

低 GWP 制冷剂的过冷制冷循环性能对比分析

薛雯, 张华, 刘宗麟

(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要: 使用 MATLAB 软件并调用 REFPROP 物性数据库, 对 6 种低全球变暖潜能值的 (GWP) 制冷剂 (R32、R161、R600a、R290、R1234ze、R1234yf) 过冷制冷循环进行模拟计算, 研究其在不同冷凝温度和蒸发温度下, 过冷度对单位制冷量、性能系数 (COP)、单位压缩功等参数的影响。并拟合得到了 6 种制冷剂的过冷度与循环性能的关系式。结果表明: 6 种低 GWP 制冷剂的单位制冷量和 COP 均随过冷度的增加而增加 (过冷度范围 0~10 °C)。对比发现, 制冷剂 R1234yf 受过冷度的影响最大, 制冷剂 R161 所受影响最小。模拟结果显示: 过冷度每提高 2 °C, R1234yf 和 R61 的单位制冷量增幅分别为 2.6% 和 1.6%。本研究弥补了 6 种低 GWP 制冷剂的过冷循环特性数据库的不足, 对机械过冷、冰蓄冷等制冷系统的设计和运行有重要指导意义。

关键词: 过冷循环; 环保制冷剂; 过冷度; 性能分析

中图分类号: TK 1 **文献标志码:** A

Comparative analysis of subcooling refrigeration cycle performance for low-GWP refrigerants

XUE Wen, ZHANG Hua, LIU Zonglin

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

Abstract: Using MATLAB programming and invoking the REFPROP thermophysical property database, simulations were conducted on the subcooling refrigeration cycles of six low global warming potential (GWP) refrigerants (R32, R161, R600a, R290, R1234ze, R1234yf). The effects of subcooling on refrigeration capacity, coefficient of performance (COP), and compressor power consumption at various condensation and evaporation temperatures were investigated, providing comparative analyses. Relationship equations between subcooling and cycle performance were also derived for the six

收稿日期: 2024-08-16

基金项目: 国家重点研发计划项目 (2020YFF0303901); 国家自然科学基金资助项目 (51176124); 上海市浦江人才计划项目 (17PJ1407200)

第一作者: 薛雯 (1999—), 女, 硕士研究生。研究方向: 环保制冷剂、制冷系统。E-mail: xuewen02030@163.com

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

引文格式: 薛雯, 张华, 刘宗麟. 低 GWP 制冷剂的过冷制冷循环性能对比分析[J]. 上海理工大学学报, 2025, 47(5): 505-511.

Citation: XUE Wen, ZHANG Hua, LIU Zonglin. Comparative analysis of subcooling refrigeration cycle performance for low-GWP refrigerants[J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 2025, 47(5): 505-511.

refrigerants. Results indicate that both refrigeration capacity and COP increase with higher subcooling (within the range of 0-10 °C). Among the refrigerants, R1234yf exhibited the largest impact of subcooling, while R161 showed the least. Simulation results demonstrated that for every 2 °C increase in subcooling, the refrigeration capacity increased by 2.6% and 1.6% respectively for R1234yf and R161. This study addresses the lack of subcooling cycle characteristic data for these six low GWP refrigerants, providing important guidance for the design and operation of mechanical subcooling and ice thermal storage refrigeration systems.

Keywords: *subcooling cycle; environmentally friendly refrigerants; subcooling level; performance analysis*

制冷剂替代趋势朝着环保、节能、低全球变暖潜能值(global warming potential, GWP)的方向发展, 替代制冷剂的选择需要满足不同应用领域对环保性、安全性、经济性和能效转换能力的不同目标要求^[1]。中国在 2007 年完全淘汰了氯氟烃(CFCs), 并在 2015 年进入淘汰氢氟氯烃(HCFCs)的第二阶段^[2]。国际社会达成了《蒙特利尔议定书(基加利修正案)》^[3-4], 以加强对高 GWP 的氢氟烃(HFCs)制冷剂的控制。《蒙特利尔议定书》规定, 对于 HCFCs 类制冷剂, 发展中国家对其使用量到 2025 年需减少 67.5%, 最终到 2030 年只保留 2.5% 用于维修; 发达国家只保留 0.5% 的使用量^[5-8]。目前, 制冷剂的替代主要有两种方案: 一是持续研发低 GWP 和零臭氧消耗潜值(ozone depletion potential, ODP)的人工合成制冷剂, 比如 R1234yf 和 R1234ze 等氢氟烯烃(HFOs); 二是使用 NH₃、CO₂、H₂O、烷烃(HCs)等天然制冷剂^[9-11]。在制冷剂替代的背景下, 需进一步在提高制冷循环的制冷量和性能系数(coefficient of performance, COP)方面开展研究。

增大过冷度可以实现单位制冷量的大幅度提高, 方法主要有两种: 一是机械过冷方法, 即通过独立的辅助制冷循环对主制冷循环的制冷剂液体进一步冷却, 该方法需要对主、辅循环进行良好的优化匹配^[12]; 二是冰蓄冷过冷方法, 这是一种有效的节能制冷技术, 它通过在低电价时段(如夜间)生产冰块, 储存冷量, 随后在高峰用电时段利用这些冰块释放冷量, 达到降低能耗和节约成本的目的。冰蓄冷过冷方法的节能性体现在以下几个方面: a. 从节能原理角度出发, 其减少了在高电价时段的电力需求; b. 就能源利用率而言, 冰蓄冷系统通常能够实现较高的能效比, 特别是

在大负荷条件下, 制冷设备的运行效率相对更高, 从而提高了整体能量利用效率, 同时, 由于在高峰期不需要持续运行制冷机, 减少了设备的负担, 延长了设备的使用寿命和维护周期; c. 就减少碳排放而言, 冰蓄冷系统可以配合使用低 GWP 的制冷剂, 从而降低了对环境的影响, 并通过减少高峰负荷降低了对化石燃料的依赖^[13-15]。

不同的过冷度对制冷剂系统性能的影响存在差异。本文针对 6 种低 GWP 制冷剂(R32、R161、R600a、R290、R1234ze、R1234yf), 使用 MATLAB 软件编程并调用 REFPROP 物性数据库, 分别对两个场景的过冷制冷循环进行模拟计算: 第 1 场景为等熵系数 0.75, 蒸发温度 T_e 为 -5 °C (蒸发温度取 -5 °C 时, 系统能够有效地制冷并将水冷却至冰点, 以形成冰蓄冷), 冷凝温度不同; 第 2 场景是等熵系数 0.75, 冷凝温度 T_k 为 40 °C, 蒸发温度不同。并对模拟结果进行分析和总结, 为冷型冰蓄冷空调系统的设计提供了理论指导。

1 过冷循环性能计算方法

如图 1 所示, 相比仅依靠冷凝器来过冷的制冷循环(1-2-3-4-1), 采用增大过冷度的循环(1-2-3'-4'-1)的单位制冷量和 COP 均显著提高。图中, 状态点 1 为蒸发器出口, 此时制冷剂为低温低压的过热蒸气; 状态点 2 为压缩机出口, 此时制冷剂为高温高压过热蒸气; 状态点 3 为冷凝器出口, 此时制冷剂为中温高压的过冷液体; 状态点 3' 为过冷液体经过冷装置继续过冷, 增加过冷度后的点; 状态点 4、4' 为节流装置出口, 此时制冷剂为低温低压的气液混合物; h 为比焓, p 为压力。

过冷式制冷循环单位制冷量的增量 Δq 为

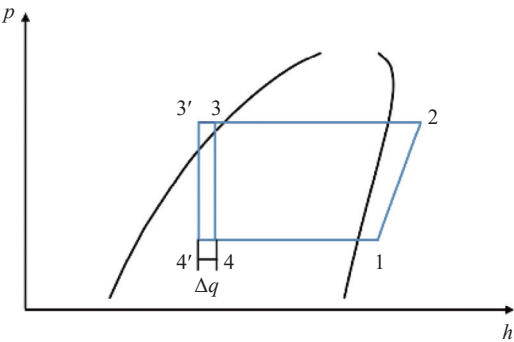


图 1 过冷循环的 p - h 示意图

Fig.1 p - h diagram of the subcooling cycle

$$\Delta q = h_4 - h_{4'} \tag{1}$$

式中： h_4 为制冷剂经节流装置后的比焓； $h_{4'}$ 为制冷剂经节流装置(冷凝器后增加过冷装置)后的比焓。

过冷式制冷循环的性能系数 C_{psc} 为

$$C_{psc} = (h_1 - h_{4'}) / (h_2 - h_1) \tag{2}$$

式中： h_1 为制冷剂在压缩机入口处的比焓； h_2 为制冷剂在压缩机出口处的比焓。

蒸气压缩式制冷系统中，制冷剂经过节流装置时，可能会因为节流而闪蒸，其流动性会受此影响进而减少单位制冷量^[16]。同时，如果闪蒸产生的蒸气未能被有效管理，会直接排放到大气中，导致热能的浪费。通过增加过冷度，可以减少制冷剂在节流过程中产生的闪发气体，这样可以减少闪发气体所占容积的比容，从而提高单位制冷量；过冷还可以提高回气的过热度，有助于保护压缩机不在湿冲程中运转，减少因液体制冷

剂进入压缩机而可能引起的液击现象；较高的过冷度有助于电子膨胀阀的稳定运行，可以减少因压力波动导致的阀门响应不稳定^[17-18]。

本文针对过冷度对环保制冷剂的过冷循环特性进行分析，表 1 列出目前正在使用及未来可能大规模使用的 6 种低 GWP 制冷剂的基本性质。

表 1 6 种低 GWP 制冷剂的基本性质
Tab.1 Basic properties of six low-GWP refrigerants

制冷剂	GWP	临界温度/℃	临界压力/MPa	标准沸点/℃	分类
R32	670	78.1	5.78	-53.1	HFCs
R161	4	102.2	4.70	-37.5	HFCs
R600a	20	135.0	3.65	-11.7	HCs
R290	3	96.7	4.25	-42.2	HCs
R1234ze	6	109.4	3.60	-19.0	HFOs
R1234yf	<1	94.7	3.38	-29.5	HFOs

2 两种场景下过冷循环性能对比

2.1 单位制冷量

由图 2 可知，制冷剂 R600a 的单位制冷量在不同冷凝温度 T_k 以及蒸发温度 T_e 下均随过冷度的增大呈线性增加。由模拟计算可知，其他 5 种制冷剂的单位制冷量随过冷度增大的变化趋势与 R600a 的相似。

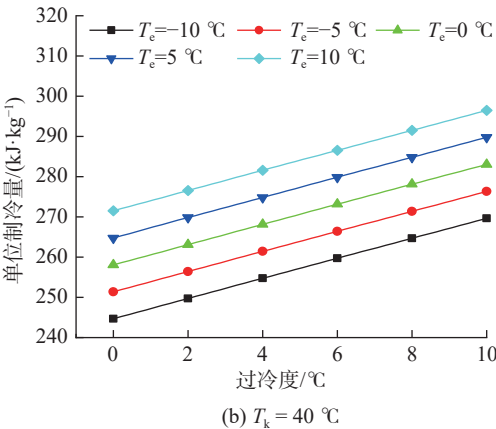
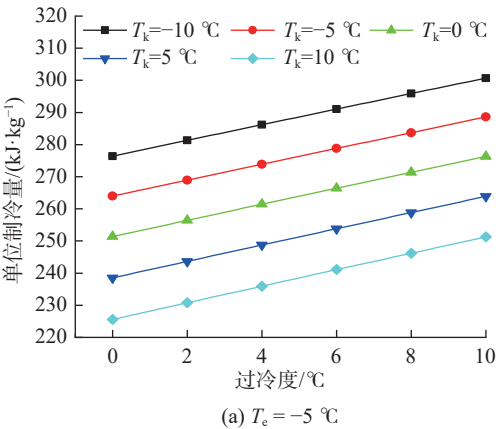


图 2 不同冷凝温度和蒸发温度下 R600a 单位制冷量与过冷度的关系

Fig.2 Relationship between unit cooling capacity and subcooling degree of R600a at different condensing temperatures and evaporating temperatures

采用最小二乘法对单位制冷量与过冷度之间的关系进行拟合，拟合公式为

$$q_0 = a + b\Delta t \tag{3}$$

式中： a 、 b 为系数； Δt 为制冷剂节流前的过冷度。 a 、 b 在不同冷凝温度下的拟合结果如表 2 所示，在不同蒸发温度下的拟合结果如表 3 所示，

表 2 不同冷凝温度下单位制冷量与过冷度的关系拟合结果($T_e=-5\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Tab.2 Fitting results of the relationship between unit refrigeration capacity and subcooling degree at different condensation temperatures ($T_e=-5\text{ }^{\circ}\text{C}$)

$T_k/^{\circ}\text{C}$	R290			R32			R1234ze		
	a	b	MSE	a	b	MSE	a	b	MSE
30	290.55	2.72	0.005 1	259.03	1.93	0.005 4	139.97	1.39	0.000 4
35	276.55	2.77	0.006 7	249.07	1.99	0.008 5	132.91	1.40	0.000 5
40	262.26	2.83	0.007 9	238.78	2.06	0.013 2	125.75	1.42	0.000 5
45	247.62	2.91	0.010 8	228.12	2.14	0.021 1	118.50	1.44	0.001 0
50	232.63	2.98	0.014 3	217.00	2.25	0.037 7	111.12	1.47	0.000 9

$T_k/^{\circ}\text{C}$	R1234yf			R161			R600a		
	a	b	MSE	a	b	MSE	a	b	MSE
30	119.54	1.39	0.000 8	308.42	2.29	0.002 4	276.43	2.43	0.001 5
35	112.41	1.42	0.000 9	296.66	2.33	0.003 2	264.01	2.46	0.001 9
40	105.16	1.44	0.001 5	284.69	2.38	0.003 7	251.40	2.50	0.002 1
45	97.77	1.47	0.001 9	272.51	2.42	0.004 1	238.60	2.53	0.002 1
50	90.23	1.50	0.002 4	260.11	2.47	0.006 3	225.63	2.57	0.002 6

表 3 不同蒸发温度下单位制冷量与过冷度的关系拟合结果($T_k=40\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Tab.3 Fitting results of the relationship between unit refrigeration capacity and subcooling degree at different evaporation temperatures ($T_k=40\text{ }^{\circ}\text{C}$)

$T_e/^{\circ}\text{C}$	R290			R32			R1234ze		
	a	b	MSE	a	b	MSE	a	b	MSE
-10	256.61	2.83	0.007 5	237.54	2.06	0.012 7	122.27	1.42	0.000 7
-5	262.26	2.83	0.007 9	238.78	2.06	0.013 1	125.75	1.42	0.000 5
0	267.82	2.83	0.008 4	239.82	2.06	0.012 7	129.20	1.42	0.000 5
5	273.28	2.83	0.008 4	240.62	2.06	0.013 2	132.62	1.42	0.000 6
10	278.62	2.83	0.008 0	241.18	2.06	0.012 8	135.98	1.42	0.000 7

$T_e/^{\circ}\text{C}$	R1234yf			R161			R600a		
	a	b	MSE	a	b	MSE	a	b	MSE
-10	101.86	1.44	0.001 5	280.83	2.38	0.003 7	244.70	2.50	0.002 1
-5	105.16	1.44	0.001 5	284.69	2.38	0.003 7	251.40	2.50	0.002 1
0	108.43	1.44	0.001 5	288.42	2.38	0.003 7	258.11	2.50	0.002 1
5	111.66	1.44	0.001 5	292.01	2.38	0.003 7	264.83	2.50	0.001 9
10	114.84	1.44	0.001 3	295.44	2.38	0.003 7	271.55	2.50	0.002 1

表中 MSE(mean square error)为均方误差。

由表 2 和表 3 可知，对于同一种制冷剂，对比不同冷凝温度下单位制冷量与过冷度之间的关系拟合结果可以发现，蒸发温度相同时，随着冷凝温度的增加，系数 b 越来越大，即单位制冷量随过冷度的增速越来越快；对比不同蒸发温度下单位制冷量与过冷度之间的关系拟合结果可以发现，系数 b 保持不变，系数 a 发生改变，即单位制冷量的变化速率与蒸发温度无关。

由图 3 可知，相同运行工况下，6 种制冷剂的单位制冷量由大到小依次为：R161、R290、R600a、R32、R1234ze、R1234yf；随着过冷度的增大，每增加 $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 对应增加的单位制冷量稍有减少。过冷度的提高对 R1234yf 的影响最大，平均增幅约为

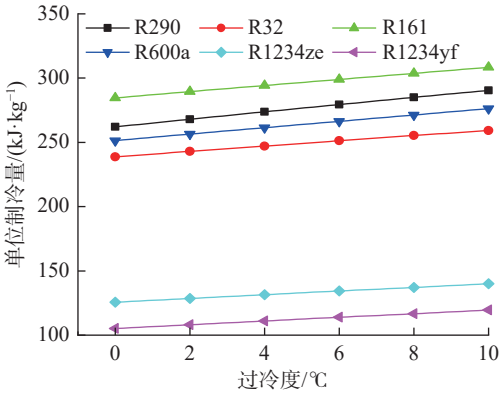
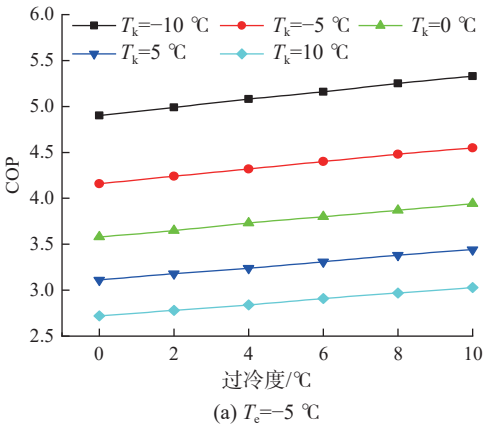


图 3 单位制冷量与过冷度的关系 ($T_e=-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_k=40\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Fig.3 Relationship between the unit refrigeration capacity and the subcooling degree($T_e=-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_k=40\text{ }^{\circ}\text{C}$)



2.6%; 对 R161 的影响最小, 平均增幅约为 1.6% (计算过冷度范围 0~10 °C)。

2.2 性能系数

由图 4 可知, 制冷剂 R600a 的 COP 在不同冷凝温度和蒸发温度下均随着过冷度的增长呈线性增长的趋势。经模拟计算得出, 其他 5 种制冷剂的单位制冷量随过冷度增长的变化趋势与图 4 相似。采用最小二乘法对性能系数 C_p 与过冷度之间的关系进行拟合, 拟合公式为

$$C_p=c+d\Delta t$$

(4)

式 (4) 中系数 c 、 d 在不同冷凝温度下的拟合结果见表 4, 在不同蒸发温度下的拟合结果见表 5。

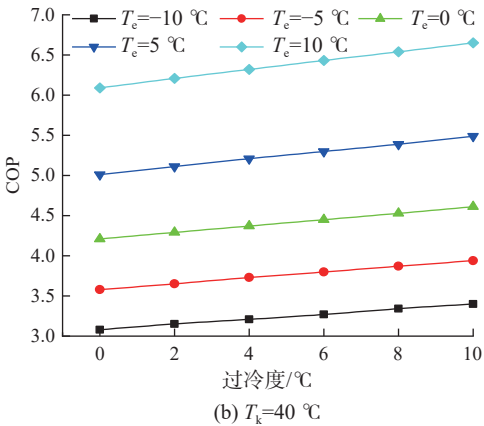


图 4 不同冷凝和蒸发温度下 R600a 的 COP 与过冷度的关系

Fig.4 Relationship between COP and subcooling degree of R600a at different condensation and evaporating temperatures

表 4 不同冷凝温度下 COP 与过冷度的关系拟合结果 ($T_e=-5\text{ }^{\circ}\text{C}$)

$T_k/^{\circ}\text{C}$	R290			R32			R1234ze		
	c	d	MSE	c	d	MSE	c	d	MSE
30	4.77	0.044	0.000 01	4.72	0.035	0.000 000	4.80	0.047	0.000 013
35	4.03	0.041	0.000 01	3.99	0.032	0.000 013	4.06	0.043	0.000 010
40	3.45	0.037	0.000 01	3.42	0.030	0.000 000	3.47	0.040	0.000 000
45	2.98	0.035	0.000 00	2.96	0.028	0.000 009	3.00	0.036	0.000 010
50	2.58	0.033	0.000 01	2.57	0.027	0.000 013	2.60	0.035	0.000 000

$T_k/^{\circ}\text{C}$	R1234yf			R161			R600a		
	c	d	MSE	c	d	MSE	c	d	MSE
30	4.64	0.054	0.000 009	4.90	0.037	0.000 010	4.90	0.043	0.000 013
35	3.89	0.049	0.000 010	4.17	0.033	0.000 013	4.16	0.039	0.000 012
40	3.30	0.045	0.000 000	3.60	0.030	0.000 000	3.58	0.036	0.000 010
45	2.82	0.042	0.000 009	3.14	0.028	0.000 009	3.11	0.033	0.000 010
50	2.41	0.040	0.000 000	2.76	0.027	0.000 009	2.72	0.031	0.000 009

表 5 不同蒸发温度下性能系数与过冷度的关系拟合结果($T_k=40\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Tab.5 Fitting results of the relationship between the performance coefficient and subcooling degree at different evaporation temperatures($T_k=40\text{ }^{\circ}\text{C}$)

$T_e/^{\circ}\text{C}$	R290			R32			R1234ze		
	c	d	MSE	c	d	MSE	c	d	MSE
-10	2.97	0.033	0.000013	2.96	0.026	0.000009	2.98	0.035	0.000000
-5	3.45	0.037	0.000013	3.42	0.030	0.000000	3.47	0.040	0.000000
0	4.05	0.043	0.000009	4.00	0.035	0.000000	4.09	0.045	0.000000
5	4.82	0.050	0.000033	4.75	0.041	0.000012	4.89	0.052	0.000009
10	5.86	0.059	0.000012	5.76	0.049	0.000012	5.95	0.063	0.000018

$T_e/^{\circ}\text{C}$	R1234yf			R161			R600a		
	c	d	MSE	c	d	MSE	c	d	MSE
-10	2.82	0.040	0.000000	3.12	0.026	0.000009	3.08	0.032	0.000010
-5	3.30	0.045	0.000000	3.60	0.030	0.000000	3.58	0.036	0.000010
0	3.90	0.052	0.000013	4.21	0.035	0.000000	4.21	0.040	0.000000
5	4.68	0.061	0.000028	5.00	0.040	0.000000	5.01	0.048	0.000018
10	5.72	0.072	0.000013	6.05	0.049	0.000009	6.09	0.056	0.000012

由表 4 和表 5 可以看出，在相同的运行条件下，6 种制冷剂因过冷度增加引起的 COP 增长速率由大到小为：R1234yf、R1234ze、R290、R600a、R161、R32；COP 由大到小依次为：R600a、R161、R1234ze、R290、R1234yf、R32(以蒸发温度 $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、冷凝温度 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、过冷度 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 为基准)。

由图 5 可知，该 6 种制冷剂随着过冷度的增大，过冷度每增加 $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 所引起的制冷系数的增速稍有减慢，过冷度的提高对 R1234yf 的影响最大，平均增幅约为 2.6% ；对 R161 的影响最小，平均增幅约为 1.6% (计算过冷度范围 $0\sim 10\text{ }^{\circ}\text{C}$)。

2.3 单位压缩功

过冷并不影响系统的单位压缩功，如图 6 所

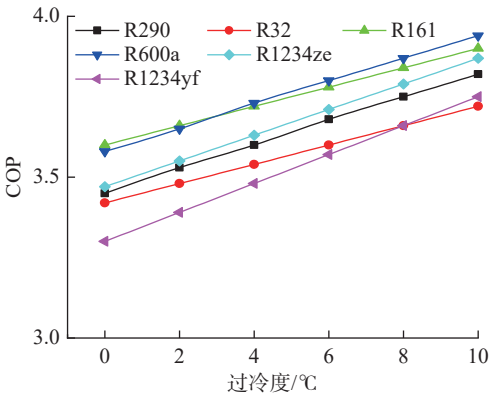


图 5 COP 与过冷度的关系($T_e=-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_k=40\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Fig.5 Relationship between COP and subcooling degree ($T_e=-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_k=40\text{ }^{\circ}\text{C}$)

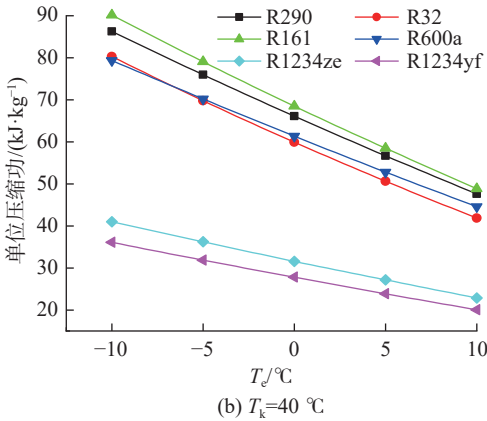
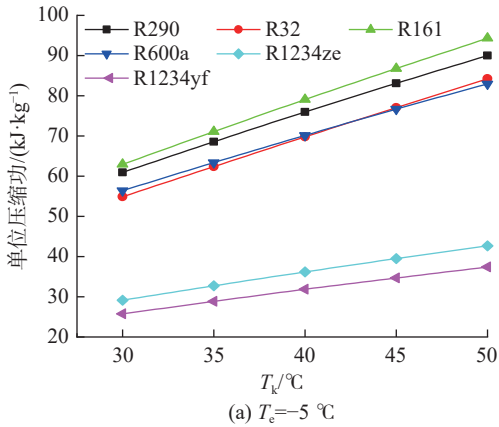


图 6 单位压缩功

Fig.6 Unit compression work

示,在相同冷凝温度与蒸发温度下,制冷剂的单位压缩功由大到小依次为:R161、R290、R600a/R32、R1234ze、R1234yf。当蒸发温度为 $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,冷凝温度 $30\sim 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时的R600a的单位压缩功高于R32的,冷凝温度 $40\sim 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时的R32的单位压缩功高于R600a的。当冷凝温度为 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,蒸发温度 $-10\sim -5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时的R32的单位压缩功高于R600a的,蒸发温度 $-5\sim 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时的R600a的单位压缩功高于R32的。

3 结 论

分析了过冷制冷循环特性,计算分析了两种场景(蒸发温度 T_e 为 $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$,冷凝温度不同;冷凝温度 T_k 为 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$,蒸发温度不同)下6种低GWP制冷剂的过冷度对制冷循环单位制冷量、性能系数COP、排气温度和单位耗功的影响。得出以下几点结论:

a. 6种低GWP制冷剂的单位制冷量和COP均随过冷度的增大而增大;蒸发温度相同时,因过冷而增加的制冷量的增速随冷凝温度的增加而增加,因过冷而增加的COP的增速随冷凝温度的增加而减小;冷凝温度相同时,6种低GWP制冷剂的制冷量随过冷度增加的增速相同,因过冷而增加的COP的增速随蒸发温度的增加而增加。

b. 在相同的冷凝温度和蒸发温度下,过冷度每增加 $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,对制冷剂R1234yf的影响最大,单位制冷量和COP的平均增幅均约为2.6%,对制冷剂R161的影响最小,平均增幅均约为1.6%。

c. 过冷并不影响系统的单位压缩功,在相同冷凝温度与蒸发温度下,单位压缩功由大到小依次为:R161、R290、R600a/R32、R1234ze、R1234yf。

参考文献:

[1] 史琳,安青松. 基加利修正案生效后替代制冷剂的选择与对策思考[J]. *制冷与空调*, 2019, 19(9): 50–58.
[2] 张霞玲,张美琼,王燕,等. 法律法规引导下制冷剂的替代趋势[J]. *润滑油*, 2019, 34(3): 1–6.
[3] 《基加利修正案》[J]. *资源节约与环保*, 2021(7): 8–9.
[4] NEWMAN P A. The way forward for Montreal protocol science[J]. *Collection Comptes Rendus Geosciences*, 2018, 350(7): 442–447.
[5] 王树华,朱伟东,张彦,等. 新型低碳制冷剂的制造技术在中国实现新突破和产业化(英文)[J]. *Engineering*,

2017, 3: 280.

[6] 张朝晖,陈敬良,高钰,等.《蒙特利尔议定书》基加利修正案对制冷空调行业的影响分析[J]. *制冷与空调*, 2017, 17(1): 1–7.
[7] 崔奇,孙志利,李紫薇,等. 基加利修正案背景下低GWP制冷剂应用的再分析[J]. *冷藏技术*, 2017, 40(4): 7–18.
[8] 张朝晖,王若楠,高钰,等. 由制冷剂替代历程探究产业新时期发展之路[J]. *制冷与空调*, 2023, 23(1): 1–10,15.
[9] BIRMPILI T. Montreal protocol at 30: the governance structure, the evolution, and the Kigali Amendment[J]. *Comptes Rendus. Géoscience*, 2018, 350(7): 425–431.
[10] MOTA-BABILONI A, MAKHNATCH P, KHODABANDEH R. Recent investigations in HFCs substitution with lower GWP synthetic alternatives: focus on energetic performance and environmental impact[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2017, 82: 288–301.
[11] MOTA-BABILONI A, NAVARRO-ESBRÍ J, MAKHNATCH P, et al. Refrigerant R32 as lower GWP working fluid in residential air conditioning systems in Europe and the USA[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017, 80: 1031–1042.
[12] QURESHI B A, ZUBAIR S M. Mechanical sub-cooling vapor compression systems: current status and future directions[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2013, 36(8): 2097–2110.
[13] CHANG C, XU X Y, GUO X X, et al. Experimental and numerical study of ice storage and melting process of external melting ice coil[J]. *Journal of Energy Storage*, 2024, 77: 109961.
[14] SONG X, ZHU T, LIU L C, et al. Study on optimal ice storage capacity of ice thermal storage system and its influence factors[J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 164: 288–300.
[15] SAIT H H. Experimental study of water solidification phenomenon for ice-on-coil thermal energy storage application utilizing falling film[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 146: 135–145.
[16] 孙秀光,冯贵墨,赵旭,等. 基于引射流技术与压缩闪蒸汽的节能装置[J]. *化工设计通讯*, 2023, 49(11): 187–190.
[17] 孟庆海,秦海杰,单永明,等. 制冷系统中过冷技术的应用与分析[J]. *制冷与空调*, 2009, 9(4): 87–90.
[18] SOLANKI N, ARORA A, SINGH R K. A comprehensive energy, exergy, environmental, and economic analysis of dedicated mechanical subcooled vapor compression refrigeration system[J]. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2024, 149(3): 1141–1154.