

doi: 10.11830/ISSN.1000-5013.201612014



# 太原地区太阳能耦合空气源热泵 一体化热水系统性能分析

黎 珍, 田 琦, 董 旭

(太原理工大学 环境科学与工程学院, 山西 晋中 030600)

**摘要:** 为解决太阳能热水系统占地大、供热水稳定性差、空气源热泵冬季易结霜、能效比较低的问题,提出太阳能/空气能蒸发集热器并构建其热泵热水系统.建立该系统的 TRNSYS 模型,分别研究太原地区的夏季和冬季工况的系统制热性能参数变化情况.研究结果表明:在夏季高温太阳辐射照度大典型工况下,该系统平均制热性能系数(COP)值为 6.026,较空气源热泵热水系统提高 44.16%;在冬季低温高湿易结霜典型工况下,该系统平均 COP 值为 3.25,较空气源热泵热水系统提高 6.56%.

**关键词:** 太阳能/空气能蒸发集热器; 太阳能; 空气源热泵; 节能; 平均制热性能系数值; 太原地区

**中图分类号:** TU 822.2(225) **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-5013(2017)05-0670-06

## Performance Analysis of Solar Energy Coupling With Air Source Heat Pump Integration Hot Water System in Taiyuan Area

LI Zhen, TIAN Qi, DONG Xu

(College of Environment Science and Engineering, Taiyuan University of Technology, Jinzhong 030600, China)

**Abstract:** Solar hot water system covers large areas and is unstable, and air source heat pump has a low energy efficiency when frosted easily in winter. To solve these problems, a solar energy/air source evaporation collector and hot water system was proposed. TRNSYS model was established to study the heating coefficient of performance under the changes of environmental and working conditions in summer and winter respectively in Taiyuan Area. Simulation results show that, system average coefficient of performance (COP) value is 6.026, 44.16% higher than that of the air source heat pump hot water system under the condition of high temperature and abundant solar energy in summer; and the system average COP value is 3.25, 6.56% higher than that of the air source heat pump hot water system under the condition of low temperature and high humidity in winter.

**Keywords:** solar energy/air source evaporation collector; solar; air source heat pump; energy conservation; system average coefficient of performance value; Taiyuan Area

目前,我国建筑能耗(包括建造能耗、生活能耗、采暖空调等)约占全社会总能耗的 30%<sup>[1]</sup>.为降低建筑能耗,国内外学者对太阳能热水系统的日照时效节能性及热泵技术的全时间节能性优势进行了广泛关注<sup>[2-5]</sup>.由于太阳能热水系统初投资大、占地大、供热水稳定性差,而现有空气源热泵冬季易结霜、能效比较低,如何有机地将两者结合,提高系统效率,逐渐成为研究的重点<sup>[6-10]</sup>.李先庭等<sup>[11]</sup>提出一种复合

收稿日期: 2016-12-07

通信作者: 田琦(1966-),男,教授,博士,主要从事暖通空调节能技术及可再生能源利用的研究. E-mail:412559908@qq.com.

基金项目: 国家国际科技合作专项(2013DFA61580)

太阳能空气源热泵;张月红等<sup>[12]</sup>构建一种直接膨胀式太阳能与空气复合源热泵热水系统;丁鸿昌等<sup>[13]</sup>设计空气源热泵辅助太阳能热水机组的自动控制系统;Yousefi 等<sup>[14]</sup>研究了太阳能集热直接蒸发式热泵热水系统的热力学性能;Tamasauskas 等<sup>[15]</sup>研究冰浆潜热蓄热太阳能辅助热泵供暖系统. 现有研究多针对由独立的太阳能与空气源热泵热水系统组合而成的联合系统, 未能实现设备集成一体化. 因此, 本文提出太阳能/空气能蒸发集热器, 构建太阳能耦合空气源热泵一体化热水(SIASHP)系统.

## 1 系统运行模式分析

SIASHP 系统主要由 SIASHP 室外机、保温水箱等组成, 如图 1 所示. 图 1 中: SIASHP 室外机包括太阳能/空气能蒸发集热器、数码涡旋压缩机、膨胀阀、风机、旁通调节阀等.

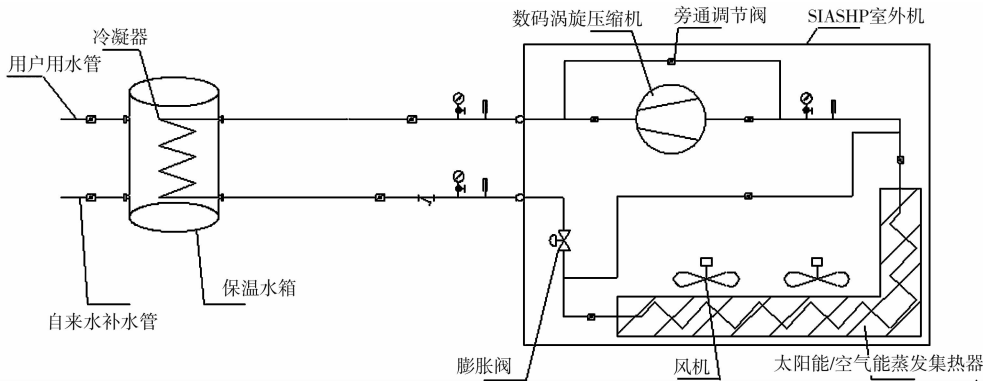


图 1 太阳能耦合空气源热泵一体化热水系统

Fig. 1 Solar energy coupling with air source heat pump integration hot water system

系统中太阳能/空气能蒸发集热器基于传统蒸发器结构而来, 在铜铝翅片管外表面, 通过电化学方法, 电解着色一层铝阳极氧化太阳能选择性吸收涂层, 并使用平面低铁钢化玻璃透明盖板替代部分室外机外壳. SIASHP 与空气源热泵(ASHP)尺寸相似, 外形稍有变化. SIASHP 系统较之于空气源热泵热水系统, 可直接利用太阳能提高系统制热能效.

SIASHP 系统工作原理及运行模式有如下 3 种情形. 1) 日照充足时, 太阳能/空气能蒸发集热器中制冷剂仅吸收太阳辐射热, 气化形成高温高压蒸气. 该蒸气通过旁通流量调节阀进入用户水箱冷凝换热, 之后, 经由膨胀阀节流降压再次进入太阳能/空气能蒸发集热器完成工作循环, 完成太阳能热水系统模式. 2) 日照不足时, 制冷剂同时吸收空气中的热量和太阳辐射热, 加温加压后通过数码涡旋压缩机进入用户水箱换热; 然后, 经膨胀阀进入太阳能/空气能蒸发集热器完成工作循环, 完成太阳能耦合空气源热泵热水系统模式. 3) 无日照时, 制冷剂循环过程与 ASHP 系统相似, 使用压缩机完成制冷剂升温升压过程, 不再利用太阳辐射热作为能量来源, 完成空气源热泵热水系统模式.

## 2 数学模型与求解

### 2.1 数学模型

基于 SIASHP 系统的热力分析和水力分析, 建立该系统的数学模型. 其中, SIASHP 模块主要体现在用户侧流体温度、换热量的变化, 以及热源处温度、集热量、换热量的变化.

1) 太阳能/空气能蒸发集热器吸收的有效太阳辐射热(即集热量)为

$$Q_U = Q_A - Q_L. \tag{1}$$

式(1)中:  $Q_U$  为有效太阳辐射热;  $Q_A$  为总太阳辐射热,  $Q_A = AI_T(\tau \times \alpha)_n$ ,  $A$  为太阳能/空气能蒸发集热器吸收太阳能有效面积,  $I_T$  为有效太阳辐射照度,  $(\tau \times \alpha)_n$  为透明盖板透射比与太阳能/空气能蒸发集热器吸收比的有效乘积;  $Q_L$  为通过辐射导热对流散失的太阳辐射热. 由于制冷剂进口温度比空气温度低, 不会向空气散热, 故  $Q_L$  为 0. 因此, 有效太阳辐射热为

$$Q_U = Q_A = AI_T(\tau \times \alpha)_n. \tag{2}$$

2) SIASHP 模块的数学模型为

$$\left. \begin{aligned} Q_U + Q_{\text{air}} &= Q_{\text{cap}} - P_{\text{compressor}}, \\ h_{\text{air,out}} &= h_{\text{air,in}} - Q_{\text{air}}/m_{\text{air}}, \\ h_{\text{b,out}} &= h_{\text{air,out}} + P_{\text{blower}}/m_{\text{air}}, \\ \theta_{\text{dhw,out}} &= \theta_{\text{dhw,in}} + Q_{\text{cap}}/(m_{\text{dhw}}c_{\text{p,dhw}}). \end{aligned} \right\}$$

(3)

式(3)中: $Q_{\text{air}}$ 为太阳能/空气能蒸发集热器吸收空气的热量; $Q_{\text{cap}}$ 为 SIASHP 制热量; $P_{\text{compressor}}$ 为压缩机功率; $h_{\text{air,out}}$ 为室外空气经太阳能/空气能蒸发集热器后的出口焓值; $h_{\text{air,in}}$ 为室外空气进口焓值; $m_{\text{air}}$ 为室外空气质量流量; $h_{\text{b,out}}$ 为室外空气经风机后的出口焓值; $P_{\text{blower}}$ 为风机功率; $\theta_{\text{dhw,out}}$ , $\theta_{\text{dhw,in}}$ 分别为负荷侧流体出口、进口温度; $m_{\text{dhw}}$ 为负荷侧流体的质量流量; $c_{\text{p,dhw}}$ 为负荷侧流体的比热容。

3) SIASHP 系统的制热性能系数(COP)为

$$\text{COP} = Q_{\text{cap}}/(P_{\text{compressor}} + P_{\text{blower}} + P_{\text{controller}}).$$

(4)

式(4)中: $P_{\text{controller}}$ 为控制器功率. ASHP 系统的数学模型与 SIASHP 系统相同,但  $Q_U=0$ .

2.2 各部件参数设置

2.2.1 模拟时间、热泵启停时间和步长的确定 以太原市地区为例,对 SIASHP 系统和 ASHP 系统进行参数设置. 选出夏季(2015 年 7 月 22 日,高温太阳辐射照度大,相对湿度为 49%~60%)和冬季(2015 年 1 月 6 日,低温高湿易结霜,相对湿度为 61%~74%)两种典型工况,其环境温度和太阳辐射照度随时间的分布,如图 2 所示。

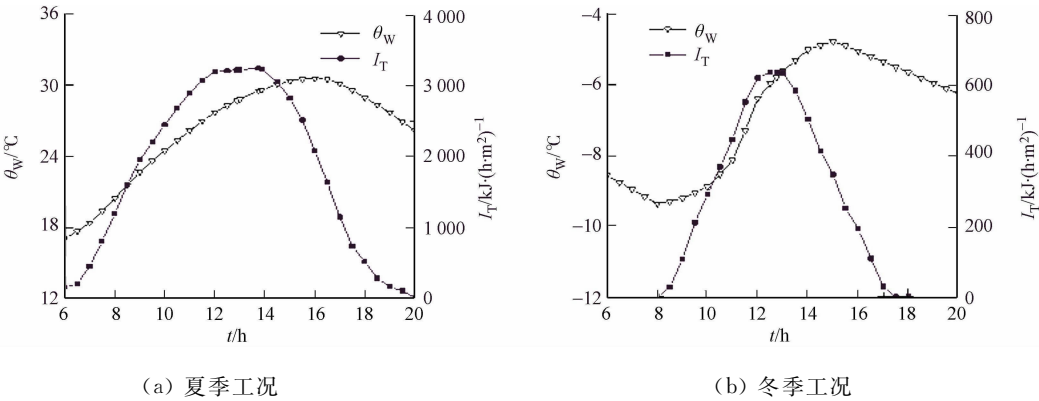


图 2 环境温度和太阳辐射照度分布

Fig. 2 Environment temperature and solar radiation intensity distribution

系统中环境温度  $\theta_w$  及太阳辐射照度  $I_T$  等参数由软件读取;环境温度随着时间的推移先升高后降低,在 16:00 达到最大值,太阳辐射照度也是先增大后减小,在 11:00—15:00 维持较强的辐射照度;为了在充分利用太阳能资源的同时,又能保证空气能换热处于高效状态,结合所选低温空气源热泵性能参数及环境参数,确定热泵开启时间,如表 1 所示。

表 1 热泵开启时间

Tab. 1 Heat pump boot time

模拟时间	夏季工况	冬季工况
SIASHP	15:00—17:00	14:20—17:00
ASHP	14:30—17:00	14:10—17:00

表 2 主要部件的参数

Tab. 2 Parameters of major component

系统	热泵额定制热量/W	额定制热功率/W	A/m²	$\tau \times \alpha$	水箱体积/L	$\theta_{\text{dhw,out}}/^\circ\text{C}$	$\theta_{\text{dhw,in}}/^\circ\text{C}$
SIASHP 系统	2 800	750	0.4	$0.92 \times 0.96$	150	55	15
ASHP 系统	2 800	750	—	—	150	55	15

2.3 SIASHP 系统的模拟平台搭建

通过设置 TYPE 子程序的相关参数,以及进一步编写模块的 FORTRAN 程序,创建 SIASHP 模块. 根据系统环路的热力、水力分析逻辑关系,搭建 SIASHP 系统的模拟平台,如图 3 所示。

鉴于系统的集成性,管路和水箱热损失在实际应用中也处于可忽略不计的水平,热损失不影响制取

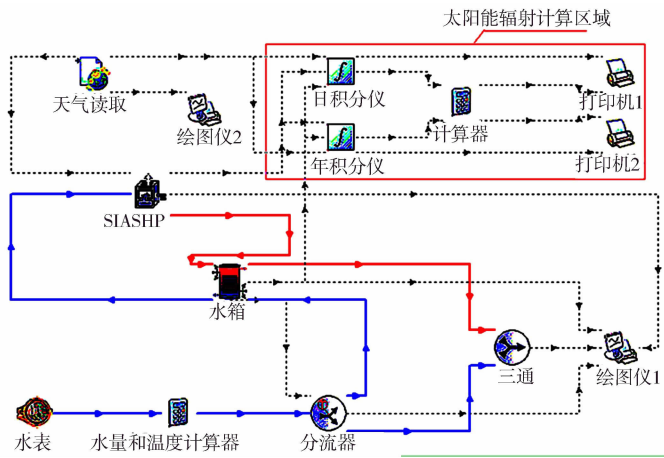


图 3 SIASHP 系统模拟平台

Fig. 3 SIASHP system simulation platform

热水的温度和能耗水平。因此,所搭建模拟平台忽略了管路及水箱等热损失。TRNSYS 模型的主要部件包括:热泵、保温水箱、气象参数输入及数据输出模块等。ASHP 系统平台则是用 ASHP 模块代替 SIASHP 模块,并且未设太阳能辐射计算区域。

### 3 相关分析与结果讨论

在太原夏季高温太阳辐射照度大和冬季低温高湿易结霜两种典型工况下,应用 TRNSYS 软件分别模拟 SIASHP 系统太阳能/空气能蒸发集热器的集热量和换热量及系统 COP 值随环境和热水工况的变化情况。为确定系统性能优劣,将该系统与 ASHP 系统进行对比分析,其数值模拟过程同上所述。

#### 3.1 集热量与换热量分析

通过模拟得到 SIASHP 系统与 ASHP 系统的换热量对比,如图 4 所示。由图 4 可知:ASHP 系统的空气能换热量随着时间的推移逐渐增加,增长速率逐渐下降。这是因为 ASHP 系统在环境温度较高时,热泵开启,空气能换热量增加;之后,环境温度逐渐下降,但用户侧水温仍然较高,此时,系统蒸发温度降低,冷凝温度升高,制热性能有所下降。该过程空气能提供的总换热量为 25.122 MJ。

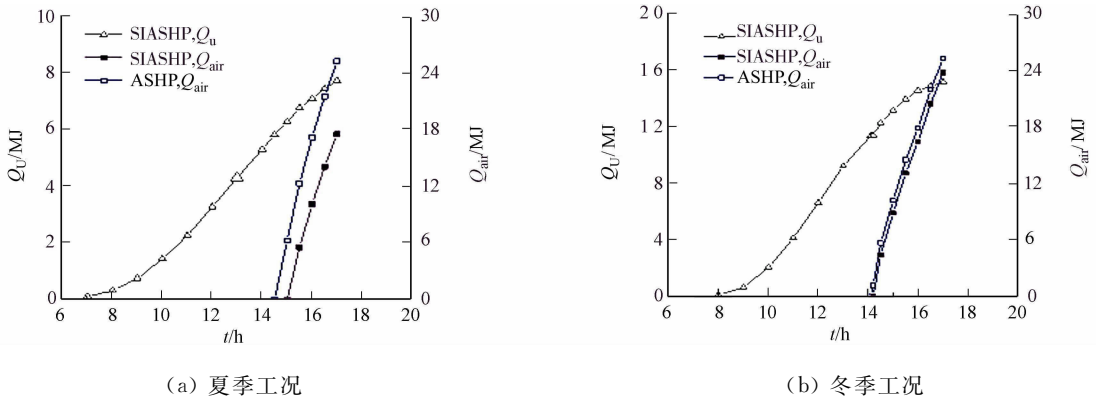


图 4 SIASHP 系统与 ASHP 系统的换热量对比

Fig. 4 SIASHP system heat exchange compared with that of ASHP systems

SIASHP 系统的太阳能集热量增长趋势变缓,空气能换热量增加,其增长速率逐渐变小。SIASHP 未开启,SIASHP 系统运行模式为太阳能热水系统。随着太阳辐射照度的先增后减,该系统太阳能/空气能蒸发集热器的单位时间的集热量逐渐变少,增长趋势变缓。这一阶段夏季的集热量  $Q_u$  为 6.245 MJ, 占总换热量的 24.86%, 冬季最冷时的集热量为 1.131 MJ, 占总换热量的 4.5%。SIASHP 于空气高温段(14:00—15:00)开启,SIASHP 系统运行模式为太阳能耦合空气源热泵热水系统,由太阳能和空气能联合供热。此时,环境温度先升后降,太阳辐射照度逐渐地减弱。

由此可以发现,当环境温度下降时,用户侧水温较高,空气能换热量出现与 ASHP 系统相同的变化

趋势. 上述过程中, 太阳能与空气能提供的总换热热量为 25.122 MJ, 夏季太阳能/空气能蒸发集热器的总集热量为 7.686 MJ, 占总换热热量的 30.6%; 冬季总集热量为 1.507 MJ, 占总换热热量的 6%.

3.2 水温变化分析

通过模拟得到 SIASHP 系统和 ASHP 系统用户侧水温变化, 如图 5 所示. 由图 5 可知: 冬季工况与夏季工况相比, 冬季工况的环境温度低, 系统蒸发温度低, 因此, 系统热水温升速率整体更慢. SIASHP 系统用户侧水温随着时间的推移先缓慢上升, 于 14:00—15:00 后快速升高. 这是因为 SIASHP 还未开启时, 水温上升的热量由太阳能集热量提供, 上升速率缓慢, 故夏季检测水温提升 10℃, 冬季水温提升为 1.8℃. 14:00—15:00, SIASHP 开启, 水温上升的热量由太阳能集热量和空气能换热热量共同提供. 在两个阶段中, 夏季太阳能集热量共将水温提升了 12.24℃, 冬季共提升了 2.4℃, 这部分能量无需耗电.

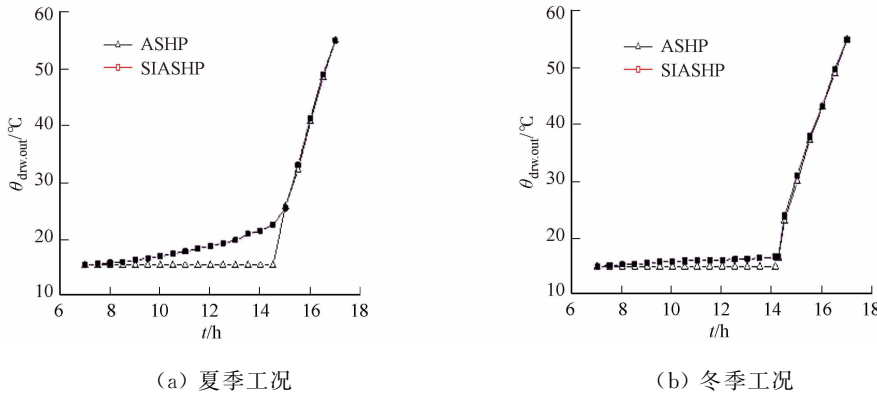


图 5 SIASHP 系统与 ASHP 系统的用户侧水温变化对比

Fig. 5 SIASHP system userside water temperature changes compared with that of ASHP systems

3.3 COP 值分析

通过模拟得到 SIASHP 系统和 ASHP 系统的 COP 值变化对比, 如图 6 所示. 由图 6 可知: 两系统 COP 值均随着时间变化逐渐降低. 热泵启动初期, 制冷剂大部分储存在冷凝器、储液罐中; 用户侧水温较低, 即热泵的冷凝温度较低, 此时, COP 值呈现瞬时凸高状态; 随着太阳辐射照度的减弱, 环境温度的先升高后降低及水温的逐渐升高, 系统 COP 值随之降低. 冬季与夏季相比, 太阳辐射照度弱, 环境温度低, 因此, 系统 COP 值降低更快.

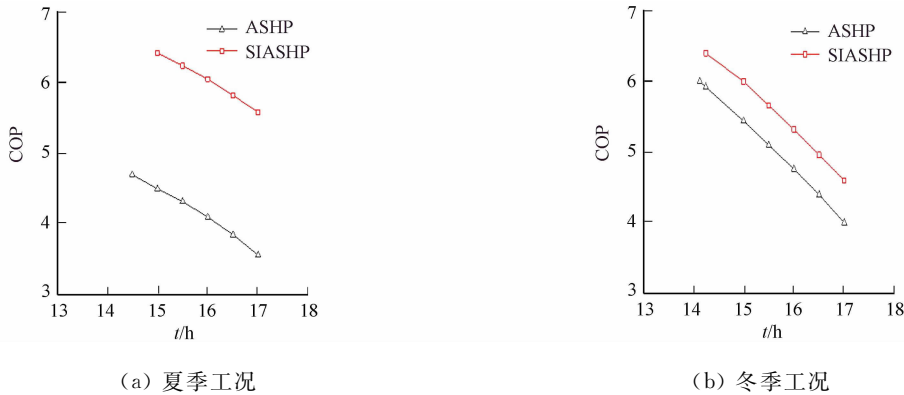


图 6 SIASHP 系统与 ASHP 系统的 COP 值变化对比

Fig. 6 SIASHP system COP value compared with that of ASHP systems

研究发现, SIASHP 系统的 COP 值高于 ASHP 系统的 COP 值. 夏季工况下, SIASHP 系统平均 COP 值为 6.026, 较 ASHP 系统的 4.18 提高 44.16%; 冬季工况下, SIASHP 系统平均 COP 值为 3.25, 较 ASHP 系统的 3.05 提高 6.56%. SIASHP 系统相对于 ASHP 系统有部分能量是由太阳能提供的, 无需耗电, 故 SIASHP 系统的 COP 值比 ASHP 系统高. 冬季 SIASHP 系统 COP 值较 ASHP 系统高, 还因为 SIASHP 系统吸收了太阳能辐射热, 太阳能/空气能蒸发集热器周围温度升高缓解了空气能换热结霜的问题.

通过式(4)对耗电量计算可知: 夏季工况的 SIASHP 系统耗电量为 1.158 kW·h, 比 ASHP 系统的

1.668 kW·h 降低 30.6%; 冬季工况的 SIASHP 系统耗电量为 2.15 kW·h, 比 ASHP 系统的 2.29 kW·h 降低 6%.

## 4 结论

- 1) 文中提出太阳能/空气能蒸发集热器, 并构建太阳能耦合空气源热泵一体化热水系统. 该系统占地面积小, 能源利用效率高. 经过模拟分析得出: 在太原地区该系统能实现多种运行模式, 保证系统高效稳定运行, 节能效果显著, 可缓解冬季空气能换热蒸发器结霜的问题.
- 2) 在太原地区夏日工况下, SIASHP 系统的平均 COP 值为 6.026, 较 ASHP 系统提高 44.16%, 耗电量为 1.158 kW·h, 较 ASHP 系统降低 30.6%. 在太原地区冬季工况下, SIASHP 系统的平均 COP 值为 3.25, 较 ASHP 系统提高 6.56%; 耗电量为 2.15 kW·h, 较 ASHP 系统降低 6%.

## 参考文献:

[1] 王荣光, 深天行. 可再生能源利用与建筑节能[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004: 271-278.

[2] 杜彦, 田琦, 杨晋明, 等. 空气源热泵直接地板辐射供暖系统优化运行方式[J]. 华侨大学学报(自然科学版), 2015, 36(2): 199-204.

[3] 林辩启, 罗会龙, 王浩, 等. 热泵辅助供热太阳能热水系统运行模式对比分析[J]. 制冷与空调, 2015, 29(6): 706-710.

[4] STARK S, LOOSE A, DRÜCK H. Field test results from combined solar thermal and air-source heat pump systems with a special focus on defrosting[J]. Energy Procedia, 2014, 48: 654-663.

[5] IZQUIERDO M, De AGUSTÍN-CAMACHO P. Solar heating by radiant floor: Experimental results and emission reduction obtained with a micro photovoltaic-heat pump system[J]. Applied Energy, 2015, 147: 297-307.

[6] 李旭, 江志坚, 贾红阳. 一种太阳能耦合空气源热泵系统: CN104266353A[P]. 2015-01-07.

[7] 孙秋艳, 裴未迟, 刘伟民, 等. 一种空气源热泵辅助太阳能供热热水系统: CN104748397A[P]. 2015-07-01.

[8] 杨磊. 相变蓄热空气源热泵辅助太阳能热水系统及实验研究[D]. 南京: 东南大学, 2014: 8-15.

[9] 陈学锋, 何钦波, 徐言生, 等. 热泵辅助型太阳能热水系统动态性能评价研究[J]. 太阳能学报, 2015, 36(2): 478-483.

[10] LERCH W, HEINZ A, HEIMRATH R. Direct use of solar energy as heat source for a heat pump in comparison to a conventional parallel solar air heat pump system[J]. Energy and Building, 2015, 100(S1): 34-42.

[11] 李先庭, 吴伟, 王宝龙, 等. 一种复合太阳能空气源热泵: CN104006574A[P]. 2014-08-27.

[12] 张月红, 徐国英, 张小松. 太阳能与空气复合源热泵热水系统多模式运行实验特性[J]. 化工学报, 2010, 61(2): 484-490.

[13] 丁鸿昌, 杨前明, 刘其会, 等. 基于多参数空气源热泵辅助太阳能热水机组的控制系统[J]. 可再生能源, 2013, 31(8): 97-99.

[14] YOUSEFI M, MORADALI M. Thermodynamic analysis of a direct expansion solar assisted heat pump water heater[J]. Journal of Energy in Southern Africa, 2015, 26(2): 110-117.

[15] TAMASAUSKAS J, POIRIER M, ZMEUREANU R, *et al.* Development and validation of a solar-assisted heat pump using ice slurry as a latent storage material[J]. Solar Energy, 2015, 86(11): 3316-3325.

(责任编辑: 陈志贤      英文审校: 刘源岗)