第55卷第3期
2015年5月

大连理工大学学报
Journal of Dalian University of Technology

Vol. 55, No. 3
May 2015

动力工程

文章编号：1000-8608(2015)03-0243-09

基于不同动态负荷的太阳能辅助地源热泵系统供暖特性研究

李素芬*[1]，代兰花[1]，尚　妍[1]，东　明[1]，端木琳[2]，李祥立[2]

(1.大连理工大学 能源与动力学院，辽宁 大连　116024；
2.大连理工大学 土木工程学院，辽宁 大连　116024)

摘要： 建立了太阳能辅助地源热泵系统(SAGSHPS)动态仿真模型，基于间歇负荷1(8:00—20:00末端开启)、间歇负荷2(18:00—次日7:00末端开启)和连续负荷(末端全天24 h开启)条件，对大连地区SAGSHPS在整个供暖期内的运行过程分别进行逐时动态仿真，分析了3种典型动态负荷下SAGSHPS的运行特性.结果表明：冬季最冷日内不同负荷下，系统供暖运行方式不同.间歇负荷1下系统以地源热泵(GSHP)和太阳能热泵(SHP)交替供暖；间歇负荷2下系统以地源热泵供暖为主，只在入夜初期辅以太阳能热泵供暖；连续负荷下系统白天以太阳能热泵供暖，夜间以地源热泵供暖.整个供暖期内，蒸发器入口温度对热泵机组性能系数的影响高于对系统性能系数的影响；对于太阳能、地热能和电能对热负荷的贡献比例而言，蒸发器入口温度越高，太阳能对热负荷的贡献比例越大，地热能的贡献比例越小，而电能的贡献比例变化不明显.

关键词： 太阳能；地源热泵系统；动态负荷；供暖特性；动态仿真

中图分类号： TK519；TK529　　**文献标识码：** A　　**doi：** 10.7511/dllgxb201503003

0 引　言

太阳能辅助地源热泵系统(solar assisted ground source heat pump system，SAGSHPS)因其能充分利用太阳能和地热能实现多能互补条件下的能量高效利用而成为领域内研究的热点[1-2].特别是近10年来，学者们通过模拟和实验的方法对SAGSHPS的优化设计[3-5]、运行模式[6-10]、控制策略[11-13]以及运行性能[14-17]等进行了多方面的研究.Chen等[3]、Rad等[4]和Wang等[5]通过数值模拟的方法对SAGSHPS进行研究，获得了地埋管长度或蓄热水箱体积与集热器面积的最优比率.杨卫波等[6-7]、Si等[8]、Dai等[9]和Chen等[10]研究了SAGSHPS的不同运行模式，认为以太阳能集热器与地埋管串联的运行方式获得的系统性能较高.Wang等[11]、Kjellsson等[12]和Reda等[13]针对SAGSHPS的不同运行策略进行了模拟研究，指出太阳能向地下蓄热有助于提高系统性能，地下蓄热的控制温差应该根据钻孔深度、集热器面积以及辅助热源类型进行合理设置.Trillat-Berdal等[14]、Bakirci等[15]、Wang等[16]和Busato等[17]通过实验的方法对SAGSHPS在住宅或办公建筑中的运行性能进行了研究，获得的热泵平均供暖性能系数均在3.0以上.

现有文献主要集中在单一负荷条件下SAGSHPS运行特性的研究，专门针对不同动态负荷下SAGSHPS供暖性能的研究还未见报道.本文以大连地区SAGSHPS在3种典型动态负荷下的供暖过程为研究对象，探讨不同动态负荷下系统的供暖运行特性，考察间歇性负荷和连续性负荷对SAGSHPS运行性能的影响.

1 SAGSHPS与控制条件

1.1 系统运行原理

本文模拟的热用户为大连地区供暖面积为400 m^2的实验室，利用SAGSHPS供暖.系统由5个主要部件构成：热管式真空管集热器

收稿日期： 2014-12-24；　**修回日期：** 2015-03-16.
基金项目： 国家自然科学基金资助项目(50676015，51278076)；2013年辽宁省教育厅科学研究一般项目(L2013029).
作者简介： 李素芬*(1955-)，女，教授，E-mail：lisuf@dlut.edu.cn；代兰花(1984-)，女，博士生，E-mail：dailanhua@mail.dlut.edu.cn.

(HPETC)、太阳能蓄热水箱(SHSWT)、热泵机组(HPU)、地埋管换热器(GHE)以及末端风机盘管(FC). 运行原理如图 1 所示. 集热器内防冻液通过蓄热水箱将太阳能的热量传递给水,根据水温高低,水箱内流体依次可经阀门 1 直接供暖,或经阀门 7 与地埋管内流体混合后进入热泵供暖,或经阀门 7 直接进入热泵供暖,或经阀门 4 向地下蓄热. 当水箱内水温过低,达不到利用要求时,地埋管内流体经阀门 9 和阀门 10 进入热泵供暖.

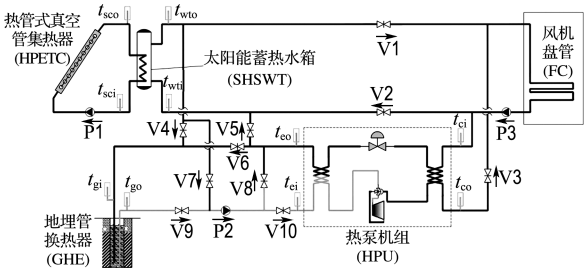


图 1 SAGSHPS 运行原理图

Fig. 1 The schematic diagram of the SAGSHPS

1.2 系统运行方式及控制条件

SAGSHPS 可实现 4 种供暖运行方式:太阳能直接供暖,太阳能辅助地源热泵供暖,太阳能热泵供暖以及地源热泵供暖. 当太阳能蓄热水箱出口水温高于 45 ℃,直接利用太阳能供暖;当水箱出口温度介于 30～45 ℃,利用太阳能和地热能耦合热泵联合供暖;当水箱出口温度介于 15～30 ℃,利用太阳能热泵供暖;当水箱出口温度低于 15 ℃,利用地源热泵供暖.

2 SAGSHPS 各部件模型

2.1 热管式真空管集热器参数模型

本文利用实测数据进行二次拟合,用所得的二次函数关系式模拟集热器瞬时效率变化. 热管式真空管集热器瞬时效率方程和集热器出口流体温度分别如式(1)和(2)所示.

$$\eta_{sc} = 0.686\,1 - 0.186\,8\left(\frac{t_{sci} - t_a}{I_t}\right)^2 - 1.192\,1\,\frac{t_{sci} - t_a}{I_t} \tag{1}$$

$$t_{sco} = \frac{A_{sc} I_t \eta_{sc}}{m_{sc} c_{sc}} + t_{sci} \tag{2}$$

式中:η_{sc} 为集热器瞬时集热效率;t_{sci} 为集热器入口流体温度,℃;t_a 为室外环境温度,℃;I_t 为单位集热面积太阳总辐射,W·m^{-2};t_{sco} 为集热器出口流体温度,℃;A_{sc} 为集热器总采光面积,m^2;m_{sc} 为集热器内防冻液总质量流量,kg·s^{-1};c_{sc} 为集热器内防冻液比热容,J·kg^{-1}·℃$^{-1}$.

2.2 盘管浸没式蓄热水箱参数模型

作为太阳能与热用户的连接装置,蓄热水箱建模需同时获得集热侧和用热侧出口流体温度. 根据用热侧和集热侧的控制条件不同,可将蓄热水箱的工作过程分成 4 种工况.

2.2.1 只蓄热不用热情况下蓄热水箱参数模型 当集热侧循环温差大于设定值,而水箱出口水温小于设定值时,蓄热水箱相当于储热装置,处于只蓄热不用热的情况. 根据文献[6]的模型,盘管浸没式蓄热水箱出口集热流体温度及某时刻水箱内水温分别如式(3)和(4)所示. 中间计算参数 F_1 和 F_2 详见文献[6].

$$t_{sci,n+1} = \exp\left(-\frac{\pi d_{co} K_{cw} l_{cw}}{m_{sc} c_{sc}}\right) \times (t_{sco,n} - t_{w,n}) + t_{w,n} \tag{3}$$

$$t_{w,n+1} = t_{w,n} \exp(-F_1 \Delta\tau) + \frac{F_1}{F_2}(1 - \exp(-F_1 \Delta\tau)) \tag{4}$$

式中:d_{co} 为水箱内盘管外径,m;K_{cw} 为盘管内外总换热系数,W·m^{-2}·℃$^{-1}$;l_{cw} 为水箱内盘管总长,m;$t_{w,n}$ 为 n 时刻水箱内平均水温,℃;$\Delta\tau$ 为时间间隔,s.

2.2.2 用热蓄热同时进行情况下蓄热水箱参数模型 当集热侧循环温差和水箱出口水温同时达到设定值时,蓄热水箱处于用热蓄热同时进行的情况,水箱内水温由两者共同决定. 集热过程的水温 $t_{w,n1}$ 可由式(4) 确定,用热过程的水温 $t_{w,n2}$ 由式(5) 确定,水箱的平均水温由式(6) 确定.

$$t_{w,n2} = t_{wti,n} - \frac{Q_{use,n}}{m_{use,n} c_f} \tag{5}$$

$$t_{w,n+1} = \frac{t_{w,n1} + t_{w,n2}}{2} \tag{6}$$

式中:$t_{wti,n}$ 为 n 时刻水箱用热侧入口水温,℃;$Q_{use,n}$ 为 n 时刻用热侧负荷,W;$m_{use,n}$ 为 n 时刻用热侧流体质量流量,kg·s^{-1};c_f 为水的比热容,J·kg^{-1}·℃$^{-1}$.

2.2.3 只用热不蓄热情况下蓄热水箱参数模型 当集热侧循环温差小于设定值,而水箱出口水温大于设定值时,蓄热水箱相当于放热装置,此过程中水箱内水温的变化由提供给热用户的热量以及水箱自身的热损失共同决定,其数学表达式如下式:

$$t_{w,n+1} = t_{w,n} - \frac{Q_{use,n} + F_w(t_{w,n} - t_{a'})}{m_{use,n}c_f} \quad (7)$$

式中：F_w 为圆柱形蓄热水箱热容，W·℃$^{-1}$，详见文献[18]；$t_{a'}$ 为水箱外环境温度，℃.

2.2.4　不用热不蓄热情况下蓄热水箱参数模型

不用热不蓄热情况下，蓄热水箱内水温的变化只受自身热损失的影响，其数学表达式如下式：

$$t_{w,n+1} = t_{w,n} - \frac{F_w(t_{w,n} - t_{a'})\tau}{M_w c_f} \quad (8)$$

式中：M_w 为水箱内水的质量，kg.

2.3　垂直 U 形埋管换热器参数模型

本文对 U 形埋管换热器物理模型做如下简化假设：(1)忽略土壤与换热器之间的相互影响，并将钻孔内 U 形管视为等价单管；(2)忽略土壤含湿和地下水渗流引起的热量迁移，认为换热器与土壤的传热过程为纯导热；(3)不考虑地表面温度波动对土壤温度的影响，认为土壤初始温度均匀一致. 基于以上假设对地埋管换热器钻孔内、外分别建立了数学模型. 钻孔外二维非稳态导热模型如式(9)所示，钻孔内一维稳态传热模型如式(10)所示.

$$\rho_s c_s \frac{\partial t_s(\tau,z,r)}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda_s \frac{\partial t_s(\tau,z,r)}{\partial z}\right) + \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\lambda_s \frac{\partial t_s(\tau,z,r)}{\partial r}\right) \quad (9)$$

$$m_f c_f (t_{gi}(\tau) - t_{go}(\tau)) = k_{eff}\left(\frac{t_{gi}(\tau) + t_{go}(\tau)}{2} - t_{bw,mean}(\tau,z,r)\right)L_b \quad (10)$$

式中：ρ_s 为土壤的密度，kg·m^{-3}；c_s 为土壤的比热容，J·kg^{-1}·℃$^{-1}$；t_s 为土壤温度，℃；z 为地下垂直距离，m；r 为地埋管换热器热作用半径，m；λ_s 为土壤的导热系数，W·m^{-1}·℃$^{-1}$；m_f 为地埋管内流体质量流量，kg·s^{-1}；t_{gi} 和 t_{go} 分别为 U 形管进、出口流体温度，℃；k_{eff} 为地埋管管内至管外有效导热系数，W·m^{-1}·℃$^{-1}$，参见文献[6]；$t_{bw,mean}$ 为钻孔壁平均壁温，℃；L_b 为单个钻孔深度，m.

结合 U 形埋管换热器实际换热过程，其数学模型的初始及边界条件如下.

(1)初始条件：初始状态下，U 形管内流体温度 t_g、钻孔壁温 t_{bw} 和土壤温度 t_s 都等于土壤原始温度 t_0，如下式所示：

$$t_g(\tau,z) = t_{bw}(\tau,z,r) = t_s(\tau,z,r) = t_0;\ \tau = 0 \quad (11)$$

(2)边界条件：包括土壤远边界、U 形管流体入口边界、钻孔壁与土壤接触边界和管内壁与流体接触边界，如式(12a)～(12f)所示.

①土壤远边界，认为此处边界上的土壤温度值为原始温度.

$$t_s(\tau,z,r) = t_0;\ r = r_\infty, z = L_b + r_\infty \quad (12a)$$

式中：r_∞ 为不受干扰半径，m.

②U 形管流体入口边界，地源热泵供暖时为热泵机组蒸发器出口温度 t_{eo}(式(12b))，地下蓄热时为蓄热水箱出口温度 t_{wto}(式(12c)).

地源热泵供暖

$$t_{gi}(\tau,z) = t_{eo}(\tau);\ z = 0 \quad (12b)$$

地下蓄热

$$t_{gi}(\tau,z) = t_{wto}(\tau);\ z = 0 \quad (12c)$$

③钻孔壁与土壤接触边界，钻孔壁与土壤之间交界面是耦合传热边界，在忽略接触热阻的假设下，钻孔壁温与土壤温度相等.

$$t_{bw}(\tau,z,r) = t_s(\tau,z,r);\ r = r_b \quad (12d)$$

式中：r_b 为地下钻孔半径，m.

④管内壁与流体接触边界，因强化传热的需要，U 形管内流体均处于紊流状态，管内壁与流体边界处通过对流进行换热，机组运行和停止时的边界条件如式(12e)和(12f)所示.

机组运行

$$h_{ci} = \frac{\sqrt{2}\lambda_f \cdot 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.4}}{d_{pi}} \quad (12e)$$

机组停止

$$h_{ci} = 0 \quad (12f)$$

式中：h_{ci} 为盘管内对流换热系数，W·m^{-2}·℃$^{-1}$；d_{pi} 为 U 形管内径，m；λ_f 为管内流体的导热系数，W·m^{-1}·℃$^{-1}$.

基于以上边界条件和初始条件，利用数值方法对式(9)和(10)进行离散求解，即可得 U 形管出口流体的温度及地埋管换热器换热量，如式(13)和(14)所示.

$$t_{go} = \frac{m_f c_f - \frac{k_{eff}}{2}L_b}{m_f c_f + \frac{k_{eff}}{2}L_b} t_{gi} + \frac{k_{eff}L_b}{m_f c_f + \frac{k_{eff}}{2}L_b} t_{bw,mean} \quad (13)$$

$$Q_{ghe} = m_f c_f (t_{gi} - t_{go}) \quad (14)$$

式中：Q_{ghe} 为地埋管换热器换热量，W.

2.4　水-水热泵机组参数模型

根据实测值及现有样本数据拟合得到供热模式下热泵机组参数模型如式(15)和(16)所示.

$$Q_e = 25.555 + 0.554t_{ei} - 0.302t_{ci} \quad (15)$$

$$W_{com} = 4.294 - 0.065t_{ei} + 0.041t_{ci} \quad (16)$$

式中：Q_e 为热泵机组蒸发器吸热量，kW；t_{ei} 为热泵机组蒸发器入口温度，℃；t_{ci} 为热泵机组冷凝器入口温度，℃；W_{com} 为热泵机组压缩机功率，kW.

2.5 末端风机盘管参数模型

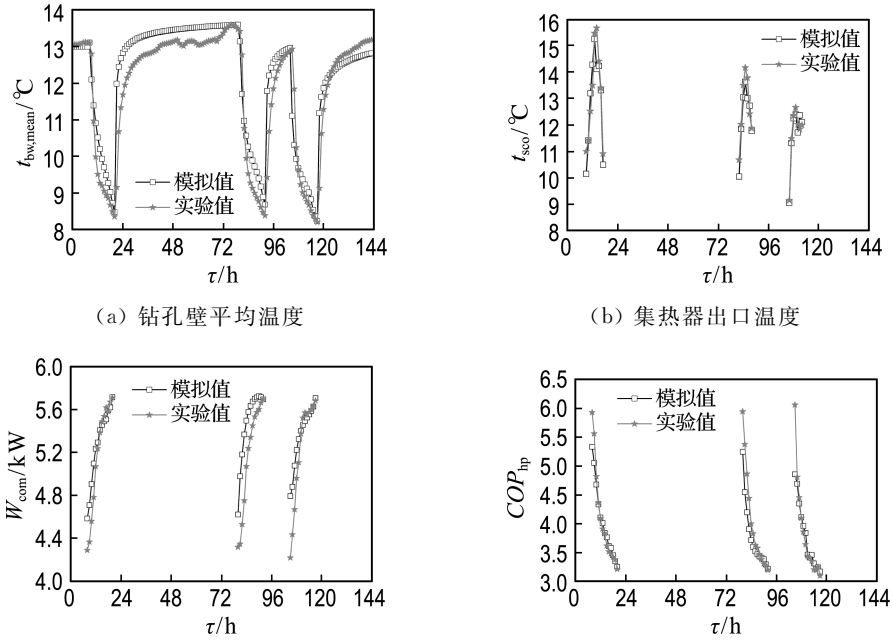
对于末端风机盘管的模拟，通常采用简化处理，其数学表达式如下式所示：

$$t_{ci} = t_{co} - Q_{load}/m_{load}c_f \tag{17}$$

式中：t_{co} 为热泵机组冷凝器出口温度，℃；Q_{load} 为末端逐时负荷，W；m_{load} 为负荷侧流体质量流量，$kg \cdot s^{-1}$.

2.6 SAGSHPS 动态仿真平台实验验证

为了验证仿真平台的可靠性，2013 年 1 月利用大连理工大学 SAGSHPS 综合实验台进行了供暖实验[9]. 图 2 给出了 SAGSHPS 以运行 12 h、停止 12 h 的间歇运行方式下系统的主要参数模拟值与实验值的对比结果. 从图 2 可以看出，各主要参数的模拟值与实验值的变化规律一致，其中钻孔壁平均温度的模拟值与实验值平均相对误差为 2.96%，最大误差出现在土壤进入自然恢复过程初期，随着恢复时间延长，误差逐渐降低. 集热器出口温度、热泵机组压缩机功率和热泵机组性能系数 COP_{hp} 的模拟值与实验值的平均误差分别为1.2%、3.8%和 2.1%. 主要参数的相对误差均低于 5%，表明本文所建一体化动态仿真模型正确可用.



(a) 钻孔壁平均温度　(b) 集热器出口温度

(c) 热泵机组压缩机功率　(d) 热泵机组性能系数

图 2 SAGSHPS 供暖工况下主要参数的模拟值与实验值

Fig. 2 The simulated and experimental results of the main parameters of the SAGSHPS for heating space

2.7 SAGSHPS 评价指标

为便于分析，主要采用热泵机组性能系数 COP_{hp}、系统性能系数 COP_{sys} 和太阳能对热负荷贡献比例 f_{sc}、地热能对热负荷贡献比例 f_g，以及电能对热负荷贡献比例 f_e 对系统的运行效果进行评价，各指标计算方法分别如式(18)～(22)所示.

$$COP_{hp} = \frac{Q_e + W_{com}}{W_{com}} \tag{18}$$

$$COP_{sys} = \frac{Q_e + W_{com}}{W_{com} + \sum W_{cp}} \tag{19}$$

$$f_{sc} = \frac{c_f m_{use}(t_{wto} - t_{wti})}{Q_e + W_{com}} \tag{20}$$

$$f_g = \frac{c_f m_f (t_{go} - t_{gi})}{Q_e + W_{com}} \tag{21}$$

$$f_e = 1 - f_{sc} - f_g \tag{22}$$

3 结果及分析

基于以上数理模型，利用 Matlab 软件编写 SAGSHPS 一体化动态仿真模拟程序. 3 种典型的动态负荷分别为间歇负荷 1(8:00－20:00 末端开启)、间歇负荷 2(18:00－次日 7:00 末端开启)和连续负荷(末端全天 24 h 开启). 基于 3 种典型负荷，对大连地区 SAGSHPS 在整个供暖期内的运行过程进行逐时动态仿真，重点分析最冷日(室

外温度全天低于－10 ℃)系统在不同动态负荷下的运行特性.

大连地区典型年气候条件下[19]最冷日(2013-01-18)逐时太阳辐射及室外温度如图 3 所示. 由图 3 可知,当日最高太阳辐射和最低温度分别为 375 W·m^{-2}和－13.6 ℃. 利用 DeST 软件模拟得到 3 种末端开启条件下实验室最大热负荷分别为 25.76、25.11 和 26.8 kW,根据文献[20]和[21]进行 SAGSHPS 设计. 大连地区冬季室外温度将降至零下,考虑抗冻性和集热效率高效性,本文采用热管式真空管集热器,面积为 16.8 m^2,真空管内传热工质采用 38.5%的冰点为－20 ℃、密度为 1 050 kg·m^{-3}、比热容为 3.8 kJ·kg^{-1}·℃$^{-1}$的乙二醇水溶液. 采用盘管浸没式蓄热水箱作为太阳能蓄热水箱,容积为 1 m^3,水箱内盘管材质为铜. 热泵机组额定制热量为 19.7 kW,压缩机额定制热功率为 6.6 kW. 集热器侧、热泵机组热源侧和负荷侧的循环泵额定功率 W_{cp1}、W_{cp2}、W_{cp3}分别为 0.09、1.10 和 0.75 kW. 大连地区地下 5 m 以下为砂岩[22],钻孔较难,采用 9 口深度为 50 m 的单 U 形地埋管作为地下换热器. 回填材料为原岩石粉末. U 形管采用高密度聚乙烯管. 相关参数取值详见表 1.

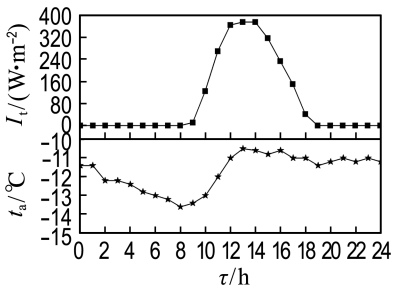


图 3　大连地区最冷日逐时太阳辐射及室外温度(2013-01-18)

Fig. 3　The hourly solar radiation and outdoor temperature in the coldest day at Dalian (2013-01-18)

3.1　基于间歇负荷 1 的系统运行特性

图 4 给出了间歇负荷 1 下 SAGSHPS 在冬季最冷日的冷凝器入口温度 t_{ci}、蒸发器入口温度 t_{ei}、钻孔壁平均温度 $t_{bw,mean}$、蓄热水箱出口温度 t_{wto}和集热器出口温度 t_{sco}随时间的变化. 从图 4 可以看出,太阳辐射较低时(8:00－11:00),系统利用地源热泵供暖,t_{ei}主要受地温的影响,随 $t_{bw,mean}$下降而降低. 随着太阳辐射增强,t_{wto}开始随

表 1　SAGSHPS 主要参数

Tab. 1　The main parameters of the SAGSHPS

参数	取值	参数	取值
A_{sc}	16.8 m^2	λ_s	4.4 W·m^{-1}·℃$^{-1}$
m_{sc}	0.15 kg·s^{-1}	k_{eff}	5.15 W·m^{-1}·℃$^{-1}$
c_{sc}	3.8 kJ·kg^{-1}·℃$^{-1}$	L_b	50 m
d_{co}	26.75 mm	t_0	14 ℃
K_{cw}	567.2 W·m^{-2}·℃$^{-1}$	r_∞	3 m
l_{cw}	22.1 m	λ_f	0.62 W·m^{-1}·℃$^{-1}$
F_1	-1.58×10^4 s^{-1}	N_g	9
F_2	1.03×10^{-4} ℃$^{-1}$·s^{-1}	r_b	55 mm
$\Delta\tau$	3 600 s	d_{pi}	25 mm
m_f	1.33 kg·s^{-1}	d_{po}	32 mm
c_f	4.2 kJ·kg^{-1}·℃$^{-1}$	λ_u	0.52 W·m^{-1}·℃$^{-1}$
F_w	4.82 W·℃$^{-1}$	m_{load}	1.64 kg·s^{-1}
M_w	1 000 kg	W_{cp1}	0.09 kW
ρ_s	1 350 kg·m^{-3}	W_{cp2}	1.10 kW
c_s	2.2 kJ·kg^{-1}·℃$^{-1}$	W_{cp3}	0.75 kW

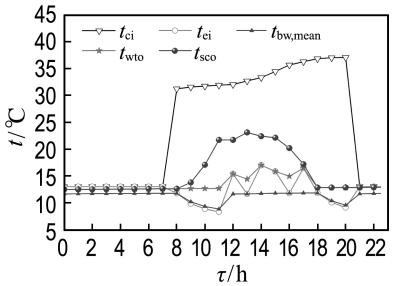


图 4　最冷日间歇负荷 1 下 SAGSHPS 运行参数随时间变化

Fig. 4　Variations of SAGSHPS's operating parameters with time on the coldest day under intermittent load 1

t_{sco}升高而上升(12:00). 当水温高于 15 ℃时,实行太阳能热泵供暖,此时 t_{ei}受 t_{wto}影响,温度有明显升高(由 8.3 ℃升为 15.4 ℃). 但由于冬季最冷日末端负荷较大,水箱回水温度较低,并且最冷日太阳辐射强度小(最大值为 375 W·m^{-2}),t_{wto}在下一时刻(13:00)仅达到 14.4 ℃,不满足太阳能热泵供暖运行要求,系统又转为地源热泵供暖. 间歇负荷 1 下系统在白天供暖,太阳能和地热能在系统供暖时交替利用.

图 5 为整个供暖期内间歇负荷 1 下热泵机组性能系数 COP_{hp}和系统性能系数 COP_{sys}随蒸发器入口温度变化. COP_{hp}随蒸发器入口温度升高而显著上升,而系统性能系数 COP_{sys}则变化较平缓. 这是因为蒸发器入口温度升高,压缩机耗电量会显著下降,COP_{hp}则显著提高;但对于 COP_{sys}而

言，除了受到压缩机耗电量影响外，还受到热泵机组热源侧和负荷侧循环泵以及太阳能集热泵功率的影响. 当蒸发器入口温度升高时，虽然压缩机功耗降低，但各循环泵的功率不变，导致整个系统的性能系数变化不大. 整个供暖期内热泵机组性能系数 COP_{hp} 的平均值为 5.26，系统性能系数 COP_{sys} 的平均值为 3.26.

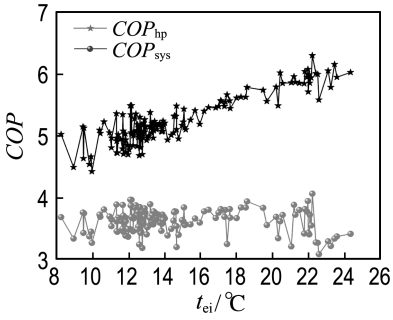


图 5 整个供暖期内间歇负荷 1 下 COP_{hp} 和 COP_{sys} 随蒸发器入口温度变化

Fig. 5 Variations of COP_{hp} and COP_{sys} with inlet temperature of evaporator in heating season under intermittent load 1

为了考察整个供暖期内 SAGSHPS 在间歇负荷 1 下太阳能、地热能和电能对热负荷的贡献情况，图 6 给出了太阳能、地热能和电能对热负荷的贡献比例随蒸发器入口温度的变化. 从图 6 可以看出，f_e 随 t_{ei} 的升高缓慢下降，f_g 显著降低，同时 f_{sc} 则显著升高，特别当蒸发器入口温度高于 18 ℃之后，太阳能的贡献比例高达 0.8 以上. 整个供暖期内 f_{sc}、f_g 和 f_e 的平均值分别为 0.40、0.41 和 0.19.

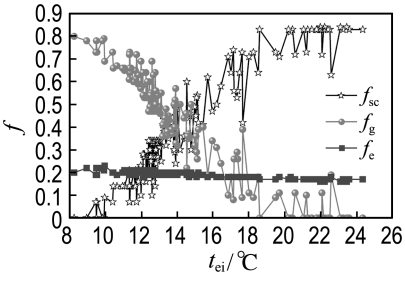


图 6 整个供暖期内间歇负荷 1 下 f_{sc}、f_g 和 f_e 随蒸发器入口温度变化

Fig. 6 Variations of f_{sc}, f_g and f_e with inlet temperature of evaporator in heating season under intermittent load 1

3.2 基于间歇负荷 2 的系统运行特性

间歇负荷 2 要求系统在夜间供暖，白天太阳能储存在蓄热水箱中以备夜间使用. 为避免水箱过热，当水温与地温相差 10 ℃时，水箱向地下蓄热. 由图 7 间歇负荷 2 下 SAGSHPS 在冬季最冷日的运行参数随时间的变化可以看出，SAGSHPS 出现短暂的地下蓄热现象，系统供暖运行以地源热泵为主，只在入夜初期 2 h 内以太阳能热泵供暖. 这是因为间歇负荷 2 下系统在夜间供暖，白天水箱处于只蓄热不用热状态，当蓄热进行到 16:00 时，水箱内水温与地温相差 10.6 ℃，满足地下蓄热条件，$t_{bw,mean}$ 由 11.3 ℃上升至 15 ℃，t_{wto} 从 21.8 ℃降至 18.8 ℃. 此后太阳辐射逐渐降低，水箱内水温不再满足地下蓄热条件，$t_{bw,mean}$ 恢复至 11.9 ℃. 当系统进入夜间供暖时，初期水箱内水温较高，满足太阳能热泵供暖运行条件. 但夜间运行无太阳辐射，水箱内热水得不到热量补充，水温下降迅速，2 h 后系统转入地源热泵供暖.

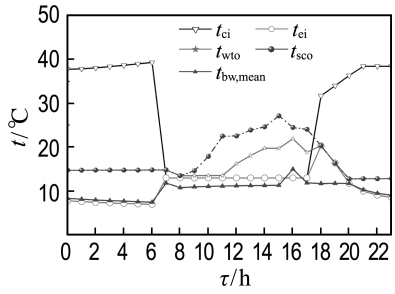


图 7 最冷日间歇负荷 2 下 SAGSHPS 运行参数随时间变化

Fig. 7 Variations of SAGSHPS's operating parameters with time on the coldest day under intermittent load 2

在整个供暖期内，间歇负荷 2 下 SAGSHPS 的性能系数和各能源对热负荷贡献比例随蒸发器入口温度 t_{ei} 变化分别如图 8 和 9 所示. 由图可知，在 t_{ei} 从 12 ℃升高到 28 ℃的过程中，COP_{hp} 的最低值为 3.94，最高值为 6.66，平均值为 4.74；COP_{sys} 的平均值为 3.23；f_{sc}、f_g 和 f_e 的平均值则分别为 0.22、0.57 和 0.21.

3.3 基于连续负荷的系统运行特性

图 10 给出了连续负荷下 SAGSHPS 在冬季最冷日的主要运行参数随时间的变化. 从图 10 可以看出，连续负荷下，系统全天 24 h 供暖，白天蒸发器入口温度 t_{ei} 主要受蓄热水箱影响，以太阳能

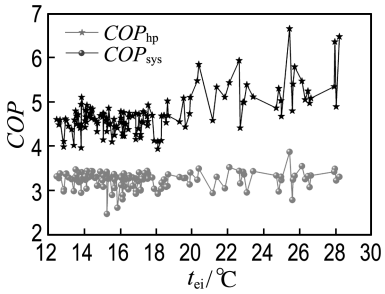


图 8　整个供暖期内间歇负荷 2 下 COP_{hp} 和 COP_{sys} 随蒸发器入口温度变化

Fig. 8　Variations of COP_{hp} and COP_{sys} with inlet temperature of evaporator in heating season under intermittent load 2

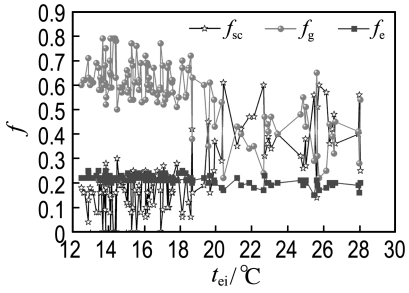


图 9　整个供暖期内间歇负荷 2 下 f_{sc}、f_g 和 f_e 随蒸发器入口温度变化

Fig. 9　Variations of f_{sc}, f_g and f_e with inlet temperature of evaporator in heating season under intermittent load 2

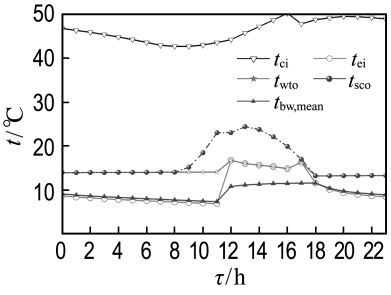


图 10　最冷日连续负荷下 SAGSHPS 运行参数随时间变化

Fig. 10　Variations of SAGSHPS's operating parameters with time on the coldest day under continuous load

热泵供暖为主，夜间主要受地温影响，以地源热泵供暖为主. 白天 12:00－17:00，太阳辐射充足，t_{wto} 始终维持在 15 ℃以上，系统实行太阳能热泵供暖，在此期间地温自然恢复 6 h，从 7.4 ℃恢复至 11.6 ℃；其余时段内 t_{ei} 则与 $t_{bw,mean}$ 保持一致，系统通过地源热泵供暖，随运行时间延长，t_{ei} 和 $t_{bw,mean}$ 均降低.

整个供暖期内，连续负荷下，蒸发器入口温度从 8 ℃升高到 28 ℃过程中，热泵机组性能系数 COP_{hp} 逐渐升高，平均值为 4.82；系统性能系数 COP_{sys} 的平均值为 2.9；电能对热负荷的贡献比例 f_e 从 0.27 下降至 0.13，平均值为 0.21；太阳能贡献比例随入口温度升高震荡升高，平均值为 0.36；与之相对的地热能的贡献比例则震荡降低，平均值为 0.42. 详见图 11 和 12.

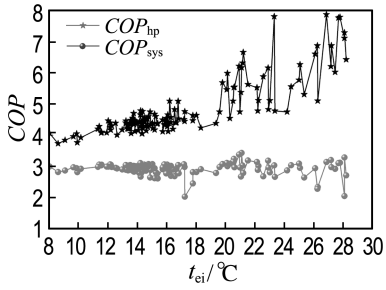


图 11　整个供暖期内连续负荷下 COP_{hp} 和 COP_{sys} 随蒸发器入口温度变化

Fig. 11　Variations of COP_{hp} and COP_{sys} with inlet temperature of evaporator in heating season under continuous load

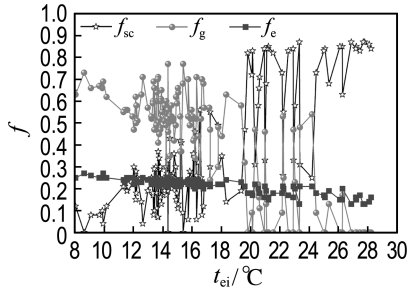


图 12　整个供暖期内连续负荷下 f_{sc}、f_g 和 f_e 随蒸发器入口温度变化

Fig. 12　Variations of f_{sc}, f_g and f_e with inlet temperature of evaporator in heating season under continuous load

4　结　论

(1)3 种动态负荷下，系统在最冷日的供暖运行方式不同. 间歇负荷 1 下，以地源热泵和太阳能热泵交替供暖；间歇负荷 2 下，以地源热泵供暖为主，只在入夜初期辅以太阳能热泵供暖；连续负荷下，白天以太阳能热泵供暖，夜间以地源热泵供暖.

(2)整个供暖期内，3 种动态负荷下蒸发器入口温度对热泵机组的性能系数 COP_{hp} 的影响高于

对系统性能系数 COP_{sys} 的影响.

(3)整个供暖期内,3种动态负荷下SAGSHPS的电能对热负荷的贡献比例受蒸发器入口温度影响较小,太阳能和地热能对热负荷的贡献比例受其影响较大,且入口温度越高影响越大.

参考文献:

[1] Zhai X Q, Qu M, Yu X, *et al*. A review for the applications and integrated approaches of ground-coupled heat pump systems [J]. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2011, **15**(6): 3133-3140.

[2] QI Zi-shu, GAO Qing, LIU Yan, *et al*. Status and development of hybrid energy systems from hybrid ground source heat pump in China and other countries [J]. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2014, **29**:37-51.

[3] CHEN Xi, YANG Hong-xing. Performance analysis of a proposed solar assisted ground coupled heat pump system [J]. **Applied Energy**, 2012, **97**: 888-896.

[4] Rad F M, Fung A S, Leong W H. Feasibility of combined solar thermal and ground source heat pump systems in cold climate, Canada [J]. **Energy and Buildings**, 2013, **61**:224-232.

[5] WANG Hua-jun, QI Cheng-ying, WANG En-yu, *et al*. A case study of underground thermal storage in a solar-ground coupled heat pump system for residential buildings [J]. **Renewable Energy**, 2009, **34**:307-314.

[6] 杨卫波. 太阳能-地源热泵系统的理论与实验研究[D]. 南京:东南大学, 2007.
YANG Wei-bo. The theoretic and experimental investigation of solar - ground source heat pump system [D]. Nanjing: Southeast University, 2007. (in Chinese)

[7] YANG Wei-bo, SHI Ming-heng, DONG Hua. Numerical simulation of the performance of a solar-earth source heat pump system [J]. **Applied Thermal Engineering**, 2006, **26**(17-18):2367-2376.

[8] SI Qiang, Okumiya M, ZHANG Xiao-song. Performance evaluation and optimization of a novel solar-ground source heat pump system [J]. **Energy and Buildings**, 2014, **70**:237-245.

[9] DAI Lan-hua, LI Su-fen, DUANMU Lin, *et al*. Experimental performance analysis of a solar assisted ground source heat pump system under different heating operation modes [J]. **Applied Thermal Engineering**, 2015, **75**:325-333.

[10] CHEN Xi, YANG Hong-xing, LU Lin, *et al*. Experimental studies on a ground coupled heat pump with solar thermal collectors for space heating [J]. **Energy**, 2011, **36**(8):5292-5300.

[11] WANG En-yu, Fung A S, QI Cheng-ying, *et al*. Performance prediction of a hybrid solar ground-source heat pump system [J]. **Energy and Buildings**, 2012, **47**:600-611.

[12] Kjellsson E, Hellström G, Perers B. Optimization of systems with the combination of ground-source heat pump and solar collectors in dwellings [J]. **Energy**, 2010, **35**(6):2667-2673.

[13] Reda F, Laitinen A. Different strategies for long term performance of SAGSHP to match residential energy requirements in a cold climate [J]. **Energy and Buildings**, 2015, **86**:557-572.

[14] Trillat-Berdal V, Souyri B, Fraisse G. Experimental study of a ground-coupled heat pump combined with thermal solar collectors [J]. **Energy and Buildings**, 2006, **38**(12):1477-1484.

[15] Bakirci K, Ozyurt O, Comakli K, *et al*. Energy analysis of a solar-ground source heat pump system with vertical closed-loop for heating applications [J]. **Energy**, 2011, **36**(5):3224-3232.

[16] WANG Xiao, ZHENG Mao-yu, ZHANG Wen-yong, *et al*. Experimental study of a solar-assisted ground-coupled heat pump system with solar seasonal thermal storage in severe cold areas [J]. **Energy and Buildings**, 2010, **42**(11):2104-2110.

[17] Busato F, Lazzarin R M, Noro M. Two years of recorded data for a multisource heat pump system: A performance analysis [J]. **Applied Thermal Engineering**, 2013, **57**(1-2):39-47.

[18] 於慧姝,陆春林,金苏敏. 热泵热水器蓄热水箱的漏热损失分析[J]. 流体机械, 2010, **38**(11):81-84.
YU Hui-shu, LU Chun-lin, JIN Su-min. Analysis of heat loss on heat storage water tank applied to heat pump water heater [J]. **Fluid Machinery**, 2010, **38**(11):81-84. (in Chinese)

[19] 中国气象局气象信息中心气象资料室,清华大学建筑技术科学系. 中国建筑热环境分析专用气象数据集[M]. 北京:中国建筑工业出版社, 2005.
Meteorological Library of Meteorological Information Center of China Meteorological Administration, Department of Building Science of

Tsinghua University. **Meteorological Data for Building Thermal Environment Analysis in China** [M]. Beijing: China Building Industry Press, 2005. (in Chinese)

[20] 中华人民共和国住房和城乡建设部. GB 50495—2009 太阳能供热采暖工程技术规范[S]. 北京：中国建筑工业出版社，2009.
Ministry of Housing and Urban-Rural Development of the People's Republic of China. GB 50495-2009 Technical Code for Solar Heating System [S]. Beijing: China Building Industry Press, 2009. (in Chinese)

[21] 中华人民共和国建设部. GB 50366—2005 地源热泵系统工程技术规范[S]. 北京：中国建筑工业出版社，2005.
Ministry of Construction of the People's Republic of China. GB 50366-2005 Technical Code for Ground-Source Heat Pump System [S]. Beijing: China Building Industry Press, 2005. (in Chinese)

[22] 范萍萍，端木琳，舒海文，等. 地温可恢复性对土壤源热泵运行的影响[J]. 制冷与空调，2006，**6**(1)：79-82.
FAN Ping-ping, DUANMU Lin, SHU Hai-wen, *et al*. Impact of ground temperature restorative characteristics on ground source heat pump [J]. **Refrigeration and Air-Conditioning**, 2006, **6**(1): 79-82. (in Chinese)

Research on heating characteristics of a solar assisted ground source heat pump system under different dynamic loads

LI Su-fen[*1], DAI Lan-hua[1], SHANG Yan[1], DONG Ming[1], DUANMU Lin[2], LI Xiang-li[2]

(1. School of Energy and Power Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;
2. School of Civil Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: A dynamic simulation model of the solar assisted ground source heat pump system (SAGSHPS) is established. Based on the conditions of the intermittent load 1 (heating demand appearing from 8:00 to 20:00), the intermittent load 2 (heating demand appearing from 18:00 to 7:00) and the continuous load (heating demand appearing all day), the hourly dynamic simulation of the heating process for the SAGSHPS is carried out during heating season in Dalian. The operation characteristics of the SAGSHPS are analyzed under these three typical dynamic loads. The results indicate that the heating operation modes of the SAGSHPS are different in the coldest day in winter under different loads. Under the intermittent load 1, the SAGSHPS alternatively operates with the ground source heat pump (GSHP) and solar heat pump (SHP). However, the mainly heating operating mode is the GSHP under the intermittent load 2, which is supplemented by the SHP only in the early night. Under the continuous load, the SHP heats space during the day and the GSHP operates at night. The impact of the evaporator inlet temperature on the coefficient of performance for heat pump is higher than that of on the coefficient of performance for the system during the entire heating season. For the ratio of solar energy, geothermal energy and electric energy to the heating load, the higher the evaporator inlet temperature is, the greater the ratio of solar energy to heating load is, while the lower the ratio of geothermal energy to heating load is. At the same time, the change of the ratio of electric energy to heating load with the evaporator inlet temperature is not obvious.

Key words: solar energy; ground source heat pump system; dynamic load; heating characteristics; dynamic simulation