

# 太阳集热器与空气源热泵联合供热系统研究

张捷雄<sup>1</sup>, 曹小林<sup>1</sup>, 代 微<sup>1</sup>, 范 轩<sup>1,2</sup>

(1. 中南大学能源科学与工程学院, 长沙 410083; 2. 广东海悟科技有限公司, 东莞 523000)

**摘 要:** 该文对一套太阳集热器与空气源热泵联合供热系统进行优化。对主要部件建立数学模型,并应用 TRNSYS 软件建立系统仿真模型,实现各系统模型耦合求解。在全年工况下,对补水方案、太阳集热器面积及储热水箱与恒温水箱的容积比等参数进行仿真分析。结果表明:白天仅在早上补水1次,集热器面积取 344 m<sup>2</sup>,储热水箱与恒温水箱容积比值为 1.5 时,系统性能最优;优化后,系统较优化前节能 11.9%。

**关键词:** 联合供热; 太阳集热器; 空气源热泵; 补水策略; 系统优化

**中图分类号:** TK515

**文献标志码:** A

## 0 引 言

随着人们对建筑舒适性要求的日益提高,夏热冬冷地区用户独立供热(供暖、供热水)逐渐得到普及。这些地区太阳辐射强,全年平均气温较高,对于需要稳定供热的用户,相较于单一的热泵供热,采用太阳集热器与空气源热泵联合供热系统,能有效提高供热系统的经济性和综合性能<sup>[1-3]</sup>。

目前,针对太阳能和空气源热泵供热系统的研究主要集中在提高系统运行性能<sup>[4-5]</sup>和优化系统匹配<sup>[6-7]</sup>两方面。Li 等<sup>[8]</sup>建立太阳能热泵热水系统的数学模型,分析集热器安装角度、集热器面积、循环水流量及初始水温对系统的影响,结果表明集热器面积、循环水流量和初始水温的改变对系统的性能有较大的影响。同时,部分学者指出使用储热水箱可增强太阳能热水系统的稳定性<sup>[9-10]</sup>,且储热水箱容积与集热器面积的合理匹配选择能提高系统的性能<sup>[11-12]</sup>。另外,孙亮亮等<sup>[13]</sup>指出,对于需要连续供热的建筑,适合采用双水箱系统,且供热水箱容积、供热水箱控制最低水位、补水泵流量、集热水箱放水温度是影响系统性能的关键参数。

综上所述,影响太阳能和空气源热泵的供热系统性能的因素主要是集热器面积、循环水流量、水温和储热水箱容积等参数的选择和相互匹配。且综合考虑系统补水方案和水箱容积配比的研究仍较少。因此,本文针对员工宿舍楼供热的实际工程项目,利用 TRNSYS 软件建立仿真模型,以系统效率和经济性为优化指标,从

补水方案、太阳集热器面积、储热水箱与恒温水箱容积比 3 个方面对系统进行优化。

## 1 系统介绍

本工程为长沙市某工厂员工宿舍,宿舍总建筑面积 5308.24 m<sup>2</sup>。采用太阳集热器与空气源热泵联合供热方案,综合解决宿舍的采暖、生活热水供应问题,设计方案如图 1。

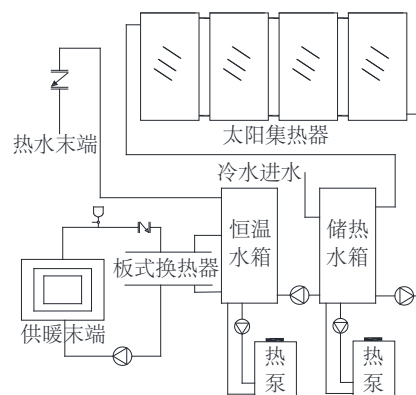


图1 设计方案

Fig. 1 Designing scheme

根据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》,系统在每年 12 月 6 日至次年 3 月 3 日同时供暖和供热水,其余时间只供热水。该宿舍楼供暖热负荷为 173 kW,热水耗热量为 4287324 kJ。太阳能热水系统保证在晴天时能满足热水需求量,采用 258 m<sup>2</sup> 太阳能集热板。

收稿日期: 2017-07-04

基金项目: 国家自然科学基金(51676209)

通信作者: 曹小林(1969—), 男, 博士、教授, 主要从事可再生能源建筑技术方面的研究。xlcao@csu.edu.cn

热水机组目标温度为 50 ℃, 储热水箱和恒温水箱都为 12 m<sup>3</sup>, 补水方案为用后即补。储热水箱的热量是由热泵(储热热泵)和太阳集热器联合供热, 热泵机组每天 10:00 开始工作, 功率为 45 kW。恒温水箱由恒温循环热泵(包括恒温热泵和供暖热泵)供热, 恒温热泵保证每天早上 07:00 点水温达到设定值, 功率为 90 kW; 供暖热泵采用 2 台 90 kW 的空气源热泵, 供暖季 24 h 运行, 非供暖季不工作。

## 2 系统模型

### 2.1 数学模型

#### 1) 太阳能集热板模型

平板太阳集热器的能量平衡关系式<sup>[14]</sup>:

$$Q_A = Q_U + Q_L + Q_s \quad (1)$$

式中,  $Q_A$ 、 $Q_U$ 、 $Q_L$ 、 $Q_s$ ——投射到集热器上的能量、集热器有用得热、集热器散热、集热器自身储热, W。

稳态下  $Q_s = 0$ 。其中:

$$Q_A = A_c I_c (\tau\alpha) \quad (2)$$

式中,  $A_c$ ——集热器面积, m<sup>2</sup>;  $I_c$ ——投射到集热器上的总辐射强度, W/m<sup>2</sup>;  $\tau\alpha$ ——盖板系统对于辐射的透过率与吸收率的乘积。

$$Q_L = A_c U_L (T_p - T_A) \quad (3)$$

式中:  $U_L$ ——吸热板总热损失系数, W/(m<sup>2</sup>·℃);  $T_p$ 、 $T_A$ ——集热板的平均温度和环境温度, ℃。

因此, 在稳态下, 式(1)~式(3)可写成:

$$Q_U = A_c [I_c (\tau\alpha) - U_L (T_p - T_A)] \quad (4)$$

集热器的平均温度难以确定, 可用工质的进口温度表示, 因此, 式(4)可写成:

$$Q_U = F_R A_c [I_c (\tau\alpha) - U_L (T_{fi} - T_A)] \quad (5)$$

式中,  $T_{fi}$ ——集热器中载热工质的进口温度, ℃;  $F_R$ ——集热器的热转移因子。

另外, 集热器的有用得热  $Q_U$  与集热器中的工质得热  $Q_g$  相等, 而:

$$Q_g = m_f C_f (T_{fo} - T_{fi}) \quad (6)$$

式中,  $m_f$ ——流体质量流量, kg/s;  $C_f$ ——流体的热容量, J/(kg·℃);  $T_{fo}$ ——集热器中载热工质的出口温度, ℃。

由式(5)、式(6)得:

$$m_f C_f (T_{fo} - T_{fi}) = F_R A_c [I_c (\tau\alpha) - U_L (T_{fi} - T_A)] \quad (7)$$

根据集热器效率公式和式(6)、式(7), 可得集热器的效率为:

$$\eta = \frac{Q_g}{A_c I_c} = F_R \left[ \tau\alpha - \frac{U_L (T_{fi} - T_A)}{I_c} \right] \quad (8)$$

已知集热器的热转移因子  $F_R$ 、集热器的集热面积  $A_c$ 、太阳总辐射强度  $I_c$ 、集热器盖板的透过率与吸收率乘积  $\tau\alpha$ 、吸热板热损失系数  $U_L$ 、环境温度  $T_A$  以及集热器的进口温度  $T_{fi}$ , 通过式(1)~式(8)计算, 可得到集热器出口工质温度  $T_{fo}$ 、有用得热  $Q_U$  和效率  $\eta$ 。

#### 2) 空气源热泵模型

对于空气源热泵, 由能量守恒定律得到:

$$Q_c = Q_e + W_{hp} \quad (9)$$

式中,  $Q_c$ 、 $Q_e$ ——冷凝器放热量和蒸发器吸热量, W;  $W_{hp}$ ——热泵耗功, W。

因为热泵系统较复杂, 对各个部件分别建立数学模型, 将大幅增加计算量, 且使用较多的经验公式, 可能导致结果不一定准确。因此, 本文由实验数据直接拟合出热泵的性能曲线。

热泵制热量系数与环境温度的关系为:

$$\eta_Q = 0.024 T_A + 0.472 \quad (10)$$

热泵 COP 与环境温度的变化关系:

$$\eta_{COP} = 0.019 T_A + 0.569 \quad (11)$$

热泵 COP 与进口水温的变化关系:

$$\eta_{COP} = 0.00016 T_w^2 - 0.0336 T_w + 2.045 \quad (12)$$

热泵输入功率系数与进口水温的关系为:

$$\eta_w = 0.00016 T_w^2 - 0.0336 T_w + 2.045 \quad (13)$$

式中,  $T_A$ 、 $T_w$ ——环境温度和进口水温, ℃。

已知环境温度  $T_A$  和进口水温  $T_w$ , 通过式(10)~式(13), 可得到热泵的冷凝热  $Q_c$  和热泵耗功  $W_{hp}$ 。

### 2.2 联合系统运行模式

系统根据太阳辐射强度分为 3 种运行模式: 太阳集热器单独运行、太阳集热器和空气源热泵联合运行、空气源热泵单独运行。太阳集热器采用温差控制, 将太阳集热器出口和水箱出口的温差设为控制温差。储热热泵、恒温热泵和供暖热泵采用时间和温差联合控制。储热水箱采用时间和液位控制, 根据原理图和控制方案, 在 TRNSYS 中设计的仿真模型如图 2。

### 2.3 模型验证

令太阳集热器在与实验相同的条件下运行, 记录模拟运行和实验运行时水箱平均温度随时间的变化情况如图 3, 经计算, 两者最大误差 6.31%, 平均误差 3.27%, 符合误差要求。

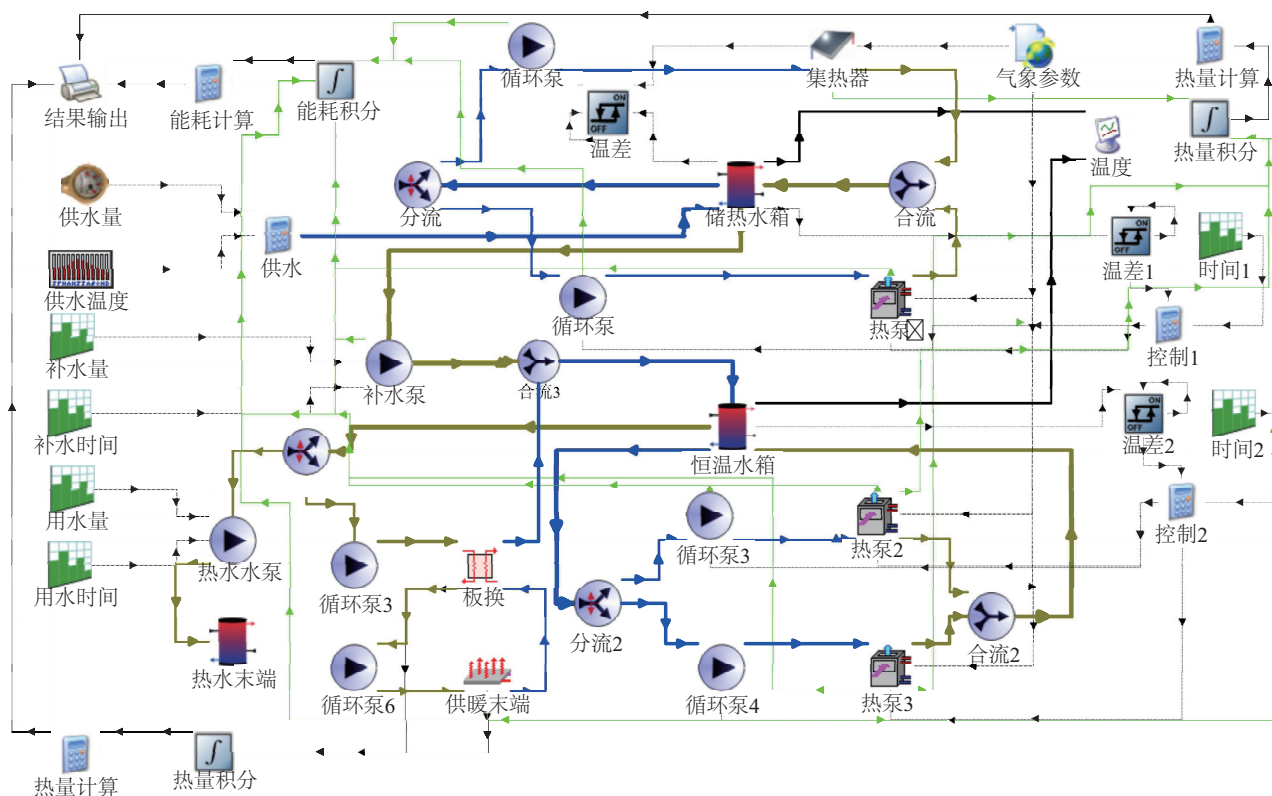


图2 TRNSYS仿真模型

Fig. 2 TRNSYS simulation model

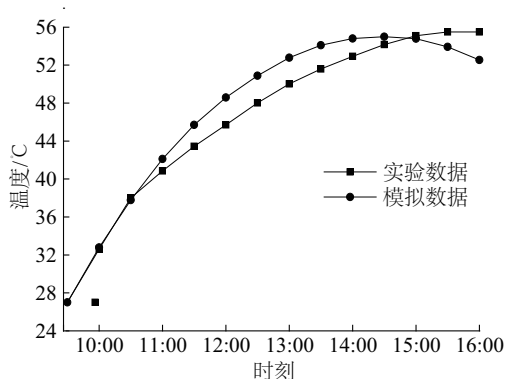


图3 太阳能模型验证

Fig. 3 Solar model validation

### 3 系统优化

#### 3.1 补水方案优化

该宿舍楼全天所需水量为  $24.4 \text{ m}^3$ , 据统计, 早晨用水量占全天用水量的 5%, 中午用水量占 10%, 晚上用水量占 85%。由于储热水箱与恒温水箱总容量小于用水量, 因此系统需要补水。

由式(8)可知, 集热器运行时, 随着工质温度的

提高, 其效率反而降低。因此, 早补水或多补水相对于晚补水或少补水有利于降低储热水箱的平均温度, 提高集热器效率。但储热水箱平均温度的提高, 会缩短储热热泵达到启动温度的时间段, 减少其能耗。因此, 在保证水箱的储水量一直能满足员工一天用水需求的前提下, 拟定以下 3 套补水方案: 1) 早上和中午用水后立即补满, 晚上用水高峰期再补水; 2) 中午和晚上用水前补满, 晚上用水高峰期再补水; 3) 在早上用水后补充水箱中不足当天所需的用水量晚上用水高峰期再补水。

经分析, 太阳集热器运行时, 太阳能循环泵的能耗占总能耗的比例小于 2%, 因此忽略其能耗变化。3 种补水方案下的能耗情况如图 4。对比方案 2 与方案 1, 说明晚补水会增加储热热泵能耗, 而减少恒温热泵能耗。对比方案 3 与方案 1 相比, 说明减少补水次数, 能同时降低恒温热泵和储热热泵能耗降低。对比方案 3 和方案 2, 说明减少补水次数比晚补水更有利于节能。且方案 3 的总能耗最低, 因此, 采用方案 3, 用水后仅完成必要补水量, 尽量少补水最有利于节能。

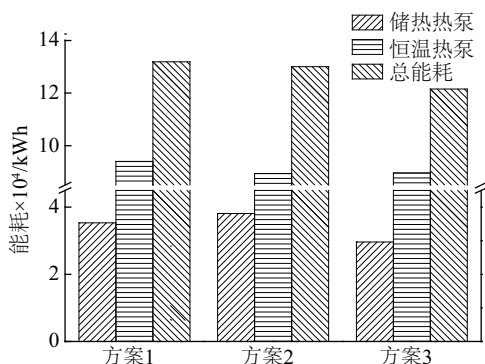


图4 3种补水方案的能耗

Fig. 4 Energy consumption of three feed-water schemes

### 3.2 集热器面积优化

采取方案3的补水方式,在其他条件相同的情况下,分别取太阳能保证率为0.1~0.9对应的太阳集热器面积,研究集热器面积对系统的影响,不同太阳能保证率对应的集热器面积如表1。

表1 太阳集热器面积

Table 1 Solar collector area

保证率	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
面积/m²	86	172	258	344	428	514	600	686	772

储热热泵能耗、恒温热泵能耗、供暖热泵能耗、系统总能耗及系统COP随太阳能保证率的变化如图5。储热热泵能耗随着太阳能保证率的增大而减小,说明随着太阳集热器面积的增加,太阳能集热循环为储热水箱提供了更多的能量,可减少储热热泵工作时间,降低储热热泵能耗。但随着保证率的增加,系统COP的增长率从3.9%减少到1.1%,总能耗的下降率也从3.9%减少到1.2%。说明,系统性能并不是随集热器面积成正比例增加的。因此,综合考虑系统性能和经济性,太阳能保证率并不是越高越好。

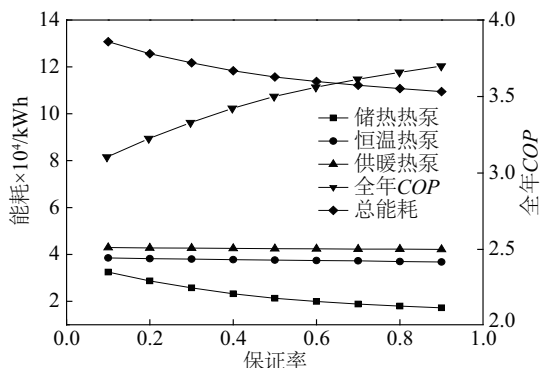


图5 系统能耗及COP随集热面积的变化

Fig. 5 System energy consumption and COP with collector area change

综合考虑系统的总能耗与总投资,电费取0.8 ¥/kWh,太阳集热器成本取500 ¥/m²,使用年限为20 a,系统年电耗费用、集热器费用年值和总年值费用随太阳能保证率的变化如图6。由图6可知,当集热器保证率为0.4和0.5时,系统费用年值最低,考虑到太阳集热器面积的增加会提高循环泵和其他一些辅助设备的费用。所以,当太阳能保证率为0.4,即集热器面积为344 m²时,系统经济性最好。

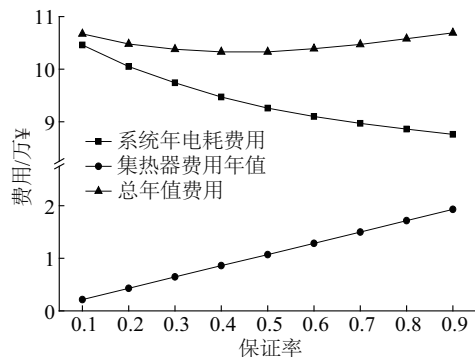


图6 系统费用随集热器保证率的变化

Fig. 6 System cost varies with guarantee rate of collector

### 3.3 水箱容积优化

宿舍每天热水用量为24.4 m³,系统设计水箱容积24 m³,初始设计时分配储热水箱和恒温水箱都是12 m³。考虑到系统要兼顾冬天供暖,设置恒温水箱的目的在于保持供水温度的恒定,所以恒温水箱容积不宜太小;而为了充分利用太阳能,储热水箱容积也不宜太小。因此,取储热水箱与恒温水箱的容积比值分别为0.50、0.75、1.00、1.50和2.00共5种情况进行分析。

储热热泵能耗、恒温热泵能耗、供暖热泵能耗、系统总能耗及系统COP随水箱容积配比的变化如图7。随水箱容积配比的增加,储热热泵能耗随之增加,恒温热泵能耗、供暖热泵能耗和系统总能耗都随之降低,系统COP则随之增大。说明随着储热水箱容积的增大,太阳能集热循环为整个系统提供了更多的能量,有利于系统节能。

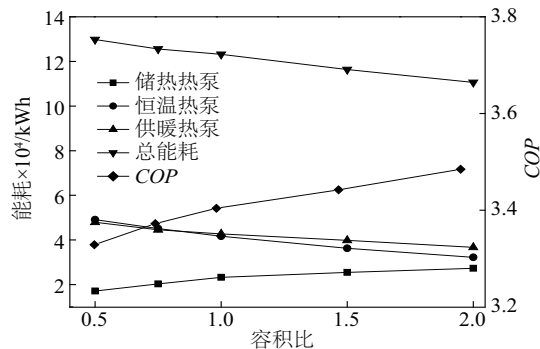


图7 系统能耗及COP随水箱容积比的变化

Fig. 7 System energy consumption and COP with tank volume ratio change



但随储热水箱与恒温水箱容积比值的增加,储热水箱的加热时间会随之增加;同时,由于恒温水箱容积减小,会使系统稳定性降低,阴雨天太阳能不足时尤为明显。图8为阴天工况下水箱容积比值分别为1.00、1.50和2.00时水箱内水温的变化趋势,由图8可知,当储热水箱与恒温水箱容积比增加到2.00后,晚上供热水时恒温水箱会出现较大降温,影响系统的稳定性。

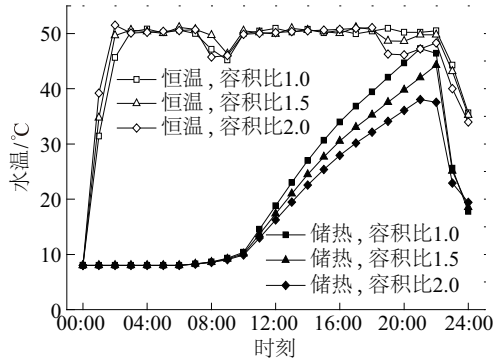


图8 阴天工况下水箱的水温

Fig. 8 Water temperature of tank under cloudy conditions

因此,综合考虑经济性和系统稳定性,取储热水箱与恒温水箱容积比值为1.5时最优。

### 3.4 优化结果分析

优化后,系统补水方案为白天仅在早上用水后补充水箱中不足当天所需的用水量,集热器面积从258 m<sup>2</sup>增加到344 m<sup>2</sup>,储热水箱与恒温水箱的容积比值从1调整到1.5。在全年工况下模拟运行,优化前、后的能耗对比如图9,可知各部分能耗均有不同程度的减少;经计算,水泵、储热热泵、恒温循环热泵以及系统总能耗较优化前分别减少11.65%、16.99%、10.08%、11.83%。

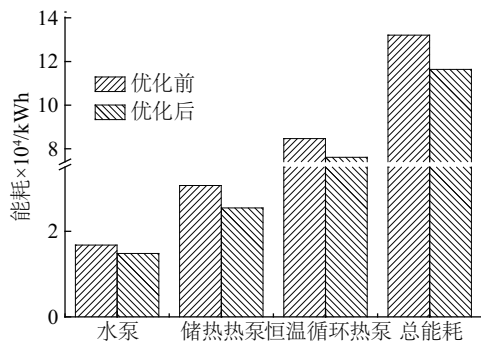


图9 优化前后系统能耗对比

Fig. 9 Comparison of energy consumption before and after optimization

## 4 结论

1) 针对员工宿舍楼这一特定的供热建筑,利用

TRNSYS 建立仿真模型,对补水方案、集热器面积和水箱容积配比进行了优化。优化前,补水采用用后即补的方式、集热器面积为258 m<sup>2</sup>,储热水箱与恒温水箱的容积配比为1:1;优化后,减少了补水次数和补水量,白天仅在早上完成必要补水量,集热器面积增加到344 m<sup>2</sup>,水箱容积配比则调整为1.5:1.0,系统节能率达到11.83%。

2) 对于需要补水的联合供热系统,当储热水箱由储热热泵和集热器联合供热,且储热热泵由温差控制时,在满足供水需求的前提下,减少补水次数、尽量少补水,比多次补水更有利于系统节能。

3) 对于太阳能供热系统,增加太阳集热器面积(提高系统的太阳能保证率),能使系统的总能耗降低,但系统能耗的下降率随集热器面积的增加而减小。所以,集热器面积增加到一定值后,继续增加集热器面积反而会使系统经济性降低。

4) 对于总容积一定的双水箱太阳能供热系统,提高储热水箱与恒温水箱的容积比,能更充分地利用太阳能,降低系统总能耗。但恒温水箱容积过低,会加大恒温水箱内的温度波动,降低供热系统的稳定性。

### [参考文献]

- [1] LIU Y, MA J, ZHOU G, et al. Performance of a solar air composite heat source heat pump system[J]. Renewable energy, 2016, 87(3): 1053-1058.
- [2] 黄紫祺, 张小松. 太阳能空气源复合热泵系统的理论与实验分析[J]. 化工学报, 2016, 67(Z2): 356-361.
- [3] HUANG Z Q, ZHANG X S. Experimental and theoretical study of solar-air source heat pump system [J]. CIESE journal, 2016, 67(Z2): 356-361.
- [4] 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: 四川, 2015, 29(6): 706-710.
- [5] LIN B Q, LUO H L, WANG H, et al. Comparative studies of the operation method of solar energy water heating system with auxiliary heat pump heater [J]. Refrigeration and air conditioning, 2015, 29(6): 706-710.
- [6] HAWLADER M, CHOU S K, ULLAH M. The performance of a solar assisted heat pump water heating system [J]. Applied thermal engineering, 2001, 21(11): 1049-1065.
- [7] 铁燕. 新型空气源热泵辅助供热太阳能热水系统热力性能及运行特性研究[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2010.

- TIE Y. Thermal performance and operation characteristics of a novel solar energy water heating system in conjunction with air source heat pump [D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2010.
- [6] 李尚武. 空气源热泵辅助太阳能热水系统匹配优化研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2015.
- LI S W. Study on matching optimization of air source heat pump assisted solar water heating system [D]. Changsha: Hunan University, 2015.
- [7] 江乐新, 楼静, 黎恢山, 等. 并联式太阳能热泵热水系统最佳匹配研究[J]. 给水排水, 2008, 34(9): 89-91.
- JIANG L X, LOU J, LI H S, et al. Study on the best matching of parallel solar heat pump water heating system[J]. Water & waste water engineering, 2008, 34(9): 89-91.
- [8] LI H, YANG H. Study on performance of solar assisted air source heat pump systems for hot water production in Hong Kong[J]. Applied energy, 2010, 87(9): 2818-2825.
- [9] 旷玉辉, 王如竹, 于立强. 太阳能热泵供热系统的实验研究[J]. 太阳能学报, 2002, 23(4): 408-413.
- KUANG Y H, WANG R Z, YU L Q. Experimental study of solar assisted heat pump (SAHP) system for heat supply[J]. Acta energiae solaris sinica, 2002, 23(4): 408-413.
- [10] KUANG Y H, WANG R Z, YU L Q. Experimental study on solar assisted heat pump system for heat supply [J]. Energy conversion & management, 2003, 44(7): 1089-1098.
- [11] 赵芳, 廖胜明. 基于典型用水模式下太阳能热水系统性能分析与优化[J]. 建筑节能, 2011, 39(7): 12-15.
- ZHAO F, LIAO S M. Based on the typical water mode solar water heating system performance analysis and optimization[J]. Building energy efficiency, 2011, 39(7): 12-15.
- [12] 姚盼, 袁艳平, 孙亮亮, 等. 西昌市太阳能热水系统集热面积、水箱容积与倾角的组合优化[J]. 太阳能学报, 2016, 37(3): 636-643.
- YAO P, YUAN Y P, SUN L L, et al. Combinatorial optimization of collector area, tank volume and tilt angle for swhs in Xichang[J]. Acta energiae solaris sinica, 2016, 37(3): 636-643.
- [13] 孙亮亮, 袁艳平, 姚盼, 等. 双水箱太阳能集中热水系统关键参数优化及建筑类型的适用性研究[J]. 太阳能学报, 2016, 37(10): 2569-2577.
- SUN L L, YUAN Y P, YAO P, et al. Applicability study of key parameter optimization and building type of centralized solar hot water system with two water tanks [J]. Acta energiae solaris sinica, 2016, 37(10): 2569-2577.
- [14] 陈娜. 严寒地区太阳能-土壤源热泵供暖系统关键设备的优化[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2010.
- CHEN N. Key Equipments optimization of solar ground source heat pump system in severe cold regions[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2010.

## RESEARCH OF COMBINING SOLAR COLLECTOR AND AIR-SOURCE HEAT PUMP HEATING SYSTEM

Zhang Jianxiong<sup>1</sup>, Cao Xiaolin<sup>1</sup>, Dai Wei<sup>1</sup>, Fan Xuan<sup>1,2</sup>

(1. School of Energy Science and Engineering, Central South University, Changsha 410083, China;

2. Guangdong Haiwu Technology Co., Ltd., Dongguan 523000, China)

**Abstract:** This paper optimizes a solar and air source heat pump combined heating system. A simulation model is established by TRNSYS software, which is solved coupling with subsystems. Then, we perform a parametric study on the operation of the system under annual running condition, by which feed-water strategy, solar collector area and water tank volume ratio are analyzed. The results show that the system has the optimal solutions, when only feeding water once at morning, restricting solar collector area to 344 m<sup>2</sup>, and selecting the volume ratio of the heat storage tank to the constant temperature water tank as 1.5; After optimization, the system energy conservation increases by 11.9%.

**Keywords:** combined heating; solar collector; air source heat pump; feed-water strategy; system optimization