

R41 跨临界单级压缩带回热器热泵系统研究

白涛, 晏刚, 张倩

(西安交通大学制冷与低温工程研究所, 710049, 西安)

摘要: 建立了跨临界单级压缩带回热器热泵系统的理论模型, 并对 R41(一氟甲烷)与 CO_2 的循环特性进行了热力性能和焓的分析比较. 结果表明: 两种工质在常温下进行跨临界循环, R41 系统的整体性能优于 CO_2 系统. 在选定工况下, R41 系统比 CO_2 系统的最优高压侧压力平均降低 40.6% 以上, 系统性能系数平均提高 14.2% 以上, 系统焓效率平均提高 14.3%, 且 R41 系统在单位质量制热量和压缩机排气温度方面均优于 CO_2 系统. 最后提出了通过减小气体冷却器传热温差、降低节流压差, 以及合理利用蒸发器冷量来提高系统焓效率的观点.

关键词: 跨临界循环; 热泵系统; 回热器; 一氟甲烷; 二氧化碳

中图分类号: TB61 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2011)03-0035-05

Transcritical R41 Single-Stage Compression Heat Pump Cycle with Internal Heat Exchanger

BAI Tao, YAN Gang, ZHANG Qian

(Institute of Refrigeration and Cryogenics, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A theoretical model for the transcritical single-stage compression heat pump cycle with an internal heat exchanger was established, and the performances of the cycles using R41 (fluoromethane) and CO_2 were analyzed respectively. The results show that both of them run in the transcritical ones at normal temperature, and the R41 cycle displays better comprehensive performance than that of the CO_2 cycle. Compared with the CO_2 cycle under the specified conditions, the average value of the optimal high side pressure of the R41 cycle decreases by more than 40.6% and the COP increases by over 14.2%, and the second law efficiency increases by 14.3%. Moreover, the greater heating capacity and the lower discharge temperature of the R41 cycle can be obtained. In addition, an idea was put forward to improve the exergy efficiency of system by reducing the temperature difference of gas cooler and the pressure difference of throttling process, and making full use of the cold energy in the evaporator.

Keywords: transcritical cycle; heat pump cycle; internal heat exchanger; fluoromethane; carbon dioxide

常温工况下, CO_2 热泵机组采用跨临界循环, 其中气体冷却器具有较大的温度滑移, 并与冷却介质(如空气、水)的温升相匹配, 减少了不可逆损失. 这种特殊的劳伦兹循环特别适合于热泵热水系统, 但由于 CO_2 临界压力(7.377 MPa)太高, 导致系统压力过高, 以及压缩机排气温度过高、效能较低等问

题, 实用性大为降低. 因此, 寻找一种新型安全环保, 且热力特性优秀的工质是有必要的. 由于 N_2O 热力学物性与 CO_2 相似, 有人研究用 N_2O 来替换 CO_2 , 文献[1-4]研究了 N_2O 用于不同制冷系统的循环特性, 发现 N_2O 在降低系统压力, 提高系统整体性能方面都具有较大优势. 文献[5]实验研究了 R125 在

跨临界热泵循环中的特性,发现其整体性能高于 CO₂. R41 的热力学物性与 CO₂ 相似,也可以实现跨临界循环,且全球变暖潜值(GWP)为 150,消耗臭氧潜值(ODP)为 0,无毒,属于环保工质,其基本热物理性质见文献[6].

R41 属于 HFC 类物质,具有可燃性. R41 的着火下限为 0.095 kg/m³,大于 R290 的 0.038 kg/m³,R600a 的 0.043 kg/m³,且美国 ASHARE 将 R41 安全等级定为 A2,将 R290 和 R600a 归类为 A3 等级,R41 的可燃性低于 R290 和 R600a^[7-8]. 目前欧洲采用 R290 和 R600a 的冰箱、家用空调等制冷设备已超过 1 000 万例,尚未发现因为工质泄漏引发的伤亡事故^[9]. 因此,R41 的可燃性不能成为阻止其应用于小型密闭跨临界热泵机组的障碍. 目前,国内外对 R41 应用于跨临界热泵循环的研究很少.

本文建立了跨临界单级压缩带回热器热泵系统的理论模型,计算了 R41 系统和 CO₂ 系统的循环性能,并进行了热力学性能和焓的分析.

1 系统模型

1.1 循环流程

图 1、2 分别为跨临界单级压缩带回热器热泵系统的流程图和 T-s 图. 制冷剂在蒸发器出口 0 点的状态为饱和蒸气,经过回热器加热至过热状态点 1,后经压缩至状态点 2,高温高压排气经气体冷却器放热至状态点 3,然后进入回热器进一步冷却至状态点 4,经节流膨胀后进入蒸发器吸热,最后经回热器过热后进入压缩机,实现一个完整的循环. 由 T-s 图可知,工质从气体冷却器进口状态点 2 等压冷却至状态点 3,其温度变化曲线与冷却介质(如水)的温升曲线相匹配,减少了传热温差,可以降低不可逆损失,这是跨临界热泵循环的一大特点.

1.2 模型假设与计算

参考文献[10]建立模型,为简化计算,在对该系

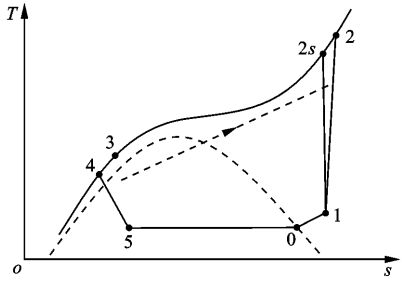


图 2 跨临界单级压缩带回热器热泵系统 T-s 图

统模拟计算之前,做如下假设:①忽略工质在管道和换热器内流动的压力损失;②压缩机的压缩过程为绝热非等熵过程;③蒸发器、气体冷却器和回热器内的传热过程为定压过程;④各过程处于热力平衡状态,各物性参数在同一速度界面上相同,以一维过程处理;⑤工质在蒸发器出口处为饱和蒸气.

基于以上假设,建立计算模型如下.

回热器效率

$$\beta = (T_1 - T_0)/(T_3 - T_0) \tag{1}$$

压缩机等熵效率

$$\eta_{is} = (h_{2s} - h_1)/(h_2 - h_1) \tag{2}$$

本文 η_{is} 的计算关联式如下^[9]

$$\eta_{is} = 0.815 + 0.22(p_2/p_1) - 0.0041(p_2/p_1)^2 + 0.0001(p_2/p_1)^3 \tag{3}$$

回热器能量平衡关系

$$h_3 - h_4 = h_1 - h_0 \tag{4}$$

气体冷却器放热量

$$q_{gc} = h_2 - h_3 \tag{5}$$

蒸发器吸热量

$$q_e = h_0 - h_5 \tag{6}$$

压缩机耗功

$$w = h_2 - h_1 \tag{7}$$

热泵系统性能系数

$$C_{COP} = q_{gc}/w \tag{8}$$

若同时制冷/制热时,系统性能系数

$$C_{COP*} = (q_e + q_{gc})/w \tag{9}$$

热泵系统各部件不可逆损失及系统焓效率关系如下.

压缩机

$$I_c = T_a(s_2 - s_1) \tag{10}$$

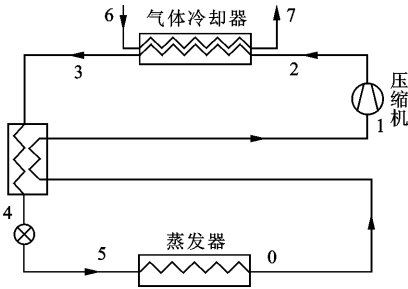
节流阀

$$I_{exp} = T_a(s_5 - s_4) \tag{11}$$

回热器

$$I_{ihx} = T_a[(s_1 - s_0) + (s_4 - s_3)] \tag{12}$$

气体冷却器



0~7:状态点

图 1 跨临界单级压缩带回热器热泵系统流程图

$$I_{gc} = (h_2 - h_3)(T_a/T_{evf}) - T_a(s_2 - s_3) \quad (13)$$

式中: T_{evf} 为气体冷却器外二次冷媒的热力学平均温度

$$T_{evf} = (T_7 - T_6)/\ln(T_7/T_6) \quad (14)$$

蒸发器

$$I_e = T_a(s_0 - s_5) - (h_0 - h_5) \quad (15)$$

热泵系统焓效率

$$\eta_{sys} = 1 - \sum I_k/\omega \quad (16)$$

最优高压侧压力 p_{opt} 定义为系统 C_{COP} 最佳时所对应的高压侧压力,其计算方法如下:以每 5 kPa 为步长取一个高压侧压力,最佳 C_{COP} 所对应的为最优高压侧压力。

为了验证模型及计算方法的正确性,选取如下工况:回热器效率为 0.6,蒸发温度为 0 °C,气体冷却器出口温度为 30~50 °C. 利用以上模型对 CO₂ 跨临界单级压缩带回热器同时制冷/制热机组的最优 C_{COP*} 和 p_{opt*} 进行计算并与文献[10]的结果对比(见图 3),发现相对误差不超过 2%,这间接说明了本文模型与计算方法是正确和可靠的。

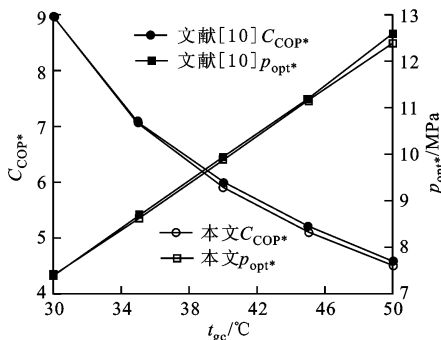


图3 本文与文献[10]的计算结果对比

2 计算与分析

在具体模拟计算中,工质以单位质量 1 kg/s 为例,取回热效率 $\beta=0.6$,蒸发温度为 -20~10 °C,气体冷却器出口温度为 45~55 °C,环境温度 $T_a=27$ °C,气体冷却器外二次冷媒温度由 10 °C 升至 90 °C. 基于以上模型,并结合美国标准技术研究所开发的 NIST REFPROP 工质物性软件^[11],编写了热泵系统的相关程序进行计算。

2.1 系统热力性能分析比较

由图 4 可知,随着气体冷却器出口温度的升高,最优 C_{COP} 减小,与之对应的 p_{opt} 增大。气体冷却器出口温度在 45~55 °C 时,R41 系统与 CO₂ 系统相比,

最优 C_{COP} 平均提高 14.2%, p_{opt} 平均降低 40.6%。由图 5 可知,随着蒸发温度的升高,最优 C_{COP} 增幅较大,与之对应的 p_{opt} 略有下降。蒸发温度在 -20~10 °C 时,R41 系统与 CO₂ 系统相比,最优 C_{COP} 平均提高 16.8%, p_{opt} 平均降低 43.1%。结合图 4、5 可知,R41 系统在很大程度上降低了跨临界循环的高压侧压力,且性能更优越。

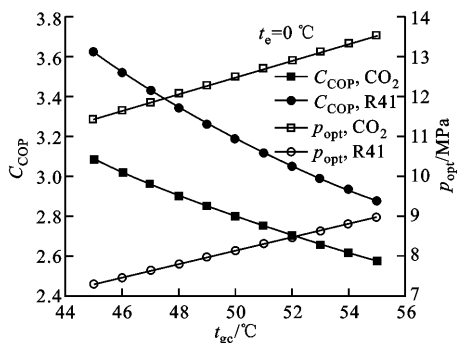


图4 C_{COP} 和 p_{opt} 随气体冷却器出口温度的变化

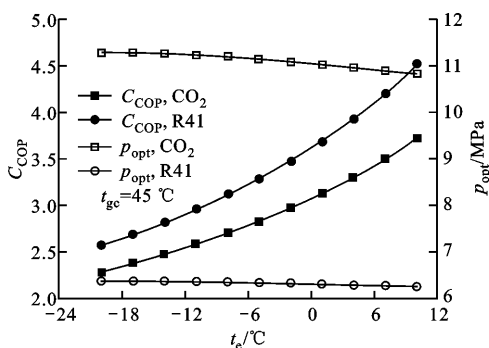


图5 C_{COP} 和 p_{opt} 随蒸发温度的变化

较高的压缩机排气温度可以使气体冷却器具有较大的温度滑移,这有助于热泵提供更高温度的热水或空气,但压缩机排气温度过高则又会影响压缩机的润滑,导致压缩机寿命缩短,而 CO₂ 热泵系统的压缩机排气温度偏高问题严重,如图 6 所示。可以看出,R41 系统比 CO₂ 系统的压缩机排气温度普遍偏低,最大相差 14.6 °C,这在保证气体冷却器供热能力的同时,也延长了压缩机的安全寿命。综合图 4~6 可知,降低气体冷却器出口温度、提高蒸发温度有助于降低系统压力和压缩机排气温度,提高系统性能系数。

由图 7 可知,单位质量制热量随气体冷却器出口温度的升高略有增加,随蒸发温度的升高而减小,且在相同工况下,R41 系统的单位质量制热量大于 CO₂ 系统。在蒸发温度为 0 °C、气体冷却器出口温度为 45~55 °C 时,R41 系统的单位质量制热量比

CO₂ 系统平均高 47.6%。

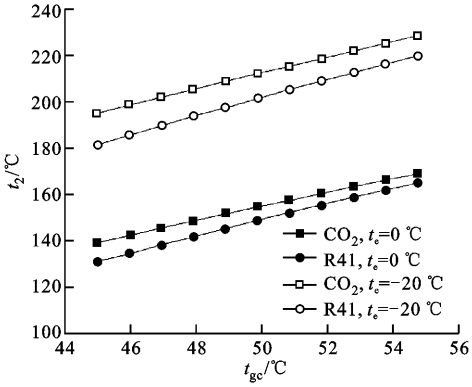


图 6 压缩机排气温度随气体冷却器出口温度的变化

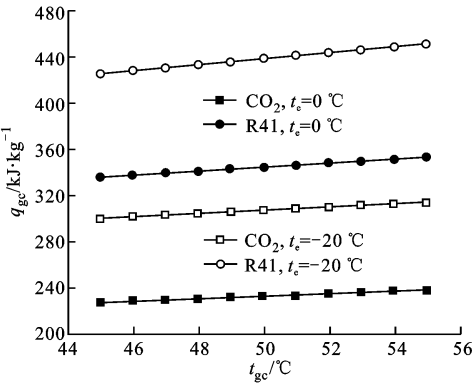


图 7 单位质量制热量随气体冷却器出口温度的变化

2.2 系统焓分析比较

由表 1 可知,气体冷却器、蒸发器和节流阀焓损失所占比例较大. 气体冷却器焓损失的主要原因是换热器传热温差较大,减少传热温差可以降低不可逆损失. 蒸发器焓损失的主要原因是蒸发器冷量未被利用,如果被合理利用,可以有效减少系统焓损失. 节流阀的焓损失主要由压降较大的节流过程所致,降低节流前后压差或者改善节流元件,如使用喷

表 1 系统焓损失对比

参数	CO ₂	R41	CO ₂	R41	CO ₂	R41
$t_e/^\circ\text{C}$	-20	-20	0	0	0	0
$t_{gc}/^\circ\text{C}$	45	45	45	45	55	55
$I_c \cdot \omega^{-1}/\%$	11.43	11.63	11.27	11.49	10.67	10.84
$I_{\text{exp}} \cdot \omega^{-1}/\%$	17.48	13.01	18.93	13.52	19.43	14.23
$I_{\text{ihx}} \cdot \omega^{-1}/\%$	5.05	5.49	5.16	5.42	5.56	5.59
$I_e \cdot \omega^{-1}/\%$	23.87	29.23	20.61	25.94	15.57	18.54
$I_{gc} \cdot \omega^{-1}/\%$	26.98	23.54	23.56	19.58	31.67	31.72
$\eta_{\text{sys}}/\%$	15.17	17.09	20.48	24.06	17.09	19.09

射器回收部分能量将有助于提高系统焓效率。

由图 8、9 可知,热泵系统焓效率随气体冷却器出口温度的升高而减小,随蒸发温度的升高而增大. 因为由图 4~6 和表 1 可知,在相同工况下,R41 系统蒸发器焓损失比例大于 CO₂ 系统,但 R41 系统的压缩机排气温度和高压侧压力均低于 CO₂ 系统,致使气体冷却器和节流阀的焓损失小于 CO₂ 系统,最终导致 R41 系统的焓效率高于 CO₂ 系统. 在蒸发温度为 0 °C、气体冷却器出口温度为 45~55 °C 时,R41 系统比 CO₂ 系统焓效率平均提高 14.3%。

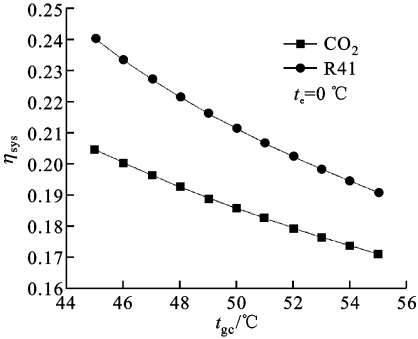


图 8 系统焓效率随气体冷却器出口温度的变化

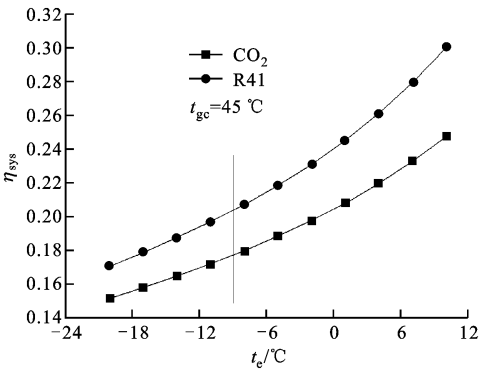


图 9 系统焓效率随蒸发温度的变化

3 结 论

- (1)R41 与 CO₂ 的热力学物性相似,常温下都可实现跨临界循环,且 R41 的安全性优于制冷行业内普遍使用的 R600a 和 R290. 蒸发温度、气体冷却器出口温度对 R41 系统和 CO₂ 系统的循环参数影响规律相近. 提高蒸发温度、降低气体冷却器出口温度有助于降低最优高压侧压力和排气温度,提高系统性能系数和系统焓效率.
- (2)R41 热泵系统在效能和最优高压侧压力等方面优于 CO₂ 系统. 在本文选定工况下,R41 系统与 CO₂ 系统相比,COP平均提高 14.2%以上, p_{opt} 平

均降低 40.6%以上, η_{sys} 平均提高 14.3%, 压缩机排气温度最多降低 14.6 °C, 其单位质量制热量也高于 CO₂ 系统。这说明 R41 克服了 CO₂ 在跨临界热泵循环中系统压力高、压缩机排气温度高以及能效低的问题, 更适于跨临界热泵系统。

(3) 焓分析法可以较为明确地分析系统循环中各部件的用能情况, 为系统的优化和改进提供了依据。减小换热器的传热温差, 降低系统节流前后压差, 合理地利用蒸发器产生的冷量, 将有助于降低不可逆损失, 提高系统的焓效率。

综述以上结论, 在跨临界热泵循环中, R41 系统的整体性能优于 CO₂ 系统。目前, R41 用于跨临界热泵系统的基础研究还是个空白, 有必要做进一步的理论与实验研究。

参考文献:

- [1] KRUSE H, RUSSMANN H. The natural fluid nitrous oxide-an option as substitute for low temperature synthetic refrigerants [J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29(5): 799-806.
- [2] SARKAR J, BHATTACHARYYA S. Thermodynamic analyses and optimization of a transcritical N₂O refrigeration cycle [J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33(1): 33-40.
- [3] 钱文波, 晏刚, 冯永斌, 等. N₂O 跨临界喷射/压缩制冷循环性能比较的理论研究 [J]. 西安交通大学学报, 2010, 44(1): 66-70.
QIAN Wenbo, YAN Gang, FENG Yongbin, et al. Theoretical analysis of N₂O transcritical compression/ejection refrigeration cycle [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2010, 44(1): 66-70.
- [4] 钱文波, 晏刚, 冯永斌, 等. N₂O 跨临界双级压缩带膨胀机制冷循环 [J]. 低温工程, 2009 (6): 1-6.
QIAN Wenbo, YAN Gan, FENG Yongbin, et al. Study of N₂O transcritical two stage compression expander refrigeration cycle [J]. Cryogenics, 2009 (6): 1-6.
- [5] XIANG Jiangzhou, ZHI Weilian, ZHI Huali, et al. Experimental study on HFC125 critical heat pump [J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(5/6): 988-993.
- [6] CALM J M, HOURAHAN G C. Refrigerant data summary [J]. Engineered Systems, 2001, 18 (11): 74-88.
- [7] KONDO S, TAKAHASHI A, TOKUHASHI K, et

al. RF number as a new index for assessing combustion hazard of flammable gases [J]. Journal of Hazardous Materials, 2002, 93 (3): 259-267.

- [8] ZHOU Guobing, ZHANG Yufeng, HAO Hong. Numerical modeling of the performance of R22 and R290 in adiabatic capillary tubes considering metastable two-phase region-flow characteristics and parametric analysis of R22 and R290 [J]. Journal of Tianjin University, 2005, 11(4): 255-261.
- [9] ROBINSON D M, GROLL E A. Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine [J]. International Journal of Refrigeration, 1998, 21(7): 577-589.
- [10] SARKAR J, BHATTACHARYYA S, RAMGOPAL M. Optimization of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications [J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27 (8): 830-838.
- [11] LEMMON E W, HUBER M L, MCLINDEN M O. NIST thermodynamic and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures [DB] // NIST Standard Reference Database. Gaithersburg, Maryland, USA; NIST, 2007.

[本刊相关文献链接]

具有中间压力调节功能的新型自复叠热泵. 西安交通大学学报, 2010, 44(9): 43-47.
室外换热器流路布置对热泵空调器的性能影响分析. 西安交通大学学报, 2010, 44(7): 33-37.
回热型氨-水-溴化锂吸收式制冷机的实验研究. 西安交通大学学报, 2010, 44(7): 38-41.
带喷射器的跨临界 CO₂ 热泵热水器系统的实验研究. 西安交通大学学报, 2009, 43(11): 51-55.
R22 与 R410A 热泵中蒸发器性能随支路数变化的比较. 西安交通大学学报, 2009, 43(7): 58-62.
脉管制冷机的整机数值模拟. 西安交通大学学报, 2009, 43(3): 1-9.
室温磁制冷活性蓄冷器多孔介质模型及其数值模拟. 西安交通大学学报, 2009, 43(3): 31-35.
一种新型余热回收高温热泵机组的性能研究. 西安交通大学学报, 2008, 42(10): 1309-1312.
丝网回热器中换热性能的优化. 西安交通大学学报, 2008, 42(9): 1070-1075.
基于中心复合设计的平板型脉动热管传热性能研究. 西安交通大学学报, 2008, 42(9): 1102-1106.

(编辑 荆树蓉)