

基于遗传算法的太阳能-地热复合源热泵系统的优化^{*}

东南大学 杨卫波[☆] 施明恒

摘要 建立了基于部件模型的太阳能-地热复合源热泵系统的数学模型,以根据该模型计算出的初投资与运行能耗为优化目标,以集热器面积与埋管深度为优化变量,针对青岛地区的气象条件,采用遗传优化算法对该系统进行了优化设计,并讨论了优化计算结果。

关键词 太阳能-地热复合源热泵系统 遗传算法 集热器面积 埋管深度 优化

Optimization of solar-ground source heat pump systems based on genetic algorithm

By Yang Weibo[★] and Shi Mingheng

Abstract Develops a mathematic model for the system based on the component models. Based on the optimization objectives of the initial cost and the operation energy consumption calculated through the system model and the optimization variables of area of solar collector and depth of buried pipes, performs the optimization design for the system applied in Qingdao area by use of the genetic algorithm. Analyses and discusses the optimization results in detail.

Keywords solar-ground source heat pump system, genetic algorithm, area of solar collector, depth of buried pipe, optimization

★ Southeast University, Nanjing, China

①

0 引言

遗传算法(genetic algorithm, GA)是一种模拟“适者生存、优胜劣汰”生物自然进化规律的进化算法,它将优化问题中决策变量的求解空间映射到遗传基因的搜索空间,根据个体的适应度大小选择优质基因个体,通过选择、交叉与变异操作,逐步提高群体的品质,直至对应的决策变量的解收敛,以此获得最优决策变量的解。遗传算法作为一种新的全局优化搜索算法,具有求解速度快、群体搜索性、采用随机概率搜索技术及可多变量并行处理等优点,它的处理对象不是参数本身,而是针对参数编码后得到的基因个体,因此不依赖于问题的具体领域,有很强的鲁棒性^[1]。

太阳能-地热复合源热泵系统(solar-ground source heat pump system, SGSHPS)作为以太阳能与浅层地热能作为热泵热源的复合热源热泵系统,对于以供暖为主的地区,由于其相比单一地源热泵与太阳能热泵具有更高的运行效率及匹配性好、系统组合灵活、功能多样化等优点而在国内外逐渐得到重视^[2-8]。然而,由于系统中太阳能集热器与地下埋管间的相互耦合,使得系统运行效果不仅与集热器及地下埋管的运行效率有关,而且还与热泵机

①☆ 杨卫波,男,1975年6月生,在读博士研究生
210096 南京市东南大学能源与环境学院 2004 级春博
(025) 83906279
E-mail: yangwb2004@163.com
收稿日期: 2006-07-13
一次修回: 2006-09-01
二次修回: 2007-01-09

* 国家自然科学基金资助项目(编号:50276013)

组及房间的负荷特性紧密相联。因此,在满足建筑负荷的前提下,如何合理确定埋管长度与集热器面积的匹配比例,以使系统具有更高的经济性,优化问题是其推广应用的一个重要前提与基础。目前,这方面的研究在国内外鲜见公开报道。由于系统模型中集热器面积与埋管长度间的非线性强耦合性,使得采用传统优化算法容易出现局部收敛或不收敛的情况。笔者在建立系统模型的基础上,尝试利用遗传算法对其进行优化计算。

1 系统数学模型的建立

图 1 为太阳能-地热复合源热泵系统示意图。在不考虑太阳能蓄热时,太阳能-地热复合源热泵系统包括 4 个子系统:集热器、地下埋管、热泵机组及房间热力系统。

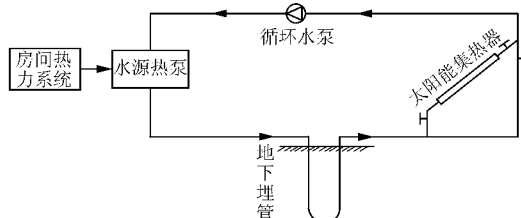


图 1 太阳能-地热复合源热泵系统

1.1 太阳能集热器模型

图 1 中所示的为普通平板太阳能集热器,该类型集热器因具有结构简单、造价低、性能好及能满足一般供暖中所需水温的要求等优点而得到普遍应用,其数学模型采用经典的 Hottel-Whiller 稳态模型^[9],其数学描述为

$$Q_u = I_c A_c F_R \left[(\tau\alpha)_e - \frac{U_1(t_{ci} - t_a)}{I_c} \right] \quad (1)$$

式中 Q_u 为集热器有效集热量, W; I_c 为太阳辐射照度, W/m^2 ; A_c 为集热器面积, m^2 ; F_R 为集热器热迁移因子; $(\tau\alpha)_e$ 为集热器有效透过比、吸收比乘积; U_1 为集热器热损失系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; t_{ci} 为集热器进口流体温度, $^\circ C$; t_a 为室外空气温度, $^\circ C$ 。

对集热器流体侧有

$$Q_u = c_1 m_1 (t_{co} - t_{ci}) \quad (2)$$

式中 c_1 为集热循环流体的比定压热容, $J/(kg \cdot ^\circ C)$; m_1 为集热循环流体的质量流量, kg/s ; t_{co} 为集热器出口流体温度, $^\circ C$ 。

由式(1)、(2)得

$$t_{co} = \left(1 - \frac{A_c F_R U_1}{c_1 m_1} \right) t_{ci} + \frac{A_c I_c F_R (\tau\alpha)_e}{c_1 m_1} + \frac{F_R U_1 A_c}{c_1 m_1} t_a \quad (3)$$

1.2 水源热泵模型

采用水-空气式水源热泵机组,其性能取决于水流量、室内侧进口空气温度及进口流体温度等参数。由于水源热泵的选择是在一定的水流量及室内设计空气温度的前提下进行的,故可以认为水源热泵在运行时水流量及室温基本保持恒定,因此,水源热泵的性能就可看作是只取决于进口流体温度。根据厂家提供的数据,水源热泵的性能可表示成进口水温的函数,根据产品样本实验数据拟合可得

$$\frac{Q_e}{q_h} = a + b t_{in} + c t_{in}^2 \quad (4)$$

$$\frac{N}{q_h} = d + e t_{in} + f t_{in}^2 \quad (5)$$

式(4)、(5)中 Q_e 为热泵蒸发器从环路中吸收的热量, kW; q_h 为热泵机组的供热量, kW; t_{in} 为热泵进口流体温度, $^\circ C$; N 为热泵机组的输入功率, kW; a, b, c, d, e, f 为热泵性能曲线拟合系数,具体数值视不同的热泵机组而定。

1.3 地下埋管换热器模型

由于埋管换热器与周围土壤的传热是无限大区域的非稳态传热,过程复杂,所以传热模型的建立都是在一定假设基础上进行的。目前对于 U 形管在土壤中瞬态传热过程的理论模型主要有:线源模型、圆柱源模型及基于数值解模型。以往的这些模型在处理 U 形埋管时主要有当量直径法^[10]与形状因子法^[11],两者均没有仔细考虑 U 形埋管两管脚间的热干扰及流体温度的沿程变化,其处理过于简化与粗糙。本文以钻孔壁为界,将埋管换热区域划分为内外两个子区域,并分别以稳态与非稳态处理来建立 U 形埋管换热器的二区域模型,两个区域模型间通过钻孔壁温耦合连接。

1.3.1 钻孔内传热模型

由于钻孔几何尺寸及其热容量(包括回填物、埋管及载热介质)与钻孔外的土壤相比都很小,而且钻孔内的温度变化速度较为缓慢,变化幅度也较小。因此,钻孔内的传热通常可以近似当作稳态传热来处理。

图 2 给出了沿垂直 U 形埋管钻孔深度方向上任一横截面内的热流与热阻网络图,图中 t_b 为孔壁温度, $t_{11}(z)$, $t_{12}(z)$ 分别为深度 z 处进出 U 形埋管支管的流体温度, R_1^Δ , R_2^Δ 分别为 U 形埋管放置

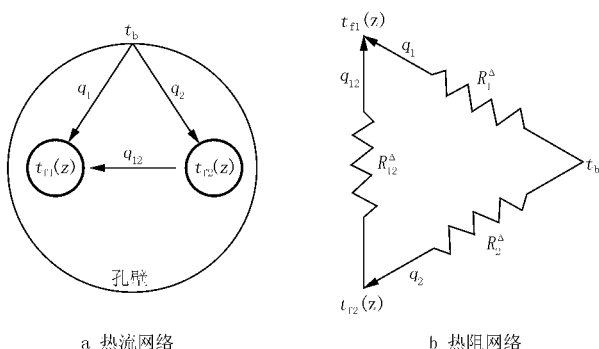


图2 U形埋管钻孔传热网络

于钻孔内时两支管内流体至钻孔壁的等效热阻, R_{12}^A 为 U 形埋管放置于钻孔内时相邻两支管内流体间的等效热阻, q_1, q_2 分别为 U 形埋管两支管与钻孔壁间的单位管长换热量, q_{12} 为 U 形埋管两支管间的换热量。

在忽略介质轴向导热的情况下, 对于沿钻孔深度方向上的微元段 dz , 对两支管列能量平衡方程有

$$\left. \begin{aligned} M \frac{dt_{f1}(z)}{dz} &= q_1 + q_{12} = K_{11}[t_b - t_{f1}(z)] + K_{12}[t_{f2}(z) - t_{f1}(z)] \\ -M \frac{dt_{f2}(z)}{dz} &= q_2 - q_{12} = K_{11}[t_b - t_{f2}(z)] - K_{12}[t_{f2}(z) - t_{f1}(z)] \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中 M 为 U 形管内循环流体的热容量, $W/^\circ C$, $M = c_p \dot{m}$, 其中 c_p 为流体的比定压热容, $J/(kg \cdot ^\circ C)$, $\dot{m}$ 为流体的质量流量, kg/s ; K_{11}, K_{12} 分别为 U 形支管内流体与孔壁及邻近支管内流体间的等效导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$, $K_{11} = 1/R_{11}^A$, $K_{12} = 1/R_{12}^A$, 其中

$$\left. \begin{aligned} \theta_1(z) &= C_1 \frac{l - \sqrt{l^2 - m^2}}{m} \exp(\sqrt{l^2 - m^2} z) + C_2 \frac{l + \sqrt{l^2 - m^2}}{m} \exp(-\sqrt{l^2 - m^2} z) \\ \theta_2(z) &= C_1 \exp(\sqrt{l^2 - m^2} z) + C_2 \exp(-\sqrt{l^2 - m^2} z) \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

式中 C_1, C_2 为待定常数, 可由定解条件 $\theta_1(z)|_{z=0} = \theta_1(0) = t_b - t_{g, in}$ 与 $\theta_1(H) = \theta_2(H)$ 来确定, 其中 $t_{g, in}$ 为埋管进口温度, H 为埋管深度。

可得埋管进出口流体温度为

$$\left. \begin{aligned} t_{f1}(0) &= t_b - \theta_1(0) \\ t_{f2}(0) &= t_b - \theta_2(0) \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

1.3.2 钻孔外传热模型

$$\Delta t_{g, i} = \frac{1}{\lambda_s H} \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^i Q_j [G(For_{\tau_{n+1}-\tau_i}, p) - G(For_{\tau_n-\tau_i}, p)] \quad (p=1) \quad (12)$$

式中 $\Delta t_{g, i}$ 为 τ_n 时刻钻孔壁与远边界土壤温度之差; Q_j 为 τ_j 时刻埋管从土壤中的吸(放)热量;

R_{11}^A, R_{12}^A 可表示为

$$\left. \begin{aligned} R_{11}^A &= R_{22}^A = \frac{R_{11}R_{22} - R_{12}^2}{R_{22} - R_{12}} \\ R_{12}^A &= \frac{R_{11}R_{22} - R_{12}^2}{R_{12}} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

式中 R_{11}, R_{12} 分别为 U 形管两支管各自独立存在于钻孔内时管内流体至钻孔壁的导热热阻, $m \cdot ^\circ C/W$; R_{12} 为 U 形埋管两支管内循环流体间的导热热阻, $m \cdot ^\circ C/W$ 。文献[12]基于二维稳态模型, 对钻孔内复合区域传热进行求解得到:

$$\left. \begin{aligned} R_{11} &= R_{22} = \frac{1}{\pi d_{pi} h_w} + \frac{1}{2\pi \lambda_p} \ln \frac{d_{po}}{d_{pi}} + \frac{1}{2\pi \lambda_g} \cdot \\ &\quad \left(\ln \frac{d_b}{d_{po}} + \frac{\lambda_g - \lambda_s}{\lambda_g + \lambda_s} \ln \frac{d_b^2}{d_b^2 - D^2} \right) \\ R_{12} &= \frac{1}{2\pi \lambda_g} \left(\ln \frac{d_b}{2D} + \frac{\lambda_g - \lambda_s}{\lambda_g + \lambda_s} \ln \frac{d_b^2}{d_b^2 - D^2} \right) \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

式中 d_{pi}, d_{po}, d_b 分别为 U 形管内、外径及钻孔直径, m ; h_w 为流体与管内壁面间的表面传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; $\lambda_p, \lambda_g, \lambda_s$ 分别为 U 形管、回填物及周围土壤的导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$; D 为 U 形管两支管中心间距, m 。

令 $\theta_1(z) = t_b - t_{f1}(z)$, $\theta_2(z) = t_b - t_{f2}(z)$, $l = (K_{11} + K_{12})/M$, $m = K_{12}/M$, 则式(6)可化简为

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\theta_1}{dz} &= m\theta_2 - l\theta_1 \\ \frac{d\theta_2}{dz} &= l\theta_2 - m\theta_1 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

对式(9)进行线性变换求解可得

钻孔外传热模型建立的主要目的是确定式(11)中的钻孔壁温。由于工程中钻孔直径都远小于其深度, 因此, 埋设有 U 形埋管的钻孔可以看作是土壤中的一无限长圆柱热源(汇)。考虑到埋管热流随负荷的动态变化, 在此采用文献[5]中所给出的变热流圆柱源理论来求解钻孔壁温, 其表达式为

$G(For, p)$ 为圆柱源积分 G 函数, 其中 For 为傅里叶数, $For = 4a_s \Delta \tau / d_b^2$, a_s 为土壤的热扩散率, $\Delta \tau$ 为

特征时间间隔, $Fo_{\tau_{n+1}-\tau_i}$ 和 $Fo_{\tau_n-\tau_i}$ 分别为以 $\tau_{n+1}-\tau_i$ 和 $\tau_n-\tau_i$ 为特征时间间隔的傅里叶数; p 为以钻孔中心为原点计算温度处的半径与孔洞半径之比, 对于 $p=1$ 有

$$G(Fo, 1) = 10^{-0.89129 + 0.36081 \lg Fo - 0.05508 \lg^2 Fo + 3.59617 \times 10^{-3} \lg^3 Fo} \quad (13)$$

根据式(12)便可由远边界土壤温度计算出系统模拟及工程设计中所关心的 τ_n 时刻钻孔壁瞬时温度 $t_b(\tau_n)$, 为

$$t_b(\tau_n) = t_s - \Delta t_{g,i} \quad (p=1) \quad (14)$$

式中 t_s 为远边界土壤的原始温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

1.4 系统模型及算法

将集热器模型、水源热泵模型、地下埋管换热器模型及所计算出来的房间负荷结合起来便构成整个太阳能-地热复合源热泵系统的数学模型, 其计算过程如图 3 所示。

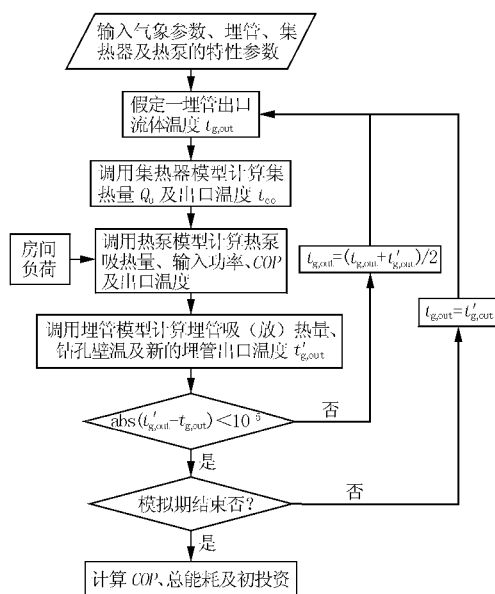


图 3 太阳能-地热复合源热泵系统动态模拟算法

采用上述算法对系统在不同集热器面积与埋管深度组合下进行了为期一个月的动态计算, 结果见图 4。可以看出, 对于不同的组合, 系统运行性能变化很大, 且埋管深度变化对 COP 的影响较集热器面积大, 这意味着系统设计时应以地下埋管负荷为主, 具体各自的比例则应在综合考虑运行费用与投资成本的基础上进行优化。

2 太阳能-地热复合源热泵系统的优化计算

2.1 优化目标函数、优化变量及约束条件

本文选取热泵的总运行功耗与初投资作为优

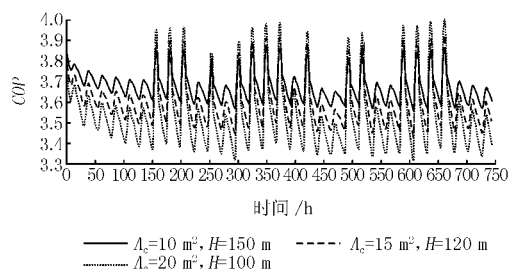


图 4 不同集热器面积与埋管深度组合下热泵 COP 随运行时间的变化

化目标函数, 优化变量为集热器面积与埋管深度, 根据前文建立的系统模型可得到总能耗与初投资, 分别为

$$F_1 = \sum_{i=1}^n N_i = f(A_c, H) \quad (15)$$

$$F_2 = A_c P_1 + H P_2 \quad (16)$$

式中 F_1, F_2 分别为计算总能耗与初投资的目标函数; N_i 为 i 时刻的运行功耗, kW; P_1 为单位面积集热器的价格, 万元/ m^2 ; P_2 为单位埋深的费用, 万元/m。可以看出两个优化目标之间是相互影响的, 因此, 上述优化是一个具有两个目标的多目标优化问题。为便于优化的进行, 常采用的方法有理想点法、权重系数变换法及极大极小值法^[13], 其中权重系数变换法因其简单易行、计算量小而在实际工程中得到广泛使用。基于权重系数变换法, 可将上述双目标优化转化为单目标优化问题, 即有

$$F = \alpha F_1 + (1 - \alpha) F_2 \quad (17)$$

式中 α 为权重系数, 即多优化目标中各目标所占有的权重, 其取值依设计者对所优化问题中各优化目标的重视程度来确定^[13], 本文认为运行成本与初投资同等重要, 因此取 $\alpha=0.5$ 。

约束条件为

$$0 < A_c < A_1, H_1 < H < H_2 \quad (18)$$

式中 H_1 为满足夏季空调运行所需埋管长度的最小钻孔深度, m; A_1 为对应钻孔深度 H_1 时满足冬季供热需求的集热器面积, m^2 ; H_2 为冬季负荷全部由埋管承担时所需钻孔深度, m。

2.2 优化算法

先采用二进制编码随机产生一个初始群体, 该群体中包含若干个个体, 其中每个个体由设定的优化变量(集热器面积与埋管深度)来表示其特征。遗传优化算法以若干个个体为初始点开始迭代, 将

每个个体代入适应性函数(由系统模型组成的优化目标函数)计算出其适应度(成本与功耗),并判断是否符合优化准则,若符合则输出最佳个体及其对应的最优解,并结束优化过程;否则,根据适应度依次进行选择、交叉与变异运算。首先从初始群体中挑选出适应度高的优良个体,淘汰适应度低的个体,接着通过交叉与变异操作得到新一代个体,使个体组成的群体得到更新,然后用适应性函数来计算新个体的适应度,直至满足优化准则,其优化计算过程如图 5 所示。

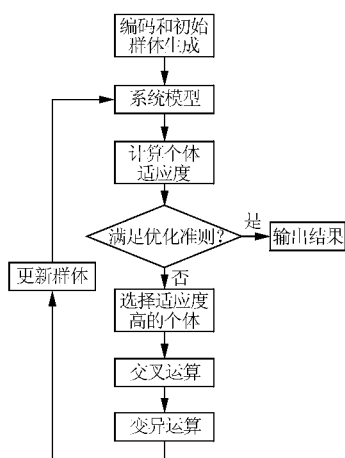


图 5 遗传优化算法流程

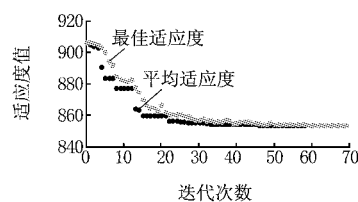
2.3 优化计算示例及其结果分析

选择青岛地区一设计热负荷为 10 kW 的建筑物为例,以供暖季 1 月份作为模拟期,采用上述优化方法,用 Matlab 遗传算法工具箱对太阳能-地热复合源热泵系统进行优化计算,初始群体大小设为 20,迭代次数设为 100,计算条件见表 1,优化迭代过程及结果见图 6。

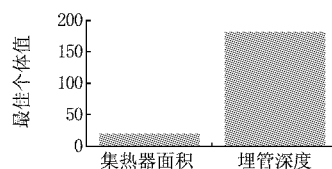
表 1 计算条件

$\lambda_s/(W/(m \cdot ^\circ C))$	3.4	d_{p0}/m	0.04
$\lambda_g/(W/(m \cdot ^\circ C))$	2.6	d_b/m	0.11
$\lambda_p/(W/(m \cdot ^\circ C))$	0.48	D/m	0.05
$\lambda_f/(W/(m \cdot ^\circ C))$	0.48	$c_p/(kJ/(kg \cdot ^\circ C))$	3.8
$\rho_f/(kg/m^3)$	1 052	$t_s/^\circ C$	12.5
$\rho_s/(kg/m^3)$	3 197	$\dot{m}/(kg/s)$	0.3
$P_1/(万元/m^2)$	0.1	A_1/m^2	25
$P_2/(万元/m)$	0.012	H_1/m	140
d_{pi}/m	0.032	H_2/m	200

由图 6 可以看出,当迭代计算到 50 次时已基本收敛,到 70 次时完全收敛,并且不存在发散现象,收敛时最佳适应度和平均适应度数值相等,为 853.702 1,此即为对应最佳优化变量时的



a 优化迭代过程



b 优化结果

图 6 遗传优化过程及结果

目标函数值。这也正是遗传优化算法集并行处理与概率搜索技术于一体的长处。从图 6 还可看出,收敛时所对应的最佳个体(集热器面积与埋管深度)分别为 $20.5 m^2$ 与 $179.7 m$,其大小比例约为:埋管深度:集热器面积=9 m:1 m^2 ,此即为最终的优化值。通过系统模型可计算出此时对应的太阳能有效集热量与埋管吸热量分别为 751.8 kW 与 3 936 kW,能量分配比例分别为 16%与 84%。这一结果说明在没有额外太阳能蓄热情况下,太阳能-地热复合源热泵系统中集热器直接承担的比例很小,这主要是因为太阳能具有很大的间歇性与不稳定性。

3 结论

太阳能-地热复合源热泵系统是一充分利用太阳能与浅层地热能资源的极具发展潜力的供暖空调系统,本文在建立系统模型的基础上,以青岛地区一建筑物为对象,用运行能耗与初投资作为优化目标,采用遗传算法对其进行了优化计算,得出在本文模拟条件下埋管深度与集热器面积的优化比例为 9 m:1 m^2 ,其对应的能量分配比例为 84%与 16%,此优化结果可为其设计提供参考。需要特别指出的是,由于优化结果会因不同的集热器与埋管价格比例而有所不同,同时各地区的气象参数也会影响埋管与集热器工作效率而导致各自对节能效果的贡献率不同,因此最终的优化值必然会因具体情况而异,但本文所提出的优化模型与方法具有通用性,可为各地太阳能-地热复合源热泵系统的优化设计所借鉴。

参考文献

- [1] 玄光男,程润伟. 遗传算法与工程优化[M]. 北京:清华大学出版社,2004
- [2] Metz P D. The use of ground-coupled tanks in solar-assisted heat pump system [J]. Transaction of ASME, Journal of Solar Energy Engineering, 1982, 104(4):366-372
- [3] 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
- [4] Chiasson A D, Yavuzturk C. Assessment of the viability of hybrid geothermal heat pump system with solar thermal collector[G]//ASHRAE Trans,2003, 109(2):487-500
- [5] 杨卫波,施明恒,董华. 太阳能-土壤源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
- [6] Yang Weibo, Shi Mingheng, Dong Hua. Numerical simulation of the performance of a solar-earth source heat pump system [J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26(18):2367-2376
- [7] Ozgener O, Hepbasli A. Experimental performance analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system [J]. Energy and Buildings, 2005,37(1):101-110
- [8] Trillat-Berdal V, Souyri B, Graisse G. Experimental study of a ground-coupled heat pump combined with thermal solar collector [J]. Energy and Buildings, 2006,38(11):1477-1484
- [9] Duffie J A, Deckman W A. Solar engineering of thermal process [M]. New York: John Wiley and Sons,1980
- [10] Gu Yian, O'Neal D L. Development of an equivalent diameter expression for vertical U-tubes used in ground-coupled heat pumps[G]//ASHRAE Trans, 1998, 104(2):347-355
- [11] Paul N D. The effect of grout thermal conductivity on vertical geothermal heat exchanger design and performance[D]. South Dakota: South Dakota State University, 1996
- [12] Hellstrom G. Ground heat storage [D]. Sweden: University of Lund,1991
- [13] 唐焕文,秦学志. 实用最优化方法[M]. 3 版. 大连:大连理工大学出版社,2005

· 会讯 ·

2006 年度中国勘察设计协会建筑环境与设备专业委员会 上海市委员会年会暨迎春茶话会召开

2007 年 1 月 12 日中国勘察设计协会建筑环境与设备专业委员会上海市委员会召开 2006 年度年会暨迎春茶话会,会议在上海市科学会堂举行。上海市工程设计、大专院校、暖通设备企业的 300 多位代表参加了会议。会议由上海市委员会副主任冷正平、张旭主持,上海市委员会主任李永铭作了 2006 年度工作报告,并传达了“中国勘察设计协会副秘书长王子牛在“既有建筑节能改造研讨会”上的讲话精神以及关于“全国建筑环境与设备(暖通空调)

优秀工程设计奖申报及评奖办法”的通知。上海现代建筑设计集团副总裁沈迪、上海建筑设计研究院高级工程师张伟程、华东建筑设计研究院有限公司节能中心工程师依健光,分别作了《2010 年上海世博会园区规划与设计》、《上海光源工程储存环隧道恒温恒湿空调设计》、《中国不同气候分区玻璃特性对办公建筑能耗的影响》的专题报告。几家知名品牌的暖通空调制冷设备生产企业也介绍了各自的新技术和新产品。

武冷—华中科技大学第 1 届制冷空调研究生学术年会召开

2006 年 12 月 16 日上午,由能源与动力工程学院和环境科学与工程学院联合主办、制冷与低温工程系研究生会承办的武冷—华中科技大学第 1 届制冷空调研究生学术年会暨制冷与低温工程系研究生会成立大会在国际学术交流中心举行。学校、学院领导,专家,企业代表及武汉地区高校师生 170 余人出席了此次会议。制冷与低温工程系研究生会主席张春萍致欢迎词。副校长刘伟教授发表讲话,对本次年会的召开表示热烈祝贺。他指出,学校要“以服务求支持,以贡献求发展”,研究生也应为服务社会作出贡献。会议赞助单位武汉新世界制冷工业有限公司丁杰总经理感谢华中科技大学多年来对武冷的支持并感谢学校为企业输送了大量优秀人才,并希望设立奖学金,进一步加强双方合作,谋求共同发展。湖北省制

冷学会、武汉制冷学会副理事长兼秘书长卢恩平教授,湖北省暖通空调专业委员会主任委员、武汉科技大学城建学院副院长符永正教授分别代表湖北省制冷学会、武汉制冷学会、湖北省暖通专业委员会以及兄弟院校祝贺本次年会胜利召开。能源与动力工程学院院长黄树红教授和制冷与低温工程系主任陈焕新教授分别代表学院和制冷与低温工程系热烈欢迎来自武汉及全国各地的会议代表,并向企业界朋友、兄弟院校、兄弟院系对长期以来的支持表示了衷心感谢。

会上,十佳优秀论文作者宣读论文,将大会的学术氛围推向了高潮。报告结束后,大会为获“十佳优秀论文奖”和“组织贡献奖”的同学颁发了荣誉证书和奖金。

(本 刊)