

文章编号:0253-4339(2019)03-0084-08
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2019.03.084

基于不完全过热循环的制冷系统低频运行性能的研究

何 俊 陶乐仁 胡鹏荣 虞中昉

(上海理工大学制冷与低温工程研究所 上海 200093)

摘 要 本文以制冷系统不完全过热循环(从压缩机吸气过热至吸气带液)为基础,通过将滚动转子式压缩机分别运行于不同的低频工况下,研究了性能系数、制冷量、压缩比、压缩机功耗、电效率及排气温度等各项制冷系统性能参数的变化特性,提出了该特性下的最佳优化控制策略。结果表明:可适当降低压缩机运行频率并将干度短期控制在 $0.98 \leq x < 1$,此时制冷量相比于常规过热度控制工况(5~10 K)提升 8.3%~16.6%,性能系数 COP 提升 12.5%~15%。此外,压缩机电效率仅较常规过热度控制工况降低 0.3%~0.7%,且实验最低频率(25 Hz)下的电效率值最大;实验最低频率下,节能效果显著,压比进一步降低,排气温度大幅减小, $x < 0.90$ 时降幅达到 40.3%。
关键词 过热度;干度;频率;性能系数(COP)
中图分类号:TB61⁺1; TK124 **文献标识码**: A

Research on Low-frequency Operational Performance of Refrigeration System based on Incomplete Overheat Cycle

He Jun Tao Leren Hu Pengrong Yu Zhongyang

(Institute of Refrigeration and Cryogenics, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

Abstract Based on the incomplete superheating cycle of a refrigeration system (from suction superheat of the compressor to two-phase compression), the characteristics of the change in the performance of a refrigeration system, such as the coefficient of performance (COP), refrigeration capacity, pressure ratio, compressor power consumption, electric efficiency, and exhaust temperature, are investigated by running the rolling rotor compressor in different low-frequency conditions. An optimal control strategy is then put forward. The results show that if the compressor operating frequency is properly reduced and the quality of refrigerant is controlled at $0.98 \leq x < 1$ for a short time, the cooling capacity would be increased by 8.3% to 16.6% compared to the conventional superheat control conditions (5~10 K), and the COP would increase by 12.5%~15%. In addition, the electrical efficiency of the compressor was only 0.3%~0.7% lower than that of the conventional superheat control condition, and the electrical efficiency at the lowest frequency (25 Hz) in the experiment was the largest. At the lowest frequency in the experiment, the energy-saving effect was significant, and the pressure ratio was further reduced. The temperature of the exhaust gas was greatly reduced by 40.3% when $x < 0.90$.
Keywords superheat; dryness; frequency; coefficient of performance (COP)

蒸气压缩循环通常采用吸气过热度来控制系统循环制冷剂流量^[1]。工程上一般保持蒸发器出口仅有几度的过热^[2],以增长两相换热区间,提高传热系数,从而改善系统性能^[3]。而湿压缩作为降低压缩机排气温度的有效措施,缩小了系统压比且不增加经济成本,仅少量吸气带液便具有提升系统性能的能力^[4]。压缩机的低频率运行更加省电节能^[5],同时在一定程度上提升了 COP^[6],降低了压比,增加了系统循环效率,因此对低频率下制冷系统性能特性的研究具有重要意义。

金听祥等^[7]研究了压缩机频率、电子膨胀阀开度和室内负荷变化对变频空调系统性能和 COP 的影响,发现在满足冷负荷的前提下,将压缩机运行于低频率便可使系统 COP 达到最佳,达到节能的效果。伍光辉等^[8]在压缩机低频阶段分析了变频空调性能,结果表明:低频率下空调器的蒸发压力更大,能效比更高,换热器的换热效果更优。王超等^[9]利用变频滚动转子式制冷实验台,研究了压缩机常规频率(额定频率附近)运行下系统性能的变化特性,并得到最优干度控制策略,但更高频率、更低频率与极端

频率等工况并未作周全考虑。

本文基于不完全过热循环(压缩机吸气过热至吸气带液),利用变频滚动转子式制冷系统充分分析了低频率下的系统性能特性,并试图寻求该工况下的最佳吸气状态控制策略,以期更为全面地获取制冷循环的最优效率。

1 实验装置及方法

1.1 实验装置

图 1 所示为变频滚动转子式水冷冷水机组原理,系统内充注制冷剂为 R32,可通过手动调节电子膨胀阀开度来改变循环质量流量 q_m ,利用科氏力流量计测定其大小;压缩机为自带气液分离器的变频滚动转子式压缩机,理论排量为 10.2 mL/r,其启停通过一台通用变频器驱动,可设定范围为 20~100 Hz,额定频率为 50 Hz;冷凝器与蒸发器为板式换热器,两侧均设有水循环系统,实验所需温度通过水箱内的电加热器进行自动增减;可视管 I 与可视管 II 均采用石英玻璃管材质,耐受性能良好,其中,将可视管 II 密封安装在压缩机吸气口前,可直接观察压缩机吸入制冷剂流型。

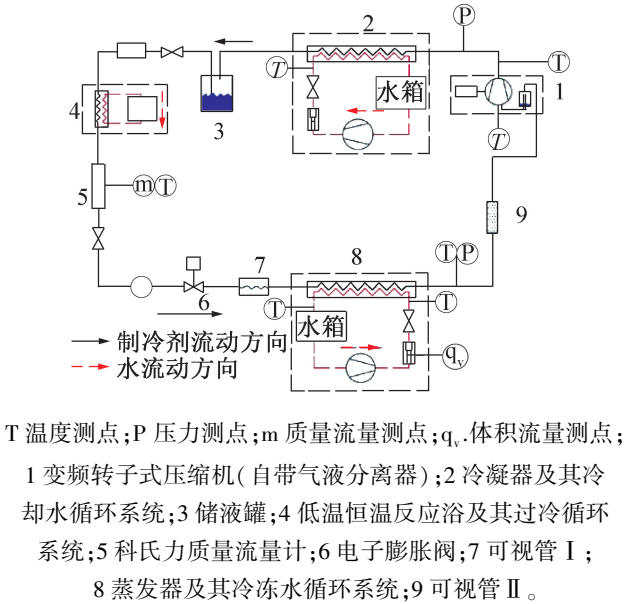


图 1 实验机组原理

图 2 所示为制冷循环压焓(p - h)图,其中,1(5/7)-2(6/8)-3-4-1(5/7)为一个完整的制冷循环。过程 1-2 为完全湿压缩循环,过程 7-8 为完全过热循环,过程 5-6 即为压缩过程中带有少量湿压缩的不完全过热循环。

1.2 实验方法

低频率(25~30 Hz)下的压缩机的多变压缩过程

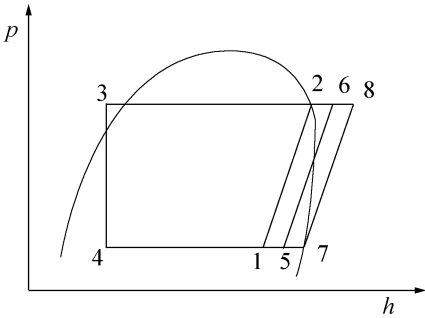


图 2 制冷循环 p - h 图
Fig.2 p - h diagram of the refrigeration cycle

已较为复杂,而极低频率($f \leq 20$ Hz)下的过热、过流及强烈共振现象^[10]更加影响了实验可靠性。所以本实验将压缩机的低频工况设定为 25~50 Hz,并模拟标准空调工况(蒸发温度 7.2℃,冷凝温度 54.4℃,过冷度 46℃)^[11]设定外部循环水温,考虑到 R32 较高的冷凝压力及管道的承载能力,设定冷却水温为 37℃,过冷度为 7℃。实验中通过调节电子膨胀阀开度实现系统内循环制冷剂流量变化,使压缩机由吸气过热至吸气带液,实现不完全过热循环。此外,为保证实时采集参数的准确性,在每一次变工况后需待系统稳定运行 60 min 后再进行下一工况采集。具体工况设置如表 1 所示。

表 1 实验工况				
Tab.1 Experimental conditions				
工况	冷冻水 温/℃	冷却水 温/℃	过冷 度/℃	低频范 围/Hz
1 [#]	7	37	7	25/30/35/40/50
2 [#]	11	37	7	25/30/35/40/50

1.3 计算公式

根据实验相关仪器及 Refprop 9.0 物性软件的调用,由下列各式计算出所需参数。

压缩机吸气干度:

$$x = \frac{(h_{suc} - h_{e,l})}{(h_{e,v} - h_{e,l})} \quad (1)$$

式中: x 为压缩机吸气干度,表征制冷剂湿蒸气中干蒸气所占百分比; h_{suc} 为压缩机进气比焓, kJ/kg; $h_{e,v}$ 、 $h_{e,l}$ 分别为饱和气态焓、饱和液态焓, kJ/kg。

当 $x > 1$ 时,压缩机吸气过热,此时过热度:

$$T_{sh} = T_{ex} - T_{ex,sat} \quad (2)$$

式中: T_{sh} 为吸气过热度, K; T_{ex} 为蒸发器出口温度, K; $T_{ex,sat}$ 为制冷剂蒸发压力下的饱和温度, K。

压比:

$$p_r = \frac{p_d}{p_{suc}} \tag{3}$$

式中： p_r 为系统压比； p_{suc} 、 p_d 为压缩机吸排气压力，kPa。

压缩机比功率：

$$P_i = \frac{W_{in}}{V_f} \tag{4}$$

式中： P_i 表征了压缩机性能的综合指标，是压缩机节能降耗的量度，kW/(m³/min)^{〔12〕}。其中，压缩机额定转速为 1 000 r/min，理论排气量为 10.2 mL/r； V_f 为压缩机实际排气量，m³/min； W_{in} 为压缩机功耗，W。

水侧制冷量(kW)：

$$Q = q_{v,w} \rho_w c_w (T_{w,i} - T_{w,o}) \tag{5}$$

式中： ρ_w 为水密度，kg/m³，由于水循环流经蒸发器时温度保持恒定，因此视其为定值，即 1 000 kg/m³； c_w 为水的比热容，同样视为定值，即为 4.2 kJ/(kg·℃)。

性能系数 COP：

$$COP = \frac{Q}{W_{in}} \tag{6}$$

电效率：

$$\eta_{is} = \frac{q_m (h_{d,is} - h_{suc})}{W_{in}} \tag{7}$$

式中： η_{is} 为压缩机电效率； q_m 为制冷剂质量流量，g/s； $h_{d,is}$ 为等熵压缩排气比焓，kJ/kg。

2 实验结果与分析

图 3 所示为工况 1[#]与工况 2[#]的低频率下，系统循环制冷剂质量流量和压比随压缩机吸气状态的变化。随着电子膨胀阀开度逐渐增大，蒸发器出口由较高稳定过热度(10 K)逐渐过渡为吸气带液状态。由图 3 可知，在同一吸气状态下，工况 2[#]比工况 1[#]具有更大的质量流量和更小的压比；随着电子膨胀阀开度逐渐增加，系统内循环质量流量增大，系统压比呈持续下降趋势，且在湿压缩阶段仍有小幅下降。这是因为压缩机吸气过热时，蒸发器内制冷剂质量流量的逐渐增加拉长了两相区，改善传热系数的同时提升了蒸发压力，使系统压比迅速减小；而当压缩机吸气带液时，蒸发器内已几乎充满了制冷剂液体，即使继续增大阀开度，对蒸发压力的影响也较小，所以压比的降低趋势逐渐缓和，但微小的浮动仍对系统循环效率产生正面影响。且在同一阀增益值下，随着压缩机运转频率的减小，系统压比在不同吸气状态的下降趋势均有不同程度的加剧，尤其是实验最低频率下的斜率绝对值比额定频率有更好的提升。因此无论是在常规过热度控制区间还是吸气带液状态，工况 2[#]下的压缩机低频率运行将为系统性能的优化产生潜在助益。即便随着干度的逐渐减小，低频下压比会有进一步的降低，但考虑到大量吸气带液可能使气液分离器内液面漫过罐顶排气口而产生压缩机“液击”的情况，不可将压缩机长期且运行于大量吸气带液的状态。

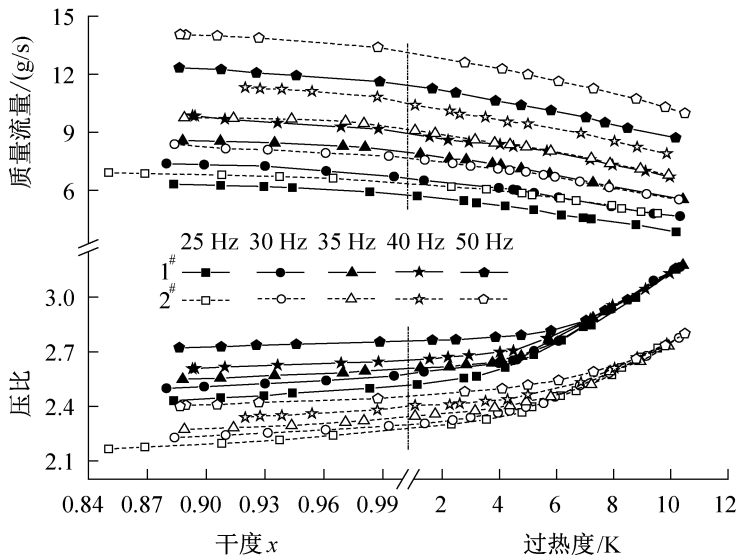


图 3 不完全过热循环下的质量流量与压比的变化

Fig.3 Variation of mass flow and pressure ratio under incomplete superheating cycle

图 4 所示为不完全过热循环下的比功率的变化。由图 4 可知，同一工况的相同阀开度下，压缩机频率越低，比功率越低。比功率为实际压缩机输入功率与排气量的比值，比功率越低，表明压缩机

达到相同排气量所需要的输入功率越低,此时压缩机最节能^[13],可知,适当降低压缩机频率并将干度短期控制在 $0.98 \leq x < 1$,可使系统制冷量与性能系数 COP 均达最佳。

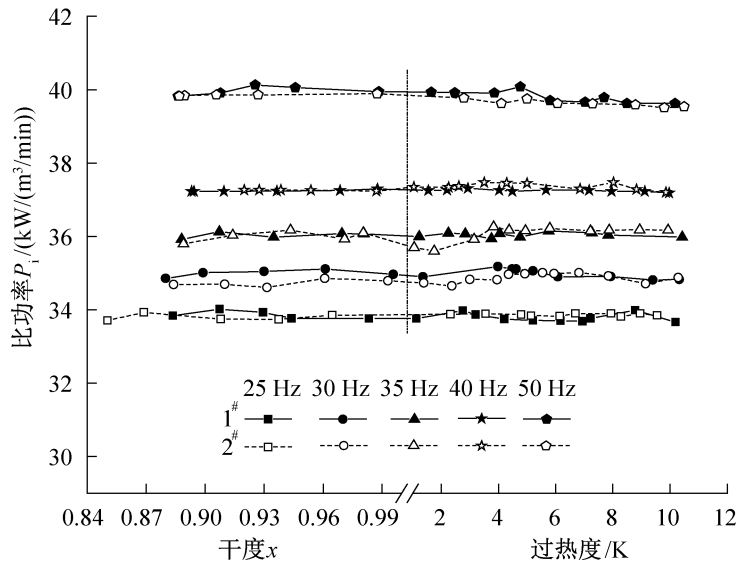


图 4 不完全过热循环下的比功率的变化

Fig.4 Variation of specific power under incomplete superheating cycle

图 5 所示为工况 1[#]与工况 2[#]的低频率下,系统制冷量与蒸发压力随压缩机吸气状态的变化。随着过热度/干度逐渐下降,蒸发压力先线性上升后逐渐趋势减缓,因为当压缩机吸气带液时,蒸发器内已充满了液态制冷剂,继续增加阀开度对蒸发压力的影响较小。由图 5 可知,在压缩机吸气带液阶段,实验最低频率下的蒸发压力更高,这为提升该区间的制冷效率提供了良好的潜在方法。此外,不同吸气状态侧的制冷量几乎呈对称分布,且在湿压缩阶段系统仍保持良好的制冷能力,当压缩机少量吸气带液 ($0.98 \leq x <$

1) 时出现能力峰值,这是因为随着系统循环流量增加,当蒸发器的蒸发量为定值时,完全蒸干点(水平管道两相区与过热区的转换点)随液相拉长逐渐向蒸发器出口移动,过程中逐步提升了蒸发器两侧传热系数,增强了换热能力;而压缩机少量吸气带液初始阶段,制冷剂液体大部分汇集至蒸发器出口,两相换热热量达到峰值,制冷量较常规控制过热段 (5~10 K)^[14] 提升 8.3%~16.6%,此后蒸发器进出口比焓差随着阀开度的增大逐渐减小,依据式(8)^[15] 可知,由于制冷剂质量流量的增长速度不及焓差减小,故峰值

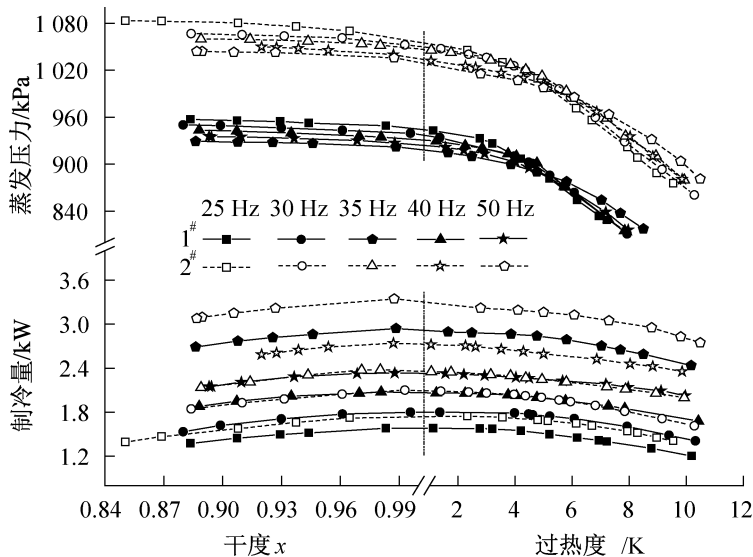


图 5 不完全过热循环下的制冷量与蒸发压力的变化

Fig.5 Variation of refrigerating capacity and evaporating pressure under incomplete superheating cycle

制冷能力逐渐下降。还可知,工况 2[#]比工况 1[#]具有更高的制冷能力,这是因为两工况的过冷度相等、冷凝压力大致相同(冷却水温一致),而工况 2[#]的蒸发压力高于工况 1[#],为了维持稳定的过冷度,蒸发器出口比焓增加,导致蒸发压力提升,进口比焓不变,因此进出口焓差增大,制冷能力提升。

$$Q=q_m h$$

(8)

图 6 所示为工况 1[#]与工况 2[#]的低频率下,系统性能系数 COP 与实际输入功率随压缩机吸气状态的变化。整个变流量制冷过程中,压缩机输入功率几乎保持不变,且实验最低频率下的压缩机功耗最低。这是因为在吸气带液区间,进入压缩机吸气口的制冷剂液滴经过气液分离器已经“筛分”了大部分,仅有少

量液滴进入压缩环节,并且受压缩腔内高温环境的影响,液态制冷剂存在时间极短,对实际压缩机功率消耗无明显增加;而系统 COP 却呈现先增大后减小的趋势,同一阀开度下,蒸发压力越高,COP 越高,系统性能越好。当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,蒸发压力首先增加,制冷量提升,COP 迅速增加,当系统制冷能力达到最大时,COP 也达到峰值。继续增加循环流量,COP 随制冷能力的减弱而缓慢下降。此外,由于频率的增加,加重了压缩机负载,增加了输入功率,使得实验最低频率下的 COP 有最大值,且其本身的峰值产生于少量吸气带液区间,并较常规控制过热段提升了 12.5%~15%,大幅优化了制冷过程,具有较高的实际应用价值。

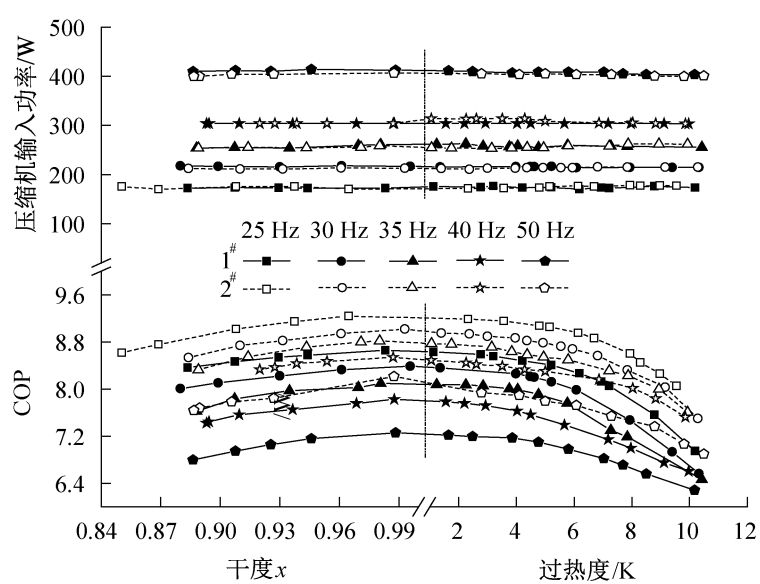


图 6 不完全过热循环下的 COP 与压缩机输入功率的变化
Fig.6 Variation of COP and input power under incomplete superheating cycle

图 7 所示为工况 1[#]与工况 2[#]下,排气温度与冷凝温度随压缩机吸气状态的变化。由于两工况下冷却水温设定相等,在整个低频不完全过热循环中,冷凝温度基本一致且有相似的变化趋势。而压缩机吸气口自少量带液开始,排气温度迅速下降,在干度 $x < 0.90$ 区间接近冷凝温度,降幅超过了过热段的 28.9%~40.3%。吸气带液时,压缩比降低使压缩机吸气温度逐渐降低,同时由于少量制冷剂液体在气缸中蒸发弥补了功率损失与散热量之差,缩小了实际排气温度与理论等熵压缩排气温度之差,降低了排气温度^[16]。实验最低频率下压缩机吸入液体有充分的时间在气缸内换热,并对整个腔体温度有明显改善,故对于同一吸气状态,实验最低频率下的压缩机排气温度降低越快,更加提高了制冷系统性能及压缩机在高压

比、高温环境下的工作可靠性。但当干度过低,排气温度将降至接近冷凝温度,会造成压缩过程中的效率损失。因此,在低频循环制冷过程中应避免大量吸气带液的运行状态。

图 8 所示为工况 1[#]与工况 2[#]的低频率下,电效率随压缩机吸气状态的变化。压缩机电效率表征了电动机输入功率完善程度,在一定程度上描述了压缩机的工作状况。压缩机是制冷过程的核心部件,系统循环效率的优劣受压缩机性能的影响较大^[17]。由图示横向观之,同一低频运行下,压缩机电效率随吸气状态的变化(由吸气过热至吸气带液)呈现先增大后减小的趋势,在干度 $x < 0.98$ 时迅速下降,但当 $0.98 \leq x < 1$,电效率仅有 0.3%~0.7%的降幅。当压缩机吸气过热时,由文献[18]可知电效率表达式(式(9))。当电子膨胀阀开度逐渐增大,吸气比容减小,

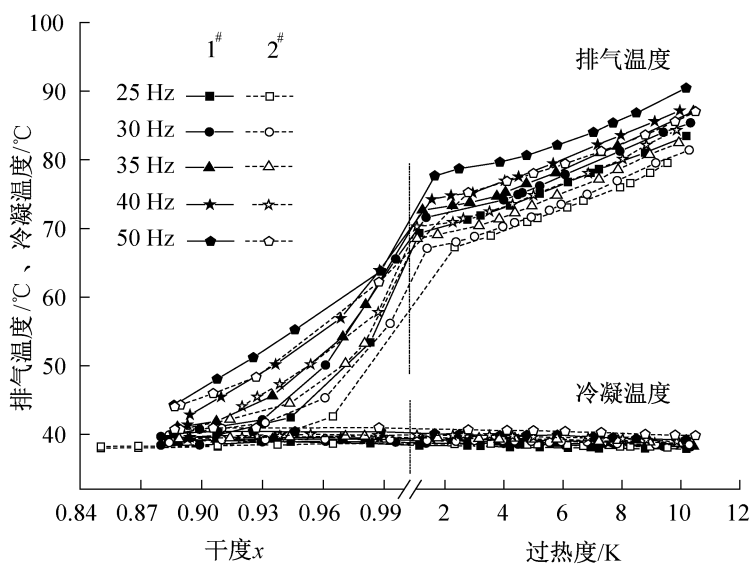


图 7 不完全过热循环下的排气温度与冷凝温度的变化

Fig.7 Variation of exhaust temperature and condensing temperature under incomplete superheating cycle

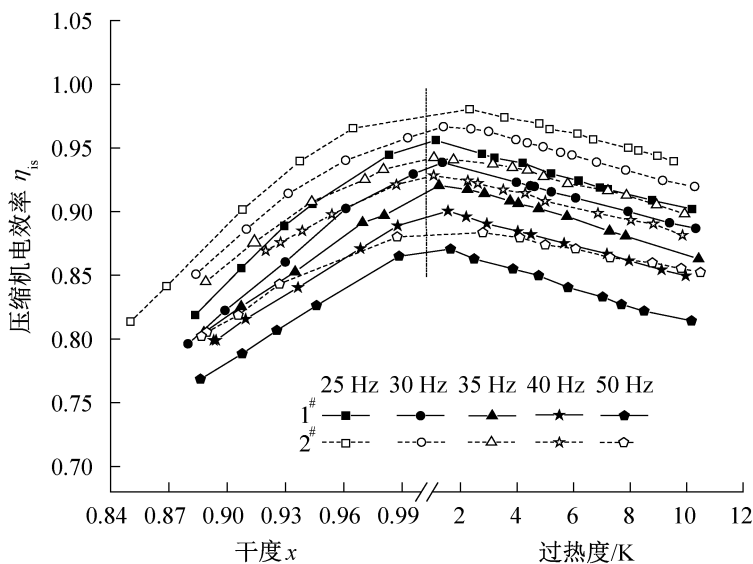


图 8 不完全过热循环下的电效率的变化

Fig.8 Variation of electric efficiency under incomplete superheating cycle

低频率下制冷剂在高温机壳内停留时间更长,温度系数有所改善。此外压比的进一步降低,使泄漏量更少,因此一定程度下电效率略有增加。当过热度越过最小稳定过热度进入非稳定区间时,系统开始振荡,由于换热机理的变化使制冷剂雾态蒸气被大量吸入而在高温腔体内闪蒸^[19],改善了机壳内温度系数,提升了电动机效率,从而出现电效率峰值点;当压缩机吸气带液时,电效率下降,这是因为吸入制冷剂液体使机体内各运动部件间的润滑油黏度降低,加大了轴间摩擦,在大量吸气带液区间这种影响更甚,使轴效率迅速减小,降低了压缩机的机械效率;纵观观之,实验最低频率下的电效率也最大,这是因为低频率下电

动机输入功率的利用程度最完善,但考虑到此时回油困难,机体共振等因素,并不适宜压缩机的控制频率过低。

电效率:

$$\eta_{is} = \eta_i \eta_m \eta_{mo}$$
(9)

$$\eta_i = \frac{\lambda_T \lambda_l \frac{r}{r-1} (\varepsilon^{\frac{r-1}{r}} - 1)}{\frac{m}{m-1} (\varepsilon'^{\frac{m-1}{m}} - 1)}$$
(10)

式中: m 为多变指数; ε 、 ε' 为压缩比、实际压缩比; η_m 为机械效率; η_{mo} 为电动机效率; η_i 为指示效率; r 为等熵指数。

3 结论

现代空调控制系统的作用越来越重要,由于实际工程需要,很多情况下压缩机控制处于非常规工况下,但极低频运行或压缩机吸气大量带液在应用中都应尽量避免。基于此,本文通过将滚动转子式压缩机分别运行于不同的低频工况下,研究了性能系数、制冷量、压缩比、压缩机功耗、电效率及排气温度等制冷系统性能参数的变化特性,并提出了该特性下的最佳优化控制策略,得到如下结论:

1) 压缩机低频运行具有显著的节能效果,但考虑到极低频率下压缩机过热,回油困难等问题,适当降低运行频率并将干度短期控制在 $0.98 \leq x < 1$, 可使系统制冷量与性能系数 COP 均达最佳。

2) 低频率下吸气带液方法具有良好的系统性能优化能力,压比较常规频率更低,排气温度降幅更大, $x < 0.90$ 时降幅达到 28.9% ~ 40.3%, 制冷能力与 COP 在少量湿压缩阶段 ($0.98 \leq x < 1$) 也均达到峰值。

3) 在少量湿压缩阶段 ($0.98 \leq x < 1$), 制冷量比常规过热度控制工况 (5 ~ 10 K) 提升 8.3% ~ 16.6%, COP 提升 12.5% ~ 15%。此外,压缩机电效率仅较常规过热度控制工况降低 0.3% ~ 0.7%, 且实验最低频率下的电效率最大。

综上可知,提出转子式压缩机低频运行下的制冷系统湿压缩最佳优化控制策略,即在控制干度为 $0.98 \leq x < 1$ 的常规低频工况下可最大程度地优化制冷循环效率。

本文受上海市动力工程多相流动与传热重点实验室 (13DZ2260900) 项目资助。(The project was supported by the Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer in Shanghai Power Engineering (No. 13DZ2260900).)

参考文献

[1] CHEN W, CHEN Zhijiu, ZHU Ruiqi, et al. Experimental investigation of a minimum stable superheat control system of an evaporator[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2002, 25(8): 1137-1142.

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

[3] 黄理浩, 陶乐仁, 陶宏, 等. 电子膨胀阀对变频压缩机排气温度控制的实验研究[J]. *热科学与技术*, 2009, 8(4): 361-365. (HUANG Lihao, TAO Leren, TAO Hong, et al. Experimental study on inverter compressor's exhaust temperature control by electronic expansion valve[J]. *Journal of Thermal Science and Technology*, 2009, 8(4): 361-

365.)

[4] 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. Influence of a little liquid entrainment into compressors on refrigerating system performance[J]. *Journal of Refrigeration*, 2014, 35(5): 83-87.)

[5] 曹小林, 喻首贤, 李雄林, 等. 采用 R410A 的变频房间空调器的理论与实验研究[J]. *中南大学学报(自然科学版)*, 2010, 41(2): 759-763. (CAO Xiaolin, YU Shouxian, LI Xionglin, et al. Theoretic and experimental study on domestic air-conditioner with R410A as refrigerant[J]. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, 2010, 41(2): 759-763.)

[6] 李松波, 刘湘云, 樊胜华. 变频压缩机频率与热泵空调各参数关联的研究[J]. *建筑热能通风空调*, 2014, 33(1): 36-38. (LI Songbo, LIU Xiangyun, FAN Shenghua. The associated research of inverter compressor frequency and heat pump air condition parameters[J]. *Building Energy & Environment*, 2014, 33(1): 36-38.)

[7] 金听祥, 李冠举, 郑祖义. 变频空调器性能影响因素的试验研究[J]. *中国建设信息: 供热制冷*, 2010, 24(9): 66-69. (JIN Tingxiang, LI Guanju, ZHENG Zuyi. Experimental study on the influence factors of performance on the inverter air conditioner[J]. *China Construction Heating & Refrigeration*, 2010, 24(9): 66-69.)

[8] 伍光辉, 吴克启. 变频压缩机空调系统的理论分析及实验研究[J]. *工程热物理学报*, 2003, 24(6): 961-963. (WU Guanghui, WU Keqi. Theoretical and experimental analysis of air conditioning system by the inverter compressor[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2003, 24(6): 961-963.)

[9] 王超, 陶乐仁, 黄理浩, 等. R32 制冷系统湿压缩的最佳吸气干度范围[J]. *化工进展*, 2017, 36(1): 100-106. (WANG Chao, TAO Leren, HUANG Lihao, et al. The optimal of suction refrigerant quality for R32 wet compression refrigeration system[J]. *Chemical Industry and Engineering Progress*, 2017, 36(1): 100-106.)

[10] 田晓亮, 王兆俊, 赵先星. 常规 50 Hz 压缩机变频性能试验[J]. *青岛大学学报(工程技术版)*, 1998, 13(4): 61-64. (TIAN Xiaoliang, WANG Zhaojun, ZHAO Xianxing. Frequency conversion characteristics for 50 Hz compressor[J]. *Journal of Qingdao University (Engineering & Technology Edition)*, 1998, 13(4): 61-64.)

[11] Positive displacement refrigerant compressors and compressor units: ANSI/AHRI 540 [S]. Arlington, VA, USA: AHRI, 1999.

[12] 郭仁宁, 王建, 杨柳. 基于涡旋压缩机比功率的结构参数优化研究[J]. *压缩机技术*, 2008, 35(4): 11-13. (GUO

- Renning, WANG Jian, YANG Liu. Optimization study of the structure parameter based on the specific power of scroll compressor[J]. Compressor Technology, 2008, 35(4): 11–13.)
- [13] 张津杰. 论压缩机的节能[J]. 机械管理开发, 2011, 35(3): 128–129. (ZHANG Jinjie. On compressor energy conservation[J]. Mechanical Management and Development, 2011, 35(3): 128–129.)
- [14] ELLIOTT M S, RASMUSSEN B P. On reducing evaporator superheat nonlinearity with control architecture[J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33(3): 607–614.
- [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 refrigerating capacity and measures to improve refrigerating capacity[J]. China Shiprepair, 2012, 25(4): 30–32.)
- [16] 杨丽辉, 陶乐仁, 陶宏, 等. 滚动转子式压缩机吸气状态与排气温度的实验研究[J]. 制冷学报, 2014, 35(2): 49–53, 86. (YANG Lihui, TAO Leren, TAO Hong, et al. Experimental study on suction refrigerant state and discharge temperature for rolling piston compressor[J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(2): 49–53, 86.)
- [17] 周卫东. 浅谈世界制冷压缩机现状及发展趋势[J]. 科技风, 2013, 35(11): 278. (ZHOU Weidong. The present situation and development trend of the world refrigeration compressor[J]. Technology Wind, 2013, 35(11): 278.)
- [18] 马一太, 刘忠彦, 李敏霞. 容积式制冷压缩机效率分析[J]. 制冷学报, 2013, 34(3): 1–7. (MA Yitai, LIU Zhongyan, LI Minxia. Analysis of electrical efficiency for positive displacement refrigerant compressor[J]. Journal of Refrigeration, 2013, 34(3): 1–7.)
- [19] 虞中畅, 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, 112. (YU Zhongyang, TAO Leren, WANG Chao, et al. Experiment on hunting mechanism of superheated temperature of a variable refrigerant volume refrigeration system[J]. Journal of Refrigeration, 2017, 38(1): 100–106, 112.)
- 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, E-mail: 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.
-
- (上接第 65 页)
- [15] Thermal environmental conditions for human occupancy: ANSI/ASHRAE 55—2013[S]. Atlanta: American National Standards Institute, 2013.
- [16] LIN Zhang, YAO Ting, CHOW T T, et al. Performance evaluation and design guidelines for stratum ventilation[J]. Building and Environment, 2011, 46(11): 2267–2279.
- [17] LIU Shichao, CLARK J, NOVOSELAC A. Air diffusion performance index (ADPI) of overhead-air-distribution at low cooling loads[J]. Energy and Buildings, 2017, 134: 271–284.
- 通信作者简介**
闫秀英, 女, 副教授, 硕士生导师, 西安建筑科技大学, 13379039469, E-mail: xjdyxy1219@163.com。研究方向: 建筑智能化与节能研究。
- About the corresponding author**
Yan Xiuying, female, associate professor, master supervisor, Xi'an University of Architecture and Technology, +86 13379039469, E-mail: xjdyxy1219@163.com. Research fields: building intelligent and energy-saving.