

温室太阳能与地源热泵联合供暖系统热力学分析*

郑荣进¹ 庄麟¹ 池清² 孙文君¹ 张安来³ 傅莉霞¹

(1. 浙江大学生物系统工程与食品科学学院, 杭州 310058; 2. 浙江东华规划建筑园林设计有限公司, 杭州 310014;
3. 金华市农村新能源技术推广站, 金华 321017)

摘要: 对甲鱼温室太阳能与地源热泵联合供暖系统的各组成设备进行能量平衡及热力学第二定律的分析, 建立了能量利用质量模型——Exergy 分析模型, 通过可用能损失、可用能效率及可用能损失比等评价指标对系统的热力学性能进行分析和探讨。结果表明: 地表水换热器的可用能效率最高, 达到 92.0%; 而太阳能集热器、热泵机组和储热水箱的可用能损失较大, 可用能损失比达到 88.1%, 不可逆性大, 是系统优化的关键。试验期间水源热泵机组的制热性能系数达到 2.26。

关键词: 太阳能 地源热泵 水产养殖 热力学分析 可用能

中图分类号: S951.5; TK523 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)04-0233-06

Thermodynamic Analysis of Solar-assisted Ground Source Heat Pump System

Zheng Rongjin¹ Zhuang Lin¹ Chi Qing² Sun Wenjun¹ Zhang Anlai³ Fu Lixia¹

(1. School of Biosystems Engineering and Food Science, Zhejiang University, Hangzhou 310058, China
2. Zhejiang Donghua Architectural Planning and Design Co., Ltd., Hangzhou 310014, China
3. Jinhua Rural New Energy Technology Extension Station, Jinhua 321017, China)

Abstract: The energy and exergy analytical method was used to analyze the performance of solar-assisted ground source heat pump (GSHP) system installed in a building for soft-shell turtle culture and related Exergy analytical models were developed. The performance of the system was evaluated in terms of the thermodynamic parameters of exergy destruction rate, exergy efficiency and exergetic factor. The results showed that the heat exchanger of surface water had an exergy efficiency of 92.0%, higher than other parts of the system. The exergy destruction of solar collectors, heat pump unit and thermal storage tank was large and exergetic factor reached to 88.1%, which had a higher irreversibility and was the key of system optimization. The coefficient of performance of GSHP unit reached to 2.26.

Key words: Solar energy Ground source heat pump Aquaculture Thermodynamic analysis Exergy

引言

工厂化甲鱼养殖技术是 20 世纪 70 年代兴起的先进养殖技术。甲鱼是一种变温动物, 其最适宜的生长温度在 32℃ 左右。我国甲鱼产区大部分位于温带和亚热带地区, 一年中除 7、8 月份以外的 10 个月中, 为了使养殖温室达到甲鱼最适宜的生长温度, 必须为甲鱼养殖温室供热加温。目前, 锅炉供热是

工厂化甲鱼养殖中普遍采用的供热加温方式。这种供热方式不仅要消耗大量常规能源, 而且会对环境造成严重污染。因此, 在农业生产领域, 尤其是工厂化甲鱼养殖这类高能耗行业推广可再生能源的使用是十分必要的。

太阳能与地源热泵联合供暖系统是以太阳能和地热能等可再生能源作为热泵热源的能源利用方式, 太阳能与地热能的组合具有很好的互补性。太

收稿日期: 2012-04-13 修回日期: 2012-04-26

* 国家科技重大专项资助项目(2008ZX07101-006)和浙江省重大科技专项资助项目(2008C01016-1)

作者简介: 郑荣进, 副教授, 博士, 主要从事农业生物环境与能源工程研究, E-mail: rongjinzheng@zju.edu.cn

阳能的加入可以弥补热负荷需求大的时候地源热泵制热量不足、效率低的缺陷,地热能的加入可以克服太阳能受天气影响严重的缺点,使系统运行更稳定^[1-5]。太阳能与地源热泵联合供暖系统作为新兴的可再生能源利用方式在居住建筑及工业领域供热工程中的应用趋于成熟,在农业生产中的应用也逐渐得到推广^[6-8]。

目前,对太阳能与地源热泵联合供暖系统的主要评价参数为集热效率和热泵性能系数。然而,上述两个参数的定义均基于热力学第一定律,即能量平衡方程。该分析方法可以有效反映能源利用在数量上的变化,但不能反映系统能源利用质量的损失,即可用能变成废热的不可逆损失。

本文以浙江大学农业生物环境工程研究所基于可再生能源供热的甲鱼养殖试验温室——太阳能与地源热泵联合供暖系统为研究对象,对该项技术在水产养殖温室冬季采暖中的运行效果、性能系数和热经济学性能进行相关分析和评价。运用基于热力学第二定律的 Exergy 分析方法,得出系统能源利用质量上的损失^[9],明确可用能损失发生的具体位置及主要原因,以此为依据对供暖系统进行优化^[10]。

1 系统描述

1.1 试验装置

甲鱼温室建于浙江大学农业生物环境工程研究所试验研究基地内,供暖面积为 49.6 m²。温室为全封闭不透光温室,采用高保温重围护结构,以维持室内温度在 35℃。温室外墙厚 500 mm,采用夹心保温方式,内外叶墙体用 KPI 型烧结多孔砖砌筑,保温材料为 100 mm 厚膨胀聚苯板;温室屋面用 100 mm 厚膨胀聚苯板和 50 mm 岩棉毡保温。图 1 为甲鱼温室太阳能与地源热泵联合供暖系统原理图。该系统主要由太阳能集热器、水源热泵机组、储热水箱、地表水换热器、室内散热器及循环水泵组成。太阳能集热器和地源热泵系统以并联的方式分别将收集到的太阳能和地表水中的低品位能量储存在储热水箱中,通过室内散热器来加热温室内的空气,以满足供暖需要。由于集热器中的循环水并不直接进入水源热泵机组中的蒸发器,因此该系统为非直膨式太阳能地源热泵系统^[11]。

供暖系统中太阳能集热器采用全玻璃真空管,单支有效集热面积为 0.101 5 m²,总有效集热面积为 25.056 m²,集热器安装角度为 30°。水源热泵为整体式机组,热泵输入功率为 4.7 kW,额定制热量为 12 kW。地表水换热器采用闭式水平盘管形式,盘管总长 334 m。水平盘管单位长度换热量设计值

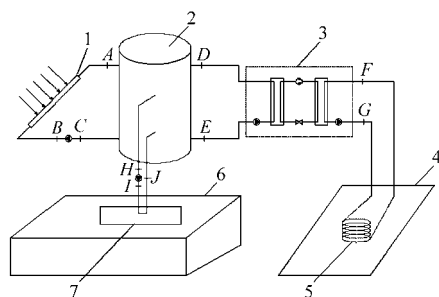


图 1 甲鱼温室太阳能与地源热泵联合供暖系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of solar-assisted ground source heat pump system for soft-shell turtle culture

1. 太阳能集热器 2. 储热水箱 3. 水源热泵机组 4. 废水池
5. 地表水换热器 6. 甲鱼温室 7. 散热器

为 30 W/m。废水池面积为 200 m²,水深约为 0.3 m,水体静止,靠降雨补充。

除上述主要设备的性能参数外,控制策略也是影响系统运行效果的重要因素。该系统的运行原则是优先利用太阳能,地源热泵系统作为辅助能源。太阳能集热器循环采用温差控制,即当集热器出口温度高于水箱下部温度 6℃时,开启集热器循环泵,直到温差小于 2℃;地源热泵系统则以水箱下部温度为控制依据,当其温度小于 45℃时,开启热泵,直到水箱下部温度高于 50℃。

1.2 数据测量及采集

为了对系统主要设备进行 Exergy 分析,要采集设备进出口处工质的状态参数(质量流量、温度、压力)、设备从外界吸放的热量、外界对设备所作的功、室内环境温度及环境状态参数(太阳辐照度、环境温度、大气压力)等。因此,在图 1 中所标出的节点 A~J 处,通过预埋在管道中的 T 型热电偶及压力表测量该点的水温及压力;安装在循环管路中的旋翼湿式水表测量循环水的体积流量;与设备连接的电子电能表则获得输入设备的电能大小;室内环境温度同样通过 T 型热电偶进行测量。试验中所有的温度参数均由 JTRG-IV 型建筑热工温度与热流自动检测仪采集,采样时间间隔为 3 min。试验所需的环境状态参数则由 PC-3 型移动式气象生态环境监测仪采集,采样间隔为 10 min。试验所采集的是水平面上的太阳辐射量,在计算时换算为与集热器表面平行的平面上的太阳辐射量。

2 热力学分析模型

热力学第一定律(能量守恒方程)表达了能量转化中“量”的守恒性,如果要从能源“质”的利用角度对系统进行评价,则需要通过热力学第二定律来揭示能量“质”的差异性^[12]。Exergy 分析方法中,可用能可视为能量中“量”和“质”统一部分的物理

量,它代表了热力系统在给定状态到与周围环境达到平衡的过程中可作的最大功。Exergy 分析是热经济学发展的重要组成部分,其研究核心在于热力过程中不可避免的损失——不可逆性,它意味着能量贬值和能源利用的浪费^[13]。可用能效率越小的设备其节能性越差,因此尽可能地减少可用能损失是提高能源使用质量及效率的重要方法。

对系统热力学分析基于下列假设:①所有能量过程均视为静态恒定流,同时忽略过程中动能及势能的变化。②设备从外界吸热及对外作功,方向规定为正。③忽略管道连接处的压力损失。④环境状态参数为:环境温度取集热器和热泵同时运行期间的室外气温平均值 288.90 K,大气压力为 0.1 MPa。

根据上述假设,从能量平衡、热力学第二定律、可用能效率及可用能损失比等参数对甲鱼温室太阳能与地源热泵联合供暖系统进行热力学分析。

2.1 集热效率及热泵性能系数

在热力学第一定律为基础的热力学分析中,对太阳能与地源热泵联合供暖系统的主要评价参数为太阳能集热器集热效率和热泵性能系数。集热效率是指集热器的有效集热量与入射在集热器表面的太阳辐照量的比值,计算式为^[14]

$$\eta_s = \frac{Q_s}{A_c I_T} = \frac{m_s c_{p,w} (T_2 - T_1)}{A_c I_T} \quad (1)$$

式中 Q_s ——集热器瞬时集热功率, kW
 m_s ——集热器循环水的质量流量, kg/s
 $c_{p,w}$ ——水的质量比热容, kJ/(kg·K)
 A_c ——集热器有效集热面积, m²
 I_T ——太阳总辐照度, kW/m²
 T_1 、 T_2 ——集热器进、出口温度, K

热泵性能系数是热泵机组制热量与其消耗功率的比值。该参数是评价热泵节能性最重要的指标之一,计算式为^[15]

$$C_H = \frac{Q_L}{W_H} = \frac{Q_L}{W_C + W_P} \quad (2)$$

式中 Q_L ——热泵负荷侧制热功率, kW
 W_H ——热泵机组的输入电功率, kW
 W_C ——压缩机的输入电功率, kW
 W_P ——循环水泵的输入电功率, kW

由于试验所用水源热泵采用整体式机组,故其功率包含了循环水泵的输入功率。

2.2 可用能分析模型

2.2.1 可用能损失

根据热力学第二定律,输入系统或设备的可用能功率^[16]为

$$E_{in} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k} \right) Q_{k,in} + \sum m_{in} \psi_{in} \quad (3)$$

式中 $Q_{k,in}$ ——设备在 k 节点处吸收的热功率, kW
 T_k ——设备在 k 节点处的平均吸热温度, K
 T_0 ——环境温度, K
 m_{in} ——进入设备的水的质量流量, kg/s
 ψ_{in} ——进入设备的水的比可用能, kJ/kg
 由设备输出的可用能功率为

$$E_{out} = W_{out} + \sum m_{out} \psi_{out} \quad (4)$$

式中 W_{out} ——系统对外界作功的功率, kW
 m_{out} ——流出设备的水的质量流量, kg/s
 ψ_{out} ——流出设备的水的比可用能, kJ/kg
 可用能平衡方程为

$$E_{in} - E_{out} = E_d \quad (5)$$

式中 E_d ——可用能损失功率, kW
 比可用能为

$$\psi = h - h_0 - T_0 (s - s_0) \quad (6)$$

式中 h ——节点处水的比焓, kJ/kg
 h_0 ——环境状态下水的比焓, kJ/kg
 s ——节点处水的比熵, kJ/(kg·K)
 s_0 ——环境状态下水的比熵, kJ/(kg·K)

集热器表面太阳辐射可用能^[17]为

$$E_{sr} = A_c I_T \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{sr}} \right)^4 - \frac{4}{3} \frac{T_0}{T_{sr}} \right] \quad (7)$$

式中 T_{sr} ——太阳辐射温度, 取 6 000 K

根据上述可用能分析方法,对系统主要设备进行分析,输入设备的可用能功率 E_{in} 、输出设备的可用能功率 E_{out} 及设备损失的可用能功率 E_d 的计算方程如表 1 所示。表中变量 m 表示回路中水的质量流量, kg/s; W 为输入电功率或设备对外作的功, kW; Q 代表设备吸收或放出的热功率, kW。表 1 中变量下标 s 、 L 、 ex 、 r 、 t 、 H 、 $P1$ 和 $P2$ 分别代表集热器、热泵负荷侧、地表水换热器、室内散热器、储热水箱、水源热泵机组、循环水泵 1 和循环水泵 2。

2.2.2 可用能效率

可用能效率是评价设备可用能使用情况及节能性的重要指标。可用能效率越高表明设备可用能损失越小,节能效果越好。目前,对可用能效率的定义尚未统一,主要有两种观点^[18]:一种观点将可用能效率定义为输出设备的可用能 E_{out} 与输入设备可用能 E_{in} 的比值^[19],也有学者将该比值定义为热力学完善度^[20];另一种观点认为可用能效率应为设备净输出或净输入可用能与设备使用或释放的可用能的比值^[21]。设备净输出可用能的引入消除了设备流出质量流量可用能与流入质量流量可用能叠加部分

表 1 系统主要设备可用能平衡方程

Tab. 1 Exergy balance equations of main equipment in system

设备	E_{in}/kW	E_{out}/kW	E_d/kW
集热器	$A_c I_T \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{sr}} \right)^4 - \frac{4}{3} \frac{T_0}{T_{sr}} \right] + m_s \psi_B$	$m_s \psi_A$	$A_c I_T \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{sr}} \right)^4 - \frac{4}{3} \frac{T_0}{T_{sr}} \right] + m_s (\psi_B - \psi_A)$
热泵机组	$m_L \psi_E + m_{ex} \psi_F + W_H$	$m_L \psi_J + \left(1 - \frac{T_0}{T_r} \right) Q_r$	$w_H + m_L (\psi_E - \psi_D) + m_{ex} (\psi_F - \psi_G)$
散热器	$m_r \psi_I$	$m_r \psi_J + \left(1 - \frac{T_0}{T_r} \right) Q_r$	$m_r (\psi_I - \psi_J) - \left(1 - \frac{T_0}{T_r} \right) Q_r$
地表水换热器	$\left(1 - \frac{T_0}{T_{ex}} \right) Q_{ex} + m_{ex} \psi_G$	$m_{ex} \psi_F$	$\left(1 - \frac{T_0}{T_{ex}} \right) Q_{ex} + m_{ex} (\psi_G - \psi_F)$
储热水箱	$\left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) Q_i + m_s \psi_A + m_r \psi_J + m_L \psi_D$	$m_s \psi_C + m_r \psi_H + m_L \psi_E$	$\left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) Q_i + m_s (\psi_A - \psi_C) + m_r (\psi_J - \psi_H) + m_L (\psi_D - \psi_E)$
循环水泵 1	$W_{P1} + m_s \psi_C$	$m_s \psi_B$	$W_{P1} + m_s (\psi_C - \psi_B)$
循环水泵 2	$W_{P2} + m_r \psi_H$	$m_r \psi_I$	$W_{P2} + m_r (\psi_H - \psi_I)$

的影响。本文采用第二种观点的定义,主要设备的可用能效率计算式为

集热器可用能效率

$$\varepsilon_s = \frac{m_s (\psi_A - \psi_B)}{E_{sr}} \tag{8}$$

循环水泵 1 可用能效率

$$\varepsilon_{P1} = \frac{m_s (\psi_C - \psi_B)}{W_{P1}} \tag{9}$$

水源热泵机组可用能效率

$$\varepsilon_H = \frac{m_L (\psi_D - \psi_E) + m_{ex} (\psi_G - \psi_F)}{W_H} \tag{10}$$

室内散热器可用能效率

$$\varepsilon_r = \frac{\left(1 - \frac{T_0}{T_r} \right) Q_r}{m_r (\psi_I - \psi_J)} \tag{11}$$

循环水泵 2、地表水换热器及储热水箱的可用能效率分别可参考 ε_{P1} 、 ε_s 及 ε_r 的计算。

2. 2. 3 可用能损失比

为了分析系统中各组成设备可用能损失功率占系统可用能损失总功率的比例,引入可用能损失比。供暖系统中设备可用能损失比越大,说明该设备的

可用能损失占系统可用能总损失的比值越大,越需要进行技术改进,以提高系统整体的节能效果,具体计算式为

$$\lambda_m = \frac{E_{d,m}}{E_{d,t}} \tag{12}$$

式中 λ_m ——设备 m 的可用能损失比
 $E_{d,m}$ ——设备 m 的可用能损失功率,kW
 $E_{d,t}$ ——系统可用能损失总功率,kW

3 研究结果

3. 1 集热效率及热泵性能系数

浙江大学农业生物环境工程研究所于 2010 年冬季对甲鱼温室太阳能与地源热泵联合供暖系统进行了测试。本文采用 2010 年 11 月 24 日 6:00 至 2010 年 11 月 27 日 9:00 的数据,对太阳能集热器的集热效率及热泵制热性能系数进行分析。试验期间天气晴朗,环境温度平均值为 11.61℃。结果如表 2、3 所示。

从表 2、3 中可得出,集热系统的平均集热效率为 30.1%,水源热泵机组制热性能系数为 2.26。试

表 2 集热效率 η_s 分析结果

Tab. 2 Analysis results of collector efficiency η_s

日期	日照时间	$A_c I_T/\text{kW}$	运行次数/次	运行时间/min	Q_s/kW	集热量/MJ	$\eta_s/\%$
2010 年 11 月 24 日	6:50 ~ 16:50	9.383	11	162	9.80	95.26	28.2
2010 年 11 月 25 日	7:00 ~ 16:50	9.547	11	186	9.66	107.81	31.9
2010 年 11 月 26 日	6:50 ~ 17:00	8.755	6	168	9.60	96.77	30.2

表 3 热泵制热性能系数 C_H 分析结果

Tab. 3 Analysis results of C_H of heat pump

起止时间	W_H/kW	运行次数/次	运行时间/min	Q_L/kW	制热量/MJ	C_H
2010 年 11 月 26 日 9:00 至 2010 年 11 月 27 日 9:00	5.46	4	144	12.33	106.53	2.26

验期间集热器的总供热量为 299.84 MJ, 热泵的供热量为 106.53 MJ, 太阳能保证率达到 73.8%; 室内温度平均值为 32.27℃, 基本达到设计要求。试验中集热效率偏低, 是由于集热器向系统供热的时间过短(每日平均运行时间仅为 172 min)。主要原因为控制系统规定: 在集热器出口温度高于水箱下部水温 6℃ 时才使集热器开始供热。而为了满足室内温度 35℃ 的要求, 储热水箱下部水温不得低于 45℃。因此集热器在其出口温度至少要高于 45℃ 并大于水箱温度 6℃ 时, 才能开启。这导致了真空管中的水在未满足控制条件的相当长的时间里, 不符合供

热要求并向环境散失掉大量的能量。因此控制系统决定的集热器运行时间过短是导致集热效率偏低的主要原因。

试验中水源热泵机组性能系数为 2.26。由于其采用整体式结构, 输入热泵机组的电功率包含压缩机用电量、热源侧和负荷侧循环水泵的耗电量。故本试验中热泵压缩机的性能系数高于 2.26。

3.2 系统可用能分析

试验在对系统进行可用能分析时, 由各节点处可用能分析相关参数的时均值, 得出相应节点的焓熵值。系统各节点的热力学参数整理如表 4 所示。

表 4 系统各节点热力学参数
Tab.4 Thermodynamic properties of nodes in system

节点	温度/℃	压力/kPa	质量流量/kg·s ⁻¹	比焓/kJ·kg ⁻¹	比熵/kJ·(kg·K) ⁻¹	比可用能/kJ·kg ⁻¹	可用能功率/kW
0	15.75	0.10		66.09	0.235 2		
A	51.28	0.10	0.250	214.68	0.720 2	8.464	2.116
B	43.08	0.40	0.251	180.39	0.613 1	5.107	1.279
C	43.68	0.10	0.251	182.90	0.621 1	5.318	1.332
D	49.22	0.15	0.469	206.07	0.693 6	7.536	3.536
E	42.64	0.10	0.470	178.55	0.607 3	4.952	2.329
F	12.92	0.10	0.522	54.23	0.194 0	0.052	0.027
G	9.82	0.15	0.522	41.25	0.148 3	0.251	0.131
H	44.88	0.10	0.125	187.92	0.637 0	5.743	0.717
I	46.40	0.40	0.125	194.27	0.656 9	6.353	0.793
J	39.50	0.10	0.125	165.41	0.565 6	3.864	0.483

根据式(5)~(12), 分别计算出系统各设备的可用能损失功率、可用能效率及可用能损失比, 结果如表 5 所示。

表 5 系统主要设备可用能分析结果
Tab.5 Exergy analysis results of main equipment in system

设备	E_{in}/kW	E_{out}/kW	E_d/kW	可用能效率	可用能损失比
集热器	13.017	2.116	10.901	0.071	0.571
热泵机组	6.976	3.667	3.309	0.284	0.173
散热器	0.793	0.640	0.153	0.506	0.008
地表水换热器	0.244	0.027	0.217	0.920	0.011
储热水箱	6.950	4.325	2.625	0.450	0.137
循环水泵 1	1.717	1.279	0.438	0.138	0.023
循环水泵 2	2.247	0.793	1.454	0.050	0.076
系统总计	31.944	12.847	19.097		

由表 5 可知, 可用能效率较高的前 3 个设备依次为地表水换热器、室内散热器和储热水箱。由于外界均未对这 3 个设备作功, 其主要的可用能损失由设备得到或损失的热量造成。水源热泵机组、循环水泵 1、集热器、循环水泵 2 的可用能效率依次降低。其中热泵机组及水泵的主要可用能损失来源于

输入设备的电功率。而集热器在可用能利用方面的表现不佳与其在能量利用中集热效率较低相一致, 主要原因亦为运行时间过短。需要指出的是造成循环水泵 2 可用能效率最低的原因是为了适应室内散热器的要求, 选用了高扬程大功率水泵, 因此输入的电功率造成了可用能损失。

对于整个供暖系统而言, 集热器、热泵机组和储热水箱损失的可用能分别占系统可用能总损失的 0.571、0.173 和 0.137。三者损失可用能之和占系统可用能总损失的 0.881, 因此对这 3 个设备进行技术改进是提高系统节能效果的重点环节。

4 结论

(1) 通过热力学第一定律的分析, 得出该系统太阳能集热器的总供热量为 299.84 MJ, 地源热泵的供热量为 106.53 MJ, 太阳能保证率达到 73.8%; 室内温度平均值为 32.27℃, 基本达到设计要求; 太阳能集热效率为 30.1%, 水源热泵机组制热性能系数为 2.26, 在设施水产养殖领域中具有良好的应用前景。但由于初期投资成本较高、静态投资回收期较长等不利因素的存在, 在普通水洋养殖温室中大规模推广太阳能与地源热泵联合供暖系统尚受到较大

的限制。同时,太阳能集热器和地源热泵的配置比例有待于进一步研究和优化,以进一步降低系统的经济成本。

(2) 可用能分析表明,地表水换热器、室内散热器和储热水箱的可用能效率最高,具有较好的能源利用质量;而集热器和循环水泵 2 的可用能效率最低;集热器、热泵机组和储热水箱损失的可用能之和占系统可用能总损失的 0.881,是系统节能改造的关键点。

(3) 总体来看,系统的可用能效率还有进一步提高的空间。通过改变控制策略或采用低温水为介

质的室内散热器,如毛细管散热器可以降低系统对散热水温的要求,增加集热器运行时间,此时太阳能集热器的集热效率和可用能效率均会提高。同时采用直膨式太阳能与地源热泵联合供暖系统也可提高集热器及热泵机组的可用能效率。对于水源热泵机组及循环水泵这类用电设备则可通过改进工艺设备,减少机械能或电能损失来提高设备的节能效果。增加水箱的保温性能也可提高储热水箱的节能性。为了进一步提高系统的可用能效率,设计良好的管路系统及合理选择室内散热器和水泵也是必不可少的改进措施。

参 考 文 献

- 1 郭长城,石惠娴,朱洪光,等. 太阳能-地源热泵联合供能系统研究现状[J]. 农业工程学报,2011,27(增刊2):356~362.
Guo Changcheng, Shi Huixian, Zhu Hongguang, et al. Review of solar-assisted ground source heat pump system[J]. Transactions of the CSAE,2011,27(Supp.2):356~362. (in Chinese)
- 2 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 Energiæ Solaris Sinica,2000,21(2):214~219. (in Chinese)
- 3 李郁武,王如竹,王泰华,等. 直膨式太阳能热泵热水器热力性能分析及优化设计[J]. 太阳能学报,2007,28(5):464~471.
Li Yuwu, Wang Ruzhu, Wang Taihua, et al. Experimental performance analysis and optimization of a direct expansion solar assisted heat pump water heater[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica,2007,28(5):464~471. (in Chinese)
- 4 杨卫波,施明恒,董华. 太阳能-土壤热泵系统联合供暖运行模式的探讨[J]. 暖通空调,2005,35(8):25~31.
Yang Weibo, Shi Mingheng, Dong Hua. Combined heating mode of solar-earth source heat pump systems[J]. Journal of HV&AC, 2005,35(8):25~31. (in Chinese)
- 5 徐伟. 中国地源热泵发展研究报告(2008)[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2008.
- 6 裴晓梅,张迪,石惠娴,等. 太阳能-地源热泵沼气池加热系统集热面积优化[J]. 农业机械学报,2011,42(1):122~128.
Pei Xiaomei, Zhang Di, Shi Huixian, et al. Collector area optimization of integrated solar and ground source heat pump system for heating biogas digester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2011,42(1):122~128. (in Chinese)
- 7 Onder Ozgener. Use of solar assisted geothermal heat pump and small wind turbine systems for heating agricultural and residential buildings[J]. Energy,2010,35(1):262~268.
- 8 郑荣进,孙文君,张建高,等. 基于可再生能源供热的设施水产养殖试验温室设计[J]. 农业工程学报,2011,27(10):218~221.
Zheng Rongjin, Sun Wenjun, Zhang Jiangao, et al. Field test building design for controlled aquaculture based on renewable energy heating system[J]. Transactions of the CSAE,2011,27(10):218~221. (in Chinese)
- 9 张伟伟,刘俊杰,朱能. 水源热泵采暖系统的可用能效率分析[J]. 流体机械,2005,33(3):64~66.
Zhang Weiwei, Liu Junjie, Zhu Neng. Analysis of exergy efficiency about water-source heat pump heating system[J]. Fluid Machinery,2005,33(3):64~66. (in Chinese)
- 10 Haydar Kucuk, Adnan Midilli, Atilla Ozdemir, et al. Exergetic performance analysis of a recirculating aquaculture system[J]. Energy Conversion and Management,2010,51(5):1033~1043.
- 11 刘业凤,伍德虎. 太阳能辅助热泵和热水器系统的设计与分析[J]. 太阳能,2008(1):22~24.
Liu Yefeng, Wu Dehu. The design and analysis of the solar assisted heat pump and the water heater[J]. Solar Energy,2008(1): 22~24. (in Chinese)
- 12 Christopher Koroneos, Tomas Spachos, Nikolaos Moussiopoulos. Exergy analysis of renewable energy source[J]. Renewable Energy,2003,28(2):295~310.
- 13 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 Exergy research[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2009,40(2):146~150. (in Chinese)
- 14 Huseyin Gunerhan, Arif Hepbasli. Exergetic modeling and performance evaluation of solar water heating systems for building applications[J]. Energy and Buildings,2007,39(5):509~516.
- 15 Onder Ozgener, Arif Hepbasli. Performance analysis of a solar-assisted heat pump system for greenhouse heating: an experimental study[J]. Building and Environment,2005,40(8):1046~1048.
- 16 Hepbasli A, Akdemir O. Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system[J]. Energy Conversion and Management,2004,45(5):745~747.

3 结束语

通过分析日光温室土壤热传导过程,采用有限差分法构建了日光温室非稳态二维地温模拟模型。基于西北地区日光温室对所建模型进行了试验验证,结果表明该模型能较好模拟冬季日光温室内多层地温,模拟值和实测值之间平均绝对误差为1.3℃,平均相对误差为9.5%,平均均方根误差为1.5℃。

地温场模拟中出现的误差源于模型中的各种参

数输入,如设置的边界条件、初始条件是否合理、求解方法是否适用、土壤的各种热特性参数是否准确等都会对模拟结果产生影响。准确测量土壤的热特性参数比较困难,目前,模型中只根据土壤深度设定不同土壤热特性参数,不考虑土壤成分、含水率等的变化对其产生的影响。同时,实际生产中,日光温室地温除受太阳辐射、室内外温度等环境参数影响外,还与栽培作物的品种与密度有关系,所建模型未考虑作物对地温的影响,有待进一步分析和改进。

参 考 文 献

1 Qin Zhihao, Perdro Berliner, Arnon Karnieli. Numerical solution of a complete surface energy balance model for simulation of heat fluxes and surface temperature under bare soil environment[J]. Applied Mathematics and Computation, 2002, 130(1): 171 ~ 200.

2 Al-Kayssi A W. Spatial variability of soil temperature under greenhouse conditions[J]. Renewable Energy, 2002, 27(3): 453 ~ 462.

3 Usavadee Tuntiwaranuruk, Sirichai Thepa, Suvit Tia, et al. Modeling of soil temperature and moisture with and without rice husks in an agriculture greenhouse[J]. Renewable Energy, 2006, 31(12): 1 934 ~ 1 949.

4 范爱武,刘伟,王崇琦.不同环境条件下土壤温度日变化的计算模拟[J].太阳能学报,2002,24(3):167~171.
Fan Aiwu, Liu Wei, Wang Chongqi. Simulation on the daily change of soil temperature under various environment conditions[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2002, 24(3): 167 ~ 171. (in Chinese)

5 杜军,王怀彬,杨励丹.温室内气温与土温相关性传热模型[J].哈尔滨工业大学学报,2000,32(5):1~4.
Du Jun, Wang Huaibin, Yang Lidan. Interactive heat transfer of air and soil temperature in greenhouse[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2000, 32(5): 1 ~ 4. (in Chinese)

6 吴德让,李元哲,于竹.日光温室地下热交换系统的理论研究[J].农业工程学报,1994,10(1):137~143.
Wu Derang, Li Yuanzhe, Yu Zhu. Theory research on earth tube heat exchanges in sun-light greenhouse[J]. Transactions of the CSAE, 1994, 10(1): 137 ~ 143. (in Chinese)

7 马春生,张静,王双喜.日光温室地温模型及数值模拟[J].山西农业大学学报,2004,24(1):82~85.
Ma Chunsheng, Zhang Jing, Wang Shuangxi. A model and numerical simulation of soil temperature in solar greenhouse[J]. Journal of Shanxi Agricultural University, 2004, 24(1): 82 ~ 85. (in Chinese)

8 杨晓光,陈端生,郑海山.日光温室气象环境综合研究(四)——日光温室地温场模拟初探[J].农业工程学报,1994,10(1):150~156.
Yang Xiaoguang, Chen Duansheng, Zheng Haishan. A comprehensive research on the meteorological environment in sun-light greenhouse(Ⅳ)—a preliminary study in simulating the soil temperature field of greenhouse[J]. Transactions of the CSAE, 1994, 10(1): 150 ~ 156. (in Chinese)

9 何雨,须晖,李天来,等.辽沈Ⅰ型日光温室地温预测模型及数值模拟[J].安徽农业科学,2010,38(16):8 687~8 689.
He Yu, Xu Hui, Li Tianlai, et al. Forecasting model and numerical simulation of soil temperature in greenhouse[J]. Journal of Anhui Agricultural Sciences, 2010, 38(16): 8 687 ~ 8 689. (in Chinese)

10 彦启森,赵庆珠.建筑热过程[M].北京:中国建筑工业出版社,1986:26~30.

11 陶文铨.数值传热学[M].西安:西安交通大学出版社,2001:86~87.

(上接第238页)

17 Arif Hepbasli. Exergetic modeling and assessment of solar assisted domestic hot water tank integrated ground-source heat pump systems for residences[J]. Energy and Buildings,2007,39(12):1 213 ~ 1 216.

18 Arif Hepbasli. A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews,2008,12(3):602~603.

19 Hikmet Esen, Mustafa Inalli, Mehmet Esen, et al. Energy and exergy analysis of a ground-coupled heat pump system with two horizontal ground heat exchangers[J]. Building and Environment,2007,42(10):3 610 ~ 3 611.

20 赵海波,杨昭.水源热泵系统的热力学分析[J].节能技术,2004,22(3):29~32.
Zhao Haibo, Yang Zhao. Thermodynamic analysis of water source heat pump[J]. Energy Conservation Technology,2004,22(3): 29 ~ 32. (in Chinese)

21 Onder Ozgener, Arif 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(1):17~18.