

文章编号: 0253-4339(2012)05-0032-05

doi: 10.3969/j.issn.0253-4339.2012.05.032

复叠式水水热泵的制冷剂筛选

赵海波^{1,2} 杨昭¹

(1 天津大学 天津 300072; 2 烟台大学 烟台 264005)

摘要 结合我国现行制冷剂标准,按照环境相容性、安全性、热工循环性能原则进行了高温复叠式热泵循环的制冷剂筛选,对不同制冷剂组合进行了计算和分析。结果表明,高低温侧制冷剂可采用R245fa/R134a、R245fa/R420A、R245fa/R413A、R245ca/R420A等组合。若进一步考虑制冷剂获得的容易程度、经济性等因素时,可选择R245fa/R134a组合。

关键词 工程热物理; 复叠; 制冷剂; 热泵

中图分类号: TK121; TB61⁺2; TQ051.5

文献标识码: A

Refrigerant Selection for Cascade Water-to-water Heat Pump

Zhao Haibo^{1,2} Yang Zhao¹

(1.School of Mechanical, Tianjin University, Tianjin, 300072, China; 2.Department of Refrigeration, Yantai University, Yantai, 264005, China)

Abstract Based on China National Standard-Number Designation and Safety Classification of Refrigerants, refrigerant for the cascade water-to-water heat pump were selected according to principles of environmental-friendly, safety and thermodynamic cycle performances. Different refrigerant combinations for high- and low-temperature cycles in the cascade heat pump were calculated and compared. Results show that combinations of R245fa/R134a, R245fa/R420A, R245fa/R413A, R245ca/R420A are better for the cascade heat pump. It also shows that, considering easy access and economy of refrigerants, R245fa/R134a combination will be a better choice.

Keywords Engineering thermophysics; Cascade heat pump; Refrigerant; Heat pump

为了合理利用各种低品位热能并促进热泵技术在北方地区采暖、生活及工艺蒸汽、热水供应等传统用热领域中的应用,众多学者开展了高温热泵的研究,但大部分研究^[1-4]中低品位热能温度在25℃以上,缺少对更低温度热源的研究。而低温热源是普遍存在的,如热泵在冬季运行时采用浅层土壤、地下水、地表水或城市污水作为热源时,热源温度一般都在20℃以下^[5],如果用热温度很高就会导致热泵的工作温升很大,此时再采用常规单级热泵会因压缩比过高而使其运行经济性显著降低。而复叠式热泵循环可以解决这一问题。如天津大学^[6]研究的高低温侧制冷剂分别为R22和R142b的复叠式热泵,以16℃左右热源制取70℃热水时,性能系数达到1.5左右,在低温循环添加第二冷凝器后性能系数可达2.35;朱钰娟等^[7]提出了高低温侧分别采用R134a和R22的复叠热泵热水器,当热源温度为4.0℃、出水温度35.5℃时理论性能系数可达6.5;吴青昊等^[8]研究了复叠式空气源热泵的工质选择,提出低温级采用R410A、高温级采用

R134a的复叠式热泵较为可行,在蒸发温度-4℃、冷凝温度66℃时理论性能系数达3.47;刘永忠等^[9]研究了低温蒸发温度-40℃、高温冷凝温度80℃工况下复叠热泵冷冻干燥系统的制冷剂选择,提出R142b/R290、R600a/R290组合系统性能较好。上述研究中,热泵冷凝温度都在80℃以下,无法满足更高温度用户的需求,并且仍然采用了一些ODP或GWP较高的制冷剂如R22、R142b、R410A,不利于臭氧层保护和降低温室效应。为此,将以更高冷凝温度(110℃)复叠式热泵为研究对象,按照环境可接受性、安全性、循环性能等指标从现有81种纯质与混合制冷剂中筛选低温级和高温级制冷剂,为复叠式热泵系统的深入研究奠定基础。

1 复叠式热泵

图1为复叠式热泵系统的组成及其T-S原理图。由图可知,该系统由高温级和低温级两个独立的循环系统组成,其中的冷凝蒸发器既是高温级的蒸发器,又是低温级的冷凝器,把两个系统联系在一

起。

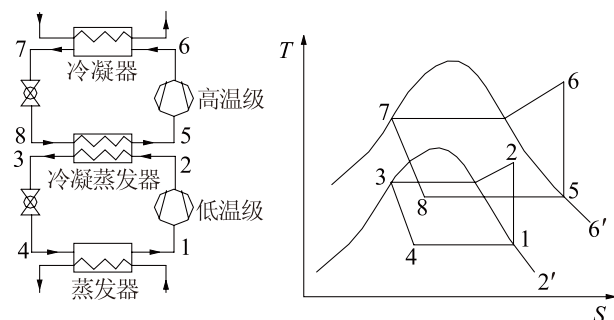


图1 复叠式热泵系统及其T-S图

Fig.1 A cascade heat pump system and its tephigram

2 工质选择原则

工质选择范围为Refprop7软件^[10]和新制冷剂国标GB/T 778—2008^[11]中列出的81种制冷剂，其中纯质制冷剂39种，混合制冷剂42种。筛选原则包括环境相容性、安全性和热工循环性能原则。

1) 制冷剂排放到大气层后对环境的综合影响尽可能小，即全球变暖潜能值GWP和臭氧破坏潜能值ODP较低的环境友好型制冷剂。GB/T 778—2008^[11]中定义的环境友好型制冷剂是指环境相容指标不超过100的制冷剂。环境相容指标的计算式参见文献[11-12]。

2) 安全性原则即制冷剂不能危害财产安全和人类健康。GB/T 778—2008^[11]规定制冷剂安全性分类由一个字母和一个数字两个符号组成，共9种，如表1所示。考虑到机组良好的密封性，下文制冷剂安全性选择范围为A1~A3、B1~B2。

表1 制冷工质安全性分类

Tab.1 Safety classification of refrigerants

燃烧性	毒性		
	LC50(4-hr) ≥0.1% (V/V), TLV-TWA ≥0.04% (V/V)	LC50(4-hr) ≥0.1% (V/V), TLV-TWA <0.04% (V/V)	LC50(4-hr) <0.1% (V/V), TLV-TWA <0.04% (V/V)
不可燃	A1	B1	C1
有燃烧性	A2	B2	C2
有爆炸性	A3	B3	C3

3) 较好的热工参数和循环性能。热工参数好如密度小、粘度小、导热系数大、气化潜热大、排气温度较低、蒸发压力和冷凝压力适当；循环性能好如性能系数COP较高、压缩比小、单位容积制冷量大。当然，高温制冷剂要求较高的临界温度。

对复叠式系统而言，其性能系数计算公式为：

$$\text{COP} = \frac{Q_c}{N} = \frac{Q_c}{N_L + N_H} \quad (1)$$

$$N_H = \frac{Q_c}{\eta(h_6 - h_7)} \quad (2)$$

$$N_L = \frac{Q_{cL}}{\eta(h_2 - h_3)} \quad (3)$$

$$Q_{cL} = Q_{oH} = \frac{Q_c}{h_6 - h_7} (h_5 - h_8) \quad (4)$$

式中： Q_c —机组制热量； N_L 、 N_H 、 N —机组低温侧、高温侧和总的压缩机输入功率； η —压缩机总效率； Q_{cL} —低温侧冷凝放热量； Q_{oH} —高温侧蒸发吸热量。

3 计算分析与讨论

针对图1所示复叠式热泵系统，考虑12℃低温热源和高温用热需求条件，在蒸发温度4℃、冷凝温度110℃、过热度15℃、过冷度8.3℃工况下进行循环计算，并根据环境相容指标、安全性、蒸发与冷凝压力、压缩比、排气温度、临界温度等条件筛选得到以下制冷剂，如表2示。其中高温侧均为纯质制冷剂，而低温侧有3种混合制冷剂。

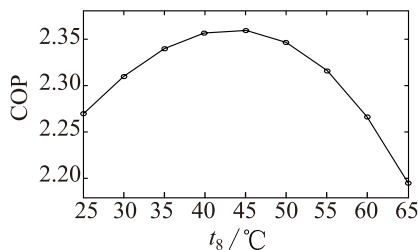


图2 复叠式热泵COP随高温循环蒸发温度的变化

Fig.2 Relationship between COP and evaporation temperature of high temperature cycle in cascade heat pump

图2为高低温循环分别采用R245ca和R407C的复叠式热泵系统的性能系数COP随高温循环蒸发温度 t_8 (图1)的变化情况。由图可见，COP随 t_8 的变化存在一个最大值，这是由于在复叠式热泵循环中低温侧循环冷凝温度随着 t_8 的升高而升高，性能系数随之降低，而高温侧循环性能系数则随 t_8 的增加而增加，两个循环的不同变化趋势使得整个系统的COP存在一最佳值。当高温侧冷凝温度 t_6' 为110℃，低温侧蒸发温度 t_4 为4℃时，系统COP在 $t_8=44.2$ ℃左右达到最大值，低于迈勒普拉萨特中间温度计算公式^[13]得到的值45.1℃。对应的COP最大值即为采用R407C/R245ca时的最优COP值。

表2 工质物理特性
Tab.2 Physical properties of refrigerants

制冷剂	分子 量/ (kg/kmol)	标准 沸点 /°C	临界 温度 /°C	临界 压力 /MPa	气化潜热 /(kJ/kg) (298.15K)	滑移温度 /°C (1atm)	GWP (CO ₂ =1)	ODP (R11=1.0)	安全 性分 类
低温 侧	R600a	58.12	-11.7	134.7	3.64	329.09	0	20	A3
	R290	44.10	-42.9	96.7	4.25	335.25	0	20	A3
	R134a	102.03	-26.1	101.1	4.06	177.79	0	1300	A1
	R420A	101.8	-24.6	104.8	4.09	180.1	0.77	1432	—
	R407C	86.20	-40.1	86.0	4.63	183.39	7.0	1653	A1/A1
高温 侧	R413A	103.95	-29.2	98.5	4.07	167.54	2.8	1919	A1/A2
	R600	58.12	-0.6	152.0	3.80	360.93	0	20	A3
	R236ea	152.04	6.2	139.3	3.50	155.61	0	710	—
	R245ca	134.05	25.1	174.4	3.93	201.03	0	560	—
	R245fa	134.05	14.9	154.1	3.64	190.86	0	950	B1

说明：混合工质标准沸点为101325Pa对应的泡露点温度的平均。

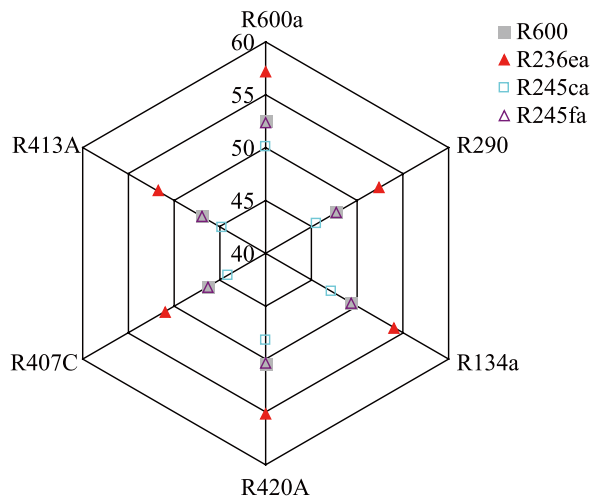


图3 高低温循环采用不同制冷剂时最优高温循环蒸发温度
Fig.3 Optimal evaporation temperature in high-temperature cycle with different refrigerants combination used in cascade heat pump

图3为该复叠式热泵系统高低温循环采用不同制冷剂时其最优COP对应的 t_g 值分布图。该雷达图径向线标注低温侧制冷剂，图例为高温侧制冷剂，径向线上点为复叠热泵系统采用不同高温侧制冷剂时最优COP对应的 t_g 值。由图可知，在计算工况下不同的高低侧制冷剂组合达到最大COP时所对应的 t_g 不同，其中R407C/R245ca组合的 t_g 最小，R600a/R236ea最大，而R413A/R245ca组合的 $t_g=45.7^\circ\text{C}$ 与迈勒普拉萨特中间温度公式计算值 45.1°C 最接近。从图3还可看出，由于R245ca具有较高的临界温度、沸点和气化潜热(表1)，使得高温侧制冷剂为R245ca时COP最优对应的 t_g 值较小。

图4为该复叠式热泵系统高低温循环采用不同

制冷剂时最优COP分布情况。由图可知，R407C/R245ca的COP最大，达到了2.35，其次是R420A/R245ca、R407C/R245fa、R407C/R600等组合。从图中也可看出，低温侧制冷剂相同时，COP大小与高温侧制冷剂的临界温度高低成比例，临界温度越高，COP越大，反之亦然。如高温侧制冷剂为R245ca时，系统COP最大，而R236ea时最低。结合图3可知，高温侧制冷剂临界温度对 t_g 值的影响与COP相反。

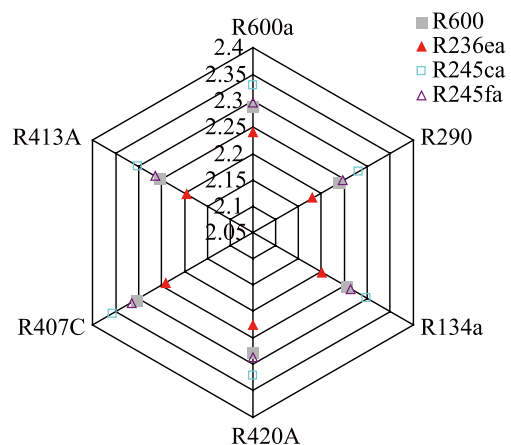


图4 高低温循环采用不同制冷剂时最优性能系数
Fig.4 Optimal COP of cascade heat pump with different refrigerants combination used

图5为该复叠式热泵系统高低温循环采用不同制冷剂时其最优COP对应的高低侧单位容积制热量值分布图。该图径向线标注高温侧制冷剂，图例为低温侧制冷剂，径向线上点为采用不同低温侧制冷剂时最优COP对应的单位容积制热量值。图中

斜双点划线左右两侧分别表示高、低温侧。由图可知,除了高温侧制冷剂为R245ca以及低温侧制冷剂R600a外都在 $2.5\text{MJ}/\text{m}^3$ 以上,能有效地防止压缩机体积过大以及由此导致的设备费用升高。

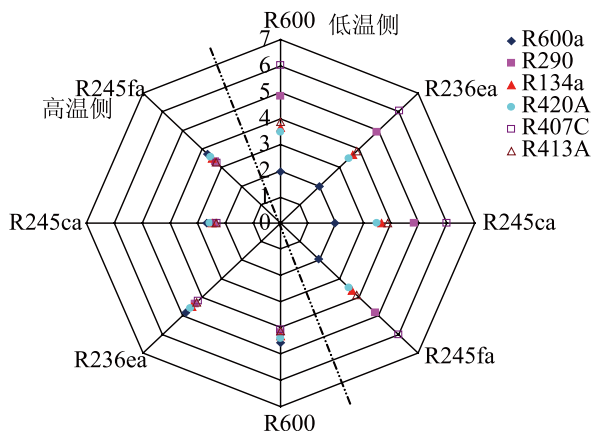


图5 高低温循环采用不同制冷剂时最优性能系数对应的高低温侧单位容积制热量

Fig.5 Volumetric heat capacity values of cascade heat pump with different refrigerant combination

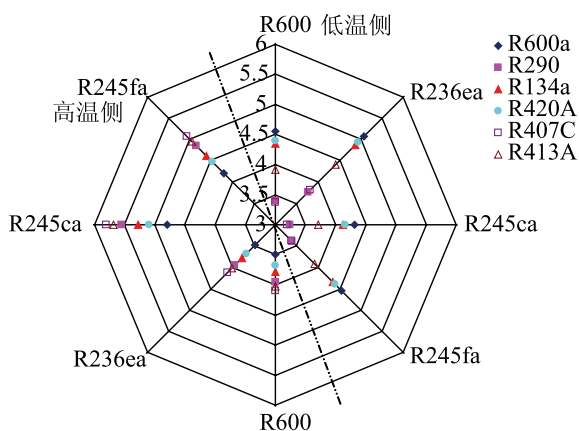


图6 高低温循环采用不同制冷剂时最优性能系数对应的高低温侧压缩比

Fig.6 Compression ratios of cascade heat pump with different refrigerant combination

图6~8分别为该复叠式热泵系统高低温循环采用不同制冷剂时其最优COP对应的高低温侧压缩比、排气温度和排气压力分布图。从图上可看出,复叠式热泵循环在高达 110°C 冷凝温度下,两侧压缩比都小于6.5;低温排气温度较低,低温侧制冷剂采用R600a时最小,采用R407C时最高,如R407C/R236ea时低温排气温度约为 93°C ,高温侧排气温度都在 112°C 左右;排气压力的变化趋势与排气温度类似,低温侧采用R407C时排气压力最大,其中R407C/R236ea时排气压力接近普通压缩机的承压压力 2.5MPa ,与低温侧排气压力不同的

是高温侧排气压力都不高, R245ca、R245fa等制冷剂的排气压力小于 1.7MPa ,尤其是R600a仅在 1MPa 左右。

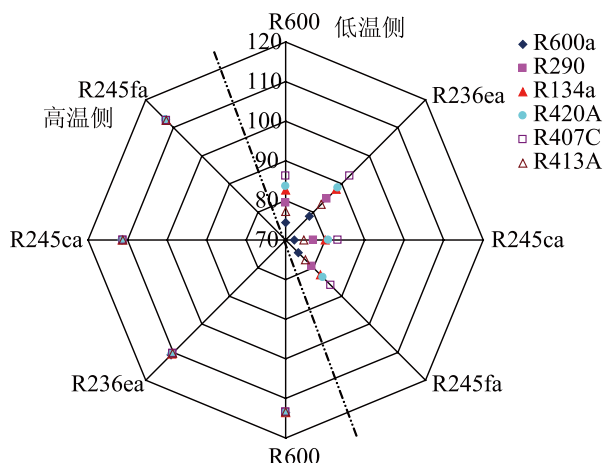


图7 高低温循环采用不同制冷剂时最优性能系数对应的高低温侧排气温度

Fig.7 Discharge temperature values of cascade heat pump with different refrigerant combination

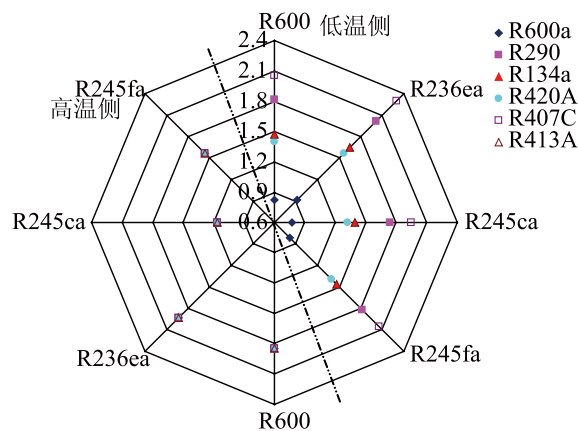


图8 高低温循环采用不同制冷剂时最优性能系数对应的高低温侧排气压力

Fig.8 Discharge pressure values of cascade heat pump with different refrigerant combination

综合上述分析,高低温侧制冷剂可采用R245fa/R134a、R245fa/R420A、R245fa/R413A、R245ca/R420A等组合,此时系统具有较高的COP,合适的单位容积制热量和压缩比,较低的排气温度和排气压力。由于R245fa和R134a是目前应用和研究较多的制冷剂,因此若进一步考虑制冷剂获得的容易程度、经济性等因素时,可选择R245fa/R134a组合。

4 结论

按照环境相容性、安全性、热工参数和循环性能原则进行了高温复叠式热泵循环的制冷剂筛选。结果表明:高温级循环可采用R600、R236ea、

R245ca、R245fa等制冷剂, 低温级循环可采用R600a、R290、R134a、R420A、R407C、R413A等制冷剂。在这些制冷剂中, 再综合考虑系统COP、压缩比、单位容积制热量、排气温度、排气压力等条件, 复叠式热泵系统中高低温侧制冷剂可采用R245fa/R134a、R245fa/R420A、R245fa/R413A、R245ca/R420A等组合。若进一步考虑制冷剂获得的容易程度、经济性等因素时, 可选择R245fa/R134a组合。

本文受山东省高等学校科研计划(J12LB55)资助。(The project was supported by the Scientific Research Project of colleges and Universities in Shandong Province (No.J12LB55).)

参考文献

- [1] 史琳, 咎成. 中高温热泵工质的研究方法及其性能分析[J]. 中国科学E辑: 技术科学, 2009, 39(4): 603-608. (Shi Lin, Jiu Cheng. Research method and performance analysis of medium-high temperature refrigerant for heat pump[J]. Science China, E: technical science, 2009, 39(4): 603-608.)
- [2] 李廷勋, 郭开华, 王如竹, 等. 非共沸混合工质R22/R141b高温热泵实验研究[J]. 化工学报, 2002, 53(5): 543-546. (Li Tingxun, Guo Kaihua, Wang Ruzhu, et al. High temperature heat pump with non-azeotropic refrigerant mixtures[J]. Journal of Chemical Industry and Engineering (China), 2002, 53(5): 543-546.)
- [3] 赵力. 中高温地热泵循环工质及系统智能调控的研究[D]. 天津: 天津大学, 2001.
- [4] Rakhesh B, Venkatarathnam G, Srinivasa M S. Performance comparison of HFC277 and CFC114 in compression heat pumps[J]. Applied Thermal Engineering, 2003, 23(12): 1559-1566.
- [5] 袁秀玲. 现代制冷空调理论应用与新技术[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2009.
- [6] 杨玉忠. 复叠式热泵系统的理论分析和实验研究[D]. 天津: 天津大学, 2004.
- [7] 朱钰娟, 巫江虹, 王惜慧. 一种蓄热式空气源复叠式热泵热水器系统[J]. 制冷, 2008, 27(3): 13-16. (Zhu Yujuan, Wu Jianghong, Wang Xihui. A Cascade Air Source Heat Pump Water Heater with PMC[J]. Refrigeration, 2008, 27(3): 13-16.)
- [8] 吴青昊, 巫江虹. 复叠式空气源热泵热水器运行工况及其工质的选择[J]. 低温与特气, 2008, 26(3): 5-8. (Wu Qinghao, Wu Jianghong. Selection of working condition and refrigerant on cascade heat pump water heater[J]. Low temperature and specialty gases, 2008, 26(3): 5-8.)
- [9] 刘永忠, 冯霄. 复叠热泵冷冻干燥系统制冷剂的选择[J]. 华北电力大学学报, 2003, 30(5): 105-108. (Liu Yongzhong, Feng Xiao. Selection of working fluids on a cascade heat pump cycle in application to freeze-drying plant[J]. Journal of north China electric power university, 2003, 30(5): 105-108.)
- [10] National Institute of Standards and Technology. Refprop 7.1, 2006.
- [11] 全国冷冻空调设备标准化技术委员会. GB/T 778—2008 制冷剂编号方法和安全性分类[S]. 北京: 中国标准出版社, 2009.
- [12] 马一太, 王伟. 制冷剂的替代与延续技术[J]. 制冷学报, 2010, 31(5): 11-17. (Ma Yitai, Wang Wei. Substitution and postponable technology of refrigerants[J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31(5): 11-17.)
- [13] 张祉祐. 制冷原理与设备[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.

作者简介

赵海波, 男(1979—), 博士后, 天津大学机械学院, 022-27890443, Email: zhb01@yeah.net. 研究方向: 绿色制冷剂替代、天然气高效利用研究。

About the author

Zhao Haibo (1979—), male, Pd.D, School of Mechanical Engineering, 022-27890443, E-mail: zhb01@yeah.net. Research fields: research for green refrigerant substitute, effectively utilization of natural gas.