

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.11.043

日光温室空气-土壤源双效热泵系统设计与性能测试

王宇欣 辛粉萍 李雪媛 王平智

(中国农业大学水利与土木工程学院, 北京 100083)

摘要: 为探索一种节能高效的日光温室热环境调控模式,基于热泵技术,设计搭建了一种空气-土壤源双效热泵系统,并对系统性能进行了测试分析。该系统将空气、土壤2种不同热源热泵有效复合,采用串联板式换热模式,通过温控器和电磁阀可实现4种供热模式:空气源热泵单板换热模式、空气源热泵双板换热模式、土壤源热泵单板换热模式和土壤源热泵双板换热模式。通过日光温室供暖水箱加温测试,分析双效热泵系统在不同模式下的性能系数(C_{op})和节能效果。春季测试期间,空气源热泵单板换热模式下热泵 C_{op} 平均值为2.1,双板换热模式下热泵 C_{op} 平均值为3.1,与温室燃煤加温锅炉相比平均节能50.4%;土壤源热泵单板换热模式下平均性能系数为2.2,双板换热模式下平均性能系数为2.3。冬季测试期间,典型晴天里空气源热泵双板换热模式可有效提升温室模型内气温,与室外气温相比平均提升15.7℃。测试结果显示,相同热源条件下,冷凝端采用双板换热模式时机组 C_{op} 高于单板换热模式,双板换热模式可提高机组整体换热效率和节能效果。空气-土壤源双效热泵系统可以有效利用空气能和地热能,在日光温室热环境调控方面具有较好的应用前景。

关键词: 空气源热泵;土壤源热泵;双板换热;性能系数

中图分类号: S214 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2017)11-0350-09

Design and Performance Test of Air – Soil Dual-source Heat Pump System for Solar Greenhouse

WANG Yuxin XIN Fenping LI Xueyuan WANG Pingzhi

(College of Water Resources and Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: In order to explore an energy-efficient thermal environment control model in greenhouse, based on heat pump technology, a new type of air-soil dual-source heat pump system matched with the greenhouse model was designed and built, and the system performance was also tested. This system was compounded of air source heat pump and soil source heat pump, and adopted the plate heat exchanger in series form. The air-soil dual-source heat pump system had four kinds of heating modes, including air source mode with single plate heat exchanger, air source mode with double plates heat exchanger, soil source mode with single plate heat exchanger and soil source mode with double plates heat exchanger. These working modes can be converted by controlling the on-off of the electromagnetic valve. The soil source heat pump mode can solve the adaptability problem of air source heat pump under low temperature condition, while the air source heat pump mode can alleviate the problem of imbalance of the acquisition and release of the soil source heat pump. In the winter and spring test period, the C_{op} (coefficient of performance) and temperature rise rate of the heat pump system in air source mode with single and double plates heat exchanger were tested by heating the water in the heat insulating water tank. The operation results in spring were better than that in winter. In spring, the C_{op} of the heat pump system in single and double plates air source mode were 2.1 and 3.1, respectively, and the C_{op} of the heat pump system in single and double plate soil source mode were 2.2 and 2.3, respectively. The energy-saving effect of air source mode with double plates heat exchanger was the most significant, the energy-saving rate was up to 50.4%. During the winter test period, the air source mode with double plates heat exchanger could raise the temperature in the greenhouse model in the typical sunny days. The indoor temperature was higher than the outdoor temperature about 15.7℃ on average. According to the results,

收稿日期: 2017-08-06 修回日期: 2017-08-31

基金项目: 国家高技术研究发展计划(863计划)项目(2013AA103002)

作者简介: 王宇欣(1967—),男,副教授,主要从事农业生物环境与能源工程研究,E-mail: meller@163.com

the performance of the double plate heat exchanger was both better than that of the single plate heat exchanger during the winter and spring. The results also showed that both the amount of heating medium and system pressure can affect the effect of the dual-source heat pump system. In conclusion, this air-soil dual-source heat pump system can make use of air energy and geothermal energy efficiently to realize the energy conservation of solar greenhouse in winter.

Key words: air-source heat pumps; soil-source heat pumps; double plate heat exchanger; coefficient of performance

引言

目前,我国北方地区日光温室一般无加热设备,主要依靠白天蓄积太阳能来提高室内温度。因此,冬季北方日光温室室内气温、地温常难以达到喜温性瓜果蔬菜的生产要求^[1],致使作物生长迟缓,有时甚至出现冷害和冻害现象,严重影响蔬菜品质和产量。为保证蔬菜的产量与品质,需在冬季为日光温室配备加温设备。而目前常用的加温方式主要依靠燃煤进行,消耗大量不可再生能源,同时造成严重的环境污染和生产成本的提高。因此,寻求经济环保的日光温室冬季加温方式具有重要的现实意义。

热泵是一种利用高位能使热量从低位热源流向高位热源的节能装置^[2],常用的低位热源一般为空气、水及土壤,按热源种类分类主要包括空气源热泵、水源热泵和土壤源热泵。目前,已有将热泵技术运用到设施农业温室加温的研究,并取得了一定节能环保效果^[3-10]。TONG 等^[11]将空气-空气热泵系统应用于温室,测试结果显示热泵运行期间温室内温度分布比较均匀。SATO 等^[12]开展了温室燃油热风系统和空气源热泵-燃油热风联合系统的加温成本问题,结果表明联合系统可以减少 46% 的能量投入和 24% 的能源成本。方慧等^[13]设计搭建了一套地源热泵与地板散热方式相结合的供暖系统,并对加热效果进行了试验。JEON 等^[14]将土壤源热泵系统应用于温室冬季加温,平均性能系数达到 3.4。刘明池等^[15]利用水源热泵对连栋温室进行热水供暖,试验结果表明,白天室内最高气温可达 20℃,夜间最低为 14℃。孙先鹏等^[16]采用太阳能蓄热联合空气源热泵对日光温室进行加热,试验结果表明,该热泵加热系统在提高了温室内空气、土壤温度的同时,也有效降低了温室内的湿度。

空气源热泵以环境空气为热源,受环境和季节影响较大,对于冬季较寒冷且室外空气较潮湿的地区,室外换热器易结霜,制热效率显著下降^[17-19]。而低温空气源热泵工作最低温度也只能达到 -30 ~ -25℃^[20-21],对于冬季极端气温低于 -30℃ 的东北地区而言,仍不能满足使用需求。同时,低温空气源热泵也存在着运行效率低、安装费用高、除霜局限性

等问题^[22]。土壤源热泵换热器埋置地下,无需除霜,且由于土壤具有蓄热特性,地表以下一定深度处的土壤相对于地表温度较高,使得土壤源热泵装置比空气源热泵具有更高的节能效果^[23]。但对于温室而言,其冷热负荷差距较大,单独使用土壤源热泵时其运行性能会逐年降低。

为满足北方寒冷地区日光温室的采暖负荷需求,本文将空气源热泵和土壤源热泵有效复合,设计构建一种空气-土壤源双效热泵系统并对系统性能进行测试分析。

1 双效热泵系统设计与原理

1.1 双效热泵系统设计

本文所构建的双效型热泵是从土壤或空气中获取低位热能,经过电能做功,提供可被日光温室加温所用的高位热能,并最终通过循环管路将热水输送至日光温室,实现温室的冬季供热。空气-土壤源双效热泵系统主要包括热泵机组、控制系统、地下换热器和保温蓄热水箱等部分,各部分主要配件及选型见表 1。试验所采用的日光温室及保温蓄热水箱放置于中国农业大学通州试验站^[24],温室试验模型是以鞍 II 型日光温室为原型,按剖面尺寸约 1:7 设计搭建。模型长 1.575 m,宽 1.150 m,跨度 1.000 m,总高 0.980 m,后墙高 0.340 m,脊高 0.625 m,后屋面仰角约 45°,前屋面底角 65°。主体结构包括覆盖材料和骨架结构,覆盖材料包括透光塑料薄膜和保温被,骨架结构包括前屋面骨架、围护墙体和底板。从经济和适用性出发,热泵机组的功率应与温室热负荷相匹配,热泵机组以 0.735 kW 为单位构建。

1.1.1 热泵机组

试验搭建的热泵机组中的冷凝器使用外置式钎焊板换热器,具有不占用蓄热水箱空间的优点。此外,在冷凝端采用 2 部板式换热器串联形式,通过管路设计可实现单板换热和双板换热 2 种运行模式。热泵机组外观如图 1 所示。

1.1.2 地理管换热器

本试验选用水平蛇形埋管方式,盘管间设 3 组不同间距,分别为 250、300、350 mm,盘管埋深为 1.5 m。共铺设盘管 10 道,每根长度为 2 m,总长 20 m。

表1 空气-土壤源双效热泵系统配件选型

Tab. 1 Parts selection of air-soil source dual-source heat pump system

系统组成	配件	规格型号	数量
热泵机组	压缩机	东芝转子式(735 W)	1
	空气源蒸发器	风冷式翅片管式蒸发器(长×宽×高)40 cm×13.2 cm×33.5 cm	1
	冷凝器		2
	土壤源蒸发器	FHC014FHC014-30-3.0-H型钎焊板式换热器(30片,0.39 m ²)	1
	板换支架		3
	板换保温	岩棉	3
	高低压保护器		1
	视压力油表	高压、低压表盘	2
	阀门	电磁阀	9
	热媒	R22	1
	热媒加注口		1
	节流装置	电子膨胀阀	1
	控制箱	包括温控器、继电器、按钮开关、信号灯、电表等	1
保温蓄热水箱	保温蓄热水箱	自制	1
	保温蓄热水箱循环水泵	直流式循环泵(15 W,12 V,1.5 L/min)	1
地下换热器	地理管循环水泵	循环式增压泵(三挡可调46 W,67 W,100 W)	1
	地理管换热器	DN20 铝塑管(共20 m)	10
数据测量	数据采集仪	安捷伦 34972A	1
	温湿度记录仪	SIN-RC-4HA型((-30±0.5)℃~(60±0.5)℃,(0±3%)~(100%±3%)RH)	1
	温控开关	品益 PY-SM5型(220 V,50 Hz,(-9±1)℃~(99±1)℃)	1
	热电偶	铜-康铜 T型热电偶(2×0.5 mm)	若干
	电能表	DDS334型单相电子式电能表(220 V,50 Hz,5 A)	1



图1 热泵机组实物图

Fig. 1 Pictures of heat pump unit

1.2 双效热泵系统工作原理

试验设计构建的空气-土壤源双效热泵系统可通过控制电磁阀的通断实现机组不同运行模式之间的切换,以满足不同的使用需求。在室外环境条件不适宜空气源热泵使用时启用土壤源热泵模式,以避免寒冷地区冬季单独运行空气源热泵的低温适应性问题;当室外环境满足空气源热泵正常使用条件时,使用空气热泵模式,以缓解地源热泵模式下取、放热不平衡问题。图2所示为空气-土壤源双效热泵系统示意图。

双效热泵系统通过不同阀门的启闭可实现4种不同换热模式:空气源热泵单板换热模式、空气源热泵双板换热模式、土壤源热泵单板换热模式和土壤源热泵双板式换热模式。控制模式切换示意图如图3所示。

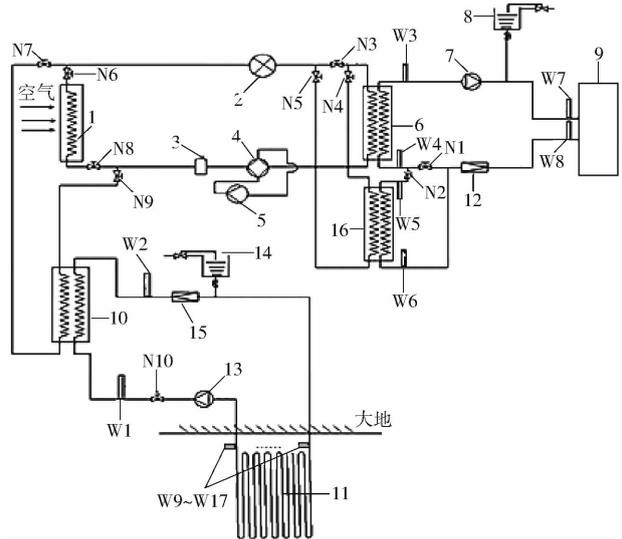


图2 空气-土壤源双效热泵系统示意图

Fig. 2 Diagram of air-soil dual source heat pump system

1. 空气源热泵蒸发器
 2. 节流装置
 3. 储液罐
 4. 四通换向阀
 5. 压缩机
 6. 第一冷凝器
 7. 第一循环水泵 V1
 8. 第一自动补水式膨胀水箱
 9. 保温蓄热水箱
 10. 土壤源热泵蒸发器
 11. 地理管换热器
 12. 第一流量计
 13. 第二循环水泵 V2
 14. 第二自动补水式膨胀水箱
 15. 第二流量计
 16. 第二冷凝器
- N1. 第一阀门 N2. 第二阀门 N3. 第三阀门 N4. 第四阀门
 N5. 第五阀门 N6. 第六阀门 N7. 第七阀门 N8. 第八阀门
 N9. 第九阀门 N10. 第十阀门 W1. 土壤源热泵蒸发器进口管壁测温点
 W2. 土壤源热泵蒸发器出口管壁测温点 W3. 第一冷凝器进口管壁测温点
 W4. 第一冷凝器出口管壁测温点 W5. 第二冷凝器进口管壁测温点
 W6. 第二冷凝器出口管壁测温点 W7, W8. 水箱测温点 W9~W17. 地理管测温点

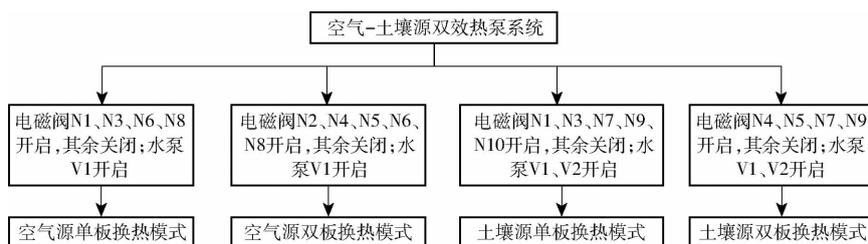


图 3 空气-土壤源双效热泵控制模式切换示意图

Fig. 3 Diagram of air-soil dual source heat pump system control pattern switching

空气源热泵蒸发器、第八阀门、储液罐、四通换向阀、压缩机、第一冷凝器、第三阀门、节流装置和第六阀门通过管道依次相连,构成包含单板换热器的空气源热泵系统;空气源热泵蒸发器、第八阀门、储液罐、四通换向阀、压缩机、第一冷凝器、第四阀门、第二冷凝器、第五阀门、节流装置和第六阀门通过管道依次相连,构成包含双板换热器的空气源热泵系统,即机组内热媒通过冷凝器放热后,将通过冷凝器再次放热,实现二次换热;土壤源热泵蒸发器、第九阀门、储液罐、四通换向阀、压缩机、第一冷凝器、第三阀门、节流装置和第七阀门通过管道依次相连,构成包含单板换热器的土壤源热泵系统;土壤源热泵蒸发器、第九阀门、储液罐、四通换向阀、压缩机、第一冷凝器、第四阀门、第二冷凝器、第五阀门、节流装置和第七阀门通过管道依次相连,构成包含双板换热器的土壤源热泵系统。

2 试验方法

2.1 试验地点与时间

测试试验于中国农业大学通州区试验基地——北京国际都市农业科技园(北京市通州区潞城镇贾后疃村西 200 m, 39.9°N, 116.8°E)露天环境中进行。

热泵机组性能测试主要分冬季 1 月份和春季 3 月份两阶段进行。冬季 1 月份为初步测试阶段,于 2016 年 1 月 10 日—1 月 26 日进行空气源单板换热模式和双板换热模式的性能测试。春季 3 月份测试阶段于 2016 年 3 月 15 日—3 月 31 日进行,在冬季测试基础上进行改进和完善,并且补充土壤源热泵方面相关测试。

2.2 试验内容

2.2.1 温度测量

(1) 数据采集单元

热电偶、数据采集仪和计算机组成热泵供热系统的数据采集单元。本试验采用安捷伦(Agilent technology)34972A 型数据采集仪进行温度数据的采集。

(2) 测点布置

热泵机组测点布置:3 个板式换热器进行温度测点布置,布置于板换上下进出口管壁上(图 2 中 W1~W6)。

水箱水温测点布置:在水箱进出水口正下方水箱中部处设置 2 个温度测点,取其均值作为水箱水温(图 2 中 W7、W8)。

地理管换热器测点布置:铺设 10 道地埋管,设置了 3 种不同管间距,随机选择 3 道管进行 3 种间距管温数据采集,每根管均匀设置 3 个温度探测点,共设置 9 个温度采集点(图 2 中 W9~W17)。

2.2.2 耗电量测量

试验选用 DDS334 型单相电子式电能表用于测试热泵机组运行过程中耗电量,额定电压 220 V,频率 50 Hz,标定电流为 5 A,额定最大电流是 20 A。

2.2.3 热泵性能测试

热泵性能系数是热泵在运行中获得的热量与消耗的能量之比,即机组性能系数 C_{op} 值。测试期间热泵加温过程是通过循环水泵将热量输送并储存于蓄热水箱中,实现水箱内温室加温用水的热量的高效提升,其制热效果可根据水箱蓄热量和热泵机组、循环水泵的耗电量来计算,机组耗电量可由电能表读出。

热泵机组供热量 Q 及其 C_{op} 计算公式为^[25-26]

$$Q = C_p m \Delta t \quad (1)$$

$$C_{op} = \frac{Q}{P} \quad (2)$$

式中 Q ——热泵机组供热量, kJ

C_p ——水定压比热容,取 4.18×10^3 J/(kg·K)

m ——加热水的质量,取 39 kg

Δt ——水在测试时间内上升的温度, °C

P ——机组设备耗电量, kJ

2.2.4 热泵节能量测试

热泵系统制热需要消耗部分电能,该部分电能通过计算可转换为标准煤消耗量。若利用燃煤锅炉进行加温,为得到与热泵系统相同的制热量,燃煤锅炉将消耗一定量的标准煤。燃煤锅炉消耗的标准煤量与热泵系统耗电量转换得到的标准煤量之间的差

值即为热泵系统供暖节能量,即一次能源节省量。本文中,热泵系统节能率按热泵系统节能量占燃煤锅炉耗煤量的百分比进行计算,即表示在得到相同制热量的条件下,热泵系统较燃煤锅炉减少的耗煤量占燃煤锅炉耗煤量的百分比。

水箱通过热泵机组所获得的热量 Q 若为燃煤锅炉获得,则用燃煤锅炉时消耗的标准煤质量为

$$M_1 = \frac{Q}{J_h \eta_g \eta_w} \quad (3)$$

式中 M_1 ——燃煤锅炉制热量为 Q 时消耗的标准煤质量, kg

J_h ——标准煤的热值,取 29 260 kJ/kg

η_g ——燃煤锅炉效率,取 0.67

η_w ——管网输送效率,取 0.90

热泵加温消耗的电量 P 转换为标准煤消耗量为

$$M_2 = \frac{P}{J_h \eta_d \eta_p} \quad (4)$$

式中 M_2 ——热泵制热量为 Q 时耗电量 P 转换为标准煤消耗量, kg

η_d ——火力发电厂的发电效率,取 0.41

η_p ——输配电效率,取 0.95

热泵系统节能率 j 为

$$j = \frac{M_1 - M_2}{M_1} \times 100\% \quad (5)$$

2.2.5 温室模型采暖热负荷计算

温室模型采暖热负荷参考 JB/T 10297—2014《温室加热系统设计规范》进行计算,包括传热损失、渗透热损失和地面热损失。其中,由于温室模型地面与围护结构采用相同材料,并未利用土壤地面作为温室模型地面,所以地面损失仍按照围护结构传热损失计算。

温室围护结构传热损失为

$$q_1 = \sum_{j=1}^{n_i} \mu_j A_j (t_i - t_o) \quad (6)$$

式中 q_1 ——温室维护结构(包括墙体、透光屋面、不透光后坡、门窗等)的传热损失, W

μ_j ——第 j 种围护结构传热系数, W/(m²·K)

A_j ——第 j 种围护结构表面积, m²

n_i ——围护结构种数

t_i ——室内设计温度,取喜温瓜果类蔬菜适宜温度 12℃

t_o ——室外设计温度,计算实时温室模型热负荷时取室外实际温度,℃

渗透热损失为

$$q_2 = 0.5 k_w V N (t_i - t_o) \quad (7)$$

式中 q_2 ——渗透热损失, W

V ——温室空气体积, m³

N ——每小时换气次数,取 1.5 次/h

k_w ——风速因子,取 1.00

温室模型采暖热负荷为

$$q_m = q_1 + q_2 - S_r \alpha A_g \quad (8)$$

式中 q_m ——温室模型采暖热负荷, W

S_r ——室外太阳辐照度, W/m²

α ——温室模型获得的太阳辐射热占室外太阳辐照度百分比,取 70% [26]

A_g ——温室模型地面面积, m²

温室模型室内计算温度为

$$t = \frac{P_h}{\sum_{j=1}^{n_i} \mu_j A_j + 0.5 k_w V N} + t_o \quad (9)$$

式中 t ——温室模型室内计算温度,℃

P_h ——温室模型采暖功率,加热时取热泵机组提供的采暖功率,日间停止供暖时取温室获得的太阳辐射热, W

温室模型围护结构相关参数见表 2。

表 2 温室模型围护结构参数

Tab.2 Parameters of enclosure in greenhouse model

围护结构	材料	计算面积/m ²	传热系数/(W·m ⁻² ·K ⁻¹)
透光前屋面	聚乙烯单层塑料膜	1.81	6.600
保温覆盖前屋面	聚乙烯单层塑料膜 + 镀铝薄膜保温帘	1.81	2.200
后墙	75 mm 岩棉夹芯钢板	1.10	0.551
后屋面	75 mm 岩棉夹芯钢板	0.64	0.551
两侧墙体	75 mm 岩棉夹芯钢板	2 × 0.86	0.551
底面	75 mm 岩棉夹芯钢板 + 30 mm 聚苯板	1.50	0.393

2.3 数据处理方法

测试期间的温度采集时间间隔设为 10 min。采用软件 WPS 表格进行试验数据的整理与作图,采用

软件 SPSS 17.0 进行对比试验的独立样本 T 检验方差分析,在 0.05 水平上进行数据的显著性差异比较。

3 结果与分析

3.1 不同测试阶段系统性能分析

3.1.1 冬季测试阶段系统性能分析

冬季初步测试阶段,于 2016 年 1 月 10 日、1 月 11 日和 1 月 14 日运行空气源单板换热模式,2016 年 1 月 20 日、1 月 25 日和 1 月 26 日运行空气源双板换热模式。由于冬季试验期间场地问题,土壤源热泵模式未能运行。测试期间室外气温如图 4 所示。冬季测试期间热泵运行工况如表 3 所示,空气源单板换热模式下蓄热水箱水温平均升高速率为 $12.5^{\circ}\text{C}/\text{h}$,平均 C_{op} 为 1.1。空气源双板换热模式下机组平均蓄热水箱水温平均升高速率为 $15.4^{\circ}\text{C}/\text{h}$,比单板换热模式高 $2.9^{\circ}\text{C}/\text{h}$;平均 C_{op} 为 1.4,比单板换热模式高 0.3。同一测试阶段,对比 2 种换

热模式,空气源双板换热运行模式下,机组加热性能优于空气源单板换热模式,表明机组冷凝端串联另一板式换热器可有效强化机组与水箱热交换能力,提高机组的换热效率。

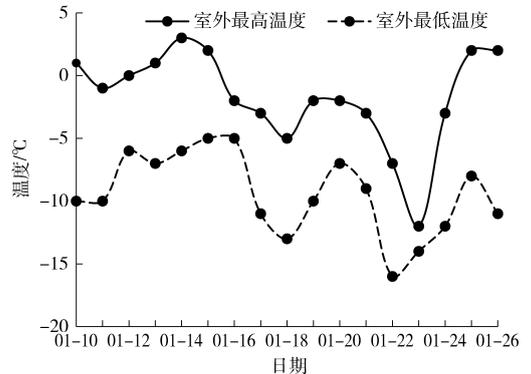


图 4 冬季测试期间室外气温变化曲线

Fig. 4 Parameters of outdoor temperature during winter test

表 3 冬季测试期间热泵运行工况

Tab. 3 Operating condition of heat pump during winter test

日期	运行时间段	运行时 长/h	运行 模式	水箱温度 变化/ $^{\circ}\text{C}$	水箱温度升高速 率/ $(^{\circ}\text{C}\cdot\text{h}^{-1})$	耗电量 P/kJ	水箱蓄热量 Q/kJ	C_{op}	天气
2016-01-10	12:00—14:20	2.3	空单	-3.0~25.5	12.3	4 239.4	4 668.30	1.1	多云
2016-01-11	13:10—15:40	2.5	空单	8.0~39.0	12.4	4 608.0	5 053.62	1.1	晴
2016-01-14	12:25—15:37	3.2	空单	-1.0~40.0	12.8	5 898.2	6 683.80	1.1	晴
2016-01-20	14:05—16:25	2.3	空双	2.0~38.0	15.7	4 239.4	5 868.70	1.4	霾
2016-01-25	13:20—15:38	2.3	空双	-4.0~36.0	17.4	4 239.4	6 552.00	1.5	晴
2016-01-26	13:50—16:20	2.5	空双	10.0~42.9	13.1	4 608.0	5 358.50	1.2	晴

以典型晴天(1月25日、1月26日)为例,计算分析温室模型内加热后温度变化情况。温室模型保温被于 25 日 17 时覆盖,26 日 9 时揭开,利用 25 日蓄热水箱内存储热量对温室模型加热,自 25 日 17 时加热至 26 日 9 时,共加热 16 h,加热功率约为 113.7 W 。图 5 为 1 月 25 日 17 时至 1 月 26 日 16 时的室外温度与温室模型采暖热负荷曲线图,日间太阳辐射充足时按零记。图 6 为 1 月 25 日 17 时至 1 月 26 日 16 时室外计算温度与温室模型内温度变化曲线。

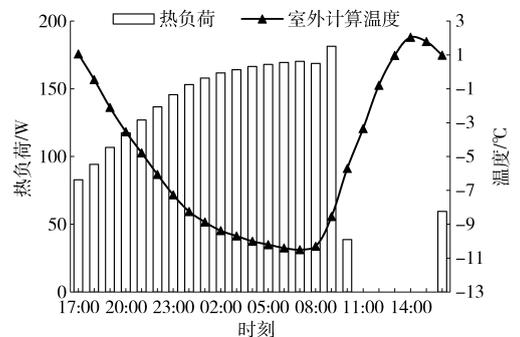


图 5 室外计算温度和模型温室热负荷

Fig. 5 Outdoor computational air temperature and heat load of greenhouse model

由图 5 可以看出,温室模型热负荷自 1 月 25 日 17 时起至 1 月 26 日 7 时随室外计算温度的降低而逐渐增加,自 26 日 7 时至 8 时随室外计算温度的上升而减少;1 月 26 日早 9 时掀开保温被,温室模型热负荷增大,原因是保温被掀开使前屋面传热系数增加,散热量迅速增加;26 日 9 时后热负荷随室外计算温度的升高而逐渐减少,自 26 日 11 时起,不再需要额外加热即可达到适宜温度;自 26 日 14 时起室外计算温度开始下降,16 时起模型温室为维持适宜温度再次需要加热。

由图 6 可以看出,加热条件下温室模型内温度

与室外计算温度有着相似的增减趋势,自 1 月 25 日 17 时起,温室模型内温度随室外温度下降而降低,1 月 26 日 7 时至 8 时之间的平均温度达到最低值 4.6°C ,比室外高 15°C ;自 1 月 26 日 7 时起,室外计算温度逐渐升高,模型温室温度也逐渐升高,于 13 时左右达到最高值 24.5°C ,比室外高 26°C ;9 时室内温度升高较快是因为此时刚刚关闭加热系统,计算该时刻室内温度时除考虑太阳辐射热,也应将加热功率算入温室得热,所以此时刻温室模型得热量较大;13 时后,室外太阳辐射

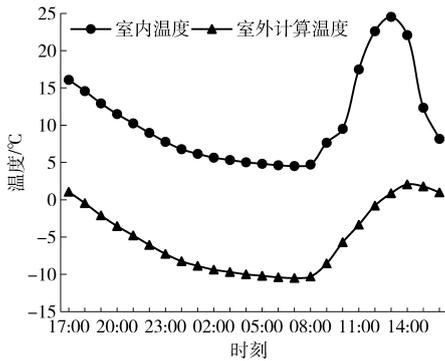


图6 加热条件下模型温室内温度与室外计算温度

Fig. 6 Indoor air temperature under heating of greenhouse model and outdoor computational air temperature

照度逐渐降低,温室模型内获得的太阳辐射热逐渐减少,温度逐渐降低。

冬季测试阶段,2种换热模式下热泵 C_{op} 较低。一方面因为测试阶段热泵放置室外,环境温度较低,热泵从空气中取热量少,且制冷剂加注量不足,影响系统运行效率;另一方面,受室外低温影响,热泵机组内部管路保温不充分,热交换过程中热损失较大,导致部分热量损失。

3.1.2 春季测试阶段系统性能分析

春季测试阶段,于2016年3月17日和3月21日运行空气源单板换热模式,2016年3月19日和3月20日运行空气源双板换热模式,2016年3月25日和3月26日运行土壤源单板换热模式,2016年3月24日运行土壤源双板换热模式。测试期间室外气温如图7所示。

春季测试期间热泵运行工况如表4所示,与燃煤锅炉相比,节能情况见图8。春季3月份测试期间分别进行了空气源单板换热(空单)、空气源双板换热(空双)、土壤源单板换热(土单)和土壤源双板换热(土双)4种模式的运行试验。春季测试期间机

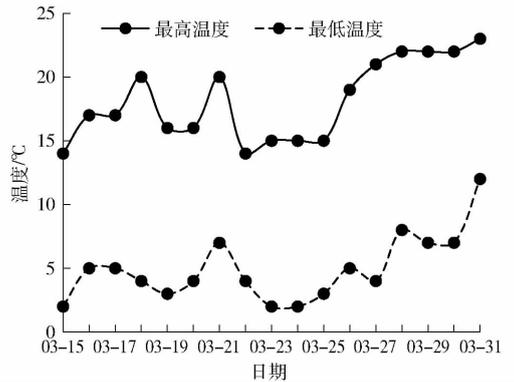


图7 春季测试期间室外气温变化曲线

Fig. 7 Parameters of outdoor temperature during spring test

组整体性能指数较冬季显著提升。空气源单板换热模式下蓄热水箱水温平均升高速率为 $23.7^{\circ}\text{C}/\text{h}$,平均 C_{op} 为2.1,与燃煤锅炉相比平均节省一次能源消耗26.2%。空气源双板换热模式下蓄热水箱水温平均升高速率为 $35.1^{\circ}\text{C}/\text{h}$,比单板模式高 $11.4^{\circ}\text{C}/\text{h}$;平均 C_{op} 为3.1,比单板模式高1.0;与燃煤锅炉相比平均节能50.4%,比单板模式高24.2%。土壤源单板换热模式下蓄热水箱水温平均升高速率为 $21.6^{\circ}\text{C}/\text{h}$,平均 C_{op} 为2.2,与燃煤锅炉相比平均节能可达28.7%。土壤源双板换热模式下蓄热水箱水温平均升高速率为 $23.3^{\circ}\text{C}/\text{h}$,比单板模式高 $1.7^{\circ}\text{C}/\text{h}$;平均 C_{op} 为2.3;与燃煤锅炉相比节能33.7%,比单板模式高5.0%。相同热源条件下,对比分析热泵冷凝端两种不同换热模式,冷凝端采用双板换热模式时机组 C_{op} 高于单板换热模式。同时,双板换热模式的节能效果也优于单板换热模式。不同热源条件下,对比分析空气源热泵和土壤源热泵两种热源形式,单板换热模式下,空气源热泵 C_{op} 与土壤源热泵无显著性差异;双板换热模式下,空气源热泵机组 C_{op} 明显高于土壤源热泵。

表4 春季测试期间热泵运行工况

Tab. 4 Operating condition of heat pump during spring test

日期	运行时间段	运行时 长/h	运行 模式	水箱温度 变化/ $^{\circ}\text{C}$	水箱温度升高速 率/ $(^{\circ}\text{C}\cdot\text{h}^{-1})$	耗电量 P/kJ	水箱蓄热量 Q/kJ	C_{op}	天气
2016-03-17	13:30—15:00	1.50	空单	10.7~46.7	24.0	2764.80	5896.80	2.1	霾
2016-03-19	13:40—14:30	0.83	空双	24.1~52.9	34.7	1529.80	4711.30	3.1	多云
2016-03-20	13:38—14:28	0.83	空双	23.1~52.6	35.5	1529.80	4809.10	3.1	晴
2016-03-21	13:42—14:52	1.16	空单	13.0~40.2	23.4	2138.10	4434.10	2.1	霾
2016-03-24	10:00—11:20	1.33	土双	10.0~41.0	23.3	2171.80	5077.80	2.3	晴
2016-03-25	09:31—10:31	1.00	土单	20.3~42.3	22.0	1632.96	3586.44	2.2	晴
2016-03-26	09:45—10:45	1.00	土单	20.7~42.0	21.3	1632.96	3488.94	2.1	晴

3.2 热泵瞬时热力性能分析

对春季3月19日(多云)空气源双板换热模式及3月24日(晴)土壤源双板换热模式进行瞬时热

力性能分析,图9为热泵运行阶段蓄热水箱水温和机组 C_{op} 的变化趋势。

由图9可看出热泵系统运行期间 C_{op} 呈先升

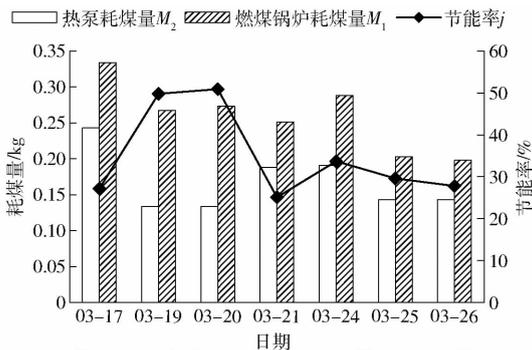
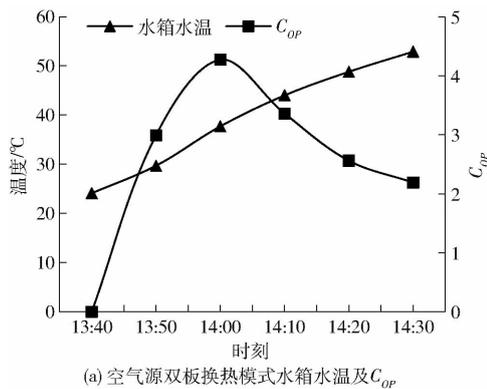
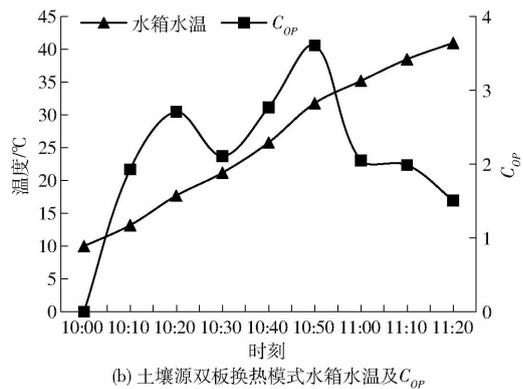


图 8 春季测试期间双效热泵节能情况

Fig. 8 Energy conservation of air-soil source double-effect heat pump system during spring test

后降的趋势,蓄热水箱水温呈逐渐升高趋势,且水温升高速率逐渐降低;3月19日空气源双板换热模式运行初期 C_{op} 较低,13:50时 C_{op} 为 2.99,之后

(a) 空气源双板换热模式水箱水温及 C_{op} (b) 土壤源双板换热模式水箱水温及 C_{op} 图 9 蓄热水箱水温和 C_{op} 变化趋势Fig. 9 Changing trends of water temperature and C_{op}

4 结论

(1) 设计搭建的空气-土壤源双效热泵系统将空气、土壤 2 种不同热源热泵有效复合,换热器采用串联板式换热模式,通过温控器和电磁阀可实现 4 种供热模式:空气源热泵单板换热模式、空气源热泵双板换热模式、土壤源热泵单板换热模式和土壤源热泵双板换热模式。

(2) 春季测试期间,空气-土壤源双效热泵系统 4 种运行模式下平均 C_{op} 均达 2.0 以上,与燃煤锅炉相比节能率均达 25% 以上。冬季测试期间,典型晴天时空气源双板换热模式下的温室模型各时刻室内气温均高于室外气温,与室外气温相比平均提高 15.7°C。

C_{op} 迅速升高,并于 14:00 左右达到最大值 4.27,之后机组 C_{op} 呈下降趋势,且水温升高速率开始减缓;3月24日土壤源双板换热模式运行初期 C_{op} 较低,10:10 机组 C_{op} 为 1.9,之后逐渐升高,并于 10:50 达到最大值 3.6,之后 C_{op} 逐渐减小,水温升高速率逐渐降低。分析原因为:机组刚开始运行时瞬时 C_{op} 较低,主要因为热泵需要一定时间的预热,之后热泵系统从热源不断吸收热量使得 C_{op} 逐渐升高,水箱水温也逐渐升高。而由于水箱水温不断升高,使得循环管路中热水与冷凝器之间的热交换效率降低,因而机组制热性能下降。同时,水箱水温不断升高,与室外温度间差距逐渐增大,水箱散热量逐渐增大,也使得机组 C_{op} 不断下降。

(3) 在相同热源条件下,对比分析冷凝端单板和双板 2 种换热模式,测试结果表明双板换热模式换热效果优于单板换热模式。双板换热模式下换热面积增大,有助于热媒之间充分换热,进而提高机组换热效率和性能系数。同时,除换热模式会对系统整体运行效果造成影响外,热泵机组所处环境、热泵机组热媒添加量和系统压力也会影响空气-土壤源双效热泵系统整体的运行效果。

(4) 试验设计搭建的空气-土壤源双效热泵系统将空气源与土壤源有效结合,有助于解决北方寒冷地区空气源热泵适应性及土壤源热泵运行性能逐年降低的问题,且双板换热模式可有效提高换热效率和机组性能系数。

参 考 文 献

- 张运真,韩玉坤. 太阳能-地源热泵的温室加热系统试验研究[J]. 水电能源科学,2011(2):126-128.
ZHANG Yunzhen, HAN Yukun. Test research on greenhouse heating system for ground source heat pump based on solar energy [J]. Water Resources & Power, 2011(2):126-128. (in Chinese)
- 姚杨,马最良. 浅议“热泵”定义[J]. 暖通空调,2003,32(3):33.
YAO Yang, MA Zuiliang. Notion of heat pump definition [J]. Heating, Ventilating & Air Conditioning, 2003, 32(3):33. (in Chinese)
- BAILEY B J. Limiting the relative humidity in insulated greenhouse at night [J]. Acta Hort, 1983(148):411-420.
- SILVA A, ROSA R. Conditioning the greenhouse climate by means of a heat pump [J]. Acta Hort, 1989(245):232-235.

- 5 BENLI H. Energetic performance analysis of a ground-source heat pump system with latent heat storage for a greenhouse heating [J]. *Energy Conversion & Management*, 2011, 52(1):581-589.
- 6 方慧,杨其长,梁浩,等. 日光温室浅层土壤水媒蓄放热增温效果[J]. *农业工程学报*, 2011, 27(5):258-263.
FANG Hui, YANG Qichang, LIANG Hao, et al. Experiment of temperature rising effect by heat release and storage with shallow water in solar greenhouse[J]. *Transactions of the CSAE*, 2011, 27(5):258-263. (in Chinese)
- 7 方慧,杨其长,张义. 基于热泵的日光温室浅层土壤水媒蓄放热装置试验[J]. *农业工程学报*, 2012, 28(20):210-216.
FANG Hui, YANG Qichang, ZHANG Yi. Experimental study on shallow soil assisted heat release-storage system with water-water heat pump in solar greenhouse[J]. *Transactions of the CSAE*, 2012, 28(20):210-216. (in Chinese)
- 8 王吉庆,张百良. 水源热泵在温室加温中的应用研究[J]. *中国农学通报*, 2005, 21(6):415-419.
WANG Jiqing, ZHANG Bailiang. Experiment of water source heat pump in greenhouse heating[J]. *Chinese Agricultural Science Bulletin*, 2005, 21(6):415-419. (in Chinese)
- 9 AWANIS, CHARGUIR, KOOLIS, et al. Performance of the coupling of the flat plate collector and a heat pump system associated with a vertical heat exchanger for heating of the two types of greenhouses system[J]. *Energy Conversion & Management*, 2015, 103:266-275.
- 10 柴立龙,马承伟. 玻璃温室地源热泵供暖性能与碳排放分析[J/OL]. *农业机械学报*, 2012, 43(1):185-191. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20120133&flag=1&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.01.033.
CHAI Lilong, MA Chengwei. Performance and carbon emission analysis on glass-covering greenhouse heating with ground source heat pump technology[J/OL]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2012, 43(1):185-191. (in Chinese)
- 11 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.
- 12 SATO N, MORIYA H, YASUI K, et al. Saving energy with a hybrid heating system using an air-to-air heat pump and oil heater in a rose greenhouse[J]. *Shokubutsu Kojo Gakkaishi*, 2013, 25(1):19-28.
- 13 方慧,杨其长,孙骥. 地源热泵-地板散热系统在温室冬季供暖中的应用[J]. *农业工程学报*, 2008, 24(12):145-149.
FANG Hui, YANG Qichang, SUN Ji. Application of ground-source heat pump and floor heating system to greenhouse heating in winter[J]. *Transactions of the CSAE*, 2008, 24(12):145-149. (in Chinese)
- 14 JEON J G, YEE P, CHO I H, et al. Development of a hybrid type heat pump system for greenhouse heating [J]. *Acta Horticulturae*, 2014(1037):249-254.
- 15 刘明池,许勇,徐刚毅,等. 连栋温室水源热泵热水供暖系统[J]. *中国农学通报*, 2011, 27(17):192-199.
LIU Mingchi, XU Yong, XU Gangyi, et al. Research on water source heat pump heating system in intelligence greenhouse[J]. *Chinese Agricultural Science Bulletin*, 2011, 27(17):192-199. (in Chinese)
- 16 孙先鹏,邹志荣,赵康,等. 太阳能蓄热联合空气源热泵的温室加热试验[J]. *农业工程学报*, 2015, 31(22):215-221.
SUN Xianpeng, ZOU Zhirong, ZHAO Kang, et al. Experiment on heating effect in greenhouse by solar combined with air-source heat pump[J]. *Transactions of the CSAE*, 2015, 31(22):215-221. (in Chinese)
- 17 侯春芝,陈恩,蒋德伦,等. 空气源热泵机组结霜及除霜控制方法的研究[J]. *制冷与空调*, 2007, 7(3):52-54.
HOU Chunzhi, CHEN En, JIANG Delun, et al. Study on frosting and defrosting control methods of air-source heat pump[J]. *Refrigeration and Air-Conditioning*, 2007, 7(3):52-54. (in Chinese)
- 18 董建镛. 空气源热泵延缓结霜及除霜方法研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2012.
DONG Jiankai. Novel methods of retarding frost and defrosting for an air source heat pump[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2012. (in Chinese)
- 19 朱岩,杨历,李中领. 土壤源热泵的节能与技术经济性分析[J]. *煤气与热力*, 2005, 25(3):72-75.
ZHU Yan, YANG Li, LI Zhongling. Energy saving and techno-economic analysis of ground-source heat pump[J]. *Gas & Heat*, 2005, 25(3):72-75. (in Chinese)
- 20 闫丽红,王景刚,鲍玲玲,等. 低温空气源热泵研究新进展[J]. *建筑节能*, 2016(8):22-24.
YAN Lihong, WANG Jinggang, BAO Lingling, et al. Fresh progress of low temperature air source heat pump[J]. *Building Energy Efficiency*, 2016(8):22-24. (in Chinese)
- 21 刘桂兰. 国内外低温空气源热泵系统型式的发展现状与进展[J]. *科技创新导报*, 2007(26):54.
LIU Guilan. Statue and progress of low temperature air-source heat pump system at home and abroad [J]. *Sci Techn Innov Herald*, 2007(26):54. (in Chinese)
- 22 俞丽华,马国远,徐荣保. 低温空气源热泵的现状与发展[J]. *建筑节能*, 2007, 35(3):54-57.
YU Lihua, MA Guoyuan, XU Rongbao. Current status and development of low temperature air-source heat pump [J]. *Construction Conserves Energy*, 2007, 35(3):54-57. (in Chinese)
- 23 李元旦,张旭. 土壤源热泵的国内外研究和应用现状及展望[J]. *制冷空调与电力机械*, 2002, 85(23):4-7.
LI Yuandan, ZHANG Xu. Review on the research and application of ground source heat pump in China and abroad [J]. *Construction Machinery for Hydraulic Engineering & Power Station*, 2002, 85(23):4-7. (in Chinese)
- 24 王宇欣,刘爽,王平智,等. 日光温室根区热环境相变调控系统设计与性能试验[J/OL]. *农业机械学报*, 2016, 47(8):294-304. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20160839&flag=1&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.08.039.
WANG Yuxin, LIU Shuang, WANG Pingzhi, et al. Application effect of greenhouse root zone thermal environment control system with latent functionally thermal fluid[J/OL]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2016, 47(8):294-304. (in Chinese)
- 25 柴立龙,马承伟,张晓蕙,等. 地源热泵温室降温系统的试验研究与性能分析[J]. *农业工程学报*, 2008, 24(12):150-154.
CHAI Lilong, MA Chengwei, ZHANG Xiaohui, et al. Experimental investigation and performance analysis on ground source heat pump system for greenhouse cooling[J]. *Transactions of the CSAE*, 2008, 24(12):150-154. (in Chinese)
- 26 柴立龙,马承伟,张义,等. 北京地区温室地源热泵供暖能耗及经济性分析[J]. *农业工程学报*, 2010, 26(3):249-254.
CHAI Lilong, MA Chengwei, ZHANG Yi, et al. Energy consumption and economic analysis of ground source heat pump used in greenhouse in Beijing[J]. *Transactions of the CSAE*, 2010, 26(3):249-254. (in Chinese)
- 27 马承伟. 农业生物环境工程[M]. 北京:中国农业出版社, 2005.