

文章编号:0253 - 4339(2016) 05 - 0057 - 06

doi:10. 3969/j. issn. 0253 - 4339. 2016. 05. 057

基于中间补气压缩机的地暖系统制热性能实验研究

费继友¹ 王英邗¹ 张文强² 李花¹ 谢金路¹ 陈东东¹ 梁晟铭¹

(1 大连交通大学机械工程学院 大连 116028;2 青岛海信日立空调系统有限公司 青岛 266071)

摘要 本文将中间补气涡旋式压缩机应用于地暖制热系统,以解决地暖制热系统在低温环境下制热性能不佳、机组运行不稳定等问题,并建立补气地暖样机实验系统,研究了在不同运行工况下中间补气地暖系统的压缩机排气温度、制热量、功耗及制热 COP 等参数,分析了中间补气地暖系统制热性能与常规热泵制热性能之间的关系。实验结果表明:当环境温度处于 $-20 \sim 7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 之间时,带中间补气系统的地暖机组的制热量相比于普通热泵平均提升约 26.2%,制热 COP 平均提升约为 8.7%,功耗仅平均增加约 16%;当室外环境温度为 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,压缩机排气温度降低了 $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。可见采用中间补气技术的地暖系统在低能耗的条件下更能满足低环境温度的需求。

关键词 中间补气;涡旋式压缩机;地暖系统;制热性能

中图分类号:TB61⁺1; TB652; TU831

文献标识码: A

Experimental Investigation on Heating Performance of Under-floor Heating System based on Vapor-injection Compressor

Fei Jiyou¹ Wang Yinghan¹ Zhang Wenqiang² Li Hua¹ Xie Jinlu¹
Chen Dongdong¹ Liang Shengming¹

(1. School of Mechanical Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian, 116028, China; 2. Qingdao Hisense Hitachi air-conditioning Systems Co., Ltd., Qingdao, 266071, China)

Abstract The scroll compression with vapor injection is applied to under-floor heating system to solve the problems of poor heating performance and instability operation under the condition of low ambient temperature in this paper. The compressor discharge temperature, heating performance, power consumption and COP (Coefficient of Performance) are researched and compared with the heating system without vapor injection. The results show that under the ambient temperatures between $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $7\text{ }^{\circ}\text{C}$, the under-floor heating system based on vapor-injection compressor has a higher heating capacity and COP compared with the normal heating pump, and the heating capacity is increased by 26.2%, and the COP is increased by 8.7% on average, and power consumption is only increased by 16% on average; and when the ambient temperature is $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, the discharge temperature is decreased $12\text{ }^{\circ}\text{C}$. The experimental results demonstrate that the under-floor heating system based on vapor-injection compressor can better satisfy the demands of low ambient temperature with low energy consumption.

Keywords vapor injection; scroll compression; under-floor heating system; heating capacity

近年来,随着我国经济的迅猛发展,民众对生活舒适性的要求显著提高,尤其寒冷冬季对室内环境温度的需求。地热采暖是目前最接近人体舒适健康的理想采暖方式,因此独立的空气源热泵地暖系统应运而生^[1-2],该系统与当前分布式供热技术发展趋势相吻合,但这种取暖方式的不足是机组在低温环境下运行时,由于蒸发温度过低,导致压缩机的压缩比过大,

造成排气温度过高,甚至超出压缩机本身允许的工作温度范围,使压缩机可靠性降低。同时,在低蒸发温度下,由于制冷剂流量低,制热量衰减明显,影响制热效率^[3-5]。

目前主要采用中间补气技术解决这类问题,即在压缩机中间腔补充中压气体,增加排气量,降低排气温度,能够很好解决热泵系统在低温环境下制热能力

基金项目:国家自然科学基金(51376028)和国家科技支撑计划(2015BAF20B02)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 51376028) and National Key Technology R&D Program of China(No. 2015BAF20B02).)

收稿日期:2016年1月22日

不足、压缩机排气口温度过高、运行不稳定等问题,是较为经济、有效的改善方案。研究大多将中间补气技术应用于热泵系统,地暖系统中应用较少。费继友等^[4]对采用吸气喷液的空气源热泵系统进行理论分析和实验研究,得到不同喷液量对机组性能参数的影响。张剑飞等^[5]对涡旋式压缩机中间补气技术进行了研究,得出中间补气技术能够很好地解决热泵系统在低温环境下制热能力不足、压缩机排气口温度过高、运行不稳定等问题的结论。秦妍等^[6-11]对采用喷射器的经济器补气热泵系统循环机制与特性进行了研究。王文毅等^[12]研究分析了低温工况下中间补气量对热泵系统性能的影响。

为验证应用中间补气技术能提高地暖系统的制热性能及稳定性,本文从理论循环和实验方法两方面进行探究,并分析中间补气地暖系统较常规热泵系统在制热性能方面的提升和优势,为工程实践提供重要的技术支持。

1 带中间补气压缩机的地暖系统

1.1 中间补气地暖系统原理

地暖制热系统工作原理如图1所示。制冷剂经压缩机压缩,进入冷凝器(壳管式换热器)被冷凝。由冷凝器排出的液体制冷剂分为两路,主路为制冷回路,辅路为补气回路。主路的制冷剂直接进入经济器(板式换热器)实现热交换后进一步被过冷,经电子膨胀阀1节流降压后进入蒸发器(翅片式换热器)。辅路的制冷剂经过电子膨胀阀2被节流到中间某压力进入经济器,在经济器中吸热汽化通过涡旋式压缩机中间腔的补气孔进入压缩机。主路的制冷剂经过蒸发器蒸发吸热,气体制冷剂被压缩机吸气口吸入,至此完成一次制冷剂循环。

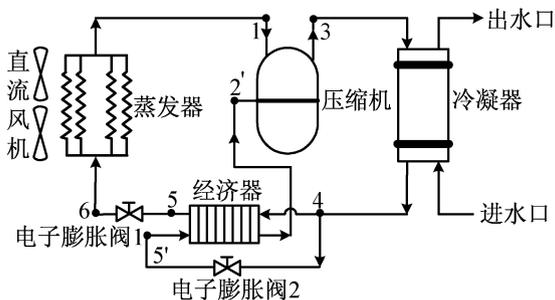


图1 带中间补气压缩机地暖制热系统原理

Fig.1 The principle of under-floor heating system with vapor-injection compressor

本系统可保证在室外环境温度为-20℃以上时都能以较高效率提供室内所需的热量。在涡旋式压缩机压缩腔的适当部位开设一补气口,通过设置经济

器提高系统低温下的制热量和COP,明显降低压缩机的排气温度。

1.2 理论分析与计算

图2所示为中间补气地暖制热系统的压-焓图,其中1→3'→4→6'→1为普通热泵系统制热循环过程;1→2→2'→3→5→6→1为中间补气地暖制热系统中主路制冷剂循环过程;2'→3→4→5'→2'为中间补气地暖制热系统中补气回路制冷剂循环过程。根据系统压-焓图,对该系统的关键性能参数进行理论分析。

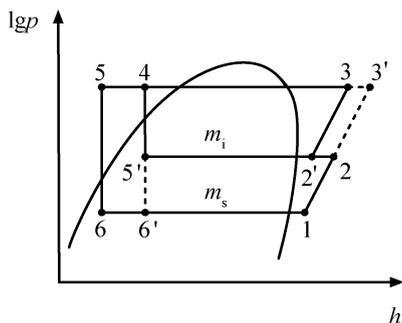


图2 压焓图

Fig.2 Pressure enthalpy diagram

1) 制冷量的计算

由图2可知,压缩机吸气侧制冷剂流量不变^[5,10],均为 m_s ,普通热泵制冷量 $Q'_{\text{冷}}$ 为:

$$Q'_{\text{冷}} = m_s(h_1 - h_6) \quad (1)$$

式中: m_s 为普通热泵循环过程制冷剂质量流量,kg; h_1 为普通热泵压缩机吸气比焓,kJ/kg; h_6 为普通热泵蒸发器入口比焓,kJ/kg。

中间补气系统制冷量 $Q_{\text{冷}}$ 为:

$$Q_{\text{冷}} = m_s(h_1 - h_6) \quad (2)$$

式中: m_s 为中间补气系统蒸发过程制冷剂质量流量,kg; h_1 为中间补气系统压缩机吸气比焓,kJ/kg; h_6 为中间补气系统蒸发器入口比焓,kJ/kg。

经分析发现,采用中间补气技术的循环在蒸发侧焓差明显增加,从而提高压缩机的制冷能力。由式(1)及式(2)可知,中间补气系统相比于普通热泵系统制冷能力增加值 $\Delta Q_{\text{冷}}$ 为:

$$\Delta Q_{\text{冷}} = m_s(h_6' - h_6) \quad (3)$$

2) 压缩机功耗的计算

由图2可知,普通热泵压缩过程为1点至3'点,压缩过程制冷剂流量一直为 m_s ,所以普通热泵压缩机功耗 W' 为:

$$W' = m_s(h_{3'} - h_1) \quad (4)$$

式中: $h_{3'}$ 为普通热泵压缩机排气比焓,kJ/kg。

由于3'点至2点和3点至2'点的等熵效率相同,

即 $h_{3'} - h_2 = h_3 - h_{2'}$, 因此普通热泵压缩机功耗 W' 可等效为:

$$W' = m_s(h_3 - h_{2'}) + m_i(h_2 - h_1) \quad (5)$$

式中: $h_{2'}$ 为中间补气系统压缩机补气比焓, kJ/kg; h_3 为中间补气系统压缩机排气比焓, kJ/kg。

中间补气系统压缩机的压缩过程可以近似的看成补气前压缩过程和补气后压缩过程^[12], 补气前压缩由 1 点至 2 点, 此阶段制冷剂流量为 m_s , 压缩机功耗 W_1 为:

$$W_1 = m_s(h_2 - h_1) \quad (6)$$

式中: m_s 为中间补气系统补气前压缩过程制冷剂质量流量, kg; h_1 为中间补气系统压缩机吸气比焓, kJ/kg; h_2 为中间补气系统补气前比焓, kJ/kg。

补气后压缩为 2' 点至 3 点, 此阶段制冷剂流量为 $(m_s + m_i)$, 压缩机功耗 W_2 为:

$$W_2 = (m_s + m_i)(h_3 - h_{2'}) \quad (7)$$

式中: m_i 为中间补气系统补气口补入制冷剂质量流量, kg。

中间补气系统压缩机总功耗为补气前压缩和补气后压缩功耗之和, 计算公式为:

$$W = W_1 + W_2 \quad (8)$$

$$= m_s(h_2 - h_1) + (m_s + m_i)(h_3 - h_{2'})$$

因此由式(5)及式(8)可知, 中间补气系统相对于普通热泵系统功耗增加, 增加值 ΔW 的计算公式为:

$$\Delta W = W - W' = m_i(h_{3'} - h_{2'}) \quad (9)$$

3) 制热量的计算

普通热泵系统冷凝过程为 3' 点至 4 点, 普通热泵系统制热量 $Q'_{热}$ 为:

$$Q'_{热} = m_s(h_3 - h_4) \quad (10)$$

式中: $Q'_{热}$ 为普通热泵系统制热量, kJ; h_4 为冷凝器出口比焓, kJ/kg。

中间补气系统冷凝过程为 3 点至 4 点, 中间补气系统制热量 $Q_{热}$ 为:

$$Q_{热} = (m_s + m_i)(h_3 - h_4) \quad (11)$$

式中: $Q_{热}$ 为中间补气系统制热量, kJ; h_3 为中间补气系统压缩机排气比焓, kJ/kg。

中间补气系统冷凝过程中, 制冷剂质量流量增加, 但其压缩机排气温度低于普通热泵系统, 导致其在冷凝过程中焓差值小于普通热泵系统, 因此制热量变化情况根据压-焓图很难得出。由文献[5]可知, 系统制热量的增加为制冷量增加量与功耗增加量之和, 因此其制热量增加值计算公式为:

$$\Delta Q_{热} = m_s(h_4 - h_5) + m_i(h_3 - h_{2'}) \quad (12)$$

式中: $\Delta Q_{热}$ 为制热量增加值, kJ; $h_{2'}$ 为中间补气

系统压缩机补气比焓, kJ/kg; h_3 为中间补气系统压缩机排气比焓, kJ/kg。

2 机组性能参数测试

实验测试系统依照 GB/T17758—2010《单元式空气调节机》^[13] 和 GB/T18430.1—2007《蒸汽压缩循环冷水(热泵)机组》^[14] 设计建造, 由室外机循环系统、室内机水循环系统和控制测量系统组成, 室外机主要包括中间补气压缩机、换热器、电子膨胀阀等装置, 室内机主要由循环水泵、储液罐、压力罐等装置组成。中间补气地暖系统整机配置详见表 1。

表 1 中间补气地暖系统整机配置

Tab. 1 The configuration of the under-floor heating system with vapor-injection

项目	数量/质量	型号参数
压缩机	1 台	中间补气涡旋式压缩机 6 HP
空气侧换热器	1 台	内螺纹铜管铝箔翅片换热器
水侧换热器	1 台	壳管式换热器
经济器	1 台	板换式换热器
节流装置	2 台	电子膨胀阀
制冷剂	4.3 kg	R410A
散热风机	2 台	直流无刷电机 芝浦 SIC-68FV-D851
四通阀	1 台	AC220-240V 华鹭 STF-0401G
水泵	1 台	水冷型 151 W

表 2 机组测试工况

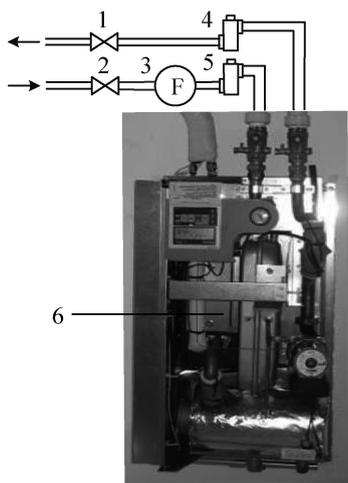
Tab. 2 The testing condition of units

工况	使用侧(水侧)		室外侧	
	水流量/ (m ³ /h)	水温/ ℃	干球温 度/℃	湿球温 度/℃
标准制热	2.75	45	7	6
标准除霜	2.75	45	2	1
低温制热	2.75	45	-6	-7
超低温 1	2.75	45	-15	-16
超低温 2	2.75	45	-20	-21

基于涡旋式压缩机中间补气技术的地暖机组制热性能实验测试工况如表 2 所示, 本实验系统中, 室外侧环境温度由焓差实验室控制。

中间补气地暖系统的冷凝器为安装在室内机(水模块)中的壳管式换热器, 壳管式换热器由圆柱

形壳体 and 安装在壳体内部的蛇形管束构成。载冷剂冷却水在管束内流动, 流向为下进上出; 高压气态制冷剂 R410A 在圆柱形壳体与管束之间自上向下流动, 与冷凝水进行热交换。该系统属于分体式水冷空调机, 机组的制热量须根据测量进出水模块的水温变化和水流量确定^[13-15]。测点布置如图 3 所示, 室内机进水口、出水口分别布置温度计测量进、出口水温; 进水口处布置流量计, 测量室内机内的循环水流量。同时, 在压缩机排气口布置 NTC 类型温度传感器, 采集压缩机排气温度。



1 出水口流量调节阀; 2 入水口流量调节阀; 3 流量计;
4 出水口温度计; 5 入水口温度计; 6 室内机热交换器

图 3 制热量测点布置示意图

Fig. 3 Measuring points diagram of heating performance test

3 实验结果及分析

在上述实验测试工况条件下, 对以 R410A 为制冷剂的采用中间补气涡旋式压缩机的地暖系统性能进行实验研究, 测试机组的压缩机排气温度、制热量、功耗以及制热 COP 等参数随室外环境温度变化情况, 并将其与常规热泵相应性能进行比较, 得到如下测试结果。

3.1 排气温度

图 4 所示为压缩机排气温度随室外环境温度变化曲线。当环境温度相对较高时, 采用中间补气技术系统较常规系统压缩机排气温度的改善效果并不明显, 例如, 在室外环境温度为 2 °C 时, 补气系统的压缩机排气温度比普通热泵只降低了 1.4 °C; 室外环境温度为 7 °C 时, 补气系统与普通热泵的排气温度基本相当。随着室外环境温度的降低, 补气系统压缩机相对补气量不断增加, 对排气温度的改善也越明显, 当室外环境温度为 -20 °C 时, 可降低排气温度约 12 °C。

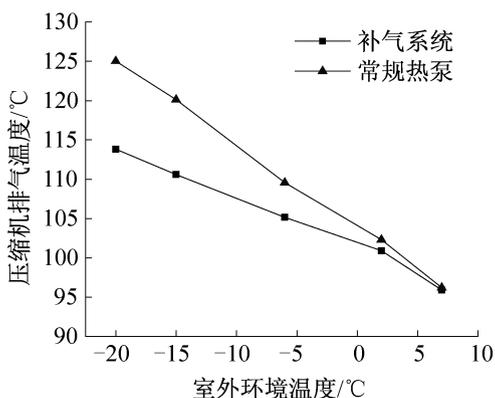


图 4 压缩机排气温度随室外环境温度变化曲线

Fig. 4 The variations of compressor discharge temperature with ambient temperature

3.2 制热量

图 5 所示为制热量随环境温度变化曲线。两个系统的制热量变化规律相似, 随着室外环境温度的逐渐降低, 制热量都逐渐降低, 但补气系统的制热量相对于常规热泵系统而言整体有较大提升。由于压缩机在补气后的吸气比容明显减小, 提高了压缩机制冷剂理论循环流量, 系统容积制热量有了很大提高, 提升了系统的制热效率。随着室外温度的下降, 补气系统的制热能力提升比例不断增大, 当室外温度为 2 °C 时, 补气系统比普通热泵制热量提升约 21%; 在室外温度降至 -20 °C 时, 补气系统制热能力相比于普通热泵提升约为 40%。当环境温度处于 -20 ~ 7 °C 之间, 中间补气系统相比于普通热泵系统制热量平均提升 26.2%。由此可以看出, 补气系统处于较低的室外环境温度时会有更好的制热能力提升效果。因此, 带有中间补气压缩机的热泵系统更能适应极低的室外环境温度。

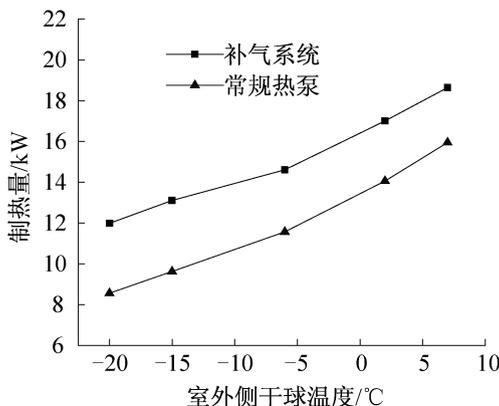


图 5 制热量随环境温度变化曲线

Fig. 5 The variations of heating capacity with ambient temperature

3.3 制热功耗

对两台样机进行宽范围的制热性能测试发现,补气系统的制热功耗随室外环境温度的降低基本保持不变,但其功耗比普通热泵系统平均增加约 16%,原因是补气系统压缩机压缩的工质质量大于普通热泵系统,补气压力升高增加了压缩机的输气量,致使压缩功耗增大。两台样机的制热功耗的变化规律如图 6 所示,随着室外环境温度的降低,补气系统与常规热泵功耗差值逐渐增大。

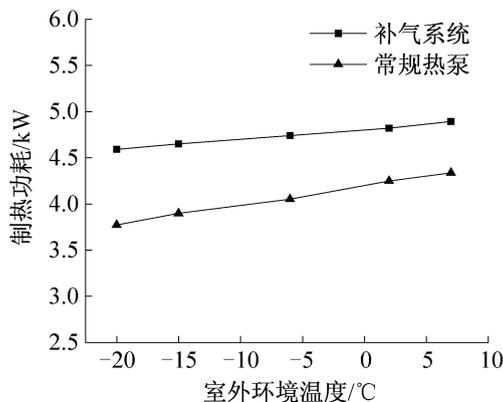


图 6 制热功耗随环境温度变化曲线

Fig. 6 The variations of thermal power consumption with ambient temperature

3.4 制热 COP

图 7 所示为制热 COP 随环境温度变化曲线。由图可知,两台样机的制热 COP 随室外温度的下降而近似线性下降;在不同蒸发温度条件下,补气热泵系统要比常规热泵系统的制热 COP 高出 0.2 左右。对于常规热泵,仅通过结构设计改进使热泵系统制热 COP 提升 0.2 很难实现^[5],而采用中间补气技术可轻松实现,同时在我国标准 GB19576—2004《单元式空气调节机能效限定值及能源效率等级》^[16]以及 GB12021.3—2010《房间空气调节器能效限定值及能源效率等级》^[17]中均把 0.2 作为能效级别的划分差值,因此中间补气地暖系统相比于普通热泵系统,制热 COP 提高了一个能效级别。当环境温度处于 -20 ~ 7 °C 之间,中间补气系统相比于普通热泵系统制热 COP 平均提升 8.7%。同时由图可以得出,环境温度越低,补气系统比常规热泵系统制热 COP 提升越显著。

4 结论

本文通过实验分析中间补气地暖系统相比于常规热泵系统在制热性能及稳定性方面优势,结论如下:

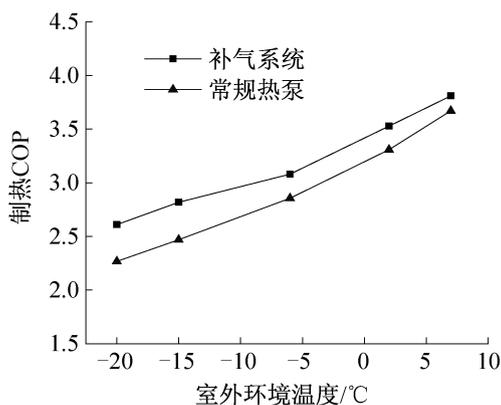


图 7 制热 COP 随环境温度变化曲线

Fig. 7 The variations of COP with ambient temperature

1) 当环境温度处于 -20 ~ 7 °C 之间,中间补气系统相比于普通热泵系统制热量平均提升 26.2%,制热 COP 平均提升 8.7%。

2) 当室外环境温度为 -20 °C 时,补气系统相比于常规热泵功耗尽管增加约 21%,但其制热量平均提升约 40%,系统 COP 提升可达 15%。

3) 实验证明带中间补气压缩机的地暖系统制热性能明显高于常规热泵,具有良好的使用性能,更能满足低环境温度的需求。

参考文献

- [1] 李园园,田金颖,马麟.带经济器的热泵系统用涡旋压缩机的理论研究[J].制冷学报,2008,27(1):27-31. (LI Yuanyuan, TIAN Jinying, MA Lin. Theoretical research on scroll heat pump system with economizer[J]. Journal of Refrigeration, 2008, 27(1): 27-31.)
- [2] 戴源德,刘明权,古宗敏.基于涡旋压缩机补气的空气源模块机组制热性能试验[J].暖通空调,2014,44(8):118-122. (DAI Yuande, LIU Mingquan, GU Zongmin. Experiments on heating capacity of air-source heat pump based on gas-injection technology for scroll compressor[J]. Journal of HV&AC, 2014, 44(8): 118-122.)
- [3] Guo J J, Wu J Y, Wang R Z, et al. Experimental research and operation optimization of an air-source heat pump water heater[J]. Applied Energy, 2011, 88(11): 4128-4138.
- [4] 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.)
- [5] 张剑飞,秦妍,秦海杰.涡旋式压缩机中间补气技术[J].制冷与空调(北京),2012,12(2):22-24. (ZHANG

- Jianfei, QIN Yan, QIN Haijie. Second gas-injection technology for scroll compressor[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2012, 12(2): 22-24.)
- [6] 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.)
- [7] 张新玉, 郭宪民, 张森林. R32 中间补气压缩空气源热泵系统的试验研究[J]. 流体机械, 2015, 43(5): 61-64. (ZHANG Xinyu, GUO Xianmin, ZHANG Senlin. Experimental study on performance of economized vapor injection heat pump system using refrigerant R32[J]. Fluid Machinery, 2015, 43(5): 61-64.)
- [8] 许树学, 马国远. 两次中间补气涡旋压缩机的工作特性[J]. 制冷学报, 2015, 36(1): 40-44. (XU Shuxue, MA Guoyuan. Characteristic of scroll compressor refrigeration system with twice-vapor injection[J]. Journal of Refrigeration, 2015, 36(1): 40-44.)
- [9] 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): 22-26.)
- [10] 孟登居, 黄虎, 陆春林, 等. 提高空气源热泵热水器低温环境性能理论分析[J]. 中国建设信息供热制冷, 2007(8): 26-29. (MENG Dengju, HUANG Hu, LU Chunlin, et al. Theory analysis on improving performance of air source heat pump water heater at low temperature[J]. China Construction Heating & Refrigeration, 2007(8): 26-29.)
- [11] 许树学, 马国远, 赵博, 等. 以 R32 为工质的准二级压缩热泵系统实验研究[J]. 制冷学报, 2011, 32(5): 12-14. (XU Shuxue, MA Guoyuan, ZHAO Bo, et al. Experimental research on quasi two-stage compression heat pump using R32[J]. Journal of Refrigeration, 2011, 32(5): 12-14.)
- [12] 王文毅, 毛晓倩, 胡斌, 等. 中间补气量对经济器热泵系统性能的影响[J]. 制冷学报, 2013, 34(4): 40-46. (WANG Wenyi, MAO Xiaoqian, HU Bin, et al. Effects of the intermediate gas injection on the performance of heat pump with an economizer [J]. Journal of Refrigeration, 2013, 34(4): 40-46.)
- [13] 全国冷冻空调设备标准化技术委员会. GB/T17758—2010 单元式空气调节机[S]. 北京: 中国标准出版社, 2010.
- [14] 中国国家标准化管理委员会. GB/T18430.1—2007 蒸汽压缩循环冷水(热泵)机组[S]. 北京: 中国标准出版社, 2007.
- [15] 艾淞卉, 吴成斌, 石文星, 等. 低环境温度空气源热泵机组在北京冬季运行的性能[J]. 暖通空调, 2015, 45(3): 52-58. (AI Songhui, WU Chengbin, SHI Wenxing, et al. Running performance of low-temperature air-source heat pump applied in winter of Beijing [J]. Journal of HV&AC, 2015, 45(3): 52-58.)
- [16] 中国国家标准化管理委员会. GB19576—2004 单元式空气调节机能效限定值及能源效率等级[S]. 北京: 中国标准出版社, 2004.
- [17] 中国国家标准化管理委员会. GB12021.3—2010 房间空气调节器能效限定值及能源效率等级[S]. 北京: 中国标准出版社, 2010.

通信作者简介

李花, 女, 副教授, 大连交通大学机械工程学院, (0411) 84106776, E-mail: Cathyleecn@163.com。研究方向: 热泵循环, 空调组控制与故障, 动车组检测技术。

About the corresponding author

Li Hua, female, associate professor, School of Mechanical Engineering, Dalian Jiaotong University, +86 411-84106776, E-mail: Cathyleecn@163.com. Research fields: heat pump cycle, the control and fault of air-conditioning unit, multiple unit detection technology.