

文章编号: 1671-6612 (2025) 03-350-10

# 高原寒冷地区 太阳能耦合水源热泵供暖系统蓄热容量研究

邓保顺<sup>1,2</sup> 孔吉福<sup>1</sup> 马江燕<sup>2</sup> 黄琳<sup>2</sup> 熊光哲<sup>1</sup> 白青松<sup>2</sup> 高然<sup>1</sup>

(1. 西安建筑科技大学 西安 710055;

2. 中铁第一勘察设计院集团有限公司 西安 710043)

**【摘要】** 为解决高海拔寒冷地区的建筑供暖问题, 在青藏高原搭建试验点, 建立了一种太阳能耦合水源热泵的供暖系统。通过现场测试结合数值模拟的方式研究该供暖系统在高原气候条件下的运行特性, 基于建筑热负荷曲线, 分析太阳能集热器面积与蓄热容量之间的关系, 以期达到系统最佳性能。结果表明, 以风机盘管作为供暖末端, 串联配置的太阳能耦合水源热泵供暖系统性能优于低温空气源热泵系统, 该供暖系统单位集热器面积的短期蓄热水箱容积 ( $V_s/A_c$ ) 范围推荐为  $90\text{L/m}^2\sim 130\text{L/m}^2$ , 集热器面积规模应根据 50h 内的不保证小时数, 至少设置为建筑物设计热负荷的 85%。

**【关键词】** 供暖系统; 太阳能; 水源热泵; 蓄热容积; 西藏

中图分类号 TU831.6 文献标志码 A

## Research on Thermal Storage Capacity of Solar Coupled Water Source Heat Pump Heating System in Cold Plateau Regions

Deng Baoshun<sup>1,2</sup> Kong Jifu<sup>1</sup> Ma Jiangyan<sup>2</sup> Huang Lin<sup>2</sup> Xiong Guangzhe<sup>1</sup> Bai Qingsong<sup>2</sup> Gao Ran<sup>1</sup>

(1. Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an, 710055;

2. China Railway First Survey and design Institute Group Co., Ltd, Xi'an, 710043)

**【Abstract】** In order to solve the problem of building heating in the high altitude cold area, a solar coupled heat pump heating system was established in the Xizang Plateau. Through field test and numerical simulation, the operating characteristics of the heating system in plateau climate are studied. Based on the building heat load curve, the relationship between the solar collector area and heat storage capacity is analyzed to achieve the best performance of the system. The results show that the performance of the solar coupled water source heat pump heating system in series configuration is better than that of the low temperature air source heat pump system when the fan coil is used as the heating terminal. The short term storage tank volume ( $V_s/A_c$ ) per unit collector area of the heating system is recommended to be  $90\text{L/m}^2\sim 130\text{L/m}^2$ . The collector area scale should be based on the number of unguaranteed hours within 50h. Set to at least 85% of the design heat load of the building.

**【Keywords】** Heating system; Solar energy; Water source heat pump; Heat storage volume; Tibet

## 0 引言

西藏地处太阳能富集区, 建筑供暖需求量大, 海拔 3000m 之上常规能源匮乏, 生态环境脆弱。因此, 发展以太阳能为主的清洁能源供暖系统是解决西藏

地区局部供暖问题的可行途径<sup>[1-3]</sup>。然而由于太阳能资源与建筑热负荷在时空上的不匹配, 太阳能供暖系统的设计具有挑战性。测试青藏地区多个正在运营的站房能耗和用能系统, 大部分站房规模较小, 电供暖

作者(通讯作者)简介: 邓保顺(1970.10-), 男, 硕士, 正高级工程师, E-mail: 936592045@qq.com

收稿日期: 2024-11-15

的方式能源利用效率低,运行费用高。低温空气源热泵在高寒地区,由于环境温度低,逐时运行 COP 在 1.5~2.5 之间,系统能效很难提升。热泵蒸发器所在的热源温度主要决定热泵的性能,因此,太阳能可以作为热源为热泵提供热量,通过太阳能集热器提高蒸发器的温度,改善寒冷气候下热泵的性能<sup>[4-5]</sup>。

太阳能与水源热泵串联配置已被证明是一种可靠的供暖方式,具有补充传统的太阳能供暖系统和单独热泵系统局限性的优点<sup>[6-8]</sup>。Lu<sup>[9]</sup>等比较了中国 39 个城市建筑供暖应用的太阳能耦合热泵串联和并联配置系统之间的季节性能。结果表明,电加热作为辅助热源,串联系统的性能一般优于并联系统。在严寒地区,如果水源热泵能够实现大于 6.9 的额定性能系数,串联系统是更好的选择。Zhang<sup>[10]</sup>等采用 NSGA-II 的双目标优化模型,实现了太阳能区域供暖系统与水源热泵结合的最优匹配和技术经济性,以中国浪卡子县的太阳能区域供暖系统为案例验证所提出的模型。结果表明,优化后的系统性能显著提高,在供热面积 20 万 m<sup>2</sup> 的情况下,太阳能分数和平准化供热成本可分别从 53.26% 和 0.2750 元/kWh 提高到 74.17% 和 0.2297 元/kWh。Han<sup>[11]</sup>等提出一种太阳能辅助水源热泵的方式来解决水源热泵性能下降的问题。在供暖期间,由于热泵蒸发侧温度的提升,太阳能辅助水源热泵供暖系统的逐时系统 COPs 平均比水源热泵单独运行高 12.7%,年总系统 COP 高出约 18%。Pinamonti<sup>[12]</sup>等结合储能技术分析了在特定气候条件下不同建筑类型的太阳能辅助热泵系统的性能,以空气源热泵作为参考系统,太阳能辅助热泵系统可最大节省约 25~30% 的能源。蓄热是太阳能供暖系统稳定运行的关键,相较其他蓄热方式,在海拔 4000m 之上水箱因结构简单、价格低廉和散热稳定的特点而更具优势。大容量水箱有利于更多的太阳能集热,但也会导致更长的热响应时间和较大的热损失,水箱容积太小,会增加辅助热源消耗<sup>[13]</sup>。王登甲<sup>[14]</sup>等归纳了西藏高原地区的阴天概率分布,通过模拟分析得到了太阳能供暖蓄热体的年热损失量与集热蓄热比、蓄热容积之间的函数关系,并给出了不同蓄热周期、不同供暖末端热媒温度的蓄热容积推荐值。但是最佳蓄热容积会因不同的系统配置、供暖负荷和气象条件而异,太阳能耦合水源热泵供暖系统的蓄热容量设计尚未得到全面研究。

根据建筑热负荷曲线设计适当规模的蓄热水箱和太阳能集热器对于清洁供暖项目至关重要,本研究首先对试验点的太阳能耦合水源热泵供暖系统做了短期现场测试,然后基于实测验证的 TRNSYS 系统模型探究耦合供暖系统中单位集热面积的蓄热水箱容积最佳范围,最后分析该蓄热容积范围下供暖系统在整个供暖季的性能。对于现行规范推荐的短期蓄热水箱容积范围往往不能适用于新的、更复杂的系统,本文使用参数化模拟的方法确定蓄热容积。

## 1 试验点项目描述

### 1.1 项目概况

试验点位于西藏邦达县,如图 1 所示。试点建筑共两层包括宿舍、办公室、水房、设备房等,总建筑面积约为 260m<sup>2</sup>。根据试验点典型气象年(TMY)气象数据计算出该建筑的逐时热负荷曲线如图 2 所示,建筑最大热负荷为 22kW。在供暖期间,宿舍、办公室的室温设置为 20℃,水房、设备房室温设置为 16℃,测试期间 2024.1.13~2024.1.22 室外温度如图 3 所示。



图 1 试验点现场实验平台

Fig.1 Test site on-site experimental platform

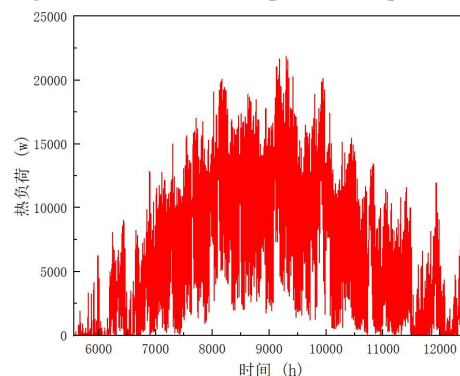


图 2 试验点供暖季逐时热负荷

Fig.2 Hourly heat load of the test site during the heating season

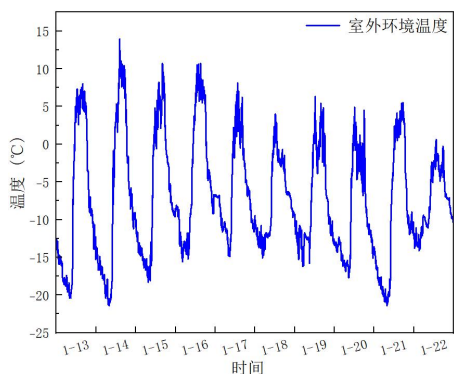


图 3 试验点室外温度

Fig.3 Outdoor temperature at the test site

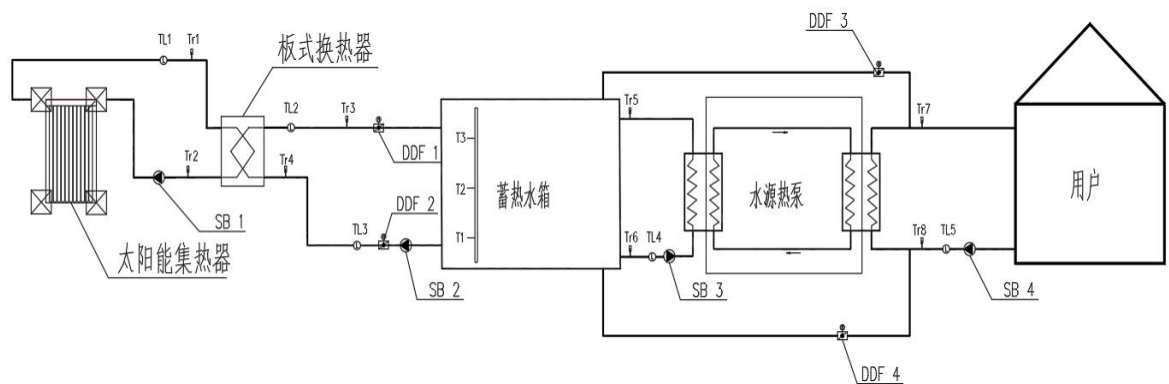


图 4 太阳能耦合水源热泵供暖系统

Fig.4 Solar energy coupled with water source heat pump heating system

太阳能耦合水源热泵供暖系统以三种模式运行：（1）太阳能直供模式，开启泵 SB1、SB2、SB4，开启阀门 DF1、DF2、DF3、DF4，泵 SB3 与水源热泵机组关闭；（2）太阳能联合水源热泵运行模式，开启泵 SB1、SB2、SB3、SB4，开启阀门 DF1、DF2 和水源热泵机组，关闭阀门 DF3、DF4；（3）水源热泵单独供暖模式，开启泵 SB3、SB4 和水源热泵机组，关闭泵 SB1、SB2，阀门 DF1、DF2、DF3、DF4。

实验测试期间首先是室外气象数据检测及收集记录，实验系统分别布置水平/倾斜太阳辐射仪、风速仪、温度模块等，分别对水平/倾斜太阳辐射强度、室外风速、室外空气相对湿度和温度进行实时监测记录；其次是供暖系统中太阳能集热器进出口、板式换热器、水箱热源侧和负荷侧、供热用户末端、水源热泵蒸发侧和冷凝侧等管路或设备节点上布置温度传感器、流量计；最后是在建筑物各房间内布置温度模块实时监测室内温湿度波动，涉及到的主要实验测试仪器如表 1 所示。

1.2 供暖系统描述和操控模式

所述供暖系统如图 4 所示，太阳能集热作为首要热源，当太阳能集热无法单独满足供暖需求时，蓄热水箱和水源热泵作为补充热源。集热器采用大平板式，集热面积 78m<sup>2</sup>，50%的乙二醇水溶液用作集热器循环工质，集热器阵列朝南布置在 40° 的斜坡上。水源热泵机组额定制热量为 22kW，额定输入功率 4.5kW，制冷剂为 R134a，蓄热水箱容积为 8m<sup>3</sup>。

表 1 实验测试仪器

Table 1 Experimental testing equipment

| 仪器        | 测试范围                   | 精度      |
|-----------|------------------------|---------|
| PT100 热电阻 | -50~150℃               | 0.1℃    |
| 电磁流量计     | 0.01~5m/s              | ±0.5%   |
| 太阳辐射仪     | 0~2000W/m <sup>2</sup> | ±3%     |
| 室外气温传感器   | -40℃~60℃               | ±0.3%   |
| 室外湿度传感器   | 0~100%RH               | ±2%RH   |
| 室外风速仪     | 0~45m/s                | ±0.2m/s |
| 温度模块      | -10~85℃                | ±0.4℃   |

2 仿真模型

2.1 模型建立与验证

该试点建造了完整的测控平台，根据监测数据可以获得建筑物热需求、水源热泵机组运行、集热器集热、水箱蓄热和供热的全过程运行参数。在 TRNSYS 平台上建立仿真模型，根据测试工况的实测数据开发和验证系统模型。

### 2.1.1 太阳能集热器模型

在稳定运行阶段, 根据实测数据太阳能集热量  $Q_c$ :

$$Q_c = c_1 m_1 (T_{r1} - T_{r2}) \quad (1)$$

有效集热量  $Q_u$ :

$$Q_u = c_2 m_2 (T_{r3} - T_{r4}) \quad (2)$$

集热效率  $\eta$ :

$$\eta = \frac{Q_c}{I_T A_c} \quad (3)$$

式中:  $c_1$ 、 $c_2$  为集热循环工质、水的比热容,  $J/(kg \cdot ^\circ C)$ ;  $m_1$ 、 $m_2$  为集热循环工质、板换水侧流量,  $kg/s$ ;  $T_{r1}$ 、 $T_{r2}$  为集热器出口、进口温度,  $^\circ C$ ;  $T_{r3}$ 、 $T_{r4}$  为板换水侧出口、进口温度,  $^\circ C$ ;  $A_c$  为集热面积,  $m^2$ ;  $I_T$  为集热器接收太阳辐射强度,  $W/m^2$ 。

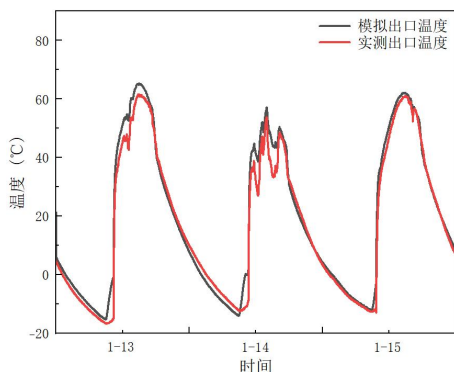


图 5 集热器进出口温度模拟与实测结果

Fig.5 Simulation and measured results of the inlet and outlet temperatures of the heat collector

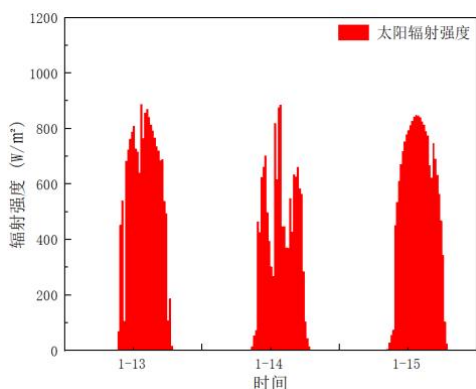


图 6 太阳辐射强度变化

Fig.6 Variation in solar radiation intensity

平板集热器选择 type1b 型, 模型的输入参数与试验点供暖系统的设计安装参数保持一致。

1.13~1.15 集热器出口温度实测和模拟值如图 5 所

示, 太阳辐射强度如图 6 所示, 辐射强度和集热器出口温度变化趋势表现出高度一致性, 仿真与测试数据非常吻合, 集热循环运行时段出口温度模拟与实测结果的相对误差在 10% 以内。

### 2.1.2 水源热泵模型

水源热泵制热能力  $Q_f$ :

$$Q_f = P + Q_s \quad (4)$$

$$Q_b = m_b c_2 (T_{b\_in} - T_{b\_out}) \quad (5)$$

$$Q_f = m_f c_2 (T_{f\_out} - T_{f\_in}) \quad (6)$$

水源热泵 COP:

$$COP = \frac{Q_f}{P} \quad (7)$$

系统能效 (COPs):

$$COPs = \frac{Q_f}{P + P_0} \quad (8)$$

式中:  $Q_f$  为热泵机组制热量,  $kW$ ;  $P$  为热泵机组输入的电能,  $kW$ ;  $Q_b$  为来自热源侧的热量,  $kW$ ;  $T_{b\_in}$ 、 $T_{b\_out}$  和  $T_{f\_in}$ 、 $T_{f\_out}$  为源侧和负荷侧的入口、出口温度,  $^\circ C$ ;  $m_b$ 、 $m_f$  为源侧和负荷侧的质量流量,  $kg/s$ ;  $P_0$  为水泵能耗,  $kW$ 。

热泵机组型号直接影响供暖系统的运行能耗和制热能力, 选择 type927 型部件。从长期监测数据中选取 2.1~2.7 水源热泵稳定运行阶段的制热量与耗电量, 模拟与实测值变化如图 7 所示, 相对误差基本保持在 15% 以内。热泵冷凝侧出水温度在 40~50 $^\circ C$  的设定温度区间内变化, 水源热泵实测性能如图 8 所示。

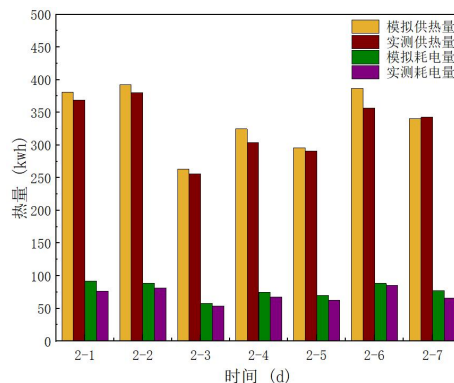


图 7 热泵制热量和耗电量实测和模拟值

Fig.7 Measured and simulated values of heat pump heating capacity and power consumption

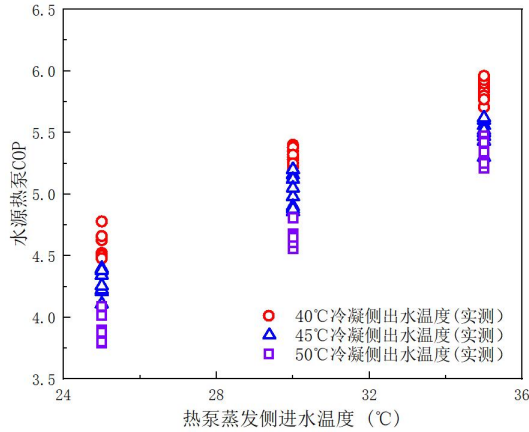


图8 水源热泵性能测试

Fig.8 Performance test of water source heat pump

### 2.1.3 蓄热水箱模型

蓄热水箱的能量平衡关系:

$$Q_s = Q_c + Q_{aux} - Q_{loss} - Q_{load} = (\rho c_2)_s V_s \frac{dT_s}{dt} \quad (9)$$

蓄热水箱容积  $V_s$ :

$$Q_s = \int_{\tau_1}^{\tau_2} [Q_c(\tau) + Q_{aux}(\tau) - Q_{loss}(\tau) - Q_{load}(\tau)] d\tau \quad (10)$$

$$V_s = \frac{Q_s}{(\rho c_2)_s (T_g - T_s)} \quad (11)$$

式中:  $Q_s$  为蓄热量, W;  $\rho$  为水的密度;  $\text{kg/m}^3$ ;  $Q_{loss}$  为系统热损失 (不包括集热器热损失), W;  $Q_{load}$  为供暖负荷, W;  $Q_{aux}$  为辅助热源供热量, W;  $T_g$  为蓄热水箱供水温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $T_s$  为水箱设定下限温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $\tau_1$ 、 $\tau_2$  为蓄热开始与结束的时间点, s。

采用 type158 型分层蓄热水箱, 水箱尺寸、水箱热水出入口位置、热损失系数与现场供暖系统中的水箱参数相同。1.16~1.19 期间蓄热水箱的测试数据用于验证水箱模型, 如图 9 所示水箱温度在  $17^{\circ}\text{C} \sim 51^{\circ}\text{C}$  之间周期性变化。将模拟水箱温升与实测水箱温升进行对比, 水箱蓄热温差变化高度一致, 相对误差在 10% 之内。

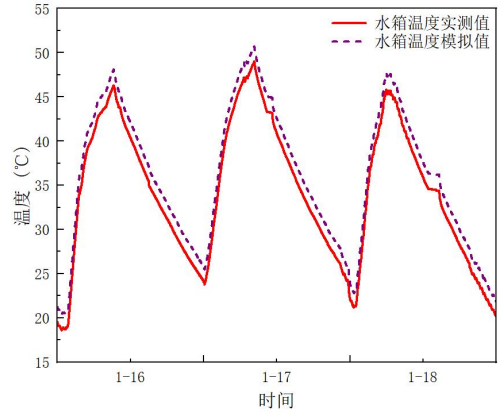


图9 蓄热水箱温度模拟与实验结果

Fig.9 Simulation and experimental results of the temperature of the hot water storage tank

### 2.1.4 供暖系统模型

对比测试日 1.13、1.14 供暖系统模拟与实测的集热循环、水源热泵启停状态如图 10 所示, 集热循环启停时段基本一致, 水源热泵启停时段虽有错差但启停时数差别很小。

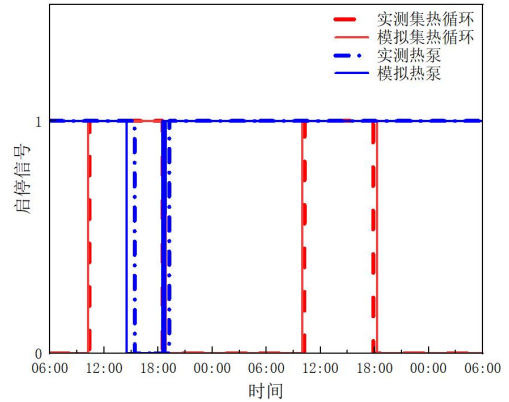


图10 集热循环和水源热泵机组的运行状况

Fig.10 The operation status of the heat collection cycle and the water source heat pump unit

### 2.2 仿真案例与控制策略

系统仿真模型如图 11 所示, 当太阳辐射较强, 太阳能集热器出水温度高于水箱温度  $8^{\circ}\text{C}$  时太阳能集热循环开启, 低于  $2^{\circ}\text{C}$  时集热循环关闭。在此期间当水箱温度高于  $45^{\circ}\text{C}$  时直供模式运行, 水箱温度低于  $45^{\circ}\text{C}$  时联合供暖模式运行。无太阳辐射时, 集热循环不运行, 开启水源热泵单独供暖模式。用户端供暖设定为回水温度控制, 当回水温度高于  $45^{\circ}\text{C}$  时泵 SB4 关闭停止供暖, 回水温度低于  $40^{\circ}\text{C}$  时泵 SB4 开启继续供暖。

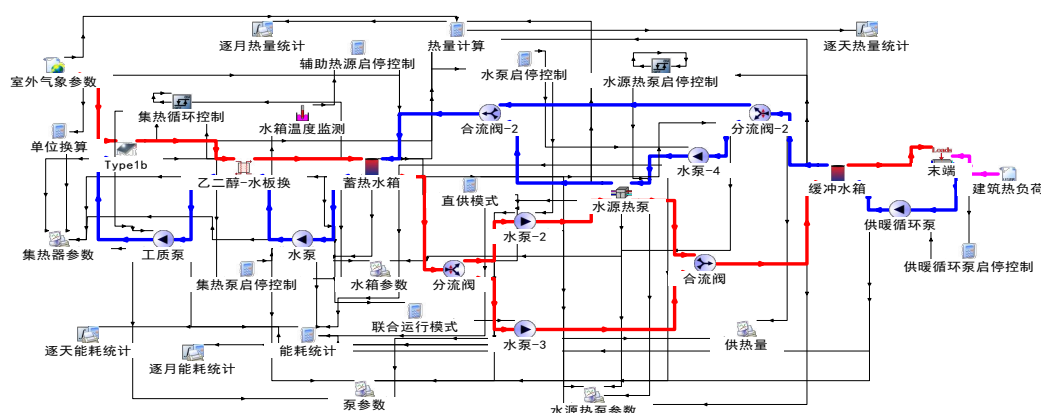


图 11 太阳能耦合水源热泵供暖系统模型

Fig.11 Solar energy coupled with water source heat pump heating system model

### 3 实测与模拟结果分析

#### 3.1 实测结果分析

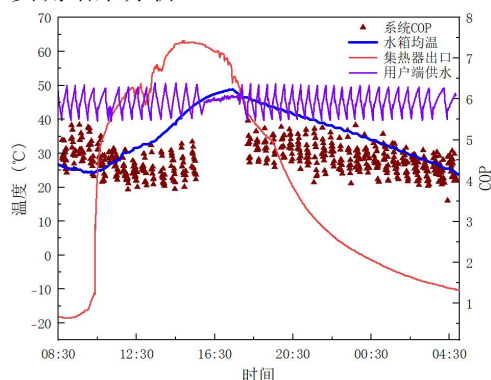


图 12 典型日水箱温度和系统 COPs

Fig.12 Water tank temperature and system COPs in typical day

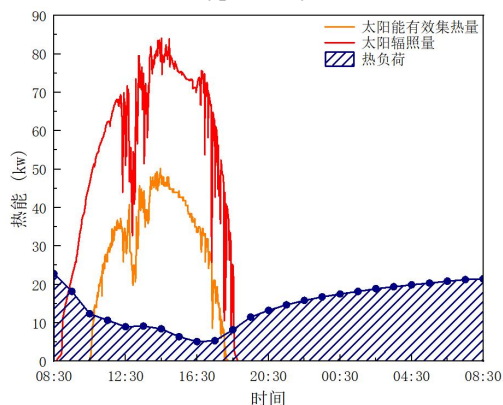


图 13 典型日有效集热、太阳辐射量和热负荷变化

Fig.13 Effective heat collection, solar radiation amount and heat load variations in typical day

典型日水箱温度变化趋势和逐时系统 COPs 变化如图 12 所示, 以水箱温度为基准分三个阶段,

第一阶段 8:30-10:20, 水源热泵独立运行, 前一天的蓄热量通过水源热泵提升热品位之后维持供暖, 水箱水温降低。第二阶段 10:20-17:25, 随着太阳辐射增强, 水箱温度从最低点 25℃ 持续升高至最高点 49℃, 水箱温度低于 45℃, 太阳能联合水源热泵模式运行, 水箱温度高于 45℃, 水源热泵关闭太阳能直供模式开启。第三阶段 17:25-次日 4:55, 太阳能直供模式在此阶段只运行极短时间, 水箱温度低于 45℃ 之后水源热泵单独运行, 凌晨 4:55 当日有效集热量完全被消耗, 水箱温度降至 25℃。在整段工况区间, 供暖系统逐时 COPs 在 3.8~5.4, 太阳能直供模式运行 2.6 个小时, 太阳能联合水源热泵供暖模式 COPs 为 4.13, 水源热泵单独供暖 COP 为 4.82。

典型日热负荷和供暖系统能量变化如图 13 所示, 太阳能集热量 247.7kWh, 进入水箱的有效集热量 231.4kWh, 太阳辐射量 521.6kWh, 热负荷 364.7kWh, 系统热损失 37.6kWh, 集热器平均集热效率 47.4%, 太阳能保证率为 57.6%。

#### 3.2 参数化分析蓄热容量

为了分析蓄热水箱和集热面积对供暖系统性能的影响, 设置 77 组模拟工况, 集热器面积从 70m<sup>2</sup> 增加到 130m<sup>2</sup> 以 10m<sup>2</sup> 为步长变化, 蓄热水箱容积从 2m<sup>3</sup> 增加到 22m<sup>3</sup> 以 2m<sup>3</sup> 为步长变化。不同容积的水箱形状系数设置相同, 即高度值等于水箱底部面积值, 所有工况建筑负荷曲线一致, 末端以恒定温度输送热水。该集热面积区间下, 供暖能力为建筑物设计热负荷的 60%~100%, 低于 60% 热负荷的集热

面积不被考虑, 过小的集热面积无法满足建筑物的供暖需求, 如图 14 所示。不保证供暖时段是指蓄热水箱温度低于 15℃ (水箱设定的下限温度) 的时间段。当集热面积规模大于设计热负荷的 85% 时, 不保证小时数小于 50h, 从室内热舒适度的角度认为是可以接受的。当集热面积规模小于设计热负荷的 80% 时, 不保证小时数超过 50h, 如果采用设计热负荷 70% 的集热面积, 不保证小时数甚至大于 250h, 这会导致热舒适度较差, 因此该供暖系统最小蓄热容量  $V_s/A_c$  为 90L/m<sup>2</sup>, 如图 14 中标记点所示。

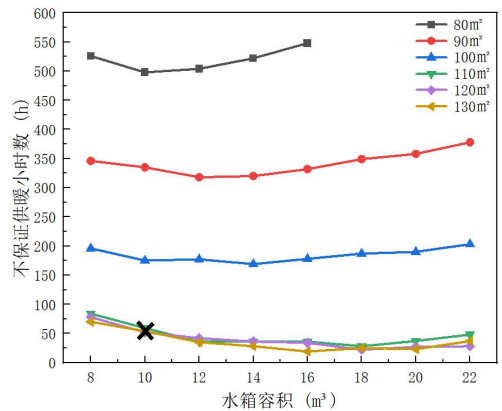


图 14 不同集热面积下的不保证供暖小时模拟值  
Fig.14 No guarantee of the simulated heating hours values under different collector areas

在 77 组工况中设置容量为 25kW 的电辅助加热, 确保供暖系统稳定持续供暖, 连续阴天或夜间水箱温度低于 20℃ 时, 电辅助加热开启, 当水箱温度加热至 30℃, 电辅助加热关闭, 水源热泵容量不做调整。计算三个参数, 以便清楚地了解何时从水箱容积增量中获得增益。

参数  $\alpha$ : 定义为供暖季从集热场获得的太阳能有效集热增量  $\Delta SE$  与水箱容积增量  $\Delta Vol$  之间的比率。

$$\alpha = \frac{\Delta SE}{\Delta Vol} \tag{12}$$

参数  $\beta$ : 定义为供暖季电辅助热源能耗增量  $\Delta BE$  与水箱容积增量  $\Delta Vol$  之间的比率。

$$\beta = \frac{\Delta BE}{\Delta Vol} \tag{13}$$

参数  $\gamma$ : 定义为供暖季水源热泵能耗增量  $\Delta WE$  与水箱容积增量  $\Delta Vol$  之间的比率。

$$\gamma = \frac{\Delta WE}{\Delta Vol} \tag{14}$$

不同水箱容积和集热器面积的参数研究示例如表 2 所示, 对电辅助加热容量 25kW, 水源热泵容量 22kW 的 77 种工况分析如表 3、4、5 所示。在每个太阳能集热器面积下具有两个特征: 右上标记区域, 随着水箱容积增加, 太阳能有效集热量增益显著 ( $\alpha > 100$ ), 电辅助加热量骤降, 水源热泵在集热器面积小于 110m<sup>2</sup> 时能耗增大, 集热器面积大于 120m<sup>2</sup> 时能耗减小; 左下非标记区域, 即使水箱容积增加但太阳能有效集热增益量低 ( $\alpha < 100$ ), 水箱容积的增加不会减少电辅助加热必须提供的能量, 水源热泵在集热面积小于 110m<sup>2</sup> 时能耗呈现先减小后增大的趋势, 集热面积大于 120m<sup>2</sup> 时能耗变化不大。综合考虑三个条件 (表 3 中的  $\alpha$  值  $< 100$ 、表 4 中的  $\beta$  值  $> -50$  和表 5 中的  $\gamma$  值  $< 50$ ), 确保在电辅助加热量降为最低的同时达到最佳的蓄热水箱容积, 对应  $V_s/A_c$  为 90L/m<sup>2</sup>~130L/m<sup>2</sup>。

表 2 系列模拟的结果示例

Table 2 Example of results from the series of simulations

| 工况 | 集热器面积/m <sup>2</sup> | 水箱容积/m <sup>3</sup> | 供暖需求偏差/% | 太阳能/kWh | 电辅助热源/kWh | 热泵/kWh |
|----|----------------------|---------------------|----------|---------|-----------|--------|
| 1  | 80                   | 2                   | 5.5      | 26556.8 | 7824.8    | 4777.9 |
| 2  |                      | 4                   | 3.8      | 27962.6 | 6137      | 5798.1 |
| 3  |                      | 6                   | 2.8      | 28583.5 | 5538.5    | 6176.1 |
| 4  |                      | 8                   | 2.1      | 28958.8 | 5316.8    | 6297.7 |
| 5  |                      | 10                  | 1.7      | 29151.1 | 5212.3    | 6371.6 |
| 6  |                      | 12                  | 1.5      | 29251.2 | 5136.3    | 6432.9 |
| 7  |                      | 14                  | 1.3      | 29345.1 | 5092      | 6475   |
| 8  |                      | 16                  | 1.0      | 29432.7 | 5082.5    | 6537.8 |
| 9  |                      | 18                  | 0.5      | 29523.4 | 5069.8    | 6660.6 |
| 10 |                      | 20                  | 0.1      | 29597.2 | 5057.2    | 6773.1 |
| 11 |                      | 22                  | -0.5     | 29645.2 | 5041.3    | 6990   |

表 3 每 2m<sup>3</sup>蓄热容积增量的太阳能有效集热量变化 ( $\alpha$ ) 分析Table 3 Analysis of the variation ( $\alpha$ ) of the effective solar heat collection capacity per 2 cubic meters of heat storage volume increment

| 容积/m <sup>3</sup> | 面积/m <sup>2</sup> | volume increment |               |              |              |              |              |              |
|-------------------|-------------------|------------------|---------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
|                   |                   | 70               | 80            | 90           | 100          | 110          | 120          | 130          |
| 4                 |                   | <b>624.3</b>     | <b>702.92</b> | <b>762.2</b> | <b>808.4</b> | <b>837</b>   | <b>870</b>   | <b>927.2</b> |
| 6                 |                   | <b>247.5</b>     | <b>310.42</b> | <b>349</b>   | <b>376.7</b> | <b>392.1</b> | <b>465.3</b> | <b>485.7</b> |
| 8                 |                   | 74.8             | <b>187.7</b>  | <b>281</b>   | <b>309.9</b> | <b>327.6</b> | <b>363.1</b> | <b>334</b>   |
| 10                |                   | 51.1             | 96.1          | <b>178.5</b> | <b>241.8</b> | <b>273.4</b> | <b>284.8</b> | <b>287.8</b> |
| 12                |                   | 47.6             | 50            | 75.3         | 74.3         | <b>190.5</b> | <b>224.8</b> | <b>305.5</b> |
| 14                |                   | 34.5             | 46.9          | 42.5         | 68.6         | 81.3         | 95           | <b>215.3</b> |
| 16                |                   | 38.6             | 43.8          | 49.7         | 40.3         | 78           | 67           | 81.2         |
| 18                |                   | 42.7             | 45.3          | 46.7         | 33.3         | 30.1         | 31.8         | 61           |
| 20                |                   | 44.9             | 36.9          | 47           | 42.5         | 37.1         | 30.7         | 42.8         |
| 22                |                   | 33.7             | 24            | 42.7         | 41.1         | 27.2         | 29.3         | 41.1         |

表 4 每 2m<sup>3</sup>蓄热容积增量的电辅助热源能耗变化 ( $\beta$ ) 分析Table 4 Analysis of the energy consumption change ( $\beta$ ) of the electric auxiliary heat source for each 2 cubic meters increase in heat storage volume

| 容积/m <sup>3</sup> | 面积/m <sup>2</sup> | increase in heat storage volume |               |               |               |               |               |               |
|-------------------|-------------------|---------------------------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
|                   |                   | 70                              | 80            | 90            | 100           | 110           | 120           | 130           |
| 4                 |                   | <b>-878.3</b>                   | <b>-843.9</b> | <b>-787.4</b> | <b>-727.5</b> | <b>-616.7</b> | <b>-511.6</b> | <b>-456.7</b> |
| 6                 |                   | <b>-263.3</b>                   | <b>-299.3</b> | <b>-395.3</b> | <b>-439.5</b> | <b>-326.6</b> | <b>-200</b>   | <b>-186.4</b> |
| 8                 |                   | <b>-86.7</b>                    | <b>-110.8</b> | <b>-150.4</b> | <b>-184.5</b> | <b>-133.3</b> | <b>-101.7</b> | <b>-81.8</b>  |
| 10                |                   | -26.7                           | <b>-52.3</b>  | <b>-86.8</b>  | <b>-91.5</b>  | <b>-85</b>    | <b>-66.7</b>  | <b>-63.2</b>  |
| 12                |                   | -18.3                           | -38           | -37.2         | <b>-61.5</b>  | <b>-61.7</b>  | <b>-58.3</b>  | -45           |
| 14                |                   | -15                             | -22.2         | -37.2         | -37.5         | <b>-53.3</b>  | -43.3         | -13.3         |
| 16                |                   | 3.3                             | -4.8          | -10.9         | -25.5         | -33.3         | -5            | 0             |
| 18                |                   | -5                              | -6.3          | -7.8          | -19.5         | -30           | 0             | 0             |
| 20                |                   | -3.3                            | -6.3          | -9.3          | -21           | -8.3          | 0             | 0             |
| 22                |                   | 3.3                             | -7.9          | -1.6          | -18           | 0             | 0             | -1.9          |

表 5 每 2m<sup>3</sup>蓄热容积增量的水源热泵能耗变化 ( $\gamma$ ) 分析Table 5 Analysis of the energy consumption variation ( $\gamma$ ) of water source heat pumps for each 2 cubic meters increase in heat storage volume

| 容积/m <sup>3</sup> | 面积/m <sup>2</sup> | heat storage volume |              |              |              |              |              |               |
|-------------------|-------------------|---------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|---------------|
|                   |                   | 70                  | 80           | 90           | 100          | 110          | 120          | 130           |
| 4                 |                   | <b>567</b>          | <b>510.1</b> | <b>434.8</b> | <b>359</b>   | <b>221.3</b> | <b>108.2</b> | <b>-146.8</b> |
| 6                 |                   | <b>153.7</b>        | <b>189</b>   | <b>251.1</b> | <b>268.6</b> | <b>134.7</b> | <b>53.5</b>  | <b>-93</b>    |
| 8                 |                   | <b>50.6</b>         | <b>60.8</b>  | <b>74.7</b>  | <b>115.5</b> | <b>87.4</b>  | 23.7         | <b>-69.2</b>  |
| 10                |                   | 29.2                | 37           | 45.8         | <b>51.7</b>  | 49.1         | 13.6         | <b>-54.9</b>  |
| 12                |                   | 16                  | 30.7         | 14.6         | 30.6         | 48.2         | 6.5          | -33.8         |
| 14                |                   | 28.8                | 21           | 28           | 13.2         | 39.1         | 7.1          | 5.6           |
| 16                |                   | 64.6                | 31.4         | 15.6         | 12.3         | 28.2         | 18.3         | 9.1           |
| 18                |                   | 106.8               | 71.4         | 50.7         | 10.6         | 41.9         | 30.2         | 16.6          |
| 20                |                   | 179.6               | 106.3        | 96.2         | 68.5         | 34           | 32.3         | 21.9          |
| 22                |                   | 241.3               | 198.4        | 147.5        | 158.8        | 78.5         | 55.7         | 43.5          |

### 3.3 蓄热容积对系统性能的影响

蓄热水箱的下限温度是水源热泵工作允许的最低温度。在末端供水温度  $50^{\circ}\text{C}$ ，集热面积规模为设计热负荷的 85%， $V_s/A_c$  为  $90\text{L}/\text{m}^2 \sim 130\text{L}/\text{m}^2$  的模拟工况结果如图 15 所示。集热效率随蓄热水箱水温的升高而降低，热泵 COP 随水箱水温的升高而增加，二者之间有一平衡交汇点，交汇点在系统最高能效点附近，降低交汇点的水箱温度会提高集热效率，但热泵 COP 减低，因此水箱温度会影响联合运行模式下的系统性能。水箱温度升高，集热效率降低，但系统能效持续上升，表明热泵 COP 提高所获得的收益大于集热效率降低造成的损失。蓄热水箱最佳温度为  $35^{\circ}\text{C}$ ，此时 COPs 达到最高点 4.5，在此之后 COPs 下降，故水源热泵不宜采用过高的蒸发温度。

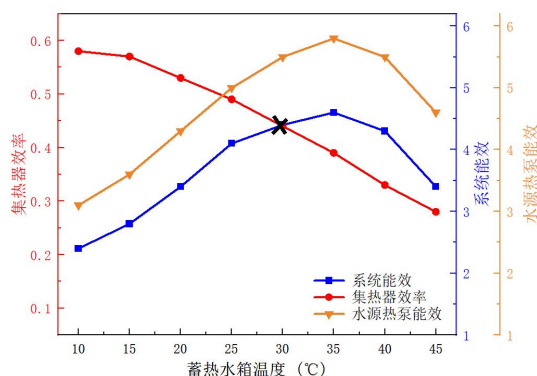


图 15 水箱温度对太阳能联合热泵供暖模式下系统性能的影响

Fig.15 The influence of water tank temperature on the system performance in the solar combined heat pump heating mode

不同水箱容积对系统过热度、集热效率和太阳能保证率影响如图 16 所示。根据当地气候特征，供暖系统安全温度设定为  $80^{\circ}\text{C}$ ，过热度表示供暖季过热时间所占的比例。当集热面积为设计热负荷的 85%，水箱容积从  $6\text{m}^3$  增加到  $12\text{m}^3$ ，整个供暖季系统过热度降低 37.4%，集热效率提升 49%，太阳能保证率提升 51.2%；蓄热容积从  $12\text{m}^3$  增加到  $18\text{m}^3$ ，系统过热度降低 19.2%，集热效率提升 5.8%，太阳能保证率提升 3.1%。 $V_s/A_c$  增大时，过热时间减小，供暖系统更稳定，月平均集热效率增大直至趋于稳定，太阳能保证率也逐渐增大，供暖季初期和后期的太阳能保证率几乎为 1。蓄热容积设置过小，蓄热水箱很容易达到控制温度，集热循环泵关

闭，使集热器长时间处于过热状态，影响了太阳能的有效利用；当蓄热容积过大时，蓄热量损失增大，导致系统热损失进一步增大，虽然辅助加热量未有明显变化，但会增加热泵单独供暖和太阳能联合热泵供暖的时长，降低系统的供暖效率。蓄热时间越长， $V_s/A_c$  越大，当  $V_s/A_c$  为  $90\text{L}/\text{m}^2 \sim 130\text{L}/\text{m}^2$ ，系统过热时间更小，集热器效率和太阳能保证率均达到上限水平。

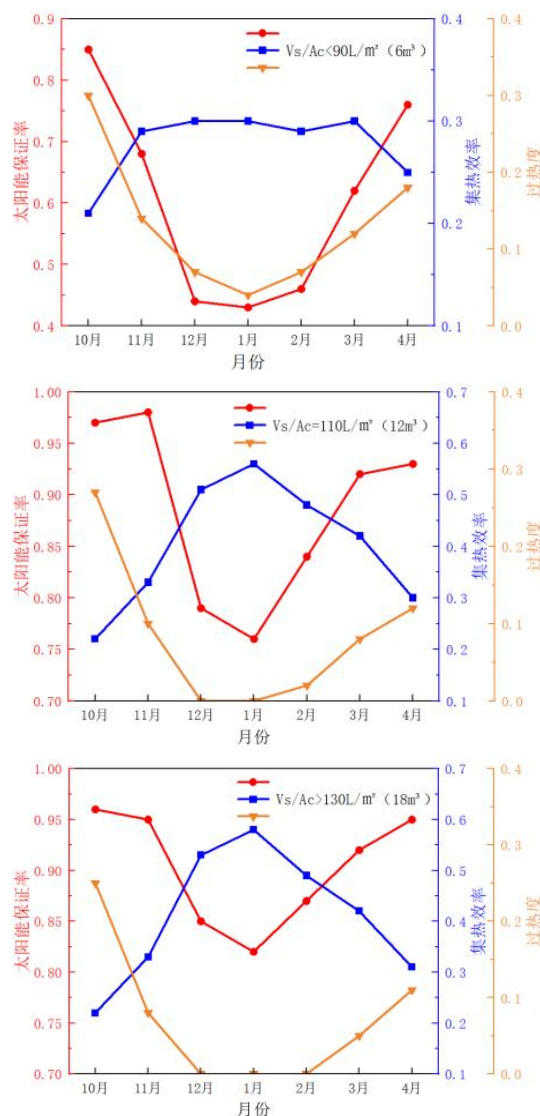


图 16 供暖期蓄热容量变化对系统性能的影响

Fig.16 The impact of changes in heat storage capacity during the heating period on system performance

## 4 结论

本研究旨在根据高原寒冷地区供暖工程的建筑热负荷曲线确定太阳能耦合水源热泵供暖系统

的短期蓄热容量,分析了供暖系统中蓄热水箱水温 and 容积变化对系统性能的影响,结论如下:

串联配置的太阳能耦合热泵供暖系统在高原寒冷地区能够高效地进行建筑供暖,测试期间以风机盘管作为供暖末端,该系统相较于低温空气源热泵系统 COPs 平均提高 1.1 倍。

不保证小时数低于 50h 的前提下,该供暖系统最小蓄热容量  $V_s/A_c$  为  $90\text{L}/\text{m}^2$ ,在既定的热负荷曲线下逐步分析蓄热容积对太阳能有效集热增益和辅助热源加热量的影响,系统最佳蓄热容量  $V_s/A_c$  范围为  $90\text{L}/\text{m}^2\sim 130\text{L}/\text{m}^2$ 。

蓄热容量在  $90\text{L}/\text{m}^2\sim 130\text{L}/\text{m}^2$ ,集热器效率和太阳能保证率均达到上限水平,串联配置系统运行时,蓄热水箱最佳温度为  $35^\circ\text{C}$ ,此时 COPs 达到最高 4.5。

本研究为西藏高原供暖方案选择和太阳能蓄热系统设计提供了依据,并为串联配置的太阳能耦合水源热泵供暖系统在高原寒冷地区的应用提供一定的指导。受时间和条件限制,实验测试期仅在最冷 1 月份,未来还需要进一步分析不同集热器面积和水箱容积的蓄热供暖系统在经济性。

#### 参考文献:

- [1] 胡尧,李子璇,李勇,等.浅析西藏地区可再生能源开发利用现状及未来发展[J].太阳能,2017,(8):11-13.
- [2] 刘艳峰,周位华,王登甲,等.川西藏区居住建筑可再生能源供暖热源适宜性研究[J].暖通空调,2020,50(9):116-121.
- [3] 翁楚彬,周雄冬,徐梦珍.西藏可再生能源开发适宜度评价[J].太阳能学报,2023,44(1):475-484.
- [4] Zhang S, Liu S, Wang J, et al. Analysis of a solar-assisted heat pump system with hybrid energy storage for space heating[J]. Applied Thermal Engineering, 2023,231.
- [5] Bakirci K, Yuksel B. Experimental thermal performance of a solar source heat-pump system for residential heating in cold climate region[J]. Applied Thermal Engineering, 2011,31(8-9):1508-1518.
- [6] 夏奎明.太阳能集热器与水源热泵联合系统供热性能的仿真研究[J].制冷与空调,2024,24(5):96-102.
- [7] Gaonwe TP, Hohne PA, Kusakana K. Optimal energy management of a solar-assisted heat pump water heating system with a storage system[J]. Journal of Energy Storage, 2022,56.
- [8] 杨国锋,贾智旗,陈廷敏,等.太阳能-热泵双水箱集成供暖系统实验研究[J].建筑科学,2022,38(12):144-151.
- [9] Lu J, Tang Y, Li Z, et al. Solar heat pump configurations for water heating system in China[J]. Applied Thermal Engineering, 2021,187.
- [10] Zhang R, Wang D, Yu Z, et al. Dual-objective optimization of large-scale solar heating systems integrated with water-to-water heat pumps for improved techno-economic performance[J]. Energy and Buildings, 2023,296.
- [11] Han C, Kim J, Cho W, et al. Annual performance analysis of solar-assisted raw-water source heat pumps at low water temperatures[J]. Energy, 2024,291.
- [12] Pinamonti M, Baggio P. Energy and economic optimization of solar-assisted heat pump systems with storage technologies for heating and cooling in residential buildings[J]. Renewable Energy, 2020,157:90-99.
- [13] Li J, Li X, Wang Y, et al. Long-term performance of a solar water heating system with a novel variable-volume tank[J]. Renewable Energy, 2021,164:230-241.
- [14] 王登甲,刘慧,殷庭强,等.高原太阳能供暖蓄热系统保温及容积设计方法[J].暖通空调,2024,54(2):16-21.