

压缩制冷系统节流损失及应对方案研究

魏新利, 王中华, 耿利红, 孟祥睿

(郑州大学 化工与能源学院, 河南 郑州 450001)

摘 要: 对传统单、双温压缩制冷系统(CRS)建立了理论分析的热力学模型,通过 Matlab R2010a 计算不同工况下的节流损失.模型以 R134a 为工质,物性参数通过调用 REFPROP 9.0 准确获取,结果发现:传统压缩系统中,节流损失占压缩机耗功 13.0%~31.9%;双温系统中,节流损失占压缩机耗功的比例比单温系统的高约 50%;工况条件变化时,节流损失也相应变化.结合节流损失的特点,对 3 种常见的节能方案进行了分析,模拟了不同工况下压缩/喷射制冷系统的性能系数(COP),并同单纯回收节流损失的情况进行比较,结果验证了利用喷射器回收系统节流损失的可行性.

关键词: 压缩制冷;节流损失;节能;喷射器

中图分类号: TB61+5 **文献标志码:** A **doi:**10.3969/j.issn.1671-6833.2015.03.015

0 引言

近年来,能源问题日渐突出,传统压缩制冷系统的节能优化逐渐引起人们重视.在传统压缩制冷系统中,来自冷凝器的高压饱和或过冷液体需要通过节流阀、毛细管等降压设备来维持低温蒸发过程的进行.该过程往往是等焓而非等熵过程,会产生大量闪发蒸汽,闪发蒸汽不吸收热量,却要消耗功,即导致节流损失^[1],该部分能量损失约占制冷系统总能量损失的 10%^[2].国内外学者对制冷系统的节能优化研究主要集中在两方面:一是提高系统中主要设备的性能,如压缩机、冷凝器、蒸发器等效率.如李成武^[3]分析了压缩机变频技术对压缩机节能的影响;邵秀丽等^[4]探讨了冷凝器节能技术在冰箱中的应用;吴金星等^[5]对板式蒸发器的性能进行了研究;二是研究优化系统组成形式,刘春杰等^[6]从多个方面对制冷空调系统的节能进行了研究.但节流损失与系统运行工况的关系尚待明确,节流损失回收方案不够明确.在此背景下研究压缩系统中的节流损失与运行工况的关系,探明回收节流损失的有效途径,对制冷系统的节能具有重要意义.

1 压缩制冷系统概述

1834 年, Jacob Perkins 制造出了第一台蒸汽压缩式制冷机,它主要由冷凝器、蒸发器、压缩机、膨胀阀等部件组成,其结构简图如图 1 所示.冷凝器出来的饱和液态工质 1 进入膨胀阀节流降压变成湿蒸汽 2,然后进入蒸发器吸热变成饱和蒸汽 3,进入压缩机升压到状态 4,最后进入冷凝器完成制冷循环.此后随着人们对制冷系统功能多样化的需求,逐渐出现了双温压缩制冷系统.根据两个蒸发器的布置形式,可分为双温串联压缩制冷系统和双温并联压缩制冷系统,其结构简图如图 2 所示.其工作原理与单温压缩制冷系统相似,不同之处是双温压缩制冷系统需要额外的阀门调节两蒸发器的运行工况.在双温串联压缩制冷系统中,经过高温蒸发器的湿蒸汽 3 再经过膨胀阀 2 节流降压为湿蒸汽 4,进入低温蒸发器吸热变成干饱和蒸汽 5;而在双温并联压缩制冷系统中,冷凝器出来的饱和和液态工质 2 经过分流后经不同程度的节流,进入两个蒸发器吸热,再经过压力调节阀的调压作用变为相同压力的气态工质 0,进入压缩机完成制冷循环.

收稿日期:2015-01-01;修订日期:2015-03-10

基金项目:河南省重点科技攻关计划项目(112102310041)

作者简介:魏新利(1956-),男,河南辉县人,郑州大学教授,博士,博士生导师,主要从事生物质能利用低温余热制冷及发电等研究,E-mail:xlwei@zzu.edu.cn.

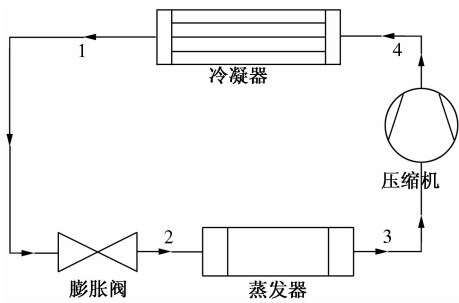


图 1 单温压缩制冷系统结构简图

Fig.1 Schematic diagram of conventional single temperature CRS

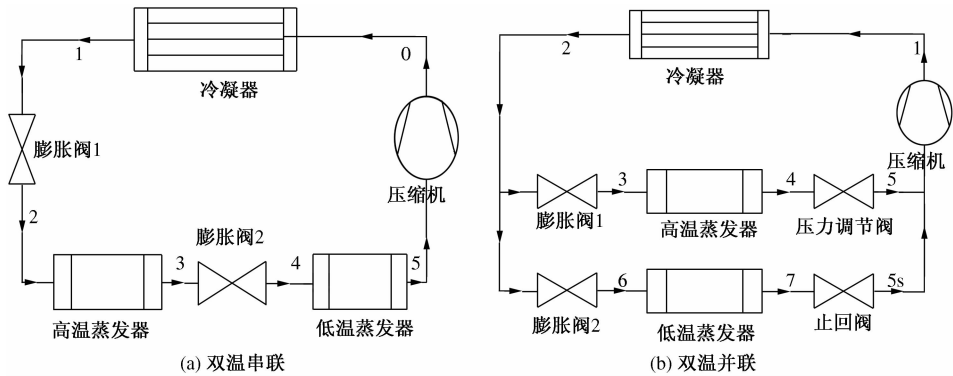


图 2 双温压缩制冷系统结构简图

Fig.2 Schematic diagram of double temperature serial(a) and Parnell(b) CRS

对于单温压缩制冷系统,节流损失占压缩机耗功百分比:

$$\Delta H_{dw} = \frac{(h_2 - h_{2s})}{(h_4 - h_3)} \times 100\% . \tag{1}$$

系统制冷量:

$$Q_{dw} = m(h_3 - h_{2s}) . \tag{2}$$

回收节流损失后系统制冷量:

$$Q_{dw} = m(h_3 - h_2) . \tag{3}$$

对于双温串联压缩制冷系统,节流损失占压缩机耗功百分比:

$$\Delta H_{cl} = \frac{(h_2 - h_{2s}) + (h_4 - h_{4s})}{h_0 - h_5} \times 100\% . \tag{4}$$

系统制冷量:

$$Q_{cl} = m[(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)] . \tag{5}$$

回收节流损失后系统制冷量:

$$Q'_{cl} = m[(h_3 - h_{2s}) + (h_5 - h_{4s})] . \tag{6}$$

系统性能系数:

$$COP_{cl} = \frac{Q_{cl}}{W_{cl}} = \frac{(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)}{h_0 - h_5} . \tag{7}$$

对于双温并联压缩制冷系统,节流损失占压缩机耗功百分比为

2 系统节流损失模型的建立和计算

为简化压缩制冷系统的计算,假设压缩机、冷凝器、蒸发器等均能最大限度满足系统要求,压缩机效率用系数进行修正,同时忽略管路损失. 为方便对比分析,用节流损失除以压缩机耗功将其无量纲化. 节流损失 ΔH 为工质等熵节流的焓值与等焓节流的焓差;压缩机耗功 W 为压缩机前后工质的焓差;制冷量 Q 为工质的质量流量 m 与蒸发器前后工质的焓差;回收节流损失后系统的制冷量 Q' 为等熵节流条件下蒸发器前后工质的焓差.

$$\Delta H_{bl} = \frac{m_1[(h_3 - h_{3s}) + (h_5 - h_{5s})] + m_2(h_6 - h_{6s})}{(m_1 + m_2)(h_1 - h_0)} \times 100\% . \tag{8}$$

系统制冷量:

$$Q_{bl} = m_1(h_4 - h_3) + m_2(h_7 - h_6) . \tag{9}$$

回收节流损失后制冷量:

$$Q'_{bl} = m_1[(h_4 - h_{3s}) + (h_5 - h_{5s})] + m_2(h_7 - h_{6s}) \tag{10}$$

制冷系统压缩机效率^[7]:

$$\eta_c = 0.874 - 0.0135 \times \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right) . \tag{11}$$

与原系统相比,性能系数提升率:

$$\lambda_{COP} = (Q' - Q) / Q \times 100\% . \tag{12}$$

制冷剂 R134a 无毒、不可燃、化学性质稳定,臭氧消耗潜能为零,是传统制冷剂氟利昂的理想替代品,现已广泛应用于制冷系统中. 因此,笔者选用 R134a 为工质,通过调用 Refprop9.0 准确获取其物性参数,利用 Matlab R2010a 编程模拟不同工况下系统的性能系数和节流损失,并将回收节流损失的情况与原系统进行对比.

3 计算结果分析

结合系统运行的实际情况,考核单变量如节

流损失占压缩机耗功的比例($\Delta H/W$)及回收节流损失后系统性能系数提升率($\lambda_{COP},\%$)的影响.对于传统单温压缩制冷系统,考察冷凝温度的影响时,固定蒸发温度 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$,冷凝温度分别为: $37\sim 45\text{ }^{\circ}\text{C}$,间隔 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$;考察蒸发温度的影响时,固定冷凝温度 $45\text{ }^{\circ}\text{C}$,蒸发温度分别为: $-3\sim 5\text{ }^{\circ}\text{C}$,间隔 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$,结果如图3所示.

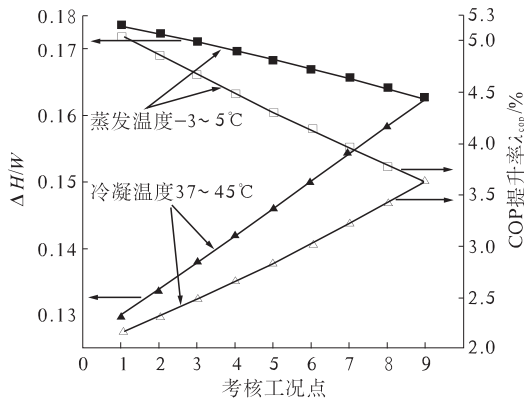


图3 传统单温压缩制冷系统考核情况

Fig.3 Test of conventional single temperature CRS

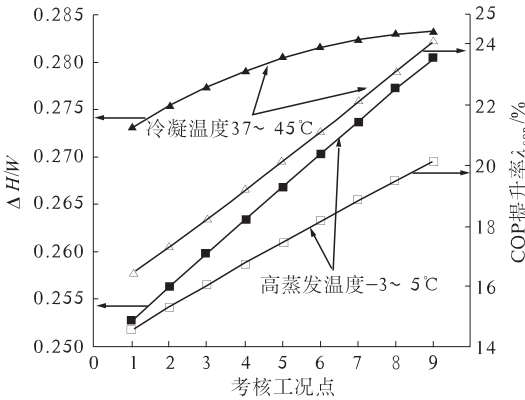
由图3可见,传统单温压缩制冷系统中,蒸发温度升高时,制冷剂节流程程度降低,节流损失占压缩机耗功比例($\Delta H/W$)逐渐降低,回收节流损失后系统性能系数提升率也相应降低;冷凝温度升高时,节流程程度变大,节流损失增大,节流损失占压缩机耗功比例上升,回收节流损失后系统 λ_{COP} 也相应上升;而 $\Delta H/W$ 与 λ_{COP} 变化幅度不一致,这主要是受制冷剂热物性参数的约束.

对于双温制冷系统,由于系统中有两个蒸发器,其制冷负荷比的大小对系统性能有一定影响,因此需要考虑蒸发器制冷负荷比的影响.结合系统运行的实际情况,考察冷凝温度的影响时,固定高温蒸发温度为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$,低温蒸发温度为 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$,

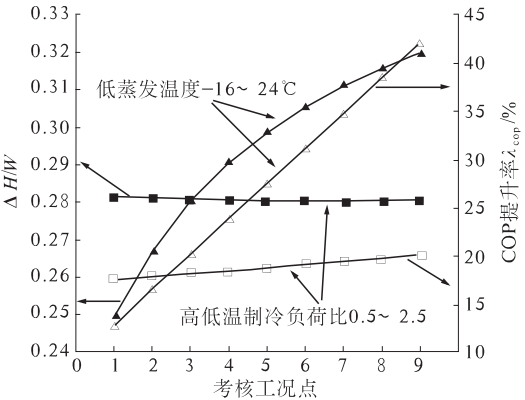
高低温蒸发器制冷负荷比为 1.5 ,冷凝温度分别为: $37\sim 45\text{ }^{\circ}\text{C}$,间隔 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$;考察高温蒸发温度的影响时,固定冷凝温度为 $45\text{ }^{\circ}\text{C}$,低温蒸发温度为 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$,高低温蒸发器制冷负荷比为 1.5 ,高蒸发温度分别为: $-3\sim 5\text{ }^{\circ}\text{C}$,间隔 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$;考察低温蒸发温度的影响时,固定冷凝温度为 $45\text{ }^{\circ}\text{C}$,高温蒸发温度为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$,高低温蒸发器制冷负荷比为 1.5 ,低蒸发温度分别为: $-16\sim -24\text{ }^{\circ}\text{C}$,间隔 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$;考察蒸发器制冷负荷比时,固定冷凝温度为 $45\text{ }^{\circ}\text{C}$,高温蒸发温度为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$,低温蒸发温度为 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$,蒸发器制冷负荷比分别为: $0.5\sim 2.50$,间隔 0.25 .双温串联压缩制冷系统的考核结果如图4所示;双温并联压缩制冷系统的考核结果如图5所示.

由图4可见,双温串联压缩制冷系统中,冷凝温度、高温蒸发器蒸发温度、低温蒸发器蒸发温度对节流损失占压缩机耗功比例及系统性能系数提升率的影响趋势一致;这是由节流程度的变化所致.高低温蒸发器制冷负荷比升高时, $\Delta H/W$ 维持在 0.28 左右,对其进行回收后,系统 COP 提升率 λ_{COP} 略有上升.原因是制冷系统等焓节流,高低温制冷负荷比变化时,两膨胀阀的节流程程度是不变的,因此节流损失占压缩机耗功比之和也基本不变.

由图5可见,双温并联制冷系统中,高温蒸发器蒸发温度、低温蒸发器蒸发温度对 $\Delta H/W$ 和 λ_{COP} 的影响一致,这是由节流程度变化主导的;冷凝温度对系统节流损失的影响呈相反的趋势,原因是双温并联制冷系统中压力调节阀的节流损失在总节流损失中占较大比重,且随冷凝温度的升高而降低.高低温制冷负荷比升高时,高温膨胀阀和压力调节阀的节流损失都上升,膨胀阀2的节流损失减小,但其幅度小于前两者之和,回收节流损失后系统 λ_{COP} 上升.



(a) 冷凝温度和高温蒸发器蒸发温度影响



(b) 低温蒸发器蒸发温度和高低温制冷负荷比的影响

图4 双温串联压缩制冷系统考核情况

Fig.4 Test of double temperature serial CRS

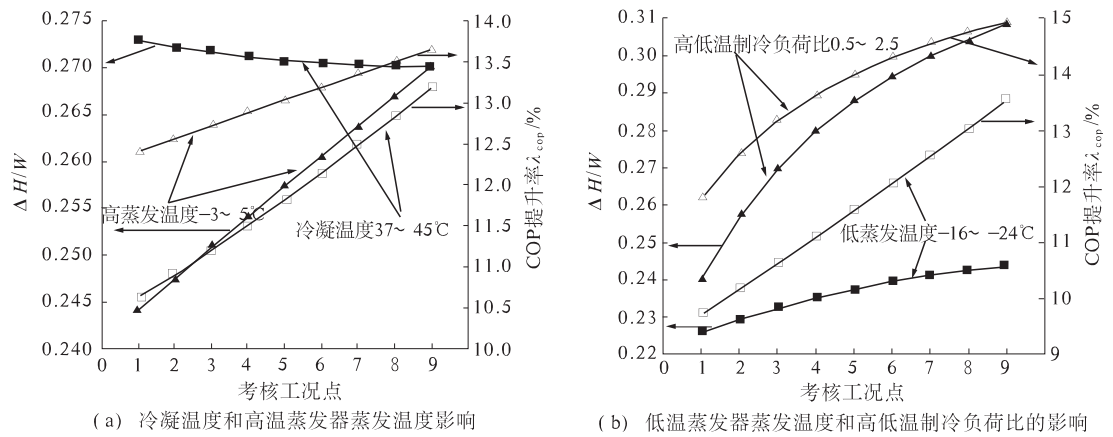


图 5 双温并联压缩制冷系统考核情况
Fig. 5 Test of double temperature parallel CRS

对比图 3~5 可见,由于单温压缩制冷系统进行了一次节流过程,且节流程度相对较小,节流损失明显低于双温压缩制冷系统,回收节流损失后系统性能系数提升率也较低.应重点考虑对双温压缩系统的节流损失的回收.双温串联压缩制冷系统中,低温蒸发器蒸发温度的变化对节流损失影响很大;高低温制冷负荷比变化时, $\Delta H/W$ 变化很小,说明该系统变负荷性能较好.而双温并联压缩制冷系统中,高低温制冷负荷比变化时, $\Delta H/W$ 变化较大,说明它的变负荷性能较差,应着重考虑对该系统变负荷条件下节流损失的回收.

4 系统节流损失回收方案分析

节流损失的回收通常有 3 种途径^[3]:①液态制冷剂进入膨胀阀之前进行过冷或回热操作;②多级液态制冷剂节流配合多级蒸汽压缩过程;③应用没有节流过程的降压部件(如喷射器)来取代膨胀阀、毛细管等节流元件.其中,方法 1 最为简单也最常用;但液态制冷剂过冷需要额外的换热面积,足够高的冷媒流率,并保持稳定的操作条件以维持所需过冷度,这在制冷系统中难以满足.若进行回热操作,则会起到正反两方面的效果,一方面可降低节流损失,另一方面却会增加压缩机功耗.方法 2 通常在两级压缩制冷系统中使用,节能效果非常显著;如使用两级蒸发压缩系统可降低一半节流损失,但会使得系统复杂程度提高,增加系统投资.方法 3 则被认为是最具应用价值的方案,引起广泛关注.

由于传统双温串联制冷系统的 $\Delta H/W$ 及回收节流损失后系统 λ_{COP} 和系统复杂程度均介于其余两种系统之间,最具代表性.因此笔者针对双温串联压缩制冷系统,利用喷射器取代膨胀阀组成压缩/喷射制冷系统(C/ERS)^[8],对方案 3 的可

行性进行验证.加入喷射器后新系统的结构简图如图 6 所示.

喷射器虽然结构简单,但内部流动却相当复杂,机理尚未被完全掌握.为简化热力学计算过程,采取喷射器理论计算的通用假设^[9].为保证系统稳定运行,气液分离器内制冷剂的干度还应满足条件^[10]:

$$X = \frac{M_q}{M_q + M_1} \tag{13}$$

不同工况下双温串联压缩/喷射制冷系统的考核工况及方式与双温压缩制冷系统相同.

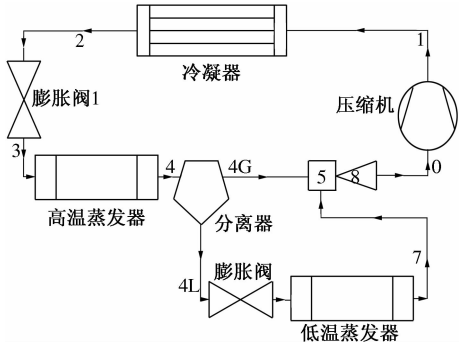


图 6 双温串联压缩/喷射系统结构简图
Fig. 6 Schematic diagram of double temperature parallel C/ERS

图 7 为不同工况下 COP 提升率的对比情况.由图 7 可知,考核范围内,新系统性能系数提升率总高于单纯回收节流损失的方案.原因有二:第一,喷射器可回收部分节流损失;第二,喷射器的升压作用提高了压缩机入口制冷剂蒸汽的压力,降低压缩机功耗;升高冷凝温度、高温蒸发器蒸发温度或降低低温蒸发器蒸发温度时,新系统较单纯回收原压缩系统节流损失的方案性能系数提升率更大,考核工况内系统性能系数提升率可达 51.5%.

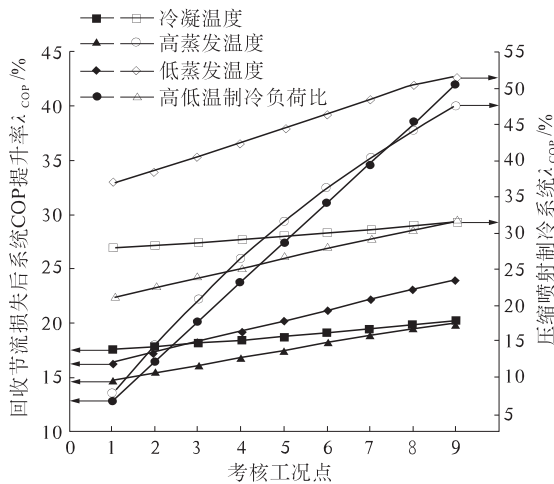


图7 不同工况下 COP 提升率对比情况
Fig.7 Comparisons of COP increase rate under various operating conditions

5 结论

(1)传统压缩制冷系统中,在不考虑系统其他损失的情况下,节流损失占压缩机耗功的比例达 31.9%。

(2)对于双温压缩制冷系统,节流损失占压缩机耗功的比例较单温压缩系统高约 50%,应注重对双温压缩制冷系统中节流损失的回收。

(3)利用喷射器取代压缩制冷系统中的节流元件,不但能够回收节流损失,还可降低压缩机功耗,是提高系统 COP 的理想方案。

参考文献:

- [1] 魏新利,汤本凯,马新灵,等. 两相喷射器对压缩-喷射制冷系统性能的影响研究[J]. 制冷与空调(四川), 2014 (1): 1-8.
- [2] 傅秦生,肖跃雷,冯霄. 蒸汽压缩制冷循环中的不可避免 Yong 损失[J]. 西安交通大学学报, 2003, 37(5): 546-548.
- [3] 李成武,隆莹,龙晓芬. 变频压缩机在冰箱中的节能技术分析[J]. 制冷, 2014 (3): 21-25
- [4] 邵秀利,赵小月,王世峰,等. 节能冰箱及其冷凝器设计[J]. 机械研究与应用, 2013, 26(4): 141-143.
- [5] 吴金星,董其伍. 板壳式降膜蒸发器结构及性能研究[J]. 郑州工业大学学报, 1997, 18(4): 7-12.
- [6] 刘春杰,陈正刚. 暖通空调节能技术研究[J]. 真空与低温, 2014, 20(5): 302-306.
- [7] ELAKDHAR M, NEHDI E, KAIROUANI L. Analysis of a compression/ejection cycle for domestic refrigeration [J]. Industrial & Engineering Chemistry Research, 2007, 46(13): 4639-4644.
- [8] 郭健翔,谭连城,阴建民,等. 新型压缩/喷射冰箱混合制冷循环理论及实验研究[J]. 制冷学报, 1993(1): 22-25.
- [9] NEHDI E, KAIROUANI L, BOUZAINA M. Performance analysis of the vapour compression cycle using ejector as an expander[J]. International Journal of Energy Research, 2007, 31(4): 364-375.
- [10] 刘敬辉,陈江平,陈芝久. 压缩/喷射混合制冷循环的热力学分析探讨[C]//上海市制冷学会 2005 年学术年会论文集. 上海:上海市制冷学会, 2005: 1-4.

Study on the Throttling Losses in CRS and Solutions

WEI Xin-li, WANG Zhong-hua, GENG Li-hong, MENG Xiang-rui

(School of Chemical Engineering and Energy, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

Abstract: A thermodynamic model is established to make a theoretical analysis on conventional compression refrigeration systems (CRS), throttling losses under various operating conditions are simulated with Matlab R2010a. R134a is chosen as refrigerant in the model and its thermo-physical properties are obtained from REFPROP 9.0. The results show that: 1. throttling losses in CRS accounts for 13 to 31.9 of compressor power; 2. throttling losses of double temperature CRS are about 50% higher than that of the single temperature CRS; 3. throttling losses change with operating conditions. According to the characteristics of CRS, three commonly used ways to recover throttling losses are analyzed. COP of C/ERS is simulated under various operating conditions and compared with the simply recover throttling losses scheme, the results verify the feasibility of using ejector in CRS.

Key words: compression refrigeration; throttling loss; energy saving; ejector