

研究论文

DOI: 10.11949/0438-1157.

单机双级压缩技术提升 R454B 空气源热泵低温制热性能的研究

旷文琦^{1,2}, 陈旗¹, 熊通¹, 晏刚¹, 刘洋², 翟元彬^{1,2}, 赵文钊³, 刘群波²(¹ 西安交通大学能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049; ² 广东美的制冷设备有限公司, 广东 佛山 528000; ³ 广东美芝制冷设备有限公司, 广东 佛山 528000)

摘要: 针对空气源热泵在低温环境下制热性能衰减与运行可靠性降低的问题, 提出一种基于单机双级滚动转子压缩机与两相喷射控制的 R454B 低温热泵系统。通过理论分析与实验研究, 在-30℃至 8.3℃的宽温区内, 对比测试了容积比为 0.6 与 0.7 的双级压缩方案, 并系统优化了补气控制策略。结果表明: 容积比 0.7 的系统在全工况范围内综合表现更优, 在超低温工况下 COP 与 0.6 方案接近且排气温度更低、运行频率更低, 综合可靠性更好; 对比单相补气策略, 两相喷射技术在-15℃以下能更有效降低排气温度、提升制热能力, 且存在与工况相关的最优补气量区间; 相比传统单级补气增焓系统, 双级压缩系统在-15℃及-26℃工况下 COP 提升约 5%~8%, 运行频率降低 4~7Hz, 排气温度控制显著改善, 表现出更好的低温适应性、能效与可靠性。研究为寒冷气候下空气源热泵的系统设计与控制策略提供了实验依据与优化方向。

关键词: 低温热泵; 双级压缩; 容积比; R454B; 两相喷射

中图分类号: TM 925.1

文献标志码: A

文章编号: 0438-1157 (XXXX) XX-0001-14

Research on improving low-temperature heating performance of air-source heat pumps using single-unit two-stage compression technology

KUANG Wenqi^{1,2}, CHEN Qi¹, XIONG Tong¹, YAN Gang¹, LIU Yang², ZHAI Yuanbin^{1,2}, ZHAO Wenzhao³, LIU Qunbo²

(¹ School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, Shaanxi, China; ² Guangdong Midea Air-Conditioning Equipment Co., Ltd., Foshan 528000, Guangdong, China; ³ Guangdong Meizhi Compressor Limited, Foshan 528000, Guangdong, China)

Abstract: To address the performance degradation and reduced operational reliability of air-source heat pumps under low-temperature conditions, an R454B low-temperature heat pump system based on a single-unit two-stage rolling-rotor compressor and two-phase injection control is proposed. Through theoretical analysis and experimental research, two-stage compression schemes with volume ratios of 0.6 and 0.7 were comparatively tested over a wide temperature range from -30℃ to 8.3℃, and the vapor-injection control strategy was systematically optimized. The results indicate that the system with a volume ratio of 0.7 exhibits superior comprehensive performance across the full operating range; under extremely low-temperature conditions, its COP is comparable to

收稿日期: 2026-07-09 修回日期: 2026-08-22

通信作者: 陈旗(1990—), 男, 博士, 副教授, qichen@mail.xjtu.edu.cn

第一作者: 旷文琦(1986—), 男, 硕士研究生, 高级工程师, 20974@163.com

基金项目: 国家自然科学基金项目(52006165)

引用本文: 旷文琦, 陈旗, 熊通, 晏刚, 刘洋, 翟元彬, 赵文钊, 刘群波. 单机双级压缩技术提升 R454B 空气源热泵低温制热性能的研究[J]. 化工学报, XXXX, XX(X): 1-14

Citation: KUANG Wenqi, CHEN Qi, XIONG Tong, YAN Gang, LIU Yang, ZHAI Yuanbin, ZHAO Wenzhao, LIU Qunbo. Research on improving low-temperature heating performance of air-source heat pumps using single-unit two-stage compression technology[J]. CIESC Journal, XXXX, XX(X): 1-14

that of the 0.6 scheme, while achieving lower discharge temperature and lower operating frequency, thus demonstrating better overall reliability; compared with the single-phase injection strategy, the two-phase injection technique more effectively reduces discharge temperature and enhances heating capacity below -15°C , with an optimal injection mass flow range that varies with operating conditions. Compared with the conventional single-stage vapor-injection enthalpy-enhancement system, the two-stage compression system achieves a COP improvement of approximately 5%–8% at -15°C and -26°C , reduces operating frequency by 4–7Hz and substantially improves discharge temperature control, demonstrating better low-temperature adaptability, energy efficiency, and reliability. This study provides experimental evidence and optimization directions for the system design and control strategy of air-source heat pumps in cold climates.

Keywords: low-temperature heat pump; two-stage compression; volume ratio; R454B; two-phase injection

引 言

在全球气候变化与环境保护的背景下,清洁制热技术的需求日益迫切。传统燃煤、燃气等制热方式因碳排放高、对环境负面影响大而逐渐被淘汰^[1]。热泵技术作为一种高效环保的制热途径,能够利用空气、水或地热等可再生能源,显著降低碳排放,因而受到广泛关注^[2]。尤其在低温环境中,空气源热泵展现出广阔的应用前景。随着全球热泵市场的快速增长,寒冷气候区对高性能低温热泵产品的需求持续扩大,各国纷纷出台相关政策推动热泵技术的研发与应用,为产业发展提供了有力支撑^[3–4]。

然而,空气源热泵在低温下普遍存在制热量不足、COP(Coefficient Of Performance)衰减严重等问题^[5],制约了其在大温差、严寒地区的规模化应用。与此同时,国际社会正加速淘汰高GWP(Global Warming Potential)制冷剂,《〈关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔议定书〉基加利修正案》的生效推动了R410A(GWP=2088)等传统工质的替代进程。新型低GWP制冷剂R454B(GWP=466)因其环保优势和与R410A相近的热力性能,被视为极具潜力的替代工质^[6–7]。研究表明,R454B在空调和热泵系统中可实现与R410A相当的能效水平,在部分工况下COP甚至略有提升^[8–9]。然而,现有研究多集中于常温或空调工况,R454B在超低温环境下的制热性能尚需进一步挖掘和优化,这为新型低温热泵系统的开发提供了明确的研究方向。

为提升低温空气源热泵在严寒地区的制热性能与运行可靠性,学者主要从“压缩机本体结构创新”与“系统循环及补气策略优化”两大技术路径开展了深入研究。

在压缩机结构创新方面,核心思路是通过改变

压缩级数、容积比调节以及喷射结构来拓宽低温运行范围。肖彪等^[10–11]研制了三缸双级变容积比压缩机,实现容积比在1.5~3.0之间动态调整,在 -30°C 工况下COP较定容积比机型提升12.41%。Heo等^[12–14]通过数值分析与实验验证,揭示了双转子压缩机的容积比与最优补气比之间的对应关系,据此研制的最优容积比样机在 -15°C 下制热能力和COP分别提升48%和36%。刘琦等^[15]针对单机双级滚动活塞压缩机,通过理论与实验明确了高低压腔容积比与中间补气压力是影响该机性能的关键参数,为设计优化提供了直接依据。上述研究表明,容积比是双级压缩机设计的核心参数,但其最优取值与环境工况强相关,不存在全工况普适的最优容积比,需根据目标应用场景进行针对性设计。在喷射结构改进方面,刘星如等^[16–17]提出了滑板喷射与端面喷射两种新型结构,有效提升了喷射流量与容积效率;Song等^[18]研制了多端口蒸汽喷射涡旋压缩机,在 -30°C 蒸发温度下将COP提升约19%。这些研究从结构层面验证了喷射技术对低温性能的改善效果,但新型结构往往伴随加工难度与成本上升,工程化推广受限。Donghoon等^[19]在涡旋压缩机上引入双蒸汽喷射,制热量和COP较单喷射分别提升8.9%~18.9%和5.8%~9.8%,进一步证实了多级喷射的潜力,但系统复杂度与控制难度同步增加。郭宏等^[20–21]对比了同排量双级压缩与单级补气转子压缩机的低温性能,发现双级结构在 -15°C 以下制热量高4.5%、COP高9.42%,验证了双级压缩的技术优势,但也明确指出其存在机械效率损失和成本较高的问题。总体而言,压缩机结构创新能够从硬件层面提升低温制热能力的上限,但容积比的工况适配性、新型结构的工程化可行性以及效率与成本之间的平衡,仍是制约其广泛应用的关键问题。

在系统循环及补气策略优化方面,研究侧重于通过改进系统架构与控制逻辑来挖掘性能潜能。吴延平等^[22]设计了独立压缩饱和蒸汽循环,通过二级节流回收膨胀功以提升能效。梁星宇等^[23]提出压缩机与喷射器耦合的双级蒸发循环,COP较基础循环提升20.4%,表明喷射器在回收节流损失方面具有显著效果。杨天阳等^[24]针对电动汽车CO₂热泵系统,验证了中间补气技术能有效降低排气温度超过30℃,并大幅提升系统在-20℃环境下的制热性能。在补气喷射方式的选择上,Dongwoo Kim等^[25]系统比较了R410A涡旋压缩机采用两相、液态和气态喷射的性能差异,发现两相喷射在低温区间内COP最高(较无喷射高8~10%),且喷射压力与喷射质量是性能优化的关键参数。除了实验研究,部分学者也致力于建立通用的理论分析框架:Torrella等^[26]和Jiang等^[27]分别提出了针对双级蒸汽压缩制冷系统的通用分析方法,前者仅依赖过冷度和过热度两个参数即可比较不同中间配置的能量性能,后者则建立了一个适用于多种循环结构的通用模型,简化了不同系统配置的理论比较过程,为制冷剂选择与循环构型优化提供了有效的分析工具。阿如娜等^[28]研究了CO₂双级压缩热泵中喷射比与容量比对排气温度和COP的影响规律,发现随着喷射比增大,COP呈先升后降趋势,而排气温度持续下降,为控制策略优化提供了定量依据。上述研究表明,补气喷射的优化核心在于喷射参数(喷射量、干度、压力)与系统工况的匹配。

上述研究在压缩机结构创新与补气喷射策略方面取得了显著进展,为本研究提供了重要的技术参考与理论支撑。然而,针对新型低GWP制冷剂R454B与单机双级滚动转子压缩机耦合应用于超低温环境的运行特性及优化规律,现有研究仍较为有限。由于R454B的热物性参数与传统R410A、R32等制冷剂存在差异,其在单机双级滚动转子压缩机中的压缩过程、级间匹配及系统性能响应机制尚未得到充分揭示。特别是在严寒工况下,容积比作为影响双级压缩性能的关键设计参数,其优化规律与运行工况密切相关;同时,两相喷射技术对补气过程、压缩效率及排气温度调控具有重要作用。然而,针对R454B工质条件下单机双级滚动转子压缩机的容积比优化、两相喷射控制策略及其协同作用机制,尚缺乏系统性的实验研究。因此,揭示R454B工质特性与单机双级滚动转子压缩机结构参数及

运行策略之间的耦合关系,对于实现低GWP制冷剂在超低温领域的高效稳定应用具有重要意义。

为此,本研究以R454B为工质,设计了一套基于单机双级滚动转子压缩机与板式经济器的低温热泵系统,并在户式风管机平台上,于-30℃至8.3℃的宽温区内开展系统性试验研究,本研究旨在揭示采用R454B时,容积比与补气控制对系统低温制热能力、能效及可靠性的具体影响规律,从而为寒冷气候热泵的环保替代技术路线提供关键数据与设计依据。

1 原理介绍

1.1 压缩机结构介绍

本研究设计的单机双级滚动转子式压缩机结构如图1所示,其具有2个压缩腔,在同一腔体内呈上下布置,并具有中间混合腔,用于混合一级压缩之后的排气和中间补气。制冷剂经过一级压缩腔压缩至中间压力,排入中间混合腔,与中间补气进行混合之后再进入二级压缩腔进行二次压缩,成为高温高压气体,最后排出压缩机。

本研究对比测试了双级压缩机和常规补气增焓压缩机在同一热泵系统上的低温制热性能,其中,常规补气增焓压缩机结构如图2所示。其具有2个压缩缸,在同一腔体内呈上下布置。制冷剂同时吸入2个压缩缸,中间补气通过设置在气缸壁上的补气孔口,在压缩过程的中期同时喷入两个压缩缸内,与缸内已压缩至中间压力的制冷剂混合,再一起被压缩成为高温高压气体,最后排出压缩机。与双级压缩机相比,常规补气增焓压缩机没有中间混合腔。

1.2 系统循环介绍

为提高空气源热泵低温制热性能,设计双级压缩补气增焓系统,如图3(a)所示。系统由双级压缩机、冷凝器、蒸发器、四通阀、板式换热器、电子膨胀阀组成,其系统形式为一级节流不完全冷却的双级压缩循环。跟单级压缩相比,双级压缩将一次压缩过程从1→5'分解成1→2和4→5,减小了单个压缩缸的压差,减少了气缸的泄漏量,提高了压缩机的容积效率。系统采用板式换热器对冷凝器出口制冷剂进行过冷,使蒸发器入口状态点由8'变为8,降低了焓值,加大了蒸发器的进出口焓差。同时,过冷支路出口制冷剂3与一级压缩排气2混合之后再

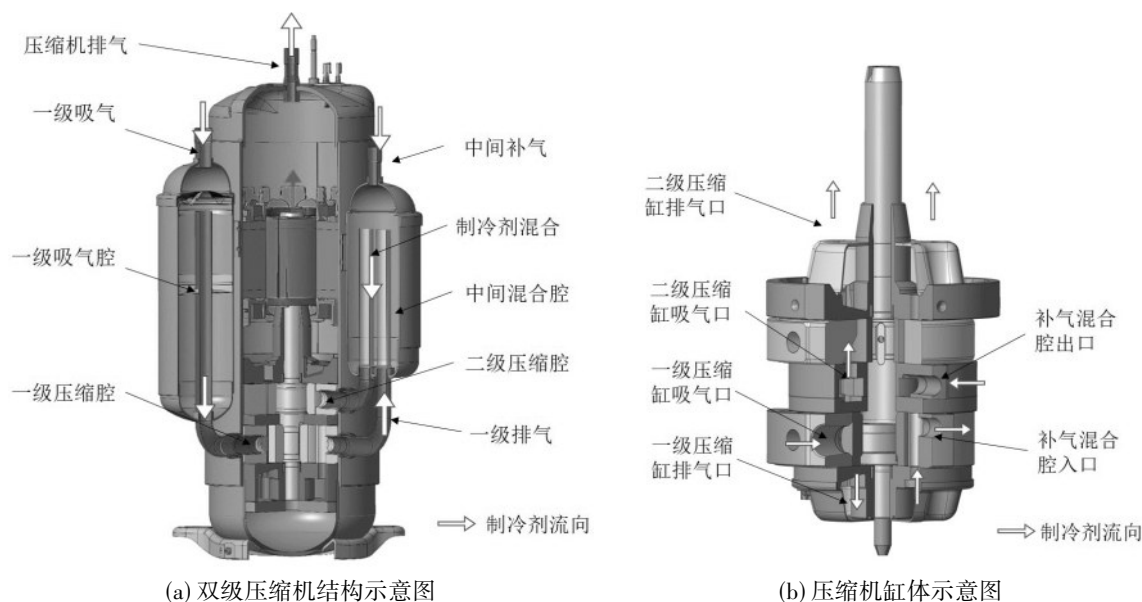


图1 双级压缩机结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the two-stage compressor structure

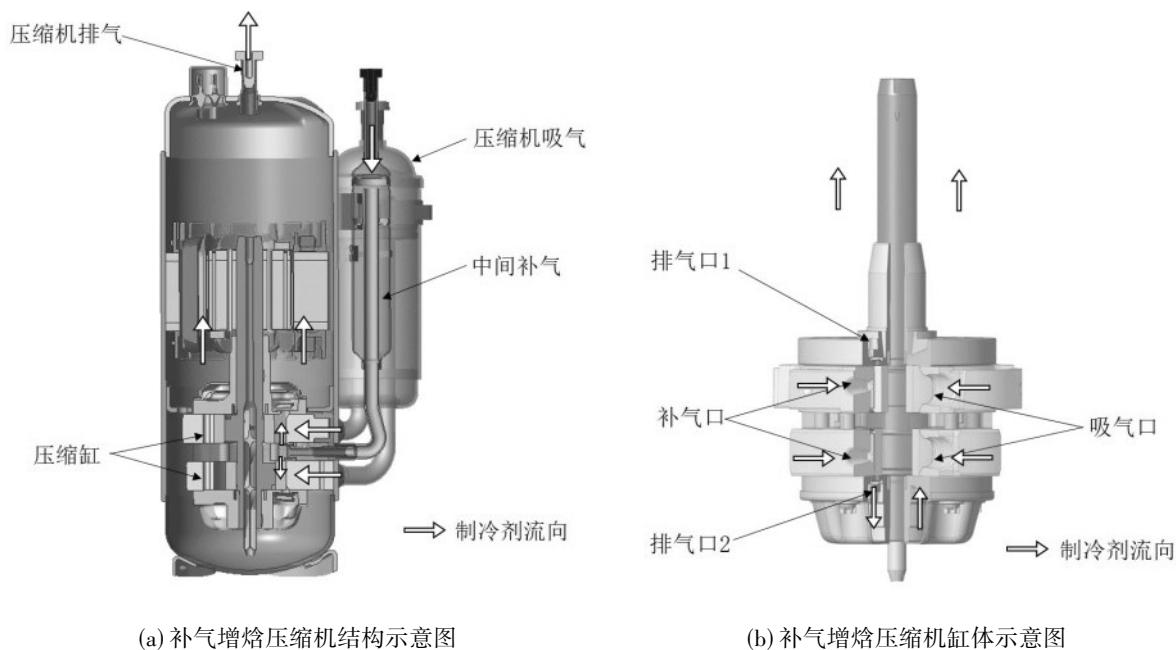


图2 常规补气增焓压缩机结构示意图

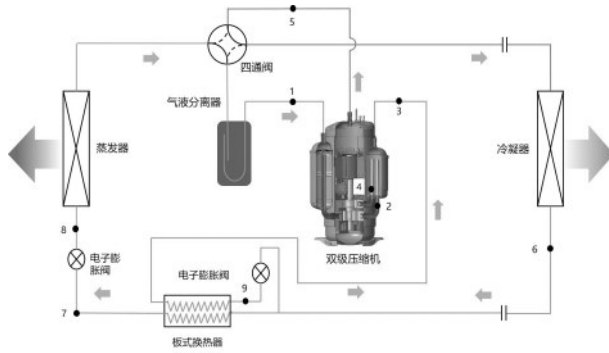
Fig. 2 Schematic diagram of the conventional vapor-injection enthalpy-enhanced compressor structure

进行二级压缩,使压缩机排气温度从状态5'的温度降低至状态5的温度,循环过程见图3(b)。因此,双级压缩循环在性能和可靠性方面均优于单级压缩循环。

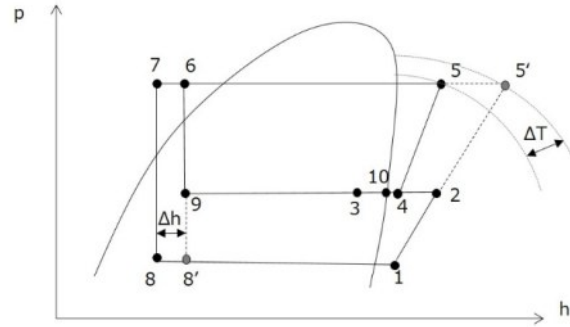
作为对比,本研究所采用的常规补气增焓系统的循环见图3(c),其过程为:蒸发器出口的低压制冷剂(状态1)被同时吸入两个并联的压缩缸。在压缩

过程中,来自经济器的中压补气(状态3')被分别注入两个压缩缸中部,与缸内已被压缩至中间压力的制冷剂混合(状态4'),随后继续被压缩至冷凝压力(状态5')并排出。与双级压缩循环相比,补气增焓循环的补气混合发生在压缩缸内部,无独立的等压混合段,属于准二级压缩范畴。而双级压缩因设有独立的中间混合腔,可实现“压缩→等压混合→再

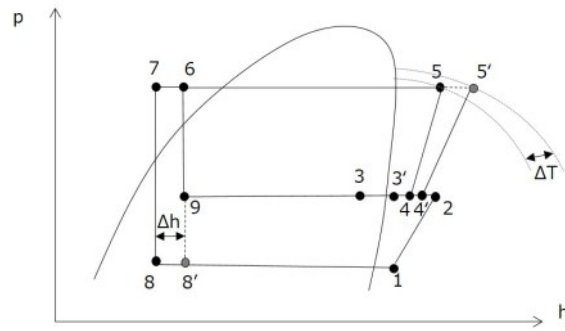
压缩”的三段式过程,并能安全地采用两相喷射,级间冷却效果更优。



(a) 双级压缩系统循环原理图



(b) 双级压缩系统循环压焓图



(c) 双级压缩系统与常规补气增焓系统循环压焓图

图3 双级压缩系统循环原理图

Fig. 3 Principle diagram of the two-stage compression system cycle

1.3 最佳容积比设计

容积比是双级压缩机的二级压缩腔与一级压缩腔的气缸工作容积的比值,对双级压缩机的性能影响极大^[29],其最优设计也与空气源热泵的使用工况密切相关^[30],故需要根据产品各项实际运行工况,设计双级压缩机的最佳容积比。

分析图3(b)压焓图的热力平衡关系,可得出:

$$m_e(h_6 - h_7) = m_i(h_3 - h_6) \quad (1)$$

$$m_c = m_i + m_e \quad (2)$$

定义 R_m 为冷凝侧和蒸发侧的制冷剂流量比:

$$R_m = \frac{m_c}{m_e} = \frac{V_H f_H \rho_4 \eta_H}{V_L f_L \rho_1 \eta_L} \quad (3)$$

由于一级缸和二级缸共用电机,故 $f_H = f_L$ 。

容积比的计算公式如下:

$$R_v = \frac{V_H}{V_L} \quad (4)$$

$$COP = \frac{Q_{heat}}{W} = \frac{(h_1 - h_7)m_e}{(h_2 - h_1)m_e + (h_5 - h_4)m_c} + 1 = \frac{(h_1 - h_7)}{(h_2 - h_1) + (h_5 - h_4)R_v \frac{\rho_4 \eta_H}{\rho_1 \eta_L}} + 1 \quad (5)$$

上述公式中: m_e 、 m_i 、 m_c 分别为蒸发侧、中间补

气侧、冷凝侧的质量流量; V_H 、 V_L 分别为二级压缩缸、一级压缩缸的容积; f_H 、 f_L 分别为二级压缩缸、一级压缩缸的频率; ρ_4 、 ρ_1 分别为二级压缩缸、一级压缩缸的吸气密度; η_H 、 η_L 分别为二级压缩缸、一级压缩缸的综合效率; Q_{heat} 为理论循环的制热量; W 为理论循环的功率; h_i 为各状态点的焓值, i 取值1~10。

由式(5)可以看出,容积比 R_v 是影响系统COP的重要因素。采用仿真软件MCOOL进行系统仿真寻优。在仿真模型中,以额定制热量为目标,调试系统过热度、压缩机频率等参数,使系统COP达到最高,选取不同环境工况下各容积比的最优COP值作为对比项,结果如图4所示。仿真结果表明:在 -30°C 至 8.3°C 的宽温区内,系统COP随容积比变化呈现先增后减的趋势,存在一个使COP达到最大值的最佳容积比;在相同的环境工况下,不同容积比的COP不同,COP极差达到0.16左右;随着环境工况的降低,COP最优的容积比越小,在较高环境温度(如 8.3°C)下,最优容积比为0.8,而在低环境温度(如 -30°C)下,最优容积比为0.5,主要原因是随着环

环境温度降低,系统运行压比增大,较小的容积比有助于提高中间压力,从而降低压缩机排气温度,提升低温性能。图4的仿真分析定量指出,不存在一个在所有工况下都是最优的固定容积比,选择容积比时需要权衡不同温度区间的性能。根据超低温空气源热泵的主要应用环境,本研究选取0.6和0.7两种容积比作为设计参数,进行样机设计与对比测试。

2 试验介绍

2.1 试验装置

本研究以额定制热能力10550W的北美户式风管机系统为研究对象,如图5所示。压缩机选取2种,第一种为变频双级转子式压缩机,一级气缸容积为 $42\text{ cm}^3/\text{rev}$,容积比 R_v 为0.7,二级气缸容积为 $29.4\text{ cm}^3/\text{rev}$,容积比 R_v 为0.6, $25.2\text{ cm}^3/\text{rev}$;第二种压缩机为单级补气增焓转子式压缩机,气缸容积为 $42\text{ cm}^3/\text{rev}$;冷凝器为翅片管式换热器,由2排内螺纹铜管 $\phi 7$ 组成,外排管长975mm,内排管长940mm,

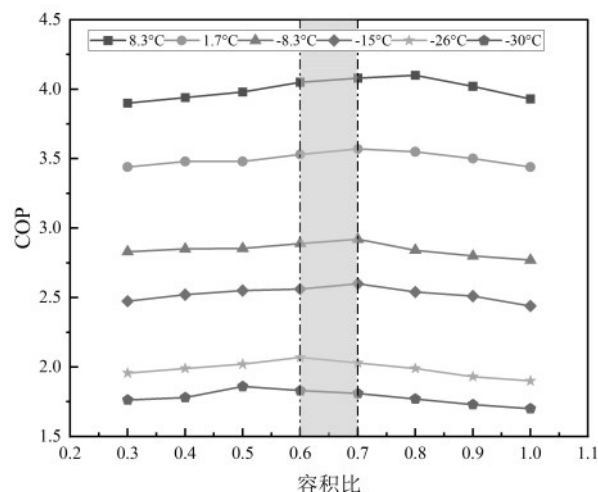


图4 各工况下双级压缩容积比 R_v 寻优

Fig. 4 Optimization of the volume ratio R_v for two-stage compression under various operating conditions

总共60根管;蒸发器为翅片管式换热器,由4排内螺纹铜管 $\phi 7$ 组成,每排管长470mm,总共72根管;经济器采用型号S20B-10的板式换热器,换热面积为 0.18 m^2 ;制冷剂为R454B,充注量为4.45kg。

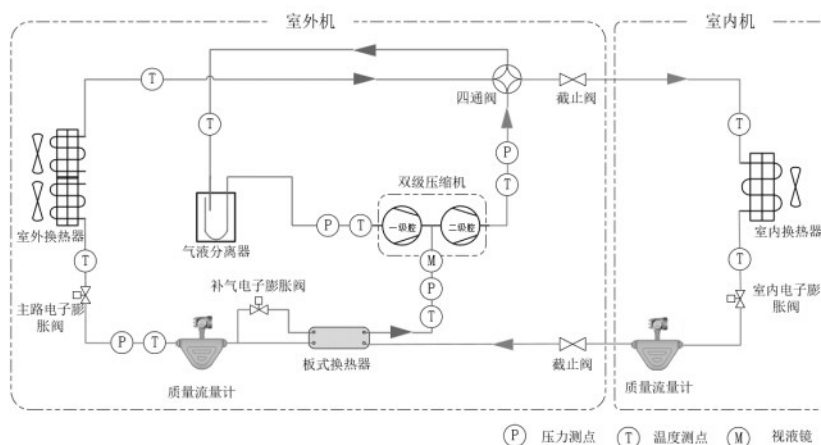


图5 双级压缩系统示意图

Fig. 5 Schematic diagram of the two-stage compression system

2.2 试验测试装置

本研究采用10HP高精度焓差实验室进行测试,装置如图6所示。实验室室内侧干、湿球温度控制范围为 $0\sim 50^\circ\text{C}$,精度 $\pm 0.2^\circ\text{C}$;室外侧控制范围为 $-30\sim 55^\circ\text{C}$,精度 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 。系统换热量通过空气侧进出口焓差及风量计算得出,系统总输入功率由功率计测量,进而获得性能参数。

测试中主要测量参数包括空气干湿球温度、风量及电功率等。室内、外机进出口的干湿球温度采用铂电阻PT-100测量,其测温范围为 $-200\sim$

500°C ,误差 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 。风量通过可变喷嘴组合的流量计测定,测量范围 $200\sim 3000\text{ m}^3/\text{h}$,精度 $\pm 0.5\%$ 。电功率由精度 $\pm 0.1\%$ 的功率计监测。此外,铜管温度采用T形热电偶测量(误差 $\pm 0.5^\circ\text{C}$);压力由 $0\sim 6\text{ MPa}$ 的压力传感器采集,相对误差 $\pm 0.1\%$;制冷剂质量流量通过质量流量计测定,范围为 $10\sim 600\text{ kg/h}$,相对误差 $\pm 0.1\%$ 。

2.3 不确定度分析

在实验研究中,通过仪器直接获取的物理量称为直接测量量;另一些物理量则需借助若干直接测

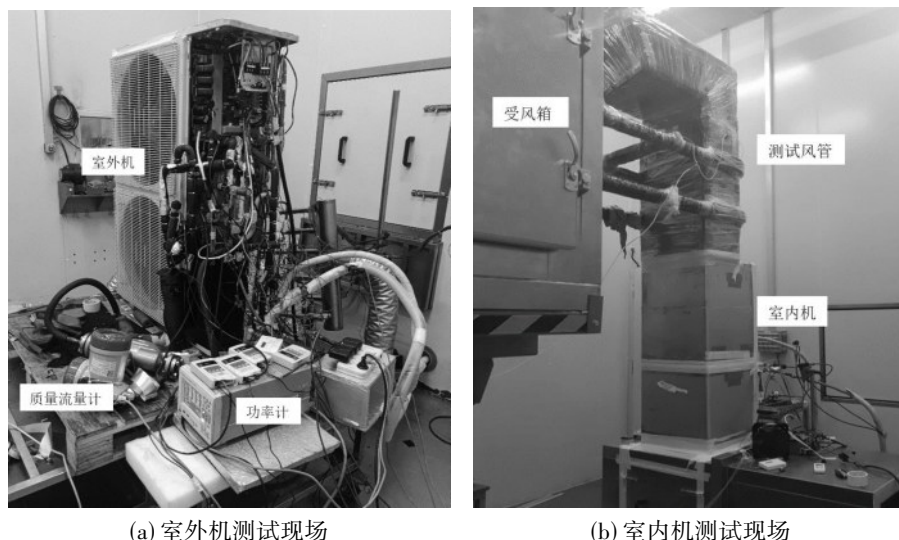


图6 低温户式风管机系统测试现场图示

Fig. 6 Field test diagram of low-temperature residential ducted air conditioner

量通过公式计算间接获得,称为间接测量量,例如换热量和COP。直接测量量的测量误差会传递至间接测量结果中,其不确定度的估算方法如下列公式所示:

$$R = f(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n) \quad (6)$$

$$U_R = \frac{\delta R}{R} = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial X_1} \delta X_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial X_2} \delta X_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial X_n} \delta X_n\right)^2} \quad (7)$$

在本实验中,热泵系统的制热量与COP的最大相对误差分别为 $\pm 2.0\%$ 与 $\pm 2.2\%$ 。

2.4 测试方法

本研究重点验证该系统在北美地区各制热工况下的性能表现,具体测试工况参考标准 AHRI standard 210/240^[31],如表1所示。其中,H42制热为重点工况,COP需高于标准要求的最小值2.4。

表1 测试工况条件

Table 1 Test operating conditions

序号	工况名称	室内干/湿球温度(°C)	室外干/湿球温度(°C)
1	H1N 制热	21.1/15.6	8.3/6.1
2	H22 制热	21.1/15.6	1.7/0.6
3	H32 制热	21.1/15.6	-8.3/-
4	H42 制热	21.1/15.6	-15/-
5	超低温制热1	21.1/15.6	-26/-
6	超低温制热2	21.1/15.6	-30/-

为获取各工况下的最佳性能,测试中对压缩机频率、主路电子膨胀阀开度、补气电子膨胀阀开度等主要执行器进行组合调试,调试范围见表2。调

试目标为制热量达到额定值10550W,并确保所有运行参数处于安全允许范围内。其余执行器(如室内外风机)保持设定不变。

表2 执行器调试参数表

Table 2 Actuator commissioning parameters

执行器	调试参数	调试范围	控制对象
压缩机	频率(Hz)	35~115	整体质量流量
主路电子膨胀阀	开度(%)	5~40	蒸发侧质量流量、蒸发侧过热度
补气电子膨胀阀	开度(%)	5~40	补气质量流量、补气干度

为兼顾各环境工况的可靠性和性能,测试过程采取以下补气增焓的控制策略:

(1)当外界环境温度大于10°C时,制热负荷较小,此时制冷剂喷射对系统性能影响较小,为了简化系统控制难度,避免因补气造成的能效和能力下降,本研究在温差较小工况下不开启补气功能;

(2)当环境温度在-6~10°C之间时,系统室内外温差虽然较大,但运行工况并不恶劣,排气温度在安全范围内,相比于两相喷射,气体喷射更容易进行控制,为了保证控制的可靠性,在该工况下系统采用气体喷射技术;

(3)当环境温度在-6°C以下时,系统室内外温差较大,压缩机排气温度较高,此时采用气体喷射技术无法保证压缩机运行可靠性,故采用两相喷射技术,在-15~6°C之间时,以目标干度0.8~1进行控制,在-15°C以下时,以目标干度0.6~0.8进行控制。

3 结果分析

3.1 不同容积比的对比测试分析

为确定容积比参数,试验制备了容积比 R_v 为0.7和0.6的两种压缩机样品,并在同一系统上参照表1、2的工况与调试方法进行测试。为确保同一水平对比,对补气流量进行精细控制,使二者的补气干度均达到接近1的水平,控制方法为:在补气管路

布置温度与压力传感器,实时计算补气过热度,逐步调节补气电子膨胀阀开度,将过热度控制在 0°C 附近,此时补气干度接近1;当过热度降至负值时,补气进入两相状态,干度小于1。同时辅以视液镜观察,以校验测试结果的准确性。此外,鉴于H22工况下系统易结霜导致性能衰减,测试数据均取自系统稳定阶段。

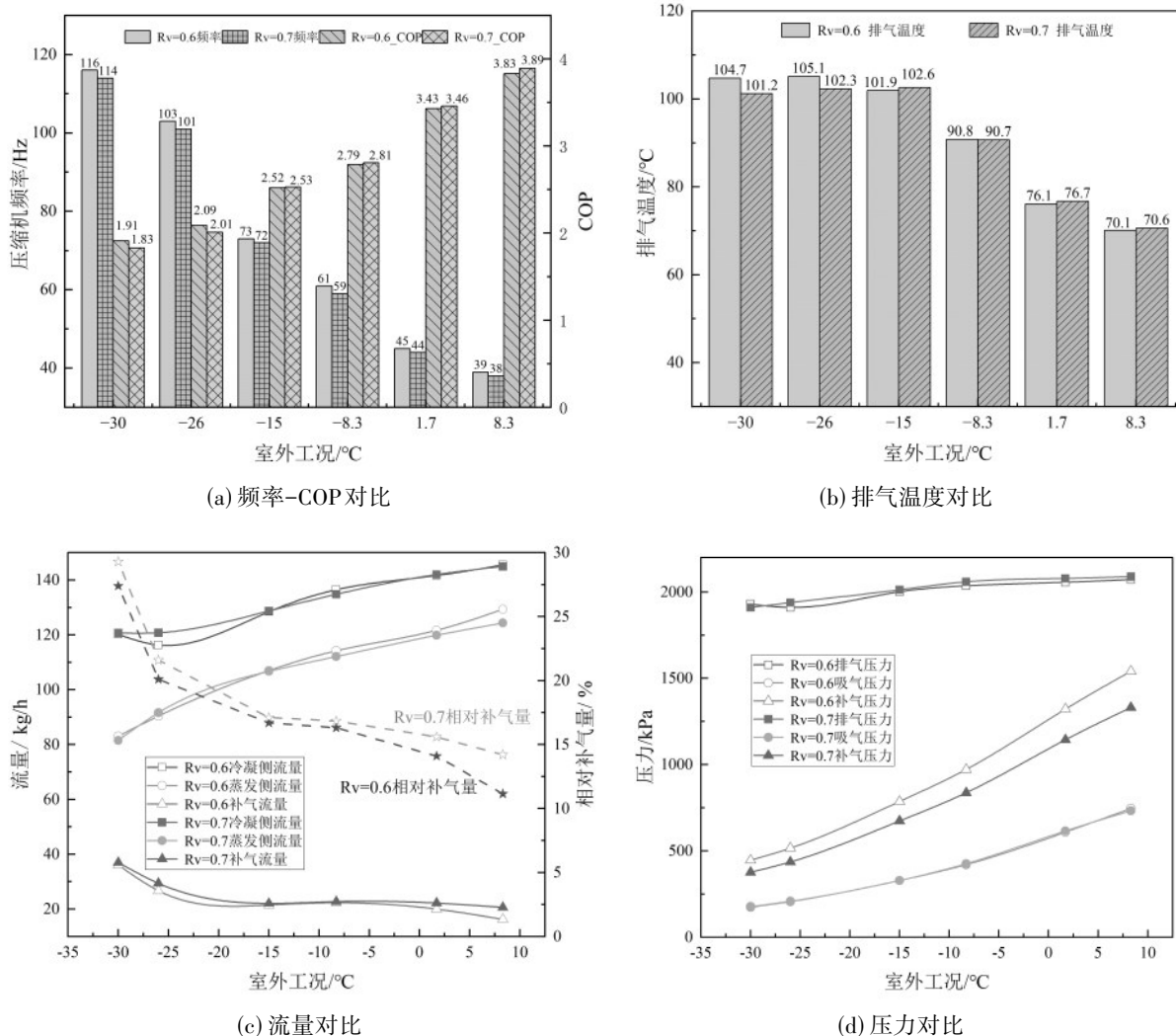


图7 0.6和0.7容积比双级压缩机系统测试对比

Fig. 7 Test comparison of two-stage compressor systems with volume ratios of 0.6 and 0.7

图7(a)对比了容积比 R_v 为0.6和0.7的两种双级压缩机系统在 -30°C 至 8.3°C 室外工况下的运行频率与制热性能系数(COP)。为实现相同的额定制热量(10550W), $R_v=0.6$ 系统的运行频率比 $R_v=0.7$ 系统平均高出约2~5Hz。这是由于 $R_v=0.6$ 压缩机的二级缸容积相对更小,在相同质量流量需求下,需要更高的频率来补偿其单位排量。在COP方面,两种

系统的表现呈现出与室外温度相关的规律性差异。在 -30°C 与 -26°C 的超低温工况下, $R_v=0.6$ 系统的COP比 $R_v=0.7$ 系统平均高出约1.5%~2.0%。然而,在 1.7°C 和 8.3°C 的较高温度工况下,性能优势发生反转, $R_v=0.7$ 系统的COP反而比 $R_v=0.6$ 系统高出约0.5%~1.2%。这一试验现象与图4所示的仿真寻优结果趋势一致。其内在机理在于,容积比直接影

响双级压缩的中间压力。在蒸发温度极低的超低温工况下,系统压比显著增大,较小的容积比(如 $R_v = 0.6$)有助于形成相对更高的中间压力,从而优化循环并提升低温下的COP。

图7(b)展示了两种机组的排气温度变化。结合图7(d)可见,在 -15°C 和 8.3°C 区间,排气温度及压比随室外温度降低而上升;但在 -30°C 和 -26°C 超低温工况下,排气温度不再升高。这是因为此时压比过大,仅凭补气已无法将排气温度控制在可靠范围内,故通过开大补气阀实施两相喷射,将排气温度稳定在约 105°C ,确保压缩机安全运行。

图7(c)展示了两种机组的质量流量变化,其中相对补气量为补气质量流量与冷凝侧质量流量的比值。随着室外温度降低,补气流量占比逐渐增加,从 -15°C 和 8.3°C 区间的10%~18%升至超低温工况下的20%~30%。全工况范围内, $R_v = 0.7$ 机组的补气占比均高于 $R_v = 0.6$ 机组。结合图7(b)可知,补气制冷剂仅经二级缸压缩,压力和温度提升较小,所以为了控制压缩机排气温度,室外工况越低,越需要更大比例的中间补气流量。

图7(d)对比了系统压力变化。各工况下两者的排气压力、吸气压力及压比基本一致,这是因为稳态下系统压力主要由外部换热边界条件决定,试验所用换热器面积相同且质量流量差异不足5%。全工况段内, $R_v = 0.6$ 机组的补气压力均高于 $R_v = 0.7$ 机组,原因是其二级缸容积较小,二级压缩的压力提升有限,需提高补气压力以保证补气效果。该规律与黄辉^[32]在双级压缩容积比研究中的理论与实测结论一致。

综上分析, $R_v=0.6$ 和 $R_v=0.7$ 机组的COP在各工况下各有优势,但是 $R_v=0.7$ 机组在低温下排气温度更低,意味着可靠性更好;且运行频率更低,意味着性能裕量更充足。因此后续试验选用 $R_v=0.7$ 的双级压缩机进行研究。

3.2 不同相对补气量的测试分析

相对补气量可用于定量分析双级压缩系统的性能表现^[33]。本试验重点针对表1中的工况1、3、4、5,研究不同相对补气量对机组运行参数的影响,以验证并校准前述的两相喷射控制策略。为贴近实际运行,试验以“保证各工况下制热量达到额定值10550W”为频率控制目标,在此基础上调节补气电子膨胀阀开度,并通过视液镜观察补气状态。根据试验现象,将图8曲线中的空心图标定义为干度为1

的极值点,即“单相补气”与“两相喷射”的转折点。同时,为保障机组可靠运行,调试过程中监测排气温度,并将其控制在 65°C ~ 115°C 的安全范围内。在工况5调试中,发现干度为1时排气温度存在超温趋势,故结合仿真数据辅助参数判断。

图8(a)~(c)展示了制热量、COP及中间压力随相对补气量的变化规律。可见,在达到极值点前,各参数随相对补气量增加提升显著;超过极值点后增速趋缓,说明“两相喷射”相比“单相补气”具有更明显的性能提升效果。其原因是进入两相喷射区后补气质量流量显著增加,但性能增幅随之收窄。不同工况下机组达到极值点所需的相对补气量不同,室外温度越低所需补气量越大,这是由于低温下压缩机压比增大、排气温度升高,需更多补气进行降温。

图8(d)反映了排气温度随相对补气量的变化。排气温度随补气量增加而降低,尤其在超过极值点后下降更为明显:相对补气量增加不超过5%,即可使排气温度降低 10°C ~ 20°C ,且室外温度越低效果越显著。在 -26°C 工况下,相对补气量需达到22.3%才能保证机组在可靠温度范围内运行。此时视液镜显示补气管路内制冷剂已处于两相状态,证实“两相喷射”是实现超低温可靠运行的有效手段。

综合图8(a)、(b)、(d)可知,不同工况下双级压缩系统均有其对应的最优相对补气量区间。在该区间内运行既可维持正常排气温度,又能提升系统制热量与COP。控制上应尽可能使相对补气量接近该区间的上限。具体而言,室外温度为 8.3°C 时,最优相对补气量为5%~10%; -8.3°C 时为12%~17%; -15°C 时为15%~22%; -26°C 时为22%~32%。上述区间可为“两相喷射”控制逻辑的参数优化提供依据。

3.3 单机双级压缩机与补气增焓压缩机对比测试分析

为验证单机双级压缩机的制热性能,本试验选取同一热泵系统配置,分别搭配一级气缸容积为 $42\text{cm}^3/\text{rev}$ 且容积比 R_v 为0.7的单机双级压缩机,与气缸容积为 $42\text{cm}^3/\text{rev}$ 的补气增焓压缩机,进行对比测试。机组在满足系统可靠性的前提下,以“额定制热量10550W”为目标调试压缩机频率、补气电子膨胀阀开度,对比分析制热性能系数(COP)、系统压力、质量流量等参数。

图9(a)对比了两种系统在相同额定制热量

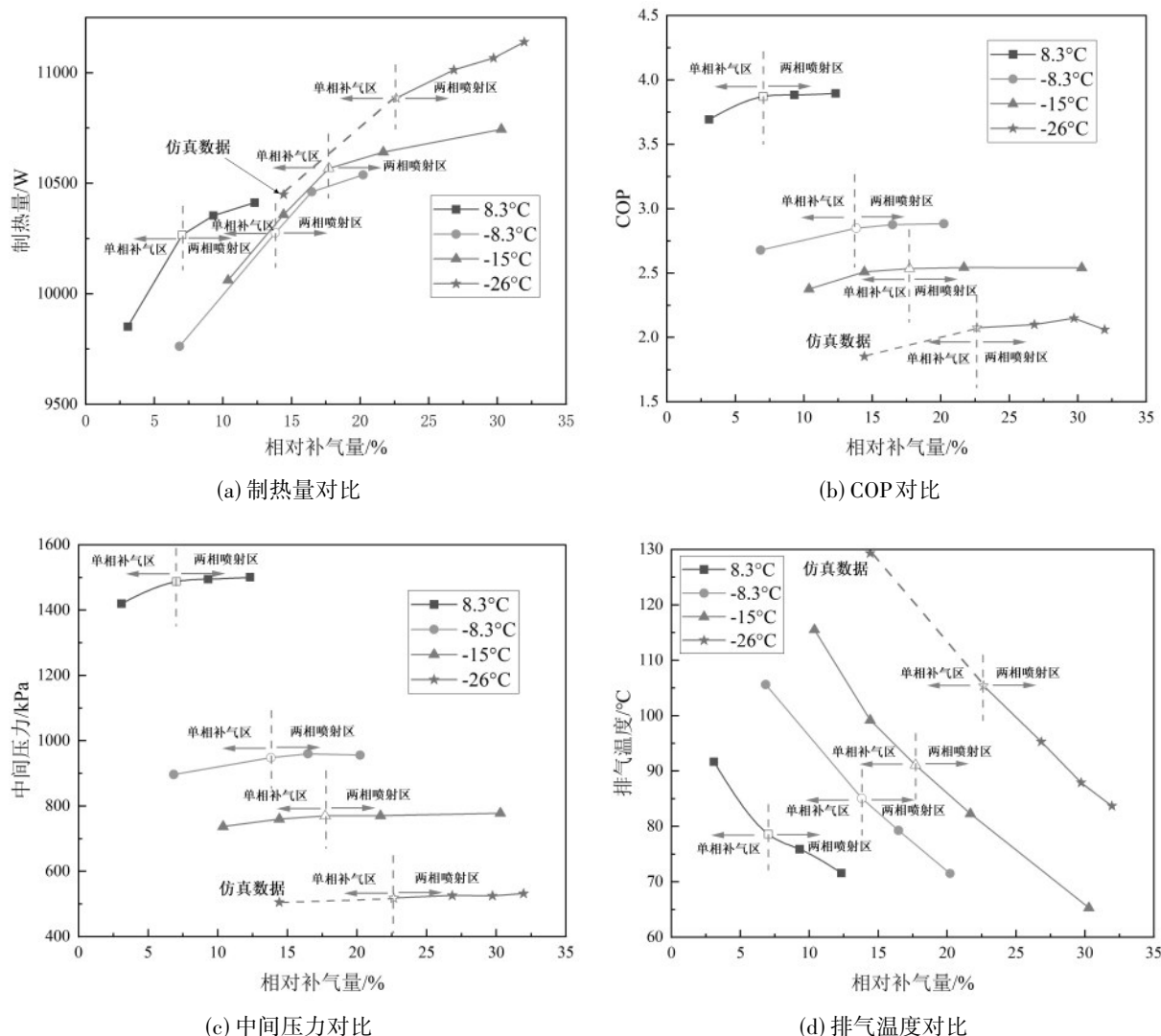


图8 不同相对补气量的测试对比

Fig. 8 Test comparison of different relative vapor injection mass flow

(10550W)目标下的运行频率与制热性能系数(COP)。在全工况范围内,双级压缩系统的运行频率比补气增焓系统低4~7Hz,尤其在 -15°C 及以下的低温工况,频率优势更为明显。这表明双级压缩技术通过分级压缩,有效降低了压缩机的单级压比与负载,从而在更低转速下即可达到相同的制热能力,有利于提升压缩机可靠性与寿命。在COP方面,双级系统在 -8.3°C 至 -26°C 的低温及超低温区间均展现出优势,尤其在 -15°C 工况和 -26°C 工况下,COP较补气增焓系统提升约5%~8%。这验证了双级压缩循环在低温高压比工况下,通过高效的中间补气措施降低了压缩过程不可逆损失,有效地提升系统能效。在 8.3°C 较高温度工况下,两者COP接近,说明在此温和工况下,双级压缩的复杂结构带

来的优势不明显。

图9(b)展示了压缩机排气温度对比。双级压缩系统的排气温度在全工况下均低于补气增焓系统,且在环境温度低于 -15°C 后,优势急剧扩大。在 -26°C 工况下,双级系统通过有效的两相喷射控制,将排气温度稳定在 105°C 以下的安全范围内,而常规的补气增焓系统的排气温度则接近 110°C ,存在较高的过热风险。这清晰表明,双级压缩结构及其配合的两相喷射策略,通过中间混合冷却效应,能更有效地控制低温下的排气温度,是保障系统超低温运行可靠性的关键技术。

图9(c)对比了两种系统的质量流量。双级压缩系统的总质量流量(冷凝侧)在各工况下均高于补气增焓系统,同时其相对补气量也显著更大。这是

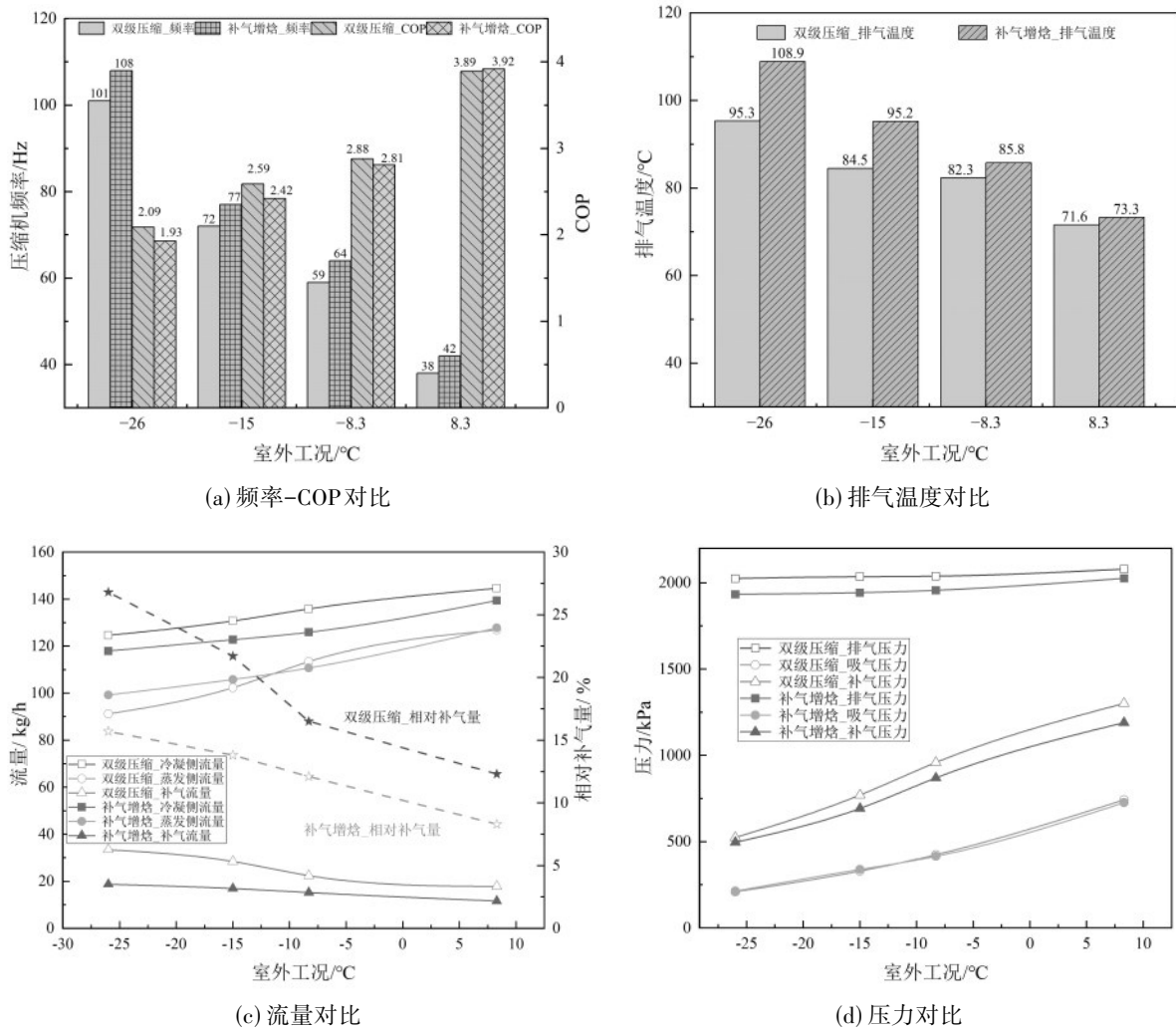


图9 双级压缩系统与补气增焓系统测试对比

Fig. 9 Test comparison between two-stage compression system and vapor-injection enthalpy-enhanced system

因为双级压缩的二级缸独立对补气后的混合气体进行压缩,允许更大比例的制冷剂通过补气支路进入循环,从而在相同主路流量的情况下,增加了系统的总制冷剂循环量。更大的补气量与总循环量共同作用,是提升系统在低温下制热能力和降低排气温度的根本原因。

图9(d)对比了两种系统的系统压力。两种系统的吸气压力和排气压力在不同工况下基本一致,偏差在 $\pm 3\%$ 之间,这主要由相同的室外换热器、室内侧条件及目标制热量所决定。然而,全工况下双级压缩系统的中间补气压力比补气增焓系统高27.9kPa~111.5kPa。这是因为双级压缩的一级排气直接进入中间腔,其压力(即补气压力)由一级压缩比决定;而单级补气增焓系统的补气来自经济器中间压力,通常低于双级系统的中间压力。更高的补

气压力意味着补气制冷剂能更有效地注入压缩腔,与图9(c)中更大的补气流量相结合,进一步证实了双级结构在增强补气效果方面的优势。

图9的综合对比表明,相较于传统的单级补气增焓技术,采用单机双级压缩技术的系统在应对低温制热工况时更具有优势。两种系统性能差异的根源在于压缩机结构特征不同,导致补气过程的压力损失存在差异。常规补气增焓系统中,补气从中间压力直接注入压缩腔,初始阶段压差大,补气流量大,但压力损失也大;随着压缩腔内压力升高,补气流量逐渐降低。而双级压缩系统设有独立的中间混合腔,一级压缩排气与中压补气直接进入该容积较大的混合腔,为来自经济器的补气提供了更为开放的混合空间,显著降低了补气流动阻力与压力损失。同时,混合腔压力由容积比决定,补气流量

不受压缩腔内压力升高的影响,补气量更大。因此,如图9(c)和(d)所示,在相同工况下,双级系统能够获得更高的中间补气压力和更大的补气质量流量,使更多制冷剂参与循环,不仅有效降低了排气温度,也显著提升了制热能力。

4 结 论

针对空气源热泵在超低温环境下制热性能严重衰减的行业难题,本研究提出并研究了一种基于单机双级滚动转子压缩机与中间两相喷射协同的强化制热技术。通过理论仿真与试验测试相结合的方法,系统分析了容积比与补气策略对系统性能的影响,主要结论如下:

(1)双级压缩技术通过分级压缩有效降低单级压比与泄漏损失,是提升系统低温性能与可靠性的有效途径。对于采用R454B制冷剂的系统,容积比是影响其全工况性能的关键设计参数。研究表明:在全工况范围内,容积比0.7的系统展现出更优的综合性能。在 -30°C 及 -26°C 的超低温工况下,其COP与容积比0.6的方案非常接近,同时凭借更低的运行频率与更佳的排气温度控制,展现出更好的性能裕量与运行可靠性。

(2)补气策略是双级压缩系统超低温可靠运行的关键,当环境温度低于 -15°C 时须切换至两相喷射模式以控制排气温度并提升制热能力。试验给出了系统性能最优时的相对补气量区间: 8.3°C 时为5%~10%, -8.3°C 时为12%~17%, -15°C 时为15%~22%, -26°C 时为22%~32%。最优补气量随环境温度降低而递增,该规律为低温补气控制策略的制定提供了量化依据。

(3)与传统补气增焓系统相比,本研究提出的单机双级压缩系统在低温环境下优势显著。在 -15°C 及 -26°C 工况下,其COP可提升约5%~8%,同时运行频率降低4~7Hz,排气温度得到显著控制。这得益于双级结构所允许的更高中间补气压力和更大补气流量,从而更高效地实现了对压缩过程的冷却与增焓。本研究为面向寒冷气候、采用新一代低GWP制冷剂R454B的高性能热泵产品开发,提供了重要的试验数据与设计参考。

符 号 说 明

F ——压缩机频率,Hz

h ——焓值,kJ/kg

m ——制冷剂质量流量,kg/h

Q ——制热量,W

V ——压缩缸容积, m^3/rev

W ——功率,W

η ——压缩缸综合效率,%

——吸气密度, kg/m^3

下角标

c ——冷凝侧

e ——蒸发侧

H ——二级缸

i ——补气侧

L ——一级缸

m ——质量流量

v ——压缩缸容积

1,2,3...——系统状态点

参考文献

- [1] 中国节能协会热泵专业委员会. 热泵助力碳中和白皮书(2022)[M]. 北京: 中国节能协会热泵专业委员会, 2022.
Heat Pump Professional Committee of the China Energy Conservation Association. White paper on carbon neutralization assisted by heat pump (2022)[M]. Beijing: Heat Pump Professional Committee of the China Energy Conservation Association, 2022.
- [2] 王洋浩, 王志华, 郑煜鑫, 等. 低温环境下空气源热泵的研究现状及展望[J]. 制冷学报, 2013, 34(5): 47-54.
Wang F H, Wang Z H, Zheng Y X, et al. Research progress and prospect of air source heat pump in low temperature environment [J]. Journal of Refrigeration, 2013, 34(5): 47-54.
- [3] U. S. Congress. Consolidated Appropriations Act, 2018[EB/OL]. (2018-03-23)[2026-08-17]. <https://www.congress.gov/115/plaws/publ141/PLAW-115publ141.pdf>
- [4] Department of Energy U. S. Inflation reduction act home energy rebates: program requirements and application instructions[R]. 1000 Independence Avenue, SW Washington, DC 20585: U. S. Department of Energy, Office of State and Community Energy Programs, 2023.
- [5] Wang B L, Liu X R, Shi W X. Performance improvement of air source heat pump using gas-injected rotary compressor through port on blade[J]. International Journal of Refrigeration, 2017, 73: 91-98.
- [6] 卢天宇, 马国远, 李想, 等. 履约基加利修正案家用空调制冷剂替代方案解析[J]. 制冷学报, 2024, 45(4): 14-20.
Lu T Y, Ma G Y, Li X, et al. Analysis of refrigerant substitution scheme for household air conditioning under Kigali amendment[J]. Journal of Refrigeration, 2024, 45(4): 14-20.
- [7] 李雄亚. 美国低GWP可燃制冷剂评估研究进展[J]. 制冷与空调, 2018, 18(10): 12-15, 34.
Li X Y. Recent developments in the evaluation of U.S. low GWP flammable refrigerants[J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2018, 18(10): 12-15, 34.
- [8] Kumar A, Karwa N, Sethi A, et al. Seasonal performance comparison of R-410A and R-454B in a variable-speed air-

- cooled scroll chiller[J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2024, **56**: 103050.[LinkOut]
- [9] 袁海淦. R454B 风冷涡旋式冷水(热泵)机组性能分析[J]. 制冷与空调, 2023, **23**(2): 49–51, 84.
- Yuan H G. Performance of R454B air-cooled scroll water chilling (heat pump) packages[J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2023, **23**(2): 49–51, 84.
- [10] 肖彪, 闫艳, 赵树男, 等. 三缸双级变容积比压缩机在空气源热泵系统中的应用[J]. 上海交通大学学报, 2021, **55**(2): 188–195.
- Xiao B, Yan Y, Zhao S N, et al. Application of an air source heat pump system with a three-cylinder two-stage variable volume ratio rotary compressor[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2021, **55**(2): 188–195.
- [11] 何振健, 陈姣, 林金煌, 等. 基于变容积比三缸双级压缩补气增焓技术的家用空气源热泵制热性能分析[J]. 制冷与空调, 2023, **23**(2): 85–88.
- He Z J, Chen J, Lin J H, et al. Heating performance of household air source heat pump based on triple-cylinder and two-stage compression with variable volume ratio and enhanced vapor injection technology[J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2023, **23**(2): 85–88.
- [12] Heo J, Yun R, Kim Y. Simulations on the performance of a vapor-injection heat pump for different cylinder volume ratios of a twin rotary compressor[J]. International Journal of Refrigeration, 2013, **36**(3): 730–744.
- [13] Baek C, Heo J, Jung J, et al. Effects of the cylinder volume ratio of a twin rotary compressor on the heating performance of a vapor injection CO₂ cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, **67**(1/2): 89–96.
- [14] Ko Y, Park S, Jin S, et al. The selection of volume ratio of two-stage rotary compressor and its effects on air-to-water heat pump with flash tank cycle[J]. Applied Energy, 2013, **104**: 187–196.
- [15] 刘琦, 马国远, 许树学. 单机双级滚动活塞压缩机热泵系统的性能特性[J]. 化工学报, 2013, **64**(10): 3599–3605.
- Liu Q, Ma G Y, Xu S X. Performance characteristics of two-stage compression heat pump system coupled with dual-cylinder rolling piston compressor[J]. CIESC Journal, 2013, **64**(10): 3599–3605.
- [16] 刘星如, 王宝龙, 李先庭, 等. 滑板喷射型准二级滚动转子压缩机性能[J]. 制冷学报, 2016, **37**(2): 1–8.
- Liu X R, Wang B L, Li X T, et al. Performance of rotary compressor with vapor injection mechanism on blade[J]. Journal of Refrigeration, 2016, **37**(2): 1–8.
- [17] 刘星如. 单缸滚动转子压缩机制冷剂喷射技术研究[D]. 北京: 清华大学, 2017.
- Liu X R. Research on vapor injection technology for single cylinder rotary compressor[D]. Beijing: Tsinghua University, 2017.
- [18] Song Y P, Yang B, Groll E A, et al. An experimental study of a multi-port vapor injected scroll compressor[C]//International Compressor Engineering Conference at Purdue. West Lafayette, Indiana, USA: Purdue University, 2014: Paper2376.
- [19] Kang D, Jeong J H, Ryu B. Heating performance of a VRF heat pump system incorporating double vapor injection in scroll compressor[J]. International Journal of Refrigeration, 2018, **96**: 50–62.
- [20] 郭宏. 两级压缩和单级补气式滚动转子压缩机应用于热泵系统的理论与实验研究[J]. 顺德职业技术学院学报, 2015, **13**(3): 15–19, 37.
- Guo H. Theoretical and experimental analysis of the two-stage rotary compressor and vapor-injection rotary compressor for heat pump systems[J]. Journal of Shunde Polytechnic, 2015, **13**(3): 15–19, 37.
- [21] 贾庆磊, 冯利伟, 晏刚. 带中间补气的滚动转子式压缩系统制热性能的实验研究[J]. 制冷学报, 2015, **36**(2): 65–70, 77.
- Jia Q L, Feng L W, Yan G. Experimental research on heating performance of rotary compression system with vapor injection[J]. Journal of Refrigeration, 2015, **36**(2): 65–70, 77.
- [22] 吴延平, 杨国用. 独立压缩饱和蒸汽系统性能研究[C]//2016年中国家用电器技术大会, 2016: 729–733.
- WU Y P, YANG G Y. Research on performance of Independently Compress Saturated steam System[C]// China Household Electrical Appliances Association. Proceedings of the 2016 China Household Electrical Appliances Technical Conference. Beijing: China Household Electrical Appliances Association, 2016: 729–733.
- [23] 梁星宇, 刘洪鑫, 曹祥, 等. 压缩机和喷射器耦合的双级蒸发喷射循环性能分析[J]. 化工学报, 2018, **69**(S2): 26–30.
- Liang X Y, Liu H X, Cao X, et al. Performance analysis of a novel compressor-ejector cycle with two-stage evaporation[J]. CIESC Journal, 2018, **69**(S2): 26–30.
- [24] 杨天阳, 邹慧明, 周晖, 等. -30℃电动汽车补气式 CO₂ 热泵制热性能实验研究[J]. 化工学报, 2023, **74**(S1): 272–279.
- Yang T Y, Zou H M, Zhou H, et al. Experimental investigation on heating performance of vapor-injection CO₂ heat pump for electric vehicles at -30℃ [J]. CIESC Journal, 2023, **74**(S1): 272–279.
- [25] Kim D, Jeon Y, Jang D S, et al. Performance comparison among two-phase, liquid, and vapor injection heat pumps with a scroll compressor using R410A[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, **137**: 193–202.
- [26] Torrella E, Larumbe J A, Cabello R, et al. A general methodology for energy comparison of intermediate configurations in two-stage vapour compression refrigeration systems[J]. Energy, 2011, **36**(7): 4119–4124.
- [27] Jiang S, Wang S G, Jin X, et al. A general model for two-stage vapor compression heat pump systems[J]. International Journal of Refrigeration, 2015, **51**: 88–102.
- [28] 阿如娜, 张浩, 沙帅, 等. CO₂ 双级压缩热泵喷射特性及容量匹配特性研究[J]. 化工学报, 2025, **76**(12): 6658–6668.
- A R N, Zhang H, Sha S, et al. Research on injection characteristics and volumetric matching characteristics of CO₂ two-stage vapor compression heat pumps[J]. CIESC Journal, 2025, **76**(12): 6658–6668.
- [29] 胡余生, 魏会军, 吴健, 等. 双级增焓滚动转子式压缩机在低温空气源热泵中的应用[J]. 区域供热, 2020(6): 154–158.
- Hu Y S, Wei H J, Wu J, et al. Application of two-stage rotary compressor with refrigerant injection in cold climate air source heat pump[J]. District Heating, 2020(6): 154–158.
- [30] 黄辉. 双级压缩变容积比空气源热泵技术与应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2018: 51–62.
- Huang H. Technology and application of two-stage compression variable volume ratio air source heat pump[M]. Beijing: China Machine Press, 2018: 51–62.
- [31] AHRI. AHRI Standard 210/240–2023: Standard for Performance Rating of Unitary Air-conditioning & Air-source Heat Pump

- Equipment[S]. Arlington: AHRI, 2020.
- [32] 黄辉, 胡余生, 罗惠芳, 等. 双级补气滚动转子式压缩机容积比的理论分析与试验研究[J]. 制冷与空调, 2018, **18**(10): 20–25, 19.
- Huang H, Hu Y S, Luo H F, et al. Theoretical analysis and experimental research on volume ratio of two-stage rolling rotor compressor with vapor injection[J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2018, **18**(10): 20–25, 19.
- [33] 冉小鹏, 翟晓强, 骆琼. 喷气增焓空气源热泵补气量对系统性能的影响[J]. 制冷学报, 2019, **40**(4): 37–44, 73.
- Ran X P, Zhai X Q, Luo Q. Effect of vapor-injection mass on system performance air-source heat pump with enhanced vapor injection[J]. Journal of Refrigeration, 2019, **40**(4): 37–44, 73.