DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.01.033

玻璃温室地源热泵供暖性能与碳排放分析*

柴立龙1 马承伟2

(1.北京市农林科学院蔬菜研究中心,北京100097;2.中国农业大学水利与土木工程学院,北京100083)

【摘要】 在北京地区一栋玻璃连栋温室(756 m²)中采用地下水式地源热泵(ground source heat pump,简称 GSHP)技术进行了冬季供暖试验,并结合 GSHP 技术的供热特点构建了基于供热末端空气熔差法的供热量计算模型以及供热系统性能分析方法。根据供暖期北京地区能源价格水平,对比当前广泛使用的燃煤供暖系统和天然气供暖系统,系统地评价了 GSHP 技术的碳排放(温室气体排放水平)和供暖经济性。GSHP 供暖成本低于同期燃气供暖,但高于燃煤供暖。同时,GSHPs 的 CO₂气体排放量低于燃煤供暖,但高于燃气供暖。

关键词:温室 地源热泵 碳排放

中图分类号: TK52; S626.5 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2012)01-0185-07

Performance and Carbon Emission Analysis on Glass-covering Greenhouse Heating with Ground Source Heat Pump Technology

Chai Lilong¹ Ma Chengwei²

Vegetable Research Center, Beijing Academy of Agriculture and Forestry Sciences, Beijing 100097, China
 College of Water Conservancy and Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract

The heating test was conducted in a glass-covering multi-span greenhouse (756 m^2) with groundwater-style GSHP technology. The heat quantity estimating models based on air enthalpy difference method (AEDM) were developed according to the heating characteristics of GSHP. The economical performance and carbon footprint (greenhouse gas emission level) of the GSHP was analyzed and compared with currently widely used coal fired heating system (CFHs) and natural gas fired heating system (GFHs) based on investigated various energy sources price during heating tests. According to the compared results, the GSHPs heating cost is higher than CFHs, but lower than GFHs. Meanwhile, GSHPs CO₂ emission during heating is higher than GFHs, but lower than CFHs.

Key words Greenhouse, Ground source heat pump technology, Carbon emission

引言

在温室供暖中减少化石类能源尤其是污染严重 的煤炭资源的消耗对于能源节约和环境保护具有双 重意义^[1-2]。因此,太阳能储能(显热^[3]、相变潜 热^[4])和浅层地能利用(地中热交换技术^[5]、地源热 泵技术^[6-7])等清洁能源技术逐渐被研究和应用于 温室供暖。 地源热泵(GSHP)技术兼具加温和制冷双重功能,其能效比(coefficient of performance,简称 COP) 通常是空气源热泵的两倍以上^[8-10]。该项技术是 近年来世界范围内发展最为迅速和研究最广泛的一 项可再生能源空调工艺^[11-14],GSHP技术逐渐在设 施农业热环境调控中引起广泛重视^[6-7,15-18]。以往 研究表明,GSHP系统(GSHPs)在温室供暖中具有 较高的 COP,同时,日光温室采用 GSHPs 供暖具有

收稿日期: 2011-03-27 修回日期: 2011-06-08

^{* &}quot;十一五"国家科技支撑计划资助项目(2009BADA4B04-01-03)和现代农业产业技术体系建设专项资助项目(CARS-25-D-04) **作者简介:**柴立龙,助理研究员,主要从事设施农业环境工程研究,E-mail; lchaipurdue@gmail.com

通讯作者:马承伟,教授,博士生导师,主要从事设施园艺环境科学与工程研究, E-mail: macwsbs@ cau. edu. cn

较好的经济性。然而日光温室的使用目前主要集中 在我国北方地区,其他国家和地区目前的设施生产 主要依赖于连栋温室^[19]。为探索 GSHPs 在连栋温 室中的供暖能耗和经济性,本文在北京市海淀区一 栋756 m²的玻璃连栋温室中采用地下水式 GSHP 技 术进行供暖试验研究,并结合温室设施的构造和 GSHP 的供暖特点构建基于供热末端空气焓差法 (air enthalpy differential method,简称 AEDM)的供 热量计算模型和供热系统性能分析方法。同时,根 据供暖期北京地区能源价格水平,对比当前普遍使 用的燃煤供暖系统(coal fired heating system,简 称 GFHs),系统地评价 GSHP 技术在玻璃连栋温室 中的供暖经济性和温室气体排放水平。

1 试验材料与方法

1.1 GSHPs 构造

本研究中使用的 GSHPs 及温室设施位于北京 市海淀区上庄镇中国农业大学上庄农业实验站(北 纬 39.9°), GSHPs 为单井抽水多井回灌地下水式, 主要在冬季为实验站内的办公楼和温室设施提供辅 助供暖。系统主要由3个部分组成:①地下水抽水 和回水循环,本系统中采用1口井抽水,4口井回灌 的方法,井间距100~300m,井深均为100m(冬季 观测期间抽水井进水平均水温为14℃左右),进水 口安装除砂器进行除砂操作。②热泵机组制冷剂工 作循环。机组采用丹佛斯涡旋式压缩机,单台制热 工况下输入电功率为 23.82 kW, 共 4 台; 制冷剂为 R-22,充注总量为58 kg;冷凝器是卧式壳管式,干 式蒸发器,毛细铜管节流阀,机组额定制热功率为 450 kW。③循环水路与温室风机盘管末端组成的 循环。温室 GSHPs 供暖系统构造如图 1 所示, a~i 为各管路上的水阀。冬季加温运行时,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 冷凝器-g-温室风机盘管末端-d-冷凝器。

1.2 试验温室及供暖末端

试验温室为一栋756 m²玻璃连栋温室(图2), 图中T1~T5 为室内温湿度监测点。温室屋脊为东 西走向,3 跨,跨度为9m,南北方向长27m;7个开 间,开间为4m,东西方向长28m;温室南侧天沟高 3m,北侧天沟高4.5m,脊高按由南至北的方向依 次为4.5m、5m、5.5m,呈不等高排列。温室内沿 东、南、西、北4个围护墙体(除北墙为强化聚苯板 材料保温墙体外,其余各墙均为双层玻璃墙体)共 均匀布置了45 套风机盘管设备(Carrier42VM006 系



图 1 GSHPs 示意图

Fig. 1 Schematic diagram of GSHPs

1. 玻璃温室 2、3. 温室进水口和出水口 4. 循环水泵 5. 潜水
 泵 6. 抽水井 7. 回灌井 8. 回灌水泵 9. 蒸发器 10. 压缩机
 11. 冷凝器 12. 节流阀 13. 水平地面

列,上海通惠 - 开利空调设备有限公司),风机盘管 设备送风方向为前方向上 45°。测试期间,温室内 主要作物为果实发育成熟期的转基因棉花,GSHPs 末端 45 台风机盘管设备的关闭和开启采用温度自 动控制,室内温度下限设定为 18℃,上限为 22℃。 下午 17:00 后室内保温幕将会自动或人工开启至次 日 8:30。





 Fig. 2
 Schematic diagram of testing greenhouse

 1. 双层浮法玻璃
 2. 缀铝膜保温层
 3. 强化聚苯保温板北墙

 4. 北墙风机盘管
 5. 温室地面(混凝土通道和土壤种植区)

 6. 棉花
 7. 风机盘管气流
 8. 南墙风机盘管

1.3 试验测量

试验玻璃温室采用 GSHPs 供暖,始于 2007 年 10月15日并连续运行至 2008 年 2月4日结束,共 111 d,在此期间主要进行了以下测量项目:

(1)选取南墙和西墙每个墙分布在中间部位的 2个风机盘管设备作为监测对象,分别在风机盘管 设备的冷风进口和热风出口几何中心处布置温、湿 度传感器(ESPEC RS-11型,Aichi,Japan),以监测 风机盘管进口冷风和出口热风空气的热力学状态 (图3),自动采集时间步长为10 min。

(2) 在温室的几何中心处沿着垂直方向分别在 0.5 m、1.5 m 和 2.5 m 处各布置一个 ESPEC RS - 11 型温、湿度传感器。此外,在温室南跨和北跨的几何 中心 2 m 水平高度(约为温室作物冠层高)处也分







monitoring locations

1. 热风出口 2. 出风口温度测点 3. 进水口 4. 进风口温度测点 5. 进风口 6. 风机盘管设备 7. 出水口

别布置一个 ESPEC RS - 11 型温、湿度传感器(图 2 中的 T1 ~ T5)。本研究以温室内这 5 个测点的温度 平均值作为室内整体的温度水平 tgo

(3)室外气象参数包括室外气温、太阳辐射、风速等由实验站安装在水平高度4.5m,距离试验温室约100m处的室外气象监测站(邯郸清胜电子科技有限公司)进行采集,数据自动采集时间步长为10min。

(4)采用普通电度表(上海华夏电表厂)记录 GSHPs的电能消耗情况,系统的能耗为定期人工读 取和记录。

1.4 供热量计算模型

以往的研究中,温室的供暖以及供冷量的测量 通常采用循环水热流量计监测方法^[20-21],即在循环 水的进水管或回水管道上安装热流量计。该方法可 以精确地记录供暖系统实际供给温室的热量情况, 但是安装热流量计会对 GSHPs 的管道产生一定的 破坏从而影响 GSHPs 的使用寿命。因此,本文提出 一种基于供热末端进、出口空气焓差来计算供热量 的一种方法(AEDM),即某个时间段内单个风机盘 管的供热量等于该时间内风机盘管进口和出口气流 的焓差与同一时间内风机盘管送风的质量流量之乘 积。温室的供热量即为所有风机盘管设备提供的供 热量之和,如单一风机盘管设备的供热量计算方法 为

$$Q_{\text{total}} = \sum_{k=1}^{n} \sum_{i} Q_{\text{fc},k,i} \qquad (1)$$

$$Q_{\text{fc},k,i} = V_{\text{fc},k,i}\rho_{a}(h_{\text{fc-out},k,i} - h_{\text{fc-in},k,i})\Delta\tau_{i}$$
(2)
式中 Q_{total} —温室内在供暖期内总的供热量, kJ

- n——温室中风机盘管运行的台数,本研究中 同时运行的风机盘管为45台
 - *Q*_{ic,*k*,*i*} 第*k* 台风机盘管设备在*i* 时刻内的 供热量, kJ
 - Δau_i ——i 时刻的时间长度, min

- V_{fe,k,i}——在 Δτ_i 时间内流经风机盘管 k 的 空气流量(本研究中使用风机盘管 设备出厂校准的额定流量 1020 m³/h或 0. 283 m³/s 作为计算 值),m³/s
- ρ_a—温室内空气的密度(基于温室内的目标温度为18℃左右,而风机盘管进口和出口气流的温度差别不会太大,因此室内空气和风机盘管进、出口的空气密度均取为1.18 kg/m³), kg/m³

$$h_{\text{fe-in},k,i}, h_{\text{fe-out},k,i}$$
 —— $\Delta \tau_i$ 时间内风机盘管 k 进
口和出口处空气的比焓,

$$h_{\text{fc-in},k,i} = 1.01t_{\text{fc-in},k,i} + d_{\text{fc-in},k,i} (2\ 501\ +1.\ 85t_{\text{fc-in},k,i})$$
(3)

$$h_{\text{fc-out},k,i} = 1.01t_{\text{fc-out},k,i} + d_{\text{fc-out},k,i} (2\ 501\ + 1.\ 85t_{\text{fc-out},k,i})$$
(4)

- 式中 $d_{\text{fc-in},k,i}$ 、 $d_{\text{fc-out},k,i}$ —— $\Delta \tau_i$ 时刻风机盘管设备 k的进口和出口处空气的含湿量, kg/kg
 - $t_{\text{fe-in},k,i}$, $t_{\text{fe-out},k,i}$ —— $\Delta \tau_i$ 时间内风机盘管 k进 口和出口处空气的温 度,℃

由于冬季供暖过程中流经风机盘管的空气会被加热,不会发生水气凝结现象,所以空气的含湿量不 会发生变化(d_{fe-in,k,i}与d_{fe-out,k,i}相等),该种情况下, 近似地有

$$h_{\text{fc-out},k,i} - h_{\text{fc-in},k,i} \approx 1.01 (t_{\text{fc-out},k,i} - t_{\text{fc-in},k,i})$$
 (5)

$$Q_{\text{fc},k,i} = 1.01 V_{\text{fc},k,i} \rho_{a} (t_{\text{fc-out},k,i} - t_{\text{fc-in},k,i}) \Delta \tau_{i} \quad (6)$$

1.5 系统性能评价方法

目前 GSHP 技术的能效指标普遍使用 COP 即 性能系数来表示^[22-23], COP 在数值上等于系统总 的供热量(提取的浅层地能和热泵机组自身产生的 热量)与系统总耗电量之比。本研究中 GSHPs 的供 暖性能系数可表示为 *H*_{eop},具体计算可表达为

$$E_{e} = \sum_{j=1}^{m} \sum_{i} E_{j,i}$$
 (7)

$$H_{\rm cop} = \frac{Q_{\rm total}}{3\ 600E_{\rm e}} \tag{8}$$

式中 E_e——系统总的耗电量,kW·h

- E_{j,i} 耗电设备 j 在 Δτ_i 时间内消耗的电 能,kW·h
- m——GSHPs 中耗能的设备量,包括压缩机 组,各类水泵(抽水泵、循环水泵和回 灌水泵等)以及风机盘管设备

ルイ・ホッテノの以八饥益官ប备 D + トーーー

尽管 COP 越高意味着提供相同热量的情况下

系统的能耗越低,但是在不同供暖方式之间进行能 耗比较时,需要进一步考虑不同地域和时间内能源 的价格水平。因此,在 2007 年 10 月 15 日至 2008 年2 月 4 日供暖期内,调研了北京地区温室生产企 业采购煤炭和天然气的价格水平,并对 GSHPs 在北 京地区玻璃温室中的供暖经济性进行了分析。同 时,对 GSHPs 供暖和目前普遍使用的 CFHs 和 GFHs 供暖方式进行了性能对比和碳排放分析,本研究中 GSHPs、CFHs 和 GFHs 的供暖碳排放即为各系统中 能源消耗时 CO₂排放量。各类能源供暖的经济性和 碳排放的计算式为

$$E_{\chi} = \frac{Q_{\text{total}}}{R_{\chi}C_{V_{\chi}}} \tag{9}$$

$$C_{\chi} = E_{\chi} P_{\chi} \tag{10}$$

$$C_{\chi,d,s} = \frac{C_{\chi}}{756D} \tag{11}$$

$$E_{c_{\chi}} = E_{\chi} \gamma_{\chi} \tag{12}$$

$$E_{c_{\chi},d,s} = \frac{E_{c_{\chi}}}{756D}$$
(13)

- 式中 E_{χ} ——供暖系统 χ (包括 CFHs、GFHs 和 GSHPs)在提供与本研究中 GSHPs 提 供相同热量情况下所消耗的能源总 量,能源消耗单位分别为 kg (CFHs), kW · h (GSHPs)和 m³(GFHs)
 - C_{v_χ}——供暖系统χ中能源的转换值,kJ/kg (CFHs),kJ/(kW・h)(GSHPs)和 kJ/m³(GFHs)
 - R_{γ} ——供暖系统 χ 中能源的热转化率,%
 - *C_χ*——供暖系统χ在供暖期的能源成本,元
 P_χ——供暖系统χ中能源的单位价格,元/kg(CFHs),元/(kW・h)(GSHPs)和

元/m³(GFHs)

 $C_{\chi,d,s}$ ——供暖系统 χ 每天供给单位面积温

室的供暖费用,元/(m²·d) D——供暖期内供暖的总天数,d $E_{c_{\chi}}$ ——系统 χ 供暖时的 CO₂排放量,kg γ_{χ} ——系统 k 中单位能源的 CO₂排放系数 $E_{c_{\chi},d,s}$ ——供暖系统 χ 每天供给单位面积温 室的 CO₂排放量,kg/(m²·d)

2 结果与讨论

2.1 系统供热效果

在 2007 年 10 月 15 日至 2008 年 2 月 4 日温室 GSHPs 供暖试验期间,除 2008 年 1 月 23 日夜间实 验站 GSHPs 电力系统 19:00~23:00 出现故障导致 当天前半夜供暖失败外,GSHPs 给温室供暖均正常 运行。本文选取夜间室外气温相对较低的一个时间 段即 2008 年 1 月 4~9 日监测的数据作为研究对象 来说明 GSHPs 在温室中的供暖效果,如表1和图4 所示。表中显示了连续5个夜间室内、外气温以及 风机盘管进、出口空气状态以及系统供热功率等基 本供热参数。1月4日和5日夜间平均气温接近-10℃,但室内夜间平均气温仍能保持在18℃以上, 观测期间平均夜间室内气温在18~20℃范围内变 化,热泵系统具有良好的供暖效果和热稳定性。此 外,表1中GSHPs在5个夜间的供热率和夜间室 内、外温差显现出很好的线性关系,因为温室的夜间 热量损失主要由室内、外温差的大小所决定。由此, 在温室建造中采用较好的保温材料和在生产管理中 采用合理的冬季保温措施是降低温室供暖能耗和提 高供暖系统经济性的重要举措。

图 4 所示为 2008 年 1 月 4 ~ 6 日室内、外热环 境参数连续变化情况。室外最低气温一般出现在凌 晨 07:00 ~ 08:00 之间即日出之前。1 月 5 日夜间 室外平均气温接近 - 10℃,最冷时刻的气温达到 -13℃,室内最低气温仍然能保持在 17℃以上。由 图4还可看出,在每天 09:00 左右室内气温会有一

表 1 2008 年 1 月 4 ~ 9 日系统供暖效果(18:00 至次日 08:00 均值)

Tab. 1	Heating effect of GSHP	s during Jan 4 ~9, 2008	(averaged value du	ring 18:00 to next 08:00)
--------	------------------------	-------------------------	--------------------	---------------------------

时间	室内气温	室外气温	室内、外温差	风机盘管进	风机盘管出	供热率
$(18:00 \sim 08:00)$	$T_{\rm i}$ /°C	T_{o} /°C	$\Delta T_{ m i}$ /°C	口气温 T _{in} /℃	口气温 T _{out} /℃	$Q_{ m fc}/{ m kW}$
2008/01/04 ~05	18. $1^{a} \pm 1.2^{b}$	$-9.8^{a} \pm 2.7^{b}$	27.9	16. $2^{a} \pm 1. 2^{b}$	$21.0^{a} \pm 1.3^{b}$	84.14
2008/01/05 ~06	18. $5^{a} \pm 0.8^{b}$	$-8.5^{a} \pm 1.7^{b}$	27.0	17. $2^{a} \pm 0.8^{b}$	21. $5^{a} \pm 0.9^{b}$	76.98
2008/01/06 ~07	19. $6^{a} \pm 1.2^{b}$	$-6.1^{a} \pm 2.6^{b}$	25.7	18.4 ^a \pm 1.1 ^b	22. $5^{a} \pm 1.2^{b}$	72.93
2008/01/07 ~08	19. $2^{a} \pm 0.8^{b}$	$-6.5^{a} \pm 3.8^{b}$	25.7	18. $2^{a} \pm 0.8^{b}$	22. $4^{a} \pm 0.9^{b}$	71.90
2008/01/08 ~09	19. $7^{a} \pm 0. 7^{b}$	$-5.4^{a} \pm 2.0^{b}$	25.2	18. $6^{a} \pm 0.8^{b}$	22. $9^{a} \pm 0.8^{b}$	73.81

注:a为夜间监测点的温度平均值,b为温度的标准偏差;风机盘管的进、出口温度为所有被监测风机盘管进、出口温度的平均值。





个较大的转折点,这是因为室内气温会随着太阳辐 射量的增加而升高,当气温高于 22℃时,风机盘管 会自动停止运行,所以此时室内气温会慢慢回落,随 着太阳辐射的进一步增强,室内气温会再次回升,至 13:00 左右达到全天最高值。

2.2 GSHPs 供暖性能与碳排放

根据 2007 年 10 月 15 日至 2008 年 2 月 4 日 监 测结果,GSHPs 累计供给试验玻璃温室的热量为 640 659.1 MJ, 试验期间 GSHPs 给温室供暖共消耗 电能约 44 372 200 kW · h(159 739.9 MJ),供暖性能 系数 H_{con}约为 3.91。根据北京地区 2007 - 2008 年 采暖期统计的电能、燃煤、天然气价格,本研究将地 源热泵供暖系统与燃煤热水和燃气供热系统进行了 经济性比较,如表2所示。采暖期内实验站白天峰 值电价约为1.1元/(kW·h),夜间低谷时期电价为 0.6元/(kW·h),由于温室采暖主要集中在夜间, 综合考虑电价取为0.8元/(kW·h)。系统在供暖期 内的供暖费用为35497.7元。同期内,在提供相同 的热量情况下,燃煤系统比 GSHPs 节约 12.9% 的费 用,但是天然气供暖费用比 GSHPs 高 14.0 %。此 外,鉴于燃煤火力发电仍是中国当前主要电能生产 方式,本文假定 GSHPs 消耗的电能来自火力发电厂 对系统供暖的温室气体排放水平进行估算,热电转 换与输送效率(在中国热电转化效率一般取 30%^[23],实际分析时需要考虑部分电能传输损失) 取为27%进行计算(随着煤电机组效率的不断提 高,研究人员可通过将不同热电机组的效率对比本 研究中采用的27%来修正具体情况下的地源热泵 供暖研究结果)。因此,提供本研究中 GSHPs 供暖 消耗的电能需消耗标准煤 20.19 t。而如果该试验 温室采用当前普遍使用的燃煤热水系统采暖,则提 供本研究温室冬季的供暖量(640 659.13 MJ),需要 消耗标准煤 36.44 t。同样,提供 640 659.13 MJ 的 热量,需燃烧天然气 21 304.2 m³。

表 2 温室各类供暖方式耗能比较

 Tab. 2
 Energy consumption comparison of various greenhouse heating systems

供暖系统	GSHPs	CFHs	GFHs
单位能源热值	$3\ 600\ kJ/(kW \cdot h)$	29 306 kJ/kg	37 590kJ/m ³
能源转化利用 效率/%	396	60	80
每单位能源供 热量/kJ	14 256	17 584	30 072
单位能源价格	0.80 元/(kW・h)	0.85 元/kg	1.90 元/m ³
能源消耗量	44 372 kW•h	36 435 kg	$21 \ 304 \ m^3$
采暖总费用/元	35 497.7	30 969. 8	40 478.0
相对供暖费用	1.000	0.871	1.140

注:GSHPs的能源转化利用效率即为 COP;能源消耗量与供暖运行费用按本试验温室供暖量 640 659.1 MJ 的情况计算;相对供暖费用是以本研究采用的地源热泵供暖费用为1,其他供暖系统的相对供暖费用即为其供暖费用与地源热泵供暖费用的比值。

图 5 为 GSHPs、CFHs 和 GFHs 供暖方式在温室 中供暖的费用和温室气体排放水平的比较。本研究 中单位面积玻璃温室在 2007 - 2008 年冬季采暖期 内采用 GSHPs 供暖,每天的供暖成本约为 0.42 元/(m²·d),供暖能耗为 0.53 kW·h/(m²·d)。 而同期日光温室的供暖成本仅为 0.12 元/(m²·d)^[18],这主要是因为玻璃连栋温室的 保温性能低于拥有北墙和东、西侧墙的日光温室,其 夜间热损失率约为日光温室的两倍至数倍^[2]。在 玻璃连栋温室中采用有效的保温技术对于节约供暖 成本具有重要意义。



温室气体主要指煤和天然气在燃烧过程中释放的 CO₂,温室气体排放计算基于不同能源燃烧的排放系数,燃烧1 kg标准煤将释放 3.67 kg 的 CO₂,燃烧1 kg 天然气释放 2.75 kg 的 CO₂。虽然采用 CSHPs 不会直接排放 CO₂,对供暖温室周围环境也

不会造成影响,局部范围内属于清洁生产方式,但在 火力发电的情况下,只要系统消耗了电能,其实就已 经向大气环境中排放了温室气体。由图 5 可知,本 研究中 GSHPs 在温室供暖过程中间接排放的 CO₂ 约为 0.883 kg/(m²·d),该排放水平比 CFHs 供暖减 少了 44.6%的煤资源消耗和 CO₂排放,但是比 GFHs 供暖方式却多排放了 43.5% 的温室气体,这也是当 前越来越多的供暖由 CFHs 方式转变成 GFHs 方式 的主要原因。不过,伴随着清洁能源发电技术(水 力发电、风力发电、核能发电以及太阳能光伏发电 等)的推进,GSHPs 将逐渐由绿色电力驱动,其供暖 将实现真正意义的温室气体零排放^[24]。

本研究主要分析了系统的运行耗能费用,而对 于系统的初始投资受地区、公司提供的产品和施工 情况等因素的影响,因此初始投资很难统一量化。 以下为本系统的投资费用仅供参考:热泵机组型号 HE450型,单机价格约为40万元(包括安装费用)。 连栋玻璃温室(750m²)中空调末端投资大概8~ 10万元。两栋日光温室也使用地源热泵系统,空调 末端投资1.8万元。由于灌溉需要,实验站已经打 了一口井,可以满足要求,根据中科华誉能源公司的 估算,抽水井和回水井的费用共约20万元(包括 泵、除砂器各类设备),因此本研究中的 GSHPs 系统 的设备总投资约为70万元。

此外,本文采用电价估算方法来计算供暖费用, 该方法存在一定误差,进一步研究将在 GSHPs 中安 装峰、谷电价电度表(能够分别记录峰值电价和谷 值电价期间的耗能情况),供暖费用的计算精度将 会提高。同时,本研究中使用的风机盘管比较新,供 暖时风机的运行和送风量都较为正常和均衡。但随 着灰尘的积累和风机性能的下降,部分风机盘管设 备的通风量必然有所下降,因此,在风机盘管设备老 化或者灰尘积累程度较严重的 GSHPs 或其他空调 系统中采用末端 AEDM 方法计算供热或者制冷量 时,需实时监测风机盘管送风量的变化。此外,本研 究主要侧重于 GSHPs 区域供暖的技术性、经济性和 供暖过程碳排放分析,对于供暖系统更全面、深层次 的碳排放分析,需要借助于生命循环分析方法(life cycle assessment,简称 LCA)^[25]。

3 结论

(1)构建的基于末端 AEDM 方法的热量计算模型可在不安装热流量计的情况下有效计算出 GSHPs 的供热量,在其他具有风机盘管送风末端的空调系统中也可采用此方法进行供热量和供冷量的估算。

(2) 在北京地区 2007 - 2008 年采暖期内(2007 年 10 月 15 日至 2008 年 2 月 4 日),采用 GSHPs 给 玻璃温室供暖的性能系数 *H*_{cop}约为 3.91。供暖总费 用约为 35 497.7 元,单位供暖成本为 0.42 元/(m²·d), 供暖能耗为 0.53 kW·h /(m²·d)。供暖成本比同期 GFHs 供暖低 14.0%,但比 CFHs 供暖高 12.9%。

(3)碳排放分析表明 GSHPs 在供暖过程中间接 (燃煤发电过程)排放 CO₂约为 0.894 kg/(m²·d), 该排放水平比 CFHs 供暖减少了 44.6% 的煤资源消 耗和 CO₂排放,但是比 GFHs 供暖方式却多排放了 43.5% 的温室气体,这也是当前越来越多的供暖由 CFHs 方式转变成 GFHs 方式的主要原因。

(3)采用的 GSHPs 连栋温室供暖的费用相对较高,目前主要应用对象为研究型温室和经济效益较高的生态餐厅、观光农业等行业,暂时不适于普通蔬菜生产供暖。此外,根据覆盖材料、屋面形式不同有多种方式,深入探索各类温室的供暖经济性需要综合考虑温室构造、供暖方式(包括热水地板辐射供暖、热风供暖等)、GSHPs 的类型(包括地下水式、地埋管式等)、供暖设备配置情况、采暖地域和采暖时期等诸多因素进行分析。

参考文献

- 1 Bot G P A. Developments in indoor sustainable plant production with emphasis on energy saving [J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2001, 30(1~3): 151~165.
- 2 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.
- 3 毛罕平,王晓宁,王多辉. 温室太阳能加热系统的设计与试验研究[J]. 太阳能学报,2004,25(3):305~309.
 Mao Hanping, Wang Xiaoning, Wang Duohui. The design and test of greenhouse solar energy heating system [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2004, 25(3): 305~309. (in Chinese)
- 4 Kutklu A. Energy storage applications in greenhouses by means f phase change materials (PCM): a review [J]. Renewable Energy, 1998, 13(1):89 ~ 103.
- 5 马承伟. 塑料大棚地下热交换系统的研究[D]. 北京:北京农业机械化学院,1984.
- 6 Kozai T. Thermal performance of an oil engine driven heat pump for greenhouse heating [J]. Journal of Agricultural Engineering Research, 1986, 35(1): 25 ~ 37.
- 7 Ozgener O, Hepbasli A. Experimental investigation of the performance of a solar-assisted ground-source heat pump system for

greenhouse heating [J]. International Journal of Energy Research, 2005, 29(3):217~231.

- 8 马最良,姚杨,杨自强,等.水环热泵空调系统设计[M].北京:化学工业出版社,2005.
- 9 Zheng D. Modeling of standing column well in ground source heat pump system[D]. Stillwater: Oklahoma State University, 2004.
- 10 严家禄,王永青. 工程热力学[M]. 3 版. 北京:高等教育出版社,2001.
- 11 Michopoulos A. Three-year operation experience of a ground source heat pump system in Northern Greece [J]. Energy and Buildings, 2007, 39(3):328 ~ 334.
- 12 Karlsson F, Fahle'n P. Capacity-controlled ground source heat pumps in hydraulic heating systems [J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(2):221 ~ 229.
- 13 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(14~15): 1564~1571.
- 14 北京市统计局.北京市统计年鉴 2008 [M].北京:中国统计出版社,2008.
- 15 江耀,卜云龙,周增产,等. 浅层地能热泵技术在农业设施中的应用研究[J]. 内蒙古农业大学学报:自然科学版, 2007,28(3):28~36.
 - Jiang Yao, Bu Yunlong, Zhou Zengchan, et al. Application research of geothermal energy in agricultural installations [J].Journal of Inner Mongolia Agricultural University: Natural Science Edition, 2007, 28(3):28 ~ 36. (in Chinese)
- 16 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)
- 17 方慧,杨其长,孙骥. 地源热泵在日光温室中的应用[J]. 西北农业学报,2010,19(4):196~200.
 Fang Hui, Yang Qichang, Sun Ji. Application of ground-source heat pump in greenhouse [J]. Acta Agriculturae Boreali-Occidentalis Sinica, 2010,19(4):196~200. (in Chinese)
- 18 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)
- 19 周长吉,杨振声,冯广和,等.现代温室工程[M].北京:化学工业出版社,2003.
- 20 柴立龙,马承伟,袁小艳,等. 基于 Exergy 研究的地源热泵降温系统性能分析[J]. 农业机械学报,2009,40(2):146~150. Chai Lilong, Ma Chengwei, Yuan Xiaoyan, et al. Performance analysis on ground source heat pump cooling system based on energy research [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2009,40(2):146~150. (in Chinese)
- 21 毕月虹,陈林根.太阳能-土壤热源热泵的性能研究[J].太阳能学报,2000,21(2):214~219.
 Bi Yuehong, Chen Lingen. Study on solar-ground source heat pump [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2000,21(2):214~219. (in Chinese)
- 22 吴荣华,张承虎,李桂涛,等. 地表水源热泵系统节能系数及环境影响研究 [J]. 太阳能学报,2007,28(7):751~755. Wu Ronghua, Zhang Chenghu, Li Guitao, et al. Research on the energy-saving coefficient and environmental effect of the surface water source heat pump system [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2007, 28(7):751~755. (in Chinese)
- 23 陆亚俊,马最良,邹平华. 暖通空调[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2002:345~350.
- 24 徐振军.复合发电系统的沼气热泵供能特性研究[J].农业机械学报,2011,42(7):144~147. Xu Zhenjun. Energy supply performance for biogas heat pump with generator[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(7):144~147. (in Chinese)
- 25 Blom I, Itard L, Meijer A. LCA-based environmental assessment of the use and maintenance of heating and ventilation [J]. Building and Environment, 2010, 45(11):2362 ~2372.