

文章编号:0253-4339(2022)06-0114-07  
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2022.06.114

## 制冷剂充注量对补气增焓热泵系统的影响

石含<sup>1,2</sup> 郑文科<sup>1,2</sup> 姜益强<sup>1,2</sup> 王菲<sup>3</sup>

(1 哈尔滨工业大学建筑学院 哈尔滨 150090;2 寒地城乡人居环境科学与技术工业和信息化部重点实验室 哈尔滨 150090;3 北控晋安新能源科技发展(北京)有限公司 北京 100084)

**摘要** 补气增焓式空气源热泵因在低温环境下运行能效高的优势在我国寒冷地区具有较大应用潜力,本文实验研究了在环境温度为 $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,制冷剂充注量对额定制热量为 $130\text{ kW}$ 的补气增焓式空气源热泵机组能效及运行参数的影响。结果表明:随着制冷剂充注量由 $19\text{ kg}$ 增至 $25\text{ kg}$ ,压缩机吸气温度、压力分别在 $-13.7\sim-11.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 与 $0.305\sim0.320\text{ MPa}$ 范围内呈下降趋势但存在波动,排气压力缓慢增加 $5.6\%$ ,制热量及压缩机功率稳定增长,系统能效逐渐增加;充注量增至 $25\text{ kg}$ 后,压缩机运行状态变差,排气温度增加 $11\%$ ,排气压力增加 $13.6\%$ ;充注量为 $26\text{ kg}$ 时,系统COP达到峰值为 $2.12$ ,相比充注量为 $19\text{ kg}$ 时增加 $14.6\%$ ,随着充注量由 $26\text{ kg}$ 增至 $28\text{ kg}$ ,COP缓慢下降。

**关键词** 空气源热泵;补气增焓;制冷剂;R410A

中图分类号:TB61<sup>+</sup>1;TB657.5

文献标识码:A

## Effect of Refrigerant Charge on Air-source Heat Pump System with Vapor Injection

Shi Han<sup>1,2</sup> Zheng Wenke<sup>1,2</sup> Jiang Yiqiang<sup>1,2</sup> Wang Fei<sup>3</sup>

(1. School of Architecture, Harbin Institute of Technology, Harbin, 150090, China; 2. Key Laboratory of Cold Region Human Settlement Environment Science and Technology, Ministry of Industry and Technology, Harbin, 150090, China; 3. Beikong Jin'an New Energy Technology Development (Beijing) Co., Ltd., Beijing, 100084, China)

**Abstract** Air-source heat pump systems with vapor injection have promising potential applications in cold areas in China owing to their high efficiency at low temperatures. This study investigates the effect of the refrigerant charge on the energy efficiency and operating parameters of air-source heat pump systems with vapor injection at low temperatures. The results demonstrate that as the charging quantity increased from  $19\text{ kg}$  to  $25\text{ kg}$ , the suction temperature and pressure of the compressor slowly decreased from  $-11.0\text{ }^{\circ}\text{C}$  to  $-13.7\text{ }^{\circ}\text{C}$  and from  $0.305\text{ MPa}$  to  $0.320\text{ MPa}$ , respectively; the discharge pressure slowly increased by  $5.6\%$ ; the heating capacity and compressor power steadily increased; the energy efficiency gradually increased. When the refrigerant charge exceeded the critical charging quantity of  $25\text{ kg}$ , the operation of the compressor degraded; the temperature of discharge gas increased by more than  $11\%$ ; the discharge pressure increased by more than  $13.6\%$ . At the optimal refrigerant charging quantity of  $26\text{ kg}$ , the maximum energy efficiency of the unit was  $2.12$ , which demonstrated a  $14.6\%$  increase compared with the case of  $19\text{ kg}$  refrigerant charge. As the charging quantity increased from  $26\text{ kg}$  to  $28\text{ kg}$ , the coefficient of performance slowly decreased.

**Keywords** air-source heat pump; enhanced vapor injection; refrigerant; R410A

随着能源结构的调整以及全球范围内可持续发展战略的提出,人们愈发重视能源的清洁、安全以及高效利用。空气源热泵是以电能为驱动,可利用室外空气作为低温热源,向被调节对象提供热量的一种节能装置,是国家支持并大力推行的高效能源系统之一。空气源热泵具有容易获取热源、安装使用快捷、运行管理简单、无污染等诸多优点<sup>[1-2]</sup>。与其他类型的热泵相比,空气源热泵还具有使用成本低、易操作、采暖效果好、安全、干净等多重优势。空气源热泵仅需少量电能驱动压缩机运转,实现能量的转移利用,

无需配置繁琐的构件、回灌或土壤换热系统、专门的房间,并可有效减少空气中污染物的排放,与传统取暖方式对比,实现了取暖与节能环保的双重目的。

补气增焓式空气源热泵通过增加补气支路降低蒸发器入口焓值,提升制热能力,相比于普通空气源热泵在低温环境下具有更大优势。国内外对补气增焓式系统<sup>[3-4]</sup>研究较多。Wei Wenzhe等<sup>[5]</sup>通过实验证明了补气支路的增加会将化霜时间减少 $7.75\%$ ,且机组融霜效率增加 $54.11\%$ 。陈朝波<sup>[6]</sup>总结了滚动转子压缩机和涡旋压缩机等不同压缩机补气增焓

结构及其各自优缺点。蒋建江等<sup>[7]</sup>提出了补气增焓系统中最佳补气压力的确定方法、压缩机补气孔口开设的基本原则,为压缩机补气孔口的设计提供了理论依据。郭春雷等<sup>[8]</sup>通过建立补气增焓系统的热力计算模型,计算出耦合喷气增焓能够显著提升系统总能效,且部分除霜能耗是由于子系统废热提供的。

影响机组运行状态的因素<sup>[9-12]</sup>与常见的空气源热泵影响因素基本类似,包括室外温度、制冷剂种类、空气流量等,同时,补气增焓式机组补气量对机组性能的影响也十分显著<sup>[13]</sup>。冉小鹏等<sup>[14]</sup>通过建立数值仿真模型并搭建实验台,发现存在最佳相对补气量,使机组运行最优。文献[15-17]同时表明,制冷剂充注量对热泵机组运行状态的影响也十分显著。王海峰等<sup>[18]</sup>利用 ORNL 热泵设计模型对空调系统的制冷剂最佳充注量进行了一系列计算及分析,结果表明,同一系统中,制冷和制热两种模式下的最佳充注量不相等。章伟等<sup>[16]</sup>通过对电动汽车的二次回路热泵空调系统进行实验,结果表明,相比制冷模式,制冷剂充注量对制热模式下的系统性能影响较大。施永康<sup>[19]</sup>等实验研究发现,空气源热泵热水器的 COP 随制冷剂充注量的增加呈先增后减趋势,存在最佳制冷剂充注量。

上述研究主要涉及补气增焓式空气源热泵机组的特点及制冷剂充注量对热泵空调系统的影响,缺少制冷剂充注量对补气增焓式空气源热泵机组性能及运行状态影响的研究。因此本文改造了原有的风冷式补气增焓热泵机组模块,将机组内两个热泵系统的翅片式换热器并联,使单系统运行时也能利用两组翅片式换热器吸收热量,提升模块单系统运行时的能效。在环境温度为 $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,壳管式换热器回水温度为 $38\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,通过改变机组制冷剂充注量,研究制冷剂充注量对补气增焓式热泵机组的性能及运行参数的影响。

## 1 补气增焓系统

补气增焓系统原理如图 1 所示,该系统主要包括压缩机、壳管式换热器、板式换热器(经济器)、电子膨胀阀、翅片式换热器等。其中实验样机采用 HFR-130W/A2F 模块化风冷式热泵机组,为准二级压缩补气增焓式热泵机组,除霜方式为逆循环除霜,制冷剂为 R410A。压缩机采用 PCH065(19.15 kW)补气增焓式涡旋压缩机;气液分离器全容积为 15 L,充装系数为 0.8;蒸发器为翅片式换热器,一组翅片的内容积约为 3.74 L;主电子膨胀阀为 DPF(TS1)2.4C,通过调节阀门开度维持压缩机吸气过热度为 $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;辅电

子膨胀阀为 DPF(TS1)2.4C,通过调节阀门开度维持支路补气过热度为 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;冷凝器为壳管式换热器,传热面积为 $10.5\text{ m}^2$ ,全容积约为 69 L。本实验样机具有 3 个特点:1)使用并联翅片式换热器结构,可提升机组蒸发温度,缓解机器结霜现象,增加机组可靠性;2)增设单向阀支路,增大机组逆循环除霜过程中制冷剂的循环量,缓解室内侧温度波动;3)设置经济器节流前过冷,通过补气环路流回至压缩机中间压力吸入口,降低压缩机排气温度。

图 1 中左侧为 1#系统,右侧为 2#系统。机组运行时,将关闭阀门 F1 与阀门 F4,开启左侧 1#压缩机,通过 1#四通阀实现制热模式与除霜模式的切换。

制热工况:从 1#压缩机出口排出的高温高压气态制冷剂,通过 1#四通阀进入壳管式换热器加热来自用户的回水,提供大量热量。从壳管式换热器出口流出的液态制冷剂将依次流经 1#干燥过滤器进入 1#经济器进行换热,后在出口处分流为主路与辅路。其中主路过冷液体经过 1#主电子膨胀阀节流后进入蒸发器,辅路流体通过 1#辅电子膨胀阀节流降温后,进入经济器提供冷量。流过 1#主电子膨胀阀的低温液态制冷剂,进入 1#翅片式换热器和 2#翅片式换热器,通过两组翅片进行蒸发,翅片换热器出口低压气态制冷剂通过 1#四通阀进入 1#气液分离器后回到 1#压缩机。辅路制冷剂流出 1#经济器后,吸收一定热量后流回 1#压缩机中间压力吸入口,提高压缩机排气温度。

除霜工况:从 1#压缩机出口排除的高温高压气态制冷剂,通过 1#四通阀进入 1#翅片式换热器和 2#翅片式换热器,融化翅片表面霜层,吸收冷量。从翅片式换热器出口流出的液态制冷剂将流经 1#干燥过滤器分为两条支路,大部分制冷剂将通过 1#主电子膨胀阀流向 1#经济器,部分制冷剂通过 1#单向阀流向壳管式换热器,缓解室内侧除霜期间供水温度降低问题,增加制冷剂总循环量。通过 1#主电子膨胀阀的制冷剂进入经济器前分为主路和辅路,主路制冷剂直接流入 1#经济器,辅路制冷剂通过 1#辅电子膨胀阀节流降温降压进入 1#经济器,吸收部分热量后流回 1#压缩机中间压力吸入口。主路制冷剂通过 1#经济器过冷后,与单向阀支路部分制冷剂混合,流经 1#干燥过滤器进入壳管式换热器吸收部分室内侧热量,后通过 1#四通阀及 1#气液分离器返回 1#压缩机。

## 2 系统数学模型

本文实验机组为节流前通过经济器(板式换热器)过冷的补气增焓系统。从冷凝器出口流出的液



$$W_{ave} = \int W_{sys} d\tau / \tau \quad (5)$$

$$COP_{ave} = \int \frac{Q_{sys}}{W_{sys}} d\tau / \tau \quad (6)$$

式中:  $Q_{ave}$  为系统累计平均制热量, kW;  $Q_e$  为冷凝器制热量, kW;  $\tau$  为热泵运行时间, s;  $W_{ave}$  为系统累计平均功(率)耗, kW;  $W_{sys}$  为热泵机组功(率)耗, 此处主要指压缩机功(率)耗, kW;  $COP_{ave}$  系统累计平均 COP。

### 3 实验结果及分析

在环境温度为  $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、用户侧回水温度为  $38\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、出水温度为  $41\text{ }^{\circ}\text{C}$  工况下系统进行制热运行, 调整机组制冷剂充注量, 研究制冷剂充注量对系统参数及运行能效的影响, 并根据最高能效确定机组最佳的制冷剂充注量。

#### 3.1 充注量对吸气参数的影响

增加制冷剂充注量, 对压缩机吸气参数的影响如图 3、图 4 所示, 具体测试结果如表 1 所示。

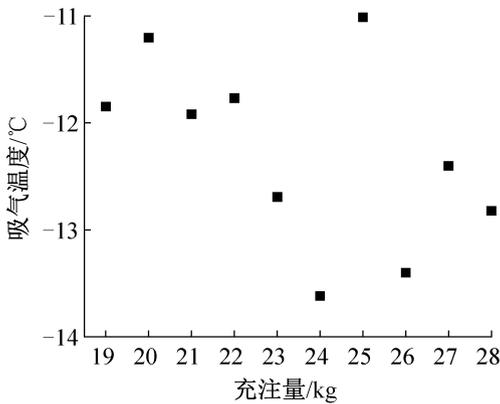


图 3 充注量对吸气温度的影响

Fig.3 Influence of charging quantity on suction temperature

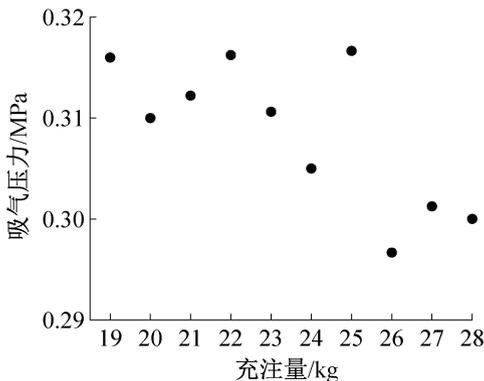


图 4 充注量对吸气压力的影响

Fig.4 Influence of charging quantity on suction pressure

表 1 压缩机吸气参数

Tab.1 Suction parameters of compressor

充注量/ kg	吸气温 度/ $^{\circ}\text{C}$	吸气压 力/MPa	充注量/ kg	吸气温 度/ $^{\circ}\text{C}$	吸气压 力/MPa
19	-11.85	0.32	24	-13.62	0.31
20	-11.20	0.31	25	-11.01	0.32
21	-11.92	0.31	26	-13.40	0.30
22	-11.77	0.32	27	-12.40	0.30
23	-12.67	0.31	28	-12.82	0.30

由图 3 可知, 随着制冷剂充注量由  $19\text{ kg}$  增至  $28\text{ kg}$ , 压缩机吸气温度在  $-13.7\sim-11.0\text{ }^{\circ}\text{C}$  范围内缓慢下降。制冷剂充注量为  $28\text{ kg}$  时, 压缩机吸气温度比充注量为  $19\text{ kg}$  时下降  $5.06\%$ 。由图 4 可知, 随着制冷剂充注量增加, 压缩机吸气压力在  $0.295\sim0.320\text{ MPa}$  范围内缓慢下降。其中, 制冷剂充注量由  $19\text{ kg}$  增至  $25\text{ kg}$  时, 吸气压力在  $0.305\sim0.320\text{ MPa}$  范围内缓慢下降, 制冷剂充注量超过  $25\text{ kg}$  后, 压缩机吸气压力降至约  $0.3\text{ MPa}$ 。充注量为  $28\text{ kg}$  时压缩机吸气压力比充注量为  $19\text{ kg}$  时降低  $8.22\%$ 。

综上所述, 在给定工况下, 随着制冷剂充注量增加, 吸气温度缓慢下降, 最低吸气温度出现在制冷剂充注量为  $24\text{ kg}$  时, 相比  $19\text{ kg}$  充注量时的吸气温度降低  $14.95\%$ , 温差为  $2.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。吸气压力整体呈下降趋势, 最低吸气压力出现在制冷剂充注量为  $26\text{ kg}$  时, 相比  $19\text{ kg}$  充注量时的吸气压力降低  $6.12\%$ 。结果同时表明, 压缩机吸气参数与最佳制冷剂充注量的相关性不显著。

#### 3.2 充注量对排气参数的影响

增加制冷剂充注量, 对压缩机排气参数的影响如图 5、图 6 所示, 具体测试结果如表 2 所示。

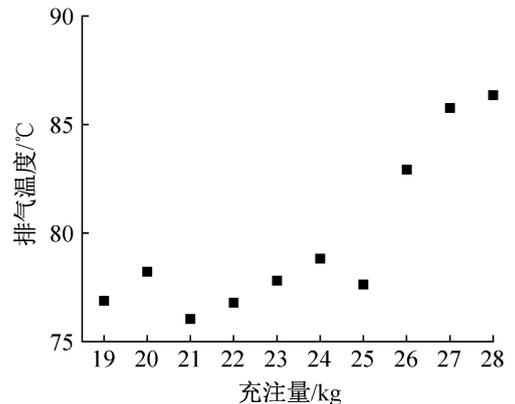


图 5 充注量对排气温度的影响

Fig.5 Influence of charging quantity on exhaust temperature

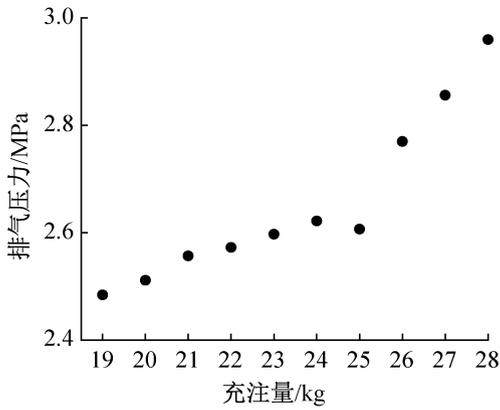


图 6 充注量对排气压力的影响

Fig.6 Influence of charging quantity on exhaust pressure

表 2 压缩机排气参数

Tab.2 Exhaust parameters of compressor

充注量/ kg	排气温 度/°C	排气压 力/MPa	充注量/ kg	排气温 度/°C	排气压 力/MPa
19	76.89	2.48	24	78.83	2.62
20	78.22	2.51	25	77.63	2.61
21	76.04	2.56	26	82.93	2.77
22	76.80	2.57	27	85.77	2.86
23	77.88	2.60	28	86.36	2.96

由图 5 可知,随着制冷剂充注量的增加,压缩机排气温度总体呈上升趋势,制冷剂充注量超 25 kg 后,排气温度随充注量的增加显著上升。制冷剂充注量在 19~25 kg 之间时,压缩机排气温度在 76.0~78.9 °C 范围内呈上升趋势,且随制冷剂充注量的增加,压缩机排气温度仅升高 2.5%,增幅较小。当制冷剂充注量在 25~28 kg 之间时,随着制冷剂充注量的增加,压缩机排气温度大幅上升,由 77.6 °C 升至 86.4 °C,增加 11%,压缩机排气温度上升速率显著降低,但仍保持升温趋势。

由图 6 可知,制冷剂充注量在 19~25 kg 之间时,压缩机排气压力为 2.48~2.62 MPa,上升 5.6%,增势缓慢;制冷剂充注量超过 25 kg 时,随着制冷剂充注量的增加,压缩机排气压力由 2.60 MPa 增至 2.96 MPa,上升 13.6%,压力增幅较大。

综上所述,在制冷剂充注量大于 25 kg 后,压缩机排气温度与排气压力均急剧上升,说明此时压缩机运行状态随制冷剂充注量的增加逐渐变差。

### 3.3 充注量对系统能效的影响

图 7 所示为热泵机组制热量随制冷剂充注量增加的变化。由图 7 可知,随着制冷剂充注量由 19 kg

增至 28 kg,热泵机组的制热量逐渐增加,充注量为 28 kg 时的制热量相比 19 kg 时增加 15.3%,因此在一定范围内增加制冷剂充注量有利于机组制热量的增加。

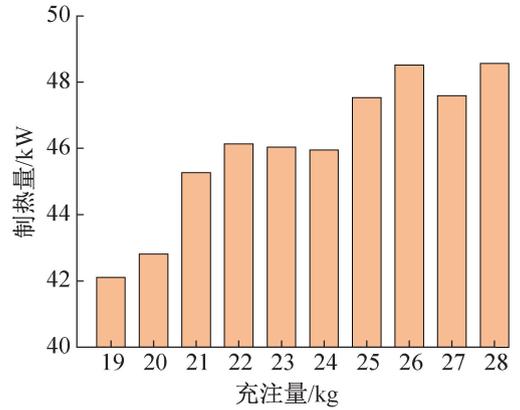


图 7 充注量对制热量的影响

Fig.7 Influence of charging quantity on heat production

图 8 所示为压缩机功率随制冷剂充注量增加的变化。由图 8 可知,随着制冷剂充注量的增加,压缩机功率呈先缓慢下降,后逐渐增加趋势,转折点出现在充注量为 24 kg。当制冷剂充注量在 19~24 kg 之间时,随着制冷剂充注量的逐渐增加,压缩机功率缓慢减小,下降 1.4%,但稳定在 22.67~22.84 kW 范围内;当制冷剂充注量在 24~28 kg 之间时,压缩机功率先缓慢增大,当充注量超过 26 kg 后,压缩机功率显著上升,由 22.95 kW 升至 24.50 kW。结果表明,制冷剂充注量超过 26 kg 会显著增加压缩机功率,而小于 26 kg 时,制冷剂充注量变化对压缩机功率影响较小。

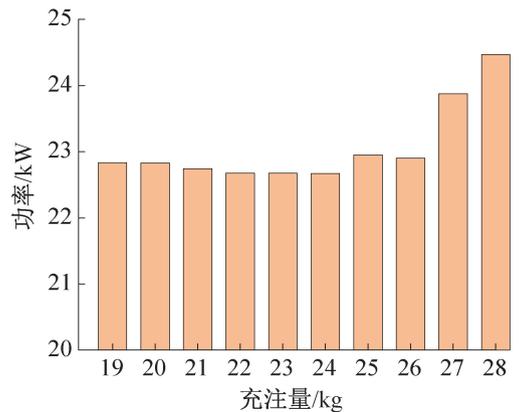


图 8 充注量对压缩机功率的影响

Fig.8 Influence of charging quantity on compressor power

图 9 所示为系统 COP 随制冷剂充注量增加的变化。由图 9 可知,系统 COP 呈先增后减的趋势,制冷剂充注量为 26 kg 时 COP 取得最大值为 2.12。因此

确定本机组制冷剂最佳充注量在 26 kg 附近,并指定制冷剂最佳充注量为 26 kg。当充注量在 19~26 kg 之间时系统 COP 增加 14.6%。当制冷剂充注量超过 26 kg 后,系统 COP 降至 2.0 以下,且降幅较大。

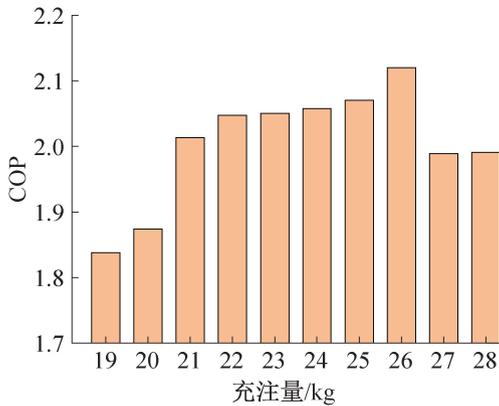


图 9 充注量对系统性能系数的影响

Fig.9 Impact of charging quantity on system COP

由实验结果分析可知,热泵机组能效与制冷剂充注量有关。随着制冷剂充注量的增加,系统能效先增后减,存在最佳制冷剂充注量。确定最佳制冷剂有利于提升机组能效,且根据能效变化趋势可知,实际制冷剂充注量可略小于该最佳值。

## 4 结论

本文通过实验研究了补气增焓式空气源热泵机组在环境温度为 $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、回水温度为 $36\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、保持主电子膨胀阀控制吸气过热度为 $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、辅电子膨胀阀控制补气过热度为 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 工况下,制冷剂充注量对机组性能及运行参数的影响,得到如下结论:

1)该热泵机组在低温环境下,随着制冷剂充注量由 19 kg 增至 28 kg,压缩机吸气压力在 0.295~0.320 MPa 范围内缓慢下降,充注量为 28 kg 时压缩机吸气压力比 19 kg 时下降 8.22%。吸气温度由 $-11.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 降至 $-13.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,且与最佳制冷剂充注量不具有显著相关性。

2)随着制冷剂充注量由 19 kg 增至 28 kg,压缩机排气温度及压力均呈上升趋势。充注量为 19~25 kg 时,排气参数变化不显著,排气温度上升 2.5%,排气压力上升 5.6%。充注量为 25~28 kg 时,排气温度上升 11%,排气压力上升 13.6%,排气参数变化更显著。

3)随着制冷剂充注量由 19 kg 增至 28 kg,机组制热量由 42.10 kW 增至 48.56 kW;压缩机功率由 22.67 kW 增至 24.50 kW,增加 1.83 kW。系统 COP 呈先增后减的趋势,存在最佳 COP 为 2.12,此时对应

最佳制冷剂充注量为 26 kg。

4)该机组存在最高能效对应的最佳制冷剂充注量。超过最佳充注量 26 kg 后,压缩机功率大幅增加,机组能效急剧下降。同时根据压缩机排气参数确定压缩机运行状态发生显著变化时的制冷剂充注量为 25 kg。因此,同时考虑机组能效及压缩机运行状态确定制冷剂充注量,能够既保证机组拥有较高能效又维持相对稳定的运行状态。

## 参考文献

- [1] 封家平,许涛,杨飞,等.空气源热泵在我国暖通空调中的应用与发展[J].建筑热能通风空调,2005,24(5):20-23,48.(FENG Jiaping, XU Tao, YANG Fei, et al. Application and development of air-source heat pump to HVAC in China[J]. Building Energy & Environment, 2005, 24(5): 20-23, 48.)
- [2] 吴卫平,吴琛,窦秀华,等.空气源热泵在建筑节能中的应用[J].山东工业技术,2017(17):124.(WU Weiping, WU Chen, DOU Xiuhua, et al. Application of air-source heat pump in building energy saving [J]. Shandong Industrial Technology, 2017(17): 124.)
- [3] 唐逸飞,赵军.带经济器的空气源热泵系统研究综述[J].轻工机械,2018,36(4):93-99.(TANG Yifei, ZHAO Jun. Study on air-source heat pump system with economizer[J]. Light Industry Machinery, 2018, 36(4): 93-99.)
- [4] WANG Wenyi, ZHOU Qun, TIAN Guanyu, et al. The intermediate temperature optimization for cascade refrigeration system and air-source heat pump via extreme seeking control[J]. International Journal of Refrigeration, 2020, 117: 150-162.
- [5] WEI Wenzhe, NI Long, WANG Wei, et al. Experimental and theoretical investigation on defrosting characteristics of a multi-split air-source heat pump with vapor injection[J]. Energy and Buildings, 2020, 217: 109938.
- [6] 陈朝波.压缩机补气增焓技术探究[J].现代商贸工业,2020,41(8):215-216.(CHEN Chaobo. Research on the technology of air supplement and enthalpy increase for compressor [J]. Modern Business Trade Industry, 2020, 41(8): 215-216.)
- [7] 蒋建江,黄正宗,邹寅明,等.用于补气增焓热泵系统的压缩机研究[J].压缩机技术,2019(1):31-36.(JIANG Jianjiang, HUANG Zhengzong, ZOU Yinming, et al. Study on compressor using in heat pump system with vapor injection [J]. Compressor Technology, 2019(1): 31-36.)
- [8] 郭春雷.耦合喷气增焓空气源热泵的除霜优点分析[J].科技与创新,2018(4):63-65.(GUO Chunlei.

- Defrosting advantages of coupled enthalpy air-source heat pump [J]. *Science and Technology & Innovation*, 2018 (4): 63-65.)
- [9] CHESSER M, O'REILLY P, LYONS P, et al. The impact of extreme weather on peak electricity demand from homes heated by air-source heat pumps[J]. *Energy Sources, Part B: Economics, Planning, and Policy*, 2021, 16(8): 707-718.
- [10] 刘泽勤, 高梦晗. 供水温度对 CO<sub>2</sub> 空气源热泵系统性能的影响[J]. *低温与超导*, 2020, 48(4): 100-104. (LIU Zeqin, GAO Menghan. Effect of water supply temperature on the performance of CO<sub>2</sub> air-source heat pump system [J]. *Cryogenics & Superconductivity*, 2020, 48(4): 100-104.)
- [11] 于齐东. 热泵系统运行影响因素分析与经济性评价[J]. *制冷与空调(北京)*, 2019, 19(7): 52-60. (YU Qidong. Analysis on influencing factors of operation and economic evaluation for heat pump systems[J]. *Refrigeration and Air-conditioning*, 2019, 19(7): 52-60.)
- [12] 杨庆成, 施永康, 招就权, 等. 室外工况对空气源热泵热水器性能的影响[J]. *制冷与空调(北京)*, 2020, 20(10): 67-72. (YANG Qingcheng, SHI Yongkang, ZHAO Jiuquan, et al. Impact of ambient condition on performance of air-source heat pump water heater[J]. *Refrigeration and Air-conditioning*, 2020, 20(10): 67-72.)
- [13] 章伟, 李康, 余军, 等. 二次回路热泵空调系统制冷剂充注量的实验研究[J]. *低温与超导*, 2019, 47(12): 62-66, 71. (ZHANG Wei, LI Kang, YU Jun, et al. Experimental study on refrigerant charge of a secondary loop heat pump air conditioning system[J]. *Cryogenics & Superconductivity*, 2019, 47(12): 62-66, 71.)
- [14] 冉小鹏, 翟晓强, 骆琼. 蒸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 Xiaopeng, ZHAI Xiaoqiang, LUO Qiong. 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.)
- [15] 刘明康, 苏林, 李康, 等. 某电动汽车热泵空调系统制冷剂充注量试验研究[J]. *流体机械*, 2020, 48(5): 82-88. (LIU Mingkang, SU Lin, LI Kang, et al. Experimental study on refrigerant charge of heat pump air conditioning system in an electric vehicle[J]. *Fluid Machinery*, 2020, 48(5): 82-88.)
- [16] 章伟, 李康, 周萍. 电动汽车二次回路热泵空调系统制冷剂充注量研究[J]. *时代汽车*, 2021(12): 99-101. (ZHANG Wei, LI Kang, ZHOU Ping. Research on refrigerant charge of electric vehicle secondary circuit heat pump air conditioning system[J]. *Auto Time*, 2021(12): 99-101.)
- [17] 赵家威, 张皓, 施骏业, 等. 电动汽车热泵空调制冷剂充注量的试验研究[J]. *制冷技术*, 2017, 37(2): 60-63. (ZHAO Jiawei, ZHANG Hao, SHI Junye, et al. Experimental study on refrigerant charge of heat pump air conditioning system for electric vehicles[J]. *Chinese Journal of Refrigeration Technology*, 2017, 37(2): 60-63.)
- [18] 王海峰, 张守兵, 原惠惠, 等. 多功能空调热水器最佳制冷剂充注量的实验与分析[J]. *制冷学报*, 2015, 36(3): 87-91. (WANG Haifeng, ZHANG Shoubing, YUAN Huihui, et al. Experimental study on optimal refrigerant charge of multi-functional air-conditioning hot water heater[J]. *Journal of Refrigeration*, 2015, 36(3): 87-91.)
- [19] 施永康, 杨庆成, 丁小江. 制冷剂充注量及毛细管长度对空气源热泵热水器性能的影响[J]. *制冷与空调(北京)*, 2018, 18(10): 77-82. (SHI Yongkang, YANG Qingcheng, DING Xiaojiang. Impact of refrigerant charge amount and capillary length on performance of air-source heat pump water heater[J]. *Refrigeration and Air-conditioning*, 2018, 18(10): 77-82.)

#### 通信作者简介

郑文科,男,讲师,哈尔滨工业大学建筑学院,寒地城乡人居环境科学与技术工业和信息化部重点实验室,13206526315, E-mail: zhengwenke2010@163.com。研究方向:暖通空调,制冷系统与设备研究。

#### About the corresponding author

Zheng Wenke, male, lecturer, School of Architecture, Harbin Institute of Technology, Key Laboratory of Cold Region Human Settlement Environment Science and Technology, Ministry of Industry and Technology, +86 13206526315, E-mail: zhengwenke2010@163.com. Research fields: heating ventilation air conditioning, research for refrigeration system and equipment.