

研究论文

跨临界二氧化碳热泵喷射循环实验

邹春妹, 岑继文, 刘培, 蒋方明

(中国科学院可再生能源重点实验室, 中国科学院广州能源研究所先进能源系统实验室, 广东 广州 510640)

摘要: 在跨临界 CO₂ 热泵热水器系统中引入优化设计的喷射器, 对系统进行实验研究, 分析了制热系数、引射比、升压比、喷射器效率等参数随热水体积流量和出口温度及高压侧压力的变化趋势以及优化设计的喷射器对系统的影响。实验结果表明: 随着热水体积流量减小或其出口温度增加, 引射比将逐渐减小, 而喷射器效率逐渐升高; 在测试工况范围内升压比基本保持不变, 系统 COP_h 最高将近 3.5; 系统高压侧的压力因优化喷射器的引入而明显降低, 有利于系统的安全运行; 跨临界二氧化碳热泵喷射循环系统存在一个最优运行压力, 值得注意的是在最优运行压力下, 热水出水温度虽未达到最高, 但依旧超过 55℃。系统稳定运行在最优高压侧压力下, 不仅系统性能大幅度提高, 而且保证了热水的出水温度。

关键词: 喷射器; 优化设计; 热力学; CO₂; 跨临界循环; 热泵; COP_h

DOI: 10.11949/j.issn.0438-1157.20150905

中图分类号: TB 61

文献标志码: A

文章编号: 0438—1157 (2016) 04—1520—07

Transcritical CO₂ heat pump system with an ejector

ZOU Chunmei, CEN Jiwen, LIU Pei, JIANG Fangming

(Laboratory of Advanced Energy Systems, CAS Key Laboratory of Renewable Energy, Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, Guangdong, China)

Abstract: An optimized design of the ejector was presented, which was applied to a transcritical CO₂ heat pump as an experimental water heater system. Experiments were carried out not only to investigate the effects of flow rate and outlet temperature of hot water and the high-side pressure on the system and the ejector performance, such as the heating coefficient of performance (COP_h), entrainment ratio, pressure lift and ejector efficiency, but also to reflect the ejector influence on system performance. The experimental results show that though the ejector efficiency was related to the entrainment ratio, their change with the hot water flow rate or the outlet temperature were different. In the other word, the entrainment ratio was decreased while the ejector efficiency was increased with the decrease of the cooling water flow rate or the increase of the outlet temperature. Under the experimental working conditions, pressure lift was kept constant and the COP_h reached about 3.5. With this ejector, high side optimal pressure decreased dramatically, which results in safer operation for this system. However when the COP_h reached the highest value, the ejector efficiency was not the best one. The experimental results also showed that there existed an optimal operation pressure for the transcritical CO₂ heat pump with the ejector. What should be noted was under optimal hide side pressure, hot water outlet temperature was not the highest value but still more than 55℃. Therefore stable operation in the optimal high side pressure for the heat pump system is of great

2015-06-11 收到初稿, 2015-07-28 收到修改稿。

联系人: 岑继文。第一作者: 邹春妹 (1990—), 女, 硕士研究生。

基金项目: 国家重点基础研究发展计划项目 (2011CB710700); 广东省中国科学院全面战略合作项目 (2011B090300038)。

Received date: 2015-06-11.

Corresponding author: CEN Jiwen, cenjw@ms.giec.ac.cn

Foundation item: supported by the National Basic Research Program of China (2011CB710700) and the Guangdong-CAS Cooperation Project (2011B090300038).

significance. It can not only greatly improve system performance, but also ensure attain higher water temperature of the hot water.

Key words: ejector; optimal design; thermodynamics; CO₂; transcritical cycle; heat pump; COP_h

引言

为了缓解全球变暖、臭氧层破坏等环境问题, 采用 CO₂ 作为制冷剂越来越受到研究者的重视, 因为 CO₂ 是一种对环境无害的绿色环保的天然制冷剂: 对臭氧层的破坏为零, 温室效应仅为目前使用的 R132a 和 R22 的 1/1000^[1]。

由于 CO₂ 的临界温度很低, 通常都低于热泵/制冷循环的放热温度, 因此, 目前广泛应用的是跨临界 CO₂ 热泵/制冷循环。但是跨临界 CO₂ 基本循环系统中由于压缩机进出口压差很大, 存在系统效率不高的缺陷。因此如何提高系统性能成为了研究跨临界 CO₂ 循环的热点。研究表明在 CO₂ 跨临界循环中引入喷射器、内部热交换器、涡流管、膨胀机等均可提高循环效率^[2-13]。其中喷射器由于其低成本、技术成熟、可利用低品位热源驱动等优点, 用于开发 CO₂ 热泵热水器市场前景广阔。

Yang 等^[10]采用膨胀机代替节流阀来研究带压缩膨胀机的 CO₂ 跨临界循环的性能, 结果表明, 单级压缩膨胀机循环 (SCE) 的 COP_h 相较于单级压缩基本循环 (SCV) 可提高 44.58%, 而两级压缩膨胀机循环 (TCDH) 的 COP_h 相较于 SCV 可提高 45.62%; Torrella 等^[11]在基本循环中引入内部热交换器 (IHE), 通过对比研究表明, 带有内部热交换器的跨临界 CO₂ 循环的效率和制冷量相较于基本循环均可提高 12%; Sarkar^[12]通过热力学分析表明, 在 CO₂ 跨临界循环中引入涡流管代替节流阀可以回收一部分膨胀功, 减小节流损失, 提高循环效率; Lee 等^[13]通过实验研究指出喷射器的尺寸参数对系统性能有很大影响且每个参数都存在一个最佳值, 还得出 CO₂ 跨临界喷射循环的 COP_h 相较于基本循环提高了 15%。

由于 CO₂ 在喷射器内部发生相变, 使得喷射器的尺寸设计研究变得很复杂, 难于通过计算获得非常精准的设计尺寸, 因此本文基于以往文献结果, 对喷射器进行优化设计, 并搭建了带喷射器的 CO₂ 热泵热水器实验台, 通过改变热水流量和出口温度及高压侧压力对系统性能进行了实验研究, 分析 COP_h、制热量、引射比、升压比、喷射器效率等参数的变化趋势以及喷射器的优化对系统的影响。

1 实验系统

实验装置流程简图及主要的温度、压力、流量和功率测点如图 1 所示。图 2 为对应的压焓图。实验系统包括 CO₂ 热泵系统、热水系统、冷冻水系统以及测控系统。其中, CO₂ 热泵系统主要由压缩机、蒸发器、喷射器、气体冷却器、气液分离器、节流阀、安全阀等部件组成。

1.1 CO₂ 热泵系统主要部件

1.1.1 气体冷却器 实验中的气体冷却器的通道设计是管壳换热器。考虑到气体冷却器中的 CO₂ 处于

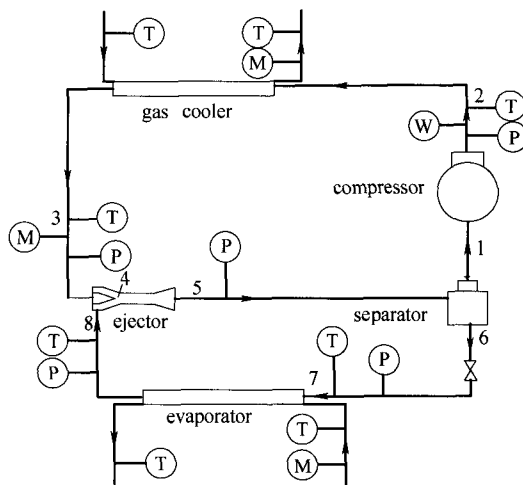


图 1 跨临界 CO₂ 热泵喷射循环示意图

Fig.1 Schematic diagram of transcritical CO₂ heat pump water heater system with ejector

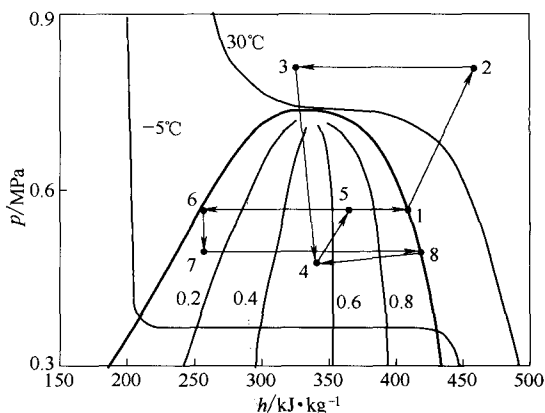


图 2 跨临界 CO₂ 热泵喷射循环压焓图

Fig.2 Pressure-specific enthalpy diagram of transcritical CO₂ heat pump system

超临界的高温高压状态, 温度高达 120℃, 压力最高可为 14 MPa, 因此设计气体冷却器时首要考虑的是安全性和密封性问题。经可靠性分析可知, 选择合适的材料和计算管壁厚度是保证管路系统安全运行的保障。通过壁厚公式计算, 换热器决定采用热边界层中断套管式换热器, 采用 16 根 $\phi 6 \times 1$ mm 的不锈钢管为二氧化碳通道, 外管为 $\phi 50 \times 0.5$ mm 的不锈钢管作为热水通道。考虑到加工难度以及安全性问题, 减少焊点, 内部 16 根微通道分 4 层平行排布, 每隔 15 cm 在每层通道间设置边界层中断通道, 打断原有边界层并生成新的边界层。而换热面积则是基于 Yoon 等^[14]所提出的换热关联式, 经过计算, 逆流式管壳式气体冷却器的换热管总长 5000 mm。

1.1.2 蒸发器 蒸发器为同轴换热器, 内管为波纹管形式, 换热面积为 1.0 m², 适用于 CO₂ 冷媒剂。实验中采用顺流换热方式。

1.1.3 压缩机 压缩机为意大利 Dorin 公司生产的往复式 CO₂ 压缩机, 其额定功率为 4 kW。

1.1.4 喷射器 喷射器主要由工作喷嘴、接受室、混合室及扩散室等部件组成。喷射器的工作原理具体表现为: 来自气体冷却器的压力较高的液态 CO₂ 经工作喷嘴降压增速, 由于该流体与来自蒸发器的压力较低的气态 CO₂ 之间存在压差而卷吸此引射流体进入接受室, 两股流体发生动量交换并进入混合室内混合, 进行动量和质量交换, 在此过程中速度渐渐均衡, 且常常伴有激波作用导致压力有所升高。此后混合流体进入扩散室, 因速度变缓而使得压力继续升高。最终, 使得扩散室出口处混合流体的压力高于引射流体的压力, 即提升了压缩机入口的压力, 减少了压缩机耗功, 从而提高系统效率。

本文设计的是适合于 CO₂ 热泵热水器的两相流固定式喷射器 (图 3), 其尺寸如图 4 所示。根据文献^[13,15-18]可知, 喷射器的喉部面积、混合室的尺寸和扩散室角度等对喷射器的性能有着很大的影响。本文设计的喷射器的工作喷嘴的喉部尺寸是根据 Elbel^[16]所采用的经验流动模型计算, 这种模型考虑了由于超临界 CO₂ 主动流在工作喷嘴出现闪蒸导致的潜在的亚稳态效应。同时基于前期实验结果可知, 适当的增大喉部面积可以有效提高喷射器的效率, 因此在模型计算的基础上尝试着将喉部直径扩大为 1.8 mm。根据以往的实验和模拟结果可知, 扩散室的角度对喷射器的效率有很大的影响, 而且有研究表明扩散室的角度在一定范围内对喷射器的性能的作用并没有相差很多^[17], 因此为了使工作流体和引

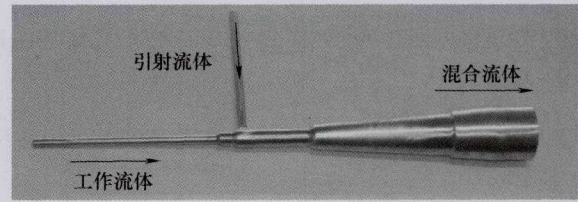


图 3 喷射器

Fig.3 Ejector

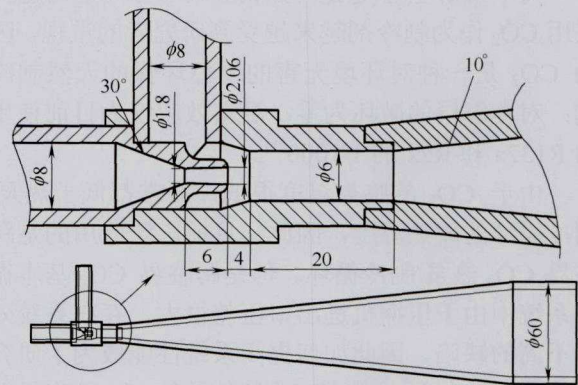


图 4 喷射器尺寸

Fig.4 Parameters of designed ejector

射流体可以充分混合, 本实验的喷射器扩散室角度取 10°。

1.2 测量装置

压力传感器: 测定 CO₂ 压力采用南京高华 MB300 型变送器, 量程 0~15 MPa, 精度为 ±0.5%。

温度传感器: Omega 公司生产的 k 型铠装热电偶, 精度 ±0.5℃。

CO₂ 流量测量: DMF-1-2.5 型号质量流量计, 流量: 0~200 kg·h⁻¹, 压力: 0~25 MPa, 温度: -50~50℃, 输出: 4~20 mA, 精度: 0.2%。

水流量测量: Z-3002 面板式流量计, 测量范围为 1.8~18 L·min⁻¹, 精度为 ±5%; ZYIA 面板式流量计, 测量范围为 2~18 L·min⁻¹, 精度为 ±4%。

电表: 精度为 ±0.5%

1.3 系统参数以及不确定度

(1) 引射比, 定义为工作流体与引射流体的质量流量之比, 即为

$$\mu = \frac{m_{\text{evap}}}{m_{\text{gc}}} \quad (1)$$

式中引射流体的质量流量根据蒸发器的换热公式计算, 即

$$m_{\text{evap}} = m_{\text{c,w}} \frac{c_{p,w} \Delta t}{r} = \rho_w Q_{\text{c,w}} \frac{c_{p,w} \Delta t_{\text{c,w}}}{r} \quad (2)$$

式中, r 为蒸发器压力所对应的潜热, kJ·kg⁻¹; $c_{p,w}$ 为水的比热容, kJ·kg⁻¹·K⁻¹; $\Delta t_{\text{c,w}}$ 为冷冻水

流经蒸发器的温差，℃； $Q_{e,w}$ 为冷冻水的体积流量， $L \cdot \text{min}^{-1}$ ； ρ_w 为冷冻水的密度， $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ 。

(2) 升压比，即喷射器出口压力与引射流体进口压力之比，定义式为

$$\varepsilon_p = \frac{P_4}{P_7} \quad (3)$$

(3) 喷射器效率

根据喷射器的具体原理可知，工作流体和引射流体在喷射器内部的变化过程可看成是工作流体从进口压力膨胀至出口压力，而引射流体则是从其进口压缩至出口压力^[19]，如图5所示。由此可得喷射器效率的定义式为

$$\eta_{\text{ejc}} = \frac{W_{\text{recovery,actual}}}{W_{\text{recovery,potential}}} = \mu \frac{h_{8s} - h_8}{h_3 - h_{3s}} \quad (4)$$

式中， h_3 为工作流体进口焓； h_{3s} 为工质从工作流体进口压力等熵变化为喷射器出口压力所对应的焓值； h_8 为引射流体进口焓； h_{8s} 为工质从引射流体进口压力等熵变化为喷射器出口压力所对应的焓值。

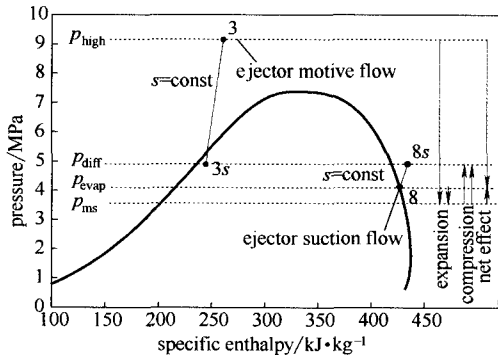


图5 喷射器内工作流体和引射流体的变化过程

Fig.5 Expansion and compression of driving and driven flows inside ejector

(P_{high} —high side pressure; P_{diff} —ejector outlet pressure; P_{evap} —evaporator pressure; P_{ms} —mixing section inlet pressure)

(4) 制热量

$$Q_r = c_{p,w} m_{\text{gc,w}} \Delta t_{\text{gc,w}} = c_{p,w} \rho_w Q_{\text{gc,w}} \Delta t_{\text{gc,w}} \quad (5)$$

式中， $m_{\text{gc,w}}$ 为热水的质量流量， $\text{kg} \cdot \text{min}^{-1}$ ； $Q_{\text{gc,w}}$ 为热水的体积流量， $L \cdot \text{min}^{-1}$ ； $\Delta t_{\text{gc,w}}$ 为热水流经气体冷却器的温差，℃。

(5) 制热系数 COP_h

$$\text{COP}_h = \frac{Q_r}{W} \quad (6)$$

式中， W 为压缩机功率，kW。

(6) 不确定度传递公式^[20]

$$\frac{\delta R}{R} = \left[\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial \ln R}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7)$$

式中， $R = R(X_1, X_2, X_3, \dots, X_N)$ ； ∂X_i 、 ∂R 为绝对误差值。

根据测量装置的精度计算得 COP_h 的实验不确定度为5%左右。

2 实验结果与讨论

实验中所有测试工况是在空气湿度为84%左右，室温保持为24℃下进行的。表1列举了 COP_h 超过3的实验数据。由表可知，在不同工况下升压比基本保持不变，说明主要是喷射器的尺寸决定了升压比的大小，升压比的大小与外界条件关系不大。同时由升压比的定义式

$$\varepsilon_p = \frac{P_4}{P_7} = \frac{P_3 / P_7}{P_3 / P_4}$$

可知，升压比即传统循环的压比与喷射循环的压比之比，表1实验数据表明带喷射器的热泵循环可以降低系统的压比，使高低压侧压差变小，提高压缩机的等熵效率，从而减小了压缩机的耗功量，提高了压缩机的等熵效率，从而提高系统性能。从表1可知当热水流量为 $8 L \cdot \text{min}^{-1}$ ，热水进口温度为18℃，冷冻水流量为 $10 L \cdot \text{min}^{-1}$ ，冷冻水温度为24℃，气体冷却器压力仅为7.8 MPa时系统 COP_h 最高将近3.5，且系统的高压侧运行压力变化范围为7~8 MPa，比较之前设计的喷射器，喉部直径为1.2 mm，扩散室角度为5°，混合室直径和长度分别为3、10 mm，其所在系统的高压侧运行压力为9~12 MPa，系统实验所得最高 COP_h 为3.0，对比说明优化设计的喷射器的引入使得气体冷却器压力降低很多，而且使得系统 COP_h 提升了16.7%，即优化的喷射器的引入更利于系统的安全运行，且能显著提高系统的性能。

2.1 热水的影响

如图6、图7所示，当热水出口温度升高，或当热水流量减小时，引射比减小。这是因为当热水出口温度升高，或当热水流量减小时，工作流体压力随之升高，而在制冷量一定的情况下，由于引射流体压力不变，引射流体的质量流量也保持不变，因此在喷射器喷嘴面积固定的情况下，工作流体压力与背压的压差增大使工作流体流量相应增大，根据式(1)可知，引射比此时会减小。值得注意的是图6、图7所示的喷射器效率随热水出口温度升高或热水流量升高均升高。当热水出口温度增加或热水流量减小时，工作流体压力随着增大，因为引射流体压力保持不变，因此在一定的升压比下，引射

表 1 实验数据

Table 1 Some experimental data

$Q_{e,w}/L \cdot \text{min}^{-1}$	$T_{e,w,in}/^{\circ}\text{C}$	$Q_{gc,w}/L \cdot \text{min}^{-1}$	$T_{gc,w,in}/^{\circ}\text{C}$	$T_{gc,w,o}/^{\circ}\text{C}$	$T_{gc,o}/^{\circ}\text{C}$	p_{gc}/MPa	COP_h	ϵ_p	μ	η_{ejc}
10	21	9	18	41.03	34.11	7.46	3.190	1.0402	0.3904	0.0444
10	21	9	21	43.12	35.53	7.71	3.048	1.0408	0.3883	0.0435
8	24	8	18	42.87	34.54	7.475	3.202	1.0399	0.4183	0.0411
10	24	8	18	44.86	35.81	7.8	3.491	1.0463	0.4000	0.0553
10	24	9	18	41.15	34.33	7.555	3.100	1.0403	0.4259	0.0516
11	24	9	21	43.86	36.32	7.83	3.104	1.0458	0.5270	0.0697
9	25	8	19	45.33	36.10	7.835	3.115	1.0431	0.4193	0.0818
9	25	8	19	44.31	35.71	7.76	3.013	1.0400	0.4090	0.0444

Note: $T_{e,w,in}$ —chilled water inlet temperature; $T_{gc,w,o}$ —hot water outlet temperature; p_{gc} —gas cooler pressure; $T_{gc,o}$ —gas cooler outlet temperature.

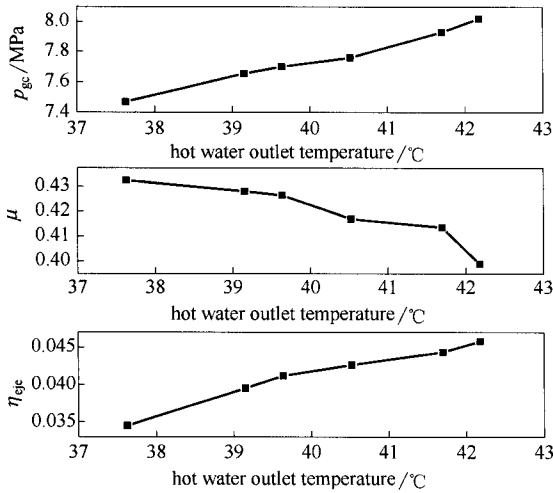


图 6 热水出口温度对气体冷却器压力、引射比和喷射器效率的影响

Fig.6 Gas cooler pressure, entrainment ratio and ejector efficiency as a function of hot water outlet temperature at $T_{gc,w,in} = 21^{\circ}\text{C}$, $Q_{e,w} = 9 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ and $Q_{gc,w} = 10 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$

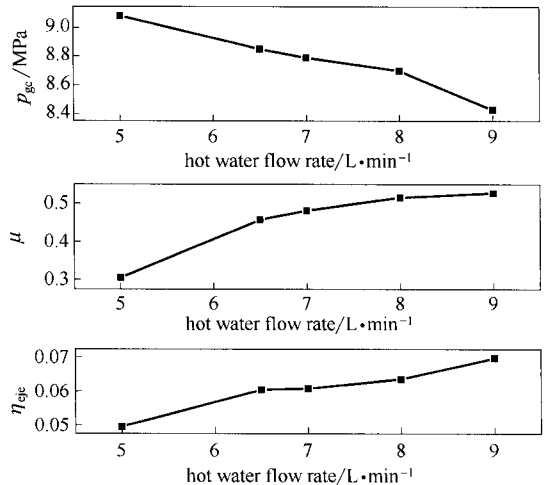


图 7 热水流量对气体冷却器压力、引射比和喷射器效率的影响

Fig.7 Gas cooler pressure, entrainment ratio and ejector efficiency as a function of hot water flow rate at $T_{gc,w,in} = 21^{\circ}\text{C}$, $T_{e,w,in} = 21^{\circ}\text{C}$ and $Q_{e,w} = 11 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$

流体等熵焓变的增大幅度高于工作流体等熵膨胀的焓变幅度，根据式(4)可知，喷射器效率应随着热水出口水温升高或热水流量减小而增大，如图6所示，但图7体现了相反的变化趋势，这有可能是因为在图7的实验工况下，系统并未运行在最佳压力所致。

从图8、图9可知，当热水出口温度增加，或者热水流量减小时， COP_h 呈单调下降趋势。这是因为当热水出口温度增加或其流量减小时，气体冷却器压力会随之增加(图6、图7)，且工质在气体冷却器出口的温度也会随之升高，因此使得气体冷却器进出口焓差减小，而在引射流体压力保持一定且升压比基本不变时，提高气体冷却器压力会导致压缩机的压比增大，即压缩机耗功量增大，且热水出口温度增加或其流量减小会导致气体冷却器的换热效率降低，从而导致制热量减小，最终使 COP_h 下降。

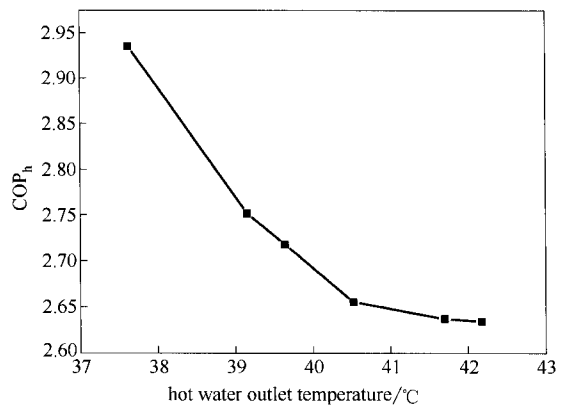


图 8 热水出口温度对 COP_h 的影响

Fig.8 Experimental COP_h as a function of hot water outlet temperature at $T_{gc,w,in} = 21^{\circ}\text{C}$, $Q_{evap,w} = 9 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ and $Q_{gc,w} = 10 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$

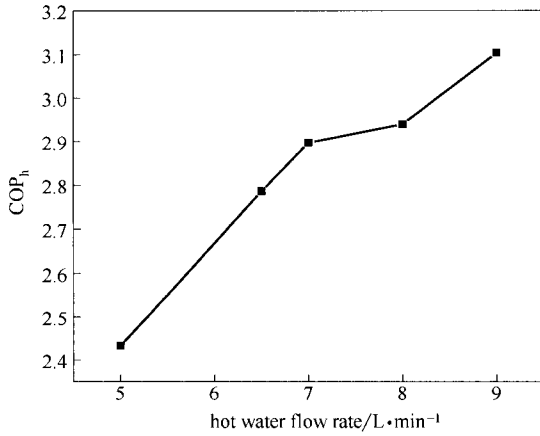


图 9 热水流量对 COP_h 的影响

Fig.9 Experimental COP_h as a function of hot water flow rate at $T_{gc,w,in} = 21^{\circ}\text{C}$, $T_{e,w,in} = 21^{\circ}\text{C}$ and $Q_{evap,w} = 11 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$

2.2 高压侧压力的影响

如下所述的实验结果对应的测试工况为：保持冷冻水和热水进口温度为 21℃，冷冻水体积流量保持 12 L·min⁻¹，热水体积流量为 4.5 L·min⁻¹，高压侧压力变化范围为 7~8.5 MPa。

从图 10 可看出，在该工况下带喷射器的跨临界 CO₂ 热泵系统存在一个最佳运行压力，为 7.78 MPa，使得 COP_h 达到最大，此时工质在气体冷却器出口温度为 38.81℃。这是因为当系统高压侧压力未达到最佳运行压力时，制热量的增加要求热水出口温度增加，即要求增加工质在气体冷却器的放热量，则只有提高高压侧压力，而当高压侧压力高于最佳运行压力而继续提高高压侧压力，会导致卷吸的引射流质量流量变小，使得流经压缩机的工质的质量流量减小和工质在气体冷却器进出焓差减小，从而导致 COP_h 的降低。而系统最高 COP_h 时的最佳运行压力为 7.8 MPa，工质在气体冷却器出口温度

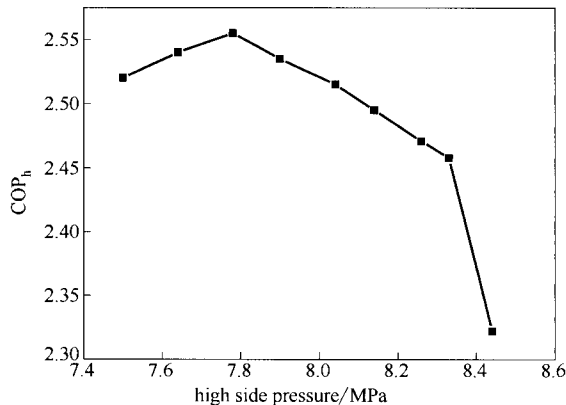


图 10 高压侧压力对 COP_h 的影响

Fig.10 COP_h as a function of high side pressure

为 35.81℃，可知系统在这两种不同工况下的最佳运行压力很相近，这与 Xu 等^[21]所提出的最佳运行压力与工质在气体冷却器出口温度存在线性关系不相同，这可能是因为本实验所采用的喷射器明显降低了高压侧压力。

从图 11 可知，热水温度随着高压侧压力的升高而升高，但当压力达到 8.2 MPa 后稍有下降的趋势。这与徐肖肖等^[22]的结果类似，值得注意的是，热水出口温度并非与文献结果一样从最优运行压力开始下降，但系统运行在最优运行压力下热水温度虽未达到最高，热水出口温度依旧超过 55℃。这说明了热泵系统稳定运行在最佳高压侧压力具有十分重要的意义，不仅大幅度提高系统性能，而且保证了热水的出水温度。

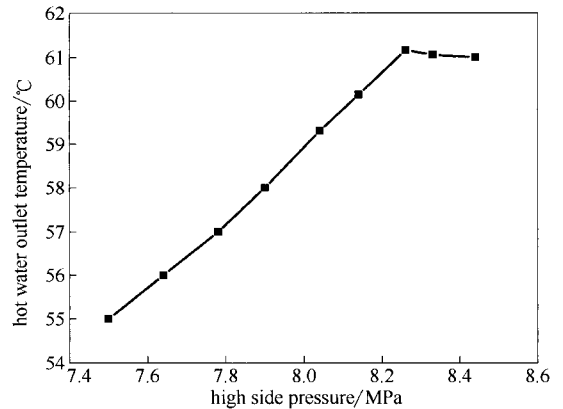


图 11 高压侧压力对热水出口温度的影响

Fig.11 Hot water outlet temperature as a function of high side pressure

3 结 论

本文将优化的喷射器应用到跨临界 CO₂ 热泵热水器系统实验台上，研究并分析了热水进口温度和热水流量及高压侧压力对系统 COP_h、升压比、喷射器效率和引射比的影响以及优化的喷射器对系统的影响。实验结果表明：当热水流量减小或热水出口温度升高时，引射比降低，喷射器效率提高，制热系数呈下降的趋势；在所有测试工况下，升压比均大于 1；优化喷射器的引入可以明显降低系统的高压侧压力，且使系统的性能进一步提高，该系统 COP_h 最高为将近 3.5；带喷射器的跨临界 CO₂ 热泵系统存在一个最佳运行压力，系统稳定在最佳运行压力下不仅可以提高系统的性能，而且保证了热水的出水温度。本文的实验研究结果为后续的喷射器的优化设计以及喷射器系统的性能优化打下了较好的基础。

References

- [1] CEN J L, LIU P, JIANG F M. A novel transcritical CO₂ refrigeration cycle with two ejectors [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2012, **35** (8): 2233-2239.
- [2] YARI M, MCHMOUDI S M S. Thermodynamic analysis and optimization of novel ejector-expansion TRCC (transcritical CO₂) cascade refrigeration cycles (novel transcritical CO₂ cycle) [J]. *Energy*, 2011, **36** (12): 6839-6850.
- [3] APREA C, MAIORINO A. An experimental evaluation of the transcritical CO₂ refrigerator performances using an internal heat exchanger [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2008, **31** (6): 1006-1011.
- [4] ZHANG F Z, JIANG P X, LIN Y S, *et al.* Efficiencies of subcritical and transcritical CO₂ inverse cycles with and without an internal heat exchanger [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2011, **31** (4): 432-438.
- [5] KIM H J, AHN J M, CHO S O, *et al.* Numerical simulation on scroll expander-compressor unit for CO₂ transcritical cycles [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2008, **28** (13): 1654-1661.
- [6] ELBEL S, HRNJAK P. Ejector refrigeration: an overview of historical and present developments with an emphasis on air conditioning applications [C/OL]//International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2008. <http://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1883&context=iracc>
- [7] ELBEL S. Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2011, **34** (7): 1545-1561.
- [8] SARKAR J. Optimization of ejector-expansion transcritical CO₂ heat pump cycle [J]. *Energy*, 2008, **33** (9): 1399-1406.
- [9] YARI M. Performance analysis and optimization of a new two-stage ejector-expansion transcritical CO₂ refrigeration cycle [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2009, **48** (10): 1997-2005.
- [10] YANG J L, MA Y T, LIU S C. Performance investigation of transcritical carbon dioxide two-stage compression cycle with expander [J]. *Energy*, 2007, **32** (3): 237-245.
- [11] TORRELLA E, SÁNCHEZ D, LLOPIS R, *et al.* Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ transcritical refrigeration plant using experimental data [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2011, **34** (1): 40-49.
- [12] SARKAR J. Cycle parameter optimization of vortex tube expansion transcritical CO₂ system [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2008, **48** (9): 1823-1828.
- [13] LEE J S, KIM M S, KIM M S. Experimental study on the improvement of CO₂ air conditioning system performance using an ejector [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2011, **34** (7): 1614-1625.
- [14] YOON S H, KIM J H, HWANG Y W. Heat transfer and pressure drop characteristics during the in-tube cooling process of carbon dioxide in the supercritical region [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2003, **26** (8): 857-864.
- [15] BANASIAK K, HAFNER A, ANDRESEN T. Experimental and numerical investigation of the influence of the two-phase ejector geometry on the performance of the R744 heat pump [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2012, **35** (6): 1617-1625.
- [16] ELBEL S. Experimental and analytical investigation of a two-phase ejector used for expansion work recovery in a transcritical R744 air-conditioning system [D]. Urbana: University of Illinois at Urbana-Champaign, 2007.
- [17] ELBEL S. Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2011, **34** (7): 1545-1561.
- [18] NAKAGAWA M, MARASIGAN A R, MATSUKAWA T, *et al.* Experimental investigation on the effect of mixing length on the performance of two-phase ejector for CO₂ refrigeration cycle with and without heat exchanger [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2011, **34** (7): 1604-1613.
- [19] 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.
- [20] STEELE W G, FERGUSON R A, TAYLOR R P, *et al.* Comparison of ANSI/ASME and ISO models for calculation of uncertainty [J]. *ISA Transactions*, 1994, **33** (4): 339-352.
- [21] XU X X, CHEN G M, TANG L M, *et al.* Experimental investigation on performance of transcritical CO₂ heat pump system with ejector under optimum high-side pressure [J]. *Energy*, 2012, **44** (1): 870-877.
- [22] 徐肖肖, 陈光明, 唐黎明, 等. 跨临界 CO₂ 喷射热泵系统的理论与实验研究 [J]. *工程热物理学报*, 2013, **34** (2): 201-204.
- XU X X, CHEN G M, TANG L M, *et al.* Theoretical and experimental investigation on performance of transcritical CO₂ heat pump system with ejector [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2013, **34** (2): 201-204.