

地源热泵温室降温系统的试验研究与性能分析

柴立龙¹, 马承伟^{1*}, 张晓蕙², 曲梅², 陈青云², 余飞³

(1. 中国农业大学农业部设施农业生物环境工程重点开放实验室, 北京 100083;

2. 中国农业大学农学与生物技术学院, 北京 100193; 3. 北京中科华誉能源技术发展公司, 北京 100080)

摘要: 为探索地源热泵降温技术在设施农业领域中的应用途径和发展潜力, 以及寻求传统蒸发式降温系统存在设施内湿度较高等问题的解决方法, 该文作者在北京地区日光温室中进行了地源热泵温室夏季降温试验研究。该研究以 COP 即性能系数为评价指标对系统降温性能进行分析, 并提出适用于该研究的能量传递和系统性能分析模型。2007年8月17~19日连续观测数据和分析结果显示, 地源热泵温室降温系统制冷性能系数(COP_{syscg})平均值达到3.01。2007年8月17日为连续观测的3天之中室外日均气温最高的一天, 监测数据表明: 上午10:00至下午14:00室内、外平均气温分别为31.3℃和34.1℃, 平均温差2.8℃, 同期室内平均相对湿度仅为60.7%, 地源热泵系统具有明显的降温 and 除湿效果。测试期间温室外张挂遮阳幕, 遮阳率为70%。

关键词: 地源热泵, 温室, 降温, 性能系数

中图分类号: S625.5⁺¹

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2008)-12-0150-05

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 with English abstract)

0 引言

地源热泵技术是以浅层土壤(200 m 以内)或地下水作为空调热源或冷源的一种兼具加温和制冷双重功能的热泵技术, 是近年来发展最迅速和研究较多的一项可再生能源空调工艺之一(对回灌要求严格的闭式地下水热泵空调不会引起地面沉降和地下水污染等问题)^[1-6]。与空气相比, 土壤层和地下水具有更好的热稳定性, 能够在冬季寒冷地区提供比环境温度更高的空调热源; 在夏季需要降温时提供比环境温度更低的空调冷源, 因此, 地源热泵技术比空气源热泵具有更高的能效^[7-9]。截至2005年, 地源热泵技术在中国各类建筑中的应用规模约为3000×10⁴ m² 空调面积^[10]。随着世界范围内能源与环境间矛盾的不断加剧, 地源热泵技术在消耗化石类能源较大的相关农业领域中也具有广阔的应用前景。空气源热泵已经在农业领域获得一定的应用^[11-13], 但地源热泵技术在农业中的应用尚刚刚起步^[14-16]。伴随都市农业和生态农业的蓬勃发展, 温室建筑对夏季降温要求不断提高, 如园艺温室展览馆、生态餐厅温室等需要周年使用, 选择合理、可靠的降温技术对企业生产运营非常必要。由于温室具有独特的“温室效应”, 夏季比普通建筑具有

更大的热负荷, 采用传统的空调进行降温经济性差。而夏季降温采用的蒸发降温系统的温室又会产生高湿环境^[16,17]。因此, 地源热泵空调技术成为很多温室空调设计者们的选择。北京市西三旗生态温室餐厅和宽沟温室餐厅均已采用地源热泵空调系统。为探索和挖掘地源热泵降温技术在设施农业领域的应用途径和发展潜力, 以及寻求蒸发式降温系统存在的设施内湿度较高等问题的解决方法, 笔者于2007年夏季在日光温室中进行了地源热泵降温试验研究。

1 试验材料与方法

1.1 试验温室概况

试验温室位于北京市海淀区上庄镇中国农业大学上庄实验站(北纬39°40'), 当地全年日照时数为2006~3000 h, 太阳辐射总量达5400~6700 MJ/(m²·a)^[18]。试验温室东西走向, 长60 m, 跨度8 m, 脊高3.5 m, 北墙高2.5 m; 墙体构造: 240 mm 黏土砖+120 mm 聚苯板+240 mm 黏土砖, 北墙每隔3 m 在水平面1.7~2.2 m 处有一个尺寸为500 mm×500 mm 的通风洞口(试验期间关闭); 后坡屋面构造: 100 mm 彩钢聚苯材料复合保温板; 前屋面透明覆盖材料为单层 PEP15 聚乙烯无滴长寿膜, 外遮阳网为上海 SvenssionLG70 黑色耐老化聚乙烯材料, 遮阳率为70%。因本试验对温室内环境影响尚不清楚, 故选择在主要生产作物采收完毕后开展研究, 试验期间温室中只有茼蒿(*Chrysanthemum coronarium*)、草莓(*Fragaria ananassa* Duch.)等少量作物。

1.2 试验装置

本研究中地下水式地源热泵空调系统(如图1a所示)建成于2006年10月, 井深100 m, 夏季出水温度约

收稿日期: 2007-10-29 修订日期: 2008-05-25

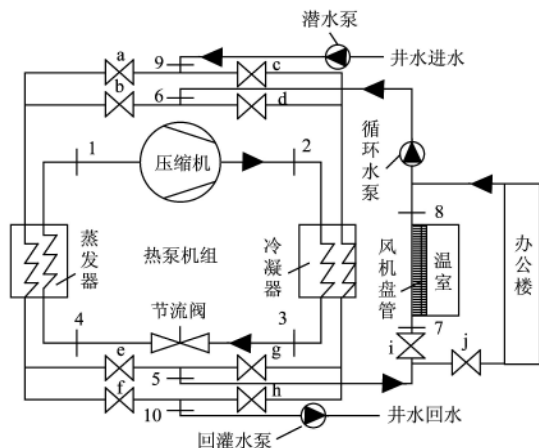
基金项目: “十一五”国家科技支撑计划现代高效设施农业工程技术与示范课题(2006BAD28B07-4); 北京市教育委员会共建项目建设计划资助(XK100190553)。

作者简介: 柴立龙(1983—), 男, 博士研究生, 从事设施园艺环境工程方面研究。北京 中国农业大学农业部设施农业生物环境工程重点开放实验室, 100083。Email: chaililong83@yahoo.com.cn

*通讯作者: 马承伟(1952—), 教授, 博士生导师, 农业部设施农业生物环境工程重点开放实验室主任, 主要从事设施园艺环境科学与工程方向研究。北京市海淀区清华东路17号 中国农业大学东校区195信箱, 100083

14℃，可为实验站部分实验温室（包括连栋玻璃温室一栋约为 750 m²，日光温室两栋，约 1000 m²）和办公楼共约 3000 m² 建筑提供空调需求。该空调系统由 3 个循环组成，即地下送、回灌水循环，热泵机组制冷工作循环以及循环水与温室、办公楼风机盘管末端组成的循环。水源热泵型号为 HE450，R-22 制冷剂，丹佛斯涡旋式压缩机共 4 台，单台制冷/制热功率为 16.09/23.82 kW；卧式壳管式冷凝器，干式蒸发器，毛细铜管节流阀；德州亚太 FP-136 型风机盘管，风量为 1360 m³/h；潜水泵和回灌水泵为 KQL80/185，单台功率为 11 kW；循环水泵有 3 台 KQL80/150 型，单台功率为 7.5 kW。冬季加温运行工况：打开水阀 a、d、f、g，关闭 b、c、e、h 阀。地下水流经路线为：抽水井—a—蒸发器—f—回水井，循环水流经路线为：冷凝器—g—温室末端/办公楼—d—冷凝器；夏季降温运行工况：打开水阀 b、c、e、h，关闭 a、d、f、g 阀。地下水流经路线为：抽水井—c—冷凝器—h—回水井；循环水流经路线为：蒸发器—e—温室末端/办公楼—b—蒸发器。

试验期间，由于地源热泵降温系统只在办公区和本试验使用的 2 号日光温室中使用，其它温室仍采用湿帘-风机降温系统，故系统按照设计的 50% 工况连续运行，即只开启 2 台压缩机，额定制冷功率为 190 kW。温室降温系统是总系统的一部分，本研究同时对地源热泵总降温系统和地源热泵温室降温系统进行分析研究。2 号温室中共安装 6 台风机盘管，均匀布置在北墙距地面 2.0 m 高处，如图 1b 所示。



a. 地源热泵空调系统示意图



b. 温室风机盘管布置

注：a 中 1~4 分别为热泵机组四个临界状态点；5、6 分别为循环水送、回水观测点；7、8 分别为温室末端送、回水观测点；9、10 分别为地下水送、回水观测点；a~j 分别为各管路上的水阀

图 1 地源热泵系统

Fig.1 Ground source heat pump system

1.3 测试仪器及项目

1) 冷/热量表（京源水仪器仪表厂，北京）：监测 5、6、7、8、9、10 点（如图 1a 中所示）的水温、水流量，其中测水温的装置为 PT1000 铂电阻（精度为 $\pm(0.3+0.005t)$ ℃），数据采集时间间隔为 30 min。

2) 温、湿度传感器（ESPEC RS-11，JAPAN）：采集室内、外空气的温、湿度数据，自动采集时间步长为 10 min（精度：温度 $\pm 0.5^\circ\text{C}$ ，湿度为 $\pm 5\%$ ）。在温室中间和距离东、西侧墙 10 m，离北墙 3.5 m 和高度 1.5 m 的位置各布置 1 个 RS-11，共 3 个；在温室屋面遮阳网上方离地面约 2 m 高处，沿着温室长度方向在温室东、西两端和中间分别布置 3 个 RS-11 传感器。使用前对 RS-11 进行了标定和遮光处理。

3) 数据采集仪（Campbell Scientific CR10X，USA）：太阳辐射探头水平放置于温室内 1 m 和室外 3 m 高处；使用铜-康铜热电偶监测室内气温。将温室划分为 3 个断面（中间和两边距离侧墙 10 m 处，如图 2），在每个断面上距离温室北墙 2 m、3 m、4 m 和 5 m 处，分别在 0.5 m、1.5 m 和 2.5 m 3 个高度水平上各布置 1 个热电偶，每个

断面 12 个，3 个断面共布置 36 个，监测时热电偶均使用铝箔材料进行遮光处理。4) 国产普通电表、压力表：记录系统及分系统电能输出和各水路压力变化情况。

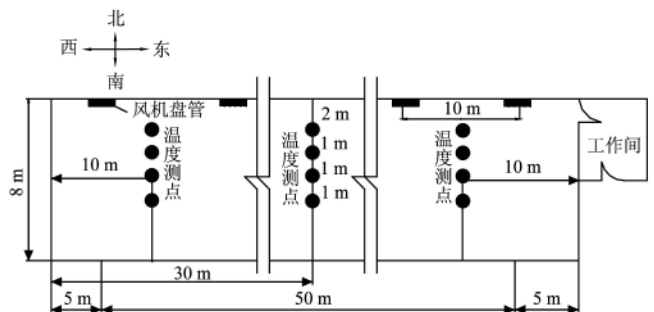


图 2 温室气温测点水平布置

Fig.2 Horizontal air temperature monitoring points in greenhouse

2 系统性能分析模型

结合前人工作^[14,19]，本研究提出温室地源热泵降温系统的能量传递模型及性能分析模型：

$$Q_{\text{well}} = m_{\text{well}}(h_{10} - h_9) \quad (1)$$

式中 Q_{well} ——地下水与冷凝器的热交换功率, kW; m_{well} ——地下水流量, kg/s; h_9 ——地下水进水的比焓, kJ/kg; h_{10} ——地下水回水的比焓, kJ/kg。

$$Q_{\text{cond}} = m_{\text{ref}}(h_{2s} - h_3) \quad (2)$$

式中 Q_{cond} ——工质在冷凝器中理论热交换功率, kW; m_{ref} ——制冷剂工质流量, kg/s; h_{2s} ——等熵压缩下压缩机出口/冷凝器进口工质的比焓, kJ/kg; h_3 ——冷凝器出口/节流阀进口工质的比焓, kJ/kg。

$$Q_{\text{evap}} = m_{\text{ref}}(h_1 - h_4) \quad (3)$$

式中 Q_{evap} ——工质在蒸发器中理论热交换功率, kW; h_1 ——蒸发器出口/压缩机进口工质的比焓, kJ/kg; h_4 ——节流阀出口/蒸发器进口的工质的比焓, kJ/kg。

$$W_{\text{comp}}\eta_{\text{sv}} = m_{\text{ref}}(h_{2s} - h_1) \quad (4)$$

式中 W_{comp} ——压缩机的输入功率, kW; η_{sv} ——压缩机工作效率(等熵效率和容积效率乘积), 无量纲。

$$Q_{\text{valve}} = m_{\text{ref}}(h_4 - h_3) \quad (5)$$

式中 Q_{valve} ——节流阀热损失功率, kW。

$$\text{COP}_{\text{hpce}} = \frac{Q_{\text{evap}}}{W_{\text{comp}}} \quad (6)$$

$$\text{COP}_{\text{hpc}} = \frac{Q_{\text{fc}}}{W_{\text{comp}}} \quad (7)$$

式中 COP_{hpce} , COP_{hpc} ——分别为热泵机组制冷性能系数的理论值和实际值, 无量纲。

$$Q_{\text{fc}} = m_{\text{wa}}(h_6 - h_5) \quad (8)$$

式中 Q_{fc} ——循环水与总系统风机盘管末端热交换功率, kW; m_{wa} ——循环水流量, kg/s; h_5 ——循环水送水的比焓, kJ/kg; h_6 ——循环水回水的比焓, kJ/kg。

$$\text{COP}_{\text{sysce}} = \frac{Q_{\text{evap}}}{W_{\text{comp}} + W_{\text{pumps}} + W_{\text{fc}}} \quad (9)$$

$$\text{COP}_{\text{sysc}} = \frac{Q_{\text{fc}}}{W_{\text{comp}} + W_{\text{pumps}} + W_{\text{fc}}} \quad (10)$$

式中 $\text{COP}_{\text{sysce}}$, COP_{sysc} ——分别为地源热泵总降温系统制冷性能系数的理论值和实际值, 无量纲; W_{pumps} ——总系统潜水泵、循环泵的输入功率, kW; W_{fc} ——总系统风机盘管输入功率, kW。

$$Q_{\text{fcg}} = m_{\text{wag}}(h_8 - h_7) \quad (11)$$

式中 Q_{fcg} ——温室末端风机盘管与循环水之间的热交换功率, kW; m_{wag} ——温室末端的循环水流量, kg/s; h_7 ——温室末端的循环水进水的比焓, kJ/kg; h_8 ——温室末端循环水回水的比焓, kJ/kg。

$$\text{COP}_{\text{syscg}} = \frac{Q_{\text{fcg}}}{W_{\text{comp}} + W_{\text{pumpsg}} + W_{\text{fcg}}} \quad (12)$$

式中 $\text{COP}_{\text{syscg}}$ ——地源热泵温室降温系统制冷性能系数, 无量纲; W_{comp} , W_{pumpsg} ——分别为压缩机、水泵(潜水泵、循环泵)总输入功率分配到温室的部分, kW; W_{fcg} ——温室中风机盘管输入功率, kW。

3 试验与分析结果

本文以 8 月 17~19 日 3 d 连续观测的结果对系统的

性能进行分析, 并以 3 天中日均气温最高的 17 日的监测结果为例分析室内、外热环境的变化。机组开启时间为上午 9:00 至下午 16:30。当室温超过 30℃ 时, 风机盘管自动开启, 当低于 28℃ 时, 风机盘管关闭。利用(1)~

(12) 各公式进行分析计算时, 本文基于以下假定: 1) 夏季降温运行工况下工质在热泵机组 1、2、3、4 点的温度值由北京中科华誉能源技术发展公司提供, 由于试验期间热泵机组一直处于稳定运行状态, 系统运行参数基本恒定, 故该四点工质温度可视为恒定值; 2) 地下水、循环水的密度和比热容分别取 $1.0 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ 和 $4.2 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$; 3) 由于实验站日常生活和灌溉用水均来自地下水系统, 本试验期间抽取的地下水经换热后不进行回灌处理, 直接送入生活和灌溉用水系统, 故本研究不对该部分进行分析。

3.1 系统的降温效果

试验日温室内外气象参数如图 3, 从 8:00 到 9:00 室内温度随太阳辐射的增强逐渐升高达到 32℃ 以上。地源热泵系统在 9:00 左右开启, 系统经过抽地下水、热泵机组制冷以及换热等过程后, 到 9:20 左右达到正常制冷状态, 发挥制冷效果, 室内气温迅速下降直到 9:40 趋于平稳, 随着太阳辐射的增高气温有所回升。测试当天 10:00~14:00 室外气温在 29.1~36.7℃ 内变化, 最高值出现在 13:40, 同期室内气温变化为 29.0~33.0℃, 最高值出现在 13:30, 室内、外气温平均值分别为 31.3℃ 和 34.1℃, 平均温差 2.8℃。本研究中主要使用了地源热泵系统和遮阳幕两种降温措施, 遮阳幕的遮阳率为 70%, 根据文献[16]的研究, 与没有遮阳幕的温室相比, 采用遮阳率为 75% 的遮阳幕时其降温贡献率可达 59% 以上, 但是在“温室效应”的作用下室内气温还是会高于室外(没有主动降温措施情况下)[16,20], 故地源热泵系统实际的降温效果大于 2.8℃。但是, 如果要满足普通作物如黄瓜(白天最佳生长温度为 27.0~29.0℃, 上限温度为 32.0℃)、番茄(白天最佳生长温度为 27.0~29.0℃, 上限温度为 35.0℃)最佳的生长的要求[17], 温室热泵末端的设计降温能力还需要增大。需要说明的是, 图 3 中室外气温在上午 9:30 即遮阳幕打开之后呈现下降趋势, 直到 10:00 才开始上升。由室外太阳辐射的数据分析可知, 8 月 17 日一直是晴朗天气, 之所以会出现这样的现象主要是因为 8 月 16 日下了一场大雨, 遮阳幕非常潮湿, 所以当遮阳幕打开后水分在风及太阳辐射的作用下会进行蒸发, 从而短时间内降低了温室上方及周围的气温, 布置在遮阳幕上方的温度传感器即时捕捉到了温度变化信息。

图 4 为室内相对湿度的变化情况, 其平均值约为 60.7%。一般采用湿帘降温时, 室内相对湿度将在 80% 以上, 因此, 采用地源热泵降温时的温室内相对湿度较低。高湿的环境会抑制作物的蒸散, 影响和阻碍根系对营养的吸收, 高温高湿还易引发病虫害[17,20]。因此, 温室夏季高温的情况下, 降低相对湿度可以加速作物的蒸腾, 从而降低叶面温度, 防止植物叶面过热发生损伤以及减少作物病虫害的发生。所以, 采用地源热泵降温时, 温室内较低的相对湿度能够缓解高温对作物的影响。

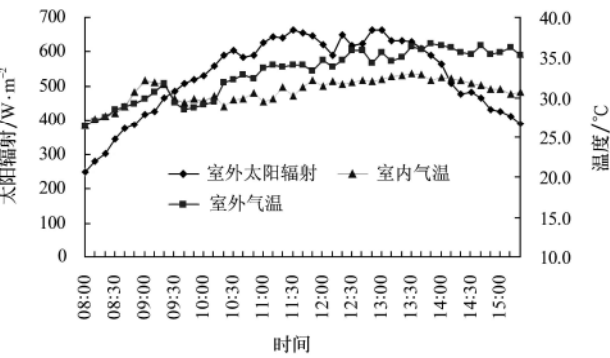


图 3 温室内、外环境参数 (2007-08-17)
Fig.3 Environmental parameters in and outside greenhouse(Aug.17, 2007)

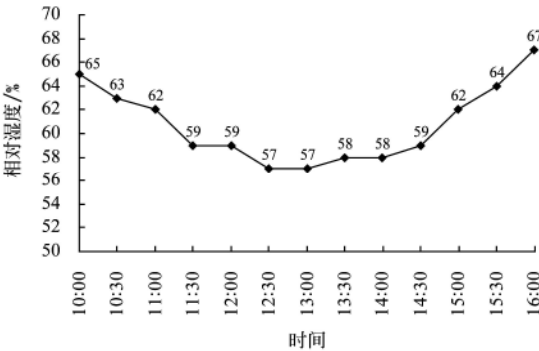


图 4 室内空气湿度的变化 (2007-08-17)
Fig.4 Relative humidity changing in greenhouse (Aug.17, 2007)

3.2 系统性能

通过对观测数据进行分析 and 计算可得出 8 月 17~19 日 10:00~16:00 连续 3 天时间内 1~10 各点 (参见图 1a) 的状态参数平均值^[20-22], 如表 1 所示。依据表中数值, 采用模型 (1)~(12) 计算出系统的性能参数, 如表 2, 计算过程中蒸发器的换热功率取制冷工况下额定值

190 kW。由于热泵机组以及循环水泵、潜水泵所消耗的电功率为总降温系统的输入功率, 温室降温分系统的耗电功率只是总系统的一部分, 本文采用热功率比例分配法计算温室分系统的耗电功率, 即温室末端热交换功率约为系统机组热交换功率的 24.8% (Q_{fc} 是 157.88 kW, Q_{fcg} 是 39.20 kW, 见表 2), 温室降温系统用电设备 (风机盘管除外) 耗能功率均取总系统值的 25%。总系统平均耗电功率 W_T 为 53.32kW, 其供冷功率约为 157.88 kW, 可得出总系统的制冷性能系数 COP_{sysc} 为 2.96。温室平均耗电功率 W_{Tg} 为 13.02 kW, 其供冷功率约为 39.20 kW, 其制冷性能系数 COP_{syscg} 约为 3.01, COP_{syscg} 略高于 COP_{sysc} 的原因是办公楼的空调房间较多, 安装的风机盘管的密度较大, 即办公楼风机盘管末端能耗相对较大, 从而使得 COP_{sysc} 略低于 COP_{syscg} 。此外, 分析计算还得出冷凝器实际热交换功率为 214 KW, 压缩机的实际工作效率 η_{sv} 约为 75%, 节流阀的热交换功率 Q_{valve} 为零 (工质在节流阀中为绝热过程)。

表 1 流质的状态参数 (17~19/08/2007)
Table 1 State parameters of fluidities (Aug.17~19, 2007)

位置	流质	状态	质量流量 $m/kg \cdot s^{-1}$	温度 $t/^{\circ}C$	比焓 $h/kJ \cdot kg^{-1}$
1	R22	蒸汽	1.145	10.0	409
2	R22	过热蒸汽	1.145	65.0	430
3	R22	过热液体	1.145	35.0	243
4	R22	气液混合	1.145	3.0	243
5	循环水	液体	15.036	9.9	41
6	循环水	液体	15.036	12.7	53
7	循环水	液体	0.889	10.0	42
8	循环水	液体	0.889	20.5	84
9	地下水	液体	9.217	14.1	59
10	地下水	液体	9.217	17.5	72

注: 位置 1 到 10 分别对应为图 1a 中标注的 1~10 各点。

表 2 分析计算结果 (17~19/08/2007)
Table 2 Analytical results (Aug.17~19, 2007)

空调系统	$Q_{fc}/Q_{fcg}/kW$	$W_{fc}/W_{fcg}/kW$	$W_{comp}/W_{compg}/kW$	$W_{pumps}/W_{pumpsg}/kW$	$W_T/W_{Tg}/kW$	COP_{hpce}	COP_{hpc}	COP_{sysc}/COP_{syscg}
总系统	157.88	2.64	32.18	18.5	53.32	5.9	5.1	2.96
温室系统	39.20	0.34	8.05	4.63	13.02	—	—	3.01

4 结论及讨论

- 1) 2007 年 8 月 17~19 日地源热泵温室降温系统制冷性能系数 (COP_{syscg}) 平均值达到 3.01。同期, 地源热泵空调总系统的制冷性能系数 (COP_{sysc}) 平均值约为 2.96。
- 2) 2007 年 8 月 17 日 10:00~14:00 室内、外平均气温分别为 31.3°C 和 34.1°C, 地源热泵系统降温效果明显, 但是, 如果要满足普通作物例如黄瓜、番茄的生长, 温室热泵末端的配置量还需要提高。同期室内相对湿度较低, 平均约为 60.7%, 可有效减少病虫害的发生。
- 3) 通过理论分析和试验测试可知, 热泵系统具有很好的降温性能, 然而本研究中温室内气温没有被降低到

- 理想水平, 是由于风机盘管的数量主要是按照冬季采暖的工况进行设计配置的, 由于温室具有独特的结构和性能, 北京等地区夏季需求的制冷负荷远大于冬季供热负荷, 因此本研究中地源热泵系统配置量对于夏季的降温是不够的。所以, 北京等地区温室的热泵系统如要同时满足冬季供暖和夏季降温的要求, 其配置数量应以满足夏季降温为依据。
- 4) 本研究中尚存在两点需进一步量化考虑: 一是自然通风的时间。由于作物光合作用要求温室内保持一定量的二氧化碳浓度, 试验期间每两个小时开天窗 (共 3 组天窗) 10 min 左右进行换气。夏季降温期间, 室外气温一般高于室内, 通风换气对降温起到抑制作用, 如果

能合理控制天窗开启时间将有助于节约能源；二是遮阳幕遮阳率的控制和降温贡献率。遮阳幕能有效减少进入温室太阳辐射量，遮阳率越高其降温效果越好。但过度的遮阳会造成植物光合作用所需的有效光合辐射的减少，不利于作物生长，合理控制遮阳率对节约能源和促进作物生长都具有重要的意义。笔者下一步将对遮阳幕、湿帘风机和地源热泵系统联合降温情况下各降温方式的贡献率以及三种降温方式的优化配置问题进行研究。

[参 考 文 献]

- [1] Zheng D. Modeling of standing column well in ground source heat pump system[D]. Oklahoma State: Oklahoma State University, 2004.
- [2] Hamada Y, Saitoh H, Nakamura M, et al. Field performance of an energy pile system for space heating[J]. *Energy and Buildings*, 2007, 39: 517–524.
- [3] Hamada Y, Nakamura M, Saitoh H, et al. Improved underground heat exchanger by using no-dig method for space heating and cooling[J]. *Renewable Energy*, 2007, 32: 480–495.
- [4] Gan G H, Riffat S B, Chong C S A. A novel rainwater-groundsource heat pump – Measurement and simulation[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2007, 27: 430–441.
- [5] Li X G, Chen Z H, Zhao J. Simulation and experiment on the thermal performance of U-vertical ground coupled heat exchanger[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2006, 26: 1564–1571.
- [6] Ebru K A, Hepbasli A. A comparative study on exergetic assessment of two ground-source (geothermal) heat pump systems for residential applications[J]. *Building and Environment*, 2007, 42: 2004–2013.
- [7] Zeng H Y, Diao N R, Fang Z H. A Finite line-source model for boreholes in geothermal heat exchangers[J]. *Transfer—Asian Research*, 2002, 31: 558–567.
- [8] Michopoulos A. Three-years operation experience of a ground source heat pump system in Northern Greece[J]. *Energy and Buildings*, 2007, 39: 328–334.
- [9] Karlsson F, Fahlén P. Capacity-controlled ground source heat pumps in hydronic heating systems[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2007, 30: 221–229.
- [10] 徐 伟. 中国地源热泵情况调查与分析[J]. *工程建设与设计*, 2006, (12): 16–19.
- [11] 张绪坤, 李华栋, 徐 刚, 等. 热泵干燥系统性能试验研究[J]. *农业工程学报*, 2006, 22 (4): 94–98.
- [12] Adapa K P, Schoenaun G J. Re-circulating heat pump assisted continuous bed drying and energy analysis[J]. *International Journal of Energy Research*, 2005, 29: 961–972.
- [13] 吴集迎. 沼气热泵系统设计及其经济性分析[J]. *农业机械学报*, 2006, 37(12): 114–117.
- [14] O.Ozgener, A Hepbasli. A parametrical study on the energetic and exergetic assessment of a solar-assisted vertical ground-source heat pump system used for heating a greenhouse[J]. *Building and Environment*, 2007, 42: 11–24.
- [15] 王吉庆, 赵月平, 张百良. 温室采用多层内覆盖保温节能效果研究[J]. *农业工程学报*, 2005, 21(8): 118–121.
- [16] 王吉庆, 张百良. 几种降温措施在温室夏季降温中的应用研究[J]. *农业工程学报*, 2006, 22 (9): 257–260.
- [17] Davies P A. A solar cooling system for greenhouse food production in hot climates[J]. *Solar Energy*, 2005, 79: 661–668.
- [18] 王如竹, 代彦军. 太阳能制冷[M]. 北京: 化学工业出版社, 2007.
- [19] 严家騄, 王永青. 工程热力学(第3版)[M]. 北京: 高等教育出版社, 2001.
- [20] 马承伟, 苗香雯. 农业生物环境工程[M]. 北京: 中国农业出版社, 2005.
- [21] 张金城. 简明制冷空调工手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.
- [22] 缪道平, 吴正业. 制冷压缩机[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.

Experimental investigation and performance analysis on ground source heat pump system for greenhouse cooling

Chai Lilong¹, Ma Chengwei^{1*}, Zhang Xiaohui², Qu Mei², Chen Qingyun², Yu Fei³

(1. Key Lab of Agricultural Bio-environmental Engineering, Ministry of Agriculture, China Agricultural University, Beijing 100083, China;

2. College of agriculture and bio-technology, China Agricultural University, Beijing 100193, China;

3. Beijing Chongke High-Technology Development Co.Ltd, Beijing 100080, China)

Abstract: For the purpose of exploring the way and exploiting the potential of ground source heat pump(GSHP) cooling technology for the facility agriculture and solving the problem of high humidity in greenhouse horticulture after using the deeply conventional evaporative cooling method, the authors have carried out the experiment on ground source heat pump system for solar greenhouse cooling in Beijing region was carried out, and put forward some related calculating models of energy transfer and performance analysis for the in summer system was put forward. Analysis results based on the measurements made during Aug.17-19, 2007 shown that the coefficient of performance(COP) of the greenhouse cooling system(COP_{syscg}) reached 3.01 on average. The day of Aug.17 was the hottest one among three days, the analytical result shown that the average air temperature in and outside of greenhouse from 10:00 to 14:00 were 31.3℃ and 34.1℃, respectively, and average temperature had reached 2.8℃. Meanwhile, air relative humidity was 60.7% on average in greenhouse, which meant that the GSHP system played an important role in cooling and dehumidifying. Besides, the outside sun shading ratio of PE sunshade screen was 70% .

Key words: ground source heat pumps, greenhouses, cooling, coefficient of performance (COP)