

带回热器与喷射器的高温型 CO₂ 跨临界热泵研究

纪煜哲, 陈曦*, 郑朴, 刘振
(上海理工大学能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要:对高温型跨临界 CO₂ 循环热泵进行热力优化, 采用回热器及喷射器提高系统 COP_n, 通过参数计算, 分析回热器效能、气体冷却器出口温度和出口压力三种因素对系统性能的影响。分析结果表明: 随着回热器效能的增加, 系统 COP_n 不断提升, 当回热器效能为 30%、40% 和 50% 时, 最优出口压力为 14 MPa, 当回热器效能为 60%、70% 和 80% 时, 最优出口压力为 13 MPa; 随着气体冷却器出口温度的升高, 系统 COP_n 不断降低, 对应的最佳出口压力不断增加, 当气体冷却器出口温度为 60 °C 时, 最佳出口压力为 13 MPa, COP_n 可达 3.01; 回热器效能与气体冷却器出口温度共同影响出口压力的选择。

关键词: 热泵; 跨临界循环; 高温; 喷射器; COP_n

中图分类号: TB61

文献标志码: A

文章编号: 1006-7086(2021)02-0146-06

DOI: 10.3969/j.issn.1006-7086.2021.02.007

Study of High-temperature CO₂ Transcritical Heat Pump with Recuperator and Ejector

JI Yuzhe, CHEN Xi*, ZHENG Pu, LIU Zhen

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: In this study, the thermodynamic optimization of the high-temperature CO₂ transcritical heat pump was carried out. The recuperator and ejector were used to improve the COP_n. How effectiveness of recuperator, outlet temperature of gas cooler and outlet pressure affect system performance were analyzed by parameter calculation. The analysis results showed that with the effectiveness of recuperator increasing, the system COP_n continues to increase, when the effectiveness of recuperator is 30%, 40% and 50%, the optimal outlet pressure is 14 MPa, when the effectiveness of recuperator is 60%, 70% and 80%, the optimal outlet pressure is 13MPa; with the temperature of the gas cooler outlet increasing, the system COP_n continuously decreases, corresponding to the optimal outlet pressure continuously increasing. When the outlet temperature of gas cooler is 60 °C, the optimal outlet pressure is 13 MPa, and the COP_n can reach 3.01; The effectiveness of recuperator and the outlet temperature of gas cooler affect the choice of outlet pressure.

Key words: heat pump; transcritical cycle; high temperature; ejector; COP_n

0 引言

根据《蒙特利尔议定书》, CFCs 类制冷剂已被禁止使用, 对于发达国家, HCFCs 类制冷剂也会在 2020 年完全停用^[1]。这使得自然工质特别是 CO₂ 重新受到重视。CO₂ 有着众多优点: ODP 为 0, GWP 为 1; 安全性和稳定性高; 成本低, 易于回收; 不与润滑油发生反应。与传统循环相比, 跨临界 CO₂ 循环的放

热过程处于超临界状态, 工质无相变, 换热器是气体冷却器而不是冷凝器, 放热过程温度滑移大, 压缩比小, 绝热效率以及压缩机的效率高^[2]。因此, CO₂ 很适合应用于热泵。

热泵技术高效节能, 目前常温热泵技术已基本成熟并且市场化^[3]。然而, 有一些行业需要高温热泵技术, 如石油化工等行业有大量的余热资源可以

收稿日期: 2020-07-16

作者简介: 纪煜哲, 硕士研究生, 主要从事低温制冷及热泵的研究。E-mail: jiyuzhe0822@163.com。

通信作者: 陈曦, 副教授, 博士生导师, 主要从事低温制冷机、压缩机及热泵技术研究。E-mail: chenxistudy@163.com。

引用本文: 纪煜哲, 陈曦, 郑朴, 等. 带回热器与喷射器的高温型 CO₂ 跨临界热泵研究[J]. 真空与低温, 2021, 27(2): 146-151.

JI Y Z, CHEN X, ZHENG P, et al. Study of high-temperature CO₂ transcritical heat pump with recuperator and ejector[J]. Vacuum and Cryogenics, 2021, 27(2): 146-151.

利用,但同时又需要大量80℃以上的水,采用常温热泵会造成蒸发温度过高,余热无法充分利用,压缩机压比过大等问题^[4]。在航天领域,仪表舱内不断产生废热,传统方案采用单相流体回路进行散热,但随着航天器规模的增大,用于散热的辐射器的面积与质量也相应增加,材料及燃料成本会大幅提升^[5]。考虑到太空为真空环境,辐射器只能通过辐射与外部换热,因此,可以通过提高辐射器的工作温度来降低辐射器的面积与质量^[6]。在此情况下,采用高温热泵提升辐射器的工作温度是很好的选择。与传统的氟利昂热泵系统相比,跨临界CO₂循环热泵系统能获得更高的温度,在干燥、加热、杀菌、散热等方面有较大潜力^[7]。祝银海等^[8]对出水温度高于75℃的跨临界CO₂热泵进行实验研究,结果发现:当压缩机频率为85 Hz、蒸发温度为14℃、环境温度为25℃时,系统制取95℃的热水,COP可以达到3.9。White等^[9]研究了出水温度为65~90℃的CO₂热泵的系统性能,结果表明:出水温度为90℃时,系统COP可达到3。

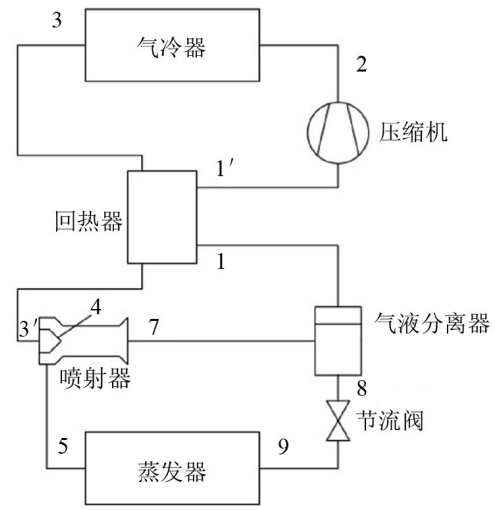
传统的跨临界CO₂循环热泵节流损失大,不可逆损失高,为此,研究者提出通过采用回热器、喷射器、膨胀机及双级压缩来提高系统COP^[10]。对于回热器,赵玲华等^[10]研究了回热对CO₂热泵系统性能的影响,结果表明:当压缩机频率一定时,系统最大制热量、最大COP_h,最高出水温度都对应有最优回热率。Shariatzadeh等^[11]研究了回热器对分别采用膨胀机与节流阀的跨临界CO₂循环热泵的影响,结果表明:在带有膨胀机的循环中采用回热器会降低COP,但在带有节流阀的循环中采用回热器会提高COP。对于喷射器,Lucas等^[12]对比了采用膨胀阀与喷射器的循环过程,结果表明:与采用膨胀阀相比,采用喷射器将COP提升了17%。Deng等^[13]研究了喷射器及回热器对跨临界CO₂循环热泵的影响,结果表明:采用喷射器后,系统最大COP与仅采用回热器相比增加了18.6%,与无喷射器、无回热器相比增加了22.0%。

为了制热性能的需要,本文采用带回热器和喷射器的跨临界CO₂循环热泵研究高温型跨临界CO₂循环热泵的热力性质及优化,为实验系统设计提供参考。

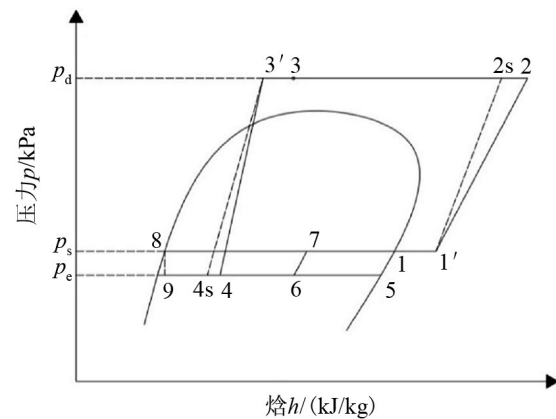
1 热泵循环及理论模型

1.1 带回热器与喷射器的跨临界CO₂热泵循环 带回热器与喷射器的跨临界CO₂热泵循环系统

及压焓如图1所示,系统包括压缩机、气冷器、回热器、喷射器、蒸发器、膨胀阀与气液分离器等。



(a) 循环系统图



(b) 压焓图

1. 气液分离器气态出口;1'. 压缩机入口;2. 气冷器入口;3. 气冷器出口;3'. 喷射器工作流喷嘴入口;4. 喷射器工作流喷嘴出口;5. 喷射器引射流喷嘴入口;6. 喷射器扩压室入口;7. 喷射器出口;8. 节流阀入口;9. 蒸发器入口;2s. 压缩机理论等焓过程对应出口状态;4s. 喷射器工作流喷嘴理论等焓过程对应出口状态; p_a . 压缩机出口压力; p_c . 压缩机入口压力; p_e . 蒸发压力。

图1 跨临界CO₂循环热泵系统及压焓图

Fig. 1 CO₂ transcritical heat pump system and p-h diagram

从喷射器流出的工质为气液混合物,在气液分离器中分为两路:气体流向压缩机,压缩机对工质做功,工质变为高温高压气体,在气冷器中放热,通过管道进入回热器与进入压缩机前的气体进行换热,最后作为工作流进入喷射器;液体流向节流阀,在节流阀内节流降温降压,流入蒸发器并在蒸发器内吸热,最后作为引射流进入喷射器。在喷射器内,工作流经喷嘴不断减压增速,与引射流混合后,扩压排出,构成循环。

1.2 跨临界CO₂循环热力学分析

对跨临界CO₂循环热泵做出五方面假设^[2]:(1)压缩过程为绝热非等熵过程;(2)蒸发器及气冷器换热为可逆过程;(3)忽略节流损失;(4)回热器无热损失;(5)整个循环质量流量相同。对喷射器做出四方面假设^[14]:(1)不考虑喷射器内流体与外界的热交换;(2)喷射器工作流入口、引射流入口和扩压室出口的动能与相对应的焓值相比可以忽略不计;(3)工作流经喷嘴后的压力与蒸发压力相同;(4)喷射器的设计计算以一维均相流模型为基础,不考虑流体的摩擦和黏性。

设喷射器中工作流质量流量为 $1/(1+\mu)$,引射流的质量流量为 $\mu/(1+\mu)$ 。

根据图1(b)可知,单位制冷量:

$$q_c = h_5 - h_9 \quad (1)$$

式中: q_c 为系统单位制冷量,kJ/kg; h_5 为蒸发器出口焓值,kJ/kg; h_9 为蒸发器入口焓值,kJ/kg。

单位制热量:

$$q_r = h_2 - h_3 \quad (2)$$

式中: q_r 为系统单位制热量,kJ/kg; h_2 为气体冷却器入口焓值,kJ/kg; h_3 为气体冷却器出口焓值,kJ/kg。

压缩机单位功耗:

$$w_c = h_2 - h_1' \quad (3)$$

式中: w_c 为压缩机单位功耗,kJ/kg; h_2 为压缩机出口焓值,kJ/kg; h_1' 为压缩机入口焓值,kJ/kg。

系统制热系数:

$$COP_h = \frac{q_r}{w_c} \quad (4)$$

式中: COP_h 为系统制热系数; w_c 为压缩机单位功耗,kJ/kg; q_r 为系统单位制热量,kJ/kg。

系统性能系数增量:

$$\Delta COP_h = \frac{q_r + \Delta q_r}{w_c + \Delta w_c} - \frac{q_r}{w_c} = \frac{w_c \Delta q_r - \Delta w_c q_r}{w_c (w_c + \Delta w_c)} \quad (5)$$

式中: ΔCOP_h 为系统制热系数增量; Δw_c 为压缩机单位功耗增量,kJ/kg; Δq_r 为系统单位制热量增量,kJ/kg。

压缩机效率^[13]:

$$\eta_c = 1.003 - 0.121 \times \frac{p_d}{p_s} \quad (6)$$

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1'}{h_2 - h_1'} \quad (7)$$

式中: η_c 为压缩机效率; p_d 为压缩机出口压力,kPa; p_s 为压缩机入口压力,kPa; h_{2s} 为压缩机出口理论焓值,kJ/kg; h_2 为压缩机出口实际焓值,kJ/kg; h_1' 为压缩机入口焓值,kJ/kg。

回热器效能^[15]:

$$\varepsilon = \frac{\{(t_1' - t_1)(t_3 - t_3')\}_{\max}}{t_3 - t_1} \quad (8)$$

式中: ε 为回热器效能; t_1' 为低压侧回热器出口温度,℃; t_1 为低压侧回热器入口温度,℃; t_3 为高压侧回热器入口温度,℃; t_3' 为高压侧回热器出口温度,℃。

喷射器工作流喷嘴效率^[13]:

$$\eta_n = \frac{h_3' - h_4}{h_3' - h_{4s}} \quad (9)$$

式中: η_n 为工作流喷嘴效率; h_3' 为工作流喷嘴入口焓值,kJ/kg; h_4 为工作流喷嘴出口实际焓值,kJ/kg; h_{4s} 为工作流喷嘴出口理论焓值,kJ/kg。

3'点与4点能量守恒:

$$\frac{1}{2} u_4^2 = h_3' - h_4 \quad (10)$$

式中: u_4 为工作流喷嘴出口速度,m/s; h_3' 为工作流喷嘴入口焓值,kJ/kg; h_4 为工作流喷嘴出口实际焓值,kJ/kg。

喷射器能量守恒:

$$\frac{h_3' - h_{4s}}{1 + \mu} + \frac{h_5 \mu}{1 + \mu} = h_7 \quad (11)$$

式中: h_3' 为喷射器工作流入口焓值,kJ/kg; h_5 为喷射器引射流入口焓值,kJ/kg; h_7 为喷射器出口焓值,kJ/kg; $1/(1+\mu)$ 为喷射器工作流质量流量,kg/s; $\mu/(1+\mu)$ 为喷射器引射流质量流量,kg/s。

基于上述系统模型假设以及热力学分析进行编程,研究高温型跨临界CO₂循环热泵的特性,进行跨临界热泵系统热力优化。

2 CO₂跨临界热泵系统热力分析

基于上述系统模型假设,设计运行工况为:蒸发温度 T_e 为15℃,压缩机入口压力 p_c 为6.0 MPa,喷射器工作流喷嘴效率 η_n 为0.9^[16]。为保证系统正常运行,喷射器出口干度,即喷射器喷射系数应保持在0~1之间^[14]。

2.1 气体冷却器出口温度与压力对系统性能的影响

在回热器效能为80%的前提下,改变气体冷却器出口温度与压力,设温度变化为45~60℃,压力变化为9~15 MPa,系统 COP_h 随气体冷却器出口温度的变化如图2所示。

由图2可知,系统 COP_h 随气冷器出口温度的升高而单调下降,当出口压力分别为9 MPa、10 MPa和11 MPa时, COP_h 下降幅度较大,随着压力继续增大, COP_h 曲线下降速度减慢。系统 COP_h 随出口压力的增大而先增大后减小,当气冷器出口温度为45℃时,最佳出口压力为10 MPa;当气冷器出口温度为50℃时,出口压力为11 MPa对应的 COP_h 最高;当

气冷器出口温度为60℃时,出口压力为13 MPa时,对应的COP_h最高,可达到3.01。

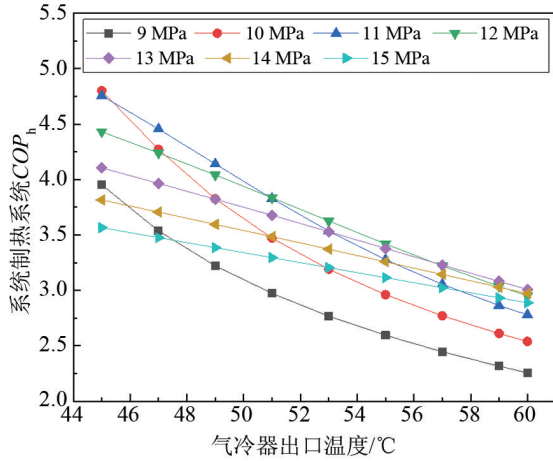


图2 系统COP_h随气体冷却器出口温度的变化
Fig. 2 Effect of the outlet temperature of gas cooler on system COP_h

图3和图4给出了系统单位制热量和压缩机单位功耗随气冷器出口温度的变化。

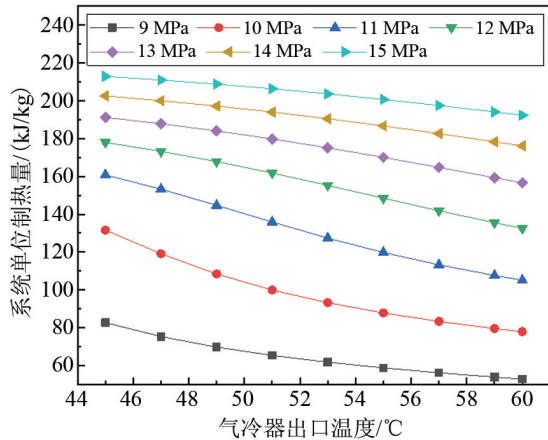


图3 系统单位制热量随气冷器出口温度的变化
Fig. 3 Effect of the outlet temperature of gas cooler on heating capacity per weighing

从图3可以看出,随着气冷器出口温度的升高,出口压力越低,系统制热量下降得越快。随着压力的增大,系统单位制热量也增加,但增量不断降低。从13 MPa开始制热量下降趋于平稳。从图4可以看出,随着气冷器出口温度的升高,出口压力为9 MPa、10 MPa和11 MPa的压缩机单位功耗较平稳,从12 MPa开始,出口压力越大,压缩机单位功耗增加得越快。根据式(5),当 $w_c \Delta q_r - \Delta w_c q_r > 0$, 即 $\frac{\Delta q_r}{\Delta w_c} > \frac{q_r}{w_c} = COP_h$ 时, $\Delta COP_h > 0$,系统制热性能增加。系统性能系数的增量与系统单位制热量增量

及压缩机单位功耗增量有关,随着压力的升高,系统单位制热量增量降低,压缩机单位功耗增量增加,系统性能系数的增量为负数且绝对值不断降低,导致COP_h曲线下落速度降低。因此当气冷器出口温度为60℃时,出口压力13 MPa对应的COP_h最高。

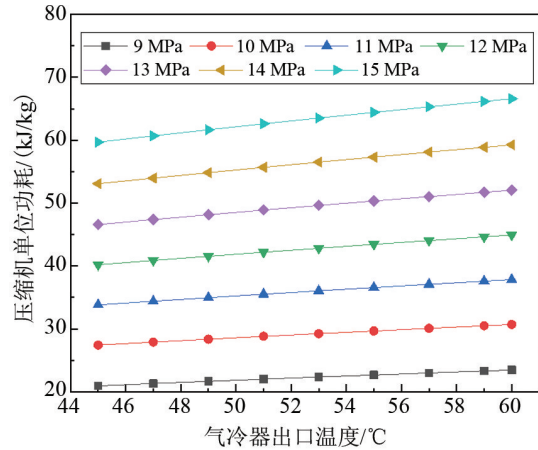


图4 压缩机单位功耗随气冷器出口温度的变化
Fig. 4 Effect of the outlet temperature of gas cooler on power consumption per weighing of compressor

图5给出了压缩机排气温度随气冷器出口温度的变化。可以看出,随着气冷器出口温度升高,压缩机排气温度单调增加。气冷器出口压力越高,压缩机排气温度越高。但是,过高的压缩机排气温度会对压缩机造成诸多影响,例如压缩机容积效率降低、电机绝缘材料老化加速等。通常电动机绝缘材料的最大允许工作温度为105~130℃,因此,必须将压缩机排气温度限制在130℃以下^[17]。从图5可发现,14 MPa及15 MPa排气温度大多超过130℃,符合条件的以13 MPa排气温度为最高。

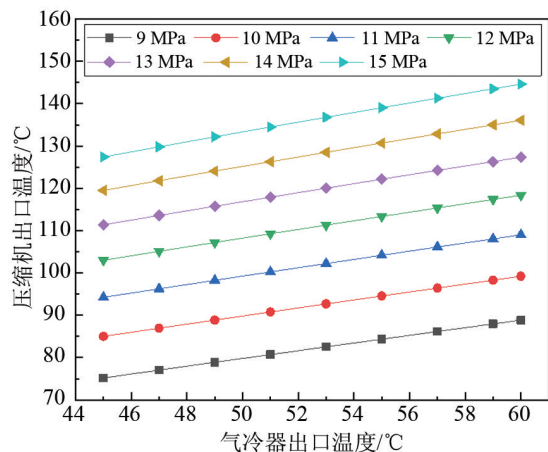


图5 压缩机出口温度随气冷器出口温度的变化
Fig. 5 Effect of the outlet temperature of gas cooler on the outlet temperature of compressor

2.2 回热器效能与压力对系统性能的影响

在气冷器出口温度为60℃的前提下,改变回热器效能为30%~80%,气冷器出口压力为10~15 MPa时,系统 COP_h 随回热器效能的变化如图6所示。可以看出,随着回热器效能的增加,系统 COP_h 逐渐增大,但是随着出口压力的增大而先增大后减小。当回热器效能为30%、40%和50%时,系统 COP_h 在出口压力为14 MPa时达到最大,当回热器效能为60%、70%和80%时,系统 COP_h 在出口压力为13 MPa时达到最大。

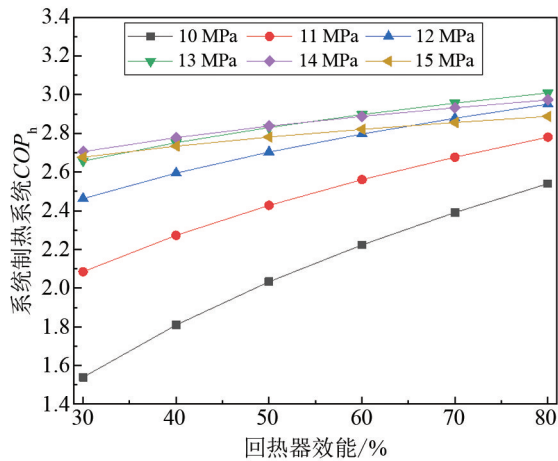


图6 系统 COP_h 随回热器效能的变化

Fig. 6 Effect of the effectiveness of recuperator on system COP_h

图7和图8给出了系统单位制热量和压缩机单位功耗随回热器效能的变化。从图7可以看出,随着压力的增加,系统单位制热量增量逐渐减小。从图8可以看出随着压力的增加,压缩机单位功耗增量逐渐增大。根据式(5),系统性能系数的增量与系统单位制热量增量及压缩机单位功耗增量有关,随着压力的升高,系统单位制热量增量降低,压缩机单位功耗增量增加,系统性能系数的增量为正数且绝对值不断降低,导致 COP_h 曲线上升速度降低。对于10 MPa、11 MPa和12 MPa,系统单位制热量过低导致系统 COP_h 较低,而对于15 MPa,压缩机单位功耗过高影响了系统 COP_h 。因此,13 MPa和14 MPa对应的系统 COP_h 最高。

图9给出了压缩机出口温度随回热器效能的变化。可以看出,随着回热器效能的增加,压缩机排气温度单调升高。气冷器出口压力越高,压缩机排气温度越高。但是,14MPa及15MPa都会出现压缩机出口温度超过130℃的情况,13MPa及以下的出口温度都低于130℃。

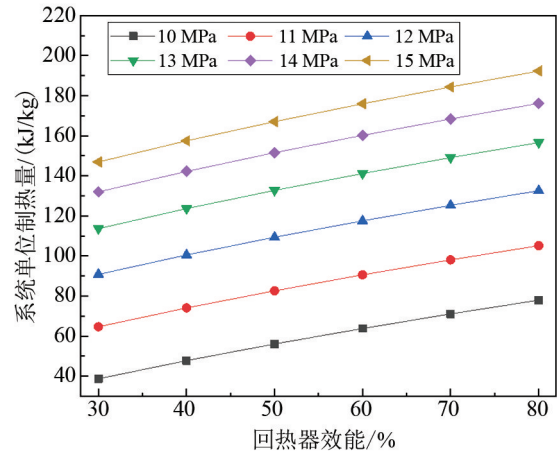


图7 系统单位制热量随回热器效能的变化

Fig. 7 Effect of the effectiveness of recuperator on heating capacity per weighing

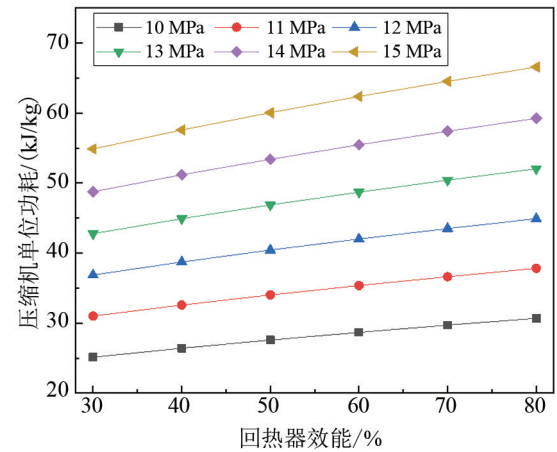


图8 压缩机单位功耗随回热器效能的变化

Fig. 8 Effect of the effectiveness of recuperator on power consumption per weighing of compressor

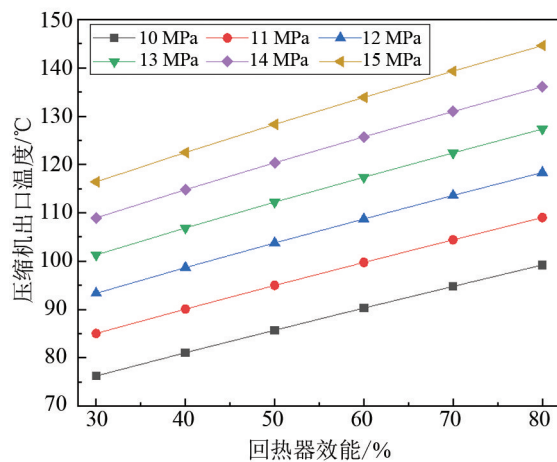


图9 压缩机出口温度随回热器效能的变化

Fig. 9 Effect of the effectiveness of recuperator on the outlet temperature of compressor

5 结论

为对高温型跨临界CO₂循环热泵进行热力优化,本文用回热器和喷射器增加其COP_n,得到以下结论:

(1) 随着气冷器出口温度的升高,系统COP_n减小。当气冷器出口温度为45℃时,最佳出口压力为10 MPa;当气冷器温度为60℃时,出口压力13 MPa对应的系统COP_n最大,达到3.01。

(2) 随着回热器效能的增加,系统COP_n逐渐增大。系统COP_n随着出口压力的增大而先增大后减小,当回热器效能为30%、40%和50%时,最优出口压力为14 MPa,当回热器效能为60%、70%和80%时,最优出口压力为13 MPa。

(3) 回热器效能与气体冷却器出口温度共同影响出口压力的选择,考虑到气冷器出口温度为60℃时,出口压力13 MPa对应的系统COP_n最大,回热器效能为60%~80%时,同样是出口压力13 MPa对应的系统COP_n最大。并且,13 MPa的压缩机排气温度达到要求。因此,蒸发温度为15℃,气冷器出口温度为60℃时,带喷射器的回热型跨临界CO₂循环热泵存在最优压力,为13 MPa。

参考文献:

- [1] 吴业正. 制冷原理及设备[M]. 西安:西安交通大学出版社, 2015.
- [2] 胡余生, 刘雪涛, 李敏霞, 等. CO₂跨临界热泵系统特性再分析[J]. 化工进展, 2020, 39(4): 1252-1258.
- [3] 马利敏, 王怀信, 郑臣明. 几种中高温热泵工质的理论循环性能[J]. 天津大学学报, 2005(8): 689-694.
- [4] 曹兴起, 王宏石. 一种实现热量梯级利用的新型高温热泵系统[J]. 暖通空调, 2017, 47(7): 136-141.
- [5] 李明海, 任建勋, 梁新刚, 等. 航天器热控系统的热泵-蓄冷组合方案[J]. 宇航学报, 2002(2): 1-5.
- [6] 杨佳卉. 航天器热泵系统仿真与优化研究[D]. 兰州:兰州理工大学, 2017.
- [7] KANG D H, NA S I, KIM M S. Recent researches on steam generation heat pump system[J]. International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, 2017, 25 (4) : 1730005.1-1730005.8.
- [8] 祝银海, 李聪慧, 姜培学. 跨临界CO₂热泵高温热水器性能实验研究[J]. 工程热物理学报, 2018, 39(10): 2113-2117.
- [9] WHITE S D, YARRALL M G, CLELAND D J, et al. Modelling the performance of a transcritical CO₂ heat pump for high temperature heating[J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(4): 479-486.
- [10] 赵玲华, 魏新利, 杨凌晓, 等. 回热对跨临界CO₂热泵系统性能影响的实验研究[J]. 工程热物理学报, 2020, 41(1): 186-195.
- [11] SHARIATZADEH O J, ABOLHASSANIS S, RAHMANI M, et al. Comparison of transcritical CO₂ refrigeration cycle with expander and throttling valve including/excluding internal heat exchanger: exergy and energy points of view[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 93: 779-787.
- [12] LUCAS C, KOEHLER J. Experimental investigation of the COP improvement of a refrigeration cycle by use of an ejector [J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35 (6) : 1595-1603.
- [13] DENG J Q, JIANG P X, LU T, et al. Particular characteristics of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector [J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 27(2): 381-388.
- [14] 刘昌鹏. 热泵用液体引射两相喷射器数值模拟及结构优化[D]. 合肥:合肥工业大学, 2019.
- [15] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 第四版. 北京:高等教育出版社, 2006.
- [16] 郭兴龙, 宋新南, 胡自成. 膨胀机与喷射器跨临界二氧化碳循环比较研究[J]. 制冷技术, 2012, 32(2): 53-56.
- [17] 匡奕珍. 制冷压缩机[M]. 北京:中国商业出版社, 2001.