

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2017.03.004

基于力控的空气源热泵热水器系统非稳定性研究

袁朝阳, 陶乐仁, 虞中旻

(上海理工大学 能源与动力学院, 上海 200093)

摘要:针对空气源热泵热水器运行工况随着加热水温的变化而变化,系统稳定性较难确定,在整个运行过程中存在能效比 C_{COP} 变化区间较大的问题。采用力控组态软件为数据采集系统,设计并搭建了一套空气源热泵热水器试验台。通过研究系统在变工况下运行时各个参数的变化趋势,分析影响系统稳定性的因素以期改进优化。试验结果表明:在初始条件不变的情况下,随着加热水温的上升,系统的瞬时能效比 C_{COPins} 不断减小,在加热后期过热度接近 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时减小幅度加剧。整个运行过程过热度都在不断减小, $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时压缩机进入吸气带液状态,吸气带液一定程度上改善了压缩机的工作性能,但长时间的吸气带液使蒸发器侧换热一直不充分,反而使系统的运行性能进一步恶化。通过研究系统整个非稳定运行中的变化过程,表明过热度是影响系统效率的主要因素。

关键词:空气源热泵热水器;力控组态软件;能效比;瞬时能效比

中图分类号:TK124

文献标志码:A

文章编号:1005-2895(2017)03-0014-06

Unstability Study of Air Source Heat Pump Water Heater Based on Force Control

YUAN Zhaoyang, TAO Leren, YU Zhongyang

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: Aiming at operating condition of the air source heat pump water heater changing with the change of heating water temperature, poor system stability and the variation range of coefficient of performance too large during the operation. Adopted force control configuration software as the data acquisition system to design and build the air source heat pump water heater test rig. By studying the change trend of each parameter when the system was running under variable operating conditions, analyzed the influence factors of system stability to improve optimization of system performance. The test results show that, under the condition of the same initial condition, the instantaneous energy efficiency ratio of the system decreases with the increase of the circulating hot water temperature. The rate of decrease of instantaneous energy efficiency ratio increases when the degree of superheat is close to $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ in the latter stage of heating. The degree of superheat decreases during the operation. The compressor enters the gas-liquid two-phase region when the degree of superheat is $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. It can improve the working performance of the compressor in a certain extent, but heat transfer of the evaporator side is not inadequate when the gas-liquid two-phase area last for a long time. The running performance of the system is further deteriorated. Superheat is the main factor affecting the efficiency of system from the study of whole instability process.

Keywords: air source heat pump water heater; force control configuration software; COP (coefficient of performance); instantaneous energy efficiency ratio

近年来,由于我国大面积持续的“雾霾”问题的出现,传统的采暖方式受到了极大的考验,而空气源热泵产品由于具有节能环保、无燃烧过程和零排放的特点,

再次受到重视^[1-2]。不同于常规空调热泵,其工作要求将自来水加热到 $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上,制热过程工况变化范围大,系统的稳定性不易调节控制,对系统各部件的性能

收稿日期:2016-11-13;修回日期:2017-01-28

基金项目:上海动力工程多相流动与传热重点实验室项目(13DZ2260900)。

第一作者简介:袁朝阳(1992),男,河南信阳人,硕士,主要从事制冷循环系统优化的研究。E-mail:1257761950@qq.com

有较高的要求,因此必须合理地设计匹配各部件,来保证系统运行的稳定,并提高系统的能效比 C_{COP} 。同时,空气源热泵热水器在不同季节中还会出现热容量不合理的问题^[3]。夏季空气源热泵热水器工作环境温度高,热水所需热负荷小,系统效率高,运行时间短且耗电量小;而冬季工作环境温度低,热水所需热负荷大,系统效率低,运行时间长且耗电量大,这也是影响空气源热泵热水器工作性能的重要因素。因此在设计空气源热泵热水器时必须要考虑夏季和冬季运行环境对其热容量的影响。本文以上海全年气温变化为参考,考虑冬夏季两种极端的工作环境,设计了空气源热泵热水器试验台,并对其运行特性和能效比的变化趋势进行分析。系统设置了循环水泵、辅助电加热和节流阀等多个可调装置,试验中根据情况设置不同的初始运行工况,可对相同环境温度下不同条件下的系统特性进行比较,分析其变化趋势并找到最佳的运行工况,为今后的试验研究提供参考。

1 试验系统的设计

1.1 试验装置及原理

空气源热泵热水器主要通过压缩机做功来获取空气中的低品位热能,达到制取热水的目的^[4]。目前市场上使用较多的空气源热泵热水器主要分为3类:一次加热式、循环加热式和静态加热式热泵热水器。以制热量低于10 kW的普通型空气源热泵热水器为例,国际标准中3者的能效比分别为4.5,4.6和4.2^[5-6]。从最佳能效比的角度考虑,试验台以循环加热式热泵热水器为设计与研究对象,对空气源热泵热水器的运行性能进行分析,其结构原理如图1所示。系统分为制冷剂循环和加热水循环。制冷剂循环由翅片蒸发器、滚动转子压缩机(自带气液分离器)、套管冷凝器、高压储液罐、电磁阀、视液镜和电子膨胀阀等部件组成;加热水循环由保温储水箱、电加热器、过滤器、循环水泵、浮子流量计和套管冷凝器等部件组成。制冷剂和水不断流过套管冷凝器,交换热量加热循环中的热水,直至水温达到55℃以上。试验中,制冷剂流量通过电子膨胀阀的开度控制,并由视液镜观察制冷剂在整个运行过程中的流态。水流量通过循环水泵的转速控制,也可用水泵与浮子流量计间的手动阀门进行调节。最后,试验前用温控器控制电加热的启停来改变循环水的初始水温。

1.2 试验系统的布置及选型

试验装置由45×45角钢焊接成1300 mm×800 mm×1250 mm(长×宽×高)框架搭载空气源热泵热

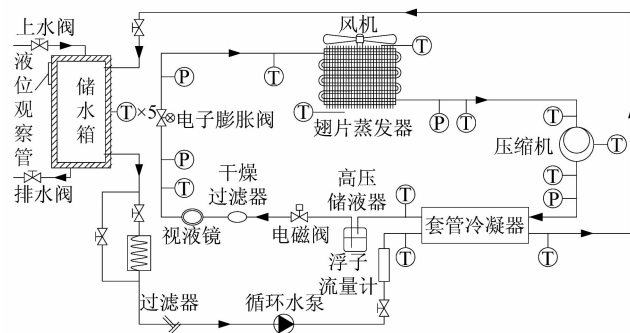


图1 试验装置原理图

Figure 1 Schematic diagram of test equipment

水器系统各设备,框架底部四角安装万向滚轮。框架侧面安装电控柜,外接三相四线(2.5 mm)380 VAC/50 Hz工业用电源,整体框架通过一根2.5 mm的导线接地。

制冷剂侧压缩机选用自带气液分离器的WHP02830-CA4T型R134A热泵热水器专用压缩机,可最大限度的发挥压缩机在热泵系统中的运行性能^[7],其理论排气量18.0 ml/rev,额定频率50 Hz,额定输出功率565 W。节流机构选用步进电机驱动直动式电子膨胀阀DPF1.6,由步进电机驱动器2BH02M16驱动,其开度通过步进电机定位控制器AKS-01Z手动设定。蒸发器按《家用和类似用途热泵热水器标准》规定额定工况,选定进风干球温度27.0℃,湿球温度19.5℃,以蒸发温度10.0℃,冷凝温度55.0℃进行设计计算,换热管选用直径为9.52 mm,壁厚为0.28 mm的紫铜管,正三角形排列,经计算确定蒸发器的结构参数为0.300 m×0.065 m×0.300 m(长×宽×高)。风机选用YWY型外转子轴流风机,额定电压220 V,输入功率40 W,额定风量530 m³/h。冷凝器选用TY1222型套管换热器,其换热面积为0.61 m²,原始铜管外径Φ16 mm,成型铜管长度1790 mm,进出水管外径Φ18 mm,通过橡胶软管与DN20的PPR水管连接,连接处用卡箍紧固。考虑到制冷剂R134A正常运行时要求其干燥程度高,因此干燥过滤器选用DML033S型R134A专用干燥过滤器。视液镜选用SGN10S型,干燥过滤器与视液镜两端通过铜焊连接系统管道。流量计采用自带RS485通信,输出信号为4~20 mA的涡轮流量计,测量范围0.2~1.2 L/h,测量精度±1%。为了避免系统漏热影响整个系统的性能,制冷剂循环管道均用隔热棉包裹保温。

水侧循环水泵采用RS-15/6型屏蔽泵,输入功率可调:可为93,67和46 W,方便调节水侧循环的水流

量。储水箱选用容量为 100 L 外壳喷涂保温承压水箱,内胆为 304 不锈钢,中间保温层采用环保型聚氨酯发泡剂。流量计采用 LZB-W(F) 型浮子流量计,测量范围 1.8 ~ 18.0 L/min,测量精度 $\pm 2.5\%$ 。

2 数据的采集与实时监控

试验过程中的温度和压力值分别通过布置在系统各个管路中的温度和压力测点来实时采集。整个系统共布置了 16 个温度测点和 4 个压力测点,各个测点的分布如图 1 所示。温度用三线制 PT100 铂电阻测量,为了保证测量的准确性,分别将铂电阻置于冰水混合物及沸水中 30 min,待读数稳定后进行标定。压力用 JYB-KH 绝对压力传感器测量,量程为 0 ~ 3 MPa,精度 $\pm 0.25\%$,介质温度 $-20 \sim 85\text{ }^{\circ}\text{C}$,压力过程管采用 3 ×

1 毛细管,通过单向阀门连接制冷剂管路,方便安装、拆卸。

试验数据由 PLC 采集,PLC 主机为 DVP10SX11R,配有 4 个 DVP04PT-S 铂电阻温度采集模块,配置电源模块为 DVPPS02,系统中水泵、压缩机、风机和电磁阀的启停均由电控柜中的继电器开关控制。测量信号均为 4 ~ 20 mA 电流,可全部传输到控制柜内的 PLC 中。PLC 中存储有在计算上编辑好后导入的运行程序,可将采集到的信号存储在相应的寄存器地址中,再由模数转换成数值后传输到计算机中的监控界面上,达到实时监控的目的。其中,监控画面由北京三维力控组态软件绘制而成,如图 2 所示^[8]。

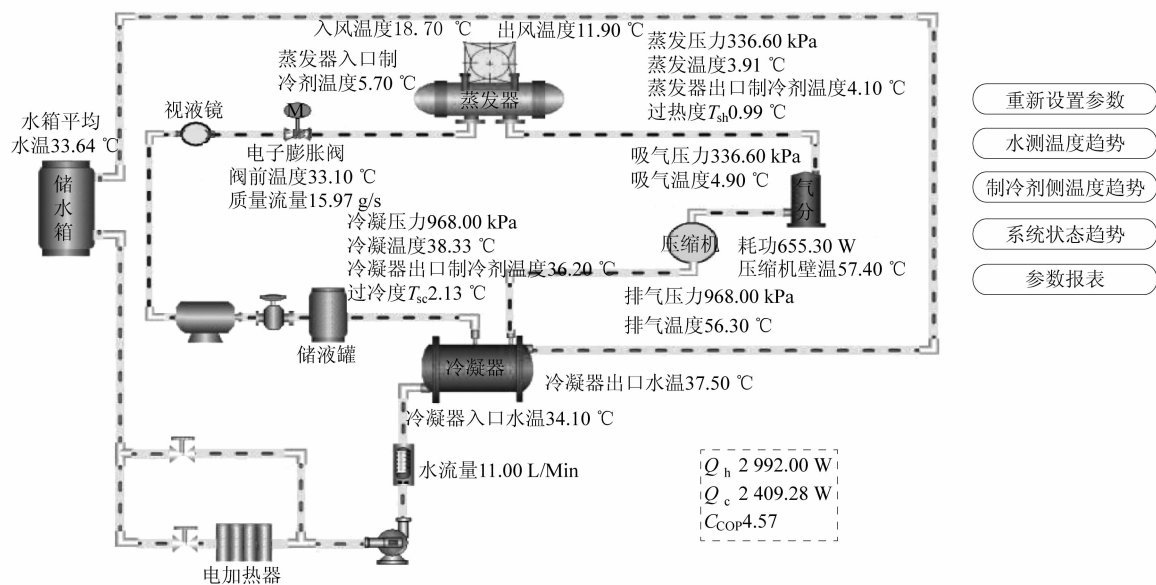


图 2 力控组态界面监控图

Figure 2 Force control configuration interface monitoring chart

系统将 PLC 与力控组态软件相结合,采集数据的同时对运行的设备进行监视。如图 3 所示,压力和温度都是电流信号,需先在 PLC 中 A/D 转换成数字信号后再由 RS485 传输到主机中,而单相功率表和涡轮流量计测得的数字信号则直接由 RS485 传输到主机中,最终所有的数字信号都传输到 PLC 主机 DVP10SX11R 中后由 RS232 数据线传输到计算机力控组态软件中。PLC 与计算机之间的通信遵循 Modbus 协议^[9]。

在力控组态软件的数据库组态界面中建立变量,每个变量对应一个 PLC 通道中的寄存器地址,变量、通道和寄存器地址的一一对应使监控画面中能实时显示各个变量的数值变化。力控组态软件中还可建立多

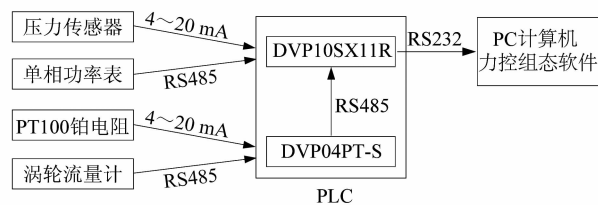


图 3 计算机数据采集原理图

Figure 3 Schematic diagram of computer data acquisition

个画面,根据自己的需求设计不同的界面。本试验台设计了水侧温度趋势、制冷剂侧温度趋势和系统状态趋势,试验中可实时切换画面观察系统运行的历史数据趋势如图 2 所示。试验结束后,在参数报表中可查

询一段历史时间内的数据并导出数据到 excel 表格中,方便试验数据的记录与分析。监控中的蒸发温度与冷凝温度是制冷剂对应压力下的饱和蒸发温度和饱和冷凝温度,力控组态软件将采集的蒸发压力与冷凝压力导入到 excel 表格中,excel 中的程序指令调用 refprop 物性软件得到相应的饱和温度,再传输到 excel 中由力控组态软件实时读取,节省了大量查询物性参数表的时间。系统过热度是压缩机吸气口铂电阻测量的吸气温度与蒸发压力下换算的饱和蒸发温度的差值,过热度的监控让试验人员能及时调整系统的运行状况,避免了过热度过高导致的蒸发器侧的换热面积不能充分利用造成的制冷供热性能系数 C_{COP} 降低,或过热度过低使压缩机进入湿压缩造成压缩机液击。

3 计算方法

在常规的空调与热泵系统中,普遍使用制冷/供热性能系数 C_{COP} 来评价整个系统的工作能力。在空调等常见的定工况下运行的制冷/供热模式的系统,一般 C_{COP} 都是其在运行工况稳定后所取的平均值。而与常规的系统不同,空气源热泵热水器在运行的过程中,工况是随着循环水温的升高而不断变化的,因此很难获得稳定工况下的能效比数据。虽然可以通过取平均值的方法来研究系统的平均能效比 C_{COPave} ,但该指标只能显示系统在某个时间段内的整体运行性能,却不能时刻关注比较系统在运行过程中的 C_{COP} 变化趋势。也就是说空气源热泵热水器的 C_{COP} 在运行过程中是个瞬态的概念,因此定义空气源热泵热水器的供热性能系数为瞬时能效比 C_{COPins} ,且有

$$C_{COPins} = \frac{c_w q_w (T_{w,out} - T_{w,in}) \times 1\,000/60}{W_{cmp}} = \frac{Q_h}{W_{cmp}} \quad (1)$$

式中: c_w 为循环水比热容, $J/(kg \cdot ^\circ C)$; q_w 为循环水流量, L/min ; $T_{w,out}$ 为循环水冷凝器出口水温, $^\circ C$; $T_{w,in}$ 为循环水冷凝器进口水温, $^\circ C$; W_{cmp} 为系统瞬时输入功率, W ; Q_h 为循环水瞬时得热量, W , 为循环水比热容、循环水流量和冷凝器进出水温差的乘积。

计算系统从初始加热到加热终了状态的平均能效比 C_{COPave} , 有

$$C_{COPave} = \frac{c_w M_w (T_{w,end} - T_{w,set})}{\int_0^\tau W(t) dt} \quad (2)$$

式中: M_w 为保温水箱的储水量, 为 $100\,L$; $T_{w,end}$ 为空气源热泵热水器停止加热后的水箱平均温度, 为 $55\,^\circ C$; $T_{w,set}$ 为水箱的初始平均温度; t 为加热时间; τ 为加热总耗时; $W(t)$ 为系统瞬时功率与加热时间的函

数关系式。

4 不确定度分析

不确定度的含义是指由于测量误差的存在, 对被测量值的不能肯定的程度; 反过来, 也表明该结果的可信赖程度。它是测量结果质量的指标, 不确定度愈小, 所述结果与被测量的真值愈接近, 质量和水平越高, 其使用价值越高; 不确定度越大, 测量结果的质量和水平越低, 其使用价值也越低^[10]。

为了确保试验数据的准确性, 试验台的搭建中使用了中间保温层为环保型聚氨酯发泡剂的保温水箱, 并在水侧和制冷剂侧都用了隔热棉包裹保温。但限于测量仪器因测量精度所造成的误差影响始终无法避免, 因此在试验前需要对系统进行误差分析, 确保计算系统能效比时各个测量数据的误差累计在一个可以接受的范围内。文中通过合成标准不确定度公式^[11] 分析误差, 其计算公式如下:

$$\frac{\Delta C}{C} = \sqrt{\left(\frac{\partial C}{\partial x_1}\right)^2 \left(\frac{\Delta x_1}{C}\right)^2 + \left(\frac{\partial C}{\partial x_2}\right)^2 \left(\frac{\Delta x_2}{C}\right)^2 + \left(\frac{\partial C}{\partial x_3}\right)^2 \left(\frac{\Delta x_3}{C}\right)^2 + \left(\frac{\partial C}{\partial x_4}\right)^2 \left(\frac{\Delta x_4}{C}\right)^2} \quad (3)$$

其中: C 为瞬时能效比 C_{COPins} ; x_1, x_2, x_3 和 x_4 分别为公式(1)中与瞬时能效比相关的 4 个被测物理量 $q_w, T_{w,out}, T_{w,in}$ 和 W_{cmp} ; ΔC 是瞬时能效比 C_{COPins} 的数值误差范围; $\Delta x_1, \Delta x_2, \Delta x_3$ 和 Δx_4 分别是 x_1, x_2, x_3 和 x_4 的数值误差范围。将公式(1)代入公式(3)整理可得:

$$\frac{\Delta C}{C} = \sqrt{\left(\frac{\Delta q_w}{q_w}\right)^2 + \left(\frac{\Delta T_{w,out}}{\Delta T}\right)^2 + \left(\frac{\Delta T_{w,in}}{\Delta T}\right)^2 + \left(\frac{\Delta W_{cmp}}{W_{cmp}}\right)^2} \quad (4)$$

式中: ΔT 为冷凝器进出水温差, 试验中 ΔT 在 $4 \sim 6\,^\circ C$ 之间。PT100 铂电阻的精度等级为 A 级精度, 误差 $\pm 0.2\,^\circ C$; 浮子流量计的测量精度等级为 2.5 级, 误差 $\pm 2.5\%$; 数显功率表的测量精度等级为 0.5 级, 误差 $\pm 0.5\%$ 。故瞬时能效比 C_{COPins} 的不确定度 $\frac{\Delta C}{C}$ 为:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\Delta C}{C}\right)_{\min} &= \sqrt{(0.025)^2 + \left(\frac{0.2}{6}\right)^2 + \left(\frac{0.2}{6}\right)^2 + (0.005)^2} = 5.3\%; \\ \left(\frac{\Delta C}{C}\right)_{\max} &= \sqrt{(0.025)^2 + \left(\frac{0.2}{4}\right)^2 + \left(\frac{0.2}{4}\right)^2 + (0.005)^2} = 7.5\%。 \end{aligned}$$

经计算得瞬时能效比的误差范围在 5.3% ~ 7.5% 之间,处于因仪器精度所造成的误差影响可接受范围之内,保证了试验数据的可靠性。

5 试验结果与分析

试验以 2016 年 10 月 10 日上海当天的环境温度作为条件进行测试。气温 17 ~ 22 °C,设置循环水流量 11 L/min,电子膨胀阀开度为 10%,循环水初始温度 24 °C 时开始采集数据。试验时间 11:24 - 13:01,用时 97 min,整个试验阶段环境温度保持在 21 °C 左右不变。

由图 4 可以看出,瞬时能效比随着水箱平均水温的升高在不断震荡减小,能效比的震荡范围在不确定度分析中所计算的误差范围内。

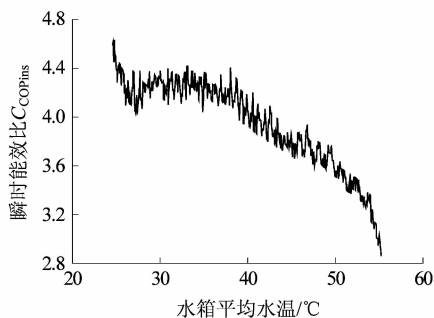


图 4 瞬时能效比 C_{COPins} 随水箱平均水温的变化趋势

Figure 4 Instantaneous COP changed with average water temperature

由图 5 可以看出,制冷剂过热度也随着水箱平均水温的升高而不断减小,过热度在水箱平均水温 47 °C 时减小速率突然增大,在水箱平均水温为 50 °C 附近时过热度在 0 ~ 1 °C 上下波动,此时压缩机进入了少量的吸气带液状态。而受过热度的影响,瞬时能效比 C_{COPins} 也在 50 °C 以后减小速度逐渐变大,从 3.51 减小到 2.86,降低了 18.5%,由此可见过热度的变化对系统运行性能的影响较大。

从图 6 中的变化趋势可以看出,冷凝器进水温度、压缩机排气温度、冷凝器出口制冷剂温度和冷凝温度均随着水箱平均水温的升高在不断增大,但压缩机排气温度增大的幅度是在逐渐变缓的,在 50 °C 以后甚至出现了下降的趋势。这是由于过热度的不断降低减缓了压缩机吸气温度的上升,进而影响了排气温度的升高,在水箱平均水温 50 °C 附近,由于少量吸气带液的影响使压缩机排气温度上升的速度更加缓慢,甚至成为主要影响因素而使排气温度出现了下降的现象。由

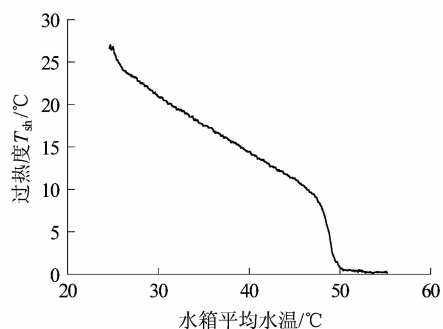


图 5 过热度随水箱平均水温的变化趋势

Figure 5 Superheat changed with average water temperature

此可见,少量的吸气带液有利于减缓压缩机排气温度的不断升高,同时压缩机自带的气液分离器也避免了其在少量的吸气带液下进入湿压缩影响工作性能。

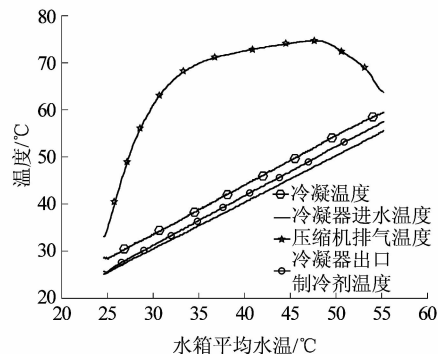


图 6 各温度随水箱平均水温的变化趋势

Figure 6 Temperature changed with average water temperature

将数据代入公式(2)计算得系统的平均能效比 C_{COPave} 为 3.95,低于国际能效比标准 4.60。这是由于系统在运行过程中随着循环水温的不断上升,冷凝温度也不断上升,进而影响蒸发温度不断上升,而环境温度不变将导致蒸发器侧换热温差减小,换热量降低,最终导致过热度一直减小,使系统运行到后期进入到吸气带液的状态。虽然少量的吸气带液降低了压缩机排气温度的上升,改善了压缩机的工作性能,但长时间的吸气带液使蒸发器内换热不断恶化,制冷剂蒸发不完全,换热面积不能得到充分利用,蒸发器的换热成为主要影响因素,导致系统性能进一步的恶化。进一步的研究可通过控制电子膨胀阀开度或调节水侧手动调节阀等方式,控制蒸发器出口制冷剂的过热度,研究最佳过热度 and 短时间的吸气带液对系统运行性能的优化。

6 结语

1) 以 3 类空气源热泵热水器国际标准能效比为

参考,设计并搭建了循环加热式热泵热水器试验台,整体布局在四角底部安装有万向滚轮的框架内,结构紧凑,可移动。同时建立了以温度压力测点、PLC 和力控组态软件 3 者为核心的数据采集传输模块,方便了数据的采集整理和系统运行状态的监控,极大提高了试验的效率。

2) 为了确保试验台数据的可靠性,对系统的不确定度进行分析。结果表明:系统中各个测量设备自身存在的精度误差,综合作用在瞬时能效比 C_{COPins} 上产生的影响在 5.3% ~ 7.5% 之间,属于试验可接受的范围。

3) 在环境温度为 21 °C,初始水温为 24 °C,循环水流量为 11 L/min,电子膨胀阀开度为 10% 的工况下对试验台进行了性能测试。试验结果表明:随着水箱平均水温的不断增大,系统瞬时能效比 C_{COPins} 和过热度均在不断减小,而冷凝器进水温度、冷凝器出口制冷剂温度和冷凝温度均在不断增大且增大幅度基本保持不变。系统运行过程中,过热度对系统的影响最为明显,过热度在运行中随着水箱平均水温的增大一直在不断减小,后期降至 0 ~ 1 °C 后震荡并趋于稳定。过热度最先影响压缩机,使其处于少量的吸气带液状态下,

进而影响系统的整个运行性能,使系统瞬时能效比 C_{COPins} 的减小幅度进一步增大。

参考文献:

- [1] 尤晟,姚国进. 我国空气源热泵行业的发展现状及前景[J]. 经营管理者,2016(10):375.
- [2] 彭金梅,罗会龙,崔国民,等. 热泵技术应用现状及发展动向[J]. 昆明理工大学学报(自然科学版),2012,37(5):54-59.
- [3] 苏生,寿青云,李小飞,等. 空气源热泵热水器的优化设计选择[J]. 流体机械,2006,10(34):79-81.
- [4] 张旭. 热泵技术[M]. 北京:化学工业出版社,2007.
- [5] 雍文涛. 关于家用和类似用途热泵热水器国标的几点看法[J]. 家电科技,2011(5):54-55.
- [6] 袁明征. 空气源热泵热水器性能测试方法与国家标准分析[J]. 制冷与空调,2015,15(3):82-85.
- [7] 朱立. 制冷压缩机[M]. 北京:高等教育出版社,2010.
- [8] 吴永贵. 力控组态软件应用实践[M]. 北京:化学工业出版社,2013.
- [9] 中达电通股份有限公司. 台达 DVP-PLC 编程技巧[M]. 北京:中国电力出版社,2010.
- [10] KLINE S J, Mo CLINTOCK F A. Describing uncertainties in single sample experiments[J]. Mechanical engineering, 1953, 75(1): 3-8.
- [11] 马亚林,陈建新. 扭摆法测物体转动惯量的不确定度分析[J]. 大学物理实验,2011,24(1):93-96.

(上接第 13 页)

内晶粒的体积分数与泵入口处的体积分数基本相同。

2) 输送伴有盐析的熔盐时,泵内存在晶粒体积分数等于进口体积分数的奇异点,且奇异点组成奇异线和奇异面的形状和位置不受输送熔盐黏度的影响。

3) 叶片的压力面和吸力面的进口处具有较大的晶粒体积分数,他们的尾部具有较高的固相滑移速度,叶片壁面磨损严重的位置有待进一步研究。

参考文献:

- [1] 许光明,李德峰. 燃油熔盐炉的结构与系统设计探讨[J]. 研究与探讨,2004,3(26):26-28.
- [2] SHAO Chunlei, ZHOU Jianfeng, CHENG Wenjie. Experimental and numerical study of external performance and internal flow of a molten salt pump that transports fluids with different viscosities[J]. International journal of heat and mass transfer, 2015, 89:627-640.
- [3] 程文洁,顾伯勤,邵春雷. 不同黏度下熔盐泵非定常流动的数值分析[J]. 南京工业大学学报(自然科学版),2015,37(5):102-107.
- [4] LI Wenguang. Effects of blade exit angle and liquid viscosity on unsteady flow in centrifugal pumps[J]. Proceedings of the institution of mechanical engineers, part A: journal of power & energy, 2012, 226(4):580-599.

- [5] TREVISAN F E, PRADO M G. Experimental investigation of the viscous effect on two-phase-flow patterns and hydraulic performance of electrical submersible pumps[J]. Journal of canadian petroleum technology, 2011, 50(4):45-52.
- [6] 刘栋,杨敏官,高波. 离心泵叶轮内部伴有盐析流场的 PIV 试验[J]. 农业机械学报,2008,39(11):55-58.
- [7] LIU Dong, WANG Yayun, WANG Yingze, et al. Research of liquid-solid two phase flow in centrifugal pump with crystallization phenomenon[J]. International journal of fluid machinery and system, 2014, 7(2):54-59.
- [8] 汪亚运. 离心泵内盐析液固两相流动的研究及优化设计[D]. 镇江:江苏大学,2016:8-12.
- [9] 黄思杰,邵春雷. 熔盐泵内颗粒属性对固液两相流动的影响[J]. 轻工机械,2016,34(5):1-6.
- [10] LUCIUS A, BRENNER G. Unsteady CFD simulation of a pump in part load conditions using scale-adaptive simulation[J]. International journal of heat and fluid flow, 2010, 31(6):1113-1118.
- [11] 施卫东,邢津,张德胜,等. 后掠式叶片轴流泵固液两相流数值模拟与优化[J]. 农业工程学报,2014,30(11):76-82.
- [12] 董文龙,李映. 离心泵内大颗粒下运动特性数值模拟与磨损分析[J]. 机电工程,2015,32(3):324-327.