

文章编号:0253-4339(2020)03-0111-07

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2020.03.0111

电子膨胀阀开度对 R32 水源热泵系统性能的影响

胡鹏荣 陶乐仁 何俊 虞中旻

(上海理工大学制冷与低温工程研究所 上海 200093)

摘要 以 R32 为制冷剂的变制冷剂流量(VRF, Variable Refrigerant Flow)转子式水源热泵系统为研究对象,通过改变电子膨胀阀开度(从 6%到 60%),对在不同压缩机频率(从 40Hz 到 60Hz)下热泵系统性能的变化进行了实验分析。结果表明:在压缩机吸气口由过热状态向带液状态转变的过程中,电子膨胀阀开度的调节范围呈先减小后增大的变化趋势;随着电子膨胀阀开度的增加,系统的压比持续下降;在压缩机少量吸气带液($0.98 < x < 1$)时,制热量会出现峰值,制热量较于常规控制过热段提升了 6.6%~21.6%,比制冷量的提升多了 5%;系统制热性能系数增加了 5%~19.5%,比制冷性能系数的增量多了 4%;当冷冻水进口温度上升时,系统制热量与性能系数都相应增大,且电子膨胀阀的调节范围也增大。

关键词 水源热泵;压缩机;电子膨胀阀;系统性能;

中图分类号:TB657;TB71*5

文献标识码:A

Influence of the Degree of Opening of Electronic Expansion Valve on Performance of R32 Water Source Heat Pump System

Hu Pengrong Tao Leren He Jun Yu Zhongyang

(Institute of refrigeration and cryogenics, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, 200093)

Abstract The performance of a variable refrigerant flow type of rotor water source heat pump was experimentally investigated at different compressor frequencies (from 40 to 60 Hz) and openings of the electronic expansion valve (from 6% to 60%). As the suction of the compressor changed from an overheated state to a gas-liquid state, the adjustment range of the opening of the electronic expansion valve decreased first and then increased. As the opening of the expansion valve increased, the compression ratio of the system continuously decreased. Furthermore, when the suction gas contained a small amount of liquid ($0.98 < x < 1$), the heat production peaked with an increase of 6.6%~21.6% in heating capacity and 5% in cooling capacity compared with the conventional control strategy on superheating degree. In addition, the heating coefficient of performance of the system was improved by 5%~19.5%, which was 4% more than the improvement of cooling coefficient of performance. Finally, when the inlet temperature of chilled water increases, the heat production and coefficient of performance increased correspondingly, and the adjustment range of the electronic expansion valve also increased.

Keywords water source heat pump; the compressor; electronic expansion valve; the system performance;

水源热泵技术将低品位能量转化为高品位热能,具有节能、环保、一机两用等特点,被广泛应用^[1-2]。但在实际运行中,由于吸热源和放热源的温度和流量在不断变化,使得水源热泵系统的性能也随之变化,导致系统的实际制冷量或制热量偏离额定容量^[3]。因此提高变工况时的系统性能显得尤为重要。

在压缩机吸气口,一般控制吸气过热度为 5~10℃,以防止压缩机发生液击^[4]。而压缩机吸气带有一定的湿度反而可以降低排气温度,提高制热循环效率。滚动转子式压缩机在结构上具有一定的抗湿压缩能力^[5]。虞中旻等^[6]以空气源热泵热水机组

为实验研究对象,通过改变电子膨胀阀开度,研究压缩机吸气状态对系统性能的影响,发现当压缩机处于少量吸气带液状态,可以有效提高系统 COP。何俊等^[7]研究了不完全过热循环下的压缩机运行机理及效率,发现当控制干度 x 在 0.96~1 范围时,可以获得更高的性能系数。杨丽辉等^[8]利用滚动活塞式压缩制冷实验台测量了压缩机少量吸气带液时的系统性能,在一定的空调工况下,与 7 K 吸气过热度相比,吸气干度在 0.98 时,系统制冷量和 COP 分别提高了 4%和 2%。

电子膨胀阀作为控制系统过热度的主要元

件^[9],在很大程度上影响了系统的性能。藕俊彦等^[10]研究了 R417 A 在喷气增焓空气源热泵系统中替代 R22,通过调节电子膨胀阀开度来改变系统循环补气量和流量,发现在低温环境下 R417 A 替代 R22 效果显著。王超等^[11]采用电子膨胀阀开度来控制空气源热泵热水器的制冷剂流量,准确控制了蒸发器出口的过热度,解决了变工况运行不稳定状况。虞中盼等^[12]以变制冷剂流量制冷系统实验装置为研究对象,得到当电子膨胀阀开度为 24.7%~25.3%时,蒸发器出口过热度变化幅度在 1 °C 内;开度为 25.6%~26.2%,变化幅度大约为 3 °C;开度继续提升至 26.5%~26.8%,变化幅度恢复到 1 °C 以内。杨丽辉等^[8]使用 R22 制冷剂,通过对电子膨胀阀的调节,研究了转子式压缩机在不完全湿压缩时的系统性能,发现在空调工况下,压缩机少量吸气带液时系统制冷量和 COP 平均可提高 2%~4%。袁朝阳等^[13]对空气源热泵热水器在定阀开度和定过热度下的系统性能进行对比实验,提出了电子膨胀阀的排气温度控制法,用排气温度判断吸气带液量的多少。何宏宇等^[14]采用变频压缩机调节系统容量,同时用电子膨胀阀控制蒸发器出口过热度实现实时变容量控制,所得性能系数和光伏发电量分别比其他控制方式高 5.7%~9.4%和 9.7%~12.4%。

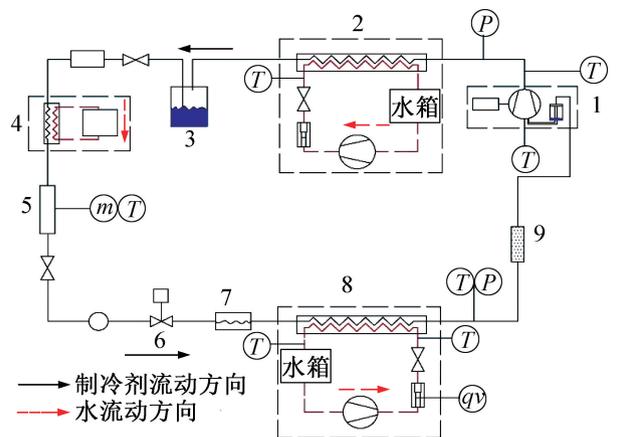
综上所述,采用转子式压缩机来驱动水源热泵,并运行到吸气带液工况下系统性能的变化值得深入研究。本文采用 R32 变制冷剂流量水源热泵系统,通过改变电子膨胀阀开度(从 6%到 60%),研究了不同压缩机频率下对系统吸气状态、压比、制热量和系统 COP 的影响,试图找出最佳 COP 使水源热泵在变工况情况下仍能得到所需的额定容量。

1 实验原理及方法

1.1 实验装置简介

在图 1 中,压缩机采用 R32 变频滚动转子式压缩机(自带气液分离器),理论排量为 10.2 mL/r,变频范围为 16.6~120 Hz,额定频率为 50 Hz。压缩机由一台通用型变频器驱动,可手动设定工作频率。压缩机耗功 W 由智能数字功率表测量,精度为 0.5 级。

采用科氏力流量计测量制冷剂质量流量,精度为总量的 $\pm 0.1\%$ 。通过恒温水箱精确控制制冷剂的过冷度,偏差不超过 $\pm 0.1\text{ }^\circ\text{C}$ 。水循环系统均以进水温度为控制对象,由电加热器来调节温度,其加热量由调压器自动控制。在蒸发器进出口安装可视管来观察制冷剂的流动状况。电子膨胀阀由步进电机驱动,总步数为 2500 步,其中 1 步代表了 0.04%的电子



1 变频滚动转子式压缩机(自带气液分离器);2 冷凝器及冷却水循环系统;3 高压储液罐;4 过冷装置;5 科氏力质量流量计;6 电子膨胀阀;7 可视管 1;8 蒸发器及冷冻水循环系统;9 可视管 2。

图 1 实验装置原理

Fig.1 Experimental installation schematic diagram

膨胀阀开度。

图中 T、P 分别表示温度和压力测点。温度采用偏差为 $\pm 0.15\text{ }^\circ\text{C} + 0.002|t|$ (t 为测量温度,单位为 $^\circ\text{C}$) 的内置式铂电阻测量,压力采用精度为全部量程 $\pm 0.5\%$ 的压力变送器测量。

1.2 实验方法

为了模拟热泵机组运行工况,设定冷却水进水温度为 $40\text{ }^\circ\text{C}$,冷冻水进水温度为 $10\text{ }^\circ\text{C}$ (设置为工况 1)和 $13\text{ }^\circ\text{C}$ (设置为工况 2),保持过冷度 $7\text{ }^\circ\text{C}$ 不变,具体实验如下:调节电子膨胀阀开度,使其在 6%~60% 范围内变化,压缩机频率在 $40\text{ Hz} \sim 60\text{ Hz}$ 范围内变化。调节恒温水域温度,使过冷度恒定在 $7\text{ }^\circ\text{C}$ 。首先保持压缩机在额定频率 50 Hz 运行,调节电子膨胀阀开度使系统过热度稳定在 $10\text{ }^\circ\text{C}$ 左右,并使系统运行 60 min 以上。手动增大电子膨胀阀开度,使蒸发器出口过热度以 $1\text{ }^\circ\text{C}$ 数值下降,直至小于 $0.5\text{ }^\circ\text{C}$ 为止。之后继续增大电子膨胀阀开度,观察可视管 2 内的制冷剂状态,使压缩机进行少量吸气带液;每到一个过热度和干度时,使系统稳定运行 60 min 后,记录 10 min 内的数据并取平均值。之后降低压缩机频率,在 45 Hz 、 40 Hz 时调节电子膨胀阀并记录数据;再增加压缩机频率,在 55 Hz 、 60 Hz 时调节电子膨胀阀并记录数据。

1.3 计算公式

根据图 1 的系统中测得的数据,再通过 Ref-prop9.0 物性软件可以得到蒸发压力 P_e 对应的饱和温度 $T_{e,sat}$,饱和液态焓 $h_{e,l}$ 和饱和气态焓 $h_{e,v}$,膨胀阀前焓值 h_v ,冷凝压力 P_c 下的冷凝器进口焓值 $h_{c,in}$,冷凝器进口焓值 $h_{c,out}$ 。通过以上数据,可计算出所

需参数。

蒸发器出口过热度:

$$T_{sh} = T_e - T_{e,sat} \quad (1)$$

式中: T_e 为蒸发温度, $^{\circ}\text{C}$; $T_{e,sat}$ 为蒸发压力下的饱和温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

压比:

$$P_r = P_c / P_e \quad (2)$$

式中: P_c 为压缩机排气压力, kPa ; P_e 为压缩机吸气压力, kPa 。

水侧制冷量:

$$Q = q_{v,w} \times \rho_w \times c_w \times (T_{w,in} - T_{w,out}) \quad (3)$$

式中: $q_{v,w}$ 为水循环体积流量, L/min ; ρ_w 为水的密度, 视为定值为 $1.0 \times 10^3 \text{kg}/\text{m}^3$; c_w 为水的比热容, 视为定值为 $4.2 \text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$; $T_{w,in}$ 为进口水温, $^{\circ}\text{C}$; $T_{w,out}$ 为出口水温, $^{\circ}\text{C}$ 。

压缩机吸气口焓值:

$$h_{suc} = \frac{Q \times 1000}{q_m} + h_v \quad (4)$$

式中: q_m 为系统制冷剂质量流量, g/s ; h_v 为阀前焓值, kJ/kg 。

吸气干度:

$$x = \frac{h_{suc} - h_{e,l}}{h_{e,v} - h_{e,l}} \quad (5)$$

系统制热量:

$$Q_c = q_m \times (h_{c,in} - h_{c,out}) \quad (6)$$

COP 为:

$$\text{COP} = Q_c / W \quad (7)$$

式中: W 为压缩机耗功, kW 。

2 实验结果分析

2.1 不同频率下电子膨胀阀开度对吸气状态的影响

图 2、图 3 展示了不同频率下电子膨胀阀开度对压缩机吸气口制冷剂状态的影响。无论是工况 1 还是工况 2, 随着电子膨胀阀开度的增加, 压缩机吸气口均由过热态转变为吸气带液态。随着压缩机频率的增大, 电子膨胀阀开度也是增大的, 这是因为压缩机频率增大, 系统质量流量增大, 为了达到原来的过热度, 阀开度也必须相应增大才行。

在工况 1, 当压缩机吸气过热时, 频率为 40 Hz 的阀开度控制区间有 9%, 其他频率的控制区间为 12%, 对于整个吸气过热情况, 在低频率时电子膨胀阀的控制精度更高。另外, 在过热度较大时, 电子膨胀阀可调区间较大, 随着过热度的降低, 可调范围迅速减小, 过热度控制难度增加。当吸气状态转

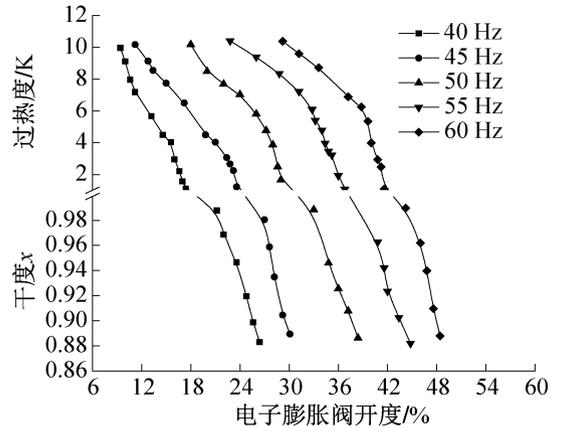


图 2 工况 1 不同频率下吸气状态变化
Fig.2 Variation of inspiratory state in working condition 1 at different frequencies

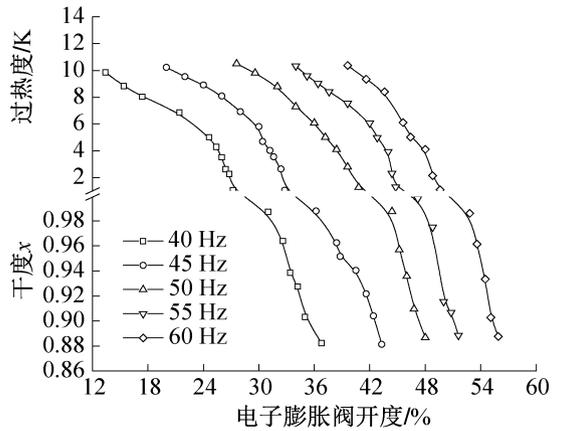


图 3 工况 2 不同频率下吸气状态变化
Fig.3 Variation of inspiratory state in working condition 2 at different frequencies

为吸气带液时, 频率对阀开度控制区间影响很小可调区间增大, 电子膨胀阀开度可控制压缩机的吸气带液量。

在工况 2 条件下, 当压缩机频率为 40 Hz, 电子膨胀阀开度的控制区间明显增大, 这是因为冷冻水进口温度提升, 蒸发温度和压力升高, 制冷量增加, 为了平衡蒸发器的热负荷, 电子膨胀阀增加了其控制区间。提升冷冻水温度, 可提高电子膨胀阀的调控区间。

2.2 不同频率下电子膨胀阀开度对压比的影响

图 4、图 5 展示了工况 1 和工况 2 下, 系统压比随电子膨胀阀开度增大的变化趋势。随着电子膨胀阀开度的增加, 工况 1 与工况 2 在不同频率下的压比变化趋势一致, 压比均呈整体下降趋势, 过热度越低, 下降速率越慢。当压缩机进行吸气带液时, 仍有小幅下降。这是因为随着电子膨胀阀开度不断增大, 系统质

量流量增加,换热加剧,蒸发压力升高所导致的。当压缩机进行少量带液时,由于蒸发器内换热量达到饱和,增加阀开度,蒸发压力仅略有上升,压比变化率很小。另外,随着频率的提高,系统的压比也越高,故降低频率可以有效减小压比,优化系统。

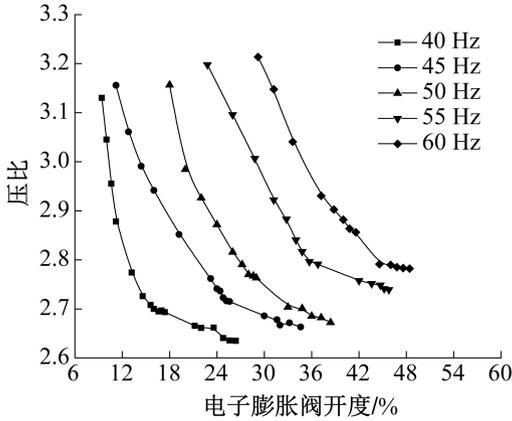


图 4 工况 1 不同频率下压比变化

Fig.4 Variation of pressure ratio at different frequencies in working condition 1

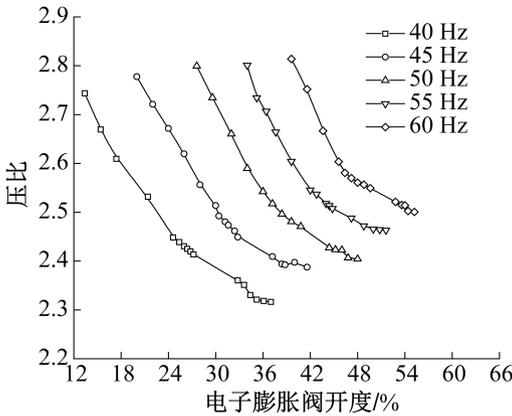


图 5 工况 2 不同频率下压比变化

Fig.5 Variation of pressure ratio at different frequencies in working condition 2

在工况 1 时,当频率为 40 Hz,压比随电子膨胀阀开度的增加下降速率很快,这也对应了 2.1 中的过热度的变化趋势,此时电子膨胀阀开度对压比的影响很大,但有利于系统运行。工况 2 时,由于冷冻水进口温度的提高,蒸发压力升高,而冷凝压力没太大变化,故压比下降,当压缩机频率在 40 Hz 时,电子膨胀阀开度对压比调节区间增大,对其影响得到缓解。

2.3 不同频率下电子膨胀阀开度对系统性能的影响

图 6、图 7 为不同频率下电子膨胀阀开度对系统制热量的影响。随着开度的增加,蒸发器出口过热度

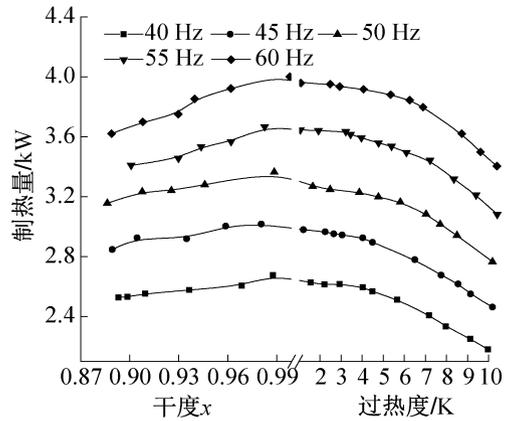


图 6 工况 1 不同频率下系统制热量变化

Fig.6 Variation of system heating capacity in working condition 1 at different frequencies

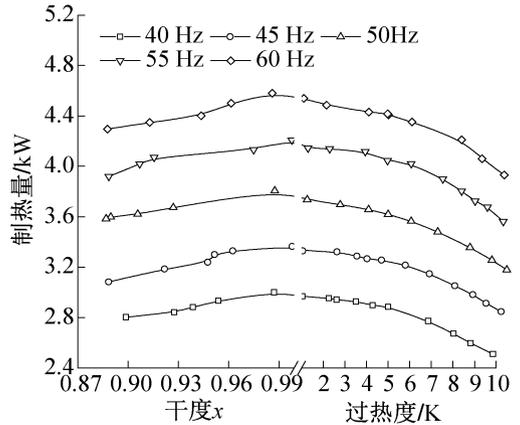


图 7 工况 2 不同频率下系统制热量变化

Fig.7 Variation of system heating capacity in working condition 2 at different frequencies

随之降低,这是因为系统制冷剂流量增加,蒸发温度升高,过热度下降。当蒸发器内充满液态制冷剂时,过热度低于 $0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$,此时干度降到 1.0 以下,压缩机进行少量吸气带液。此外,在过热度下降的过程中,制热量是提高的,直到压缩机进行少量吸气带液 ($0.98 \leq x < 1$) 时出现了峰值,之后随着干度的降低保持下降趋势。这是因为随着系统制冷剂流量增加,冷凝压力下降,压缩机排气焓值也下降,但下降速率不及质量流量的增长速率,故制热量呈上升趋势,随着压缩机进行少量吸气带液,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,在压缩机以额定频率 50 Hz 运行时,较于常规控制过热段 ($5 \sim 10\text{ }^{\circ}\text{C}$)^[15] 提升了 6.6% ~ 21.6%,这比何俊等^[17]研究的压缩机吸气带液下制冷量的提升了 5%。此后随着冷凝器内两相态进一步增多,制冷剂与水换热减少,且此时系统制冷剂流量增加较小,故在峰值出现后制热能力逐渐下滑。另

外,在工况 1 和工况 2 下,每提升 5 Hz 的压缩机频率,制热量均提升 0.4 kW 左右。总体来看工况 2 有比工况 1 更高的制热能力,这是因为当 2 个工况的过冷度相等,工况 2 的蒸发器侧进水温度的上升,使得蒸发温度提高,换热增强,此时也提高了冷凝侧的换热量,故制热量提高。

图 8、图 9 分别展示了工况 1 与工况 2 时系统 COP(制热性能系数)随压缩机吸气状态的变化趋势。在压缩机吸气口状态变化的过程中,COP 呈现出先增大后减小的趋势。在同一工况下,压缩机频率越高,系统性能系数越小。这是因为频率升高,系统制热量虽有升高,但此时压缩机耗功也增加,制热量增加的速率比不上压缩机耗功增加的速率,故总体 COP 是下降的。随着电子膨胀阀开度逐渐增大,进入系统循环的制冷剂流量增多,冷凝压力首先下降,制热量随之提升,因而 COP 迅速增加,当系统制热能力达到最大时,COP 也达到峰值。而后继续增加制冷剂流量,COP 随制热能力的减弱而开始缓慢下降。制热性能系数的峰值产生于少量吸气带液区间,这与上述制热量的变化趋势一致,比常规控制过热段提升了 5%~19.5%,这比何俊等^[16]研究的压缩机吸气带液下制冷量的提升增加了 4%,故压缩机在吸气带液状态时,对制热量的提升比对制冷量的提升要高,对于优化制热过程具有较高的实际应用价值。另外增加冷冻水的进口温度,系统的制热系数也有了明显的提高,这也与系统的制热量变化相一致。

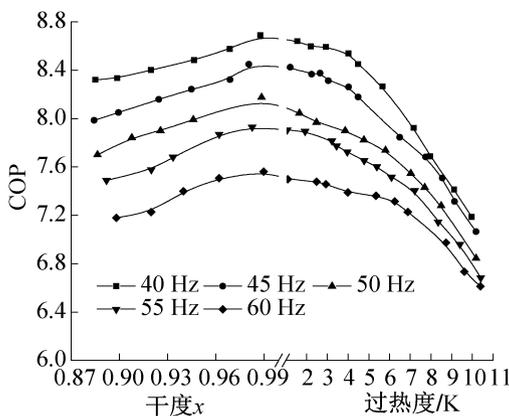


图 8 工况 1 不同频率下系统制热性能变化
Fig.8 Variation in heating performance of the system in working condition 1 at different frequencies

3 结论

本文以 R32 变制冷剂流量水源热泵系统为研究对象,通过增加电子膨胀阀开度来改变压缩机吸气口

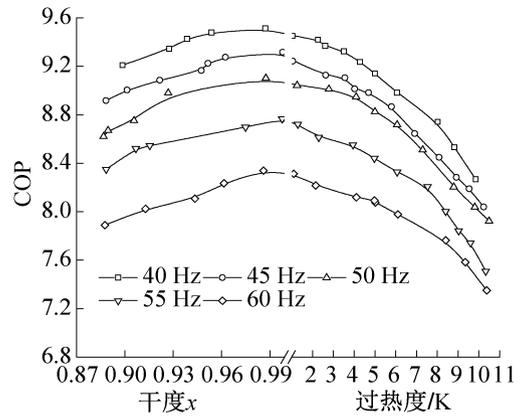


图 9 工况 2 不同频率下系统制热性能变化
Fig.9 Variation in heating performance of the system in working condition 2 at different frequencies

状态,研究了在不同压缩机频率下电子膨胀阀对系统压比以及系统性能的影响,得到以下结论:

1) 在压缩机吸气口为过热态时,随着过热度逐渐降低,电子膨胀阀开度对其控制精度越来越高;当吸气口转为带液态时,吸气干度随电子膨胀阀开度增大呈线性下降趋势。另外当压缩机频率为 40 Hz 时,提高冷冻水的进水温度,在压缩机吸气口为过热时,电子膨胀阀的调控区间明显增大,控制更为方便;

2) 随着电子膨胀阀开度的增加,系统压比随之下降,过热度越低,压比下降的速率就越慢;当压缩机吸气口为带液初始态时,压比有一个显著的下落,随着带液量的增加,压比的变化率不大;

3) 对于系统制热量来说,压缩机频率越高,制热量越大,在压缩机少量吸气带液(0.98<x<1)时出现了峰值,较于常规控制过热段(5~10 K)提升了 6.6%~21.6%,比制冷量多提升了 5%。对于系统制热性能系数来说,频率越低,系统制热性能系数越高,比常规控制过热段提升了 5%~19.5%,比制冷性能系数多提高 4%。故当转子式压缩机进行少量吸气带液时,更利于系统制热工况的提升;

4) 在相同频率下,工况 2 下系统制热量与性能系数比工况 1 都相应增大,可见增加冷冻水进水温度,加大了与蒸发温度的差值,增强了换热。这为以后优化实验提供了新思路,但需要注意的是过大的冷冻水温度,将无法使压缩机进行吸气带液,不宜将冷冻水进水温度设置过高。

本文对 R32 为制冷剂的变制冷剂流量转子式水源热泵系统压缩机吸气带液时系统性能进行了研究,上述规律也适用于其他变制冷剂流量的热泵系统,如

变频热泵空调、汽车空调等,对于大型水源热泵机组,需进行另外的讨论。在改变电子膨胀阀开度的条件下,如何精确控制热泵系统的带液量,是今后需要重点研究的问题。

上海市动力工程多相流动与传热重点实验室资助项目(13DZ2260900)。(This paper Funded by the Shanghai Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer of Power Engineering (No.13DZ2260900).)

参考文献

[1] 张明圣,覃志诚,张秀平,等. GB/T 21362—2008《商业或工业用及类似用途的热泵热水机》中的几个关键问题[J]. 流体机械, 2008, 36(9):63-67.(ZHANG Mingsheng, QIN Zhicheng, ZHANG Xiuping, et al. Several key issues in GB/T 21362—2008 heat pump hot water engines for commercial or industrial use and similar purposes [J]. Fluid machinery, 2008, 36(9):63-67.)

[2] 马最良,姚杨,赵丽莹. 污水源热泵系统的应用前景[J]. 中国给水排水, 2003, 19(7):41-43.(MA Zuiliang, YAO Yang, ZHAO Liying. Application Prospect of Waste water Source Heat Pump System[J]. China Water & Waste water, 2003, 19(7):41-43.)

[3] 张林华,曲云霞,方肇洪,等. 地源热泵机组压缩机的合理匹配[J]. 流体机械, 2003, 31(7):59-63.(ZHANG Linhua, QU Yunxia, FANG Yuhong, et al. Reasonable Matching of Compressors for Ground Source Heat Pump Units[J]. Fluid Machinery, 2003, 31(7):59-63.)

[4] Elliott M S, Rasmussen B P. On reducing evaporator superheat nonlinearity with control architecture[J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33(3):607-614.

[5] 刘颖,王如竹,李云飞,等. 热泵工况下滚动转子式压缩机试验研究[J]. 低温工程, 2001(5):53-57.(LIU Ying, WANG Ruzhu, LI Yunfei, et al. Experimental study on rolling rotor compressor under heat pump conditions[J]. Cryogenic Engineering, 2001(5):53-57.)

[6] 虞中昉,陶乐仁,袁朝阳. 空气源热泵系统压缩机吸气带液问题的研究[J]. 热能动力工程, 2018(3):8-14.(YU Zhongyang, TAO Leren, YUAN Chaoyang. Study on the problem of suction and liquid in compressor of air source heat pump system[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2018(3):8-14.)

[7] 何俊,陶乐仁,虞中昉. 不完全过热对 R32 转子式压缩机低频运行性能的影响[J]. 流体机械, 2019, 47(1):9-15.(HE Jun, TAO Leren, YU Zhongyang. Effect of Incomplete Superheating on Low Frequency Operation Performance of R32 Rotor Compressor[J]. Fluid Machinery, 2019, 47(1):9-15.)

[8] 杨丽辉,陶乐仁,李芳芹,等. 压缩机少量吸气带液对制冷系统性能的影响[J]. 制冷学报, 2014, 35(5):83-87.(YANG Lihui, TAO Leren, LI Fangqin, et al. Effect of a small amount of suction and liquid on the performance of refrigeration system[J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(5):83-87.)

[9] 沈希. 制冷压缩机制冷量测控系统的若干理论问题与实践[D]. 杭州:浙江大学, 2006.(SHEN Xi. Several theoretical problems and practice of refrigeration compressor cooling capacity measurement and control system [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2006.)

[10] 藕俊彦,王芳,余大维,等. R417A 喷气增焓热泵热水器低温环境下的变流量特性分析[J]. 流体机械, 2016(9):82-87.(OU Junyan, WANG Fang, YU Dawei, et al. Analysis of Variable Flow Characteristics of R417A Jet-Enhanced Heat Pump Water Heater in Low Temperature Environment[J]. Fluid Machinery, 2016(9):82-87.)

[11] 王超,陶乐仁,申玲,等. 空气源热泵热水器系统性能优化研究[J]. 轻工机械, 2016, 34(5):85-89.(WANG Chao, TAO Leren, SHEN Ling, et al. Performance Optimization of Air Source Heat Pump Water Heater System[J]. Light Industry Machinery, 2016, 34(5):85-89.)

[12] 虞中昉,陶乐仁,王超,等. 变制冷剂流量制冷系统过热度振荡机理实验研究[J]. 制冷学报, 2017, 38(1):100-106.(YU Zhongyang, TAO Leren, WANG Chao, et al. Experimental study on superheat oscillation mechanism of variable refrigerant flow refrigeration system[J]. Journal of Refrigeration, 2017, 38(1):100-106.)

[13] 袁朝阳,陶乐仁,虞中昉,等. 使用电子膨胀阀的空气源热泵热水器的实验研究与优化[J]. 热能动力工程, 2018(8):8-14.(YUAN Chaoyang, TAO Leren, YU Zhongyang, et al. Experimental Research and Optimization of Air Source Heat Pump Water Heater Using Electronic Expansion Valve [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2018(8):8-14.)

[14] 何宏宇,李舒宏,董科枫. 光伏一体化太阳能热泵热水器的实时变容量控制[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2018, 49(12):201-210.(HE Hongyu, LI Shuhong, DONG Kefeng. Real-time variable capacity control of photovoltaic integrated solar heat pump water heater [J]. Journal of central south university (natural science edition), 2018, 49(12):201-210.)

[15] 袁宝吉,吴猛猛,廉海波. 影响制冷量的因素分析及提高制冷量的措施[J]. 中国修船, 2012, 25(4):30-32.(YUAN Baoji, WU Mengmeng, LIAN Haibo. Analysis of Factors Affecting Refrigeration Capacity and Measures to Increase Refrigeration Capacity [J]. China Ship Repair, 2012, 25(4):30-32.)

(下转第 139 页)

Xinghua, LI Xiangdong. A review on heat transfer in ambient air vaporizers [J]. *Cryogenics & Superconductivity* 2011, 39(2):59-63, 72.)

[9] 吴润汉,夏均忠,孟林昆,等. LNG 汽车水浴式汽化器汽化量分析[J]. *汽车实用技术*, 2016(5):75-77. (WU Runhan, XIA Junzhong, MENG Linkun, et al. Analysis on vaporization volume of water-bath type vaporizer in LNG vehicle[J]. *Automobile Applied Technology*, 2016(5):75-77.)

[10] 陈国栋,王欣,陆志刚,等. 水浴式汽化器结构的改进与优化[J]. *化工装备技术*, 2012, 33(5):25-27. (CHEN Guodong, WANG Xin, LU Zhigang, et al. Improvement and optimization of the structure of water bath vaporizer[J]. *Chemical Equipment Technology*, 2012, 33(5):25-27.)

[11] BUKOWSKI J, LIU Y N, BOCCCELLA S, et al. Innovations in natural gas liquefaction technology for future LNG plants and floating LNG facilities [C]//International Gas Union Research Conference. Seoul, South Korea, 2011.

[12] 郑晓敏,黄家文,张玉凡. 船用高压 LNG 绕管式换热器的设计和制造[J]. *机电设备*, 2018, 35(2):27-30. (ZHENG Xiaomin, HUANG Jiawen, ZHANG Yufan, et al. Design and manufacture of marine high pressure LNG helical tube heat exchanger[J]. *Mechanical and Electrical Equipment*, 2018, 35(2):27-30.)

[13] 吴晓红,陈永东,李志. LNG 缠绕管水浴式汽化器防结冰分析及对策[J]. *设备管理与维修*, 2014(5):56-58. (WU Xiaohong, CHEN Yongdong, LI Zhi. Analysis and countermeasure of anti-freezing of LNG spiral wound water-bath vaporizer[J]. *Plant Maintenance Engineering*, 2014(5):56-58.)

[14] 温碧辉. 管壳式换热器设计要点[J]. *中国石油和化工标*

准与质量, 2013, 34(5):243. (WEN Bihui. Design essentials of shell and tube heat exchanger [J]. *China Petroleum and Chemical Standard and Quality*, 2013, 34(5):243.)

[15] NEERAAS B O, FREDHEIM A O, AUNAN B. Experimental data and model for heat transfer in liquid falling film flow on shell-side for spiral wound LNG heat exchanger[J]. *International Journal of Heat And Mass Transfer*, 47(14/15/16):3565-3572.

[16] 王婷婷,丁国良,段钟弟,等. 基于仿真的 LNG 绕管式换热器设计方法[J]. *制冷技术*, 2017, 37(3):12-17, 28. (WANG Tingting, DING Guoliang, DUAN Zhongdi, et al. A design method based on simulation for LNG spiral wound heat exchangers[J]. *Chinese Journal of Refrigeration Technology*, 2017, 37(3):12-17, 28.)

[17] 杨波,牛志刚. 船舶 LNG 供气单元汽化器结构型式选择[J]. *航海工程*, 2016, 45(5):6-10. (YANG Bo, NIU Zhigang. Selection of carburetor structure for LNG supply unit of ship[J]. *Ship & Ocean Engineering*, 2016, 45(5):6-10.)

通信作者简介

丁国良,男,教授,博士生导师,上海交通大学机械与动力工程学院,制冷与低温工程研究所, (021) 34206378, E-mail: glding@sjtu.edu.cn. 研究方向: 制冷空调装置的仿真、优化与新工质应用。

About the corresponding author

Ding Guoliang, male, Ph. D./professor, Institute of Refrigeration and Cryogenics, School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, +86 21-34206378, E-mail: glding@sjtu.edu.cn. Research fields: simulation and optimization for refrigeration appliances and utilization of new refrigerants.

(上接第 116 页)

[16] 何俊,陶乐仁,虞中昉,等. 不完全湿压缩应用于转子式制冷系统的可行性研究[J]. *热能动力工程*, 2018(7):1-6. (HE Jun, TAO Leren, YU Zhongyu, et al. Feasibility study of incomplete wet compression applied to rotor refrigeration system [J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2018(7):1-6.)

通信作者简介

陶乐仁,男,教授,上海理工大学能源与动力工程学院制冷与

低温工程研究所, 13916356948, Email: cryo307@usst.edu.cn. 研究方向: 低温制冷系统, 低温生物医学技术。

About the corresponding author

Tao Leren, male, professor, Institute of Refrigeration and Cryogenics, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, +86 13916356948, E-mail: cryo307@usst.edu.cn. Research fields: low temperature refrigeration system, Cryobio-medical Technology.