

文章编号: 0253-4339(2015) 01-0040-05

doi: 10.3969/j.issn.0253-4339.2015.01.040

两次中间补气涡旋压缩机的工作特性

许树学 马国远

(北京工业大学环能学院 北京 100124)

摘 要 建立了涡旋压缩机两次中间补气制冷系统的计算模型,通过编制软件对系统的性能进行模拟研究。确定出开设两对补气孔时最佳补气压力的范围,归纳出最适宜的两次中间补气压力范围经验公式;针对某一款涡旋压缩机给出了补气孔的设计方法。最后,对系统的循环性能进行研究,结果表明:与中间补气系统和单级系统相比,两次中间补气系统的制冷 COP 分别提高 2.8% 和 12.4%。排气温度降低 3~4℃。

关键词 涡旋压缩机;两次中间补气;制冷 COP;排气温度

中图分类号: TB652; TB61⁺1

文献标识码: A

Charactoristic of Scroll Compressor Refrigeration System with Twice-vapor Injection

Xu Shuxue Ma Guoyuan

(College of Environment and Energy Engineering, Beijing University of Technology, Beijing, 100124, China)

Abstract The thermodynamic model to analyze the scroll compressor refrigeration with twice-vapor injection system has been set up and the calculation program is designed. The two suitable middle pressures are calculated, and the recommended empirical formulas are provided to calculate most suitable two stage middle pressure. Based on one scroll compressor, the method of how to make injection hole is developed. At last, the system performance is calculated, and the simulation results demonstrate that the cooling COP of new system with twice-vapor injection can be about 2.8% and 12.4% higher than that of the one hole vapor injection system and normal single stage system, the discharge temperature can decrease 3~4℃.

Keywords scroll compressor; twice-vapor injection; cooling COP; discharge temperature

通过在涡旋压缩机上开设辅助补气孔而构成的准二级压缩制冷循环,在改进系统的性能,特别是低温制热性能起到了很好的效果^[1-2],比如降低 R32 系统的排气温度^[3]。中间补气提高系统性能的机理是通过补气的闪发过程,提高主路液体过冷度并增加排气量,同时补入压缩机的低焓值气体能提高压缩效率,降低压缩功^[4]。文献[5]对活塞式半封闭制冷压缩机的中间压力进行了实验研究,认为中间压力是一个随补气参数的改变而变化的物理量。

若将补气孔由单个(对)增加为多个(对),理论上可使系统性能进一步提高。近几年,美国 Purdue University, University of Maryland 研究者也进行了相似的研究。文献[6]对使用混合工质的三级压缩系统进行了研究,认为较单级系统能效比可提高

27.3%。文献[7]对多级压缩多级补气系统进行了研究,结果表明:空调工况下的 R410A 系统能效比提高达 51%,最适宜设计成多级补气系统的工质为 R404A。文献[8]认为,多级补气中的两相补气,可使系统接近饱和压缩、饱和节流循环,进而大幅度提高系统的性能。文献[9-10]对准三级压缩制冷系统进行了实验研究,目的是降低压缩机的排气温度,提高系统的稳定性。但其设计方法是一个单级压缩机和另外一台带补气孔的涡旋压缩机串联组成,本质上还是单孔补气。本文建立了带有两对补气孔的两次中间补气涡旋压缩机制冷系统计算模型,通过编制计算软件对系统的性能进行研究,重点讨论最佳两级补气压力的范围和补气孔的开设方法,最后对系统的循环性能进行计算。有关结论可为涡旋压缩机两次或

基金项目:国家自然科学基金项目(51376010)和中国博士后科学基金面上项目(71005014201102)资助。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 51376010) and China Postdoctoral Science Foundation (No. 71005014201102).)

收稿日期:2014 年 6 月 26 日

多次中间补气系统的设计提供指导。

1 循环原理

两次中间补气制冷系统的循环原理如图 1 所示。在涡旋压缩机上对称开设两对补气孔,以闪发器为界,节流过程分为三次。详细的工作过程如下:出冷凝器的液态工质通过一级膨胀阀 TEV1 节流后进入到闪发器 1 内,在闪发器内制冷剂分离为液态和气

态,气态制冷剂通过补气管路补入到相应压力的压缩腔内,液态的制冷剂从闪发器 1 内出来后进入到二级膨胀阀 TEV2 进行二级节流,后进入到闪发器 2 内进行二次闪发,气态制冷剂通过补气管路补入到相应压力的压缩腔内。液态的制冷剂从闪发器 2 出来后进入到三级膨胀阀 TEV3 节流,后进入到蒸发器内,吸热气化被压缩机吸走,完成一个工作过程。

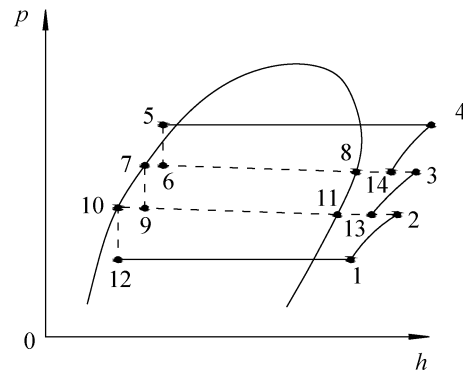
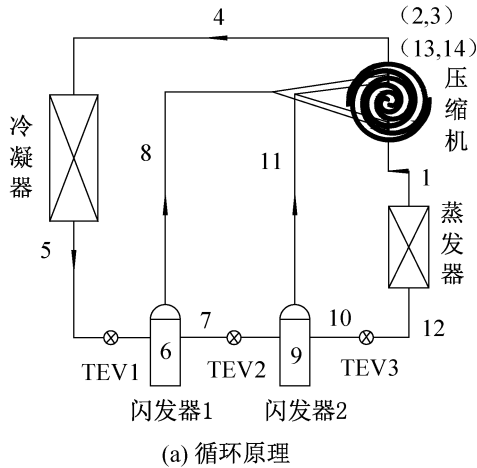


图 1 涡旋压缩机两次中间补气制冷系统原理

Fig. 1 Scroll compressor refrigeration with twice-vapor injection system

将补气孔从单对增加为多对,一方面能使压缩过程更大程度的接近饱和线,提高压缩过程效率,同时进一步降低进蒸发器前的制冷剂焓值,增大制冷量。

2 计算模型

质量守恒方程:

$$m_{13} = m_1 + m_{11} \quad (1)$$

$$m_{14} = m_{13} + m_8 \quad (2)$$

式中: m 为质量流量,kg/s;1,8,11,13,14 代表图 1 中不同的位置。

当补气过程为完全补气时,吸气 1 kg 工质:

$$m_{11} = \frac{x_9}{1 - x_9} \quad (3)$$

$$m_8 = \frac{x_6}{1 - x_6} \left(1 + \frac{x_9}{1 - x_9} \right) \quad (4)$$

式中: x 为干度,6,9 代表图 1 中不同的位置。

混合点的焓值:

$$h_{13} = \frac{h_2 + h_{11}m_{11}}{1 + m_{11}} \quad (5)$$

$$h_{14} = \frac{h_3 + h_8m_8}{1 + m_8} \quad (6)$$

式中: h 为焓值,kJ/kg;2,3,8 代表图 1 中不同的位置。

当压缩过程绝热时,吸气 1 kg 工质各阶段的压缩功:

$$W_{1-2} = h_2 - h_1 \quad (7)$$

$$W_{13-3} = (h_3 - h_{13})(1 + m_{11}) \quad (8)$$

$$W_{14-4} = (h_4 - h_{14})(1 + m_8 + m_{11}) \quad (9)$$

制冷量:

$$q_o = h_1 - h_{10} \quad (10)$$

总压缩功:

$$W = W_{1-2} + W_{13-3} + W_{14-4} \quad (11)$$

制冷性能系数:

$$\text{COP} = \frac{q_o}{W\eta_m\eta_{mo}} \quad (12)$$

式中: η_m 和 η_{mo} 分别为机械效率和电机效率,本文中取 η_m 和 η_{mo} 的乘积为 0.6。

3 模型的求解

模型的求解涉及到闪发过程、混合过程和多次压缩,物性的彼此关联性较强,需要多次查询,计算起来比较繁琐。基于 VB 平台和物性计算软件 Refprop7,开发出针对两次中间补气压缩的计算软件。输入初始参数后即可快速计算出压缩功、制冷量、性能系数等。详细的计算过程如下:在蒸发压力与冷凝压力之

间, 先任取一个较小的值作为一级补气压力, 二级补气压力在一级补气压力值的基础上增大一个梯度 (如 0.1 MPa), 带入式 (1) ~ 式 (12) 的计算模型, 得出计算一组结果。逐步增大一级补气压力的值, 用相同的办法给出二级补气压力的值, 计算出所有结果再绘制在一张图上。计算流程如图 2 所示。

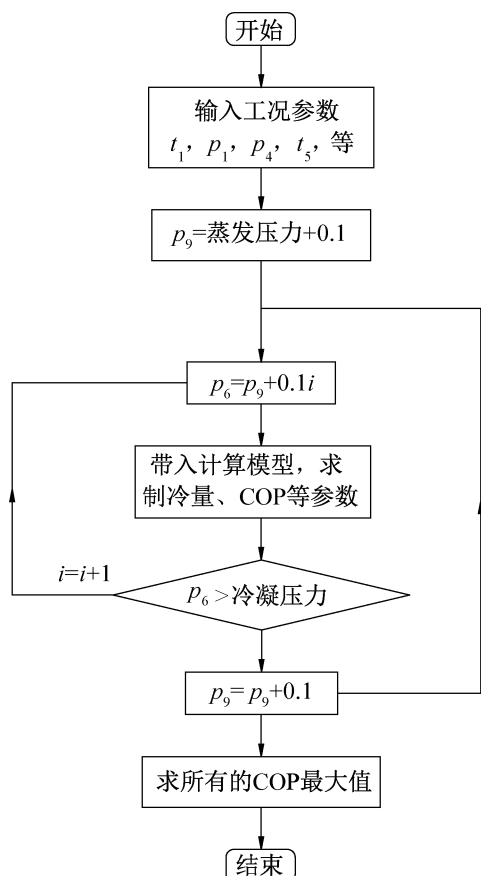


图 2 两次中间补气性能计算流程

Fig. 2 Flow chart of twice-vapor injection system

4 模拟结果与讨论

4.1 最佳两级中间压力的确定

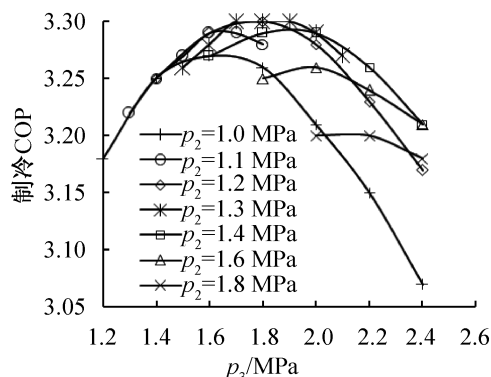
图 3 所示为制冷 COP 随两次补气压力的变化关系。由图可知: 在一级补气压力不变的条件下, 系统的 COP 随二级补气压力的增大呈先增大后减小的趋势。同样, 二级补气压力不变时, COP 同样随一级补气压力的增大呈先增大后减小的趋势。存在两个区域可获得相对较大的 COP。比如, 蒸发温度为 2 °C 时, 一级、二级补气压力的匹配为: 1.2 ~ 1.8 MPa, 或 1.4 ~ 2.0 MPa 时; 在蒸发温度为 7 °C 时, 一级、二级补气压力的匹配为: 1.3 ~ 1.7 MPa 或 1.5 MPa。

基于上述计算结果回归出两次补气的压力值范围:

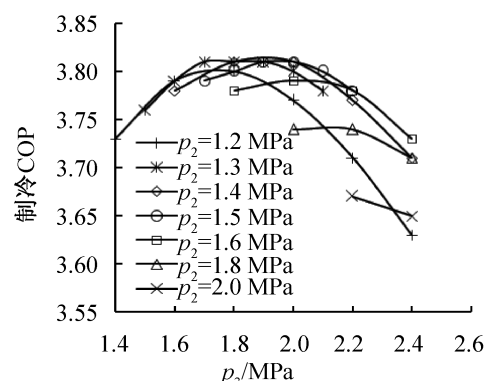
$$p_9 = p_1 \left[\left(\frac{p_4}{p_1} \right)^{\frac{1}{3}} + \delta \right] \quad (13)$$

$$p_6 = p_4 \left(\frac{p_4}{p_1} \right)^{-\frac{1}{3}} + \delta \quad (14)$$

式中: δ 取值范围为 0.10 ~ 0.14。



(a) 蒸发温度 $t_0 = 2$ °C



(b) 蒸发温度 $t_0 = 7$ °C

图 3 制冷 COP 随两次补气压力的变化

Fig. 3 The variation of cooling COP with twice vapor injection pressure

4.2 补气口位置的确定

涡旋压缩机的腔内压力与涡旋盘动盘的旋转角度存在关系, 根据压比大小即可推出相应旋转角度, 并据此确定补气孔的位置。以某一款圆的渐开线涡旋压缩机为例, 如图 4 所示, 包括三个压缩腔, 涡旋型线圈数为 2.83, 工况为蒸发温度 7 °C, 冷凝温度 45 °C。

由式 (13) 和式 (14) 可知, 压比的范围为 1.5 和 2.0, 腔内压力与补气压力近似相等, 得内压缩比:

$$\frac{p_2}{p_1} = 1.5, \frac{p_3}{p_1} = 2.0 \quad (15)$$

又因为,

$$p_1 V_1^{1.4} = p_2 V_2^{1.4} = p_3 V_3^{1.4} = \text{常数} \quad (16)$$

即可求得:

$$\frac{v_1}{v_2} = 1.33, \frac{v_1}{v_3} = 1.64 \quad (17)$$

带入涡旋机的压缩过程容积方程:

$$V = \pi P(P - 2t)h \left(5 - \frac{\theta}{\pi} \right) \quad (18)$$

式中: P 为渐开线节距, mm; t 为涡旋体壁厚, mm; h 为涡旋体高度, mm; θ 为主轴回转角。

得出补气口的位置的角度为:

$$\theta_2 = 1.24\pi, \theta_3 = 1.95\pi \quad (19)$$

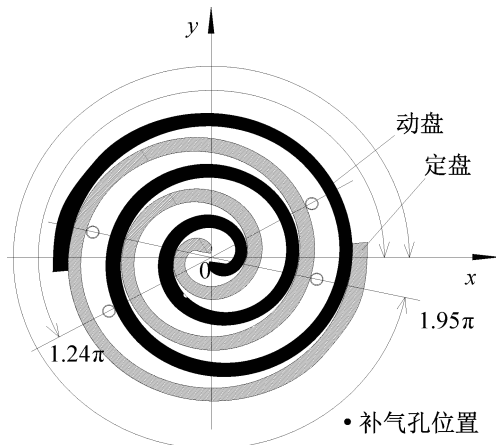


图 4 补气孔位置的确定

Fig. 4 Location of vapor injection hole

补气孔的形状影响补气管路的阻力,进而影响整

个系统性能。但考虑到加工的便利,一般认为圆形比较适宜^[11]。值得注意的是,上述补气孔位置的确定方法只是基于制冷工况,对于已经给定的涡旋压缩机,若要兼顾制冷、制热性能,并考虑泄漏等诸多因素时,需要通过上述方法,求出不同参数(制冷量、制热量、制冷 COP、制热 COP 等)取最大值时补气孔位置,进而确定出性能兼顾的补气孔位置。

4.3 系统的循环性能

以 R410A 为例进行系统性能的计算。压缩机额定功率为 1 HP(制冷量 2.5 kW)。考察蒸发温度 0 ~ 7 °C,冷凝温度 45 °C 的工况下,单级系统、中间补气系统和两次中间补气系统的制冷量、压缩机功率、制冷 COP 等性能。由图 5 可知,压缩机功率的大小关系是:两次中间补气系统 > 中间补气系统 > 单级系统。原因是补气的级数越多,压缩的工质质量越大。制冷量的关系与压缩功相同,原因是两次节流补气形成的蒸发器进口焓值更低,表明了补气带来制冷量提高的效果明显。由于制冷量提高的幅度远高于压缩机功率的提高幅度,因此对于制冷 COP,两次中间补气系统占绝对的优势。例如蒸发温度为 2 °C 时,两次中间补气系统较中间补气系统和单级系统分别提高 2.8% 和 12.4%;蒸发温度为 7 °C 时,两次中间补气

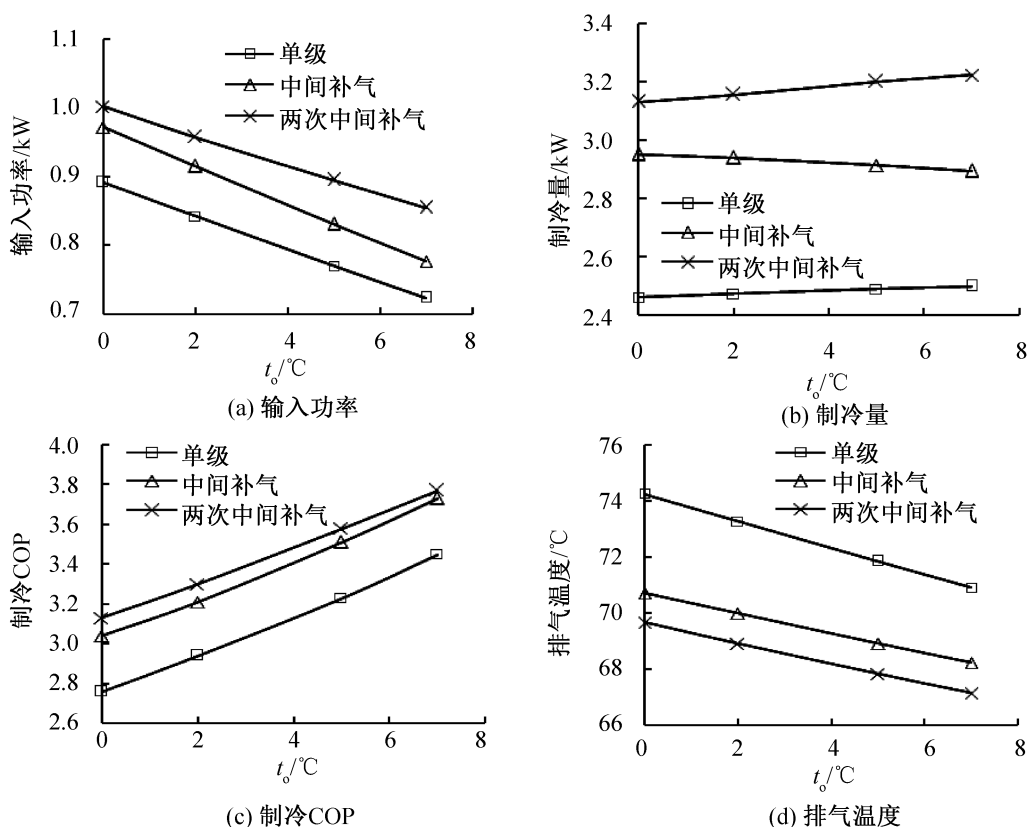


图 5 三种循环的制冷性能随蒸发温度的变化

Fig. 5 The variation of cooling performance with evaporating temperature for three system

系统较中间补气系统和单级系统分别提高 1.1% 和 9.3%。排气温度降低范围为 3℃ 和 4℃。

5 结论

本文建立了涡旋压缩机两次中间补气制冷系统计算模型,通过编制软件对系统的性能进行模拟研究。

1) 确定出制冷工况下两对补气孔的系统最佳补气压力的范围,归纳出制冷工况下两次补气压力的经验公式;

2) 结合涡旋盘的结构给出了补气孔位置的设计方法;

3) 对系统的循环性能进行研究。同时获得最佳制冷性能,两次的补气压力的匹配在两个不同的区域。蒸发温度为 7℃ 时,两次中间补气系统较中间补气系统和单级系统分别提高 1.1% 和 9.3%。排气温度降低范围为 3℃ 和 4℃。

参考文献

- [1] 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.)
- [2] 王宝龙, 石文星, 李先庭. 制冷空调用涡旋压缩机数学模型[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2005, 45(6): 726-729. (Wang Baolong, Shi Wenxing, Li Xianting. Mathematical modeling of scroll refrigeration compressors[J]. Journal of Tsinghua University (Science & Technology), 2005, 45(6): 726-729.)
- [3] 秦妍, 张剑飞. R32 制冷系统降低排气温度的方法研究[J]. 制冷学报, 2012, 33(1): 20-24. (Qin Yan, Zhang Jianfei. Study on the method of reducing discharge temperature of refrigerant system with R32[J]. Journal of Refrigeration, 2012, 33(1): 20-24.)
- [4] E Torrella, J Larumbe, R Cabello, et al. A general methodology for energy comparison of intermediate configurations in two-stage vapor compression refrigeration systems[J]. Energy, 2011, 36(7): 4119-4124.
- [5] E Torrella, R Llopis, R Cabello. Experimental evaluation of the inter-stage conditions of a two-stage refrigeration cycle using a compound compressor[J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(2): 307-315.
- [6] Dongsoo Jung, Hak Jun Kim, Ookjoong Kim. A study on the performance of multi-stage heat pumps using mixtures[J]. International Journal of Refrigeration, 1999, 22(5): 402-413.
- [7] Margaret M Mathison, James E Braun, Eckhard A Groll. Performance limit for economized cycles with continuous refrigerant injection[J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(1): 234-242.
- [8] Hoseong Lee, Yunho Hwang, Reinhard Radermacher, et al. Potential benefits of saturation cycle with two-phase refrigerant injection[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 56(1/2): 27-37.
- [9] 申江, 范凤敏, 韩广健, 等. 准三级压缩制冷系统涡旋压缩机性能的实验研究[J]. 低温与超导, 2011, 39(3): 55-57. (Shen Jiang, Fan Fengmin, Han Guangjian, et al. Experimental research on performance of scroll compressor for quasi-three stage compression refrigeration system[J]. Cryogenics and Superconductivity, 2011, 39(3): 55-57.)
- [10] 申江, 韩广健, 孙仲皓. 准三级蒸气压缩式制冷系统与两级压缩制冷系统的比较[J]. 低温与超导, 2010, 38(2): 48-50. (Shen Jiang, Han Guangjian, Sun Zhonghao. The comparison of quasi-tertiary vapor-compression refrigeration system and double-stage compression refrigeration system[J]. Cryogenics and Superconductivity, 2010, 38(2): 48-50.)
- [11] 黄超, 张华, 邬志敏. 中间补气的涡旋制冷压缩机的工作特性[J]. 流体机械, 2002, 30(4): 11-13. (Huang Chao, Zhang Hua, Wu Zhimin. Performance characteristics of scroll refrigeration compressor through compensating vapor in the course of compression[J]. Fluid Machinery, 2002, 30(4): 11-13.)

作者简介

许树学, 男, 助理研究员, 北京工业大学制冷实验室, (010) 67391613, E-mail: xsx@bjut.edu.cn. 研究方向: 新型蒸汽压缩式制冷、热泵循环, 自然工质, 制冷系统测试技术。

About the author

Xu Shuxue, male, research assistant, lab of refrigeration, Beijing University of Technology, + 86 10-67391613, E-mail: xsx@bjut.edu.cn. Research fields: new type of vapor compression refrigeration and heat pump cycle, natural refrigerants, testing technology for refrigeration system.