

R450A/R170 和 R404A/R23 低温 复叠系统性能研究

陈磊, 张华, 田雅芬

(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要: 血浆冻干过程通常需要 $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的低温环境, 目前多采用 R404A/R23 复叠制冷系统实现该温区制冷。然而, 该工质组合具有较高的全球变暖潜能值, 难以适应绿色低碳制冷技术的发展趋势。本文使用低全球变暖潜能值的 R450A/R170 制冷剂组合, 基于热力学能量分析模型和焓分析模型、碳排放量分析模型, 分析 R404A/R23 和 R450A/R170 复叠系统的性能。结果表明: 在最佳中间温度即冷凝温度为 $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, R450A/R170 系统的制冷系数与焓效率 η 比 R404A/R23 系统的分别提升了 8.40% 与 5.68%, 而总压缩机耗功与总焓损失则分别降低了 7.73% 与 11.92%。在冷凝温度为 $35\sim 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的工况变化范围内, R450A/R170 系统的制冷系数及 η 始终更优, 且其随冷凝温度的升高其下降幅度更低, 表明该系统对运行环境变化的适应性更强。焓分析指出, 低、高温级压缩机是焓损失最大的部件, 优化潜力显著; 在相同制冷量下, R450A/R170 系统所需低温级压缩机排量更小, 而高温级的排量更大。在冷凝温度为 $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, R450A/R170 系统的直接碳排放量与间接碳排放量较 R404A/R23 系统的分别降低了 95.87% 与 7.75%, 从而使其总碳排放量降低了 36.40%。研究证明, R450A/R170 复叠系统在能效、适应性与环保性方面均显著优于传统系统, 为生物样品低温保存领域的制冷剂替代与系统优化提供了可靠的理论依据。

关键词: 低温生物保存; 复叠制冷系统; 环保制冷剂; 性能分析; 碳排放量

中图分类号: TB 61 **文献标志码:** A

Research on the performance of R450A/R170 and R404A/R23 low-temperature cascade systems

Chen Lei, Zhang Hua, Tian Yafen

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

收稿日期: 2025-07-02

基金项目: 中央引导上海市地方科技发展基金项目 (YDZX20213100003022); 上海市动力工程多相流与传热重点实验室项目 (23DZ2229030)

第一作者: 陈磊 (2000—), 男, 硕士研究生。研究方向: 制冷系统设计及优化、环保制冷剂。E-mail: chenleiquat@163.com

通信作者: 张华 (1966—), 男, 教授。研究方向: 制冷低温过程与系统、环保制冷剂。E-mail: zhanghua3000@163.com

引文格式: 陈磊, 张华, 田雅芬. R450A/R170 和 R404A/R23 低温复叠系统性能研究[J]. 上海理工大学学报, 2026, 48(4): 430-438.

Citation: Chen Lei, Zhang Hua, Tian Yafen. Research on the performance of R450A/R170 and R404A/R23 low-temperature cascade systems[J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 2026, 48(4): 430-438.

Abstract: The freeze-drying of plasma typically requires a low-temperature environment of $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$, which is currently realized by R404A/R23 cascade refrigeration systems. However, this working fluid combination possesses a high global warming potential, which fails to conform to the development trend of green and low-carbon refrigeration technology. This study adopted a low global warming potential R450A/R170 refrigerant combination and analyzed the performance of R404A/R23 and R450A/R170 cascade systems based on thermodynamic energy analysis, exergy analysis, and carbon emission analysis models. The results show that under the optimal intermediate temperature condition at a condensation temperature of $45\text{ }^{\circ}\text{C}$, the coefficient of performance and exergy efficiency η of the R450A/R170 system are improved by 8.40% and 5.68%, respectively, compared with the R404A/R23 system. Meanwhile, the total compressor power consumption and total exergy loss are reduced by 7.73% and 11.92%, respectively. Within the condensation temperature range from $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ to $45\text{ }^{\circ}\text{C}$, the coefficient of performance and η of the R450A/R170 system remain consistently superior, with a lower decline rate as the condensation temperature rises, indicating that the system has stronger adaptability to variations in operating conditions. Exergy analysis reveals that low-temperature and high-temperature stage compressors are the components with the largest exergy loss, presenting considerable optimization potential. Under the same cooling capacity, the R450A/R170 system requires a smaller displacement of the low-temperature stage compressor but a larger displacement of the high-temperature stage compressor. At a condensation temperature of $45\text{ }^{\circ}\text{C}$, the direct and indirect carbon emissions of the R450A/R170 system are significantly reduced by 95.87% and 7.75%, respectively, relative to the R404A/R23 system, leading to a 36.40% reduction in total carbon emissions. This study demonstrates that the R450A/R170 cascade system outperforms the traditional system significantly in terms of energy efficiency, operating adaptability and environmental performance, which provides a reliable theoretical basis for refrigerant replacement and system optimization in the field of low-temperature preservation of biological samples.

Keywords: *low temperature biological preservation; cascade refrigeration system; environmentally friendly refrigerant; performance analysis; carbon emissions*

在生物样品低温保存领域，血浆冻干技术可以使血浆保持良好的状态。血浆冻干制备过程需要 $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的低温^[1-2]，在该温区下，单级蒸气压缩系统易出现压比高、容积效率低、制冷系数（coefficient of performance, COP）低、经济性差等问题^[3]。可将大温跨制冷过程分解为两个相对较小温跨的制冷过程，从而降低单级压缩比，改善压缩机容积效率和系统运行稳定性。目前， $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 及以下的低温多使用 R404A/R23 复叠制冷系统^[4]，然而，R404A 与 R23 均属于具有高全球变暖潜能（global warming potential, GWP）的 HFCs。根据《基加利修正案》要求，我国已于 2024 年冻结 HFCs 的生产和消费，并将于 2045 年削减 80%^[5-6]。因此，寻找适用于低温复叠制冷系统的低 GWP 制冷剂具有重要的研究意义。

R450A 是由 R134a 和 R1234ze(E) 混合而成的近共沸制冷剂，是一种环保的中高温工质，其 GWP 相对于 R404A 的降低了 86%，因此近年来备受学者关注。马星星等^[7]在船舶冷库中研究 R448A、R450A 替代 R22，表明 R450A 是最优的替代选择。文健等^[8]将 R450A 应用在喷射制冷系统中，与传统蒸气压缩系统相比，COP 提升了 14.6%~20.6%，单位容积制冷量提升了 21.1%~21.7%。Molinaroli 等^[9]通过实验研究了 R450A 在水—水热泵系统中替代 R134a 的性能表现，结果表明：虽然系统的制热能力有所降低，但其 COP 与 R134a 相比，变化范围仅为 $-2.48\%\sim 2.99\%$ ，且在多数工况下与 R134a 基本持平。此外，自然工质 R170，沸点为 $-88.58\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，因其优良的热力学性能和环保性得到广泛关注。已有学者从微观方

面^[10]、宏观热泵系统^[11]方面对其混合物进行研究。王栋等^[12]在跨临界空气源热泵热水器中对R744和R170进行了对比，R170的制热量较R744的有明显提升，焓效率 η 与COP分别提高了4.9%与3.6%。Udroiu等^[13]实验对比分析了3种超低温复叠制冷系统，表明R290/R170兼具高效性与环保性，是最佳选择。表1为几种制冷剂的物理性能。

表 1 制冷剂物理性能
Tab. 1 Physical properties of refrigerants

制冷剂	临界温度/℃	临界压力/MPa	标准沸点/℃	ODP	GWP ^[14]	安全等级
R450A	104.47	3.82	-22.75	0	547	A1
R170	32.17	4.87	-88.58	0	0.437	A3
R404A	72.12	3.73	-46.25	0	3 922	A1
R23	26.14	4.83	-82.02	0	14 600	A1

注: ODP(ozone depletion potential)为臭氧消耗潜能值。

上述研究表明，R450A在中高温制冷系统中具有较好的替代潜力，R170则在低温制冷系统中表现出良好的热力学性能和环保优势。因此，将R450A用于复叠制冷系统的高温级、R170用于低温级，有望形成一种兼具低GWP和高运行性能的低温复叠制冷工质组合。基于此，本文根据热力学第一、第二定律建立数学模型，从能量、焓的角度分析R450A/R170和R404A/R23复叠系统的性能，在此基础之上进一步分析两种复叠系统的碳排放量。本研究可为生物样品低温保存领域的制冷剂替代提供技术参考，并为后续低温制冷系统优化设计奠定基础。

1 系统介绍

1.1 系统描述

复叠制冷系统由高温级循环和低温级循环两个制冷循环构成，二者通过蒸发冷凝器连接，从被冷却空间吸收热量 Q_0 ，即制冷量，向外界环境放出热量 Q_c ，即冷凝器放热量。复叠制冷系统原理图如图1所示，系统由1个蒸发器、1个冷凝器、2个压缩机、2个膨胀阀、1个蒸发冷凝器组成，对应的压焓图(p - h)如图2所示，图中1~8为各部件的进出口。

2 数学建模

为了保证计算效率的同时提升模型实用性，

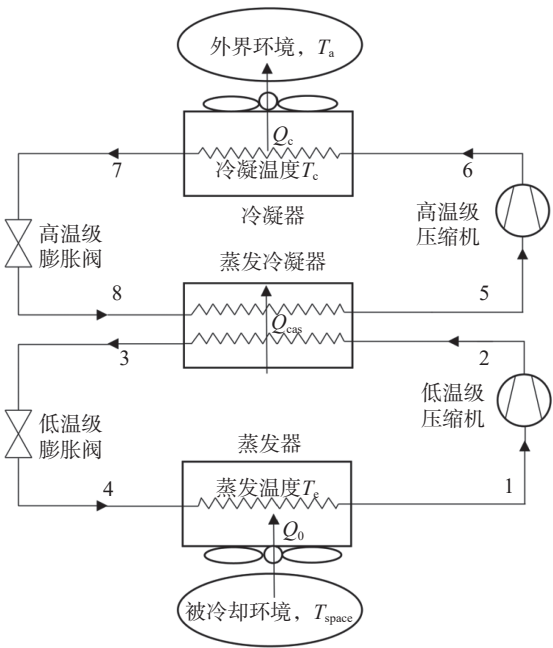


图 1 复叠制冷系统原理图
Fig. 1 Schematic diagram of cascade refrigeration system

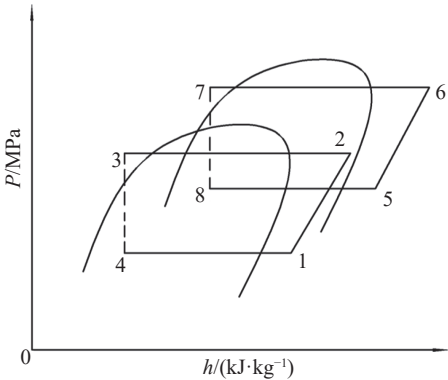


图 2 复叠制冷系统 p - h 图
Fig. 2 p - h diagram of cascade refrigeration system

提出了以下4条假设：

- a. 工质在系统中是稳态流动的，忽略流动过程中的动能和势能变化；
- b. 低温级和高温级压缩机是绝热不可逆的，等熵效率可以表示为压比的函数；
- c. 忽略系统部件和连接管道的压力损失和热损失，所有节流装置均为等焓节流装置；
- d. 过热为有效过热，忽略辅助设备的耗功，仅计算压缩机输入功率。

2.1 能量模型

为了分析复叠制冷系统的运行性能和能量转化效率，基于热力学第一定律和质量守恒定律建立了能量模型。

质量平衡为

$$\sum_{\text{in}} m = \sum_{\text{out}} m$$

(1)

$$m_{\text{L}} = \frac{Q_0}{(h_1 - h_4)}$$

(2)

$$m_{\text{H}} = \frac{Q_{\text{cas}}}{(h_5 - h_8)}$$

(3)

式中: m 为质量流量; 下标 L、H 分别表示低温级、高温级; Q_{cas} 为蒸发冷凝器换热量。

能量平衡为

$$Q - W + \sum_{\text{in}} mh - \sum_{\text{out}} mh = 0$$

(4)

式中: Q 为换热量; W 为功率; h 为制冷剂焓值。

各部件的能量方程如表 2 所示。

表 2 各个部件能量方程

Tab. 2 Energy equations of each component

部件	能量方程
高温级压缩机	$W_{\text{H}} = \frac{m_{\text{H}}(h_6 - h_5)}{\eta_{\text{s}}\eta_{\text{m}}\eta_{\text{el}}}$
冷凝器	$Q_{\text{c}} = m_{\text{H}}(h_6 - h_7)$
高温级膨胀阀	$h_7 = h_8$
低温级压缩机	$W_{\text{L}} = \frac{m_{\text{L}}(h_2 - h_1)}{\eta_{\text{s}}\eta_{\text{m}}\eta_{\text{el}}}$
蒸发冷凝器	$Q_{\text{cas}} = m_{\text{L}}(h_2 - h_3) = m_{\text{H}}(h_5 - h_8)$
低温级膨胀阀	$h_3 = h_4$
蒸发器	$Q_0 = m_{\text{L}}(h_1 - h_4)$

注: R 为压缩机压比; η_{s} 为等熵效率; η_{m} 为机械效率; η_{el} 为电机效率。

等熵效率 η_{s} 为^[15]

$$\eta_{\text{s}} = 0.874 - 0.0135R$$

(5)

复叠制冷系统制冷系数 C_{COP} 为

$$C_{\text{COP}} = \frac{Q_0}{W_{\text{L}} + W_{\text{H}}}$$

(6)

式中: W_{L} 、 W_{H} 分别为低温级和高温级压缩机功率。

2.2 焓分析模型

为深入评估复叠制冷系统中能量品质的转化与损失特性, 进一步量化系统内部不可逆损失的位置和大小, 识别性能提升的关键环节, 开展了基于热力学第二定律的焓分析。

在复叠制冷系统中, 制冷剂的焓值为

$$\psi = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)$$

(7)

式中: ψ 为制冷剂焓值; h_i 为制冷剂当前状态点焓值; s_i 为制冷剂当前状态点熵值; h_0 为制冷剂参考状态点焓值; s_0 为制冷剂参考状态点熵值。

焓平衡方程为

$$X_{\text{d}} = \sum_{\text{j}} \left(1 - \frac{T_{\text{a}}}{T_{\text{j}}} \right) Q_{\text{j}} - W_{\text{cv}} + \sum_{\text{in}} m\psi - \sum_{\text{out}} m\psi$$

(8)

式中: X_{d} 为焓损失; W_{cv} 为功; Q_{j} 、 T_{j} 分别为传热边界温度和热量; T_{a} 为环境温度。

系统各个部件焓平衡方程如表 3 所示。

系统总焓损失可以表示为

$$X_{\text{tot}} = X_{\text{com,H}} + X_{\text{com,L}} + X_{\text{ev,H}} + X_{\text{ev,L}} + X_{\text{cond}} + X_{\text{eva}} + X_{\text{cas}}$$

(9)

式中: X_{tot} 为总焓损失; $X_{\text{com,H}}$ 为高温级压缩机焓损失; $X_{\text{com,L}}$ 为低温级压缩机焓损失; X_{cond} 为冷凝器焓损失; $X_{\text{ev,H}}$ 为高温级膨胀阀焓损失; $X_{\text{ev,L}}$ 为低温级膨胀阀焓损失; X_{eva} 为蒸发器焓损失; X_{cas} 为蒸发冷凝器焓损失。

焓效率可以表示为

$$\eta = 1 - \frac{X_{\text{tot}}}{W_{\text{L}} + W_{\text{H}}}$$

(10)

表 3 各个部件焓平衡方程

Tab. 3 Exergy balance equations for each component

部件	焓平衡方程
高温级压缩机	$X_{\text{com,H}} = m_{\text{H}}(\psi_5 - \psi_6) + W_{\text{H}}$
冷凝器	$X_{\text{cond}} = m_{\text{H}}(\psi_6 - \psi_7) - \left(1 - \frac{T_{\text{a}}}{T_{\text{c,b}}} \right) Q_{\text{c}}$
高温级膨胀阀	$X_{\text{ev,H}} = m_{\text{H}}(\psi_7 - \psi_8)$
低温级压缩机	$X_{\text{com,L}} = m_{\text{L}}(\psi_1 - \psi_2) + W_{\text{L}}$
蒸发冷凝器	$X_{\text{cas}} = m_{\text{L}}(\psi_2 - \psi_3) + m_{\text{H}}(\psi_8 - \psi_5)$
低温级膨胀阀	$X_{\text{ev,L}} = m_{\text{L}}(\psi_3 - \psi_4)$
蒸发器	$X_{\text{eva}} = m_{\text{L}}(\psi_4 - \psi_1) + \left(1 - \frac{T_{\text{a}}}{T_{\text{e,b}}} \right) Q_0$

注: $T_{\text{c,b}}$ 、 $T_{\text{e,b}}$ 分别为冷凝器、蒸发器传热边界温度, 即冷凝温度 T_{c} 、蒸发温度 T_{e} 。

2.3 碳排放量模型

系统的总碳排放量 E_{tot} 由直接碳排放量 E_{d} 和间接碳排放量 E_{id} 组成, 运行能耗通过电力平均二氧化碳排放因子转化为 E_{id} ; 制冷剂泄漏则基于其 GWP 转化为 E_{d} 。

直接碳排放量模型计算公式为^[16]

$$E_{\text{d}} = \sum E_{\text{GWP}}[CL_{\text{a}}N + C(1 - \alpha)]$$

(11)

式中: E_{GWP} 为全球变暖潜能值; C 为制冷剂充注量; N 为系统寿命; L_{a} 为制冷剂年泄漏率; α 为制冷剂回收因子。

间接碳排放量模型计算公式为^[16]

$$E_{id}=A_a\beta N$$

(12)

$$A_a=t(W_L+W_H)$$

(13)

式中： A_a 为系统年耗电量； β 为上海市电力平均二氧化碳排放因子； t 为系统年运行时间。

本文使用 MATLAB 软件，建立了分析复叠制冷系统热力学性能的能量模型和焓分析模型，在此基础上进一步建立了碳排放量模型，用来分析复叠系统的碳排放量。制冷剂物性调用 REFPROP10.0 软件，流程图如图 3 所示。本模型的输入参数基于上海市本地情况，查阅相关文献及有关部门公布的数据，输入参数^[17-19]见表 4。

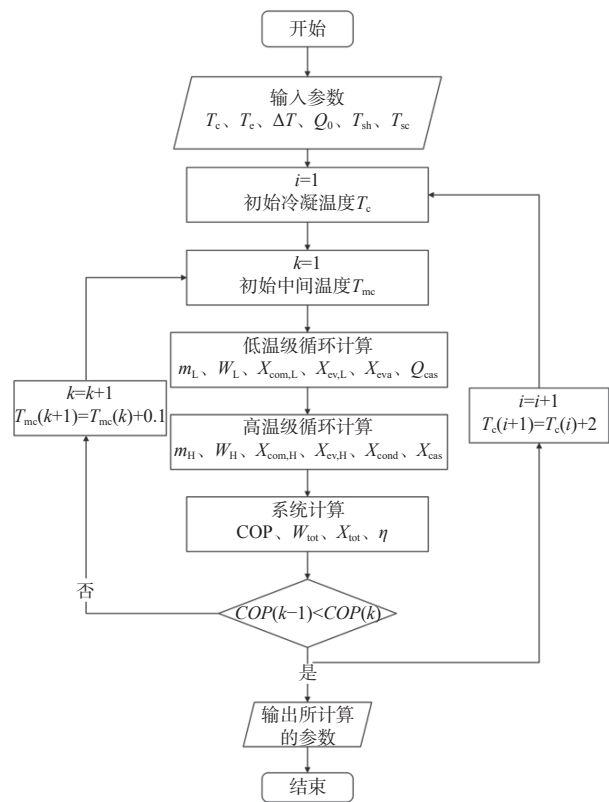


图 3 计算流程图
Fig. 3 Calculation flowchart

2.4 模型验证

为验证模型的正确性，使用与 Sanz-Kock 等^[20]相同的制冷剂并且在相同的工况下与其实验数据对比，结果列于表 5 第 1 行；使用与 Aktemur 等^[21]相同的制冷剂并且在相同的工况下与其模拟结果对比，结果列于表 5 第 2 行。COP 与文献实验结果的误差为 5.63%，与文献模拟结果误差为 2.45%，上述误差均处于工程仿真领域可接受的合理范围

表 4 输入参数

Tab. 4 Input parameters

输入参数	值
$T_a/^\circ\text{C}$	35
Q_0/kW	10
$T_c/^\circ\text{C}$	-57
$T_e/^\circ\text{C}$	35~45
蒸发器传热温差/ $^\circ\text{C}$	7
蒸发冷凝器换热温差 $\Delta T/^\circ\text{C}$	5
过热度 $T_{sh}/^\circ\text{C}$	10
过冷度 $T_{sc}/^\circ\text{C}$	5
η_m	0.9
η_{el}	0.95
$L_a/\%$	5
N/a	15
α	0.7
$\beta/(\text{kg}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1})$	0.584 9
t/h	6 570

表 5 与文献数据对比

Tab. 5 Comparison with literature data

$T_c/^\circ\text{C}$	$T_e/^\circ\text{C}$	$\Delta T/^\circ\text{C}$	COP	本文COP	相对误差/%	文献
40.08	-29.98	3.41	1.42	1.50	5.63	[20]
35.00	-35.00	5.00	1.63	1.59	2.45	[21]

之内，充分验证了本模型在预测精度和可靠性方面的优势，表明本模型可作为系统性能分析的有效工具。

3 结果分析

3.1 中间温度对两种复叠系统性能参数的影响

当 T_c 为 45 $^\circ\text{C}$ 时，两种复叠系统的 COP 以及总压缩机耗功 W_{tot} 随中间温度（低温级冷凝温度） T_{mc} 的变化趋势如图 4 所示。由图 4 可知，COP 随着 T_{mc} 的增加先增加后减小，存在最佳中间温度 T_{mco} 使得 COP 取得最大值； W_{tot} 随着 T_{mc} 先减小后增加，存在最小值。随着 T_{mc} 升高，低温级循环的 COP 减小、耗功增加，高温级循环的 COP 增加、耗功减小，这两种相反的趋势的耦合作用，决定了系统存在最佳工况点。R450A/R170 系统的 T_{mco} 比 R404A/R23 系统的高 3.9 $^\circ\text{C}$ 。在此最佳工况下，R450A/R170 系统的 COP 比 R404A/R23 系统

的提升了 8.40%, W_{tot} 降低了 7.73%。两种复叠系统的 η 以及 X_{tot} 随 T_{mc} 的变化趋势如图 5 所示。由图 5 可知, 两者同样存在最大值 η 以及最小值 X_{tot} 。在最佳工况下, R450A/R170 系统的 η 比 R404A/R23 系统的提升了 5.68%, X_{tot} 降低了 11.92%。

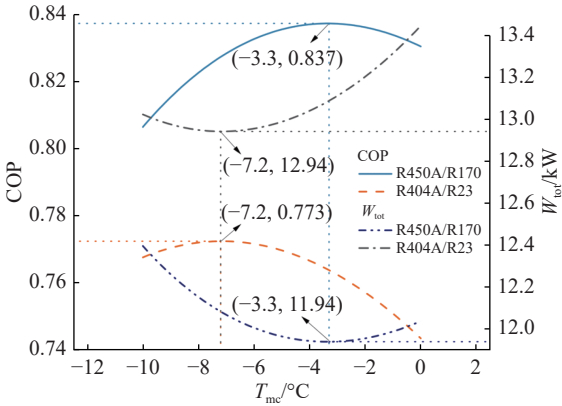


图 4 T_{mc} 对 COP 及总功耗的影响

Fig. 4 Effect of T_{mc} on COP and total power consumption

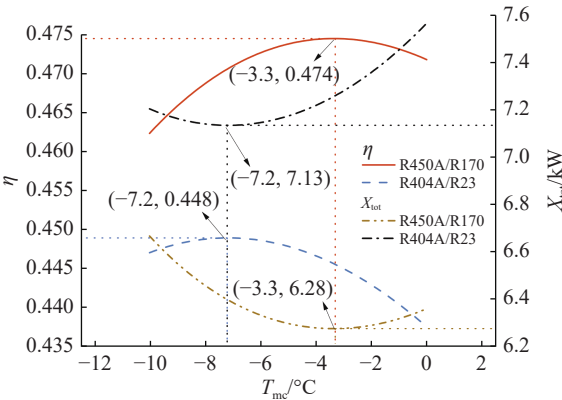


图 5 T_{mc} 对炯效率及总炯损失的影响

Fig. 5 Effect of T_{mc} on exergy efficiency and total exergy loss

3.2 冷凝温度对两种复叠系统性能参数的影响

为探究不同应用场景(对应不同的 T_c)的影响, 本研究分析了 T_c 对两种复叠系统 COP 的影响规律。如图 6 点线图所示, 当 T_c 从 35 °C 升高至 45 °C, 两种复叠系统的 COP 均逐渐降低。在整个区间内, R450A/R170 系统的 COP 始终高于 R404A/R23 系统的, 相对高出 5.93%~8.40%, 且该优势随着 T_c 的升高而扩大。图 6 中柱状图进一步展示了 T_c 每升高 2 °C 时 COP 的下降率。可以看出, COP 下降率随着 T_c 的升高缓慢增大, 且 R404A/R23 系统的 COP 下降率比 R450A/R170 系统的高 0.37%~0.52%。上述结果表明: R404A/R23 系统的 COP 对 T_c 变化敏感性更高。换言之, 在不同 T_c 的应用场合下, R450A/R170 系统能效表现更

稳定, 且在高 T_c 工况下, 其能效优势更为显著。

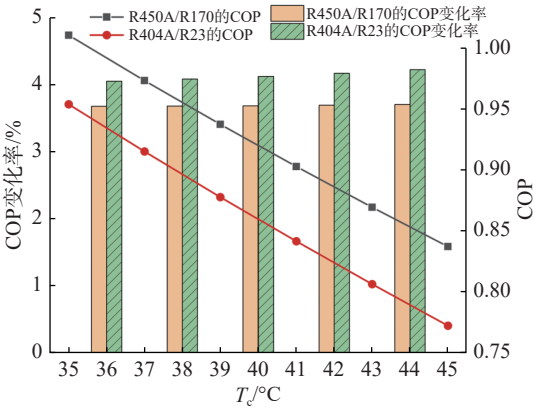


图 6 T_c 对 COP 及其变化率的影响

Fig. 6 Effect of T_c on COP and its change rate

两种复叠系统的 W_L 、 W_H 和 W_{tot} 随 T_c 的变化趋势如图 7 点线图所示。随着 T_c 从 35 °C 升高至 45 °C: W_L 逐渐升高, 其中 R450A/R170 系统的 W_L 比 R404A/R23 的高 5.12%~5.83%; W_H 逐渐升高, 其中 R404A/R23 系统的 W_H 比 R450A/R170 的高 17.15%~20.04%; W_{tot} 逐渐升高, 其中 R404A/R23 系统的 W_{tot} 比 R450A/R170 的高 5.93%~8.40%。在两种复叠系统中, W_H 均是 W_{tot} 的主要组成部分。对比可知, 除了 W_L , W_H 和 W_{tot} 均是 R404A/R23 系统的高于 R450A/R170 系统的, 且两者差值随 T_c 升高差距变大。如图 7 柱状图进一步展示了 T_c 每升高 2 °C 时, W_L 、 W_H 和 W_{tot} 的增长率。 W_{tot} 的增长率随着 T_c 的升高而增加, R404A/R23 系统的 W_{tot} 增长率比 R450A/R170 系统的高 0.40%~0.56%。

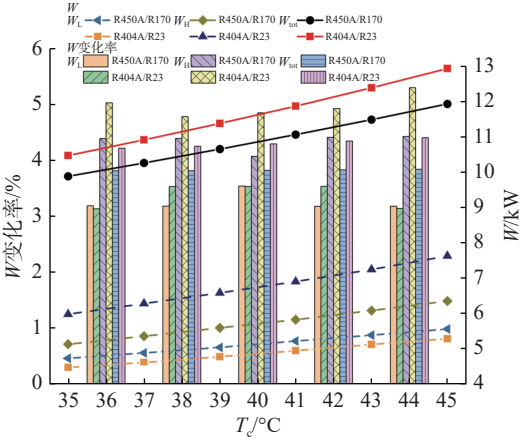


图 7 T_c 对 W 及其变化率的影响

Fig. 7 Effect of T_c on W and its change rate

两种复叠系统的 η 随 T_c 的变化趋势如图 8 中点线图所示。可以看出, 随着 T_c 从 35 °C 升高至 45 °C, 两者的 η 均逐渐降低。在整个温区范围内,

R450A/R170 系统的 η 始终高于 R404A/R23 系统的, 相对提高了 4.13%~5.68%, 且该优势随着 T_c 的升高而扩大。图 8 柱状图进一步展示了 T_c 每升高 2 °C 时 η 的下降率。随着 T_c 的升高, η 的下降率逐渐增大, 且 R404A/R23 系统 η 的下降率比 R450A/R170 系统的大 0.25%~0.34%。以上结果表明: R404A/R23 系统的 η 对 T_c 敏感性更高, 这意味着在不同应用场合(对应不同 T_c)下, R450A/R170 系统维持高能量品质利用率的能力更强, 运行更稳定, 且在高 T_c 工况下, 其性能优势更为突出。

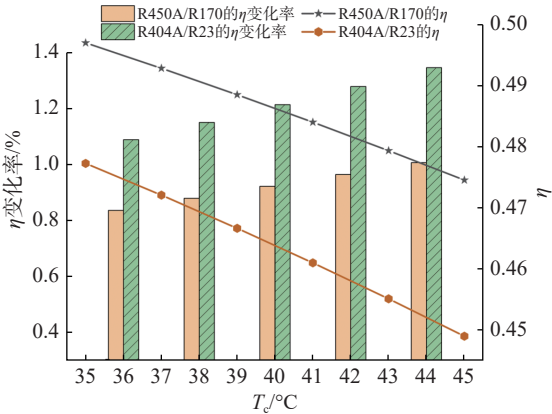


图 8 T_c 对 η 及其变化率的影响

Fig. 8 Effect of T_c on η and its change rate

两种复叠系统的 X_{tot} 随 T_c 的变化趋势如图 9 中点线图所示。可以看出, 随着 T_c 从 35 °C 升高至 45 °C, 两者的 X_{tot} 逐渐升高。R404A/R23 系统的 X_{tot} 始终高于 R450A/R170 系统的, 相对高出 10.08%~13.66%, 且该差值随着 T_c 升高扩大。图 9 柱状图进一步展示了 T_c 每升高 2 °C 时 X_{tot} 增长率。 X_{tot} 增长率随着 T_c 的升高而增加, 且 R404A/R23 系统的 X_{tot} 增长率比 R450A/R170 系统的高 0.58%~0.77%。

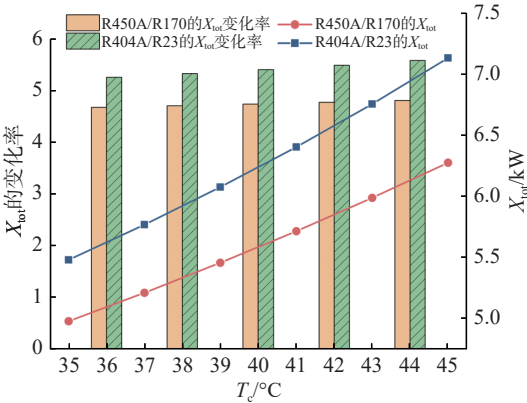
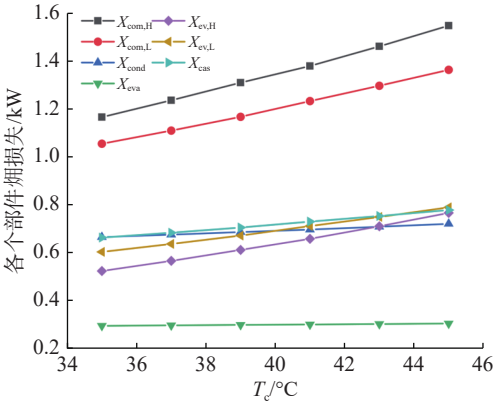


图 9 T_c 对 X_{tot} 及其变化率的影响

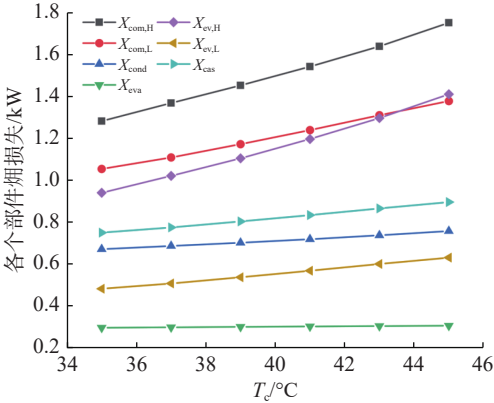
Fig. 9 Effect of T_c on X_{tot} and its change rate

两种复叠系统各个部件的焓损失随 T_c 的变化

趋势分别如图 10 所示。分析可知, 随着 T_c 的升高, 两种复叠系统的各个部件的焓损失逐渐增加, 且高温级的焓损失大于低温级的焓损失。在众多部件中, 高温级压缩机和低温级压缩机的焓损失最为显著, 是系统内部可用能损耗的主要来源, 具有最大的优化潜力; 而蒸发器的焓损失最小。压缩机焓损失主要源于其压缩过程中为提升制冷剂压力所消耗的功。压缩比越高、制冷剂质量流量越大, 此项不可逆损失就越大。因此, 准确定量各部件焓损失并识别其分布, 是提升系统整体效率的关键。通过优化压缩机设计、改善换热器性能等措施, 可有效降低焓损失, 从而提高复叠制冷系统的综合性能。



(a) R450A/R170系统



(b) R404A/R23系统

图 10 T_c 对系统各个部件焓损失的影响

Fig. 10 Effect of T_c on the loss of various components of the system

如前所述, 焓损失主要集中在压缩过程。为给压缩机选型设计提供直接依据, 本文进一步分析了两种复叠系统的高、低温级容积制冷量 q_v 。图 11 展示了容积制冷量随 T_c 的变化趋势。由图 11 可知, 随着 T_c 的升高, R450A/R170 系统的高温级容积制冷量 q_{vh1} 逐渐升高, 而低温级容积制冷量 q_{vl1} 逐

渐降低; R404A/R23 系统的高温级容积制冷量 q_{vh2} 、低温级容积制冷量 q_{vl2} 均逐渐降低。对比显示, R170 的 q_v 比 R23 的平均高 34.27 kJ/m^3 ; 而 R450A 的 q_v 比 R40 的平均低 756.31 kJ/m^3 。以上差异意味着, 在满足相同制冷量需求的前提下, R450A/R170 系统的低温级压缩机所需排量将小于 R404A/R23 系统的, 但其高温级压缩机则需要更大的排量。

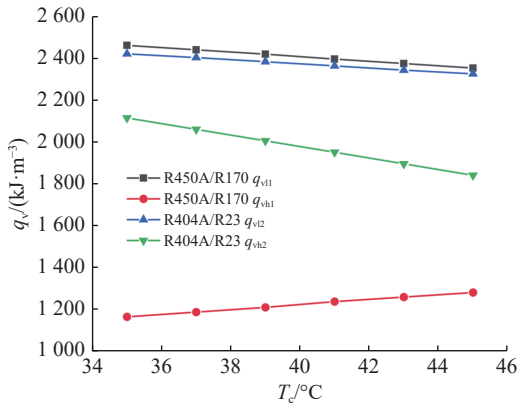


图 11 T_c 对 q_v 的影响
Fig. 11 Effect of T_c on q_v

3.3 两种复叠系统的碳排放量分析

在 $T_c = 45\text{ }^\circ\text{C}$ 时, 对两种复叠系统的碳排放量进行分析, 结果如图 12 所示。对于 R450A/R170 系统, E_{id} 远大于 E_d , E_d 仅占 E_{tot} 的 2.11%。而 R404A/R23 系统, E_d 占比高达 32.51%。R450A/R170 系统的 E_d 比 R404A/R23 系统的降低了 95.87%, 这主要是由于 R404A 和 R23 的 GWP 值(分别为 14 600 和 3 922)远高于 R450A/R170。同时, R450A/R170 系统的 E_d 比 R404A/R23 系统的降低了 7.75%, 这是由于前者系统总耗功更低。得益于在 E_d 和 E_{id} 两方面的双重降低, R450A/R170 系统的 E_{tot} 比 R404A/R23 系统的显著降低了 36.40%。

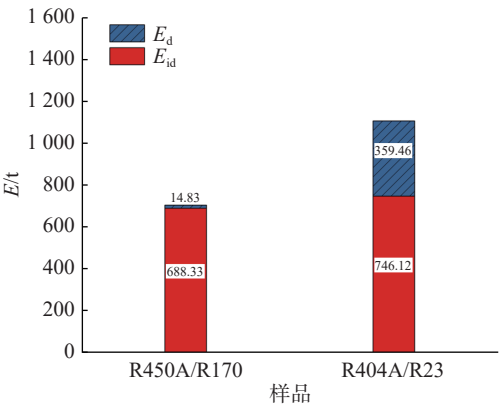


图 12 两种复叠系统的碳排放量

Fig. 12 Carbon emissions of two cascade systems

4 结 论

本文基于能量分析、焓分析及碳排放量模型, 在 $T_c = -57\text{ }^\circ\text{C}$ 、 $T_c = 35\sim 45\text{ }^\circ\text{C}$ 工况范围内, 面向血浆冻干设备低温供冷需求, 对 R450A/R170 和 R404A/R23 两种复叠制冷系统展开了研究, 得出如下结论:

a. 在 $T_c = 45\text{ }^\circ\text{C}$ 时, 系统性能存在最佳中间温度 T_{mco} 。在此工况下, 相较于传统 R404A/R23 系统, R450A/R170 系统的 COP 与 η 分别提升了 8.40% 与 5.68%, 而 W_{tot} 与 X_{tot} 则分别降低了 7.73%、11.92%。

b. 在 $T_c = 35\sim 45\text{ }^\circ\text{C}$ 范围内, R450A/R170 系统的 COP 和 η 均优于 R404A/R23 系统的, 且随 T_c 升高其下降率更低, 表明 R450A/R170 系统对不同应用场景的变化适应性更强。焓分析表明, 低、高温级压缩机是系统焓损失最大的部件, 具有较大的优化潜力。在相同制冷量需求下, R450A/R170 系统所需低温级压缩机排量较小, 而高温级压缩机排量较大。

c. 在 $T_c = 45\text{ }^\circ\text{C}$ 时, 碳排放分析显示, R450A/R170 系统的 E_d 与 E_{id} 较 R404A/R23 系统的分别大幅度降低了 95.87% 和 7.75%, 从而使其 E_{tot} 显著降低了 36.40%, 环保优势突出。

综上, 与传统 R404A/R23 系统相比, R450A/R170 系统在低温供冷场景下表现出更优的热力学性能和环保特性。研究结果可为推进血浆冻干制冷技术向高效、低碳与环境友好方向发展提供理论支撑。

参考文献:

[1] 宋晓燕, 白晓菲, 刘宝林, 等. 血浆冻干技术研究进展 [J]. 低温与超导, 2019, 47(8): 52–58.
[2] 杨玉涛. 血浆速冻过程的数值模拟及实验研究 [D]. 青岛: 青岛大学, 2018.
[3] Zhu Y D, Peng Z R, Wang G B, et al. Thermodynamic analysis of a novel multi-target-temperature cascade cycle for refrigeration[J]. Energy Conversion and Management, 2021, 243: 114380.
[4] 刘江学. R404A/R23 复叠式制冷系统的理论分析与实验研究 [D]. 兰州: 兰州交通大学, 2023.
[5] 佚名. 基加利修正案 [J]. 资源节约与环保, 2021 (7):8-9.
[6] 张建君, 郑冬芳, 郭智恺. 中国低 GWP 合成制冷剂研发进展 [J]. 制冷与空调, 2022, 22(9): 1–4.

- [7] 马星星, 朱生林, 谢晶, 等. R448A 和 R450A 在船舶冷库制冷系统替代 R22 的能量分析和焓分析 [J]. 流体机械, 2022, 50(8): 38–44.
- [8] 文键, 刘育策, 王春龙, 等. 新型制冷工质 R450A 用于喷射制冷循环性能研究 [J]. 高校化学工程学报, 2018, 32(5): 1019–1026.
- [9] Molinaroli L, Lucchini A, Colombo L P M. Drop-in analysis of R450A and R513A as low-GWP alternatives to R134a in a water-to-water heat pump[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2022, 135: 139–147.
- [10] 刘真真, 王超, 张华, 等. 混合工质 R290/R170 输运性质的分子动力学模拟 [J]. 化学工程, 2025, 53(3): 51–56, 76.
- [11] 杨俊兰, 詹宇航, 殷明, 等. CO₂/HCs 混合工质亚临界与跨临界循环的性能分析 [J]. 化学工程, 2023, 51(6): 39–44.
- [12] 王栋, 刘雅如, 陈卓, 等. 将 CO₂、R170 和 R41 应用于跨临界空气源热泵热水器系统的性能对比研究 [J]. 化工学报, 2020, 71(S1): 51–56.
- [13] Udriou C M, Giménez-Prades P, Navarro-Esbrí J, et al. Experimental evaluation of a two-stage cascade ultra-low temperature refrigeration system with internal heat exchanger using hydrocarbon pair R290/R170 and comparison with HFC baseline[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2025, 274: 126679.
- [14] Masson-Delmotte V, Zhai P, Pirani A, et al. Climate change 2021: the physical science basis. Contribution of working group I to the sixth assessment report of the intergovernmental panel on climate change[M]. Cambridge: Cambridge University Press, 2021.
- [15] Qin Y B, Li n X, Zhang H, et al. Energy and exergy analysis of a Linde-Hampson refrigeration system using R170, R41 and R1132a as low-GWP refrigerant blend components to replace R23[J]. *Energy*, 2021, 229: 120645.
- [16] Mancuhan E, Tunç B, Yetkin K, et al. Comparative analysis of cascade refrigeration systems' performance and environmental impacts[J]. *Journal of the Turkish Chemical Society Section B: Chemical Engineering*, 2019, 2(2): 97–108.
- [17] Hwang Y, Infante Ferreira C, Piao C C, et al. Guideline for life cycle climate performance (LCCP)+calculation tool[EB/OL]. [2025-04-25]. <https://iifir.org/en/fridoc/guideline-for-life-cycle-climate-performance-lccp-calculation-tool-145241>.
- [18] 中华人民共和国生态环境部. 关于发布 2022 年电力二氧化碳排放因子的公告 [EB/OL]. (2024-12-26). https://www.mee.gov.cn/xxgk2018/xxgk/xxgk01/202412/t20241226_1099413.html.
- [19] Mohammadi K, Powell K M. Thermoeconomic evaluation and optimization of using different environmentally friendly refrigerant pairs for a dual-evaporator cascade refrigeration system[J]. *Processes*, 2021, 9(10): 1855.
- [20] Sanz-Kock C, Llopis R, Sánchez D, et al. Experimental evaluation of a R134a/CO₂ cascade refrigeration plant[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 73(1): 41–50.
- [21] Aktemur C, Ozturk I T, Cimsit C. Comparative energy and exergy analysis of a subcritical cascade refrigeration system using low global warming potential refrigerants[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 184: 116254.

(编辑: 何代华)