

# 三种跨临界 CO<sub>2</sub> 制冷循环的性能对比研究

龚毅, 彭锦晨, 吴学红, 张文慧

(郑州轻工业学院 机电工程学院, 河南 郑州 450002)

**摘要:**对跨临界 CO<sub>2</sub> 节流阀循环、跨临界 CO<sub>2</sub> 回热器循环、跨临界 CO<sub>2</sub> 膨胀机循环三种跨临界 CO<sub>2</sub> 制冷循环进行了理论分析和模拟计算,研究了三种循环的性能差异.结果表明,相同条件时,回热器循环的制冷量最大,膨胀机循环次之,节流阀循环最小;回热器循环的功耗最大,节流阀循环次之,膨胀机循环最小;膨胀机循环的 COP 最大,回热器循环次之,节流阀循环最小;回热器循环的压缩机排气温度高于节流阀循环和膨胀机循环.综上可得,节流阀循环的 COP 最小,回热器循环能够提高系统的制冷量,但是会导致压缩机排气温度的升高,膨胀机循环能够有效地减少系统功耗,对系统 COP 的提升更为显著,综合性能更好.

**关键词:**跨临界 CO<sub>2</sub> 制冷循环;能效比;膨胀机循环;回热器循环;节流阀循环

**中图分类号:**TB61 **文献标志码:**A **DOI:**10.3969/j.issn.2095-476X.2015.3/4.022

## Numerical study for three kinds of transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle

GONG Yi, PENG Jin-chen, WU Xue-hong, ZHANG Wen-hui

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Zhengzhou University of Light Industry, Zhengzhou 450002, China)

**Abstract:** The performance difference of trans-critical CO<sub>2</sub> throttle valve cycle, trans-critical CO<sub>2</sub> internal heat exchanger cycle and trans-critical CO<sub>2</sub> expander cycle was investigated by theoretical analysis and numerical simulation. The results showed that: under the same conditions, the cooling capacity of internal heat exchanger cycle was the biggest and throttle valve cycle was the smallest; the power dissipation of internal heat exchanger cycle was the biggest and the expander cycle was smallest; the COP of expander cycle was the biggest and throttle valve cycle was the smallest; the compressor discharge temperature of internal heat exchanger cycle was higher than throttle valve cycle and expander cycle. To sum up, the COP of throttle valve cycle was the smallest. Internal heat exchanger cycle could improve the system cooling capacity, but it also increased the compressor discharge temperature. Expander cycle could reduce system power dissipation effectively, and could more significantly improve system COP, it had the better performance.

**Key words:** transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle; COP; expander cycle; internal heat exchanger cycle; throttle cycle

收稿日期:2014-06-21

基金项目:国家自然科学基金项目(51476148);河南省骨干教师项目(2012GGJS-115);郑州市领军人才项目(131PLJRC640)

作者简介:龚毅(1954—),男,江苏省南通市人,郑州轻工业学院教授,博士,主要研究方向为制冷与低温设备节能技术和替代工质.

# 0 引言

近年来,人们越来越关注由于使用人工合成制冷剂而导致的环境破坏和温室效应等问题<sup>[1-4]</sup>,《蒙特利尔议定书》和《京都议定书》签署以后,全世界的制冷工作者们都在积极寻找合适的天然制冷剂.前国际制冷学会主席 G. Lorentzen<sup>[5]</sup>认为,具有良好特性的 CO<sub>2</sub> 工质有很好的应用前景.但是,较大的压差和节流损失等原因使跨临界 CO<sub>2</sub> 循环性能系数很低<sup>[6-7]</sup>.因此,对跨临界 CO<sub>2</sub> 循环的优化迫在眉睫.对于单级跨临界 CO<sub>2</sub> 循环,国内外学者主要研究了回热器<sup>[8-11]</sup>和膨胀机<sup>[12]</sup>对循环的影响,但对于各循环性能的比较研究较少.针对以上情况,本文拟对三种跨临界 CO<sub>2</sub> 循环进行理论分析和模拟计算,对比各循环的优劣,以期对循环系统的进一步优化和实际应用提供理论依据.

## 1 三种循环系统的理论分析

### 1.1 跨临界 CO<sub>2</sub> 节流阀循环

跨临界 CO<sub>2</sub> 节流阀循环原理(见图1)为:低温低压的 CO<sub>2</sub> 蒸气进入压缩机压缩到高温高压状态后进入气体冷却器;气态 CO<sub>2</sub> 在气体冷却器中放热,降温降压后经过节流阀节流,温度和压力进一步降低;低温低压液态 CO<sub>2</sub> 在蒸发器中发生相变,蒸发吸热制冷;低温低压的 CO<sub>2</sub> 蒸气再次进入压缩机,完成一次制冷循环.

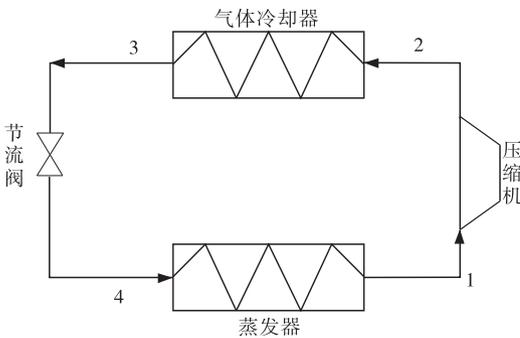


图1 跨临界 CO<sub>2</sub> 节流阀循环原理图

以熵(*S*)为横坐标,温度(*T*)为纵坐标,作出系统在相应热力学过程中的图形,即该过程对应的*T-S*图.跨临界 CO<sub>2</sub> 节流阀循环 *T-S* 图如图2所示,其基本计算公式如下.

系统单位质量制冷量

$$q = h_1 - h_4$$

压缩机比功

$$w = h_{2s} - h_1 / \eta \tag{1}$$

压缩机等熵压缩效率<sup>[13]</sup>

$$\eta = 1.003 - 0.121r \tag{2}$$

式中,*r* 为压比.

系统能效比

$$COP = q/w \tag{3}$$

### 1.2 跨临界 CO<sub>2</sub> 回热器循环

跨临界 CO<sub>2</sub> 回热器循环原理(见图3)为:低温低压的 CO<sub>2</sub> 蒸气进入压缩机压缩到高温高压状态后进入气体冷却器;气态 CO<sub>2</sub> 在气体冷却器中放热,从气体冷却器出来的气体在回热器中进一步被回气冷却,再经过节流降压;低温低压的 CO<sub>2</sub> 在蒸发器中发生相变,蒸发吸热制冷;低温低压的 CO<sub>2</sub> 蒸气经过回热器过热后再次进入压缩机,完成一次制冷循环.

回热器一方面可以使压缩机吸气过热,避免压缩机液击,另一方面也可以用来提高跨临界 CO<sub>2</sub> 制冷系统的效率.跨临界 CO<sub>2</sub> 回热器循环 *T-S* 图如图4所示,其基本计算公式如下:系统单位质量制冷量  $q = h_6 - h_5$ ,压缩机比功、压缩机等熵压缩效率、系统能效比的计算方法同①—③式.

### 1.3 跨临界 CO<sub>2</sub> 膨胀机循环

跨临界 CO<sub>2</sub> 膨胀机循环原理(见图5)为:低温

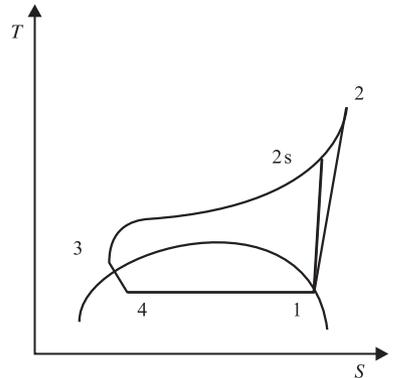


图2 跨临界 CO<sub>2</sub> 节流阀循环 *T-S* 图

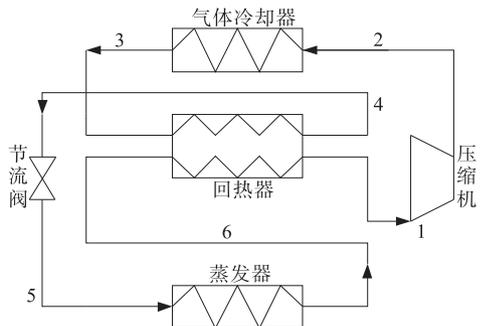


图3 跨临界 CO<sub>2</sub> 回热器循环原理图

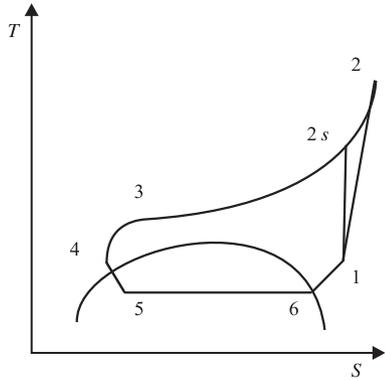


图 4 跨临界 CO<sub>2</sub> 回热器循环 T-S 图

低压的 CO<sub>2</sub> 蒸气进入压缩机压缩到高温高压状态后进入气体冷却器; 气态 CO<sub>2</sub> 在气体冷却器中放热, 降温降压后经过膨胀机, 温度和压力进一步降低; 低温低压液态 CO<sub>2</sub> 在蒸发器中发生相变, 蒸发吸热制冷; 低温低压的 CO<sub>2</sub> 蒸气再次进入压缩机, 完成一次制冷循环。

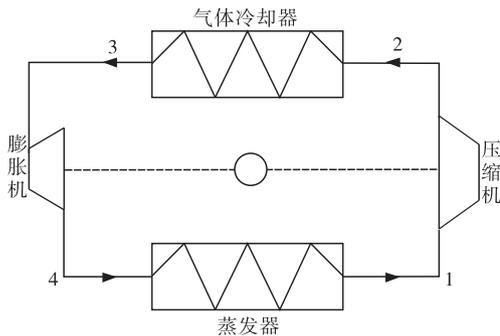


图 5 跨临界 CO<sub>2</sub> 膨胀机循环原理图

膨胀机可以有效回收系统膨胀功, 并且可以增加单位制冷量。

跨临界 CO<sub>2</sub> 膨胀机循环 T-S 图如图 6 所示, 其基本计算公式如下: 系统单位质量制冷量  $q = h_1 - h_{4e}$ , 压缩机比功  $w = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta} - (h_3 - h_{4e})$ , 压缩机等熵压缩效率、系统能效比的计算方法同②③式。

## 2 性能模拟结果及分析

运用 Aspen Plus 软件对三种跨临界 CO<sub>2</sub> 系统进行流程模拟和理论计算, 可以得到三种跨临界 CO<sub>2</sub> 系统在不同工况下制冷量、功耗、COP 及压缩机排气温度等数据, 从而分析各系统性能差异。跨临界 CO<sub>2</sub> 循环 P-h 图见图 7。

计算条件和假设: 系统循环处于稳态; 压缩过程为绝热非等熵过程; 换热器与环境无热交换; 不

考虑管路能量损失, 不考虑管路的液相积存; 过热度 10 °C; 蒸发温度范围 -5 ~ 5 °C; 气体冷却器出口温度恒定 (35 °C)。

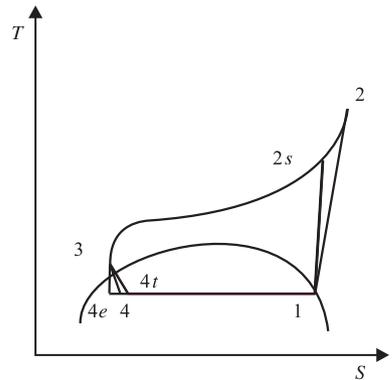


图 6 跨临界 CO<sub>2</sub> 膨胀机循环 T-S 图

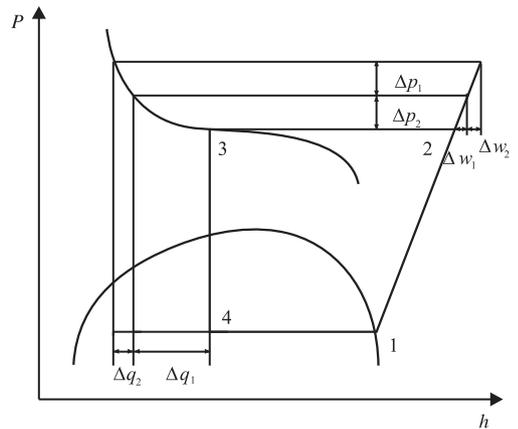


图 7 跨临界 CO<sub>2</sub> 循环 P-h 图

### 2.1 系统制冷量对比

图 8 为不同蒸发温度下制冷量随高压侧压力变化情况对比。由图 8 可以看出, 当气体冷却器出口温度一定时, 各个循环在不同蒸发温度下制冷量的变化趋势是相同的, 都是随着高压侧压力的增大而增大, 增加趋势为先迅速增加然后变缓。这是因为跨临界区域中等温线的斜率绝对值是由小到大变化的, 当压力的增量相同时 ( $\Delta p_1 = \Delta p_2$ ), 系统制冷量的增加量会越来越小 ( $\Delta q_1 > \Delta q_2$ ) (见图 7)。相同条件时, 回热器循环的制冷量最大, 膨胀机循环次之, 节流阀循环最小。出现这种情况的原因是从气体冷却器出来的 CO<sub>2</sub> 蒸气经过回热器过冷后再经过节流阀节流可以降低节流后 CO<sub>2</sub> 气液混合物的干度, 从而提高系统的制冷量。

### 2.2 系统功耗对比

图 9 为不同蒸发温度下功耗随高压侧压力变化情况对比 (图 8—图 10 图注相同)。由图 9 可以看

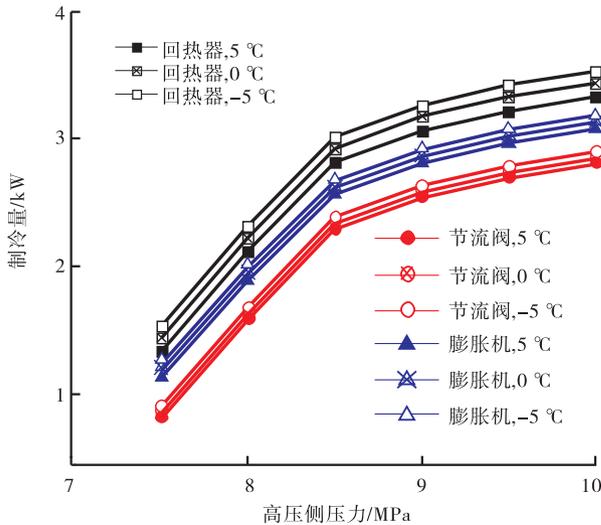


图8 不同蒸发温度下制冷量随高压侧压力变化情况对比

出,当气体冷却器出口温度一定时,各个循环在不同蒸发温度下功耗的变化趋势是相同的,都是随着高压侧压力的增大而增大,增加趋势几乎为线性.这是因为等熵线的斜率不变,当压力的增量相同时( $\Delta p_1 = \Delta p_2$ ),系统功耗的增加量也相同( $\Delta w_1 = \Delta w_2$ )(见图7).不同蒸发温度时,蒸发温度越低,系统功耗越大.相同条件下,回热器循环的功耗最大,节流阀循环次之,膨胀机循环最小,这是因为膨胀机回收了部分膨胀功,从而使得功耗减小.

### 2.3 系统 COP 对比

图10为不同蒸发温度下能效比随高压侧压力变化情况对比.由图10可以看出,当气体冷却器出口温度一定时,各个循环在不同蒸发温度下的COP

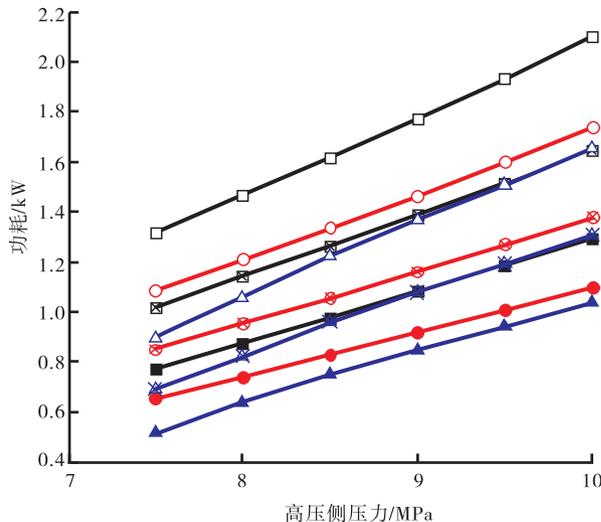


图9 不同蒸发温度下功耗随高压侧压力变化情况对比

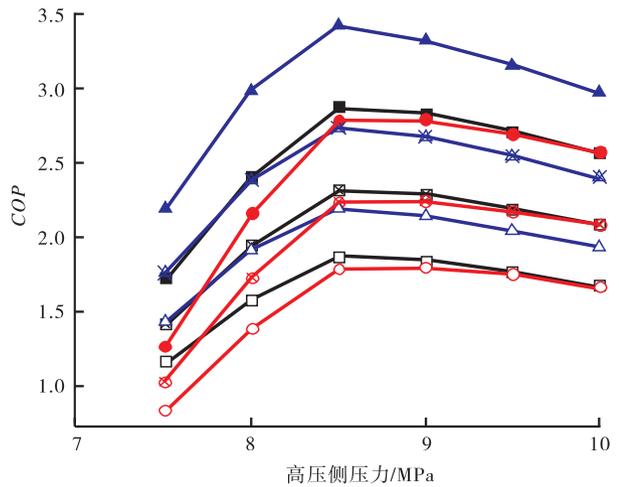


图10 不同蒸发温度下能效比随高压侧压力变化情况对比

都随着高压侧压力的增加先增加后减小,存在一个最大COP值,此时对应的高压侧压力即为最优高压侧压力.随着高压侧压力的增加,系统的功耗线性增加,而系统制冷量的增加则越来越少,从而导致最大COP值的出现.相同条件下,膨胀机循环有效地回收了膨胀功,其COP最大;回热器循环能够在一定程度上提高制冷量,COP值次之;节流阀循环的COP最小.蒸发温度0 °C,高压侧压力8.5 MPa时(由于各循环制冷量和功率随高压侧压力的变化而不同,所以其最优高压侧压力也不相同,这里统一取8.5 MPa),膨胀机循环和回热器循环COP分别比节流阀循环提高了22%和4%.

### 2.4 压缩机排气温度对比

图11为不同蒸发温度下压缩机排气温度随高压侧压力变化情况对比.由图11可以看出,各循环中压缩机排气温度都随着高压侧压力的增加而升高.蒸发温度越低,压缩机排气温度越高.回热器循环的压缩机排气温度高于节流阀循环和膨胀机循环(膨胀机的加入不影响压缩机吸气温度,所以膨胀机循环和节流阀循环的压缩机排气温度相同),这是因为压缩机回气经过回热器过热后温度升高,导致压缩机排气温度升高.

## 3 结论

本文通过对跨临界CO<sub>2</sub>节流阀循环、跨临界CO<sub>2</sub>回热器循环、跨临界CO<sub>2</sub>膨胀机循环三种跨临界CO<sub>2</sub>制冷循环进行理论分析和模拟计算,得出以下结论:①三种循环都存在最优高压侧压力使得循环COP达到最大值,为保证系统效率,实际应用中

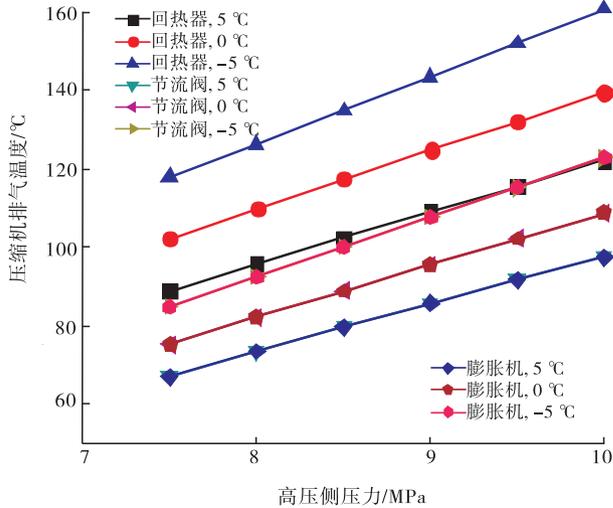


图 11 不同蒸发温度下压缩机排气温度随高压侧压力变化情况对比

应使系统在最优高压侧压力附近运行。②蒸发温度为 0 °C, 高压侧压力为 8.5 MPa 时, 膨胀机循环和回热器循环 COP 分别比节流阀循环提高了 22% 和 4%, 膨胀机循环的性能明显优于其他两个循环。③蒸发温度的降低会导致循环 COP 的降低和压缩机排气温度的升高, 实际应用中应采取措施尽量避免过低的蒸发温度。④回热器的加入会导致压缩机排气温度的升高. 在实际应用中, 为了保护压缩机, 应避免压缩机排气温度长期过高。

综合以上分析可以得出: 节流阀循环的 COP 最小, 回热器循环能够提高系统的制冷量, 但是会导致压缩机排气温度的升高, 对压缩机的安全有一定的威胁. 膨胀机循环能够有效减少系统功耗, 对系统 COP 的提升更为显著. 所以膨胀机循环有着更为良好的综合性能。

在实际应用中, 由于膨胀机循环成本较高, 应该根据具体情况作具体分析. 当工况与模拟计算相同, 以一台制冷量为 5 kW, 日工作时间 10 h, 一年工作 300 d 的制冷系统为例作市场调查可知, 适用于小型制冷系统的膨胀机价格约为 7 000 元, 回热器价格约为 600 元. 节流阀价格约为 100 元, 居民用电电价约为 0.5 元/kWh 时, 在只考虑经济性的前提下, 节流阀循环适用于 4.6 a 以内, 回热器循环适用于 4.6 ~ 11.2 a, 膨胀机循环适用于 11.2 a 以上的情况. 在制冷工程中, 系统设计应综合考虑以上影响因素, 以使系统设计最优化。

## 参考文献:

- [1] 王哲. 跨临界 CO<sub>2</sub> 水源热泵与空气源制冷循环试验研究[D]. 郑州: 郑州轻工业学院, 2013.
- [2] 马一大, 魏东, 吕灿仁. 温室气体减排与 CO<sub>2</sub> 资源化宏观研究与探讨[J]. 大连理工大学学报, 2001(1): 9.
- [3] Lemons J. 二氧化碳与环境[J]. 世界环境, 1987(1): 16.
- [4] Agrawal N, Bhattacharyya S. Studies on a two-stage transcritical carbon dioxide heat pump cycle with flash intercooling[J]. Applied Thermal Engineering, 2007(27): 299.
- [5] Lorentzen G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant[J]. International Journal of Refrigeration, 1994, 17(5): 292.
- [6] Yang J L, Ma Y T, Li M X, et al. Exergy analysis of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander[J]. Energy, 2005, 30(7): 1162.
- [7] Cassona V, Cecchinato L, Corradia M, et al. Optimisation of the throttling system in a CO<sub>2</sub> refrigerating machine [J]. International Journal of Refrigeration, 2003, 26(8): 926.
- [8] Shafiei S E, Rasmussen H, Stoustrup J. Modeling supermarket refrigeration systems for demand-side management [J]. Energies, 2013, 6(2): 900.
- [9] 姜云涛, 马一大, 张子坤, 等. 回热器对跨临界 CO<sub>2</sub> 水源热泵的影响判别式及实验研究[J]. 热科学与技术, 2009, 8(4): 307.
- [10] Wang Z, Gong Y, Wu X H, et al. Thermodynamic analysis and experimental research of transcritical CO<sub>2</sub> cycle with internal heat exchanger and dual expansion [J]. International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, 2013, 21(1): 1.
- [11] Zhang W H, Wang Z, Gong Y, et al. Thermodynamic analysis and experimental investigation of internal heat exchanger influence on CO<sub>2</sub> transcritical cycle performance [J]. Advanced Materials Research, 2013, 614: 259.
- [12] 杨俊兰, 马一大, 李敏霞, 等. 带膨胀机 CO<sub>2</sub> 跨临界热泵系统的模拟计算与实验[J]. 天津大学学报: 自然科学与工程技术, 2007, 40(9): 1099.
- [13] Kim J K, Jeon H K, Lee J S. Wall temperature measurement and heat transfer correlation of turbulent supercritical carbon dioxide flow in vertical circular/non-circular tubes [J]. Nuclear Engineering and Design, 2007, 237(15-17): 1795.
- [14] 龚毅, 侯峰, 梁志礼, 等. 带回热器的跨临界 CO<sub>2</sub> 制冷系统的试验研究[J]. 流体机械, 2011, 39(10): 56.