

## 日光温室空气余热热泵加温系统应用效果

孙维拓<sup>1,2</sup>, 郭文忠<sup>1,2\*</sup>, 徐凡<sup>1,2</sup>, 王利春<sup>1,2</sup>, 薛绪掌<sup>1,2</sup>, 李银坤<sup>1,2</sup>, 陈永平<sup>3</sup>

(1. 北京农业智能装备技术研究中心, 北京 100097; 2. 农业部农业信息技术重点实验室, 北京 100097;  
3. 北京中科华誉能源技术发展有限责任公司, 北京 100083)

**摘要:** 中国日光温室是低碳节能设施结构类型的代表, 但昼夜能量分布极不平衡, 白天室内热量富余, 而夜间低温高湿, 冷害、病虫害时有发生。为实现日光温室热量在时间、空间上的转移, 以提高空气热能利用效率, 提升日光温室抵御低温能力, 设计了一套日光温室空气余热热泵加温系统。白天适时运行系统, 将日光温室富余空气热能泵取并储存于蓄热水池中; 夜间室内气温较低时, 首先开启风机和水泵, 以对流换热方式通过表冷器直接散热; 当蓄热水池水温降至一定温度, 逆向运行热泵系统强制放热; 此外, 在连阴天及极端低温天气条件下, 可开启风机与翅片式电加热对温室进行应急加温。对加温系统的应用效果进行试验, 试验结果表明: 与对照温室相比, 系统运行期间, 试验温室夜间平均气温高出 2.8~4.4℃, 相对湿度降低 8.0%~11.5%; 白天平均气温降低 3.7~5.2℃, 相对湿度降低 12.3%~16.5%。系统不仅夜间加温、降湿效果显著, 同时白天降温、除湿效果显著。系统白天集热功率为 12.5~16.4 kW, 制热性能系数为 3.3~4.2; 夜间表冷器散热阶段系统放热功率为 9.3~10.3 kW, 性能系数为 6.6~7.4; 逆向运行热泵强制放热阶段系统性能系数为 3.8~4.1。加温周期内系统集、放热过程始终处于制热工况, 整体性能系数达 2.7, 节能效果显著。该研究为日光温室夜间节能加温提供了新思路。

**关键词:** 温室; 热泵系统; 空气; 加温; 余热; 日光温室

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.17.031

中图分类号: S625.2; S625.4

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2015)-17-0235-09

孙维拓, 郭文忠, 徐凡, 王利春, 薛绪掌, 李银坤, 陈永平. 日光温室空气余热热泵加温系统应用效果[J]. 农业工程学报, 2015, 31(17): 235-243. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.17.031 http://www.tcsae.org

Sun Weituo, Guo Wenzhong, Xu Fan, Wang Lichun, Xue Xuzhang, Li Yinkun, Chen Yongping. Application effect of surplus air heat pump heating system in Chinese solar greenhouse[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(17): 235-243. (in Chinese with English abstract)

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.17.031 http://www.tcsae.org

### 0 引言

中国日光温室以太阳辐射为主要能源<sup>[1]</sup>, 靠最大限度的前屋面采光<sup>[2]</sup>、后墙蓄热<sup>[3-4]</sup>以及保温被覆盖保温<sup>[5]</sup>等蓄热保温措施, 以充分利用光热资源、减弱不利气象因子影响, 是节能、高效、低成本温室结构型的代表。截至 2012 年底, 全国日光温室面积为 96.4 万 hm<sup>2</sup>, 约占设施栽培总面积的 24.9%<sup>[6]</sup>。由于日光温室具有优良的保温蓄热性能, 在中国北纬 35°~42°之间, 冬季一般无需加温即能进行喜温蔬菜的生产<sup>[7]</sup>。然而, 对于使用年份较久的日光温室, 或在高寒地区, 或遭遇极端天气, 或在用于种苗繁育、花卉生产等情况下, 日光温室仅靠自有结构吸收太阳辐射并不能完全满足作物需求, 夜间低温冷害以及高湿环境引起的病虫害频发, 同时积温不足,

严重影响作物产量和品质<sup>[8-9]</sup>。因此, 结合日光温室光热特性, 探寻低碳节能的加温方法以提升日光温室抵御夜间低温的能力已成为当务之急。

在冬季正午及午后日光室内气温较高, 最高可达 35℃以上, 不利于作物生长发育, 例如常见温室作物黄瓜在发芽期、幼苗期、开花期以及结实采收期的最适温度在 25℃左右<sup>[10]</sup>。可见, 日光温室白天热量富余, 在晴朗天气白天散失热量约占温室全天得热的 80%<sup>[11]</sup>, 为防止作物徒长通常需要进行通风降温, 造成巨大的热量损失, 研究表明温室由于通风换气及冷风渗透造成的热损失约占温室能耗的 20%~30%<sup>[12]</sup>。将白天室内富余热量收集起来用于夜间加温是实现温室低碳生产的有效方法, 已研究报道了多种模式, 如主动蓄放热<sup>[13-14]</sup>, 地中热交换<sup>[15-17]</sup>, 构件集热<sup>[18-19]</sup>等。前人的研究已经突破了依靠日光温室墙体结构和室内土壤被动蓄、放热的单一模式, 实现了温室蓄热、放热过程可控以及热量在时间、空间上的转移, 在一定程度上提升了日光温室夜间温度。但以上研究对温室空气热能的利用多是通过空气介质与储热介质的对流换热进行, 或者受其影响, 对介质温差要求严格, 导致集热效率低, 有效集热时间短, 普遍存在着空气余热利用率低的问题。

空气源热泵通过电力驱动可将空气中低品位的能量

收稿日期: 2015-04-09 修订日期: 2015-07-31

基金项目: 北京市农林科学院科技创新能力建设专项 (KJXC20140415); 国家 863 计划项目 (2013AA103005)

作者简介: 孙维拓, 男, 山东邹城人, 工程师, 主要从事设施园艺环境工程方面的研究。北京 北京农业智能装备技术研究中心, 100097。Email: sunwt@nrcita.org.cn

\*通信作者: 郭文忠, 男, 宁夏中卫人, 博士, 研究员, 硕士生导师, 主要从事设施蔬菜栽培研究。北京 北京农业智能装备技术研究中心, 100097。

Email: guowz@nrcita.org.cn

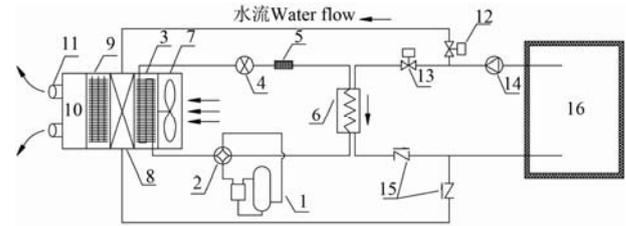
转换为高品位热能<sup>[20-22]</sup>，由于安装费用低，使用方便，已成为热泵诸多型式中的应用最为广泛的一种<sup>[23-24]</sup>。但空气源热泵的应用受气候条件影响较大，在中国北方寒冷地区冬季无法正常工作，主要表现为热泵制热量少，无法满足温室采暖负荷，COP (coefficient of performance) 低，除霜准确性差<sup>[25-26]</sup>等。若将空气源热泵内置于日光温室，白天集取室内富余空气热能夜间释放增温，则热泵热源理想，集热效率提高，即使空气温度低于储热介质亦可强制稳定集热，有效集热时间延长，最终提升空气余热利用效率。因此，为高效利用冬季日光温室室内空气余热，有效蓄存用于夜间加温，本研究设计建造了一套日光温室空气余热热泵加温系统，并从加温、降湿和节能 3 方面研究了其应用效果，以期能为温室加温除湿、节能减排提供新途径。

## 1 材料与方法

### 1.1 系统设计

日光温室空气余热热泵加温系统(见图1)位于温室中部，由热泵装置、表冷器、应急电加热、蓄热水池、循环管道、控制系统等部分组成，其中表冷器、应急电加热以及控制系统均集成于热泵装置壳体中。热泵装置型号为自主研发的 IE-FWR-H13，名义制热量 13.27 kW，名义制冷量 11.85 kW，制冷剂为二氟一氯甲烷 (R22)，充注 5 kg，主要集成压缩机、四通换向阀、翅片换热器、套管换热器、膨胀阀、离心风机、循环水泵等。其中，压缩机为美国 Copeland 公司生产的涡旋式 VR48KS-TFP-542，380 V 电压，额定输入功率 3.56 kW；翅片换热器传热管采用紫铜内螺纹管、正三角形叉排，管距为 25 mm，翅片为波纹形整体铝翅片，片距 1.8 mm，片厚 0.12 mm；套管换热器主体采用  $\Phi 42.4$  mm 镀锌钢管，内管采用  $\Phi 9.52 \times 0.41$  mm 内螺纹钢管，整体外包 15 mm 厚保温棉；离心风机为临淄空调风机厂生产的 LKW280M-4，额定流量 5 000 m<sup>3</sup>/h，全压 500 Pa，380 V 电压，额定功率 1.37 kW；循环水泵为德国威乐公司生产的 PD-300E，220 V 电压，额定输出功率 300 W，全扬程 7.5 m，最大排水量 9.69 m<sup>3</sup>/h。表冷器传热管采用紫铜光管、正三角形叉排，管距为 25 mm，翅片采用波纹形整体铝翅片，片距 1.8 mm，片厚 0.12 mm。应急电加热为翅片式电加热管，380V 电压，额定制热功率为 4.5 kW。蓄热水池位于温室中部，内表面长 2.5 m，宽 1.22 m，系统测试期间有效蓄水容积 4.18 m<sup>3</sup>，主体材料为 24 cm 砖墙，水泥砂浆抹平，内、外表面做防水，外表面紧贴 3.8 cm 厚挤塑板保温，水池盖板由 1.5 cm 厚木工板与挤塑板紧密贴合而成。循环管道包括水管、风管及静压箱，水管为  $\Phi 32$  PVC 管，外覆保温套；风管为  $\Phi 300$  mm 布袋风管，双排孔 ( $\Phi 21$  mm)，与垂直方向夹角均为 30°，孔间距 25 cm，2 根总计 28 m，连接静压箱两侧出风口，悬挂于温室屋脊下方距地面 2.2 m 高处；静压箱用于平衡风机风压并降低噪音，安装于热泵装置正上方，尺寸为 100 cm × 100 cm × 50 cm， $\Phi 297$  mm 出风口 2 个，分别朝向东、西。控制系统为工业级 PLC (programmable logic

controller)。



1. 压缩机 2. 四通换向阀 3. 翅片换热器 4. 膨胀阀 5. 过滤器  
6. 套管换热器 7. 离心风机 8. 表冷器 9. 翅片式电加热 10. 静压箱  
11. 布袋风管 12. 电磁阀 1 13. 电磁阀 2 14. 循环水泵 15. 止回阀  
16. 蓄热水池  
1. Compressor 2. Four-way reversing valve 3. Fin type heat exchanger  
4. Expansion valve 5. Filter 6. Double-pipe heat exchanger 7. Centrifugal fan  
8. Surface air cooler 9. Fin type electrical heater 10. Plenum chamber  
11. Fabric duct 12. Magnetic valve 1 13. Magnetic valve 2 14. Circulating water pump 15. Water check valve 16. Heat reservoir

图1 日光温室空气余热热泵加温系统原理示意图

Fig.1 Principle diagram of surplus air heat pump heating system used for solar greenhouse

### 1.2 运行方法

日光温室空气余热热泵加温系统运行一般可分为以下 4 种工况：

1) 冬季白天 (09:00—16:00)，当日光温室室内气温上升至一定温度 (如 27℃)，启动压缩机、离心风机、循环水泵，关闭电磁阀 1，打开电磁阀 2，系统运行集热，当室内气温降低至一定值 (如 22℃) 停止运行。集热阶段，制冷剂经过翅片换热器吸收空气热能，经压缩机压缩后流经套管换热器与水泵驱动的循环水换热，并将热量储存在蓄热水池中，最后经膨胀阀降压重新进入翅片换热器形成循环。此阶段，翅片换热器为热泵蒸发器，套管换热器为冷凝器，系统泵取空气热能储存于蓄热水池中，蓄热水池水温稳步升高。

2) 夜间 (16:00—09:00)，当室内气温降低至一定温度 (如 13℃) 且蓄热水池中的水温高于一定温度 (如 25℃)，启动离心风机和循环水泵，打开电磁阀 1，关闭电磁阀 2，系统首先以对流换热方式通过表冷器散热，当室内气温高于一定温度 (如 17℃) 时停止运行。此阶段，蓄热水池中的水在水泵驱动下流经表冷器，与风机驱动的室内空气进行换热，将蓄热水池中的热量不断释放到室内空气中，水温下降，室内气温升高。

3) 夜间 (16:00—09:00)，当经历上述表冷器放热阶段或未经上述表冷器放热阶段，蓄热水池中的水温低于一定温度 (如 25℃) 且室内气温低于一定温度 (如 13℃) 时，四通换向阀切换压缩机吸气管、排气管与翅片换热器、套管换热器的连接，关闭电磁阀 1，打开电磁阀 2，反向运行热泵，系统进行热泵强制放热。此阶段，系统通过热泵装置泵取蓄热水池中低品位的热量为温室加温，水温下降，室内气温升高。若水温降至一定温度 (如 13℃)，热泵热源温度过低，系统停止运行。

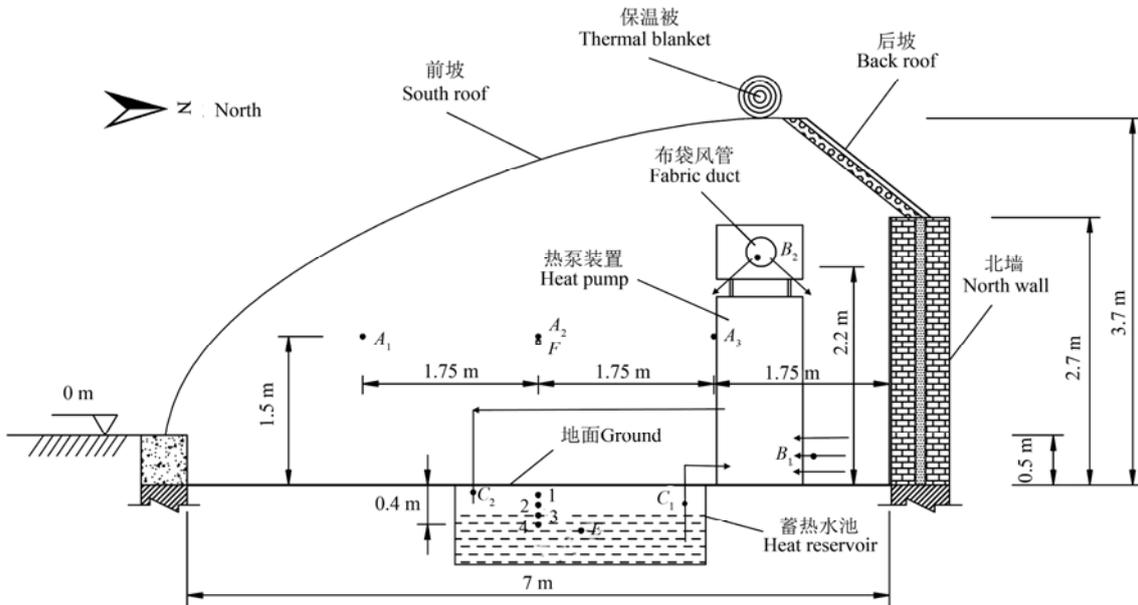
4) 在连阴天及极端低温天气条件下，不管白天和夜间，当室内气温降低至一定温度 (如 10℃)，且蓄热水池中水温不大于设定温度 (如 13℃) 时，开启离心风机与翅片式电加热对温室进行应急加温。

1.3 试验设计

1.3.1 试验温室

2014 年 12 月 10 日-2015 年 2 月 10 日对日光温室空气余热热泵加温系统进行了试验测试。试验日光温室位于北京市小汤山国家精准农业研究示范基地(40°10'N, 116°26'E)。如图 2 所示, 温室东西走向, 长 29.8 m, 跨度 7 m, 北墙高 2.7 m, 脊高 3.7 m, 后坡

长 1.3 m, 采用钢骨架结构, 室内地面下沉 0.5 m, 北墙及山墙为 24 cm 红砖+15 cm 聚苯乙烯泡沫板+24 cm 红砖, 内表面喷涂 3 mm 厚抗裂砂浆, 前坡覆盖为 0.12 mm 厚聚氯乙烯膜, 夜间覆盖保温被。对照温室结构、材料和建造时间均与试验温室相同, 其中前坡覆盖为 2014 年 11 月 5 日更换的新膜。试验期间, 试验温室与对照温室均种植黄瓜。



注: A<sub>1</sub>~A<sub>3</sub> 为室内空气温湿度测点; B<sub>1</sub>~B<sub>2</sub> 分别为系统进风口温湿度测点; C<sub>1</sub>~C<sub>2</sub> 分别为系统供回水温度测点; 1~4 为室内不同深度土壤温度测点; E 为蓄热水池水温测点; F 为室内水平方向太阳辐射量测点; 视图角度看不到的部分测点未标出。

Note: A<sub>1</sub>-A<sub>3</sub> represent indoor air temperature and relative humidity measurement points; B<sub>1</sub>-B<sub>2</sub> represent air temperature and relative humidity measurement points at inlet and outlet, respectively, of the system; C<sub>1</sub>-C<sub>2</sub> represent temperature measurement points of supply and return water, respectively, of the system; 1-4 represent soil temperature measurement points in various depth in the solar greenhouse; E represents water temperature measurement point of the heat reservoir; F represents solar radiation measurement point in horizontal direction in the solar greenhouse; some other measurement points hidden from view are not marked.

图 2 日光温室结构示意图及测点布置

Fig.2 Schematic diagram of solar greenhouses and measurement points

1.3.2 测点布置与仪器

选用铜-康铜 T 型热电偶作为温度传感器测量室内外气温、土壤温度、蓄热水池水温、供回水温度、进出风温度等, 精度为±0.2℃。选用美国 Campbell 公司生产的 CR1000 数据采集仪进行数据记录。其中, 试验温室气温测点 5 个, 分别布置于温室跨中距东墙 5、15 和 25 m 处, 温室东西中轴线距北墙 1.75 和 5.25 m 处, 距地面 1.5 m; 为避开温室中部蓄热水池, 土壤温度测点分别布置于温室东、西半部几何中心点, 土壤深度为 10、20、30、40 cm; 蓄热水池水温测点置于水池中部; 供回水温度、进出风温度测点预先铺设于管道中。对照温室气温和土温测点均布置于温室中部, 高度及深度同试验温室。

选用美国 LICOR 公司生产的 LI200X 短波辐射传感器测量温室内水平方向太阳辐射量, 精度为±3%, 置于温室中部距地面 1.5 m 高处。

选用美国 Onset 公司生产的 HOBO U14-001 型温湿度记录仪测量室内外湿度以及室外气温, 温、湿度传感器精度分别为±0.2℃和±2.5%。室内湿度测点同气温, 室外气温与湿度测点置于东侧山墙外 1.5 m 高处。

选用山东力创科技有限公司生产的 LCDG-DG 三相

电子式电能表监测压缩机、离心风机、循环水泵和翅片式电加热等系统组件的累计电能、瞬时功率。

选用凯驰瑞鑫(大连)仪器发展有限公司生产的 KRCFLO-1518HLB 手持式超声波流量计测量水泵流量, 体积流量精度为±1%。

选用德国 Testo 公司生产的 testo 417 叶轮风速仪测量离心风机流量, 精度为±(0.1 m/s + 1.5%测量值)。

所有设备自动记录数据时间步长为 10 min。

1.3.3 系统集成放热过程计算方法

系统白天集热阶段是将日光温室富余空气热能泵取并储存于蓄热水池中, 使水温升高, 处于制热工况, 系统制热性能系数 COP<sub>hc</sub>可由下式计算得出:

$$COP_{hc} = \frac{Q_{hc}}{E_{hc}} \quad (1)$$

$$Q_{hc} = \int m_{Cp} \cdot c_{p,w} (T_{w,out} - T_{w,in}) \cdot d\tau_{hc} \quad (2)$$

式中: Q<sub>hc</sub> 为系统集热阶段制热量, kJ; E<sub>hc</sub> 为系统集热阶段耗电量, kJ; m<sub>Cp</sub> 为循环水泵质量流量, 试验期间循环水泵实测体积流量为 1.86 m<sup>3</sup>/h, 水的密度取 1.0×10<sup>3</sup> kg/m<sup>3</sup>, 则 m<sub>Cp</sub> 取值 0.52 kg/s; c<sub>p,w</sub> 为水的比定压热容, 由于在热力过程中水温变化不是太大, 可忽略 c<sub>p,w</sub> 变化, 取值 4.2

$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$ ;  $T_{w,\text{in}}$ ,  $T_{w,\text{out}}$  分别为系统集热过程进、出口水温,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $\tau_{\text{hc}}$  为系统集热时间,  $\text{s}$ 。

系统夜间放热过程分 2 个阶段, 首先以对流换热的方式通过表冷器换热, 然后再逆行热泵强制放热, 其目的均是利用蓄热水池储存的热量加温室内空气, 因此可采用系统进、出风焓值变化进行相关计算分析。系统表冷器放热阶段制热性能系数  $\text{COP}_{\text{hr,sac}}$  计算式如下<sup>[27]</sup>:

$$\text{COP}_{\text{hr,sac}} = \frac{Q_{\text{hr,sac}}}{E_{\text{hr,sac}}} \quad (3)$$

$$Q_{\text{hr,sac}} = \int \frac{q_{\text{Fan}}}{v_{\text{ma}}} (h_{\text{ma,out}} - h_{\text{ma,in}}) \cdot d\tau_{\text{hr,sac}} \quad (4)$$

$$h_{\text{ma}} = 1.005T_{\text{ma}} + d_{\text{ma}} (2501 + 1.86T_{\text{ma}}) \quad (5)$$

$$d_{\text{ma}} = \varphi \cdot d_b \quad (6)$$

式中:  $Q_{\text{hr,sac}}$  为系统表冷器放热阶段放热量,  $\text{kJ}$ ;  $E_{\text{hr,sac}}$  为系统表冷器放热阶段耗电量,  $\text{kJ}$ ;  $q_{\text{Fan}}$  为离心风机排风量, 试验期间实测  $1.22 \text{ m}^3/\text{s}$ ;  $v_{\text{ma}}$  为湿空气比容,  $\text{m}^3/\text{kg}$ ;  $h_{\text{ma}}$  为湿空气比焓,  $\text{kJ}/\text{kg}$ ;  $h_{\text{ma,in}}$ ,  $h_{\text{ma,out}}$  分别为系统进风口、出风口湿空气焓值,  $\text{kJ}/\text{kg}$ ;  $\tau_{\text{hr,sac}}$  为系统表冷器放热阶段时间,  $\text{s}$ ;  $T_{\text{ma}}$  为湿空气温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $d_{\text{ma}}$  为湿空气含湿量,  $\text{kg}/\text{kg}$ , 以水蒸气/干空气;  $\varphi$  为空气相对湿度, %;  $d_b$  为饱和含湿量,  $\text{kg}/\text{kg}$ 。试验中系统进、出风口湿空气温度  $T_{\text{ma}}$  及相对湿度  $\varphi$  可由温湿度记录仪测定, 通过查湿空气的焓湿图可确定进、出风口湿空气比容  $v_{\text{ma}}$  及比焓  $h_{\text{ma}}$ 。

逆向运行热泵强制放热阶段, 室内气温可迅速升至设定温度, 系统频繁启停, 由于技术条件的限制, 无法精确测量此阶段系统累计运行时间及进、出风口温湿度, 因此热泵强制放热阶段系统性能系数  $\text{COP}_{\text{hr,hp}}$  无法采用  $\text{COP}_{\text{hr,sac}}$  算法, 可通过蓄热水池水温变化估算 (忽略蓄热水池散热), 计算式如下:

$$\text{COP}_{\text{hr,hp}} = \frac{Q_{\text{hr,hp}}}{E_{\text{hr,hp}}} \quad (7)$$

$$Q_{\text{hr,hp}} = M_w \cdot c_{p,w} (T_1 - T_2) + \lambda \cdot E_{\text{hr,hp}} \quad (8)$$

式中:  $Q_{\text{hr,hp}}$  为系统热泵强制放热阶段放热量,  $\text{kJ}$ ;  $E_{\text{hr,hp}}$  为系统热泵强制放热阶段耗电量,  $\text{kJ}$ ;  $M_w$  为蓄热水池蓄水量, 实测  $4.18 \times 10^3 \text{ kg}$ ;  $T_1$ ,  $T_2$  分别为热泵强制放热阶段蓄热水池中水的初温和终温,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $\lambda$  为系统耗电转化为空气热能的比率, 取 90%。

系统加温周期集、放热过程整体性能系数  $\text{COP}_{\text{tot}}$  计算式为:

$$\text{COP}_{\text{tot}} = \frac{Q_{\text{hr,sac}} + Q_{\text{hr,hp}}}{E_{\text{hc}} + E_{\text{hr,sac}} + E_{\text{hr,hp}}} \quad (9)$$

### 1.3.4 试验设置

选取 2015 年 01 月 16 日—2015 年 01 月 19 日连续 4 d 典型天气分析日光温室空气余热热泵加温系统应用效果。期间试验温室与对照温室白天揭开保温被, 均不开风口, 夜间覆盖保温被保温, 天气状况及系统运行参数详见表 1。

表 1 试验期间天气状况及系统运行参数

Table 1 Weather conditions and operating parameters of system during test

日期 Date	天气 Weather	太阳辐射量 Solar radiation ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$ )	保温被 揭开时间 Uncovering time of thermal blanket	保温被 覆盖时间 Covering time of thermal blanket	集热阶段 Heat collecting period	放热阶段 Heat releasing period	
						表冷器 Surface air cooler	热泵启停 次数 Start/stop count of heat pump
2015-01-16	晴 Sunny	526.2	08:25	16:30	10:30-16:00	20:30-01:00	12
2015-01-17	晴间多云 Partly cloudy	404.7	08:30	16:00	11:00-15:08	23:00-01:40	7
2015-01-18	阴转晴 Overcast to sunny	362.0	08:30	16:00	11:21-15:40	22:54-05:33	5
2015-01-19	晴 Sunny	513.0	08:15	16:30	11:00-15:10	23:08-03:30	10

注: 太阳辐射量为 09:00-16:00 温室内水平方向平均太阳辐射量; 2015 年 01 月 18 日 12:10-12:20 系统停运 10 min。

Note: Indoor solar radiation in horizontal direction from 09:00 to 16:00 is presented as mean; the system stopped running for 10 min from 12:10 to 12:20 Jan.18, 2015.

## 2 试验结果与分析

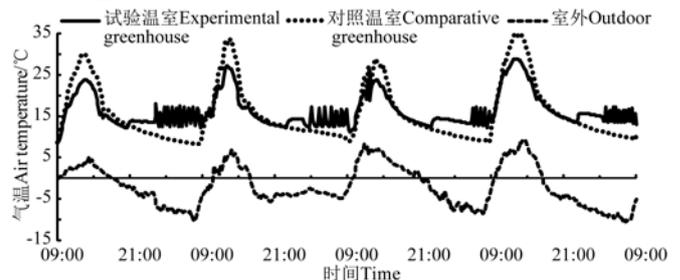
### 2.1 系统运行效果

#### 2.1.1 室内气温比较

试验温室与对照温室室内气温比较如图 3 所示。在连续 4 d 的测试中, 夜间系统放热期间, 试验温室平均气温分别为 14.4、14.0、14.1 和 15.1 $^{\circ}\text{C}$ , 明显高于对照温室, 温差分别为 4.4、2.8、3.9 和 4.0 $^{\circ}\text{C}$ ; 对照温室气温在 01 月 17 日 08:00 达到最低值 8.2 $^{\circ}\text{C}$  时, 试验温室气温为 14.6 $^{\circ}\text{C}$ ; 室外气温在 01 月 20 日 07:10 达到最低值 -10.6 $^{\circ}\text{C}$  时, 试验温室气温为 15.2 $^{\circ}\text{C}$ 。通过比较可知, 系统加温效果显著。

系统夜间供热其能量主要来源于白天温室内富余的空气热能, 因此系统集热期间会对试验温室内空气产生降温作用, 与对照温室相比, 平均降幅分别为 5.1、5.2、

3.7 和 5.2 $^{\circ}\text{C}$ 。可见, 在太阳辐射强烈的冬季, 系统不仅能有效提升日光温室抵御夜间低温的能力, 同时也具有白天降温效果。



注: 试验日期 2015 年 1 月 16 日至 1 月 20 日。

Note: Test date is from Jan.16 to Jan.20, 2015.

图 3 试验温室与对照温室室内气温比较

Fig.3 Indoor air temperature comparison between experimental and comparative greenhouses

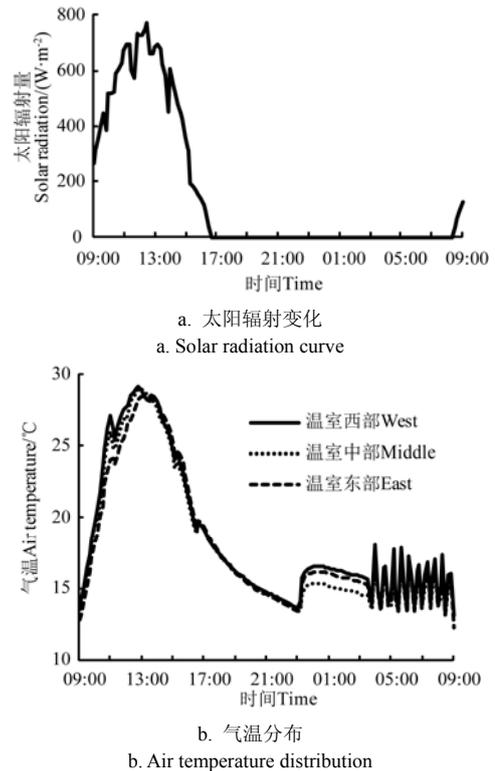
2.1.2 室内气温变化特征

2015 年 01 月 19 日为典型晴天 (图 3), 08:15 揭开保温被, 由于系统夜间供热试验温室基础气温较高, 至 09:00 试验温室气温为 13.6℃, 比对照温室高 1.9℃。随着入射太阳辐射量的增加 (图 4a), 室内气温逐渐升高, 09:40 试验与对照温室内气温均达到 17.1℃, 至 11:00 热泵装置开启之前两者气温基本相同, 试验温室略低于对照温室, 平均温差为 0.8℃。11:00 试验温室内气温为 25.8℃, 系统运行集热, 不断将室内空气热能泵取至蓄热水池中, 至 15:10 结束; 期间试验温室平均气温为 27.1℃, 比对照温室低 5.4℃; 试验与对照温室内最高气温均出现在 13:00, 分别为 28.9 和 34.7℃; 可见在晴朗天气系统运行集热可影响白天温室内气温高低, 但对气温变化趋势影响不大。16:30 覆盖保温被至 23:08 系统通过表冷器放热, 期间室内气温不断降低, 试验温室气温略低于对照温室, 平均温差为 0.3℃, 最大温差为 0.9℃, 并在 21:30 降至相同温度 14.4℃。23:08 至 03:30 为表冷器放热阶段, 试验温室内气温较为平稳, 对照温室内气温逐渐下降, 试验温室内平均气温为 15.3℃, 比对照温室高 3.1℃。03:30 至 09:00 为热泵强制放热阶段, 热泵启停 10 次, 试验温室内气温在温度上限 (17℃) 和下限 (13℃) 之间波动, 平均气温为 15.1℃, 对照温室内气温逐渐下降, 平均气温为 10.2℃, 最低气温 9.2℃。

2.1.3 室内气温分布

系统运行会使室内空气产生流动, 影响气温分布。图 4b 所示为 2015 年 01 月 19 日试验温室跨中沿东西方向气温分布。试验温室内气温在 09:00 至 14:20 西部高于东部, 14:20 至 16:30 东部高于西部; 白天 (09:00-16:00) 试验温室平均气温分布为西部 (24.6℃) > 中部 (24.2℃) > 东部 (23.8℃), 差异不显著 ( $P>0.05$ ), 温室东西方向气温分布均匀。夜间表冷器放热阶段室内平均气温分布为西部 (16.1℃) > 东部 (15.7℃) > 中部 (14.9℃), 温室东西方向气温差异显著 ( $P<0.05$ ); 东部气温低于西部, 主要原因是温室入口在东部区域且东侧山墙设有通风窗, 冷风渗透造成的热损失相对较大; 温室两侧区域气温高于中部, 主要原因是系统进风口位于温室中部, 虽然经过换热升温后的空气由风管均匀的输送到温室各部, 但总体的气流循环是中部换热升温后的空气向两侧区域输送, 中部形成负压, 两侧冷空气向中部流动, 造成气温差异。热泵强制放热阶段室内平均气温分布为西部 (15.3℃) > 东部 (15.0℃) > 中部 (14.8℃), 分布规律同表冷器放热阶段, 但由于热泵间歇运行, 温室东

西方向气温差异不显著 ( $P>0.05$ ), 气温分布均匀。



注: 2015 年 1 月 19 日 Note: Jan.19, 2015  
图 4 试验温室室内太阳辐射变化及东西方向气温分布  
Fig.4 Variation of solar radiation and air temperature distribution in east-west direction in experimental greenhouse

2.1.4 室内地温比较

表 2 为试验温室与对照温室不同深度土壤温度比较。试验温室 10 cm 深处土壤日平均温度为 14.6~16.9℃, 与对照温室差异不显著 ( $P>0.05$ ), 平均温差在 0.1℃以内; 试验温室 20 cm 深处土壤日平均温度为 14.7~16.6℃, 比对照温室提高 0.1~0.3℃, 差异显著 ( $P<0.05$ ); 试验温室 30 cm 深处土壤日平均温度为 15.0~16.3℃, 比对照温室提高 0.2~0.3℃, 差异显著 ( $P<0.05$ ); 试验温室 40 cm 深处土壤日平均温度为 15.4~16.2℃, 比对照温室提高 0.2~0.5℃差异显著 ( $P<0.05$ )。可以看出, 试验温室地温高于对照温室, 系统对 20cm 及以下深度土壤日平均温度的提升效果显著。此外, 分析土壤温度标准差可知, 越深层的土壤温度波动越小, 30 cm 深度以下, 土壤温度几乎没有波动; 试验温室 10~40 cm 深处土壤温度波动小于对照温室, 其原因主要是系统白天集取试验温室内空气热能, 夜间释放加温, 降低了昼夜温差。

表 2 试验温室与对照温室不同深度土壤温度

Table 2 Soil temperature in various depth between experimental and comparative greenhouses

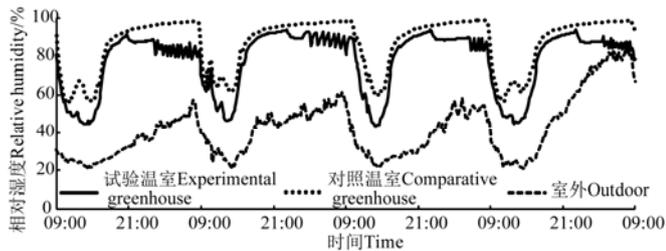
日期 Date	试验温室地温 Soil temperature in experimental greenhouse/°C				对照温室地温 Soil temperature in comparative greenhouse/°C			
	Soil temperature in experimental greenhouse/°C				Soil temperature in comparative greenhouse/°C			
	10 cm	20 cm	30 cm	40 cm	10 cm	20 cm	30 cm	40 cm
2015-01-16	14.6 ±1.1	14.7 ±0.6	15.0 ±0.3	15.4 ±0.1	14.7 ±1.4	14.6 ±0.7	14.8 ±0.4	14.9 ±0.3
2015-01-17	15.7 ±1.0	15.6 ±0.5	15.6 ±0.3	15.7 ±0.1	15.7 ±1.3	15.5 ±0.6	15.4 ±0.4	15.4 ±0.2
2015-01-18	15.9 ±0.9	15.9 ±0.4	15.9 ±0.2	15.9 ±0.1	15.7 ±1.1	15.7 ±0.4	15.8 ±0.2	15.7 ±0.1
2015-01-19	16.9 ±1.2	16.6 ±0.6	16.3 ±0.3	16.2 ±0.1	16.8 ±1.5	16.3 ±0.7	16.1 ±0.4	15.9 ±0.2

注: 数据为平均值 ± 标准差。

Note: Data are presented as mean ± standard deviation

## 2.2 系统降温效果

高湿环境会给温室作物生长带来诸多不利影响,如易生病虫害、钙缺失等。但由于作物蒸腾作用、温室环境密闭等因素的影响,室内空气趋向于高湿状态,尤其是在冬季夜间,低温高湿现象普遍存在。图 5 所示为试验温室与对照温室湿度比较。在连续 4 d 的测试中,白天系统集热期间,试验温室内空气平均相对湿度分别为 48.6%、52.3%、51.4%和 48.0%,比对照温室分别降低 12.3%、13.7%、16.5%和 15.1%;夜间系统放热期间试验温室内空气平均相对湿度分别为 84.7%、89.4%、87.6%和 86.6%,比对照温室分别降低 11.5%、8.0%、9.8%和 10.9%;可见系统在白天集热和夜间放热阶段均具有显著的降温效果。



注: 2015 年 1 月 16 日至 1 月 19 日。

Note: From Jan.16 to Jan.19, 2015.

图 5 试验温室与对照温室湿度比较

Fig.5 Indoor relative humidity comparison between experimental and comparative greenhouses

系统降低湿度的原理是:白天室内湿热空气经过翅片换热器,冷却到露点温度以下,空气达饱和状态,水蒸气凝结析出,达到冷却除湿的目的;夜间湿空气加温后空气饱和压力增大,可容纳的水蒸气质量增大,相对湿度降低。

## 2.3 系统节能效果

### 2.3.1 系统集成热性能

表 3 所示为系统白天集热阶段性能参数。在连续 4 d 的测试中,日光温室空气余热热泵加温系统白天集热功率为 12.5~16.4 kW,集热量为  $1.87 \times 10^5 \sim 2.53 \times 10^5$  kJ。集热阶段系统处于制热工况,以室内空气作为热源,制热性能系数  $COP_{hc}$  达 3.3~4.2,远高于传统的空气源热泵,这主要是由于日光温室特殊的光热环境为热泵制热提供了有利的热源。

### 2.3.2 系统放热性能

系统的目的在于夜间释放热量为温室加温,系统性能评价应同时分析放热过程。系统放热分 2 个阶段,系统在表冷器放热阶段、热泵强制放热阶段的性能参数如表 4 和表 5 所示。表冷器放热阶段系统通过水气温差释放热量,耗电组件主要包括离心风机和循环水泵,放热功率为 9.3~10.3 kW,放热量为  $9.41 \times 10^4 \sim 2.29 \times 10^5$  kJ,系统  $COP_{hr,sac}$  为 6.6~7.4;热泵强制放热阶段系统也处于制热工况,以蓄热水池中的水作为热源,放热量为  $8.08 \times 10^4 \sim 2.09 \times 10^5$  kJ,  $COP_{hr,hp}$  为 3.8~4.1。

### 2.3.3 系统整体节能效果

2015 年 01 月 16 日 09:00 蓄热水池初始水温为  $16.3^\circ\text{C}$ ,至 01 月 20 日 09:00 最终水温为  $23.6^\circ\text{C}$ ,连续 4 个集、放热周期过剩热量为  $1.28 \times 10^5$  kJ,储存于蓄热水池中。期间系统累计放热量为  $1.15 \times 10^6$  kJ,累计耗电量为 128.0 kW·h,除去过剩热量对应的集热耗电 9.6 kW·h,计算得系统集放热过程整体  $COP_{tot}$  约为 2.7,加温节能效果显著。

表 3 系统集成热阶段性能参数

Table 3 Performance parameters of system during heat collecting period

日期 Date	进水温度 Inlet water Temperature $T_{w,in}/^\circ\text{C}$	出水温度 Outlet water Temperature $T_{w,out}/^\circ\text{C}$	集热功率 Heat-collecting power/kW	集热量 Heat collecting Capacity $Q_{hc}/\text{kJ}$	耗电量 Power consumption $E_{hc}/(\text{kW}\cdot\text{h})$	Coefficient of performance $COP_{hc}$
2015-01-16	23.9	29.8	12.8	$2.53 \times 10^5$	19.9	3.5
2015-01-17	22.7	29.1	13.9	$2.06 \times 10^5$	15.0	3.8
2015-01-18	26.1	31.8	12.5	$1.87 \times 10^5$	15.6	3.3
2015-01-19	27.3	34.9	16.4	$2.46 \times 10^5$	16.2	4.2

表 4 系统表冷器放热阶段性能参数

Table 4 Performance parameters of system during heat releasing period via surface air cooler

日期 Date	进风 Inlet air				出风 Outlet air				放热功率 Heat releasing power /kW	放热量 Heat releasing capacity $Q_{hr,sac}/\text{kJ}$	耗电量 Power consumption $E_{hr,sac}/(\text{kW}\cdot\text{h})$	Coefficient of performance $COP_{hr,sac}$
	温度 Temperature/ $^\circ\text{C}$	湿度 Humidity $\varphi/\%$	比焓 Specific enthalpy $/(kJ\cdot kg^{-1})$	比容 Specific volume $/(m^3\cdot kg^{-1})$	温度 Temperature/ $^\circ\text{C}$	湿度 Humidity $\varphi/\%$	比焓 Specific enthalpy $/(kJ\cdot kg^{-1})$	比容 Specific volume $/(m^3\cdot kg^{-1})$				
2015-01-16	13.5	84.8	34.25	0.824	19.1	61.2	40.65	0.840	9.3	$1.50 \times 10^5$	6.3	6.6
2015-01-17	13.6	86.5	34.91	0.824	18.5	68.3	41.65	0.839	9.8	$9.41 \times 10^4$	3.8	6.9
2015-01-18	13.5	85.5	34.42	0.824	19.3	60.9	41.02	0.841	9.6	$2.29 \times 10^5$	9.3	6.8
2015-01-19	15.0	83.3	37.51	0.829	21.3	57.8	44.68	0.847	10.3	$1.62 \times 10^5$	6.1	7.4

表 5 系统热泵强制放热阶段性能参数

Table 5 Performance parameters of system during heat releasing period via heat pump device

日期 Date	水池初温 Initial water temperature of reservoir $T_1/^\circ\text{C}$	水池终温 Final water temperature of reservoir $T_2/^\circ\text{C}$	放热量 Heat releasing capacity $Q_{hr,hp}/\text{kJ}$	耗电量 Power consumption $E_{hr,hp}/(\text{kW}\cdot\text{h})$	Coefficient of performance $COP_{hr,hp}$
2015-01-16	25.4	16.3	$2.09 \times 10^5$	15.1	3.8
2015-01-17	25.3	20.3	$1.11 \times 10^5$	7.6	4.1
2015-01-18	25.1	21.5	$8.08 \times 10^4$	5.6	4.0
2015-01-19	28.5	23.6	$1.11 \times 10^5$	7.5	4.1

## 2.4 讨论

应用日光温室空气余热热泵加温系统实现日光温室热量在时间、空间上的转移, 以提升日光温室抵御低温能力是可行的。与主动蓄放热<sup>[13-14]</sup>, 地中热交换<sup>[15-17]</sup>, 构件集热<sup>[18-19]</sup>等系统或装置相比, 该系统的优势在于其集热过程稳定, 可提升集热效率并延长集热时间, 能更加高效地利用白天温室内富余空气热能, 并且具有使夜间室内气温达到较高温度的潜力, 能够根据作物需求调控温度。同时, 系统还能降低白天室内气温和湿度、促进室内空气流动, 对作物生长均具有积极的意义。

该系统用于日光温室冬季加温的能量主要来源于太阳能衍生出的空气热能, 属于清洁可再生能源。日光温室特殊的光热环境为系统集热提供了理想热源, 集热阶段  $COP_{hc}$  较大, 而夜间先表冷器放热、后热泵强制放热的组合模式也最大程度的降低了能耗, 另外集、放热过程系统始终处于制热工况, 因此加温周期内系统具有较大的  $COP_{tot}$  值, 节能效果显著。在试验条件下, 根据农业用电价格 0.554 元/(kW·h) 计算, 系统为一栋 208.6 m<sup>2</sup> 的日光温室加温的平均运行费用为 16.4 元/d, 具有较低的运行成本。但由于在集、放热过程中增加了压缩机驱动的热泵循环, 与上述的其他太阳能热利用系统相比其整体  $COP_{tot}$  值仍相对较低, 运行成本也相对较高。

本研究分析了晴、晴间多云、阴转晴等典型天气条件下系统的应用效果, 在此天气条件下系统或多或少均具有富余空气热能可以利用。但在很少出现的连阴天条件下, 白天系统无热源可用, 可开启离心风机与翅片式电加热以电热风的形式对温室进行应急加温, 本文对此不做分析。需要指出的是, 为减少耗电, 翅片式电加热功率不宜过大, 只要能保证室内气温维持在一定温度防止作物发生冷害即可。此外, 为提高空气热能利用效率, 系统集热阶段日光温室处于相对密闭的状态, CO<sub>2</sub> 的补给问题本研究尚未考虑, 每隔一段时间短暂的开窗通风可能是较为合理的解决办法。

该系统具有显著的加温、降湿和节能效果, 且系统高度集成、施工方便, 在温室生产中具有广阔的应用前景。同时, 本研究也为热泵的应用提供了一种新模式, 打破了空气源热泵在冬季严寒地区无法正常使用的现状, 对拓宽热泵发展领域具有积极意义。但系统的应用研究还处于初级阶段, 系统参数配置、加工工艺等还有待完善, Exergy 模型、CFD 模型构建, 放热策略优化, 生命周期分析, 与温室作物的互作研究等都会在后续的试验中进行。

## 3 结论

应用日光温室空气余热热泵加温系统实现日光温室热量在时间、空间上的转移, 以提高空气热能利用效率, 提升日光温室抵御低温能力是可行的, 通过本试验研究, 得出以下结论:

1) 在本试验条件下, 晴天及多云天气, 系统运行期间, 可将夜间日光温室内平均气温提升 2.8~4.4℃, 加温效果显著; 同时可有效降低白天日光温室内气温, 平均

降幅为 3.7~5.2℃。在系统白天集热及夜间热泵强制放热阶段, 温室东西方向气温分布均匀, 在系统表冷器放热阶段温室东西方向气温差异显著。系统对 20cm 及以下深度土壤日平均温度的提升效果显著。

2) 系统可显著降低日光温室内相对湿度, 夜间通过增加湿空气饱和压力来降低湿度, 降幅为 8.0%~11.5%; 白天通过冷却凝结除湿, 降幅为 12.3%~16.5%。

3) 在日光温室特定的光热环境下, 系统白天集热功率为 12.5~16.4 kW, 制热性能系数  $COP_{hc}$  为 3.3~4.2; 夜间表冷器放热阶段系统放热功率为 9.3~10.3 kW, 性能系数  $COP_{hr,sac}$  为 6.6~7.4; 逆向运行热泵强制放热阶段系统性能系数  $COP_{hr,hp}$  为 3.8~4.1。加温周期内系统始终处于制热工况, 集、放热过程整体性能系数  $COP_{tot}$  达 2.7, 节能效果显著。

该研究为日光温室夜间节能加温提供了新途径, 同时拓宽了空气源热泵的应用发展领域, 在温室生产中具有广阔的应用前景。

### [参 考 文 献]

- [1] 张义, 杨其长, 方慧. 日光温室水幕帘蓄放热系统增温效应试验研究[J]. 农业工程学报, 2012, 28(4): 188—193.  
Zhang Yi, Yang Qichang, Fang Hui. Research on warming effect of water curtain system in Chinese solar greenhouse[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2012, 28(4): 188—193. (in Chinese with English abstract)
- [2] 张勇, 邹志荣, 李建国. 倾斜屋面日光温室的采光及蓄热性能试验[J]. 农业工程学报, 2014, 30(1): 129—137.  
Zhang Yong, Zou Zhirong, Li Jianming. Performance experiment on lighting and thermal storage in tilting roof solar-greenhouse[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2014, 30(1): 129—137. (in Chinese with English abstract)
- [3] 李建设, 白青, 张亚红. 日光温室墙体与地面吸收放热量测定分析[J]. 农业工程学报, 2010, 26(4): 231—236.  
Li Jianshe, Bai Qing, Zhang Yahong. Analysis on measurement of heat absorption and release of wall and ground in solar greenhouse[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2010, 26(4): 231—236. (in Chinese with English abstract)
- [4] 佟国红, David M Christopher. 墙体材料对日光温室温度环境影响的 CFD 模拟[J]. 农业工程学报, 2009, 25(3): 153—157.  
Tong Guohong, David M Christopher. Simulation of temperature variations for various wall materials in Chinese solar greenhouses using computational fluid dynamics[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2009, 25(3): 153—157. (in Chinese with English abstract)
- [5] 刘晨霞, 马承伟, 王平智, 等. 日光温室保温被传热的理论解析及验证[J]. 农业工程学报, 2015, 31(2): 170—176.

- Liu Chenxia, Ma Chengwei, Wang Pingzhi, et al. Theoretical analysis and experimental verification of heat transfer through thickcovering materials of solar greenhouse[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of theCSAE), 2015, 31(2): 170—176. (in Chinese with English abstract)
- [6] 中国农业年鉴编辑委员会. 中国农业年鉴[M]. 北京: 中国农业出版社, 2012.
- [7] Tong Guohong, Christopher D M, Li Tianlai, et al. Temperature variations inside Chinese solar greenhouses with external climatic conditions and enclosure materials[J]. Int J Agric & Biol Eng. 2008, 1(2): 21—26.
- [8] Nawalany G, Bieda W A, Radoń J, et al. Experimental study on development of thermal conditions in ground beneath a greenhouse[J]. Energy and Buildings, 2014, 69: 103—111.
- [9] Teng Lin, Cheng Zhihui, Chen Xuejin, et al. Study on simulation models of tomato fruit quality related to cultivation environmental factors[J]. Acta Ecologica Sinica, 2012, 32(2): 111—116.
- [10] Grimstad S O, Frimanslund E. Effect of different day and night temperature regimes on greenhouse cucumber young plant production, flower bud formation and early yield[J]. Scientia Horticulturae, 1993, 53(3): 191—204.
- [11] 张勇, 高文波, 邹志荣. 主动蓄热后墙日光温室传热 CFD 模拟及性能试验[J]. 农业工程学报, 2015, 31(5): 203—211. Zhang Yong, Gao Wenbo, Zou Zhirong. Performance experiment and CFD simulation of heat exchange in solar greenhouse with active thermal storage back-wall[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(5): 203—211. (in Chinese with English abstract)
- [12] 曾飏, 张凯, 黄丹枫. 空气热交换系统在温室环境控制中的应用[J]. 上海交通大学学报: 农业科学版, 2012, 30(5): 40—44. Zeng Biao, Zhang Kai, Huang Danfeng. Application of air heat exchange system in the greenhouse environment control[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University: Agricultural Science, 2012, 30(5): 40—44. (in Chinese with English abstract)
- [13] 梁浩, 方慧, 杨其长, 等. 日光温室后墙蓄放热帘增温效果的性能测试[J]. 农业工程学报, 2013, 29(12): 187—193. Liang Hao, Fang Hui, Yang Qichang, et al. Performance testing on warming effect of heat storage-release curtain of back wall in Chinese solar greenhouse[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2013, 29(12): 187—193. (in Chinese with English abstract)
- [14] 孙维拓, 杨其长, 方慧, 等. 主动蓄放热-热泵联合加温系统在日光温室的应用[J]. 农业工程学报, 2013, 29(19): 168—177. Sun Weituo, Yang Qichang, Fang Hui, et al. Application of heating system with active heat storage-release and heat pump in solar greenhouse[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2013, 29(19): 168—177. (in Chinese with English abstract)
- [15] Lazaar M, Kooli S, Hazarni M, et al. Use of solar energy for the agricultural greenhouses autonomous conditioning[J]. Desalination, 2004, 168: 169—175.
- [16] Ozgener O, Ozgener L. Determining the optimal design of a closed loop earth to air heat exchanger for greenhouse heating by using exergoeconomics[J]. Energy and Buildings, 2011, 43(4): 960—965.
- [17] Hepbasli A. Low exergy modelling and performance analysis of greenhouses coupled to closed earth-to-air heat exchangers (EAHEs)[J]. Energy and Buildings, 2013, 64: 224—230.
- [18] Joudi K A, Farhan A A. Greenhouse heating by solar air heaters on the roof[J]. Renewable Energy, 2014, 72: 406—414.
- [19] 陈亮, 马承伟, 程杰宇, 等. 构件集热式日光温室蓄热系统的研究[C]//杨其长, Toyoki Kozai, Gerard P A Bot, 等. 设施园艺技术进展: 2013 第三届中国-寿光国际设施园艺高层学术论坛论文集. 北京: 中国农业科学技术出版社, 2013: 120—129. Chen Liang, Ma Chengwei, Cheng Jieyu, et al. Research on component heat storage system of solar greenhouse[C]// Yang Qichang, Toyoki Kozai, Gerard P A Bot, et al. Technology Advances in Protected Horticulture: Proceedings of 2013 the 3<sup>rd</sup> High-level International Forum on Protected Horticulture (Shouguang China). Beijing: Agricultural Technology and Science Publishing House, 2013: 120—129.
- [20] Tong Y, Kozai T, Nishioka N, et al. Greenhouse heating using heat pumps with a high coefficient of performance (COP) [J]. Biosystems Engineering, 2010, 106(4): 405—411.
- [21] Ibrahim O, Fardoun F, Younes R, et al. Air source heat pump water heater: Dynamic modeling, optimal energy management and mini-tubes condensers [J]. Energy, 2014, 64: 1102—1116.
- [22] Johnson E P. Air-source heat pump carbon footprints: HFC impacts and comparison to other heat sources[J]. Energy Policy, 2011, 39(3): 1369—1381.
- [23] Aye L, Fuller R J, Canal A. Evaluation of a heat pump system for greenhouse heating[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2010, 49(1): 202—208.
- [24] Yang S, Rhee J Y. Utilization and performance evaluation of a surplus air heat pump system for greenhouse cooling and heating[J]. Applied Energy, 2013, 105: 244—251.
- [25] 马最良, 姚杨, 姜益强, 等. 热泵技术应用理论基础与实践[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010.
- [26] 肖益民, 章程, 付祥钊. 冬季极端天气状况下空气源热泵运行实验研究[J]. 太阳能学报, 2010, 31(12): 1580—1584. Xiao Yimin, Zhang Cheng, Fu Xiangzhao. Experimental studies on the operation of air source heat pump in extreme winter weather[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2010, 31(12): 1580—1584. (in Chinese with English abstract)
- [27] 沈维道, 童钧耕. 工程热力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2007.

## Application effect of surplus air heat pump heating system in Chinese solar greenhouse

Sun Weituo<sup>1,2</sup>, Guo Wenzhong<sup>1,2\*</sup>, Xu Fan<sup>1,2</sup>, Wang Lichun<sup>1,2</sup>, Xue Xuzhang<sup>1,2</sup>, Li Yinkun<sup>1,2</sup>, Chen Yongping<sup>3</sup>  
(1. *Beijing Research Center of Intelligent Equipment for Agriculture, Beijing Academy of Agriculture and Forestry Sciences, Beijing 100097, China*; 2. *Key Laboratory of Agri-informatics, Ministry of Agriculture, Beijing 100097, China*; 3. *Beijing Chongke High Technology Development Co., Ltd, Beijing 100083, China*)

**Abstract:** The Chinese solar greenhouse is a low carbon and energy-saving greenhouse structure, but it has an issue of energy imbalance between daytime and nighttime. Due to the surplus air heat energy, the solar greenhouse has to be ventilated in the daytime which leads to a large heat loss. However, cold damages and plant diseases and insect infection caused by low temperature and high humidity occur during cold winter night. In order to achieve transferring heat energy in terms of time and space inside the solar greenhouse, and then improve the utilization efficiency of surplus air heat energy, finally avoid low temperature in the greenhouses, a solar greenhouse surplus air heat pump heating system (SAHPHS) for the solar greenhouse was designed. In the daytime, air heat energy inside the solar greenhouse was pumped by the SAHPHS and stored in the heat reservoir. When indoor air temperature fell below the optimum range for crops in the nighttime, centrifugal fan and circulating water pump were started and heat energy stored in the heat reservoir was released directly via surface air cooler of the SAHPHS. As water temperature of the heat reservoir decreased to a certain value, the SAHPHS with a reverse operation was used to continue releasing heat energy forcibly. In addition, centrifugal fan and fin type electrical heater were used for emergency heating when encountering overcast weather for several days or extremely low air temperature. Tests for the SAHPHS were carried out from 10 Dec. 2014 to 10 Feb. 2015 and the effectiveness of the system was studied. The results showed that during running period of the SAHPHS, average air temperature inside the greenhouse was 2.8 to 4.4°C higher than that in a comparable greenhouse in the nighttime, and the relative humidity decreased by 8% to 11.5%. Meanwhile, compared to the similar greenhouse without such system, average air temperature inside the greenhouse decreased by 3.7 to 5.2 °C and the relative humidity decreased by 12.3% to 16.5% during the daytime. So the SAHPHS not only had remarkable effects for heating and dehumidification in the nighttime, but also for cooling and dehumidification in the daytime. Air temperature in east-west direction inside the experimental greenhouse was found to be evenly distributed during heat collecting period in the daytime and heat releasing period in the nighttime with heat pump cycles, but have significant differences during heat releasing period with the usage of surface air cooler in the nighttime. Meanwhile the SAHPHS was found to have significant effect on raising daily average soil temperature in a depth of more than 20 centimeters. Heat collecting power of the SAHPHS was 12.5 to 16.4 kW, and coefficient of performance ranged from 3.3 to 4.2 during heat collecting period in the daytime. Heat releasing power of the SAHPHS was 9.3 to 10.3 kW, and coefficient of performance ranged from 6.6 to 7.4 during heat releasing period with the usage of surface air cooler in the nighttime. Coefficient of performance of the SAHPHS ranged from 3.8 to 4.1 with the SAHPHS running in a reverse heat pump cycle during heat releasing period in the nighttime. The SAHPHS was always under heating conditions in both heat collecting and heat releasing period. The coefficient of performance of the overall system in heating cycles reached 2.7, showing energy-saving effect. The SAHPHS had good application effects in heating, dehumidification and energy conservation, and this study would provide a new idea for the Chinese solar greenhouse energy-saving heating in the nighttime.

**Key words:** greenhouses; heat pump systems; air; heating; surplus heat; solar greenhouse