

两级加热热泵系统工作特性研究

刘 雄, 郭 旗, 陈建娟, 刘 洋

(西安建筑科技大学环境与市政工程学院, 陕西 西安 710055)

摘要: 提出了一种两级加热热泵系统, 并详细叙述了其工作原理; 该热泵系统在夏季工况下工作时, 能够同时生产空调冷冻水, 而在冬季工况下工作时, 采用两级加热的方式生产空调热水; 通过建立实验台, 进一步研究了冬季工况下热源换热器进出口水温对热泵系统性能的影响, 结果发现: 当热源换热器进出口水温分别为10/5 °C、12/7 °C、14/9 °C, 且热水出口水温在40~55 °C之间时, 在相同的热源换热器进出口水温和热水出口温度下, 当热水进出口温差为10 °C时, 系统的排气温度、排气压力、压缩机功率都要比5 °C温差时的更低, 减小的幅度分别为2.01~8.32 °C、0.078 1~0.168 7 MPa、3.0%~10.48%; 而系统的总制热量、制热COP都要比5 °C温差时的更高, 增加的幅度分别为0.69%~12.14%、4.66%~18.45%; 说明所研究的两级加热热泵系统在大的热水进出口温差下工作时, 不仅性能更好, 而且也更稳定。

关键词: 两级加热; 热泵; 实验; 性能

中图分类号: TU831.6

文献标识码: A

文章编号: 1006-7930(2015)05-0717-06

Study on the working features of a two-stage heating heat pump system

LIU Xiong, GUO Qi, CHEN Jianjuan, LIU Yang

(School of Environmental and Municipal Engineering, Xi'an Univ. of Arch. & Tech., Xi'an 710055, China)

Abstract: This paper put forward a two-stage heating heat pump system and described its working principle in detail. In the summer, the system can produce hot and cold water for heating and cooling simultaneously. The system can also produce hot water for heating in winter. An experiment station was established for further studying the effects of the inlet and outlet water of the heat exchanger in heat source side on the performance of the heat pump system in winter. The results indicated that: when the temperature of the inlet and outlet water of the heat exchanger in heat source side are respectively 10/5 °C, 12/7 °C and 14/9 °C, and the temperature of the outlet hot water of the hot heater is between 40 °C to 55 °C, under the conditions of the same temperature of the inlet and outlet water of the heat exchanger and the same temperature of the outlet hot water of the hot heater, the exhaust temperature and pressure of the system and the compressor power with the temperature difference of hot water 10 °C are lower than these with the temperature difference of hot water 5 °C. And the rates decrease respectively 2.01~8.32 °C, 0.078 1~0.168 7 MPa and 3.0%~10.48%. At the same time, the total heating capacity and heating COP of the system with the temperature difference of hot water 10 °C are higher than those with the temperature difference of hot water 5 °C. And the rates increase respectively 0.69%~12.14% and 4.66%~18.45%. These results showed that the two-stage heating heat pump system working in the condition of big temperature difference of hot water has better and steadier performance.

Key word: two-stage heating; heat pump; experiment; performance

随着经济的发展和人们生活水平的提高, 全空气空调系统在有温度和湿度要求的建筑中, 获得了广泛使用。众所周知, 目前, 绝大多数的全空气空调系统一般都是采用一次回风加再热的空气处理方案。根据研究, 这种空气处理方案的空气再热量非常大, 即使在夏季最热月, 其再热耗热量也超过冬季最冷月耗热量的30%以上, 甚至高达60%^[1], 因此, 在这种全空气空调系统中, 空气再热热量的获取方式在很大程度上决定了这种空调系统的初投资和运行费用。目前, 在上述的全空气空调系统中, 最传统的冷热量获取方式是: 利用制冷机生产冷冻水, 以满足空气处理的冷却或除湿需求, 利用专门设置的空调热源(例如: 燃油燃气锅炉等)生产热

水或蒸汽, 以满足空气处理的再热和冬季加热需求; 但这一方案的缺陷是显而易见的, 除了机房占地面积大, 初投资高以外; 运行也非常不节能, 一方面大量的冷凝热被直接排入周围环境, 没有得到有效的利用, 另一方面又利用油或天然气直接生产低温热水, 能源使用方式不合理, 效率低。

当前, 较为合理和节能的方式是: 夏季利用具有制冷兼热回收功能的热泵同时生产空调冷冻水和热水, 冷冻水用于满足空气处理的冷却和除湿需求, 热水用于满足空气再热的需求; 冬季利用热泵生产热水, 以满足空气处理的加热需求。这一方案由于在夏季回收利用了冷凝热, 因此运行时更节能, 另外由于仅利用一台热泵就可以满足空气处理机组全

收稿日期: 2014-11-21

修改稿日期: 2015-10-07

基金项目: 国家自然科学基金项目(51408457)

作者简介: 刘雄(1963-), 男, 工学硕士, 副教授, 主要从事制冷与热泵系统研究。E-mail: liuxiong630910@163.com

年的冷热量需求,故设备易于小型化,可以降低初投资,也可以减少机房占地面积,因此,一直以来这种可以全年运行,且具有制冷兼热回收功能的热泵都是暖通空调设备研发中的热点^[2-18],但遗憾的是目前所开发出的方案还没有一个方案赢得了暖通行业内的共同认可,获得大规模的推广应用。

本文提出了一种新的、夏季具有制冷兼热回收功能的两级加热热泵系统^[19-21]。该热泵系统在全年运行过程中,可用于驱动空气处理机组;在夏季工况下它能够通过制冷兼热回收功能同时为空气处理机组生产空调冷、热水,在冬季工况下它能够通过两级加热方式为空气处理机组生产空调热水。本文详细介绍了这种热泵系统在冬、夏季工况下的工作流程,并通过建立实验台对该种热泵系统进行了实验研究。

1 系统工作原理

本文所研究的两级加热热泵系统的夏季和冬季工况的工作原理分别如图1、图2所示。从图中可以看出:本文所研究的两级加热热泵系统由制冷剂系统和水系统两部分组成。在夏季和冬季工况下工作时,制冷剂和水的 workflows 分别如图1、图2中箭头所示。

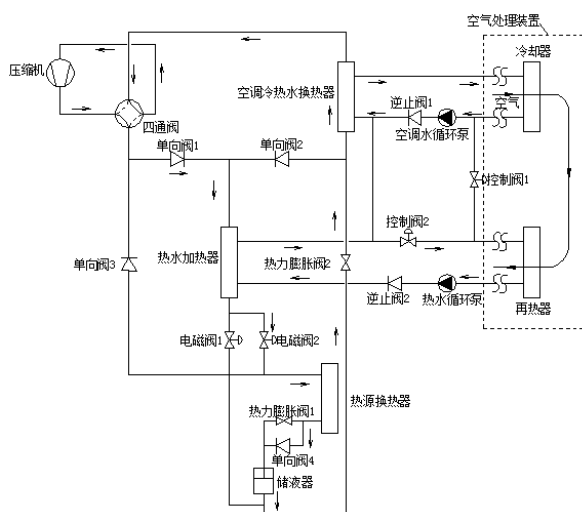


图1 夏季工况下热泵系统工作原理图

Fig.1 Schematic diagram of the heat pump system in summer

在夏季工况下工作时,如图1所示,空调冷热水换热器用于生产冷冻水;热水加热器通过热回收的方式,回收利用一部份制冷所产生的冷凝热生产热水;剩下的另一部份冷凝热通过热源换热器排入环境。在空气处理装置中,冷却器首先利用空调冷热水换热器所生产的冷冻水,将被处理空气冷却除湿至其空气露点;然后,再热器再利用热水加热器所生产的热水对被处理空气进行再热。工作过程中,电磁阀1关闭,电磁阀2打开;控制阀1关闭,

控制阀2打开;热力膨胀阀1不工作,热力膨胀阀2、空调水循环泵和热水循环泵都正常工作。

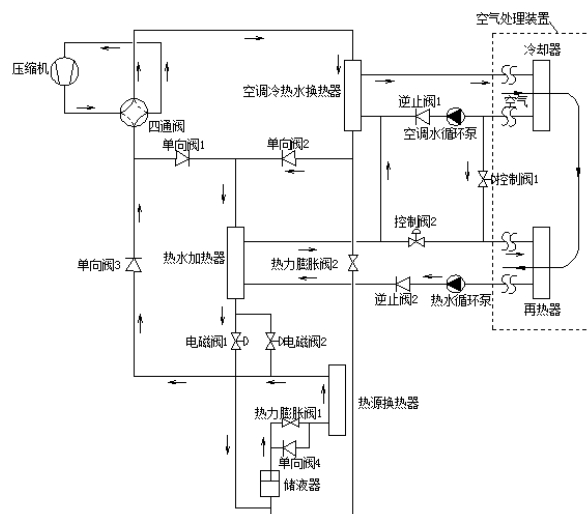


图2 冬季工况下热泵系统工作原理图

Fig.2 Schematic diagram of the heat pump system in winter

在冬季工况下工作时,如图2所示,空调冷热水换热器用于第二级加热空调热水;热水加热器用于第一级加热空调热水;热源换热器用于从环境中吸取热量。在空气处理装置中,经热水加热器、空调冷热水换热器二级加热后的空调热水依次经过冷却器、再热器对被处理空气进行加热。工作时,电磁阀1打开,电磁阀2关闭;控制阀1打开,控制阀2关闭;热力膨胀阀1正常工作,热力膨胀阀2关闭;空调水循环泵不工作,热水循环泵正常工作。

从以上分析可以看出:图1所示系统夏季工况的工作流程与常规具有热回收功能的制冷机的工作流程基本相同,而关于这种制冷机的工作性能已经有许多研究人员进行过研究^[22-23],因此本文不再进行讨论;本文的研究目标是冬季工况,因为在图2所示的热泵系统冬季工况中,空调热水是经过二级加热的,在现有的热泵系统中目前还尚未发现有类似的系统。

2 试验装置及测点布置

依据图2所示的冬季工况原理图,本文作者设计并搭建了一个水源热泵实验台,如图3~4所示。图3是热泵实验台的制冷剂系统及其测点布置图;图4为冬季工况下热泵实验台的水系统,用于热量的测量以及换热器进出口水温的调控。由于以前的实验对本地自来水水温作过长期监测,发现自来水水温在一天之中非常稳定,因此,图4所示实验台的设计原则是:利用自来水通过混水的方式对换热器的入口水温进行调控,再通过调节循环水流

量的方法对换热器的出口水温进行调控,具体的调控方法如下所述。

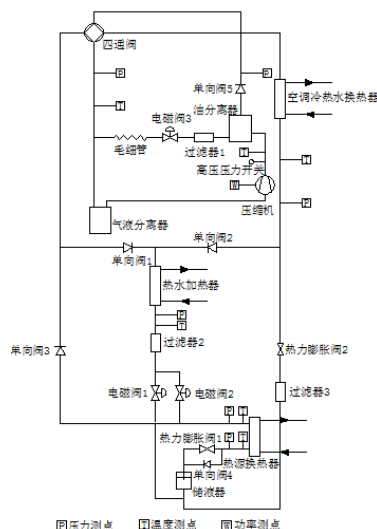


图3 热泵试验台制冷剂系统及其测点布置图

Fig.3 The refrigerant system of the heat pump experimental setup and its arrangement of measuring points

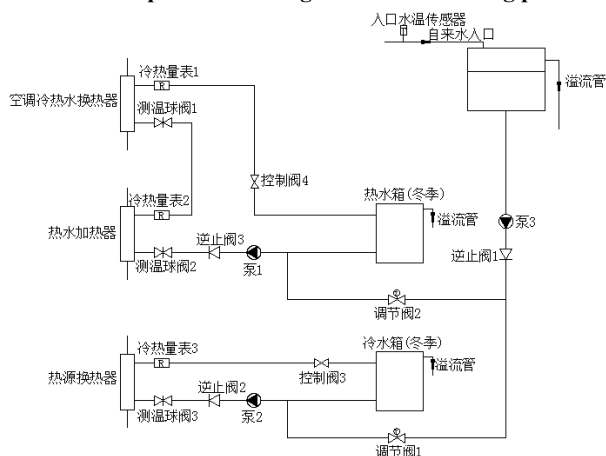


图4 热泵试验台冬季工况水系统图

Fig.4 The water system of the heat pump experimental setup

工作时,空调热水在上述循环过程中,通过调节阀2调节补水量,对热水加热器的入口热水温度进行调控,如图4所示,这些补水来自水泵3提供的一部份自来水.随着补水的加入,上述工作流程中多余的水从热水箱的溢流管排出.控制阀4则通过调节依次通过热水加热器和空调冷热水换热器的热水流量,对空调冷热水换热器的出口热水温度进行控制。

低温水在上述循环过程中,通过调节阀1调节补水量,对热源换热器的入口低温水温度进行调控,如图4所示,这些补水也来自水泵3提供的一部份自来水.随着补水的加入,上述工作流程中多余的水从冷水箱的溢流管排出.控制阀3则通过调节通过热源换热器的低温水流量,对热源换热器的出口低温水温度进行控制。

实验时,三个换热器的进出口水温利用三台超

声波冷热表配套的六个Pt500水温传感器进行测量;换热器进口水温传感器分别安装在测温球阀1~3内,换热器出口水温传感器内置在超声波冷热量表的壳体中,所采用超声波冷热表的计量等级为2级。

制冷剂温度采用SIEMENS Pt100铂电阻温度传感器进行测量,在安装前,都用刻度分格为0.1℃的标准温度计进行过校验;压力传感器为此次实验向厂家定制,安装时,未再做校验,精度为0.5级.数据采集仪为KEITHLEY-7708,数字式功率表为日本共立S6300。

所搭建的实验台采用涡旋式压缩机和钎焊板式换热器,制冷剂为R410A;热力膨胀阀的最高工作压力为4.5 MPa,蒸发温度范围:10℃~-40℃。

3 试验结果分析

本文在3种不同低温水进出口水温(即:热源换热器进出口水温)下,对图3、图4所示热泵系统的冬季工况进行了实验研究。

实验时,3种不同热源换热器进出口水温分别是:10/5、12/7和14/9℃;而空调冷热水换热器热水出口温度与热水加热器热水进口温度之间的温差 Δt_{hw} (本文简称为热水进出口温差)则分别维持为5℃、10℃;空调冷热水换热器热水出口温度 $t_{hw,o}$ (简称为热水出口温度)分别维持为40、45、50、55℃;即:实验时的热水进出口温度 $t_{hw,in}/t_{hw,o}$ 分别为35/40、40/45、45/50、50/55、30/40、35/45、40/50、45/55℃八种工作情况。

实验过程中,图3所示制冷剂系统的温度、压力、压缩机功率、电流数据由数据记录仪每10 s扫描记录一次,图4所示水系统的逐时水温、逐时水流量、逐时冷热量数据则通过超声波冷热量表的触摸屏进行观测和记录,每一实验工况待系统处于稳定运行状态之后,以10 min作为一个测量周期,记录4组数据,利用获取数据的平均值对系统的性能进行分析。

3.1 热源换热器进出口水温对压缩机排气温度的影响

热源换热器进出口水温对压缩机排气温度的影响如图5所示.从图5中可以看出:除了热水进出口温度 $t_{hw,in}/t_{hw,o}$ 为50/55℃这一种工作情况以外,在其它的七种热水进出口温度 $t_{hw,in}/t_{hw,o}$ 下,随着热源换热器进出口水温的升高,压缩机排气温度虽然有所降低,但降低幅度很小;当热水进出口温差为10℃时,排气温度降低幅度为0.59~1.58℃;当热水进出口温

差为5℃,且热水出口温度不超过50℃时,排气温度的降低幅度为1.98~2.71℃,而当热水出口温度为55℃时,排气温度的降低幅度为5.92℃。

另外,在相同的热源换热器进出口水温 and 热水出口温度下,热水进出口温差为10℃时的压缩机排气温度都要低于温差为5℃时的压缩机排气温度,降低幅度为2.01~8.32℃,且热源换热器进出口水温越低、热水出口温度越高,降幅越大。

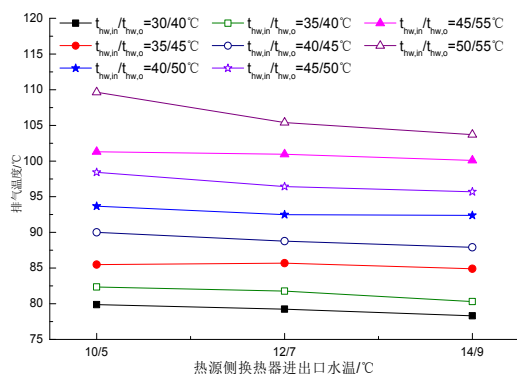


图5 热源侧换热器进出口水温对压缩机排气温度的影响
Fig.5 The effects inlet and outlet water temperature of heat source heat exchanger has on the discharge temperature of compressor

总体而言,热源换热器进出口水温对压缩机排气温度的影响较小,影响压缩机排气温度的主要因素是热水进出口温差以及热水的出口温度;热水进出口温差越大,热水出口温度越低,压缩机排气温度越低,系统工作更加稳定。当热源换热器进出口水温为14/9℃, $t_{hw,in}/t_{hw,o}$ = 30/40℃时,压缩机排气温度最低,为78.3℃;当热源换热器进出口水温为10/5℃, $t_{hw,in}/t_{hw,o}$ = 50/55℃时,压缩机排气温度最高,为109.63℃。

3.2 热源换热器进出口水温对压缩机排气压力的影响

热源换热器进出口水温对压缩机排气压力的影响如图6所示。

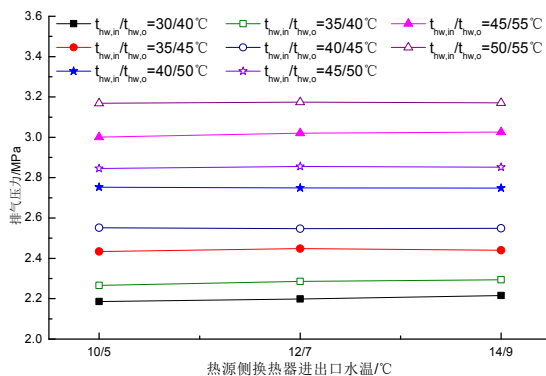


图6 热源侧换热器进出口水温对压缩机排气压力的影响
Fig.6 The effects the inlet and outlet water temperature of heat source heat exchanger has on discharge pressure of compressor

从图6中可以看出:在相同的热水进出口温度 $t_{hw,in}/t_{hw,o}$ 下,随着热源换热器进出口水温的升高,压缩机排气压力的最大偏差不得超过0.03 MPa,几乎不变,因此基本为一条直线。另外,在相同的热源换热器进出口水温 and 热水出口温度下,热水进出口温差为10℃时的压缩机排气压力都要低于温差为5℃时的压缩机排气压力,降低的幅度为0.0781~0.1687 MPa,热水出口温度为55℃时,降幅最大,介于0.1445~0.1687 MPa之间。

影响压缩机排气压力的主要因素是热水进出口温差以及热水出口温度,热水进出口温差越大,热水出口温度越低,压缩机排气压力越低;热源换热器进出口水温对压缩机排气压力几乎没有影响;当热水进出口温度 $t_{hw,in}/t_{hw,o}$ 为30/40℃时,压缩机的排气压力最小,平均为2.2002 MPa;当热水进出口温度 $t_{hw,in}/t_{hw,o}$ 为50/55℃时,压缩机的排气压力最大,平均为3.1713 MPa。

3.3 热源换热器进出口水温对热力膨胀阀1出口制冷剂温度的影响

热源换热器进出口水温对热力膨胀阀1出口制冷剂温度的影响如图7所示。

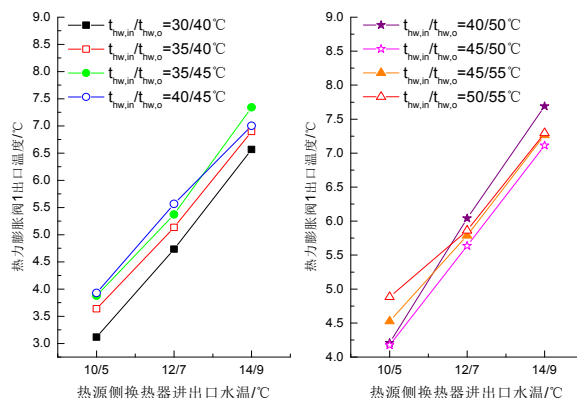


图7 热源侧换热器进出口水温对热力膨胀阀1出口制冷剂温度的影响

Fig. 7 The effects the inlet and outlet water temperature of heat source heat exchanger has on thermal expansion valve1 outlet refrigerant temperature

从图7中可以看出:在相同的热水进出口温度 $t_{hw,in}/t_{hw,o}$ 下,随着热源换热器进出口水温的升高,热力膨胀阀1出口制冷剂温度也上升;而且在相同的热源换热器进出口水温下,当热水进出口温差为5℃时,热水出口温度越高,热力膨胀阀1出口制冷剂温度也越高,但热水进出口温差为10℃时,不存在上述规律。另外,在相同的热源换热器进出口水温 and 热水出口温度下工作时,一部份工作情况下,热水进出口温差为10℃时的热力膨胀阀1出口制冷剂温度大于温差为5℃时的热力膨胀阀1出口制冷剂温度。

剂温度,而在另一部份工作情况下,热水进出口温差为 10°C 时的热力膨胀阀1出口制冷剂温度又小于温差为 5°C 时的热力膨胀阀1出口制冷剂温度,但两者之间的偏差都不超过 0.6°C 。

3.4 热源换热器进出口水温对系统总制热量的影响

热源换热器进出口水温对系统总制热量的影响如图8所示。从图8中可以看出:在相同的热水出口温度下,随着热源进出口水温的升高,系统的总制热量增大;当热水进出口温差为 5°C 时,增幅界于 $6.43\%\sim 12.81\%$ 之间;当热水进出口温差为 10°C 时,增幅界于 $6.50\%\sim 11.57\%$ 之间;而且在上述两种热水进出口温差下,当热水出口温度为 40°C 时,其增幅都是最大,当热水出口温度为 50°C 时,其增幅都为最小,因此,从另一方面也说明当热水出口温度为 50°C 时,热源换热器进出口水温变化对系统总制热量的影响相对较小。

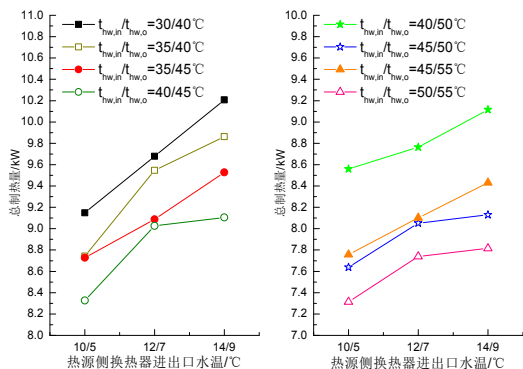


图8 热源侧换热器进出口水温对系统总制热量的影响

Fig.8 The Effects the inlet and outlet water temperature of heat source heat exchanger has on total heating quantity

另外,在相同的热源换热器进出口水温 and 热水出口温度下,热水进出口温差为 10°C 时的系统总制热量都大于温差为 5°C 时的系统总制热量,当热水出口温度处于 $40\sim 55^{\circ}\text{C}$ 之间时,超过的幅度界于 $0.69\%\sim 12.14\%$ 之间;并且当热源换热器进出口水温为 $12/7^{\circ}\text{C}$ 、热水出口温度为 45°C 时,增加的幅度最小;当热源换热器进出口水温为 $14/9^{\circ}\text{C}$ 、热水出口温度为 50°C 时,增加的幅度最大。在本次实验中,当热源换热器进出口水温为 $14/9^{\circ}\text{C}$ 、热水进出口温度 $t_{\text{hw},\text{in}}/t_{\text{hw},\text{o}}$ 为 $30/40^{\circ}\text{C}$ 时,系统的总制热量最大,为 10.208 kW ;当热源换热器进出口水温为 $10/5^{\circ}\text{C}$ 、热水进出口温度 $t_{\text{hw},\text{in}}/t_{\text{hw},\text{o}}$ 为 $50/55^{\circ}\text{C}$ 时,系统的总制热量最小,为 7.314 kW 。

3.5 热源换热器进出口水温对压缩机功率的影响

热源换热器进出口水温对压缩机功率的影响如图9所示。从图9中可以看出:当热水进出口温度为 $50/55^{\circ}\text{C}$ 时,随着热源换热器进出口水温的增加,

压缩机功率的变化幅度最大,为 5.58% ,而且在上述的热水进出口温度下,当热源换热器进出口水温为 $10/5^{\circ}\text{C}$ 时,在本次实验中,其压缩机功率最大,为 3.33 kW 。

当热水进出口温度为 $35/45^{\circ}\text{C}$ 时,随着热源换热器进出口水温的增加,其压缩机功率的变化幅度排在第二位,为 1.46% 。而在其它热水进出口温度下,随着热源换热器进出口水温的增加,压缩机功率的变化幅度界于 $0.339\%\sim 0.988\%$ 之间,基本不变。

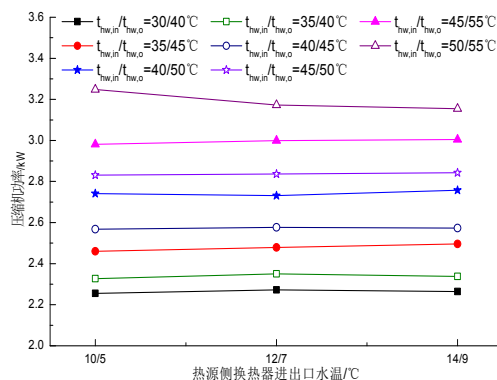


图9 热源侧换热器进出口水温对压缩机功率的影响

Fig.9 The Effects the inlet and outlet water temperature of heat source heat exchanger has on power of compressor

另外,在相同的热源侧换热器进出口水温 and 热水出口温度下,热水进出口温差为 10°C 时的压缩机功率都要小于温差为 5°C 时的压缩机功率,当热水出口温度处于 $40\sim 55^{\circ}\text{C}$ 之间时,降低的幅度界于 $3.0\%\sim 10.48\%$ 之间;并且当热源侧换热器进出口水温为 $14/9^{\circ}\text{C}$ 、热水出口温度为 45°C 时,降低的幅度最小;当热源侧换热器进出口水温为 $10/5^{\circ}\text{C}$ 、热水出口温度为 55°C 时,降低的幅度最大。

3.6 热源换热器进出口水温对系统制热 COP 的影响

热源换热器进出口水温对系统制热 COP 的影响如图10所示。

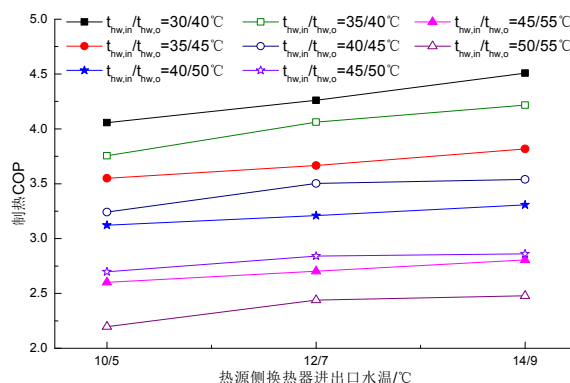


图10 系统制热 COP 随热源侧换热器进出口水温的变化

Fig.10 The effects the inlet and outlet water temperature of heat source heat exchanger has on heating coefficient of performance (COP)

从图10中可以看出:在相同热水出口温度

下,随着热源换热器进出口水温的升高,系统的制热COP增大;当热水进出口温差为5℃时,增幅介于5.99%~12.81%之间,且热水出口温度为55℃时,增幅最大,热水出口温度为50℃时,增幅最小;当热水进出口温差为10℃时,增幅介于5.92%~11.13%之间,且热水出口温度为40℃时,增幅最大,热水出口温度为50℃时,增幅最小。

另外,在相同的热源换热器进出口水温和热水出口温度下,热水进出口温差为10℃时的系统制热COP都要大于温差为5℃时的系统制热COP,当热水出口温度处于40~55℃之间时,增加的幅度介于4.66%~18.45%之间;而且当热源换热器进出口水温为10/5℃、热水出口温度为55℃时,增加的幅度最大;当热源换热器进出口水温为12/7℃、热水出口温度为45℃时,增加的幅度最小;总体而言,当热水出口温度超过50℃后,增加的幅度都超过10%。

4 结论

本文所提出的两级加热热泵系统在冬季工况下工作时,采用两级加热的方式生产热水,通过实验发现:

(1) 当热源换热器进出口水温分别为10/5、12/7、14/9℃,且热水出口水温在40~55℃之间时,在相同的热源换热器进出口水温和热水出口温度下,当热水进出口温差为10℃时,系统的排气温度、排气压力、压缩机功率都要比5℃温差时的更低,减小的幅度分别为2.01~8.32℃、0.078 1~0.168 7 MPa、3.0%~10.48%;

(2) 系统的总制热量、制热COP都要比5℃温差时的更高,增加的幅度分别为0.69%~12.14%、4.66%~18.45%;

(3) 实验和分析结果表明:本文所研究的两级加热热泵系统在大的热水进出口温差下工作时,不仅性能更好,而且也更稳定。

参考文献 References

- [1] 张永宁. 基于案例的美国公共建筑能耗调查分析与用能问题研究[D]. 北京: 清华大学, 2008.
ZHANG Yongning. The research and analysis of energy consumption based on cases of public buildings in America[D]. Beijing: Tsinghua University, 2008.
- [2] 王伟, 马最良. 空调冷凝热回收热水供应系统方案研究[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2004, 36(11): 1531-1533.
WANG Wei, MA Zuiliang. The study of air-conditioning heat recovery hot water supply system[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2004, 36(11): 1531-1533.
- [3] 江辉民, 王洋, 马最良, 姚杨. 家用空调冷凝热回收热

- 水供应系统的实验分析[J]. 流体机械, 2006, 34(2): 64-67.
JIANG Huimin, WANG Yang, MA Zuiliang, YAO Yang. Experimental analysis on domestic air-conditioning condense heat recovery hot water supply system[J]. Fluid Machinery, 2006, 34(2): 64-67.
- [4] JIANG Huimin, JIANG Yiqiang, WANG Yang, et al. An experimental study on a modified air conditioner with a domestic hot water supply(ACDHS)[J]. Energy, 2006(31): 1789-1803.
- [5] 李舒宏, 武文斌, 张小松. 多功能热泵空调热水器的实验研究[J]. 流体机械, 2005, 33(9): 48-50.
LI Suhong, WU Wenbin, ZHANG Xiaosong. Experimental investigation on the multi-functional heat pump Air conditioner water heater[J]. Fluid Machinery, 2005, 33(9): 48-50.
- [6] JI Jie. Performance of multi-functional domestic heat-pump system[J]. Applied Energy, 2005, 80: 307-326.
- [7] 陈则韶. 冷暖空调热水三用机的功能控制[J]. 流体机械, 2009, 37(3): 69-72.
CHEN Zeshao. Control technology of heat pump with three functions[J]. Fluid Machinery, 2009, 37(3): 69-72.
- [8] 江辉民. 带热水供应的热泵空调器的运行特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2006.
JIANG Huimin. Experimental research on the operational characteristics of saving-energy air-conditioner with domestic hot water supply[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2006.
- [9] GONG Guangcai. A new heat recovery technique for air-conditioning/heat-pump system[J]. Applied Thermal Engineering, 2008(28): 2360-2370.
- [10] 樊高定, 江斌, 陈则韶, 等. 一种直热式冷暖空调热水三用机的研究[J]. 流体机械, 2007, 35(7): 47-51.
FAN Gaoding, JIANG Bin, CHEN Zeshao. Research on instantaneous cooling-heating-hot water multi-purpose equipment[J]. Fluid Machinery, 2007, 35(7): 47-51.
- [11] MAZZEI P, MINICHIELLO F, PALMA D. Desiccant HVAC systems for commercial buildings[J]. Applied Thermal Engineering, 2002, 22(5): 545-560.
- [12] 白雪莲, 吴静怡, 王如竹. 基于热回收的游泳池热泵除湿供暖系统[J]. 太阳能学报, 2004, 24(6): 838-844.
BAI Xuelian, WU Jingyi, WANG Ruzhu. Heating system of swimming pool heat pump based on heat recovery[J]. Journal of solar energy, 2004, 24(6): 838-844.
- [13] 梁才航. 热泵除湿系统的数值模拟及实验研究[J]. 工程热物理学报, 2010, 31(11): 1813-1816.
LIANG Caihang. Numerical and experimental investigation on heat pump dehumidification system[J]. Journal of engineering thermophysics, 2010, 31(11): 1813-1816.
- [14] 苏宇贵. 调温除湿型水环热泵机组: 中国, 200910040969.0[P]. 2009-12-16.
SU Yugui. Thermostat Dehumidifier type water loop heat pump unit: China, 200910040969.0[P]. 2009-12-16.
- [15] 余延顺, 钱普华, 张少凡. 一种双蒸发器调温除湿空调机组: 中国, 200910183355. 8[P]. 2010-03-10.
YU Yanshun, QIAN Puhua, ZHANG Shaofan. A double evaporator thermostat dehumidifier air conditioning unit: China, 200910183355. 8[P]. 2010-03-10.

(下转第733页)

(上接第722页)

- [16] LIU Xiaoyu, LAU Siu-Kit, LI Haorong. Optimization and analysis of a multi-functional heat pump system with air source and gray water source in heating mode[J]. Energy and Building, 2014, 69: 1-13.
- [17] BYRNE P, MIRIEL J, LENAT Y. Experimental study of an air-source heat pump for simultaneous heating and cooling—Part1: Basic concepts and performance verification[J]. Applied Energy, 2011, 88: 1841-1847.
- [18] JIANG M L, WU J Y, WANG R Z. Research on refrigerant flow characteristics and performance of a multi-functional heat pump system[J]. Energy Conversion and Management, 2011, 52: 2323-2328.
- [19] BAXTER V D. Comparison of field performance of a high efficiency heat pump with and without a desuperheater water heater[C]. ASHRAE Trans, 1983, 89(2): 180-189.
- [20] 刘雄. 空调制冷设备: 中国, 201410414401.1[P]. 2014-08-16.
LIU Xiong. Air conditioning refrigeration equipment: China, 201410414401.1[P]. 2012-07-11.
- [21] 刘雄. 空气处理设备水系统: 中国, 201210362440.2[P]. 2012-09-17.
LIU Xiong. Water system of air handling equipment: China, 201210362440.2[P]. 2012-09-17.
- [22] STUIJ B. Waste heat recovery heat pumps for buildings: an international overview[J]. IEA Heat Pump Central Newsletter, 1994, 12(9): 12-19.
- [23] CANE R L D, CLEMES S B, FORGAS DA. Heat recovery heat pump operating experience[C]. ASHRAE Trans, 1994, 100(2): 165-172.

(编辑 桂智刚)