

R404A/R23 复叠式超低温制冷系统试验

Experimental study on R404A/R23 cascade ultra-low temperature refrigeration system

刘 寒^{1,2,3,4} 谢 晶^{1,2,3,4} 王金锋^{1,2,3,4}

LIU Han^{1,2,3,4} XIE Jing^{1,2,3,4} WANG Jin-feng^{1,2,3,4}

(1. 上海海洋大学食品学院, 上海 201306; 2. 上海水产品加工及贮藏工程技术研究中心, 上海 201306; 3. 上海冷链装备性能与节能评价专业技术服务平台, 上海 201306; 4. 食品科学与工程国家级实验教学示范中心[上海海洋大学], 上海 201306)

(1. Shanghai Ocean University College of Food Science and Technology, Shanghai 201306, China; 2. Shanghai Aquatic Products Processing and Storage Engineering Technology Research Center, Shanghai 201306, China; 3. Shanghai Professional Technology Service Platform on Cold Chain Equipment Performance and Energy Saving Evaluation, Shanghai 201306, China; 4. National Experimental Teaching Demonstration Center for Food Science and Engineering[Shanghai Ocean University], Shanghai 201306, China)

摘要:依托自建的 R404A/R23 复叠式超低温制冷试验台,采用控制单一变量的方法,研究蒸发温度与冷凝温度对复叠式制冷循环中压缩机压缩比、排气温度、吸气压力、制冷剂流量和制冷系数的影响。结果表明:当蒸发温度从 $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 降至 $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,系统制冷系数下降最快,达到 2.1%;当冷凝温度从 $28\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升至 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,系统制冷系数下降最快为 1.7%,且蒸发温度下降 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 比冷凝温度上升 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 对系统性能系数影响更大。另外,当蒸发温度为 $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$,冷凝温度为 $36\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,压缩机排气温度达到最高 $90\text{ }^{\circ}\text{C}$,此时,系统性能系数最低为 1.5,所以,有效控制压缩机排气温度对系统安全和高效运行至关重要。

关键词:复叠式压缩;蒸发温度;冷凝温度

Abstract: Relying on the R404A/R23 cascade ultra-low temperature refrigeration test bench, and using the method of controlling single variable, the evaporation temperature and condensation temperature of the compressor compression ratio, exhaust gas temperature, suction pressure and refrigerant flow rate in the cascade refrigeration cycle were studied. The effect of the refrigeration coefficient. The results showed that when the evaporation temperature was reduced from $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ to $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$, the system refrigeration coefficient declined the

fastest, reaching 2.1%; when the condensation temperature was raised from $28\text{ }^{\circ}\text{C}$ to $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, the system refrigeration coefficient declined the fastest, with 1.7%. And the evaporation temperature dropped by $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ and the condensation temperature rised by $1\text{ }^{\circ}\text{C}$, which had a greater influence on the system performance coefficient. In addition, when the evaporation temperature was $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$, and the condensation temperature was $36\text{ }^{\circ}\text{C}$, the compressor discharge temperature reached a maximum of $90\text{ }^{\circ}\text{C}$. At this time, the system performance coefficient was at least 1.5, so effectively control the compressor discharge temperature to the system safety and efficient operation is essential.

Keywords: cascade compression; evaporation temperature; condensation temperature

低温环境下的科学试验、组织器官的保存、特殊食品的加工生产(冰激淋的速冻,金枪鱼的保存等)等都需要 $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下的温度。要实现 $-50\sim-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的大型超低温制冷系统,一般采用复叠式制冷循环。目前,对于该制冷系统研发最受关注的是降低系统能耗及制冷剂的替代。沈九兵等^[1]通过变蒸发温度,冷凝温度等参数的方法对 R134a/CO₂复叠式制冷系统进行试验研究得出:复叠式制冷系统性能的优劣主要取决于低温端压缩机容积效率的高低。汪磊等^[2]通过建立 R404A/R23 复叠式压缩制冷系统的热力学模型,研究了在某一运行工况下,中间温度对制冷剂流量、制冷系数与压缩机轴功率等系统运行参数的影响。Aminyavari 等^[3]通过试验研究具体分析了 NH₃/CO₂复叠式系统的高效性、节能性和环保性。

基金项目:国家“十三五”重点研发项目(编号:2018YFD0400605);上海市科委公共服务平台建设项目(编号:17DZ2293400)

作者简介:刘寒,男,上海海洋大学在读硕士研究生。

通信作者:谢晶(1968—),女,上海海洋大学教授,博士生导师,博士。E-mail: jxie@shou.edu.cn

收稿日期:2019-06-28

王炳名等^[4]通过试验得出: NH_3/CO_2 复叠式系统不同的运行工况对系统 COP 的影响规律。

20 世纪, 因氟利昂被发现具有良好的热力学特性, 无毒不燃且价格适中而广泛被应用于制冷中, 但后续研究发现氟利昂制冷剂的使用会破坏臭氧层^[5]。因此新型制冷剂的探索对低温制冷领域的研究也显得更加重要^[6-7]。Keumnam 等^[8]在复叠式制冷系统中对 R23 替代 R13 作了研究。R404A 相比 R22 具有良好的热力学特性且物理特性接近于纯制冷剂, 是一种无氯非共沸制冷剂且温度滑移较小, 因此可以作为 R22 的中长期替代品^[9]。王维等^[10]采用 R404A/R23 替代 R22/R13 设计了复叠式机组, 表明在 $-45 \sim -60\text{ }^\circ\text{C}$ 低温范围内, 使用 R404A/R23 的机组较 R22/R13 除了制冷量略有降低, 其他系统性能明显提升。试验依托自行设计的 R404A/R23 复叠式超低温制冷试验台, 采用控制单一变量的方法, 研究蒸发温度与冷凝温度对复叠式制冷循环中压缩机压缩比、排气温度、吸气压力、制冷剂流量和制冷系数的影响程度。

1 试验装置与方法

1.1 试验装置

试验在自制的 R404A/R23 复叠式超低温制冷试验

台上进行, 试验台原理图见图 1。复叠式制冷系统高温段和低温段的部件、附件及管路等组装在一个公共框架上, 成为一个整体。高温端使用 R404A 制冷剂, 低温部分使用 R23 制冷剂, 中间温度按照高低温级压缩比大致相等的原则确定^[11]。R404A/R23 复叠式超低温试验台的冷库内装有 4 个电加热模块, 每个模块功率 1.5 kW, 可进行 0~100% 无级调节, 4 个风机分别安装在电加热后面使库内温度分布均匀; 通过电动水阀调节冷却水流量以控制系统冷凝温度。该系统的运行监控采用 LabVIEW 进行编程, 再通过 OPC 协议对系统内 PLC 各类传感器进行绑定, 从而达到机组及库内运行数据实时传输, 采集及控制功能。库内随机分布 50 个 WZP-205SPT100 热电偶。并且试验通过温度、压力传感器分别对机组布置 14 个温度测点, 8 个压力测点, 另外, 通过在低温端布置 1 个流量计监测制冷剂流量, 在机组布置 4 个电流测量计测量机组实时运行电流。机组控制是通过电气控制系统, 触摸屏及以太网等装置实现。因此, 该系统各运行数据(如温度、压力、流量等)都可以通过传感器进行自动采集, 且 R404A 和 R23 制冷剂在复叠式压缩制冷各个状态下的运行参数可以通过 NIST REFPROP 8.0 软件进行计算。

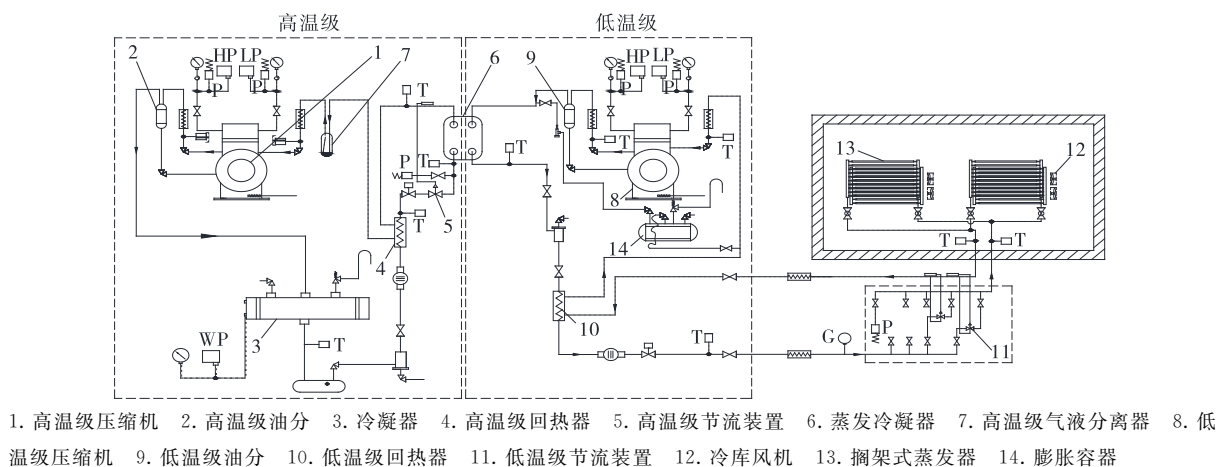


图 1 R404A/R23 复叠式超低温制冷系统原理图

Figure 1 Schematic diagram of R404A/R23 cascade ultra-low temperature refrigeration system

1.2 试验方法

1.2.1 控制单一变量法 对 R404A/R23 复叠式超低温制冷系统性能评定时取该系统为满负荷(6 kW)。采用控制单一变量的方法进行试验以及数据分析: ① 冷凝温度保持在 $32\text{ }^\circ\text{C}$, 通过电加热 0~100% 无级调节, 依次调节蒸发温度; ② 蒸发温度保持在 $-55\text{ }^\circ\text{C}$, 通过设定电动水阀参数调节冷却水流量, 依次调节冷凝温度。

1.2.2 蒸发温度调节 打开冷却水总阀, 开启风机与电加热装置, 运行复叠式压缩制冷试验台; 设置电动调节阀开度, 待冷凝温度稳定在 $32\text{ }^\circ\text{C}$ 前提下: ① 调节电加热功

率, 待库内蒸发温度稳定在 $-65\text{ }^\circ\text{C}$ 时, 记录机组运行数据; ② 在控制面板上改变电加热装置设定值, 重复以上步骤, 待蒸发温度分别稳定在 $-60, -55, -50, -45\text{ }^\circ\text{C}$ 时记录机组运行数据。

1.2.3 冷凝温度调节 运行复叠式压缩制冷试验台, 分别设定 4 个电加热开启度为 10%, 此时蒸发温度稳定在 $-55\text{ }^\circ\text{C}$ 时, 打开电动水阀调节冷却水流量; ① 设置冷却水调节阀开度, 检测到冷凝温度稳定在 $28\text{ }^\circ\text{C}$ 后记录数据; ② 调节电动水阀开度, 重复以上步骤, 分别待冷凝温度稳定在 $30, 32, 34, 36\text{ }^\circ\text{C}$ 时记录机组运行数据。

2 复叠式循环理论分析

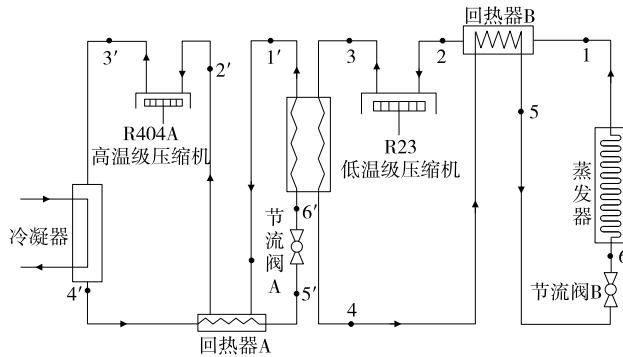
2.1 R404A/R23 复叠式系统制冷循环过程分析

图 2(a)为 R404A/R23 复叠式系统制冷循环流程图,

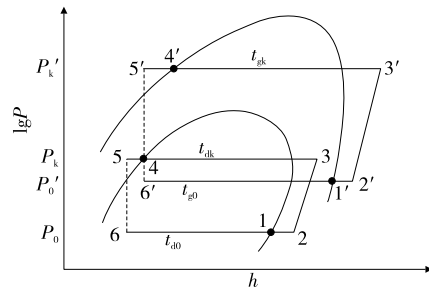
冷凝蒸发器中蒸发器与冷凝器传热温差取 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。在

R404A/R23 复叠式超低温制冷系统中低温端过热 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$,

高温端过热 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。图 2(b)为该系统的压焓图。



(a) 循环原理图



(b) 压焓图

1-2-3-4-5-6-1 为低温端循环过程, 1'-2'-3'-4'-5'-6'-1' 为高温端循环过程

图 2 R404A/R23 复叠式压缩制冷循环

Figure 2 R404A/R23 cascade compression refrigeration cycle

2.2 主要技术参数计算公式

对于制冷剂为 R23 的低温端循环:

$$q_0 = h_1 - h_5, \quad (1)$$

$$G = \frac{Q}{q_0}, \quad (2)$$

$$V_s = G \cdot v_2; \quad (3)$$

对于制冷剂为 R404A 的高温端循环:

$$q_0' = h_1' - h_5', \quad (4)$$

$$G' = \frac{G(h_3 - h_4)}{q_0'}, \quad (5)$$

$$V_s' = G' \cdot v_2', \quad (6)$$

式中:

h, h' ——高低温端各状态点的焓值, kJ/kg ;

q_0, q_0' ——高低温端单位制冷量, kJ/kg ;

Q ——低温端循环制冷量, kW ;

G, G' ——高低温端循环制冷剂流量, kg/s ;

v_2, v_2' ——高低温端压缩机吸气点的比容, m^3/kg ;

V_s, V_s' ——高低温端压缩机理论输气量, m^3/h 。

通过以上系统循环过程及计算公式对试验数据进行初步分析,若保持系统冷凝温度不变,随着蒸发温度的下降,高低温端制冷剂流量的变化趋势是有所不同的,但高低温端制冷系数都会有所下降。若保持系统蒸发温度不变,随着冷凝温度的上升,高温端和低温端制冷系数及系统制冷系数都随冷凝温度的升高而降低。

3 结果与分析

3.1 蒸发温度对系统性能的影响

当冷凝温度为 $32\text{ }^{\circ}\text{C}$,随着蒸发温度的变化($-45, -50, -55, -60, -65\text{ }^{\circ}\text{C}$),系统压缩比、排气温度、吸气压力、制冷剂流量的变化见图 3~7。

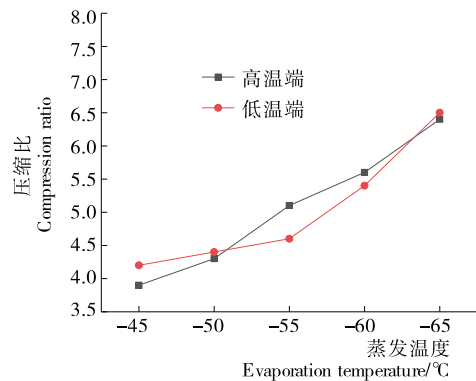


图 3 压缩比随蒸发温度的变化曲线

Figure 3 Compression ratio as a function of evaporation temperature

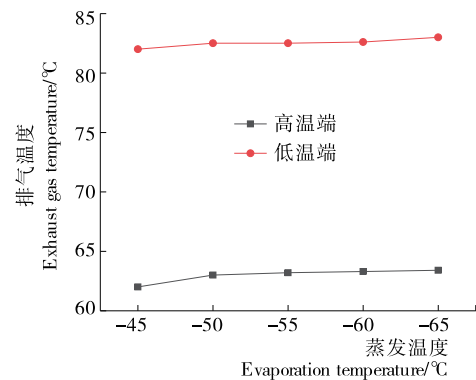


图 4 排气温度随蒸发温度的变化曲线

Figure 4 Variation of exhaust gas temperature with evaporation temperature

从图 3 和 4 可以得出:随着蒸发温度从 $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 降低至 $-65\text{ }^{\circ}\text{C}$,高温端及低温端压缩机压缩比从 4.0 增加到

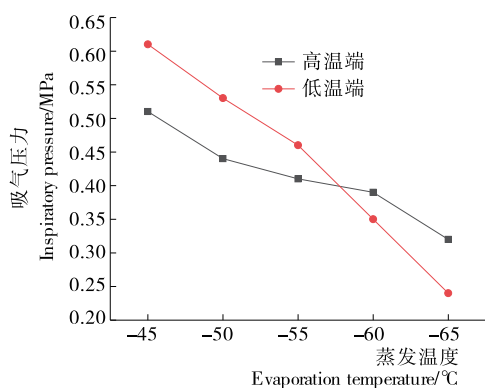


图 5 压缩机吸气压力随蒸发温度的变化

Figure 5 Compressor suction pressure changes with evaporation temperature

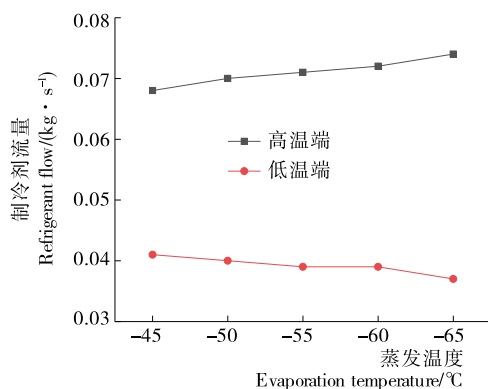


图 6 制冷剂流量随蒸发温度的变化

Figure 6 Variation of refrigerant flow rate with evaporation temperature

6.4, 高低温端压缩比的增大, 会恶化压缩机的运行状态, 进而使高低温端压缩机排气温度升高, 且当蒸发温度降低到 $-65\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 低温端压缩机排气温度达到 $82\text{ }^{\circ}\text{C}$, 但是高低温端排气温度升高趋势比较平缓。

从图 5 可以看出: 压缩机高低温端吸气压力都随蒸发温度的降低而减小, 其主要原因是蒸发温度的降低导致蒸发压力下降, 致使低温端吸气压力减小; 但在蒸发温度为 $-65\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 其他压缩方式可能会出现吸气压力小于大气压以至负压运行的情况, 但 R404A/R23 复叠式制冷系统吸气压力始终在高于大气压的工况下运行, 有效保证了该系统运行的安全性。从图 6 可以看出低温端制冷剂流量略有下降, 高温端制冷剂流量略有提升, 主要原因是对于低温端, 当蒸发温度降低时, 导致压缩机吸气压力下降, 制冷剂比体积随之增大, 因而低温端制冷剂流量降低; 对于高温端, 因蒸发冷凝器换热温度升高, 所以使制冷剂流量略有提升。

由图 7 可知, 高温端和低温端制冷系数都随蒸发温度降低而降低, 但是高温端制冷系数明显高于低温端。表 1 是蒸发温度每降低 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时系统制冷系数的变化率, 即当蒸发温度每下降 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 系统制冷系数平均下降

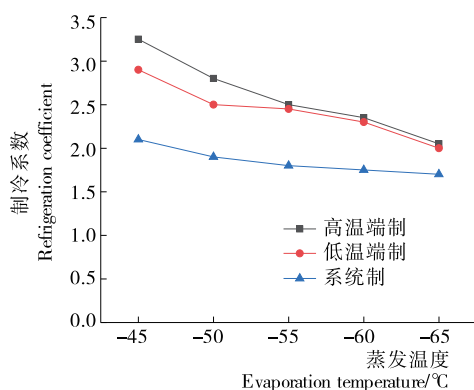


图 7 制冷系数随蒸发温度的变化

Figure 7 Variation of cooling coefficient with evaporation temperature

表 1 复叠式系统制冷系数随蒸发温度变化规律

Table 1 The variation of refrigeration coefficient of cascade system with evaporation temperature

蒸发温度/°C	蒸发温度每降低 5 °C 时 COP 变化率/%
-65	6.3
-60	5.9
-55	10.5
-50	9.5
-45	—

$1.26\% \sim 2.10\%$, 在 $-50 \sim -55\text{ }^{\circ}\text{C}$ 区间, 系统制冷系数下降最快, 达到 $2.1\%/^{\circ}\text{C}$ 。因此在冷库实际运行中, 若能满足被冷冻物的温度要求, 应尽量提高蒸发温度, 在保证良好冷冻效果的同时尽可能地减少能耗。

3.2 冷凝温度对系统性能的影响

在 R404A/R23 复叠式压缩制冷循环系统中, 设定蒸发温度为 $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$, 通过电动水阀调节冷却水流量, 依次调节冷凝温度为 $28, 30, 32, 34, 36\text{ }^{\circ}\text{C}$, 冷凝温度对系统性能的影响见图 8~12。

由图 8 可知, 随冷凝温度从 $28\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升高到 $36\text{ }^{\circ}\text{C}$, 高温端压缩比从 5 升高至 6, 主要原因是冷凝压力随着冷凝温度的升高, 导致压缩比增大, 压缩比的增大会使压缩机的效率及输气量显著下降, 但是从图 8 中可以看出高温端与低温端压缩机压缩比均小于 8。由图 9 可知, 随着冷凝温度的升高, 高低温端压缩机排气温度都随之增大, 且当冷凝温度为 $36\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 低温端排气温度升至最高 ($90\text{ }^{\circ}\text{C}$)。由于排气温度的升高有可能会使压缩机润滑油炭化, 使压缩机运行条件变差, 从而影响系统运行的可靠性, 因此, 有效控制压缩机排气温度对系统安全运行至关重要。

由图 10 可知, 压缩机吸气压力随冷凝温度的升高而增大, 冷凝温度从 $34\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升至 $36\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 压缩机吸气压力升高较缓。由图 11 可知, 高温端与低温端制冷剂流量都随冷凝温度升高而增加, 主要因为 R404A/R23 复叠式制冷

系统蒸发温度较低,对应蒸发压力也较低,制冷剂比体积增大,最终导致制冷剂流量降低;从图 11 中还能看出高温端制冷剂流量明显高于低温端制冷剂流量,虽然较高的制冷剂流量在换热器中能够增加换热效率,但是也会加大压缩机的功耗以及增大冷凝器负荷。

从图 12 可以看出,高温端和低温端制冷系数及系统制冷系数都随冷凝温度的升高而降低。表 2 为冷凝温度

每升高 2℃ 系统制冷系数的变化率,即冷凝温度每升高 1℃ 系统制冷系数平均下降 1.2%~1.7%,且当冷凝温度为 28~30℃ 时,系统制冷系数下降最快为 1.7%。与随蒸发温度变化的制冷系数变化趋势相比,变冷凝温度的制冷系数变化更加平缓。

4 结论

(1) 试验具体分析了当蒸发温度每下降 1℃ 或冷凝温度每升高 1℃ 时,复叠式系统运行性能的变化规律;当蒸发温度从 -50℃ 降至 -55℃ 时,系统制冷系数下降最快,达到 2.1%;当冷凝温度从 28℃ 升至 30℃ 时,系统制

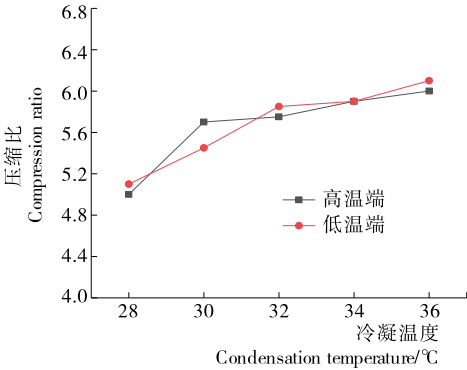


图 8 压缩比随冷凝温度的变化规律
Figure 8 Compression ratio as a function of condensing temperature

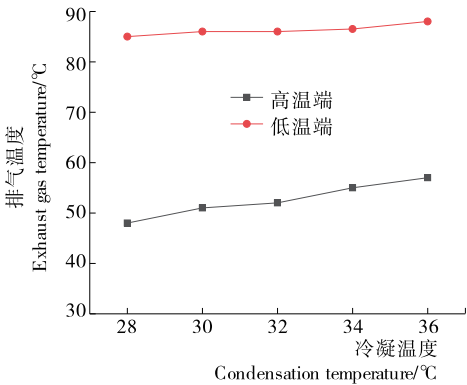


图 9 排气温度随冷凝温度的变化规律
Figure 9 Compressor exhaust temperature as a function of condensing temperature

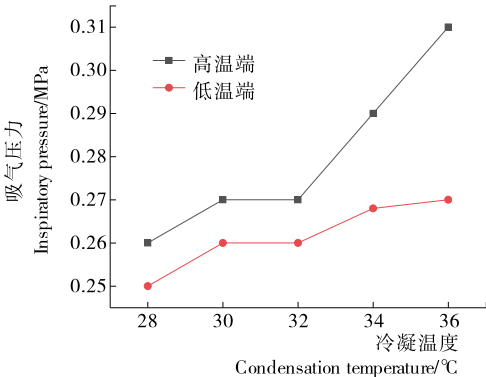


图 10 压缩机吸气压力随冷凝温度的变化
Figure 10 Compressor suction pressure as a function of condensing temperature

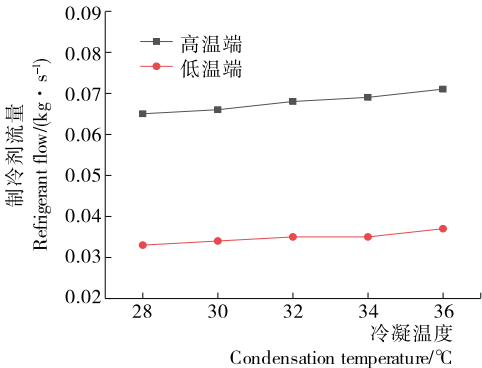


图 11 制冷剂流量随冷凝温度的变化
Figure 11 Variation of refrigerant flow rate with condensing temperature

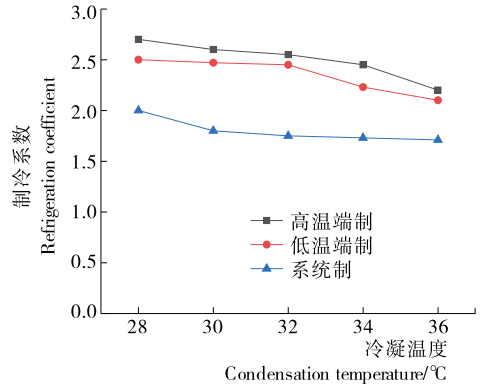


图 12 制冷系数随冷凝温度的变化
Figure 12 Variation of cooling coefficient with condensing temperature

表 2 复叠式系统制冷系数随冷凝温度变化规律
Table 2 The variation of refrigeration coefficient of cascade system with condensing temperature

冷凝温度/℃	冷凝温度每升高 2℃ 时 COP 变化率/%
36	2.4
34	3.0
32	3.2
30	3.4
28	—

(下转第 121 页)

参考文献

- [1] 陈启杰, 郑学铭, 周丽玲, 等. 纳米淀粉的研究及其在食品工业中的应用[J]. 食品与机械, 2017, 33(7): 210-214, 220.
- [2] WANG Chan, TANG Chuan-he, FU Xiong, et al. Granular size of potato starch affects structural properties, octenylsuccinic anhydride modification and flowability[J]. Food Chemistry, 2016, 212: 453-459.
- [3] 李晓文, 熊兴耀. 颗粒粒径对马铃薯淀粉糊黏弹性的影响[J]. 中国粮油学报, 2008, 23(2): 59-61.
- [4] 刘成梅, 王振兴, 刘伟. 机械法制备超微大米淀粉的研究[J]. 食品科学, 2008, 29(10): 243-246.
- [5] 刘蓉蓉, 刘家祥, 于源. 涡流空气分级机进口风速和转笼转速匹配研究[J]. 化学工程, 2015, 43(3): 41-45.
- [6] REN Wen-jin, LIU Jia-xiang, YU Yuan. Design of a rotor cage with non-radial arc blades for turbo air classifiers[J]. Powder Technology, 2016, 292: 46-53.
- [7] 陈以威, 夏必忠, 陈波. 分级轮叶片结构和转速对分级性能影响的仿真[J]. 中国粉体技术, 2015, 21(4): 6-9.
- [8] HUANG Qiang, LIU Jia-xiang, YU Yuan. Turbo air classifier guide vane improvement and inner flow field numerical simulation[J]. Powder Technology, 2012, 226(8): 10-15.
- [9] 陈海焱, 张明星, 颜翠平. 涡轮分级机分级轮流场的数值模拟与分析[J]. 中国粉体技术, 2008, 14(5): 1-4.
- [10] 刘丹, 宋杨. 涡流分级机的分级轮研究[J]. 化工装备技术, 2013, 34(3): 6-9.
- [11] 何福军, 方莹, 江浪. 涡流分级机分级精度的影响因素分析[J]. 矿山机械, 2016, 44(8): 1-4.
- [12] 何福军, 方莹, 秦键波. 新型涡流分级机分级区流场特性数值模拟研究[J]. 硅酸盐通报, 2016, 35(12): 4 128-4 132.
- [13] YU Yuan, LIU Jia-xiang, ZHANG Kai. Establishment of a prediction model for the cut size of turbo air classifiers[J]. Powder Technology, 2014, 254: 274-280.
- [14] ZHANG Guang-wen, TAN Zhi-hai, HOU Hao, et al. Lignite upgrading using a pulsing air classifier[J]. Energy Sources Part A Recovery Utilization & Environmental Effects, 2018, 40(1): 33-38.
- [15] SANG Shi-hua, ZHANG Xiao. Solubility investigations in the systems $\text{Li}_2\text{SO}_4 + \text{Li}_2\text{B}_4\text{O}_7 + \text{H}_2\text{O}$ and $\text{K}_2\text{SO}_4 + \text{K}_2\text{B}_4\text{O}_7 + \text{H}_2\text{O}$ at 288 K[J]. Journal of Chemical & Engineering Data, 2009, 55(2): 808-812.
- [16] 焦渤, 沈志刚, 赵小虎. 气流分级机流场的数值模拟与优化[J]. 中国粉体技术, 2009, 15(5): 1-6.
- [17] 袁惠新, 方勇, 付双成, 等. 旋流器的微米级颗粒分级性能分析[J]. 化工进展, 2017, 36(12): 4 371-4 377.
- [18] 赵雪珍, 石九菊, 周全. 通道式微型分级机理论模型的研究[J]. 硅酸盐通报, 2011, 30(3): 745-749.
- [19] 赵雪珍, 周勇敏. 涡流分级机分级精度影响因素的研究进展[J]. 中国矿业, 2010, 19(6): 92-94.
- [20] 侯志强, 侯书军, 彭伟, 等. 操作参数对超细气流分级机内流场影响规律的数值模拟[J]. 矿山机械, 2010, 38(21): 101-105.
- [21] 陈杰, 黄国平, 梁德旺. 叶片数对微型斜流叶轮性能的影响[J]. 航空动力学报, 2008, 23(9): 1 007-1 011.
- [22] 龚翠平, 杨威, 刘静. 涡流空气分级机的分级效率与分级精度[J]. 中国粉体技术, 2014, 20(4): 80-82.
- [23] 侯志强, 侯书军, 彭伟, 等. 转子结构对超细气流分级机内部流场影响规律的数值模拟[J]. 矿山机械, 2010(19): 102-107.

(上接第 115 页)

冷系数下降最快为 1.7%。且蒸发温度下降 1℃比冷凝温度上升 1℃对系统性能系数影响更大。因此,在复叠式制冷系统的实际应用中,有效控制蒸发温度不仅能提高制冷系统效率,而且对提高制冷系统运行稳定性极其重要。

(2) 因为该系统装有回热器,当蒸发温度为 -55℃,冷凝温度从 34℃升至 36℃时,压缩机吸气压力升高较缓,但压缩机排气温度最高达 90℃,通过对该组重复性试验所得数据进行分析,发现这种现象的出现和制冷剂蒸气进入压缩机前过热度的变化有关,因此回热器过热度对压缩机排气温度的具体影响规律,之后可进行深入研究。

参考文献

- [1] 沈九兵, 胡斌, 邱建伟, 等. R134a/CO₂复叠制冷系统的实验研究[J]. 制冷学报, 2013, 34(4): 59-63.
- [2] 汪磊, 谢晶, 王金锋. R404A 单机双级与 R404A/R23 复叠式制冷系统对比分析[J]. 低温工程, 2017(6): 15-19.
- [3] AMINYAVARI M, NAJAFI B, SHIRAZI A, et al. Exergetic, economic and environmental (3E) analyses, and multi-objective optimization of a CO₂/NH₃ cascade refrigeration system[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 65(1/2): 42-50.

- [4] 王炳明, 于志强, 姜韶明. NH₃/CO₂复叠制冷系统实验研究[C]// 全国冷冻、冷藏行业制冷安全技术、节能、环保新技术发展研讨会. 大连: 中国制冷学会, 2009: 63-66.
- [5] 刘洋潭. “绿色”制冷剂 R600a 特性及维修工艺探讨[J]. 科学中国人, 2015(11): 52-56.
- [6] 陈伟, 祁影霞, 张华. HCFCs 制冷剂替代物研究进展及性能分析[J]. 低温与超导, 2011, 39(12): 41-44.
- [7] ZINK F, VIPPERMAN J S, SCHAEFER L A. Environmental motivation to switch to thermoacoustic refrigeration[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(2): 119-126.
- [8] CHOK J, PARK J, CHOK H. Performance of the cascade systemu-singalter native refrigerantes[C]// National Heat Transfer Conference, Proceeding of ASMENTC135th. Anaheim: IIR, 2001: 595-600.
- [9] 郭耀君, 谢晶, 朱世新. 超低温制冷装置的研究现状和进展[J]. 食品与机械, 2015, 31(1): 238-243.
- [10] 王维, 吴兆林, 周志钢. 低温复叠系统制冷工质替代研究[J]. 流体机械, 2009, 37(7): 52-55.
- [11] 陈光明, 陈国邦. 制冷与低温原理[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002: 129.