引射系统相比可调节阀引射系统操作性能更优.

当前,跨临界二氧化碳多联引射制冷系统相关研究多以热力学分析和数值模拟为主,缺乏真实可靠的实验数据对上述研究方法准确性进行验证.同时,基于双级压缩系统引入多联引射器提效效果未知.基于此,本文设计并搭建了配备多联引射器的跨临界二氧化碳双级压缩制冷系统测试平台,成功获取了双级压缩制冷系统、多联引射制冷系统在不同系统最高运行压力下的能效变化情况,精确量化了多联引射器的引入对制冷系统COP、制冷量、压缩机耗功等关键参数的影响,并分析了多联引射制冷系统的能效提升机理,为跨临界二氧化碳多联引射制冷系统的进一步研究提供参考依据与数据支持.

## 1 实验系统

### 1.1 系统构型

#### 1.1.1 二氧化碳双级压缩制冷系统

图1所示为具有闪蒸旁通和内部回热功能的二

氧化碳双级压缩制冷系统. 其中, 以蓝色、黄色、红色实线分别表示低压、中高压和高压的 CO<sub>2</sub> 工质流路. 此系统主要由压缩机(两台并联的高压压缩机和一台独立的低压压缩机)、回热器(高压、低压)、膨胀阀(高压、低压)、气冷器、预冷器、闪蒸罐以及储液罐组成.

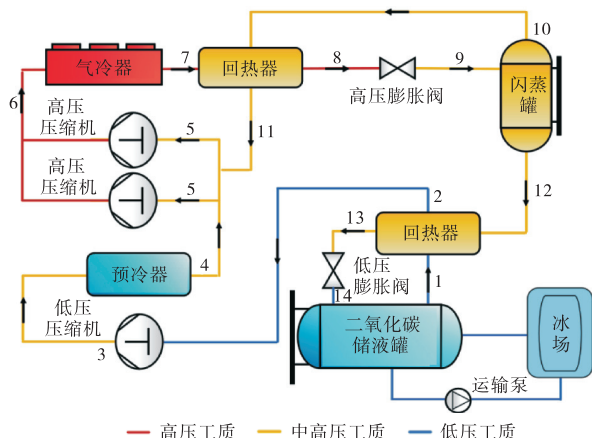


图 1 二氧化碳双级压缩制冷系统

Fig.1 Carbon dioxide two-stage compression refrigeration system

系统工作流程如下: 蒸发器的低压 CO<sub>2</sub> 工质处于状态点 1, 经低压回热器成为过热态工质(状态点 2)后进入低压压缩机被压缩为中压工质(状态点 3). 预冷器冷却后的工质(状态点 4)与流经高压回热器的 CO<sub>2</sub> 工质(状态点 11)汇合至状态点 5 并流入高压压缩机. 在高压压缩机中, CO<sub>2</sub> 工质被压缩为高温高压状态(状态点 6), 此时工质具有系统最高温度与压力. 接着, 经气冷器冷却的工质(状态点 7)进入高压回热器进一步降温至状态点 8. 流经高压回热器的 CO<sub>2</sub> 工质进入高压膨胀阀膨胀节流, 变为气液两相的中压工质(状态点 9), 再通入闪蒸罐进行气液分离. 其中, 气相 CO<sub>2</sub> 工质(状态点 10)充当高压回热器的低温介质, 液相 CO<sub>2</sub> 工质(状态点 12)作为低压回热器的高温介质被冷却. 冷却后的 CO<sub>2</sub> 工质(状态点 13)通入低压膨胀阀减压节流, 成为低压低温 CO<sub>2</sub> 工质(状态点 14). 最后, 该 CO<sub>2</sub> 工质通入储液罐, 流入冰场蒸发吸热实现制冷功能, 从而完成整个循环.

1.1.2 二氧化碳多联引射制冷系统

具有闪蒸旁通、内部回热以及可调节多联引射功能的二氧化碳多联引射制冷系统如图 2 所示. 其中, 以蓝色、绿色、黄色和红色实线分别表示低压、中低压、中高压和高压的 CO<sub>2</sub> 工质流路. 此系统主要由压缩机(两台并联的高压压缩机和一台独立的低压压缩机)、回热器(高压、低压)、多联引射器、膨胀阀、气冷

器、预冷器、闪蒸罐以及储液罐组成.

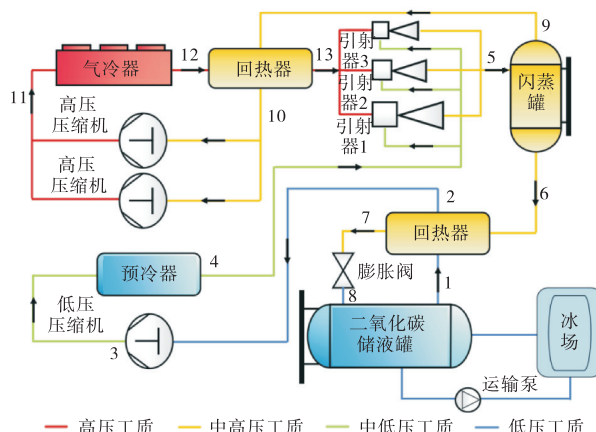


图 2 二氧化碳多联引射制冷系统

Fig.2 Carbon dioxide multijector refrigeration system

系统工作流程如下: 来自蒸发器的低压 CO<sub>2</sub> 工质处于状态点 1, 经低压回热器转变为过热态(状态点 2)后进入低压压缩机, 被压缩至中低压状态(状态点 3). 经预冷器冷却的工质(状态点 4)进入引射器吸气喷嘴, 同时, 流经高压回热器的高压工质(状态点 13)进入引射器动力喷嘴. 经动力喷嘴引射, 与吸气喷嘴处工质混合并扩压, 形成中高压工质(状态点 5), 该状态工质一般带有一定干度. 接着, 此状态的 CO<sub>2</sub> 工质进入闪蒸罐进行气液分离, 其中气相工质(状态点 9)作为高温回热器的低温介质, 被加热后的工质(状态点 10)流入高压压缩机, 被压缩为高温高压工质(状态点 11), 此时工质达到系统内的最高温度与压力. 随后, 经气冷器冷却的工质(状态点 12)进入高压回热器进一步降温(状态点 13), 该回热器也用于实现高压压缩机入口过热. 与此同时, 闪蒸罐的液相工质(状态点 6)作为低压回热器的高温介质被冷却, 冷却后的工质(状态点 7)通过低压膨胀阀减压节流, 变为低压低温工质(状态点 8). 最后, 该 CO<sub>2</sub> 工质通入储液罐, 流入冰场进行蒸发吸热以实现制冷功能, 从而完成整个循环.

1.2 测试平台

为探究多联引射器的引入对于二氧化碳双级压缩制冷系统的影响, 本文设计并搭建了一套综合实验测试平台, 如图 3 所示. 此平台包含 3 个回路, 即制冷工质回路、液态二氧化碳工质至冰场的液体供应回路以及热回收系统. 平台通过电动阀进行控制, 能够适应单级压缩、双级压缩、平行压缩和多联引射等不同系统配置. 本文主要对比双级压缩制冷系统与多联引射制冷系统性能.



图3 二氧化碳制冷系统测试平台

Fig.3 Test platform of CO<sub>2</sub> refrigeration system

为满足实验冰场全部实验工况的调节需求, 本文采用了商用多联可调引射器组件, 该组件由3个不同尺寸引射器并联组成, 如图4所示. 调节方式: 借助动力喷嘴入口、吸气喷嘴入口以及扩压流体出口处的9个电动阀来实现管路流通情况, 以确定并入系统工作的引射器数量; 同时, 对多联可调引射器自身参数的调节, 则通过每个引射器上的执行器调节喷嘴开度, 进而控制系统引射比和引射压升等. 通过调节接入系统的引射器数量以及自身开度, 共同优化变工况系统运行性能.



图4 多联可调引射器

Fig.4 Adjustable multiejector

本文构建了实时准确的数据采集和控制系统, 即由传感器、PLC 模块和上位机可视化组态软件组成的信号采集、数据传输、监控与控制系统. 此外, 还针对 CO<sub>2</sub> 集成测试系统开发了一套基于图形化编程语言的测控系统. 从功能划分层面, 该测控系统主要包含主流程及数据监控区、功能选择区、系统切换区、参数设定区和热回收系统控制区等.

### 1.3 不确定性分析

实验采用 PT1000 热电阻、压差传感器和科里奥利式流量计对温度、压力、质量流量等参数进行测量, 根据 Moffat 公式计算实验不确定度, 其主方程定义为

$$u_f = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x_1}\right)^2 u_1^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2}\right)^2 u_2^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_n}\right)^2 u_n^2} \quad (1)$$

式中  $u_f$  是结果  $f$  中的不确定性, 为  $x_1, x_2, \dots, x_n$  的函

数, 包含  $u_1, u_2, \dots, u_n$  不确定度.

组合标准不确定度  $u_{COP}$  计算公式为

$$u_{COP} = \sqrt{c_Q^2 u_Q^2 + c_W^2 u_W^2} \quad (2)$$

$$c_Q = \frac{\partial C_P}{\partial Q} \quad (3)$$

$$c_W = \frac{\partial C_P}{\partial W} \quad (4)$$

式中:  $u_Q$  和  $u_W$  分别是热量与压缩机功率的组合标准不确定性;  $C_P$  为系统能效系数. 经计算, 系统能效系数的不确定性在 3.52% ~ 5.87% 的范围内.

## 2 结果与讨论

### 2.1 实验边界条件

如表1所示, 本文所设置的实验工况为: 在 15 °C 的环境温度下, 设置蒸发温度为 -18 °C, 气冷器出口温度为 28 °C, 通过调整高压膨胀阀开度以及多联引射器开度, 对系统闪蒸罐背压进行调节, 从而保持系统始终处于最高 COP 运行状态, 探究多联引射器的引入对双级压缩制冷系统性能的影响.

表1 实验初始工况设置

Tab.1 Experimental settings for the initial working conditions

环境温度/°C	蒸发温度/°C	气冷器出口温度/°C
15	-18	28

### 2.2 二氧化碳双级压缩制冷系统

二氧化碳双级压缩制冷系统闪蒸罐背压以及系统最高运行压力随高压膨胀阀开度增加的变化趋势如图5所示. 可以发现: 随着高压膨胀阀开度的逐步增加, 闪蒸罐背压也在逐步提高, 在高压膨胀阀开度为 57.2% 时最高达到 4.89 MPa; 系统最高运行压力随着高压膨胀阀开度的增加呈现先增加后减小的趋势, 在高压膨胀阀开度为 56.7% 时最高达到 7.40 MPa, 此时对应闪蒸罐压力为 4.72 MPa. 同时, 随着高压膨胀

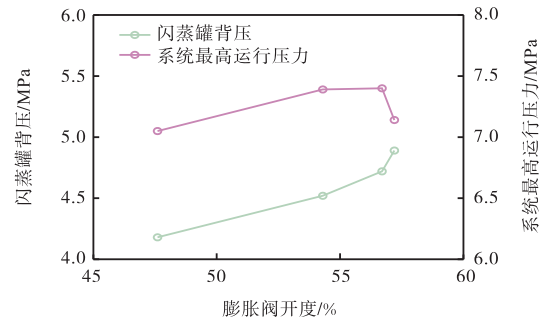


图5 双级压缩制冷系统运行压力变化

Fig.5 Changes in the operating pressure of the two-stage compression refrigeration system

阀开度的增加, 高压侧二氧化碳工质在流经高压膨胀阀时的压降也在逐步减少, 变化范围为 2.25 ~ 2.87 MPa.

二氧化碳双级压缩制冷系统高压气体侧质量流量以及低压液体侧质量流量占比随闪蒸罐背压增加的变化趋势如图 6 所示. 可以发现: 随着闪蒸罐背压的提高, 闪蒸罐气体侧质量流量的占比不断减少, 当闪蒸罐背压为 4.89 MPa 时最低达到 0.22; 随着闪蒸罐背压的提高, 闪蒸罐液体侧质量流量的占比不断增加, 变化范围为 0.68 ~ 0.78.

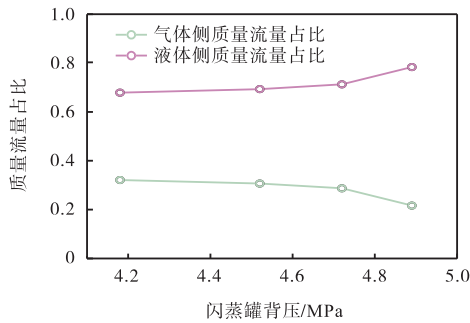


图 6 闪蒸罐气液流量分配变化

Fig.6 Changes in the gas-liquid flow distribution of the flash tank

二氧化碳双级压缩制冷系统单位工质制冷量、压缩机耗功以及系统能效系数随闪蒸罐背压增加的变化趋势如图 7 所示. 可以发现: 随着闪蒸罐背压的提高, 二氧化碳双级压缩制冷系统的  $C_p$  呈现出先增大后减小的趋势, 当闪蒸罐压力提升为 4.52 MPa 时, 系统  $C_p$  达到最大值 2.62, 此时系统最高压力对应为 7.39 MPa. 此外, 随着闪蒸罐背压的提高, 系统单位工质制冷量以及压缩机耗功都呈现先减少后增加的趋势.

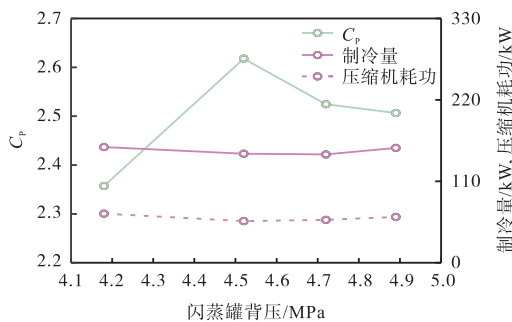


图 7 双级压缩制冷系统性能变化

Fig.7 Changes in system performance of two-stage compression refrigeration system

### 2.3 二氧化碳多联引射制冷系统

随着二氧化碳多联引射制冷系统引射器开度的增加, 闪蒸罐背压以及系统最高运行压力的变化趋势

如图 8 所示. 可以发现: 随着多联引射器引射开度的增加, 闪蒸罐背压逐步提高, 在多联引射器开度为 90.2% 时最高达到 3.92 MPa; 系统最高运行压力随着多联引射器开度的增加呈现逐步减小的趋势, 变化范围为 6.84 ~ 7.17 MPa. 同时, 随着多联引射器开度的增加, 流经引射器动力喷嘴的高压二氧化碳工质压降也在逐步降低, 变化范围为 2.92 ~ 3.61 MPa.

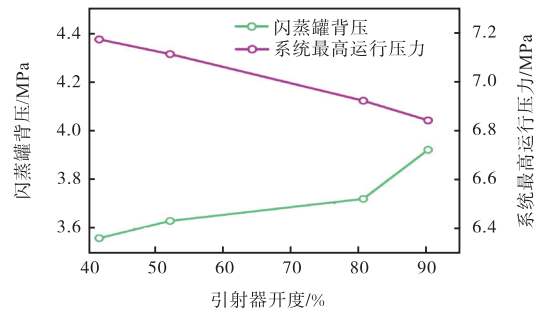


图 8 多联引射制冷系统运行压力变化

Fig.8 Changes in the operating pressure of the multi-ejector refrigeration system

多联引射器的引射系数以及引射压升随闪蒸罐背压增加的变化趋势如图 9 所示. 可以发现: 随着闪蒸罐背压的提高, 多联引射器的引射系数呈现逐步增加的趋势, 在闪蒸罐背压为 3.92 MPa 时最高达到 96.96%; 对于多联引射器的引射压升而言, 随着闪蒸罐背压的提高, 引射压升呈现先增加后减小的趋势, 在闪蒸罐背压为 3.72 MPa 时最高达到 190 kPa.

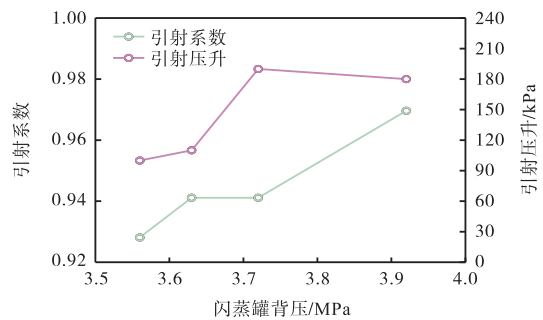


图 9 引射器参数变化

Fig.9 Changes in ejector parameters

二氧化碳多联引射制冷系统单位工质制冷量、压缩机耗功以及系统能效系数随闪蒸罐背压增加的变化趋势如图 10 所示. 可以发现: 随着闪蒸罐背压的提高, 二氧化碳多联引射制冷系统的系统能效系数呈现出先增大后减小的趋势, 当闪蒸罐压力提升为 3.63 MPa 时, 系统 COP 达到最大值 3.13, 此时系统最高压力对应为 7.11 MPa. 此外, 随着闪蒸罐背压的提高, 系统单位工质制冷量同样呈现先增加后减小的趋势, 并在闪蒸罐压力为 3.63 MPa 时达到最高值, 此

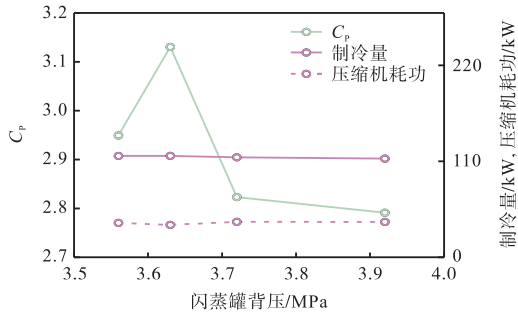


图 10 多联引射制冷系统性能变化

Fig.10 Changes in system performance of the multiejector refrigeration system

表 2 双级压缩制冷系统实验参数

Tab.2 Experimental parameters of the two-stage compression refrigeration system

膨胀阀开度/%	膨胀阀入口压力/MPa	膨胀阀入口温度/°C	储罐压力/MPa	储罐温度/°C	产冰量/(kW/kg)	C <sub>p</sub>
47.6	41.8	-2.1	18.7	-18.5	242.612	2.36
54.3	45.2	3.9	19.3	-18.0	227.912	2.62
56.7	47.2	6.0	19.9	-17.0	222.533	2.52
57.2	49.0	7.9	20.3	-17.0	217.667	2.51

表 3 多联引射制冷系统实验参数

Tab.3 Experimental parameters of the multiejector refrigeration system

引射器开度/%	膨胀阀入口压力/MPa	膨胀阀入口温度/°C	储罐压力/MPa	储罐温度/°C	产冰量/(kW/kg)	C <sub>p</sub>
41.7	35.5	-4.9	18.5	-19.4	248.929	2.95
52.1	36.3	-4.5	18.6	-19.2	248.015	3.13
80.7	37.2	-2.8	19.0	-18.5	243.929	2.82
90.2	39.2	-0.9	19.4	-17.9	239.389	2.79

二氧化碳双级压缩制冷系统与二氧化碳多联引射制冷系统在不同系统最高运行压力下的系统能效对比如图 11 所示。可以发现：当系统最高运行压力为 7.11 MPa 时，多联引射系统最高能效系数可达 3.13；当系统最高运行压力为 7.39 MPa 时，双级压缩系统最高 COP 为 2.62。

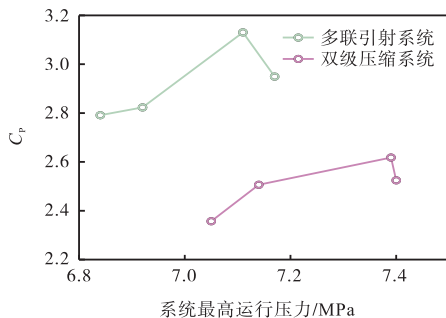


图 11 系统能效系数对比

Fig.11 Comparison of C<sub>p</sub>

多联引射器的引入对二氧化碳双级压缩制冷系统的性能优化具有至关重要的意义。在系统的运行过程中，多联引射器改变了工质的流动状态和能量传递路径。它能够有效调节系统内不同压力等级工质之间的能量分配，从而对系统的关键性能指标产生影

响。具体而言，在制冷量方面，通过合理设计和运用多联引射器，可以使系统在不同工况下输出更为稳定且高效的制冷量，满足多样化的制冷需求。对于压缩机功耗，多联引射器的存在优化了工质进入压缩机的状态，降低了压缩机的压缩比，进而减少了压缩机的功耗。在本实验边界条件下，引射器对双级压缩制冷系统能效系数的提升率可达 19.4%。

### 2.4 系统能效对比

二氧化碳双级压缩制冷系统与二氧化碳多联引射制冷系统在不同实验工况下的运行参数与能效分析如表 2、表 3 所示。可以发现：随着膨胀阀以及引射器开度的不断增大，二氧化碳制冷系统的能效系数均呈现先增大后减小的趋势。当膨胀阀开度为 54.3% 时，二氧化碳双级压缩制冷系统最高能效系数为 2.62。当引射器开度为 52.1% 时，二氧化碳多联引射制冷系统最高能效系数为 3.13。

## 3 结论

本研究针对 CO<sub>2</sub> 制冷系统，进行了实验测定，成功获取了双级压缩制冷系统、多联引射制冷系统在不同运行工况下的能效变化情况，精确量化了多联引射器对系统 COP、制冷量、压缩机耗功等关键参数的影响，为跨临界二氧化碳多联引射制冷系统的进一步研究提供参考依据与数据支持。

(1) 在本实验边界条件下，二氧化碳双级压缩制冷系统的能效系数最高可达 2.62，在闪蒸罐背压为 4.52 MPa 时取得，此时系统最高运行压力为 7.39 MPa。

(2) 在本实验边界条件下，二氧化碳多联引射制冷系统的能效系数最高可达 3.13，在闪蒸罐背压为

3.63 MPa 时取得, 此时系统最高运行压力为 7.11 MPa.

(3) 多联引射器的应用能够明显提升二氧化碳双级压缩制冷系统的性能并有效降低最优系统高压压力. 在本实验边界条件下, 引射器对双级压缩制冷系统的系统能效系数的提升率可达 19.4%, 最优系统高压压力可降低 0.28 MPa.

#### 参考文献:

- [1] Lorentzen G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant[J]. *International Journal of Refrigeration*, 1994, 17(5): 292-301.
- [2] Lorentzen G. The use of natural refrigerants: A complete solution to the CFC/HCFC predicament[J]. *International Journal of Refrigeration*, 1995, 18(3): 190-197.
- [3] Bodinus W S. The rise and fall of carbon dioxide systems[J]. *ASHRAE Journal*, 1999, 41(4): 37-42.
- [4] Kim M. Fundamental process and system design issues in CO<sub>2</sub> vapor compression systems[J]. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2004, 30(2): 119-174.
- [5] Zhang F Z, Jiang P X, Lin Y S, et al. Efficiencies of subcritical and transcritical CO<sub>2</sub> inverse cycles with and without an internal heat exchanger[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2011, 31(4): 432-438.
- [6] Llopis R, Sanz-Kock C, Cabello R, et al. Experimental evaluation of an internal heat exchanger in a CO<sub>2</sub> subcritical refrigeration cycle with gas-cooler[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 80: 31-41.
- [7] Yu B, Yang J, Wang D, et al. An updated review of recent advances on modified technologies in transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle[J]. *Energy*, 2019, 189: 116147.
- [8] Li Q, Guo X M, Li W G, et al. Experimental investigation on the performance of the transcritical CO<sub>2</sub> two-phase ejector refrigeration cycle[J]. *Journal of Refrigeration*, 2012, 33(5): 15-19.
- [9] Zheng L X, Deng J Q. Experimental investigation on a transcritical CO<sub>2</sub> ejector expansion refrigeration system with two-stage evaporation[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 125: 919-927.
- [10] Kornhauser A A. The use of an ejector as a refrigerant expander[C]//*Proceedings of the International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Indianapolis, USA, 1990: 10-19.
- [11] Besagni G, Mereu R, Inzoli F. Ejector refrigeration: A comprehensive review[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016, 53: 373-407.
- [12] Liu J R, Liu Y, Yu J L. Performance analysis of a modified dual-ejector and dual-evaporator transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle for supermarket application[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2021, 131: 109-118.
- [13] Li D, Groll E A. Transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle with ejector-expansion device[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2005, 28(5): 766-773.
- [14] Elbel S, Hrnjak P. Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2008, 31(3): 411-422.
- [15] Liu F, Li Y, Groll E A. Performance enhancement of CO<sub>2</sub> air conditioner with a controllable ejector[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2012, 35(6): 1604-1616.
- [16] Hafner A, Försterling S, Banasiak K. Multi-ejector concept for R-744 supermarket refrigeration[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2014, 43: 1-13.
- [17] Gullo P, Hafner A, Cortella G. Multi-ejector R744 booster refrigerating plant and air conditioning system integration—A theoretical evaluation of energy benefits for supermarket applications[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2017, 75: 164-176.
- [18] Haida M, Banasiak K, Smolka J, et al. Experimental analysis of the R744 vapour compression rack equipped with the multi-ejector expansion work recovery module [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2016, 64: 93-107.
- [19] Smolka J, Palacz M, Bodys J, et al. Performance comparison of fixed- and controllable-geometry ejectors in a CO<sub>2</sub> refrigeration system[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2016, 65: 172-182.

(责任编辑: 王晓燕)