

文章编号: 1671-6612 (2021) 03-365-06

空气源热泵供热参数特性实验研究

任昕瑜¹ 王云峰^{1,2} 李国良^{1,2} 姚昊翊^{1,2}

(1. 云南师范大学太阳能研究所 昆明 650500;

2. 云南省高校太阳能供热与制冷技术重点实验室 昆明 650500)

【摘要】 为了提高空气源热泵的供热性能, 搭建了空气源热泵性能测试系统, 进行了不同运行工况下的热泵性能测试研究, 研究分析了冷冻水流量、节流阀开度, 压缩机频率对热泵机组制冷量与制热量的影响。结果表明: 一开始制热量、制冷量随冷冻水流量的增加而增加, 当冷冻水流量超过一定范围时, 此时压缩机吸排气压小, 导致了制冷剂流量下降, 从而造成制热量、制冷量的减少; 随着压缩机频率的增加, 制热量、制冷量也随之增加, 与压缩机频率成正比关系; 电子膨胀阀开度越大时越容易使压缩机发生吸气带液, 吸气带液开始时制热量、制冷量开始下降。同时吸气带液也影响了制冷剂的质量流量, 吸气带液时制冷剂流量减小。

【关键词】 热泵; 电子膨胀阀; 压缩机频率; 制热量; 制冷量

中图分类号 TB61 文献标识码 A

Experimental Research on the Characteristics of Heating Parameters of Air Source Heat Pump

Ren Xinyu¹ Wang Yunfeng^{1,2} Li Guoliang^{1,2} Yao Haoyi^{1,2}

(1. Solar Energy Research Institute, Yunnan Normal University, Kunming, 650500;

2. Key Laboratory of Solar Heating and Cooling Technology of Yunnan Provincial Universities, Kunming, 650500)

【Abstract】 In order to improve the heating performance of the air source heat pump, this paper built an air source heat pump performance test system, carried out the heat pump performance test under different operating conditions, studied and analyzed the chilled water flow rate, the throttle opening, and the compressor frequency. The influence of cooling capacity and heating capacity of heat pump unit. The results show that at first the heating capacity and cooling capacity increase with the increase of the chilled water flow rate. When the chilled water flow rate exceeds a certain range, the compressor suction and discharge pressure is small at this time, resulting in a decrease in the refrigerant flow rate, resulting in heating and cooling capacity. As the frequency of the compressor increases, the heating capacity and cooling capacity also increase, which are directly proportional to the compressor frequency; the larger the opening of the electronic expansion valve, the easier it is to cause the compressor to suck in liquid and liquid. The heating capacity and cooling capacity begin to decrease when the liquid starts. At the same time, the intake of liquid in the air also affects the mass flow of the refrigerant, and the flow of the refrigerant decreases when the intake of liquid is carried out.

【Keywords】 Heat pump; electronic expansion valve; compressor frequency; heating capacity; cooling capacity

基金项目: 云南省基础研究重点项目 (项目编号: 202001AS070025)

作者简介: 任昕瑜 (1998-), 女, 研究方向为热泵利用技术, E-mail: 3409754610@qq.com

通讯作者: 王云峰 (1984-), 男, 博士, 教授, 研究方向为太阳能热利用技术, E-mail: wangyf@ynnu.edu.cn

收稿日期: 2021-01-14

0 引言

随着能源需求的增加和科技快速发展的要求,

节能降耗成为社会重点关注问题。空气源热泵以其高效节能、绿色环保等优势受到社会广泛关注。但

是,由于传统的空气源热泵在冬季对气候的依赖性强,使空气源热泵的使用受到一定程度上的限制。如何优化空气源热泵,减轻冬季恶劣天气对系统性能造成的影响,采用何种方式来综合衡量其系统的性能等,成为众多学者的研究热点。

王周等^[1]人搭建了 R410a 高温热泵试验台上,对各循环参数与频率之间的关系进行了研究分析,结果表明热泵系统的循环参数易受压缩机输入频率的影响。刘湘云等人^[2]研究了热力膨胀阀开度对空调系统的影响,研究表明热力膨胀阀的非线性特性使制冷剂质量流量在一定范围内呈现波形变化。侯泽飞^[3]以压缩机频率和电子膨胀阀开度作为研究对象,研究其对空调系统能力及性能的影响,结果显示:变频空调在一定频率下运行时,随着阀开度的增大制冷量会先增后降,且每个频率下存在一个最优开度。Choi 等^[4]研究了毛细管和电子膨胀阀对热泵系统的影响,研究表明电子膨胀阀能有效提高运行工况变化较大时的热泵系统性能。虞中旻等人^[5]搭建空气源热泵热水系统试验台,对电子膨胀阀开度的影响进行了试验研究,研究不同调节方式对系统性能的影响。得到了在相同的膨胀阀开度下,随着系统的运行,系统制热量和系统 COP 均呈现先上升后下降的趋势的。吴学红^[6]研究了不同供水温度对空气源热泵的制热量、系统功耗、能效、排气温度、压缩比等的影响,结果表明:在相同初始水温下,随着加热的进行,压缩机的制热量先增加后降低,供水温度为 40℃时的制热量最大。王绍佳^[7]以供水温度作为研究对象,研究其对低温空气源热泵制热性能的影响,供水温度达到 40℃时,如果将环境温度从-12℃上升到 6℃,则整个系统热量将会增加 8.2%。而系统功耗增幅为 3.3%。整个系统的能效增幅为 5.1%。王晓东^[8]等人通过搭建的空气源热泵系统试验台,研究分析了冷凝器进口水温和冷凝温度对系统换热量、制热量、压缩机状态及系统 COP 的影响。研究表明:蒸发器进风温度为 9.3℃、冷凝器入口水温为 26~45℃时,系统 COP 最高可达 3.4。

从以上研究进展中可以看出:国内外许多学者从电子膨胀阀、供热水温、压缩机频率等多个方面对空气源热泵的性能进行了不同角度的研究,并取得了一定进展与成果。结合以上研究,很少有人以冷冻水流量、节流阀开度、压缩机频率这三个方面

作为研究的切入点来研究热泵的制热性能和制冷性能。本文以冷冻水流量、电子膨胀阀开度、压缩机频率作为研究重点,搭建了空气源热泵测试系统,研究测试冷冻水流量、电子膨胀阀开度、压缩机频率对空气源热泵的制热量和制冷量的影响,找到理论与实验相互符合的规律。

1 实验测试系统及方法

1.1 实验系统结构

本文搭建的试验台是单级蒸汽压缩式空气源热泵实验台,如图 1 所示。

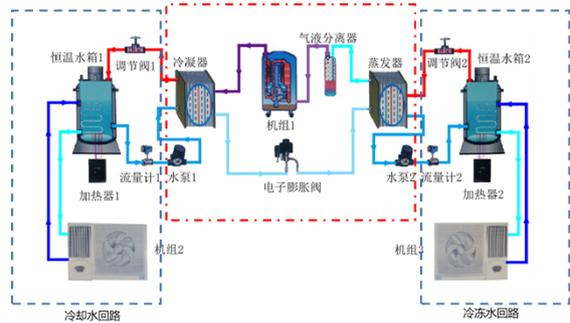


图 1 系统原理图

Fig.1 System schematic

整个测试系统分为 3 部分:

(1) 工质循环部分。中间红色方框内是主要的热泵/制冷循环设备,包括压缩机、冷凝换热系统、蒸发换热系统、电磁式电子膨胀阀。

(2) 辅助水系统部分。蓝色方框内是为主机部分提供恒定冷源与恒定热源的辅助机组设备,两套恒温水箱内分别设置有加热/冷却盘管,为主机部分提供温度恒定的冷、热源(即冷凝器的冷却水或蒸发器的冷冻水)。左边蓝色边框是为冷凝器提供恒定冷源的辅助设备,主要为系统提供冷却水,主要设备为冷却水箱、加热/制冷机。右边蓝色边框是为蒸发器提供恒定热源的辅助设备,主要为系统提供冷冻水,主要设备有有冷冻水箱、加热/制冷机。

(3) 检测控制仪器部分。检测控制仪器仪表。主要为压缩机变频器、电子膨胀阀控制板和相关仪器仪表。另外,本实验系统还有很多辅助设备,主要包括工质的铜管网、冷却及加热的水管网、真空泵及保温材料等。其中各管网用于连接设备,与工况仪表完成工况转换工作。系统部件具体参数如表 1 所示。

表 1 系统部件参数

Table 1 Some parameters of the system

部件	参数	数值	数量
压缩机	功率	3 kW	1 个
	功率	370 W	
不锈钢 自吸喷射泵	扬程	35 m	2 个
	流量	3.0 m ³ /h	
	口径	25 mm	
	电源	220V/50Hz	
空气能热泵	额定功率	864 W	2 个
	工作电流	3.39 A	
热水器	额定出水温度	55 °C	2 个
	热水出水量	80 L/h	
	工作水压	0.6 MPa	
	分子式	CH ₂ FCF ₃	
制冷剂 R134a	沸点	-26.1 °C	2 个
	临界温度	101.1 °C	
	临界压力	4066.6 kPa	
水箱	容量 (自制)	195 L	2 个
换热器	换热器外表面积	2.0 m ²	2 个
热泵压缩机	功率	10.5 kW	1 个
性能试验系 统	电源	220V/50Hz	
电子膨胀阀	调节范围	5P~250P	1 个
浮子流量计	测量精度	± 3%	2 个

1.2 载冷剂工况系统

本实验采用液体载冷剂法, 制冷剂为 R134a。载冷剂工况系统由蒸发侧工况系统和冷凝侧工况系统组成。蒸发器和冷凝器都选用板式换热器。机组的蒸发器 (冷凝器) 水路有流量计指示水流量, 进出口设置有温度检测点, 可根据实验需要设置水流量调节阀来提供稳定可调的水流量。在进行测试时, 由控制水温的附加装置完成工况水温的调节和稳定。

在整个热泵循环中, 水作为载冷剂, 在蒸发侧提供热量, 使制冷剂受热蒸发, 在冷凝侧接收制冷剂放出的热量, 使整个制冷循环稳定。作为液体载冷剂法的重要组成部分, 工况系统中的水需要被采集的参数有换热器进出口的温度差和冷凝器进出口的温度差及其压力, 用于计算制冷量和制热量。

电子膨胀阀为电磁式电子膨胀阀, 可通过手动调节控制器改变 EEV (电子膨胀阀) 开度。水循环部分由辅助供热/制冷机组控制实验水温。冷冻水循环和冷却水循环均装有一个浮子流量计, 可以测得水侧体积流量 q_v , 其测量精度 ± 3%。

1.3 试验方法及过程

本实验在低温热泵性能实验室中进行, 以 R134a 工质的空气源热泵为实验机组, 根据 GB/T 10870-2001 《容积式和离心式冷水 (热泵) 机组性能试验方法》^[9] 的要求调节组合, 进行对照实验。实验开始, 首先检查热泵系统密闭性能, 密闭性能完好后, 再充入循环工质。其次确定恒温水箱 1、恒温水箱 2 都加满水后, 打开热泵系统的机组, 接通电源。(1) 首先开启冷却水泵。(2) 开启冷冻水泵。(3) 水泵 1 和水泵 2 开启正常后, 开启加热机组 1。(4) 通过加热器使恒温水箱 1 水温恒定在 20°C, 恒温水箱 2 水温恒定在 30°C。(5) 根据不同的参数变量调节系统, 待系统运行稳定后, 开始记录改变参数后的实验数据。(6) 分析空气源热泵机组的蒸发温度、冷凝温度、制热量、制冷量等的变化规律, 分析总结出影响空气源热泵制热量和制冷量的重要因素。

研究冷冻水变流量对系统的影响时, 环境温度保持在 18.5°C。冷却水进口流量控制在 0.6m³/h, 恒温水箱 1 水温恒定在 20°C, 恒温水箱 2 水温恒定在 30°C, EEV 开度恒定为 5.6%。冷冻水流量分别设置为 250m³/h、300m³/h、350m³/h、400m³/h、450m³/h。开始实验, 冷冻水流量第一次设定为 250m³/h, 系统稳定后记录一组数据, 而后依次改变流量参数, 待系统运行至稳定后, 记录数据。分析热泵机组的吸排气温度、压缩比、制热量、制冷量的变化规律。

压缩机变频实验中, 环境温度保持在 18.5°C。恒温水箱 1 水温恒定在 20°C, 恒温水箱 2 水温恒定在 30°C, EEV 开度恒定为 5.6%, 冷却水进口流量控制在 0.4m³/h, 冷冻水进口流量控制在 0.5m³/h。压缩机频率分别设置为 30Hz、40Hz、50Hz、60Hz、70Hz、80Hz。待系统运行稳定后记录数据。

研究电子膨胀阀开度对系统的影响, 恒温水箱 1 水温恒定在 20°C, 恒温水箱 2 水温恒定在 30°C, 冷却水进口流量控制在 0.4m³/h, 冷冻水进口流量控制在 0.5m³/h。EEV 开度分别设置为 4%、6%、8%、

10%、12%、14%，在各 EEV 开度下系统运行至稳定后记录数据。

2 热泵系统制热量、制冷量计算

实验中可测得冷凝器的进口温度 t_{h1} 、冷凝器出口温度 t_{h2} 、蒸发器进口温度 t_{n1} 、蒸发器出口温度 t_{n2} 、冷却水质量流量 q_m 等数据，则热泵制热量可由下式计算^[9]：

$$Q_h = Cq_m(t_{h2} - t_{h1}) - Q_c \quad (1)$$

式中： Q_h 为热泵制热量，W； C 为平均温度下水的比热， $J/(kg \cdot ^\circ C)$ ； q_m 为冷却水质量流量， kg/s ； t_{h1} 为冷凝器冷（热）水进口温度， $^\circ C$ ； t_{h2} 为冷凝器冷（热）水出口温度， $^\circ C$ ； Q_c 为环境空气对于干式蒸发器的冷水侧修正项，W，可由式（2）获得

$$Q_c = KA|t_h - t_e| \quad (2)$$

式中： t_h 为冷凝器进、出口温度平均值， $^\circ C$ ； t_e 为环境温度， $^\circ C$ ； K 为换热器外表面与环境空气之间的传热系数， $W/(m \cdot K)$ ； A 为换热器外表面积， $0.36m^2$ 。

热泵制冷量可由下式计算^[9]：

$$Q_n = Cq_n(t_{n1} - t_{n2}) + Q_d \quad (3)$$

式中： Q_n 为热泵制冷量，W； C 为平均温度下水的比热， $J/(kg \cdot ^\circ C)$ ； q_n 为冷冻水质量流量， kg/s ； t_{n1} 为蒸发器冷（热）水进口温度， $^\circ C$ ； t_{n2} 为蒸发器冷（热）水出口温度， $^\circ C$ ； Q_d 为环境空气对于干式蒸发器的冷水侧修正项，W。可由式（4）获得

$$Q_d = KA|t_n - t_e| \quad (4)$$

式中： t_n 为蒸发器进、出口温度平均值， $^\circ C$ ； t_e 为环境温度， $^\circ C$ ； K 为换热器外表面与环境空气之间的传热系数， $W/(m \cdot K)$ ； A 为换热器外表面积， $0.36m^2$ 。

3 试验结果与分析

3.1 冷冻水变流量对系统制热/制冷性能的影响

图 2（a）和（b）分别为变流量下机组制热量和制冷量随冷冻水的变化曲线。

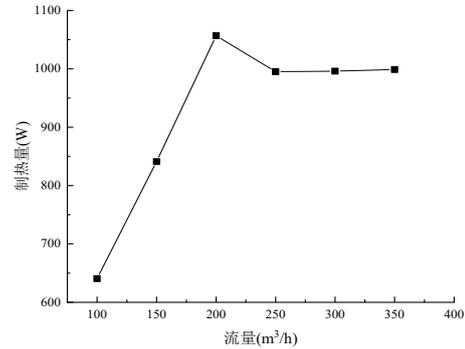


图 2（a） 冷冻水进水流量对制热量的影响

Fig.2(a) The influence of chilled water inlet flow on heating capacity

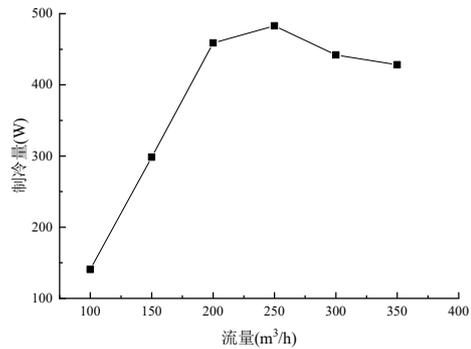


图 2（b） 冷冻水进水流量对制冷量的影响

Fig.2(b) The influence of chilled water inlet flow on cooling capacity

由图 2（a）知，冷冻水流量在 $100m^3/h$ 至 $200m^3/h$ 之间时，制热量随着冷冻水进水量的增加而增大，且上升幅度趋势较大，冷冻水流量在 $200m^3/h$ 时，制热量存在一个最大值 $1056.72W$ 。此时制热量随着系统运行，上升幅度明显。随着冷冻水进水量的继续增加，流量在超过 $200m^3/h$ 之后，制热量下降到一定数值后不再下降，维持在一定数值范围内，分析其原因是蒸发器侧高低压力会随着冷冻水流量的变化而变化，从而形成了新的平衡，改变了蒸发器的蒸发温度，导致压缩机的吸气、排气状态变化，压缩机的性能也会随之变化。冷冻水流量增大到一定范围时，使压缩机当中的排气温度与压缩比不断增加，此时压缩机容积效率便会降低，吸排气压比小^[11]，这样导致了继续增加冷冻水流量时，制热量减少。

由图 2（b）可知冷冻水流量在 $250m^3/h$ 时，制冷量存在一个最优值。这是因为随着蒸发器侧冷冻

水流量越大, 增强了制冷剂与冷冻水热交换, 制冷量增加。同时热交换量的变大使压缩机进气温度上升, 压缩机排气温度也随之上升。

当冷冻水流量超过 250m³/h 后, 制冷量呈现下降趋势, 其原因是由于水流量越大吸排气压比越小^[1], 制冷剂流量越小, 而板式换热器面积不变, 导致与制冷剂的热交换过程不能充分进行, 制冷量呈现下降趋势。

3.2 不同压缩机频率对系统制热/制冷性能的影响

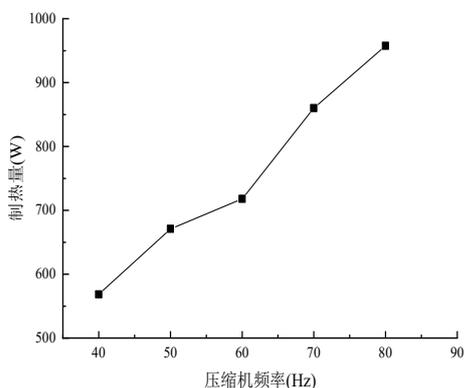


图 3 (a) 压缩机频率对制热量的影响

Fig.3(a) The influence of compressor frequency on heating capacity

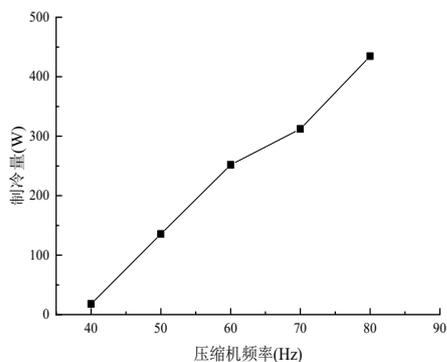


图 3 (b) 压缩机频率对制冷量的影响

Fig.3(b) The influence of compressor frequency on cooling capacity

由图 3 可知, 制热量和制冷量均随着压缩机频率的增加而上升, 呈现线性增长趋势, 制冷量的线性趋势比制热量的线性趋势好。

分析其制热量、制冷量增加原因, 工质热力学参数在换热器换热面积不变、进出口处基本无变化时, 制热量、制冷量与工质流量成正比, 当压缩机频率增加, 压缩机压缩比增大, 流量也相应增加时,

制热量、制冷量也随之增加, 即符合了理论上制热量、制冷量与压缩机转速 f 成正比的结论, 进而得出制热量、制冷量与压缩机频率成正比关系。

3.3 不同 EEV 开度对系统制热/制冷性能的影响

图 4 为 EEV 开度变化情况下机组制热量、制冷量变化的曲线

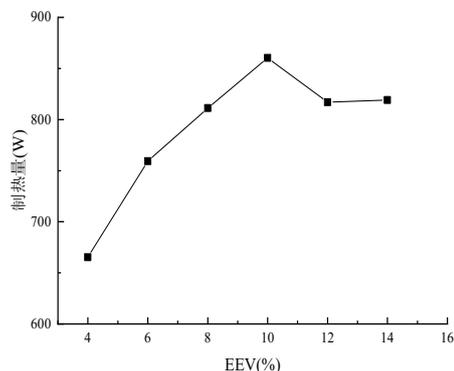


图 4 (a) EEV 不同开度对制热量的影响

Fig.4(a) The influence of different opening degrees of EEV on heating capacity

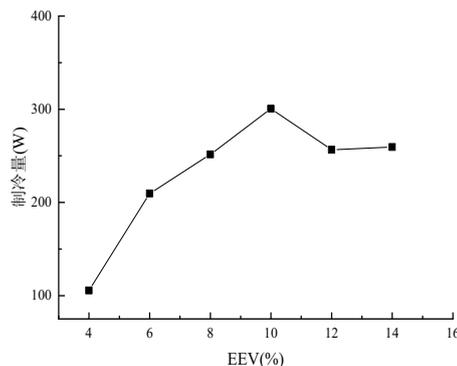


图 4 (b) EEV 不同开度对制冷量的影响

Fig.4(b) The influence of different opening degrees of EEV on cooling capacity

如图 4 (a) 所示 EEV 开度在 10% 时, 制热量存在一个最大值 860W。EEV 开度在 4% 至 6% 之间上升幅度趋势较大, 这是由于随着膨胀阀的开度变大, 蒸发器进口温度随膨胀阀开度增大而上升, 系统的蒸发压力随之迅速上升, 受到蒸发压力升高的影响, 压缩机的排气压力及排气温度同步升高, 补气量的增加造成了制热量的增加。因为蒸发压力升高到一定数值后, 压力由快速升高阶段转变为小幅度升高阶段, 压缩机排气压力及排气温度缓慢上升, 所以 EEV 开度在 6% 至 10% 之间制热量上升幅度

趋势渐缓,此时压缩机吸入的制冷剂逐渐由过热蒸汽转变为饱和干蒸气^[10];在此基础上再开大阀门,则会使压缩机吸入制冷剂湿蒸气,此时,冷凝器内两相态换热比增大,过热态换热比降低,冷凝器总传热系数增大,制热量进一步上升,达到最优点。随着阀开度的继续增大,压缩机将一直处于吸气带液状态,冷凝器内两相态进一步增多,制冷剂与水换热减少,制热量呈现下降趋势^[17]。当排气温度下降至冷凝温度附近时,排气过热度已降至最低,排气温度出现拐点随冷凝温度同步上升,此后再保持吸气带液非但不能降低排气温度反而使制冷剂流量下降,制热量进一步减小,导致系统制热性能恶化^[12]。

由图 4 (b) 知 EEV 开度在 10% 时,制冷量达到一个最优值 301W。制冷量变化趋势与制热量变化趋势基本相同。

分析其原因在于,随着膨胀阀的开度变大,制冷剂质量流量的增加造成了制冷量的增加。当阀开度增加时,压缩机吸入的制冷剂逐渐由过热蒸汽转变为饱和干蒸气^[10],制冷量呈上升趋势;在此基础上再开大阀门,则会使压缩机吸入制冷剂湿蒸气,压缩机开始吸气带液,导致制冷量出现下降拐点。这是由于蒸发压力过高时,蒸发器中空气与制冷剂的换热温差降低,压缩机吸气过热度降低,压缩机少量吸气带液^[15,16]。吸气带液降低了排气温度,减小了冷凝器两侧焓差,增大了压缩机膨胀比体积,降低了容积效率和等熵压缩效率,降低排气温度,减小排气过热度,最终导致制冷剂流量降低^[11-14]。质量流量降低导致了热量交换减少,制冷量也相应下降。当压缩机吸气带液时制冷量与制热量一样出现下降趋势。

4 结论

研究分析了冷冻水流量、电子膨胀阀开度,压缩机频率对热泵机组制冷量与制热量的影响,试验测试与分析表明:

(1) 冷冻水流量的增加对系统的制热量、制冷量带来了一定程度上的影响,制热量、制冷量都是先上升到最优点后下降。冷冻水流量与压缩机的功耗成正比关系,冷冻水流量增加,压缩机功耗也随之增加,流量过大会加重压缩机负担,使压缩机吸排气压小,导致了制冷剂减小。

(2) 压缩机频率的不断加使系统的制热量、制冷量呈现线性增长趋势,但过高的压缩机频率会给系统带来负面影响,同时压缩机的频率的调节需要考虑到电子膨胀阀开度的问题,压缩机频率变化的同时电子膨胀阀开度也需要做出相应改变,这样才能使系统性能在一定程度上达到最佳状态。

(3) 电子膨胀阀具有控制冷凝压力到蒸发压力之间的压降的作用,由试验结果可知,电子膨胀阀开度过大容易导致压缩机大量吸气带液,同时开度过大也会导致制冷剂流量减少,所以电子膨胀阀开度不适合大范围调节。同时,电子膨胀阀开度的大小也会对冷凝压力造成影响,冷凝压力的过高会使制冷系数下降,对压缩机等高压部件产生不利影响。不同电子膨胀阀开度控制下的制热量和制冷量的下降拐点,可以作为控制电子膨胀阀开度和压缩机吸气带液的判断依据。

参考文献:

- [1] 王周,连之伟,范晓伟,等.高温热泵压缩机频率对循环参数的影响[J].流体机械,2009,37(5):5-8.
- [2] 刘湘云,王武,汤奇雄.热力膨胀阀对空调器性能影响的试验研究[J].制冷空调,2014,14(2):61-62.
- [3] 侯泽飞.电子膨胀阀对变频空调性能影响的实验研究[J].规划与设计,2013,(2):385-386.
- [4] CHOI J M, KIM Y C. The effects of improper refrigerant charge on the performance of a heat pump with an electronic expansion valve and capillary tube[J]. Energy, 2002,27(4):391-404.
- [5] 虞中旸,陶乐仁,袁朝阳,等.电子膨胀阀调节对空气源热泵热水器性能的影响[J].制冷学报,2017,38(5):65-70.
- [6] 吴学红,徐帅,桂许龙,等.供水温度对低温空气源热泵制热性能的影响[J].制冷学报,2019,40(3):66-71.
- [7] 王绍佳.供水温度对低温空气源热泵制热性能的影响分析[J].大科技,2020,8(1):161-163.
- [8] 王晓东,张晨阳,张哲,等.空气源热泵性能的实验研究[J].暖通空调,2014,44(5):119-123.
- [9] GB/T 10870-2001,容积式和离心式冷水(热泵)机组性能试验方法[S].北京:中国标准出版社,2011.
- [10] 侯泽飞.电子膨胀阀对变频空调性能影响的实验研究[J].规划与设计,2013(2):385-386.

(下转第 460 页)