

文章编号:0253-4339(2013)04-0040-07
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2013.04.040

中间补气量对经济器热泵系统性能的影响

王文毅¹ 毛晓倩² 胡斌¹ 夏源¹ 曹锋¹

(1 西安交通大学能动学院 西安 710049; 2 上海申通地铁集团有限公司 上海 201103)

摘要 对带经济器的热泵系统进行了理论分析,建立了整个系统的数学模型,进行了实验研究,研究分析了低温工况下中间补气量对各系统性能的影响。结果表明:在低温环境下,系统的制热量、压缩机功率都会随中间补气量的增加而增加,排气温度随中间补气量的增加而显著减小,系统COP先增加后减小,根据实验结果可知最优的中间补气量,约占环境温度下系统总质量流量的10%~14%。

关键词 热泵; 补气量; 能效比

中图分类号:TB65; TB051.5

文献标识码:A

Effects of the Intermediate Gas Injection on the Performance of Heat Pump with an Economizer

Wang Wenyi¹ Mao Xiaoqian² Hu Bin¹ Xia Yuan¹ Cao Feng¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, 710049, China; 2. Shanghai Shentong Metro Group Co., Ltd., Shanghai, 201103, China)

Abstract Theoretical analysis of a heat pump with an economizer have been presented in this paper. The mathematic models of the heat pump system have been developed and experiments have been conducted to investigate the impacts of the gas injection on heat pump performance under low ambient temperatures. The results indicate that the heating capacity and the power consumption go up when the amount of gas injection increases under low ambient temperatures. The discharge temperature declines with the increment of gas injection, while the COP of the heat pump rises first and then descends. According to the test results, the optimal amount of gas injection is about 10%-14% of the total mass flow rate in the heat pump system.

Keywords heat pump; gas injection; energy efficiency ratio

长期以来,普通空气源热泵在我国北方地区的发展都因为北方冬季气温低、气温变化范围大等因素受到很大程度的制约^[1],主要表现为在低温情况下运行时,随着环境温度的降低,蒸发压力随之降低,制冷剂质量流量减少,热泵机组制热量下降;压缩机压比不断增大,排气温度过高等。针对空气源热泵如上问题,当前有多种的解决方法,其中中间经济器热泵系统因其良好的性能、易操作性并具有良好的经济性而受到广泛关注。

日本学者 Asit k. Dutta 等^[2]对涡旋压缩机的液态补气系统进行了研究,结果发现液态补气增大了压缩机的耗功量,同时大幅度降低了压缩机的绝热指数;当不控制压缩机油温时,喷射液体将极大降低油的温度及压缩机的排气温度,进而提高压缩机的绝热效率。Park Y. C KYC 等^[3]建立了涡旋压缩机喷液过程的数学模型,结果表明不同的喷液口位置会影响涡

旋压缩机的工作性能。韩国的 Youn Cheol Park 等^[4]建立了带补气口的变转速涡旋压缩机的工作模型,研究结果认为,补气在不同转速的情况下对压缩机的耗功量影响不大,但对压缩机的排气温度影响变化很大。国内许树学等^[5]对采用闪发器系统的经济器热泵以及带喷射器的经济器补气热泵系统循环机理与特性都进行了研究。费继友、曹锋等^[6]对采用吸气喷液的空气源热泵系统进行了理论分析与实验研究,通过实验验证了模型的可靠性,研究了不同喷液量引起系统性能的变化情况。

现有的大多数研究文献,只是定性的给出了中间补气量对系统性能的影响,并没有系统的研究在低温环境下,针对不同环境温度时,最佳的中间补气量和补气压力,针对不同制热量的热泵机组,系统中间补气量和补气压力的定量研究就显得非常重要。这里着重研究经济器热泵系统的中间补气量对整个系统

在低温工况下性能的影响,找出了中间补气量的最优范围。

1 带经济器的热泵系统

带经济器补气热泵系统以及压焓图如图 1 和图 2 所示,该系统由两个压缩机,一个蒸发器,一个冷凝器,节流装置以及经济器系统组成。处于 9 处的制冷剂为刚经过蒸发器换热后的低压过热制冷剂气体,经过压缩机压缩后到达状态点 11,该压缩为一级压缩或补气前压缩,在此与状态点 6 处经过中间换热器换热后的制冷剂气体混合,混合后到达状态点 1,在此经过高压压缩或者补气后压缩到达高温高压的状态点 2,并进入冷凝器。在冷凝器中经过换热后变为高温高压的制冷剂液体状态点 4,并在此分为两路。

一路经过膨胀阀膨胀后进入中间换热器换热后到达状态点 6 处进行补气,称为补气路或辅路。一路直接经过中间换热器换热变为过冷的制冷剂液体状态点 7,再经过膨胀阀膨胀后变为低压低温的两相流体状态点 8,由此进入蒸发器,经过蒸发器后变为低压过热的制冷剂气体即状态点 9,至此完成一个循环。

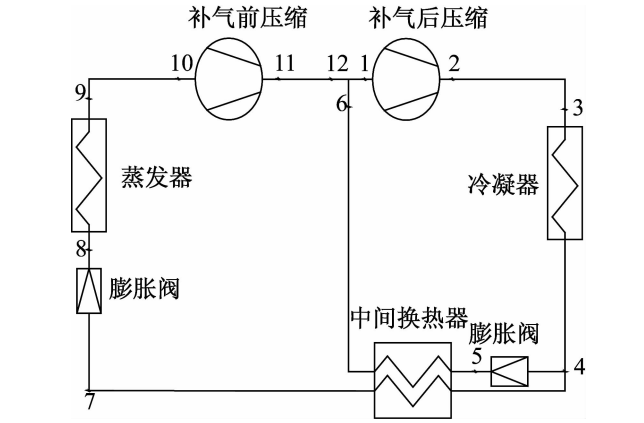


图 1 经济器热泵系统

Fig.1 The system of heat pumps with an economizer

1.1 补气过程的模型分析

处于 9 处的制冷剂为刚经过蒸发器换热后的低压过热制冷剂蒸汽,此后从压缩机进气腔进入压缩机,进行补气前的压缩,或称为一级压缩,制冷剂气体压缩至 11 点处后进行排气,排气后状态为 12 点。此过程为补气前压缩,其数学模型为:

$$\text{容积比: } \varepsilon_{9-12} = \frac{V_9}{V_{12}} = \frac{v_9}{v_{12}} \quad (1)$$

$$\text{压力方程: } p_{12} = p_9 (\eta_{\text{vol1}} \varepsilon_{9-12})^n \quad (2)$$

$$\text{温度方程: } T_{12} = T_9 \left(\frac{p_{12}}{p_9} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (3)$$

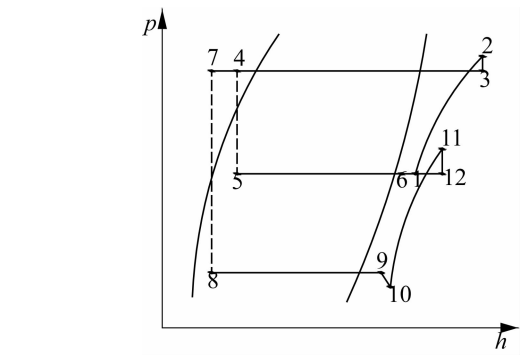


图 2 压焓图

Fig.2 Pressure enthalpy diagram

$$\text{压缩功: } w_{9-12} = h_{12} - h_9 \quad (4)$$

经过中间换热器换热后的制冷剂气体状态点 6 与经过一级压缩后的制冷剂气体状态点 12 迅速混合至状态点 1,然后再进行压缩。该过程为非稳定流动的变质量流量的等容混合过程^[7],数学模型如下:

$$\text{质量增量: } \Delta m = m_k - m_o \quad (5)$$

式中: Δm 为补气路 6 处制冷剂流量,kg/s; m_k 为压缩机排气口 2 处质量流量,kg/s; m_o 为压缩机进口 10 处质量流量,kg/s。

$$\text{补气过程容积比: } \varepsilon_{12-1} = \frac{V_{12}}{V_1} = \frac{v_{12}}{v_1(1+x)} \quad (6)$$

$$\text{相对补气量: } x = \frac{\Delta m}{m_o} = \frac{v_{12}}{RkT_6}(p_{12} - p_6)\zeta_p \quad (7)$$

假设过程 9 ~ 12 为等熵压缩过程,则状态点 12 点的焓为:

$$h_{12} = h_9 + w_{9-12} \quad (8)$$

由于补气过程是瞬间完成的,故假设补气过程是在绝热状态下进行的,则补气过程 12-1 的能量平衡式:

$$(1+x)h_1 = xh_6 + h_{12} + W_{12-1} \quad (9)$$

等容混合过程交换的功可表示为:

$$W_{12-1} = (p_1 - p_{12}) \left(\frac{v_{12} + v_1}{2} \right) \quad (10)$$

于是,将式(10)代入(9)可以导出工质在状态 1 的焓为:

$$h_1 = [xh_6 + h_{12} + (p_1 - p_{12}) \left(\frac{v_{12} + v_1}{2} \right)] / (1+x) \quad (11)$$

随着补气过程的结束,状态点 12 处的制冷剂气体和状态点 1 处的制冷剂气体混合为状态点 1 处,此后经过压缩机持续压缩至状态点 2 处排出进入冷凝器。该过程为补气后压缩:

$$\text{容积比: } \varepsilon_{1-3} = \frac{v_1}{v_3} \quad (12)$$

压力方程: $p_3 = p_1 (\eta_{vol2} \varepsilon_{1-3})^n$ (13)

温度方程: $T_3 = T_1 (\frac{p_3}{p_1})^{\frac{n-1}{n}}$ (14)

压缩功: $w_{1-3} = h_3 - h_1$ (15)

1.2 板式换热器模型建立

板式换热器由一系列波纹形状的平行金属片相互重叠而成,各金属板片之间形成一定规则的流道,冷热流体在两侧各自的流道内流动,通过传热板片进行热量交换。这里中间换热器采用板式换热器,制冷剂在状态点 4 处分为两路,分别进入板式换热器进行换热。其中补气路流体先经过膨胀阀节流,成为两相态,进入中间换热器,与从 4 处分开的另一路高温液体进行换热,换热后补气路制冷剂变成过热气体状态点 6 进入压缩机补气。

中间换热器制冷剂侧采用 Lin 等^[8-12]提出的关联式:

$$Nu = 1.926 Pr_l^{\frac{1}{3}} Bo_{eq}^{0.3} Re_{eq}^{0.5} [(1 - X_m) + X_m (\frac{\rho_l}{\rho_g})^{0.5}]$$
 (16)

板式换热器平均温差的计算:

$\Delta t_m = \psi \Delta t_{lm}$ (17)

$$\Delta t_{lm} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}}$$
 (18)

式中: Δt_{max} 为逆流时两端温差中最大者,℃;

Δt_{min} 为逆流时两端温差中最小者,℃; ψ 为修正系数,随冷热流体流动方向不同而不同^[13-15]。

总换热系数 K :

$$K = 1 / (\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + r_{d1} + r_{d2} + \frac{1}{\alpha_2})$$
 (19)

式中: α_1, α_2 为板换两侧工质换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; δ 为板片厚度/m; λ 为板片导热系数, $W/(m \cdot K)$; r_{d1}, r_{d2} 为板片两侧工质污垢热阻, $(m^2 \cdot K)/W$ 。

换热量: $Q = Q_{con} = Q_{evp} = KA\Delta t_m$ (20)

主路凝结侧:

$Q_{con} = m_{con,R22} (h_{con,out,R22} - h_{con,in,R22})$ (21)

辅路蒸发侧:

$Q_{evp} = m_{evp,R22} (h_{evp,out,R22} - h_{evp,in,R22})$ (22)

2 实验研究

实验采用 R22 为制冷工质,系统由涡旋压缩机、翅片式蒸发器、板式冷凝器、板式中间换热器、热力膨胀阀、四通换向阀、储液器、气液分离器、流量计、手动调节阀、单向阀等组成。系统基本部件如表 1 所示,具体原理如图 3 所示。在补气路中的电磁阀开启条件为当环境温度低于 5℃ 时。另外补气路中手动调节阀主要用来调节流过补气路的制冷剂流量,测试在不同的流量下补气对系统性能的影响。系统中的单向阀、毛细管和四通换向阀主要用来在除霜时系统反向运行。

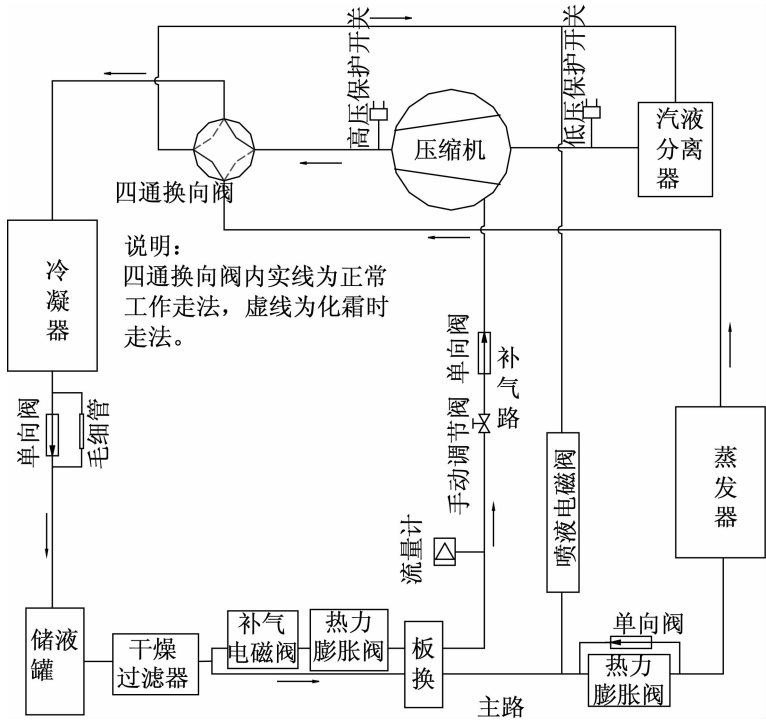


图 3 实验原理图

Fig.3 The experimental schematic

表 1 系统主要部件

Tab. 1 The main components of the system

部件	类型	换热面积/m ²	体积流量/(m ³ /h)
压缩机	涡旋式	—	14. 37
蒸发器	翅片式	55. 53	—
冷凝器	板式	2. 8	—
中间换热器	板式	0. 252	—

实验机组处于稳定的环境室中,其中环境温度范围为-20~35℃,测量精度为±0.2℃;提供温度稳定的冷凝器进水温度,范围为0~90℃,测量精度为±0.1℃。实验主要测试压力、温度、机组功率、流量等。冷凝器进出水温用 PT100 铂电阻测量,其余温度点用热电偶测量;压力用 3.0MPa 的压力表进行测量;电参数测量采用 Ainuo 三相电参数综合测试仪 AN793A;其中电压测量误差±2.0V,被测机组功率误差为测量范围的±0.2%,热水水流量测量精度为0.5%,±30mL/h。其他温度测点误差为±0.5℃。

3 模拟计算以及实验结果分析

3.1 模拟与实验结果对比

实验测试了不同中间补气质量流量下系统压缩机排气、进气温度,冷凝器后,中间换热器前后,主路膨胀阀、辅路膨胀阀前后等各个测试点温度压力以及压缩机功率,从中可以看出,不同的环境温度、不同的进水温度所对应的最优的中间补气量都不尽相同。图4~图7为环境温度-15℃时系统各性能随中间补气量变化情况的模拟值与实验值的对比。

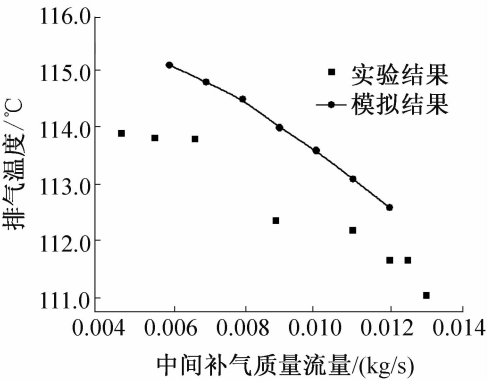


图 4 排气温度随中间补气量的变化

Fig. 4 Discharge temperature varying with compensating vapor

从图中可以看出,模拟结果与实验结果趋势基本一致,随着中间补气量的增加,系统制热量增加,压缩机功率增加,压缩机排气温度减小,制热能效比先

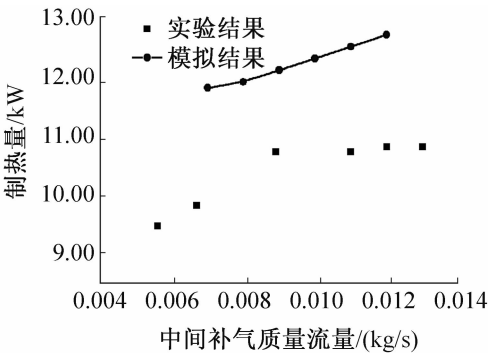


图 5 制热量随中间补气量的变化

Fig. 5 Heating capacity varying with compensating vapor

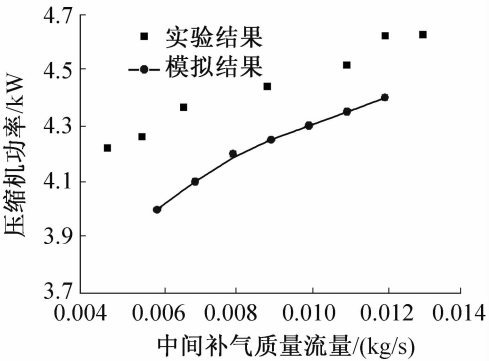


图 6 压缩机功率随中间补气量的变化

Fig. 6 Compressor power varying with compensating vapor

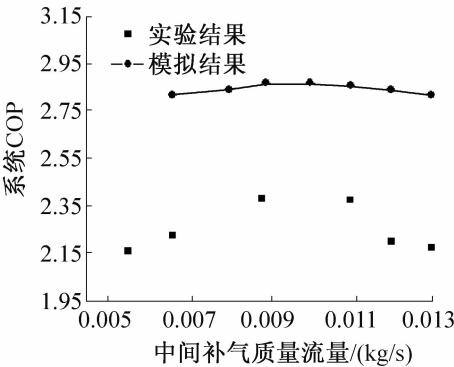


图 7 系统 COP 随中间补气量的变化

Fig. 7 System COP varying with compensating vapor

增加后减小,存在一个最优值。另外,对-10℃以及-5℃的模拟及实验也说明了系统 COP 存在一个最优值,最优补气量随环境温度变化而变化,不同工况下最优补气量占系统流量为10%~14%,具体如表2所示。

3.2 实验结果误差分析

上文展示了在-15℃环境温度下带中间换热器形式的经济器热泵的排气温度、系统制热量、压缩机耗功以及系统 COP 的模拟结果与实验结果的对比分析,从图4~图7中可以看出,随着中间补气量的变

表 2 不同蒸发温度下系统 COP 的对比
Tab. 2 The comparison of system COP with different evaporation temperature

蒸发温度 /℃	最优补气量处 COP		最优补气量补气压力/MPa		COP 增量
	0.009/(kg/s)	0.007/(kg/s)	0.009/(kg/s)	0.007/(kg/s)	
-15	2.41	—	0.88	—	8.7%
-10	2.41	—	0.9	—	3.4%
-5	—	2.63	—	0.8	3.1%

化,模拟与实验结果的变化趋势基本一致,但同一补气点上数据存在一定差距。为了评估模拟的可靠性,对其进行误差分析,计算公式如下,分别为绝对平均误差和均方根误差:

$$\sigma_{\text{abs, mean}} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left| \frac{V_{\text{cal}} - V_{\text{exp}}}{V_{\text{exp}}} \right| \tag{23}$$

$$\sigma_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{V_{\text{cal}} - V_{\text{exp}}}{V_{\text{exp}}} \right)^2} \tag{24}$$

表 3 模拟结果与实验数据误差分析

Tab. 3 The error analysis between simulation results and experiment data		
参数	绝对平均偏差/%	均方根平均偏差/%
制热量	2.24	6.72
输入功率	0.81	2.4
系统 COP	9.5	3.6
排气温度	4.6	3

由表 3 可以看出,实验结果与模拟结果的误差都在 10% 以内,说明了该模型的可靠性,能基本反映带经济器热泵的运行性能以及中间补气量变化对系统带来的影响。其中实验结果和模拟结果数据的差距主要由以下几个方面造成:

1)建立模型的误差。在模型建立过程中做了一定程度的简化,所以模型与实际实验台并不完全相符。下面以图 4 ~ 图 6 为例说明实验结果与模拟结果由于模型原因造成的差距,图 7 为计算结果。图 4 中排气温度模拟值大于实验值,其主要原因为模拟中均假定压缩机及其排气口与环境绝热,而实验中无法做到。图 5 中制热量的模拟结果高于实验结果,主要原因为一方面模型的建立中冷凝器与环境绝热,但实际运行时冷凝器必然与环境产生热交换;另一方面为制热量的增加从理论上主要来自于补气路 and 主路在中间换热器的热交换,造成主路制冷剂过冷,而实际运行中中间换热的换热效率不能达到模型中设定的热效率,同时中间换热器还与环境存在一定程度的换

热。这些都将从根本上造成实验中系统制热量的下降。图 6 中压缩机的模拟耗功值低于实验的耗功值,其原因主要为模拟过程中压缩机的机械效率的取值与实验中压缩机实际的机械效率有一定偏差。

2)测量的误差。由于实验室条件以及测量仪器本身具有一定的精度及误差,所以实验过程中环境工况以及读数都会产生误差。实验测试时由于条件所限,每次读取压力数值时需开门进入实验室内部读取,这样就会造成实验室的内部温度受开门时室外温度的影响并不是完全是恒定在实验过程所需的温度,而是在 -15℃ 周围小范围浮动。还有实验中采用热电偶测温度,虽然都有保温措施,但是在 -15℃ 环境温度,排气温度 100 多度的大温差下难免会导致热量的散失以及测量温度的降低。另外还有实验室测量仪器例如功率测试仪器本身的误差以及读数的误差等。

3)手动调节阀的误差。实验采用手动调节阀调节补气路流量,在实验过程调节阀并不是特别灵敏,流量控制不够精确。

3.3 实验结果分析

为了更深入的研究中间补气量对系统性能的影响,图 8 ~ 图 11 分别列出了不同补气量下不同环境温度在 50℃ 进水时系统的各项性能受中间补气量的影响,希望能够找到最优的中间补气范围。

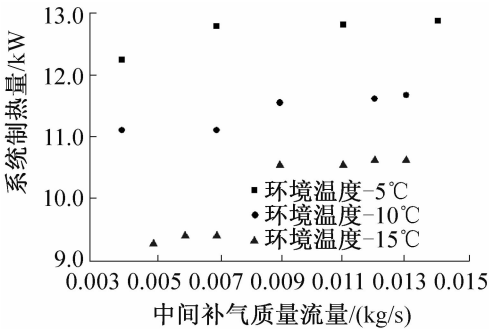


图 8 不同补气量时系统的制热量
Fig. 8 Heating capacity varying with different compensating vapor

从图中可以看出,随着中间补气量的增加,系统

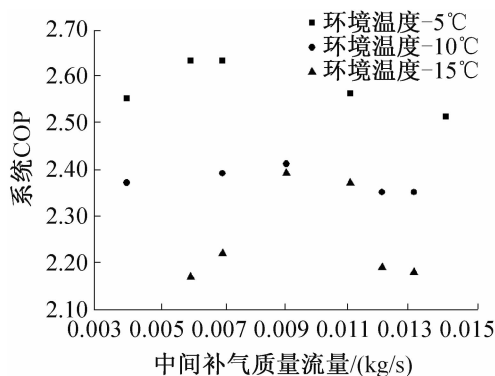


图 9 不同补气量时系统的 COP

Fig. 9 System COP with different compensating vapor

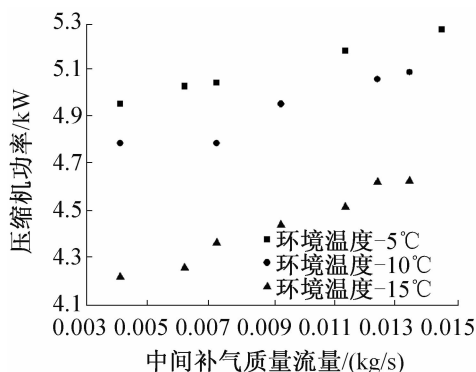


图 10 不同补气量时的压缩机功率

Fig. 10 Compressor power varying with different compensating vapor

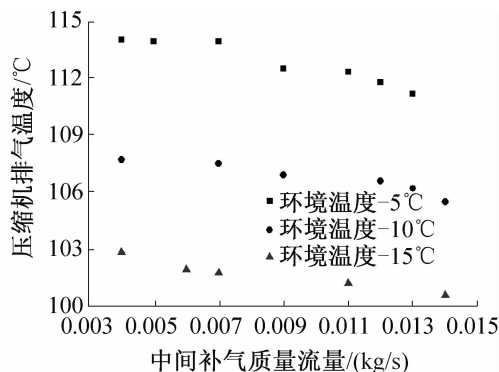


图 11 不同补气量时压缩机排气温度

Fig. 11 Discharge temperature varying with different compensating vapor

的制冷剂质量流量不断增加,压缩机功率不断增加;系统制热量也随着中间补气量的增多而增大,并且在低温工况下增加明显,中间补气量增加会引起单位体积流量携带的热量更多,随着中间补气量的增加,压缩机功耗增加也将增加系统的制热量;排气温度随着中间补气量的增加不断下降,这里中间补气前后类似于两级压缩机过程,补气前相当于一级压缩,补气后相当于二级压缩。在中间补气过程中,一级压缩完成

后的制冷剂气体和补气制冷剂气体混合后,其温度要低于一级压缩终了的气体温度,同时在补气完成后的二级压缩的压缩比要远小于没有补气的压缩过程,从压缩机理论排气温度与压缩比成指数关系可知压缩比的降低是导致排气温度降低的根本原因,同时压缩比的降低会进一步提高压缩机的绝热效率,从而使补气后的压缩机排气温度降低。

图 9 显示了系统 COP 随中间补气量的变化情况,系统 COP 会先增加,然后当补气量增加到一个程度时,系统 COP 又随之减小,但是变化较和缓。因为随着中间补气量的增加,中间补气压力也增加,这样一级压缩压比逐渐增大,二级压缩压比逐渐减小,当两者达到中间平衡的时候,系统 COP 最大。当中间补气量过低时,系统中间压力也较低,这样并不能很好的改善低温下二级压缩压比过大的问题;当中间补气量太大时,系统耗功的增加超过系统制热量的增加,因为参与中间补气的那部分制冷剂并不从环境吸收热量。从图中可见,系统 COP 随着补气量的增加先增加后减小,存在一个最优的补气量, -15°C 时,系统各项变化最为剧烈,尤其是 COP 变化明显,在 0.009kg/s 处取得最大值,占系统总流量的 11%。

4 结论

建立了中间经济器热泵系统的数学模型,通过实验研究了中间补气量对系统性能的影响,结论如下:

1) 中间补气能够改善空气源热泵在低温状况下的运行问题,随着环境温度的不断降低,补气对系统性能的影响逐渐增强。

2) 随着中间补气量的增加,系统制热量不断增加,压缩机功率不断增加,压缩机排气温度下降。

3) 随着中间补气量的增加,系统 COP 呈现先增加后减小的趋势,存在一个最优的补气量。在 -15°C 环境温度时系统在最优补气量处取得的 COP 值相对于实验中各最小的 COP 值增加了 8.7%, -10°C 环境温度时增加了 3.4%, -5°C 环境温度时增加了 3.1%。同样证明了补气在低温工况下对系统的性能影响最明显。

4) 根据模拟以及实验的综合结果得出,当补气量为系统总流量的 10% ~ 14% 时,取得最佳的能效比。低温环境下,若希望得到更多的制热量,可增加补气量;若希望得到最优的能效比,则需要控制系统的补气量。

本文受广东省教育部产学研结合项目(2011B090400470)资助。(The project was supported by Enterprises, universities

and research institutes integrated project of Guangdong Ministry of Education(No. 2011B090400470).)

参考文献

- [1] 王芳,范晓伟.我国空气源热泵的技术进展[J].能源工程,2002,4:1-4. (Wang Fang, Fan Xiaowei. The state of art about air-source heat pump in China[J]. Energy Engineering,2002,4:1-4.)
- [2] Asit k Dutta, Tadashi Y, Mitsuhiro F. An investigation of the performance of a scroll compressor under liquid refrigerant injection[J]. International Journal of Refrigeration, 2001,24(6):577-587.
- [3] Park Y C KYC, Chao H. Thermodynamic analysis on the performance of a variable speed s-croll compressor with refrigerant injection[J]. International Journal of Refrigeration,2002,25(8):1072-1082.
- [4] Youn C P, Yongchan K, Honghyum C. Themodynamic analysis on the performance of a variabl-e speed scroll compressor with refrigerant injection[J]. International Journal of Refrigeration,2002,25(8):1072-1082.
- [5] 许树学,马国远.带喷射器的经济补气热泵系统循环机理与特性研究[D].北京:北京工业大学,2010.
- [6] 马国远,彦启森.涡旋压缩机经济器系统的性能分析[J].制冷学报,2003,24(3):20-24. (Ma Guoyuan, Yan Qisen. Thermodynamic Behavior of Scroll Compressor with Economizer for Heat Pump[J]. Journal of refrigeration, 2003, 24(3): 20-24.)
- [7] 费继友,曹锋,邢子文,等.吸气喷液对空气源热泵热水器性能的影响[J].西安交通大学学报,2008,42(7):818-822. (Fei Jiyou, Cao Feng, Xing Ziwen, et al. Influence of Suction Stream Liquid Refrigeration Injection on the Performance of an Air-Source Heat Pump Water Heater

[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42(7): 818-822.

- [8] 吴业正.制冷与低温技术原理[M].北京:高等教育出版社,2004.
- [9] 杨崇麟,张明石,王中铮.板式换热器工程设计手册[M].北京:机械工业出版社,1998.
- [10] Tovazhnayanskiy L L, et al. Heat transfer from steam condensing in an extended-surfaceslot channel[J]. Heat transfer-Soivet research,1980,12(4):34-36.
- [11] 周玲玫.板式换热器换热性能的实验研究[D].浙江大学,2008.
- [12] Y Y Yan, T F Lin. Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger[J]. Transaction of the ASME,1999,121(1):118-127.
- [13] 尾花英朗.热交换器设计手册(下)[M].徐中权译.北京:石油工业出版社,1982.
- [14] Thonon B, Vildil R, Marvillet C. Recent Research and Developments in plate Heat exchanger[J]. Journal of Enhanced Heat Transfer,1995,2(1/2):149-155.
- [15] 高效热交换器数据手册编委会.高效热交换器数据手册[M].付尚信,朗達译.北京:机械工业出版社,1979.

通信作者简介

王文毅,男(1985-),硕士研究生,西安交通大学,15829684983,E-mail:wangwenyi1985@163.com。研究方向:中间补气量对经济器热泵系统性能的影响。

About the corresponding author

Wang Wenyi (1985-), male, master, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, 15829684983, E-mail:wangwenyi1985@163.com. Research fields: effects of the Intermediate Compensating Vapor on the performance of Heat Pump with an Economize.