

新型部分自复叠热泵的理论研究

赖芬, 吴裕远, 欧阳前武, 胡凤姣, 王永涛, 杨敏

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 提出了一种新型部分自复叠热泵, 通过调节复叠率, 该热泵可以控制压缩机的排气温度在安全温度($120\text{ }^{\circ}\text{C}$)以内, 并且把水加热到生活用热水所要求的温度($55\text{ }^{\circ}\text{C}$), 同时使热泵达到最高的能效比(COP). 采用 Matlab 调用 NIST 制冷剂物性数据库 Refprop 7.1 编程对该热泵进行理论计算, 分析了压缩机排气温度和热泵 COP 的影响因素, 确定了最佳运行状态. 理论计算结果表明: 采用该新型部分自复叠热泵, 可使压缩机排气温度下降 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右, 当工质 R22 质量分数为 0.28、冷凝器出口温度为 $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 调节复叠率为 0.717, 可使压缩机排气温度降低至 $120\text{ }^{\circ}\text{C}$, 系统 COP 达到 2.214.

关键词: 部分自复叠; 压缩机排气温度; 热泵能效比; 最佳运行状态

中图分类号: TB65 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)03-0015-06

Theoretical Research on a New Partial Auto-Cascade Heat Pump

LAI Fen, WU Yuyuan, OUYANG Qianwu, HU Fengjiao, WANG Yongtao, YANG Min

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A new partial auto-cascade heat pump (NPACHP) was proposed in this study. By adjusting the auto-cascade ratio, the NPACHP can obtain the safe discharge temperature of the compressor ($\leq 120\text{ }^{\circ}\text{C}$) and the required water temperature ($55\text{ }^{\circ}\text{C}$). The performance of the NPACHP system was calculated with Matlab and refrigerants property database Refprop 7.1 of NIST, and the factors influencing the discharge temperature of the compressor and the COP were analyzed. The best running state of the NPACHP was also determined. The results show that the NPACHP can reduce the discharge temperature of the compressor by about $30\text{ }^{\circ}\text{C}$. The compressor discharge temperature can drop to $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ and the COP can be 2.214 when the auto-cascade ratio of the NPACHP is 0.717, the mass fraction of R22 is 0.28 and the outlet temperature of the condenser is $55\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Keywords: partial auto-cascade; exhaust temperature of compressor; COP of heat pump; best running state

自复叠空气源热泵是稳定、高效的生活热水供应系统, 其受环境影响小, 温度区域广, 能源利用效率高. 随着节能降耗要求的日益提高, 高效环保的自复叠空气源热泵的研究越来越受到广大学者的重视. 在国外, 以自复叠制冷循环系统研究为主. 1997年, Missimers^[1] 提出了在自复叠制冷循环中用

HFC 制冷剂替代 CFC 制冷剂. 2002 年, Gong 等^[2] 对比了含 1 个冷凝蒸发器的单级自复叠制冷系统和含 3 个冷凝蒸发器的多级自复叠制冷系统的理论性能参数. 2003 年, Alexeev 等^[3-4] 提出了不同氮烃混合工质对应的自复叠制冷循环优化模型. 2010 年, Nayak 等^[5] 研究了冷凝蒸发器数量以及工质配比对

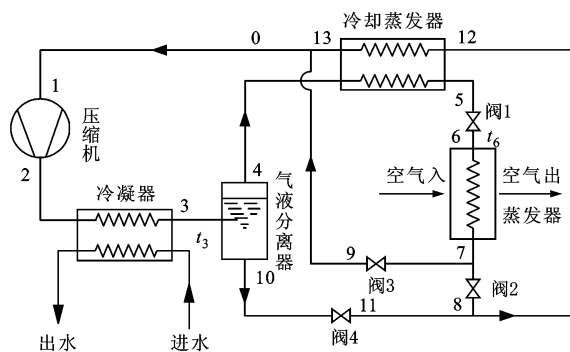
系统性能的影响. 在国内, 2002 年上海理工大学的陆向阳等^[6]采用两级自动复叠 ACR 循环, 以 R22/R23 为工质, 冷柜内温度可达到 $-65\text{ }^{\circ}\text{C}$. 2010 年, 西安交通大学的陶锴等^[7]提出了一种带中间节流的新型自复叠热泵, 通过调节中间压力避免压缩机吸气带液, 解决了传统自复叠热泵的性能不稳定问题. 华南理工大学吴啸等^[8]对自复叠热泵进行了稳态平衡实验和稳态变节流阀控制实验, 分析了主支流节流开度的变化对冷凝蒸发器换热过程以及系统性能的影响规律.

自复叠循环的蒸发温度可以从低于 80 K 的深冷领域到 230 K 的普冷领域^[9], 具有广阔的应用前景. 但是, 目前限制自复叠热泵在各领域应用的主要瓶颈是能效比 (COP) 较低和压缩机排气温度超过安全温度. 为此, 本文提出新型部分自复叠热泵, 解决了压缩机排气温度过高的问题, 并且使热泵在满足压缩机安全排气温度下达到最高的 COP.

1 新型部分自复叠热泵

在对传统自复叠空气源热泵的研究过程中发现, 采用 R22/R600a 工质在室外温度为 $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 不能把水加热到生活用热水所规定的最低温度 $55\text{ }^{\circ}\text{C}$, 其原因是压缩机排气温度超过了安全排气温度. 为了解决这一问题, 本文提出了新型部分自复叠热泵, 如图 1 所示. 该热泵以传统自复叠热泵主要设备为基础, 在蒸发器出口增加了两个起分流作用的调节阀 (见图 1 中阀 2、阀 3), 将蒸发器出来的冷量分成两部分, 一部分进入压缩机, 用来降低压缩机排气温度, 另一部分与气液分离器下端节流之后的冷量混合后进入冷凝蒸发器, 用来冷凝气液分离器上端出来的气相工质. 该热泵可以在压缩机排气温度不超过安全温度的前提下, 将水加热到 $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上, 同时调节两个阀门的流量, 使系统在安全温度下达到最高的 COP.

该热泵主要由压缩、冷凝、分离、节流、蒸发、分流、混合等过程组成. 混合工质经压缩机压缩后形成高温高压气体, 其在冷凝器中释放热量, 加热生活用热水, 由于非共沸混合工质组元的沸点不同, 经过冷凝器后, 大部分高沸点工质和少量低沸点工质冷凝成液体, 而少量高沸点工质和大部分低沸点工质仍为气体. 经过气液分离器进行气液分离后, 气相工质进入冷凝蒸发器继续冷凝至饱和或过冷态, 节流后进入蒸发器制冷, 从蒸发器出来的工质分成两部分, 一部分经过阀 3 直接冷却压缩机入口工质, 另一部



0~13: 系统循环状态点

图1 新型部分自复叠空气源热泵

分经过阀 2 与经过阀 4 的工质相混合, 并进入冷凝蒸发器冷凝气液分离器上端出来的气相工质, 从而完成整个循环.

2 循环性能理论计算方法

将出蒸发器后分流进入冷凝蒸发器的制冷剂质量分数定义为复叠率 m . 当 $m=1$ 时, 即为传统自复叠热泵; 当 m 在 $0\sim 1$ 之间变化时, 即为新型部分自复叠热泵. 研究新型部分自复叠热泵的各个参数对系统性能的影响, 需要对热泵进行循环性能计算^[10-11]. 本部分将给出本文采用的循环性能理论计算方法及流程图, 并做了以下基本假定: ①压缩机压缩过程近似为绝热压缩, 等熵效率为 0.7 ; ②气液分离器按照气液相平衡法则计算, 出口气液相均为饱和状态; ③蒸发器出口为饱和气态; ④节流过程为等焓降压过程, 无热损失; ⑤忽略各管道、换热器的压力损失和热损失; ⑥忽略起分流作用的调节阀的压力损失; ⑦忽略制冷剂泄漏的影响.

新型部分自复叠热泵的主要设备及过程涉及的数学模型如下^[12].

压缩机耗功

$$\omega = h_{\text{com,out}}(t_{\text{com,out}}, p_{\text{com,out}}, \omega) - h_{\text{com,in}}(t_{\text{com,in}}, p_{\text{com,in}}, \omega) \quad (1)$$

$$W = q_m \omega / \eta_s \quad (2)$$

压缩机排气温度

$$t_{\text{com,out}} = f(t_{\text{com,in}}, \eta_s, \omega) \quad (3)$$

式中: $h_{\text{com,in}}$ 、 $h_{\text{com,out}}$ 分别为压缩机入口工质和出口工质的焓值; $t_{\text{com,in}}$ 、 $t_{\text{com,out}}$ 分别为压缩机入口工质和出口工质的温度; $p_{\text{com,in}}$ 、 $p_{\text{com,out}}$ 分别为压缩机入口工质和出口工质的压力; ω 为低沸点工质的质量分数; W 为压缩机总耗功; q_m 为压缩机质量流量; η_s 为压缩机等熵效率.

利用能量守恒和质量守恒定律,并且忽略散热损失,得到各换热器的能量质量方程如下.

冷凝器换热量

$$Q_{\text{con}} = q_{\text{m}} (h_{\text{con, in}}(t_{\text{con, in}}, p_{\text{con, in}}, \omega) - h_{\text{con, out}}(t_{\text{con, out}}, p_{\text{con, out}}, \omega)) \quad (4)$$

气液分离器质量守恒方程

$$q_{\text{m}} = q_{\text{m1}} + q_{\text{m2}} \quad (5)$$

式中: q_{m1} 、 q_{m2} 分别为气液分离器中气相工质和液相工质的质量流量.

蒸发器换热量

$$Q_{\text{eva}} = q_{\text{m1}} (h_{\text{eva, out}}(t_{\text{eva, out}}, p_{\text{eva, out}}, \omega) - h_{\text{eva, in}}(t_{\text{eva, in}}, p_{\text{eva, in}}, \omega)) \quad (6)$$

分流前后质量守恒方程

$$q_{\text{m1}} = q'_{\text{m1}} + q''_{\text{m1}} \quad (7)$$

$$m = q''_{\text{m1}}/q_{\text{m1}} \quad (8)$$

式中: q'_{m1} 、 q''_{m1} 分别为蒸发器出口分流进入压缩机和

进入冷凝蒸发器的质量流量.

冷凝蒸发器能量守恒方程

$$q_{\text{m1}} (h_{1, \text{in}}(t_{1, \text{in}}, p_{1, \text{in}}, \omega) - h_{1, \text{out}}(t_{1, \text{out}}, p_{1, \text{out}}, \omega)) = (q_{\text{m2}} + q''_{\text{m1}})((h_{2, \text{out}}(t_{2, \text{out}}, p_{2, \text{out}}, \omega) - h_{2, \text{in}}(t_{2, \text{in}}, p_{2, \text{in}}, \omega))) \quad (9)$$

式中: h_1 、 h_2 分别表示冷凝蒸发器热流焓值和冷流焓值.

气液分离器遵循气液相平衡原理,即如下热平衡、力平衡、化学势平衡方程

$$t^{\text{v}} = t^{\text{l}} \quad (10)$$

$$p^{\text{v}} = p^{\text{l}} \quad (11)$$

$$\mu_i^{\text{v}} = \mu_i^{\text{l}}, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (12)$$

式中:上标 v 代表气态, l 代表液态.

表 1 给出了热泵各点的约束、计算条件,图 2 给出了新型部分自复叠热泵循环性能理论计算流程.

表 1 循环性能理论计算各状态点约束条件

参数	约束条件	计算说明
p_2	满足冷凝蒸发器换热平衡	$x[(h_4 - h_5) + (1 - m)(h_{13} - h_{12})] = h_{13} - h_{12}$, 其中 x 为冷凝后混合工质干度
p_1	满足蒸发器进口温度 t_6 及等焓	$h_6 = h_5, p_1 = f(t_6, h_6)$
t_0	混合前后总焓值相等	$h_0 = (1 - x + xm)h_{13} + (x - xm)h_9$
t_1	吸气过热度 Δt_s	$t_1 = t_0 + \Delta t_s, \Delta t_s$ 设为 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$
t_2	等熵压缩效率 η_s	$t_2 = f(t_1, \eta_s), \eta_s$ 设为 0.7
t_3	随冷凝水温度升高而升高	根据实际条件设定
t_4	气液相平衡	$t_4 = t_3$
t_5	冷凝蒸发器冷端温差 Δt_c	$t_5 = t_{12} + \Delta t_c, \Delta t_c$ 设为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$
t_6	给定	为设定值 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$
t_7	饱和态	露点温度
t_8	阀门 2 只作分流作用	$t_8 = t_7, h_8 = h_7$
t_9	阀门 3 只作分流作用	$t_9 = t_7, h_9 = h_7$
t_{10}	气液相平衡	$t_{10} = t_3$
t_{11}	等焓节流	$h_{11} = h_{10}, t_{11} = f(h_{11}, p_1)$
t_{12}	混合前后总焓值相等	$h_{12}(1 - x + xm) = xmh_8 + (1 - x)h_{11}$
t_{13}	冷凝蒸发器热端温差 Δt_h	$t_{13} = t_4 - \Delta t_h, \Delta t_h$ 设为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$

注:下标 0~13 对应图 1 中系统循环状态点.

3 计算结果与分析

对于本文的循环加热式热泵热水器,冷凝器出口温度 t_3 是随着保温储水箱水温的升高而不断升高的,蒸发器入口温度 t_6 和蒸发器出口温度 t_7 是根据实际环境条件设定的.本热泵采用的混合工质为 R22/R600a,冷凝器冷端温差 Δt_c 和热端温差 Δt_h 均设为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$,吸气过热度 Δt_s 设为 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$.室外温度

t_{out} 设为 $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$,蒸发器入口温度 t_6 设为 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$.根据图 2 的计算流程,运用 Matlab 并调用 NIST 制冷剂物性数据库 Refprop 7.1 中的 Property. dll 编制了热泵循环性能计算程序,并且利用该程序对新型部分自复叠热泵进行了理论计算.首先分析压缩机排气温度的影响因素,以及热泵 COP 的影响因素,最后给出了新型部分自复叠热泵的最佳运行状态.

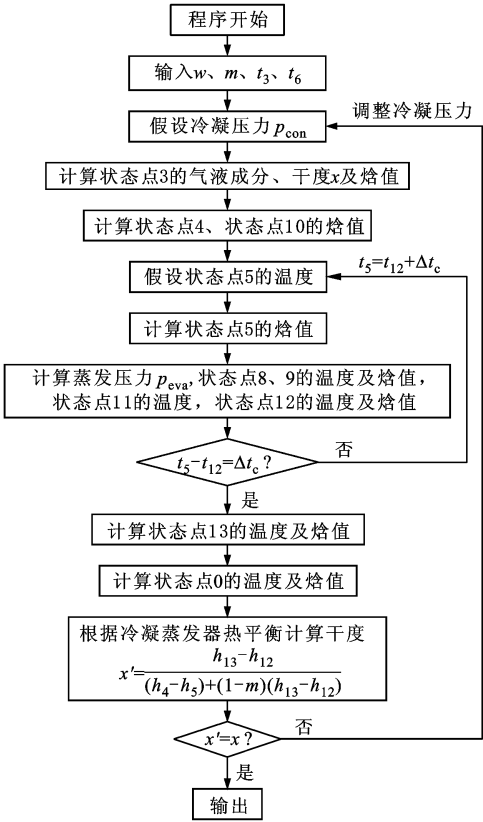


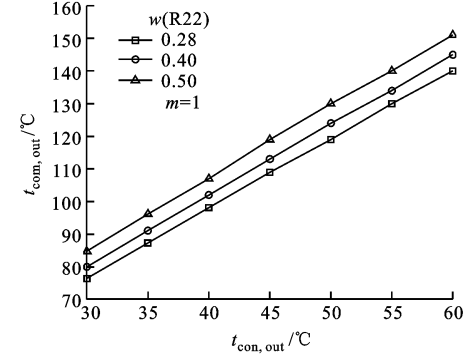
图 2 循环性能理论计算流程

3.1 压缩机排气温度的影响因素

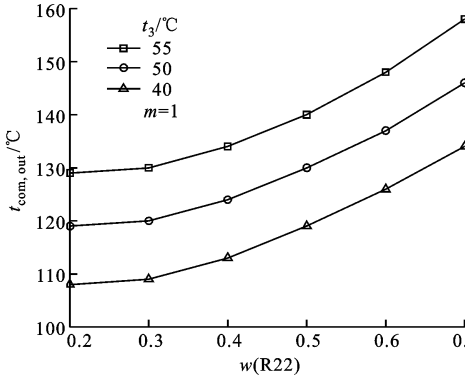
利用热泵循环性能计算程序,对影响压缩机排气温度的主要因素进行了计算,结果如图 3 所示。

从图 3a 可以看出,压缩机排气温度随着冷凝器出口温度线性上升。水从 30℃ 加热到 60℃,压缩机排气温度从最初的 80℃ 左右上升到 140℃ 以上。当水加热到 50℃ 左右时,压缩机的排气温度即超过压缩机安全温度,此时传统的自复叠热泵无法将水继续加热。从图 3b 可以看出,压缩机排气温度随着 R22 质量分数的增大而上升。相同冷凝温度、复叠率条件下,R22 质量分数为 0.7 时压缩机排气温度比 0.2 时高 25℃ 以上,因此热泵采用较低的 R22 质量分数可以降低压缩机排气温度。从图 3c 中可以看出,压缩机排气温度随着复叠率的上升而线性上升,将复叠率从 1 降到 0,压缩机排气温度最多可降低 30℃。

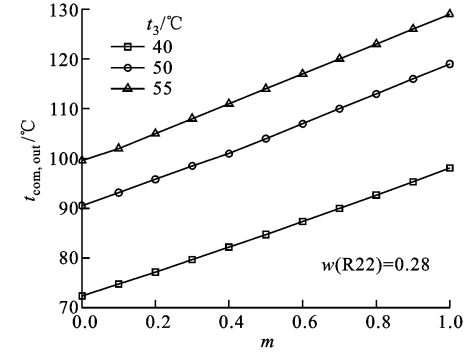
因此,可以通过降低 R22 质量分数及复叠率来降低压缩机排气温度。由于一般热泵所选用的 R22 质量分数在 0.3 以下,故通过降低 R22 质量分数的方法来降低压缩机排气温度的作用非常有限,而采用降低复叠率的方法可以有效地将压缩机排气温度降低 30℃。



(a) 冷凝器出口温度的影响



(b) R22 质量分数的影响



(c) 复叠率的影响

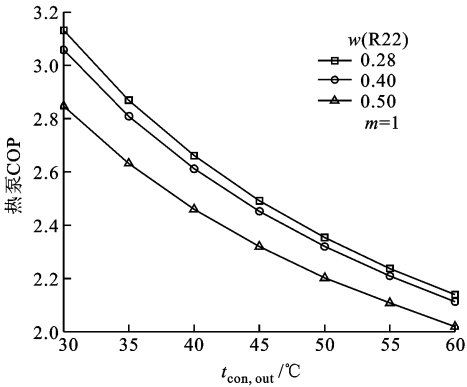
图 3 各因素对压缩机排气温度的影响

3.2 热泵 COP 影响因素

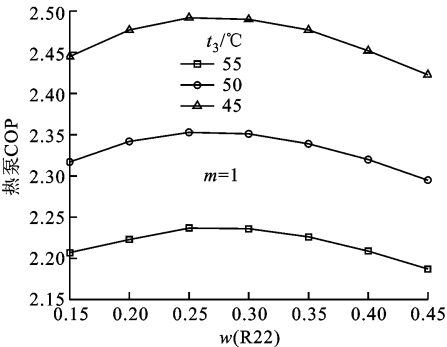
利用循环性能计算程序,对影响热泵 COP 的主要因素进行了计算,其结果如图 4 所示。

从图 4a 可以看出,热泵 COP 随着冷凝器出口温度的上升而下降,将水从 30℃ 加热到 60℃,R22 质量分数为 0.28 时,热泵 COP 的降幅为 0.993。根据热力学第二定律,随着热水温度的升高热泵的 COP 势必下降。从图 4b 可以看出,热泵 COP 随着 R22 质量分数的增大先升高后下降。因此,R22 存在一个最佳质量分数范围(0.2~0.35),使得热泵的 COP 值最高。从图 4c 可以看出,热泵 COP 随着复叠率的上升而上升,因为复叠率越高,热泵的不可逆

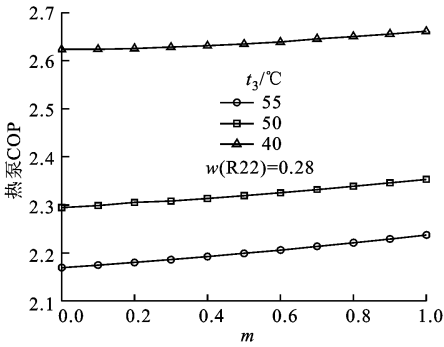
热损失越小。



(a)冷凝器出口温度的影响



(b)R22 质量分数的影响



(c)复叠率的影响

图 4 热泵 COP 的影响因素

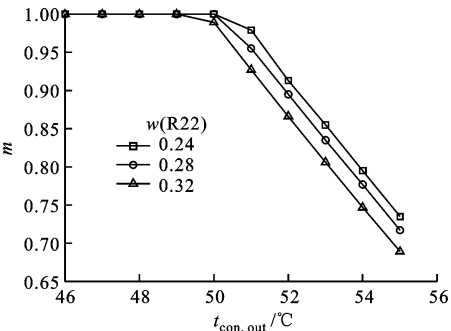
由于 R22 的质量分数对热泵 COP 的影响比较剧烈,而复叠率影响较小,因此新型部分自复叠热泵在运行中应尽量选取最佳的 R22 质量分数,并且尽量提高复叠率,使得热泵 COP 最高。

3.3 最佳运行状态

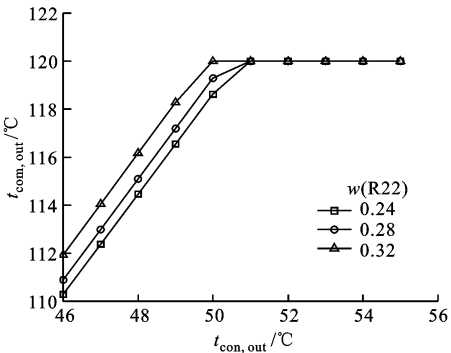
通过以上分析,我们得到了冷凝温度、R22 质量分数、复叠率对压缩机排气温度以及热泵 COP 的影响规律. 新型部分自复叠热泵在运行中应该选适当的 R22 质量分数及最大的复叠率,使热泵 COP 最高,同时控制压缩机排气温度在安全温度(120 °C)以内。

通过前面的计算得到 R22 存在一个最佳质量分数范围(0.2~0.35),使得热泵 COP 最高,因此选取其中 3 个 R22 质量分数,计算新型部分自复叠热泵在最佳运行状态下的复叠率、压缩机排气温度、热泵 COP 的情况,结果如图 5 所示。

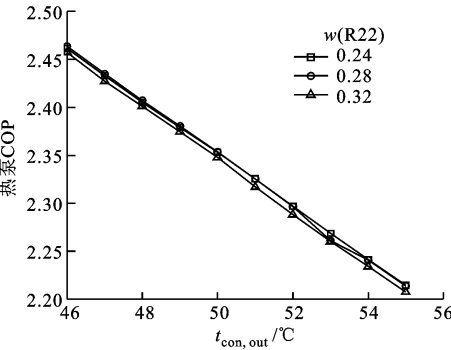
从图 5a 可以看出,热泵在热水温度较低时,可以将复叠率调整为 1,此时热泵按照传统自复叠热泵的方式运行,而随着冷凝器出口温度的升高,需要降低复叠率使压缩机排气温度在安全温度以内. 从图 5b 可以看出,热泵可以有效地控制压缩机排气温度,在冷凝器出口温度为 55 °C 以上时,仍能满足压缩机排气温度的要求. 从图 5c 可以看出,选择 R22 质量分数为 0.28 时,热泵 COP 最高。



(a)复叠率变化情况



(b)压缩机排气温度变化情况



(c)热泵 COP 变化情况

图 5 新型部分自复叠热泵最佳运行状态

由图5可知,当R22质量分数为0.28、冷凝器出口温度为55℃时,调节复叠率至0.717,可使压缩机排气温度降低至120℃,热泵COP达到2.214,与同等条件下的传统自复叠热泵相比,压缩机排气温度降低了10℃。

4 结 论

本文提出了新型部分自复叠热泵,该热泵既保留了传统自复叠热泵的优势,又弥补了其不足之处,只需在传统自复叠热泵的基础上增加2个起分流作用的调节阀,通过控制阀的开度即改变复叠率来调控压缩机的排气温度。该热泵可以解决传统自复叠热泵压缩机排气温度过高,不能将水加热到生活用热水最低温度(55℃)的问题。通过编写热泵循环性能计算程序,对该热泵进行了理论计算与分析,得到以下结论。

(1)复叠率对压缩机排气温度影响显著,调节复叠率可使压缩机排气温度至少下降30℃。

(2)新型部分自复叠热泵的R22质量分数选取在0.28左右时,热泵COP最高。

(3)新型部分自复叠热泵可以通过调节复叠率使系统处于最佳运行状态,即压缩机处于安全温度,热泵COP达到压缩机安全温度下的最高值。

参考文献:

- [1] MISSIMER D J. Refrigerant conversion of auto refrigerating cascade [J]. International Journal of Refrigeration, 1997, 20(3): 201-207.
- [2] GONG M Q, WU J F, LUO E C, et al. Thermodynamic design principle of mixed gases Kleemenko refrigeration cycles[J]. Advances in Cryogenic Engineering, 2002, 47: 873-880.
- [3] ALEXEEV A, MANTWILL E. Auto-refrigerating cascade and mixed gas Joule-Thomson refrigerator[C]// Proceeding of the 19th International Cryogenic Engineering Conference. Grenoble, France: Morgan & Claypool, 2002: 335-338.
- [4] ALEXEEV A, GOLUBEV D, MANTWILL E. Efficiency of the ARC and mixed gas Joule-Thomson refrigerators[J]. Cryocoolers, 2003, 12: 595-601.
- [5] NAYAK H G, VENKATARATHNAM G. Performance of an auto refrigerant cascade refrigerator operating in liquid refrigerant supply(LRS) mode with different cascade heat exchangers[J]. Cryogenics, 2010, 50: 720-727.
- [6] 张华, 方建良, 路向阳. 两级自动复叠制冷系统的实验研究[J]. 制冷空调与电力机械, 2004, 25(96): 14-15, 32.
ZHANG Hua, FANG Jianliang, LU Xiangyang. Experimental study on a two-stage auto-cascade refrigeration system [J]. Refrigeration Air Conditioning & Electric Power Machinery, 2004, 25(96): 14-15, 32.
- [7] 陶锴, 晏刚, 张敏, 等. 具有中间压力调节功能的新型自复叠热泵[J]. 西安交通大学学报, 2010, 44(9): 43-47.
TAO Kai, YAN Gang, ZHANG Min, et al. A novel auto-cascade heat pump with intermediate pressure adjustment [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2010, 44(9): 43-47.
- [8] 吴啸. 自复叠热泵换热过程的实验研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2010.
- [9] 任娜颖, 颜俊, 钱伟, 等. 自复叠制冷循环的研究状况[J]. 制冷与空调, 2006, 6(6): 5-8.
REN Nuoying, YAN Jun, QIAN Wei, et al. The research status of auto-cascade refrigeration system [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2006, 6(6): 5-8.
- [10] 徐卫荣, 杜垵. 自然复叠式热泵循环系统热力计算与分析[J]. 低温工程, 2009, 5: 31-36.
XU Weirong, DU Kai. Thermodynamic calculation and analysis on auto-cascade heat pump system [J]. Cryogenics, 2009, 5: 31-36.
- [11] 杜垵, 徐卫荣. R134a/R123 自然复叠式热泵系统浓度配比分析[J]. 制冷学报, 2009, 30(2): 33-38.
DU Kai, XU Weirong. Concentration optimization of R134a/R123 in auto-cascade heat pump systems [J]. Journal of Refrigeration, 2009, 30(2): 33-38.
- [12] 刘金平, 朱海明, 刘雪峰. 基于 Aspen Plus 的自复叠热泵模拟[J]. 制冷, 2010, 29(1): 1-8.
LIU Jinping, ZHU Haiming, LIU Xuefeng. The simulation of auto-cascade heat pump system based on aspen plus [J]. Refrigeration, 2010, 29(1): 1-8.

(编辑 荆树蓉)