doi:10.3969/j.issn.1005－0329.2025.01.001

试验研究

－86 ℃超低温医疗冷柜碳氢混合工质替代试验研究

刘嘉瑞，鱼剑琳，晏　刚

（西安交通大学 能源与动力工程学院，西安 710049）

摘　要：针对 －86 ℃超低温医疗冷柜存在系统能耗高及常用低温制冷剂全球变暖潜能值高的问题，以采用混合工质一次节流制冷系统的 568 L 冷柜作为研究对象，试验研究了 2 种三元碳氢混合制冷剂（R600a/R170/R1150 和 R601a/R290/R1150）作为现有含氟化物混合制冷剂（R600a/R23/R14/R50）的替代品的可行性。分析了在不更改系统部件的情况下，2 种碳氢混合物的制冷性能；对 R601a/R290/R1150 进行了毛细管、压缩机及充注量的调整，旨在降低制冷温度、压缩机排气温度和系统能耗。结果表明，在未更改系统部件的情况下，R600a/R170/R1150 只能实现 －60 ℃左右的制冷温度，而 R601a/R290/R1150 可以达到 －70 ℃左右；减小毛细管内径及更换适用于 R290 的压缩机后，R601a/R290/R1150 成功实现了 －87.3 ℃的制冷温度，且与 R600a/R23/R14/R50 相比，最高排气温度和耗电量分别降低了 11.4 ℃和 32.9%，但降温至 －81 ℃所需时间从 246 min 延长至 404 min；通过进一步增大压缩机转速及制冷剂充注量，降温时间缩短至 298 min，此时耗电量与 R600a/R23/R14/R50 相比降低了 28.9%。R601a/R290/R1150 不仅能够实现 －86 ℃以下的制冷温度，而且在降低能耗、减少环境影响方面具有显著优势，是一种适用于 －86 ℃超低温冷柜产品的性能优越的环保制冷剂替代品。

关键词：－86 ℃超低温冷柜；混合工质一次节流制冷；制冷剂替代；碳氢化合物；能效提升

中图分类号：TH789；TB64　　**文献标志码：**A

Experimental evaluation of hydrocarbon mixtures as alternatives in a －86 ℃ ultra-low temperature medical freezer

LIU Jiarui，YU Jianlin，YAN Gang

（School of Energy and Power Engineering，Xi′an Jiaotong University，Xi′an 710049，China）

Abstract：To address the challenges of high energy consumption and elevated global warming potential（GWP）associated with refrigerants in －86 ℃ ultra-low temperature medical freezers，this study investigates a 568 L freezer employing a single-stage mixed-refrigerant J－T refrigerator. Two ternary hydrocarbon mixtures（R600a/R170/R1150 and R601a/R290/R1150）were experimentally evaluated as environmentally friendly alternatives to the conventional fluoride-containing mixture（R600a/R23/R14/R50）. The refrigeration performance of the 2 hydrocarbon blends was analyzed without changing the system components；capillary，compressor and charge adjustments were made for R601a/R290/R1150 with the aim of reducing the refrigeration temperature，compressor discharge temperature and system energy consumption. Experimental results demonstrated that，without system modifications，R600a/R170/R1150 achieved a refrigeration temperature of approximately －60 ℃，whereas R601a/R290/R1150 attained －70 ℃. After reduction of the capillary tube inner diameter and replacement of the compressor with one suitable for R290，R601a/R290/R1150 achieved a refrigeration temperature of －87.3 ℃. Compared to R600a/R23/R14/R50，this configuration reduced the maximum discharge temperature by 11.4 ℃ and energy consumption by 32.9%.However，the pull-down time to －81 ℃ increased from 246 min to 404 min. Further adjustments by increasing compressor speed and refrigerant charge shortened the cooling time to 298 min while reducing energy consumption by 28.9%. These findings confirm that R601a/R290/R1150 not only achieves sub －86 ℃ refrigeration temperatures but also exhibits superior energy efficiency and environmental benefits. Therefore，this hydrocarbon mixture presents a viable eco-friendly alternative for ultra-low temperature freezer applications.

Key words：－86 ℃ ultra-low temperature freezer；single-stage mixed-refrigerant J－T refrigerator；refrigerant alternatives；hydrocarbons；energy efficiency improvement

收稿日期： 2024－05－25　**修回日期：** 2024－08－10

基金项目： 国家自然科学基金项目（52076160）

0 引言

目前，市场上大部分超低温医疗冷柜采用复叠制冷技术[1-3]，少部分采用自复叠制冷技术[4]、混合工质一次节流制冷技术[5]，以及斯特林制冷技术[6]等。其中，混合工质一次节流制冷系统热力学结构简单，生产成本低，且组件易于大规模制造，在系统各组件不进行大改动的前提下，可以通过充注不同的混合工质获取不同的制冷温度[7-8]。因此，混合工质一次节流制冷系统在低温冰箱或冷柜中具有广阔的应用前景。

对于混合工质一次节流制冷系统而言，混合工质的选取对制冷温度及系统性能的影响较大，因此，对混合工质的研究是重中之重。目前，超低温冷柜中应用广泛的低温制冷剂包括 R23，R14，R508A，R508B 等，其具有较高的全球变暖潜能值（Global Warming Potential，GWP）[9-10]。各类环保法规的相继出台，明确要求将进一步减少并逐步停止使用高 *GWP* 的制冷剂[11-12]。因此，寻求环保的替代制冷剂是超低温冷柜所面临的一个挑战和进一步的研究方向。天然工质碳氢制冷剂具有环保性能优越、热物理性质好、不腐蚀金属、溶油性好、易于获取、价格低等优势，受到越来越多的关注[13-15]。QIN 等[16]从理论上对采用不同二元混合制冷剂（R1234yf/R23，R1234yf/R170，R1234yf/R41 和 R1234yf/R1132a）的混合工质一次节流制冷系统的热力学性能进行了对比分析，以寻求 -60 ℃制冷温度下 R23 的合适替代品，研究结果表明，R1234yf/R41 的综合性能最优。WANG 等[17]同样采用理论研究方法，优化了混合工质一次节流制冷系统所采用的二元制冷剂（R134a/R23，R227ea/R23，R236ea/R23，R290/R170，R600a/R170，R600/R170），结果表明，R23 摩尔分数为 0.55 和 0.6 的 R236ea/R23 是最优的不可燃制冷剂，R170 摩尔分数为 0.6 和 0.65 的 R600/R170 是最优的环保制冷剂。YU 等[18]采用热力学分析方法，对比了二元碳氢混合物 R600/R1150，R600a/R1150，R290/R1150 和 R1270/R1150 在常规混合工质一次节流制冷系统及改进的喷射器增效系统中的性能，发现 R600a/R1150 具有最高的性能系数。刘昊东[19]对三元混合工质（R600a/R170/R14，R600a/R23/R14）和四元混合工质（R600a/R22/R23/R14，R600a/R134a/R23/R14）在混合工质一次节流制冷系统中的性能进行了试验测试，其中 R600a/R23/R14 可实现 197 K 的制冷温度。BAI 等[5]采用碳氢混合物 R290/R170 对基于混合工质一次节流制冷循环的 -60 ℃低温冰箱开展了试验研究，结果表明，R170 的质量分数为 35% 时系统性能最优，此配比下可获得最低冷冻温度、最快冷却速度和最低能耗。BAI 等[20]还选取了 R600a/R1150 作为工作介质，研究了带有压力控制膨胀罐的混合工质一次节流制冷系统的启动特性。

综合现有研究，国内外学者对应用于混合工质一次节流制冷系统中的高 *GWP* 制冷剂的替代问题，主要进行了理论层面的探讨，而试验研究相对欠缺。鉴于此，本研究以采用混合工质一次节流制冷系统的超低温冷柜作为研究对象，旨在开发能够实现 -86 ℃超低温环境的环保型纯碳氢混合制冷剂。此外，本文还对制冷系统的部件进行改进，以期进一步提升超低温冷柜能效。

1 试验系统

为了分析低 *GWP* 的碳氢混合制冷剂作为替代工质在低温节流制冷系统中的性能，采用一台内容积 568 L 的立式冷柜作为试验箱体，搭建的试验样机如图 1 所示。试验样机采用环戊烷作为发泡剂，形成厚度 90 mm 的保温发泡层，并内置厚度 25 mm 的真空隔热板以增强绝热性能，箱门采用双层密封设计，内部空间由不锈钢隔板划分成 4 个均匀的小间室。



图 1 试验样机

Fig.1 Test prototype diagram

试验样机配备了 2 套独立运行的混合工质一次节流制冷系统。鉴于同时启动 2 套系统可能会引起电流和功率的瞬时峰值，增加电气安全风险，因此，采取了分时启动的措施，2 套制冷系统之间设定了 1 min 的启动间隔时间。混合工质一次节

流制冷系统示意图如图 2 所示。其结构简单，包含五大关键部件：压缩机、冷凝器、蒸发器、回热器、毛细管，各个部件规格如表 1 所示。

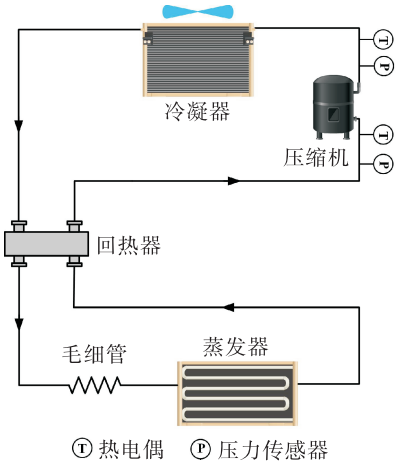


图 2 试验系统示意

Fig.2 Schematic diagram of test system

表 1 系统部件规格

Tab.1 Specifications of system components

部件	规格
压缩机	往复活塞式，定频，气缸容积 20.95 cm^3
冷凝器	风冷翅片管式换热器，长度 550 mm，宽度 201 mm，高度 153 mm
蒸发器	布置在箱体不锈钢内壁与保温层之间的蛇形盘管，铜管长度 24.3 m，外径 8.5 mm
回热器	盘型并焊式换热器，2 个盘管长度均为 15 m，外径分别为 9.52，6 mm
毛细管	长度（L_{cap}）2 250 mm，外径 3 mm，内径（$D_{in,cap}$）1.4 mm

目前，超低温冷柜市场已有采用混合工质一次节流制冷系统的超低温冷柜产品，其采用非共沸混合制冷剂为 R600a/R23/R14/R50，能够实现 –86 ℃的超低温制冷效果。然而，R600a/R23/R14/R50 中包含的氟化物制冷剂 R23 和 R14 具有较高的 *GWP*，分别为 14 800 和 7 390，如表 2 所示。面对日益严格的环保法规，制冷行业正积极寻求环保型制冷剂的替代方案。本研究选用了 *GWP* 值低于 20 的天然碳氢制冷剂，以替代氟化物制冷剂。所研究的替代 R600a/R23/R14/R50 的混合物包括 R600a/R170/R1150 和 R601a/R290/R1150。表 2 列出试验用混合制冷剂各个组元的标准沸点（Normal Boiling Point，NBP）、临界温度（T_{cr}）、临界压力（P_{cr}）、臭氧消耗潜能值（Ozone Depletion Potential，ODP）和 GWP_{100}。

表 2 制冷剂参数

Tab.2 Properties of refrigerants

制冷剂	*NBP*/℃	T_{cr}/℃	P_{cr}/kPa	*ODP*	GWP_{100}
R23	–82.0	26.1	4 832	0	14 800
R14	–128.1	–45.6	3 750	0	7 390
R601a	27.8	187.2	3 378	0	~20
R600a	–11.8	134.7	3 629	0	~20
R290	–42.1	96.7	4 251	0	~20
R170	–88.6	32.2	4 872	0	~20
R1150	–103.8	9.2	5 042	0	~20
R50	–161.5	–82.6	4 599	0	25

本文所有试验均在标准的电冰箱性能实验室进行，依据 GB/T 20154—2014《低温保存箱》进行测试。试验测试了系统功率、压缩机吸排气口的温度及压力，以及间室温度。该间室温度为特性点温度。根据 GB/T 20154–2014，对于直立式低温箱，当箱内空间被分隔为偶数时，特性点位置为自上向下第（间室数 /2+1）个间室几何中心点。因此，本文采用箱体的特性点温度为从上至下第 3 个小间室的几何中心点温度。此外，根据 GB/T 20154—2014，–86 ℃低温箱的设定温度为 –81 ℃。所有测试数据通过集成数据采集系统 TOPPIE TP700 记录，采集间隔设定为 5 s。表 3 列出了测量仪器的精度和测量范围。此外，值得注意的是，非共沸混合工质应按照制冷剂罐压力从低到高的顺序进行充注，避免系统中的制冷剂倒流进制冷剂罐。另外，由于混合制冷剂的初始分布对系统性能有显著影响，试验要求系统在每次启动前，在固定环境温度下静置超过 8 h，以确保试验数据稳定可靠。

表 3 测量仪器规格

Tab.3 Specifications of measuring instruments

参数	测量仪器	精度	测量范围
温度	T 型热电偶	±0.5 ℃	–200~350 ℃
压力	压力传感器	±0.1%	0~500 kPa，0~5 000 kPa
功率	功率计	±0.25%	0~5 000 W
充注量	电子秤	±0.1 g	0~15 kg

2 试验结果与分析

本研究对比了含氟化物混合制冷剂与潜在替代制冷剂的性能，旨在寻求一种能够实现 –86 ℃以下的制冷温度，且能耗有所降低和压缩机排气温度下降的替代制冷剂。为此，重点关注不同制冷剂在环境温度（T_{envi}）32 ℃下的降温性能，以及在环境温度 25 ℃下启动 – 停机周期性交替间歇

运行时的系统能耗表现。间歇运行时，间室温度设置为 −81±2 ℃。

间歇运行过程中，制冷系统的开机率 R_{on} 为：

$$R_{on}=\tau_{on}/\left(\tau_{on}+\tau_{off}\right) \tag{1}$$

式中，τ_{on}为间歇运行过程中压缩机启动时长，s；τ_{off}为间歇运行过程中压缩机停机时长，s。

制冷系统的日平均能耗 EC_{day}，可以采用下式进行计算：

$$EC_{day}=\frac{0.024}{\tau_{on}+\tau_{off}}\int_0^{\tau_{on}+\tau_{off}}\dot{W}_{sys}\mathrm{d}\tau \tag{2}$$

式中，$\dot{W}_{sys}$为间歇运行过程中的系统功率，W。

2.1 含氟化物混合制冷剂

首先对含氟化物混合制冷剂 R600a/R23/R14/R50 在混合工质一次节流制冷系统中的性能进行了测试，R600a/R23/R14/R50 的充注量为 290 g/115 g/80 g/8 g，此时压缩机采用的定频压缩机、毛细管尺寸如表 1 所示。图 3、图 4 分别示出环境温度 32 ℃下，采用 R600a/R23/R14/R50 的降温曲线和压缩机吸排气温度曲线。

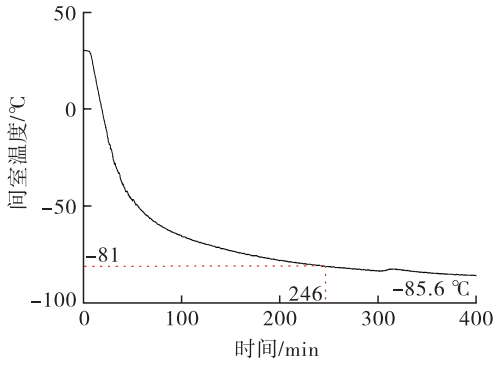


图 3 环境温度 32 ℃下采用 R600a/R23/R14/R50 的降温曲线

Fig.3 Cooling curve with R600a/R23/R14/R50 at 32 ℃

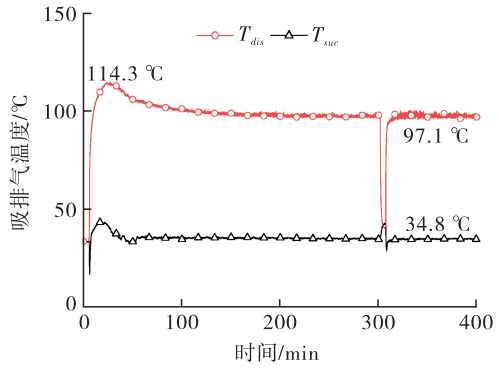


图 4 环境温度 32 ℃下采用 R600a/R23/R14/R50 时的降温过程吸排气温度曲线

Fig.4 Inspiratory and exhaust temperature curves of cooling process using R600a/R23/R14/R50 at 32 ℃

值得注意的是，为了防止压缩机长时间连续运行导致压缩机寿命缩短，在降温过程中，设置实验台每 5 h 强制停机 10 min，因此，在 300~310 min 之间间室温度有所回升，压缩机吸气温度升高、排气温度降低。

从图 3 可以看出，在环境温度 32 ℃下，采用 R600a/R23/R14/R50 时，间室温度能够降至 −85.6 ℃，间室温度降至 −81 ℃所需时间为 246 min。

从图 4 可以看出，系统启动后，首先，吸气温度迅速下降；然后，吸气温度和排气温度逐渐升高；最后，吸排气温度均逐渐降低，直至趋于稳定。在环境温度 32 ℃下，降温过程中排气温度最高可达 114.3 ℃；系统降温运行至稳定状态后，排气温度为 97.1 ℃左右，吸气温度为 34.8 ℃左右。

图 5 示出环境温度 25 ℃下，系统间歇运行过程中采用 R600a/R23/R14/R50 的系统功率曲线。系统功率包括压缩机功率、冷凝器风机功率及控制面板功率，其中，测试出冷凝器风机功率为 100 W 左右，控制面板功率为 2 W 左右。可以看出，采用 R600a/R23/R14/R50 时，单个启动 − 停机完整周期时间为 40.6 min 左右，开机率为 40.4%，系统日耗电量为 14.9 kW·h。

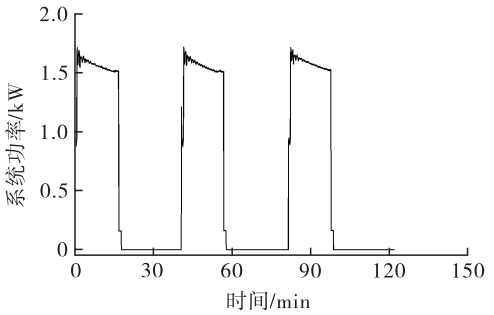


图 5 环境温度 25 ℃下采用 R600a/R23/R14/R50 时的间歇运行系统功率曲线

Fig.5 System power curve with R600a/R23/R14/R50 at 25 ℃

2.2 替代制冷剂碳氢混合物

由于 R600a 制冷剂在家用冰箱中已经被广泛应用，为了获取 −86 ℃以下的超低温，低沸点组元的标准沸点需比 −86 ℃低，而 R50 的危险性过大，因此标准沸点为 −103.8 ℃的 R1150 是必需的。此外，R170 的标准沸点与 R23 接近，因此，首先对替代碳氢混合物 R600a/R170/R1150 进行了研究。表 4 列出在环境温度 25 ℃下，采用不同 R600a/R170/R1150 充注量时，系统降温运行至稳定状态后的性能，包括间室温度 T_{fr} 和吸排气压力 P_{suc}，P_{dis}，以及排气温度 T_{dis}。可以看出，当 R600a/

R170/R1150 中的 R600a 和 R170 的充注量分别固定为 150 g 和 30 g 时，随着 R1150 的充注量从 20 g 逐渐增加至 50 g，稳定后可达到的间室温度（T_{fr}）从 –58.6 ℃降低至 –61.6 ℃；当 R1150 的充注量继续增加到 100 g 后，间室温度又升高至 –58.8 ℃。此外，随着 R1150 充注量的增加，压缩机吸排气压力均升高，但压比降低，因此，压缩机排气温度降低。

同时，从表 4 中还可以看出，在环境温度 25 ℃下，R600a/R170/R1150 应用于混合工质一次节流制冷系统只能实现 –60 ℃左右的制冷温度，因此无法在环境温度 32 ℃下实现 –86 ℃以下制冷温度。在试验过程中还发现，当 R1150 充注量过多时，会出现系统启动压力过高而触发压缩机高压保护的情况。BAI 等[20]的试验研究表明，采用 R600a/R1150 时，R1150 的充注比例过高可能会导致启动阶段压缩机故障，因此引入了压力控制膨胀罐，调节压缩机排气压力。

表 4　采用 R600a/R170/R1150 时的系统性能

Tab.4　System performance using R600a/R170/R1150

充注量 /g	T_{fr} /℃	P_{dis} /kPa	P_{suc} /kPa	T_{dis} /℃
150/30/20	–58.6	725.3	162.9	90.7
150/30/30	–60.3	766.9	184.8	90.8
150/30/50	–61.6	825.3	232.1	89.8
150/30/100	–58.8	967.3	361.3	86.0

为了避免启动压力过高损坏压缩机，采用更高沸点的碳氢工质 R601a 替代 R600a，对 R601a/R290/R1150 进行了深入研究。表 5 列出在环境温度 25 ℃下，R601a/R290/R1150 的总充注量固定为 300 g，各组元的充注比例变化时系统降温运行至稳定状态后的性能。

表 5　采用 R601a/R290/R1150 时的系统性能

Tab.5　System performance using R601a/R290/R1150

方案	充注量 /g	T_{fr} /℃	P_{dis} /kPa	P_{suc} /kPa	T_{dis} /℃	r_{pc}
1	180/45/75	–73.8	474.7	188.4	74.0	2.52
2	180/60/60	–73.9	412.4	165.5	70.0	2.55
3	180/75/45	–69.8	369.0	151.2	69.2	2.44
4	165/60/75	–70.6	501.7	206.4	73.7	2.43
5	195/60/45	–70.9	377.2	148.8	69.8	2.53
6	165/75/60	–69.3	444.8	185.0	73.8	2.40
7	195/45/60	–73.9	430.9	165.4	70.9	2.61

对比方案 1~3，可以发现，当 R601a 的充注量固定为 180 g 时，随着 R290 充注量从 45 g 增加到 60 g，R1150 充注量从 75 g 减小到 60 g，达到的间室温度基本相同；但当 R290 充注量继续增加至 75 g，R1150 充注量减少至 45 g 后，间室温度降低了 4 ℃。此外，随着 R290 充注比例的增大和 R1150 充注比例的减小，系统运行稳定后的压缩机吸排气压力均降低，压比减小，排气温度降低。

对比表 5 中方案 4，2，5，可以发现，当 R290 的充注量固定为 60 g 时，随着 R601a 充注量的增加及 R1150 充注量的减少，可达到的间室温度先降低、后升高，当 R601a/R290/R1150 充注量为 180 g/60 g/60 g 时间室温度最低，为 –73.9 ℃；系统压力和排气温度逐渐降低。

对比表 5 中方案 6，2，7，可以发现，当 R1150 的充注量固定为 60 g，R601a 的充注量从 165 g 增加到 180 g，R290 的充注量从 75 g 减少到 60 g 时，间室温度降低了 4.6 ℃；当 R601a 的充注量继续增加到 195 g，R290 充注量继续减少到 45 g，间室温度几乎不变。当 R1150 的充注比例固定时，R601a 和 R290 的充注比例对系统压力影响较小。

从表 5 还可以看出，当环境温度为 25 ℃时，在 R601a/R290/R1150 的不同充注比例下，间室温度可达到 –70 ℃左右，与 R600a/R170/R1150 相比降低了 10 ℃左右。此外，系统运行至稳定后，压比 r_{pc} 均在 3 以下，排气温度也比较低，均在 75 ℃以下。为了进一步降低间室温度至 –86 ℃以下，需要尝试对系统部件进行改进，以进一步降低蒸发压力和蒸发温度。

2.3　系统部件改进

为了降低蒸发压力，首先将大流量毛细管（长度 2 250 mm，外径 3 mm，内径 1.4 mm）更换为小流量毛细管（长度 2 750 mm，外径 1.8 mm，内径 0.7 mm），对采用 R601a/R290/R1150 时的系统性能进行测试。当采用小流量毛细管后，制冷剂总充注量需要相应增加，R601a/R290/R1150 的充注量增加至 240 g/80 g/80 g。图 6~9 示出采用原定频压缩机及小流量毛细管时的系统性能测试结果，其中，图 6~8 中降温过程的环境温度为 32 ℃，图 9 中间歇运行过程的环境温度为 25 ℃。

如图 6 所示，当采用小流量毛细管后，在环境温度 32 ℃下，间室温度能够降至 –84.5 ℃，然而降温速率变慢，间室温度降至 –81 ℃所需时间为 492 min，是采用含氟化物混合制冷剂 R600a/R23/R14/R50 时降温时间的 2 倍。这是因为小流量毛细管的采用大幅度降低了蒸发压力，从而降低了

蒸发温度，但小流量毛细管的采用导致制冷剂流量变小，制冷量变小，因此降温速率变缓。

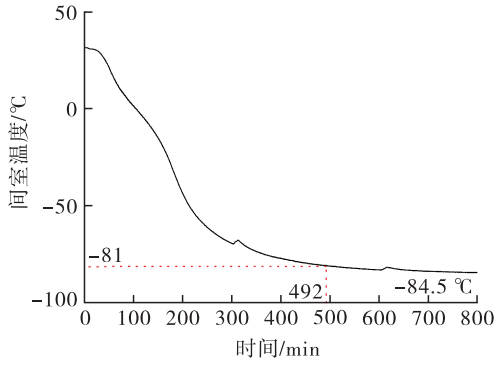


图 6 环境温度 32 ℃下采用小流量毛细管的降温曲线

Fig.6 Cooling curve with a small-flow capillary tube at 32 ℃

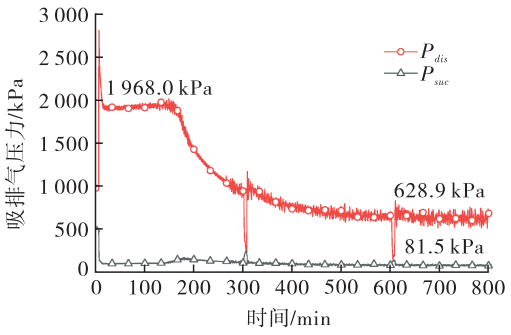


图 7 环境温度 32 ℃下采用小流量毛细管时的降温过程吸排气压力曲线

Fig.7 Inspiratory and exhaust pressure curves of cooling process with a small-flow capillary tube at 32 ℃

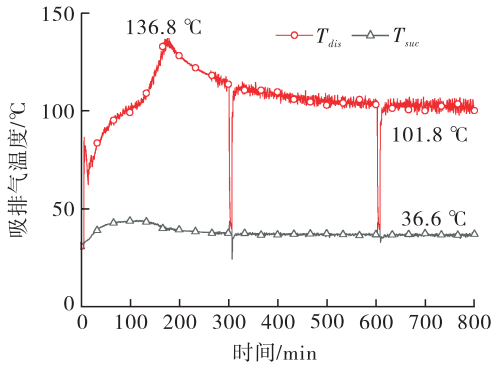


图 8 环境温度 32 ℃下采用小流量毛细管时的降温过程吸排气温度曲线

Fig.8 Inspiratory and exhaust temperature curves of cooling process with a small-flow capillary tube at 32℃

图 7 示出在环境温度 32 ℃下，采用小流量毛细管后，系统降温过程中的吸排气压力变化情况。可以看出，系统启动后，制冷剂迅速从低压侧转移到高压侧，压缩机排气压力迅速升高，吸气压力迅速降低；之后，排气压力维持在一个较高压力水平 1 968.0 kPa，该时间段长达 150 min 以上，在此期间吸气压力缓慢升高。这是因为在降温过程前期，整个系统处于较高温度，系统内工质绝大部分为气相，气相工质通过毛细管的能力弱，小流量毛细管的采用导致系统中制冷剂无法快速冷凝下来。当毛细管进口处制冷剂完全冷凝后，制冷剂通过毛细管的流量增大，排气压力迅速下降，吸气压力迅速升高，结合图 6 可以看出，在此阶段间室降温速率明显加快。最终，随着间室温度逐步降低至稳态，吸排气压力逐渐降低至稳定状态。达到稳态时的排气压力为 628.9 kPa，吸气压力为 81.5 kPa，压缩机压比为 7.7。

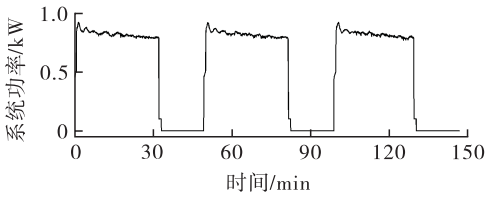


图 9 环境温度 25 ℃下采用小流量毛细管时的间歇运行过程系统功率曲线

Fig.9 System power curve of on-off operation process with a small-flow capillary tube at 25 ℃

图 8 示出在环境温度 32 ℃下，采用小流量毛细管后，系统降温过程中的吸排气温度变化情况。对照图 7 可以看出，当压缩机排气压力维持在较高压力水平的时间段内，排气温度逐渐升高，最高排气温度达 136.8 ℃，长期运行会严重危害润滑油性质及压缩机的工作寿命。当系统运行至稳态后，排气温度为 101.8 ℃，吸气温度为 36.6 ℃。

图 9 示出在环境温度 25 ℃下间歇运行时，采用小流量毛细管后的系统功率曲线。可以看出，单个启动 – 停机完整周期时间为 48.9 min 左右，开机率为 64.7%，系统日耗电量为 12.6 kW·h。与采用 R600a/R23/R14/R50 相比，启动期间系统功率明显降低，但制冷量的减小导致开机率增大了 60.1%，最终耗电量降低了 15.4%。

由上述分析可以看出，当采用小流量毛细管后，采用 R601a/R290/R1150 时的间室温度能降至 −81 ℃以下，且与 R600a/R23/R14/R50 相比耗电量大幅度降低，但降温速率变慢，压缩机排气温度较高。考虑到原压缩机适用的制冷剂包括 R404A，R452A，R507，可能不适用于碳氢制冷剂。为了进一步降低压缩机排气温度，更换了一款适

用于碳氢工质 R290 的变频压缩机，该压缩机气缸容积为 17.70 cm^3。图 10~13 示出采用小流量毛细管及该变频压缩机，且压缩机转速为 4 000 r/min 时的系统性能测试结果。

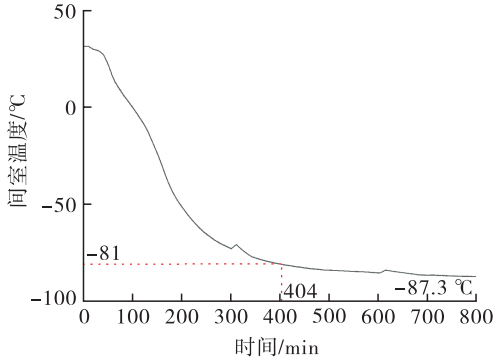


图 10　环境温度 32 ℃下采用转速 4 000 r/min 的 R290 变频压缩机时的降温曲线

Fig.10　Cooling curve of a R290 compressor at 4 000 r/min under 32 ℃

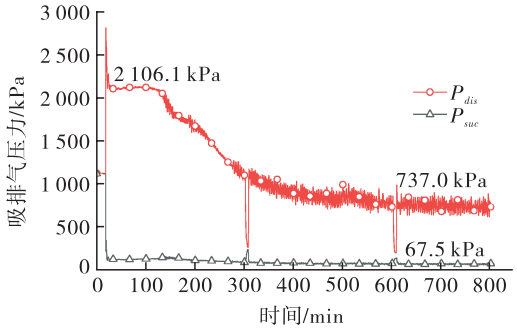


图 11　环境温度 32 ℃下采用转速 4 000 r/min 的 R290 变频压缩机时的降温过程吸排气压力曲线

Fig.11　Inspiratory and exhaust pressure curves of cooling process using a R290 compressor at 4 000 r/min under 32 ℃

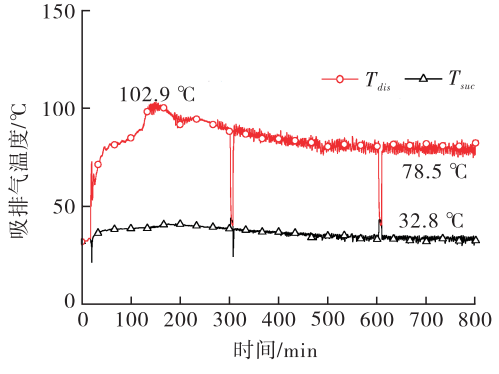


图 12　环境温度 32 ℃下采用转速 4 000 r/min 的 R290 变频压缩机时的降温过程吸排气温度曲线

Fig.12　Inspiratory and exhaust temperature curves of cooling process using a R290 compressor at 4 000 r/min under 32 ℃

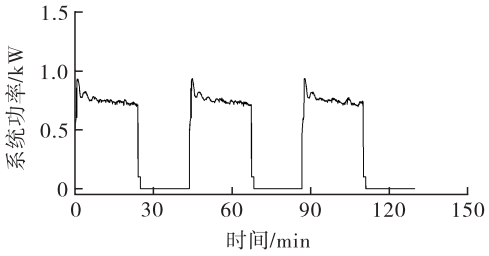


图 13　环境温度 25 ℃下采用转速 4 000 r/min 的 R290 变频压缩机时的间歇运行过程系统功率曲线

Fig.13　System power curve of on-off operation process using a R290 compressor at 4 000 r/min under 25 ℃

如图 10 所示，当采用适用于 R290 的变频压缩机后，间室温度能够进一步降低至 –87.3 ℃，间室温度降至 –81 ℃的时间缩短为 404 min。

如图 11 所示，当系统运行至稳态后，排气压力为 737.0 kPa，吸气压力降至 67.5 kPa，此时压缩机压比为 10.9。与采用原定额压缩机时相比，采用 R290 变频压缩机时的压比升高了 41.6%。但如图 12 所示，压缩机排气温度大幅降低，在环境温度 32 ℃下的降温过程中，最高排气温度为 102.9 ℃，系统运行至稳态后，压缩机排气温度为 78.5 ℃。这是因为采用 R290 变频压缩机后，压缩机效率更高，且制冷剂与润滑油的溶解性更好。

图 13 示出更换 R290 变频压缩机后，环境温度 25 ℃下间歇运行过程的系统功率曲线。更换压缩机后，单个启动 – 停机完整周期时间缩短至 43.2 min，开机率缩短至 54.9%，系统日耗电量降至 10.0 kW·h。与采用 R600a/R23/R14/R50 相比，耗电量降低了 32.9%，开机率增大了 35.9%。

由上述分析可以看出，当采用 R601a/R290/R1150 作为制冷剂时，对系统部件毛细管和压缩机进行改进后，与采用 R600a/R23/R14/R50 相比，冷柜耗电量得到明显降低（降低了 32.9%），然而降温时间大大增长（增长了 64.2%），表明制冷量大大减小。进一步增大压缩机转速，可以增加单位时间内制冷剂的输气量，从而提高制冷量，但压缩机功率也会上升。此外，还可以适当地增加制冷剂充注量以提高制冷量，但过量的制冷剂可能导致冷凝压力升高，甚至可能导致压缩机过载。

为了进一步缩短降温时间，将压缩机转速从 4 000 r/min 调整至 4 500 r/min，同时将制冷剂 R601a/R290/R1150 的充注量从 240 g/80 g/80 g 增加至 270 g/90 g/90 g，从而增大制冷剂流量及制冷量。如图 14 所示，当压缩机转速与制冷剂充注量

同步增大后，间室温度降至 –81 ℃的时间缩短至 298 min。与采用 R600a/R23/R14/R50 相比，降温时间增长了 21.1%。

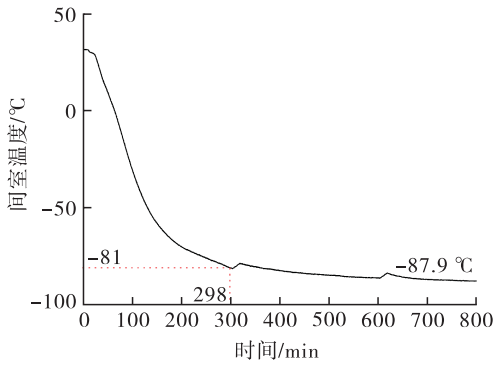


图 14 环境温度 32 ℃下采用转速 4 500 r/min 的 R290 变频压缩机时的降温曲线

Fig.14 Cooling curve of a R290 compressor at 4 500 r/min under 32 ℃

此外，如图 15 所示，压缩机转速与制冷剂充注量同步增大后，流量的增加导致间歇运行时压缩机启动期间功率增大，系统日耗电量增加至 10.6 kW·h，但制冷量的同步增大，导致开机率降低至 51.4%。但与采用 R600a/R23/R14/R50 相比，耗电量仍降低了 28.9%。

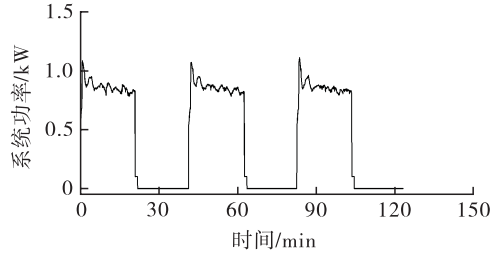


图 15 环境温度 25 ℃下采用转速 4 500 r/min 的 R290 变频压缩机时的间歇运行过程系统功率曲线

Fig.15 System power curve of on-off operation process using a R290 compressor at 4 500 r/min under 25 ℃

在研究加快制冷系统降温速率的方法时，除了增大压缩机转速和制冷剂充注量外，还可以考虑对蒸发器进行改进，采用扁管替换传统的圆管，采用扁管可以显著提高蒸发器的换热效率。在未来的试验研究中，可以进一步评估扁管蒸发器的性能，并与传统圆管蒸发器进行比较分析，以确定其在实际应用中的可行性和优势。

3 结论

（1）在压缩机系统部件不做任何改动的前提下，采用 R600a/R170/R1150 时只能实现 –60 ℃左右的制冷温度，采用 R601a/R290/R1150 时可以实现 –70 ℃左右的制冷温度。

（2）更换小流量毛细管后，充注量为 240 g/80 g/80 g 的 R601a/R290/R1150 可以达到 –84.5 ℃的间室温度，且与含氟化物混合制冷剂 R600a/R23/R14/R50 相比，耗电量降低了 15.4%，但降温至 –81 ℃的时间延长了 1 倍，此外排气温度过高，最高排气温度高达 136.8 ℃。

（3）更换适用于 R290 的变频压缩机后，将压缩机转速控制为 4 000 r/min，采用 R601a/R290/R1150 时的系统性能进一步得到提升。间室温度可降低至 –87.3 ℃，且压缩机最高排气温度降低至 102.9 ℃。与含氟化物混合制冷剂 R600a/R23/R14/R50 相比，耗电量降低了 32.9%，但降温至 –81 ℃的时间增长了 64.2%。将压缩机转速调高至 4 500 r/min 并增加制冷剂充注量后，与采用 R600a/R23/R14/R50 相比，耗电量降低了 28.9%，降温至 –81 ℃的时间增长了 21.1%。

本试验虽然在采用碳氢混合工质替代传统含氟化物混合制冷剂方面取得了一定的成果，但还存在一些局限性和改进空间，将在后续研究中进行深入探讨：探索更高效的蒸发器结构，以提高热交换效率，并进一步加快降温速率；研究不同的回热器配置，以提高系统的整体性能和能效；对制冷剂组分在系统中的迁移行为进行深入分析等。

参考文献：

[1] SANTOS A F, GASPAR P D, de SOUZA H J L. Refrigeration of COVID-19 vaccines: Ideal storage characteristics, energy efficiency and environmental impacts of various vaccine options[J]. Energies, 2021, 14(7): 1849.

[2] SONG Y L, WANG H D, CAO F. Principal effective factors on the dynamic pull-down performance of a zeotropic mixture based ultra-low temperature freezer[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 183: 116070.

[3] 宗萌，刘利，杨启超，等. 复叠制冷系统技术进展[J]. 流体机械，2023，51(1)：64 – 72.
ZONG M, LIU L, YANG Q C, et al. Technical progress of cascade refrigeration system[J]. Fluid Machinery, 2023, 51(1): 64 – 72.

[4] LI D W, BAI T, YU J L. Thermodynamic performance optimization and analysis of an auto-cascade refrigeration cycle with vapor injection for ultra-low temperature

freezer[J].International Journal of Refrigeration,2023,145:425 – 435.

[5] BAI T,LI D W,XIE H X,et al.Experimental research on a Joule-Thomson refrigeration cycle with mixture R170/R290 for –60 ℃ low-temperature freezer[J].Applied Thermal Engineering,2020,186:116476.

[6] 余文辉,张安阔,熊超,等.–86 ℃低温冰箱用斯特林制冷机的试验研究[J].流体机械,2022,50(12):1 – 6.
YU W H,ZHANG A K,XIONG C,et al. Experimental study of Stirling cryocooler for –86 ℃ low temperature freezer[J].Fluid Machinery,2022,50(12):1 – 6.

[7] 黄千卫,刘妮,由龙涛.混合工质林德节流制冷技术的发展分析[J].化工进展,2014,33(9):2260 – 2265.
HUANG Q W,LIU N,YOU L T.Development analysis of the mixed working fluids Linde refrigeration technology[J].Chemical Industry and Engineering Progress,2014,33(9):2260 – 2265.

[8] LEE J,HWANG G,JEONG S,et al.Design of high efficiency mixed refrigerant Joule-Thomson refrigerator for cooling HTS cable[J].Cryogenics,2011,51(7):408 – 414.

[9] MOTA-BABILONI A,MASTANI JOYBARI M,NAVARRO-ESBRÍ J,et al.Ultralow-temperature refrigeration systems:Configurations and refrigerants to reduce the environmental impact[J].International Journal of Refrigeration,2020,111:147 – 158.

[10] CHEN M Q,YANG Q C,SHI B L,et al.Performance comparison of ultra-low temperature cascade refrigeration cycles using R717/R170,R717/R41 and R717/R1150 to replace R404A/R23[J].Thermal Science and Engineering Progress,2023,44:102048.

[11] 黄志华.制冷剂的可持续发展与未来[J].冷藏技术,2020,43(4):1 – 5.
HUANG Z H.Sustainable development and future of refrigerants[J].Journal of Refrigeration Technology,2020,43(4):1 – 5.

[12] 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.
SHI L,AN Q S. Low GWP refrigerants options and countermeasures discussion after the entry into force of Kigali Amendment[J].Refrigeration and Air-conditioning,2019,19(9):50 – 58.

[13] HARBY K.Hydrocarbons and their mixtures as alternatives to environmental unfriendly halogenated refrigerants:An updated overview[J].Renewable and Sustainable Energy Reviews,2017,73:1247 – 1264.

[14] BOLAJI B,HUAN Z. Ozone depletion and global warming:Case for the use of natural refrigerant—A review[J].Renewable and Sustainable Energy Reviews,2013,18:49 – 54.

[15] 陈小砖,孟雪峰,王攀,等.R1234yf 电动汽车空调系统制冷性能的试验研究[J].流体机械,2023,51(7):9 – 16.
CHEN X Z,MENG X F,WANG P,et al.Experimental study on refrigeration performance of R1234yf air conditioning system for electric vehicles[J].Fluid Machinery,2023,51(7):9 – 16

[16] 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.

[17] WANG Q,CUI K,SUN T F,et al.Performance of a single-stage Linde-Hampson refrigerator operating with binary refrigerants at the temperature level of –60 ℃[J].Journal of Zhejiang University SCIENCE A,2010,11(2):115 – 127.

[18] YU M Q,LIU Y,YU J L.Energy and exergy performance evaluation of an ejector enhanced Joule-Thomson cycle with binary mixtures[J].Thermal Science and Engineering Progress,2023,37:101622.

[19] 刘昊东.混合工质一次节流制冷循环工质配比优化及试验研究[D].天津:天津商业大学,2019.
LIU H D.Composition optimization and experimental study on single-stage refrigeration cycle using mixed refrigerant[D].Tianjin:Tianjin University of Commerce,2019.

[20] BAI T,XIE H X,LI D W,et al.Experimental investigation on the start-up behaviors of a Joule—Thomson refrigeration system with pressure control[J].Applied Thermal Engineering,2022,215:118953.

作者简介:刘嘉瑞(1996),女,博士研究生,研究方向为混合工质低温节流制冷,E – mail:ljr128@stu.xjtu.edu.cn。

通信作者:鱼剑琳(1963),男,教授,研究方向为制冷与空调节能新技术及热泵技术等,通信地址:710049 陕西省西安市碑林区咸宁西路 28 号西安交通大学能源与动力工程学院,E – mail:yujl@mail.xjtu.edu.cn。

本文引用格式:
刘嘉瑞,鱼剑琳,晏刚.–86 ℃超低温医疗冷柜碳氢混合工质替代试验研究[J].流体机械,2025,53(1):1 – 9.
LIU J R,YU J L,YAN G.Experimental evaluation of hydrocarbon mixtures as alternatives in a –86 ℃ ultra-low temperature medical freezer[J].Fluid Machinery,2025,53(1):1 – 9.