

文章编号:0253-4339(2019)02-0068-06
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2019.02.068

两种自然冷源过冷对热泵制热性能影响的对比

黄成达¹ 许树学¹ 马国远¹ 王 伟²

(1 北京工业大学环境与能源工程学院 北京 100124; 2 北京工业大学建筑工程学院 北京 100124)

摘 要 利用自然冷源过冷能够改善热泵的低温制热性能。本文提出主路过冷和辅助回路过冷两种利用自然冷源过冷的循环原理,对其进行理论分析,并搭建了实验台。针对 R32 为工质的蒸气压缩式热泵进行实验,研究热泵在主路过冷、辅助回路过冷及单级运行模式下,排气温度、制热量、制热 COP 等参数的变化规律。结果表明:在冷凝温度为 40 ℃,蒸发温度为-20~5 ℃,吸气过热度为 5 ℃ 的条件下,当过冷体积流量增加 0.02 m³/h 时,主路过冷系统与辅助回路过冷系统的排气温度分别降低 6.8 ℃ 和 8.2 ℃;制热量分别降低 6.4% 和 10%;制热 COP 分别降低 2.5% 和 5%。

关键词 自然冷源过冷;热泵;R32;COP

中图分类号:TB61⁺2;TQ051.5 **文献标识码**:A

Comparison of the Heating Performance of Heat Pumps based on Two Types of Natural Sub-cooling

Huang Chengda¹ Xu Shuxue¹ Ma Guoyuan¹ Wang Wei²

(1.College of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology, Beijing, 100124, China; 2. College of Construction Engineering, Beijing University of Technology, Beijing, 100124, China)

Abstract The heating performance of a heat pump can be improved by using a natural cold source. In this study, two types of sub-cooling systems with natural cold source were proposed: main loop and by-pass loop. A theoretical analysis was conducted and an integrated test bench for an R32 vapor compression heat pump was built. Running parameters such as the discharge temperature, heating capacity and heating coefficient of performance (COP) were investigated in the test bench based on three operation modes: main loop sub-cooling, by-pass loop sub-cooling, and a single-stage system. The results showed that for the main loop and by-pass loop sub-cooling systems, under the condition of condensing temperature 40 ℃, evaporating temperature -20~5 ℃ and vapor suction super heat 5 ℃, when the sub-cooling volume flow rate increased 0.02 m³/h, the discharge temperature was reduced to 6.8 ℃ and 8.2 ℃, respectively. In addition, the heating capacity was reduced by 6.4% and 10%, and the heating COP was reduced by 2.5% and 5%, respectively.

Keywords natural sub-cooling; heat pump; R32; COP

能源问题是各个国家关注的热点,经济和社会的发展导致对能源的需求与日俱增。全球的学者努力研究新能源及如何节约能源。近年来,热泵技术作为新能源技术的一种,在全球范围内备受关注。采用热泵技术可以节约大量高品位能源,不同型式的热泵广泛应用于工商业,尤其家用供暖设备。

应用热泵技术实现家庭供暖主要面临两个问题:1)低温制热时制热量不足,稳定性差;2)制热 COP 有待提高。制热 COP 的水平直接决定其是否能够作为取代传统燃煤或燃气的技术方案。热泵在环境温度较低时制热性能差的主要原因是压比过大导致排气温度高和压缩机容积效率降低,排气量不足^[1-3]。针对这些问题,国内外学者进行了广

泛研究并提出相应的改进方法^[4-7]。其中,较为有效的方法是对压缩机中间腔内补气及单级变双级压缩中间腔内补气(或称为带经济器补气热泵系统)^[8]。从热力学上讲,采用自然冷源对热泵系统供液管过冷是提高制热性能的有效方法。过冷技术多应用于中低温领域的蒸气压缩制冷系统^[9]。具体实现方法有:环境冷却过冷、吸气管道过冷及使用外部机械过冷^[10-13]。

我国依据国情提出了采用 R32 的制冷剂替代方案^[14-15],但其缺点是排气温度过高^[16]。本文针对以 R32 为工质的热泵系统,引入自然冷源主路过冷和辅助回路过冷提高其制热性能,并搭建了实验系统,从理论和实验的角度进行研究。

1 工作原理

利用自然冷源过冷的热泵系统工作原理如图 1 所示。图 1(a)所示为主路过冷循环。方法是在冷凝器后增设过冷回路,从低温端引入一部分冷源对液体

进行冷却,使阀前液体获得更大的过冷度,进而提高制热性能。图 1(b)所示为辅助回路过冷循环。方法是在闪发器出口到压缩机的管路上增设过冷器,并引入低温环境的冷量对补入压缩机的气体进行过冷,进而降低压缩机排气温度,提高系统运行的稳定性。

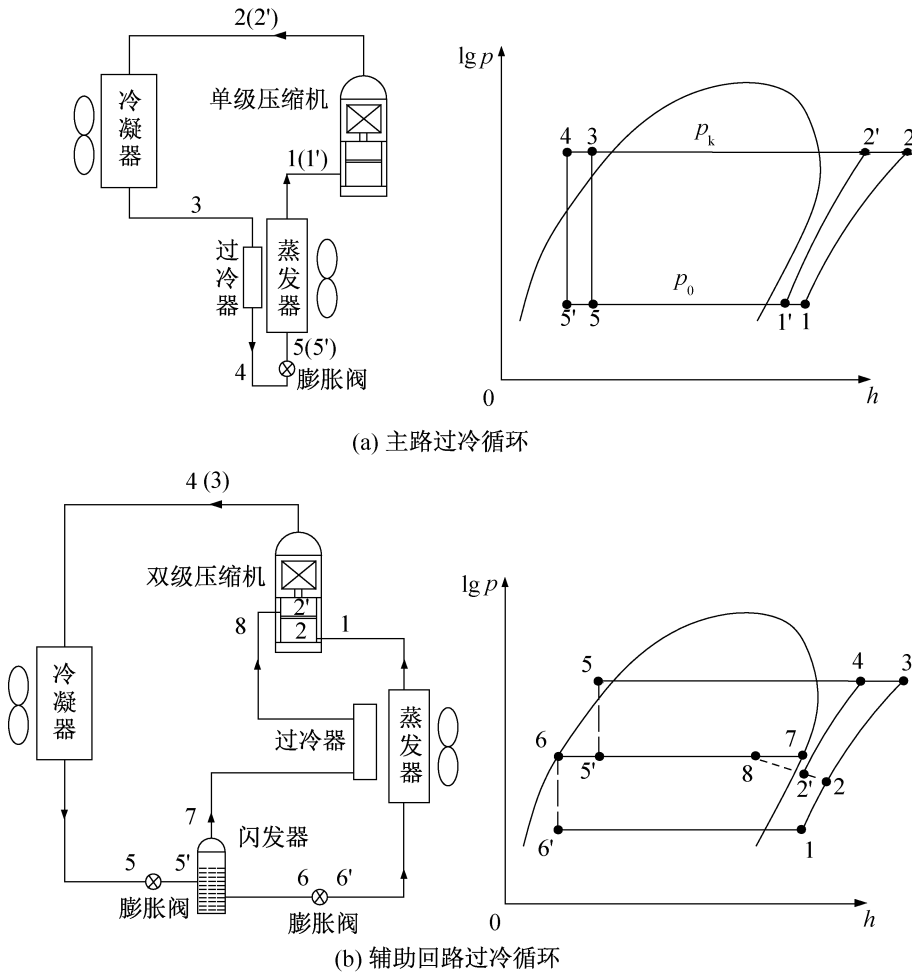


图 1 自然冷源过冷循环原理图和 lg p-h 图
Fig.1 The principle of natural cooling source sub-cooling cycle and lg p-h diagram

2 计算模型

计算过程条件:1) 系统在稳态条件下运行;2) 冷凝温度为 40 ℃,蒸发温度范围为-20~5 ℃;3) 过热度为 0~10 ℃;4) 指示效率为 0.8;5) 压缩机额定输入功率为 2 HP(1.4 kW)。

- (1) 主路过冷系统
排气温度:
 $T_{2'} = f(p_k, h_{2'})$ (1)
式中: p_k 为冷凝压力, MPa; $h_{2'}$ 为 2' 点焓值, kJ/kg。
制热量:
 $Q_k = q_m q_{k-sub}$ (2)

- 式中: q_m 为制冷剂循环的质量流量, kg/s; q_{k-sub} 为冷凝器的单位热负荷, kJ/kg。
压缩机输入功率:
 $P = q_m W_i / (\eta_m \eta_{mot})$ (3)
式中: W_i 为指示功率, kJ/kg; η_m 、 η_{mot} 分别为机械效率和电机效率。
制热 COP:
 $COP = \frac{Q_k}{P}$ (4)
单位质量过冷量:
 $Q_{gl} = h_3 - h_4$ (5)
式中: h_3 、 h_4 分别为进、出过冷器制冷剂焓值, kJ/kg。
过冷面积:

$$A = \frac{Q_{gl}}{K\Delta t} \quad (6)$$

式中: K 为传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; Δt 为对数平均温差, $^\circ\text{C}$ 。

(2) 辅助回路过冷系统

排气温度:

$$T_4 = f(p_k, h_4) \quad (7)$$

制热量:

$$Q_k = q_m q_{k-bq} \quad (8)$$

式中: q_{k-bq} 为冷凝器热负荷, kJ/kg 。

压缩机输入功率:

$$P = \frac{q_m W_i}{\eta_m \eta_{mot}} \quad (9)$$

制热 COP:

$$\text{COP} = \frac{Q_k}{P} \quad (10)$$

单位质量过冷量:

$$Q_{gl} = h_7 - h_8 \quad (11)$$

式中: h_7 、 h_8 分别为进、出过冷器的制冷剂焓值, kJ/kg 。

过冷面积:

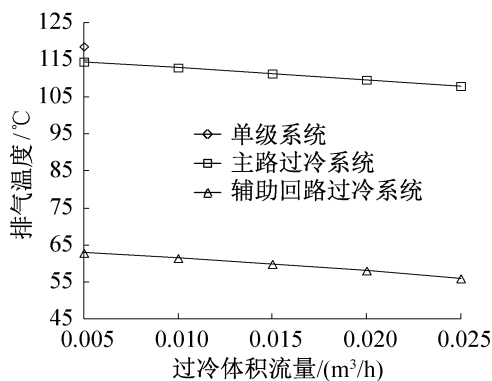
$$A = \frac{Q_{gl}}{k\Delta t} \quad (12)$$

理论计算结果如图 2 所示,工质采用 R32。工况选取:冷凝温度为 40°C ,蒸发温度为 -15°C ,补气系统的中间压力根据文献[3]的推荐取 1.6 MPa 。

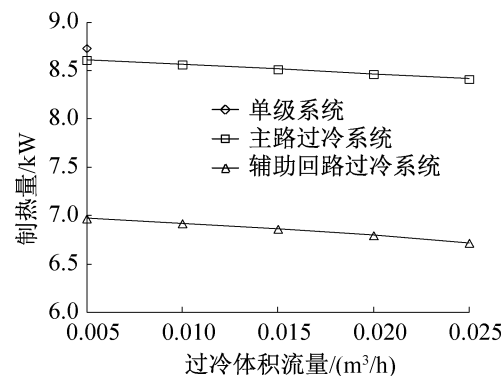
图 2(a) 所示为排气温度随过冷体积分流量的变化。由图 2(a) 可知,单级系统的排气温度最高,辅助回路过冷系统排气温度最低。主路过冷系统和辅助回路过冷系统的排气温度差别较大,过冷体积分流量越大排气温度越低,过冷体积分流量增加 $0.02\text{ m}^3/\text{h}$,主路过冷系统和辅助回路过冷系统的排气温度相应降低 8.3°C 和 9.3°C 。

图 2(b) 所示为制热量随过冷体积分流量的变化。由图 2(b) 可知,单级系统的制热量最大,辅助回路过冷系统的制热量最小。过冷体积分流量越大制热量越低,过冷体积分流量增加 $0.02\text{ m}^3/\text{h}$,主路过冷系统和辅助回路过冷系统的制热量相应降低 2.9% 和 5% 。

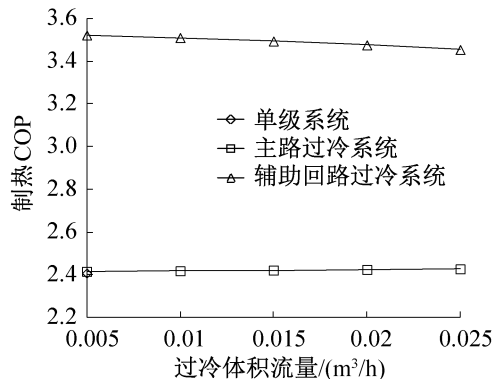
图 2(c) 所示为制热 COP 随过冷体积分流量的变化。由图 2(c) 可知,单级系统和主路过冷系统的制热 COP 差别较小,在过冷体积分流量为 $0.005\text{ m}^3/\text{h}$ 时,单级系统、主路过冷系统和辅助回路过冷系统的制热 COP 分别为 2.41 、 2.42 和 3.52 。主路过冷系统和辅助回路过冷系统的制热 COP 差别显著。过冷体积分流量增加 $0.02\text{ m}^3/\text{h}$ 时,主路过冷系统的制热



(a) 排气温度



(b) 制热量



(c) 制热 COP

图 2 排气温度、制热量、制热 COP 随过冷体积分流量的变化(理论值)

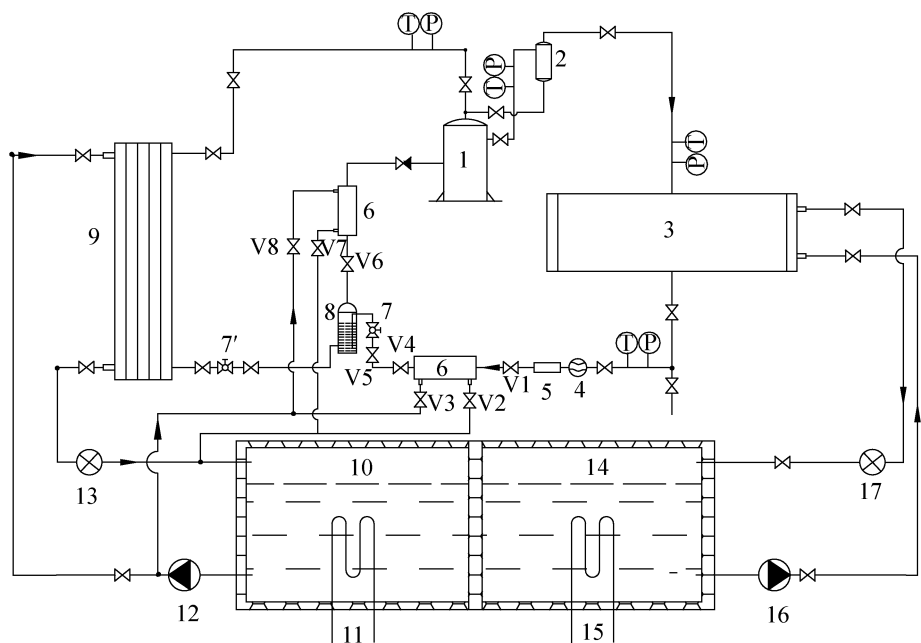
Fig.2 The variation of discharge temperature, heating capacity, heating COP with sub-cooling volume flow(Theoretical value)

COP 增大 0.57% ,但辅助回路过冷系统的制热 COP 降低 2.66% 。

3 实验研究

为进一步研究单级过冷和辅助回路过冷系统的效果与区别,根据国家标准搭建了实验台,如图 3 所示。

在图 5 中,打开阀门 V1、V4、V5,关闭阀门 V2、V3、V6~V8,系统按单级模式运行;打开阀门 V1~



1 涡旋压缩机;2 油分离器;3 冷凝器;4 视液镜;5 干燥过滤器;6 过冷器;7 第一节流阀;7'第二节流阀;8 闪发器;9 蒸发器;
10 冷冻水箱;11、15 电加热器; 12 冷冻水泵;13 冷冻水流量计;14 冷却水箱;16 冷却水泵;17 冷却水流量计。

图 3 实验装置

Fig.3 Experimental testing device

V5,同时关闭阀门 V6~V8,系统按主路过冷模式运行;打开阀门 V1、V4~V8,关闭阀门 V2、V3,系统按辅助回路过冷模式运行。需直接测量的参数有:吸气温度及压力、排气温度及压力、冷凝器进、出口温度及压力,冷却水进、出口温度、冷却水流量、过冷温度及压力、压缩机功率。需间接测量的量为:冷却水进出口温差 Δt 、制热量 Q 、制热 COP。

单级模式制热量 Q :

$$Q = cm\Delta t = cpv\Delta t \tag{13}$$

式中: c 为水的比热容, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$; p 为水的密度, kg/m^3 ; v 为水体积流量, m^3/s ; Δt 为冷却水进出口温差, $^{\circ}\text{C}$ 。

制热 COP:

$$\text{COP} = \frac{Q}{P} \tag{14}$$

主路过冷模式:

$$q_{mf} = \frac{cm(t_{lqs-out} - t_{lqs-in})}{h_3 - h_4} \tag{15}$$

式中: q_{mf} 为冷凝器制冷剂质量流量, kg/s ; m 为冷却水质量流量, kg/s ; t_{lqs-in} 为冷凝器进水温度, $^{\circ}\text{C}$; $t_{lqs-out}$ 为冷凝器出水温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

辅助回路过冷模式:

制热量 Q :

$$Q = q_{mf}(h_3 - h_5) \tag{16}$$

制热 COP:

$$\text{COP} = \frac{Q}{P} \tag{17}$$

式中: P 为压缩机输入功率, kW 。

测试工况如下:冷凝温度 $t_k = 40^{\circ}\text{C}$,吸气过热度为 5°C ,蒸发温度 $t_e = -20 \sim 5^{\circ}\text{C}$ 。压缩机的输入功率由高精度电参数综合测量仪表直接测得。

4 结果与讨论

图 4 所示为排气温度、制冷量、制热 COP 随过冷体积流量变化的实验值。由图 4(a)可知,单级系统的排气温度最高,辅助回路过冷系统的排气温度最低,随着过冷体积流量增加,主路过冷系统和辅助回路过冷系统的排气温度均降低。当过冷体积流量增加 $0.02 \text{ m}^3/\text{h}$ 时,主路过冷系统与辅助回路过冷系统的排气温度分别降低 6.8°C 和 8.2°C 。

图 4(b)所示为制热量随过冷体积流量的变化。由图 4(b)可知,辅助回路过冷系统的制热量最大,主路过冷系统最小。随着过冷体积流量的增加,二者制热量均降低。当过冷体积流量增加 $0.02 \text{ m}^3/\text{h}$ 时,主路过冷系统与辅助回路过冷系统的制热量分别降低 6.4% 和 10% 。

图 4(c)所示为制热 COP 随过冷流量过冷体积流量的变化。由图 4(c)可知,辅助回路过冷系统的制热 COP 最大,主路过冷系统最小。随着过冷体积流量的增加,主路过冷系统和辅助回路过冷系统的制

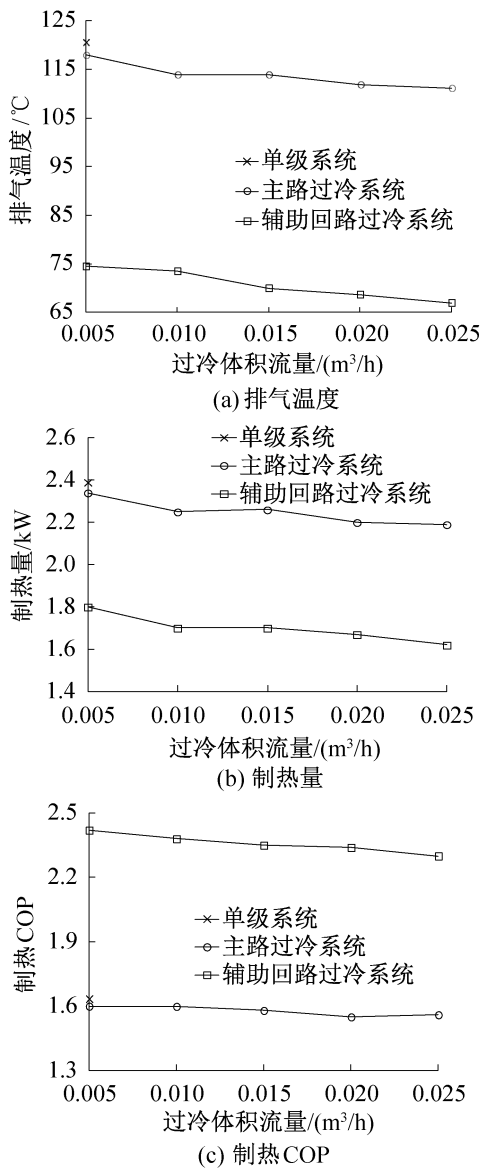


图 4 排气温度、制热量、制热 COP 随过冷体积分量的变化 (实验值)

Fig.4 The variation of discharge temperature, heating capacity, heating COP with sub-cooling volume flow (experimental value)

热 COP 均降低。当过冷体积分量增加 $0.02 \text{ m}^3/\text{h}$ 时,主路过冷系统与辅助回路过冷系统的制热 COP 分别降低 2.5%和 5%。

5 结论

本文提出主路过冷和辅助回路过冷两种利用自然冷源过冷的循环原理,对其进行理论分析并搭建了一体化实验台,针对 R32 为工质的蒸汽压缩式热泵进行了实验,在冷凝温度为 40°C ,蒸发温度为 $-20\sim-5^\circ\text{C}$,吸气过热度为 5°C 的条件下,得出如下结论:

1) 自然冷源过冷可有效降低热泵系统的排气温

度,特别是低温环境下运行时排气温度高的 R32 系统效果显著。

2) 与单级系统相比,主路过冷系统和辅助回路过冷系统均能获得较低的排气温度,但制热量也相应降低,辅助回路过冷系统的制热性能更好。

3) 相同过冷体积分量下,主路过冷系统的排气温度高于辅助回路过冷系统。辅助回路过冷系统的制热 COP 略高于主路过冷系统。

4) 主路过冷系统和辅助回路过冷系统排气温度、制热量均随过冷体积分量的增加而降低。

本文受北京市教委科技计划项目 (SQKM201810005011) 资助。(The project was supported by the General Project of Science and Technology Program of Beijing Education Committee (No. SQKM201810005011).)

参考文献

- [1] QURESHI B A, ZUBAIR S M. The effect of refrigerant combinations on performance of a vapor compression refrigeration system with dedicated mechanical sub-cooling [J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35 (1): 47-57.
- [2] YUAN X L. Theory application and new technology of modern refrigeration air conditioning [M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2009: 192-228.
- [3] 张华. 带机械过冷的制冷循环的选择与节能 [J]. 节能技术, 1998 (6): 6-8. (ZHANG Hua. Selection and energy saving of refrigeration cycle with mechanical overcooling [J]. Energy Conservation Technology, 1998 (6): 6-8.)
- [4] 许树学. 带经济补气的 R32 制冷/热泵系统实验研究 [J]. 土木建筑与环境工程, 2011, 33 (2): 99-102. (XU Shuxue. Experimental study on enhanced vapor injection refrigeration/heat pump system using R32 [J]. Journal of Civil Architectural & Environmental Engineering, 2011, 33 (2): 99-102.)
- [5] 许树学, 马国远, 彭珑. 常用制冷压缩机的准二级压缩循环特性分析 [J]. 石油化工设备, 2009, 38 (4): 1-4. (XU Shuxue, MA Guoyuan, PENG Long. Feature study on quasi two-stage compression cycle composed by different type of refrigerant compressor [J]. Petro-chemical Equipment, 2009, 38 (4): 1-4.)
- [6] KIM M, KIM M S, KIM Y. Experimental study on the performance of a heat pump system with refrigerant mixtures' composition change [J]. Energy, 2004, 29 (7): 1053-1068.
- [7] 张华, 唐君虞, 张龙, 等. 几种常用制冷剂的过冷制冷循环的特性分析 [J]. 家电科技, 2006 (3): 42-43. (ZHANG Hua, TANG Junyu, ZHANG Long, et al. Per-

- formance analysis of sub-cooled refrigeration cycle of some refrigerants[J]. Journal of Appliance Science & Technology, 2006(3): 42-43.)
- [8] XU Weirong, DU Kai. Thermal performance analysis of auto-cascade heat pump circular system[J]. Journal of Chemical Industry and Engineering (China), 2008, 59(Suppl. 2): 230-234.
- [9] SHEN Jiang, LI Yuanyuan. Experimental study on air sources heat pump in low temperature ambient[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008(6): 943-946.
- [10] 杜晓通. 建筑物能效优化研究[D]. 济南: 山东大学, 2012. (DU Xiaotong. Research on building energy efficiency optimization[D]. Jinan: Shandong University, 2012.)
- [11] QURESHI B A, ZUBAIR S M. Mechanical sub-cooling vapor compression systems: current status and future directions[J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(8): 2097-2110.
- [12] 孟庆海, 秦海杰, 单永明, 等. 制冷系统中过冷技术的应用与分析[J]. 制冷与空调(北京), 2009, 9(4): 149-155. (MENG Qinghai, QIN Haijie, SHAN Yongming, et al. Application and analysis of subcooling technology in refrigeration system[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2009, 9(4): 149-155.)
- [13] 秦海杰, 杜希刚, 单永明. 新型制冷循环在中央机组上的应用[J]. 流体机械, 2004, 32(4): 54-56. (QIN Haijie, DU Xigang, SHAN Yongming. Application of new refrigerating cycle on rack unit[J]. Fluid Machinery, 2004, 32(4): 54-56.)
- [14] 史琳, 朱明善. 家用/商用空调用 R32 替代 R22 的再分析[J]. 制冷学报, 2010, 31(1): 1-5. (SHI Lin, ZHU Mingshan. Re-analysis on using R32 to substitute for R22 in household/commercial air-conditioning[J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31(1): 1-5.)
- [15] 宣永梅. 新型替代制冷剂的理论与实验研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2004. (XUAN Yongmei. Theoretical and experimental study on new alternative refrigerants[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2004.)
- [16] 韩晓红, 徐英杰, 仇宇, 等. 制冷剂 R32 的循环性能实验研究[J]. 制冷与空调(北京), 2010, 10(2): 68-70. (HAN Xiaohong, XU Yingjie, QIU Yu, et al. Experimental study on the cycle performance of refrigeration R32[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2010, 10(2): 68-70.)
- 通信作者简介**
许树学, 男, 助理研究员, 研究生导师, 北京工业大学环境与能源工程学院, (010)67391613, E-mail: xsx@bjut.edu.cn. 研究方向: 热泵技术及其应用。
- About the corresponding author**
Xu Shuxue, male, research assistant, master tutor, College of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology, +86 10-67391613, E-mail: xsx@bjut.edu.cn. Research fields: heat pump and its application.
-
- (上接第 55 页)
- 验研究[J]. 制冷学报, 2006, 27(6): 25-28. (ZHOU Guanghui, ZHANG Dingcai. Experimental study on condensation heat transfer of horizontal enhanced tubes for R134a[J]. Journal of Refrigeration, 2006, 27(6): 25-28.)
- [12] LI Minxia, DANG Chaobin, HIHARA E. Flow boiling heat transfer of HFO1234yf and R32 refrigerant mixtures in a smooth horizontal tube: Part1. Experimental investigation[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, 55(13/14): 3437-3446.
- [13] YANG C Y, WEBB R L. A predictive model for condensation in small hydraulic diameter tubes having axial micro-fins[J]. Journal of Heat Transfer, 1997, 119(4): 776-782.
- [14] MIYARA A, NONAKA K, TANIGUCHI M. Condensation heat transfer and flow pattern inside a herringbone-type micro-fin tube[J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 23(2): 141-152.
- [15] KOYAMA S, YU J. Condensation of refrigerant in a horizontal micro fin tube[C]//Proceedings of 1996 JAR Annual Conference. 1996: 173-176.
- 通信作者简介**
李庆普, 男, 博士研究生, 上海理工大学能源与动力工程学院, 18301933780, E-mail: usstlqp@163.com. 研究方向: 制冷系统强化换热。
- About the corresponding author**
Li Qingpu, male, doctor, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, +86 18301933780, E-mail: usstlqp@163.com. Research fields: heat transfer enhancement of refrigeration system.