

土壤蓄冷与土壤耦合热泵集成系统全年连续运行特性分析^{*}

同济大学 范蕊[☆]

哈尔滨工业大学 马最良

摘要 针对上海地区的一栋办公楼,按照适用于土壤蓄冷与土壤耦合热泵集成系统的运行方式,对该系统的全年运行特性进行了模拟计算分析。结果表明,该集成系统采用的运行方式不仅有效地降低了白天高峰时段空调的用电量,而且还缓解了冬夏负荷不平衡导致的土壤温度逐年变化问题。

关键词 集成系统 土壤蓄冷 土壤耦合热泵 理论模拟

Annual operating characteristics of integrated soil thermal storage and ground-coupled heat pump system

By Fan Rui[★] and Ma Zuiliang

Abstract Taking a new-built office building in Shanghai as example, presents the integrated operating mode, simulates and calculates the whole year operating characteristics. The results show that the new mode can decrease the air conditioning power consumption in the daytime, while eliminating the annual soil temperature increase as a result of unbalanced heating and cooling loads.

Keywords integrated system, soil thermal storage, ground-coupled heat pump, theoretical simulation

★ Tongji University, Shanghai, China

①

0 引言

在夏热冬冷地区,由于冬夏负荷的不平衡性,土壤源热泵系统长期运行使得土壤温度不能得到有效的恢复,必然导致土壤温度逐年升高,最终达到一种非土壤源热泵系统设计工况的准稳态工况,使得土壤源热泵系统的制冷量达不到设计要求。针对这种现状,提出了一种全新的空调系统设想——土壤蓄冷与土壤耦合热泵集成系统(简称集成系统)^[1],该系统结合了蓄冷技术与土壤耦合热泵技术的优点,在夏季工况下运行时可以人为地通过不同的蓄冷方案来调节和控制土壤的温度,解决土壤耦合热泵系统长期运行导致土壤温度场不能有效恢复及系统长久运行的出力不足问

题。在夏季工况下,该系统在夜间电力低谷时段对土壤进行蓄冷,以满足白天电力高峰时段室内供冷的需求;在冬季工况下该系统又以浅层地热能作为热源,按热泵运行向室内供暖。通过这种蓄冷、释冷、供热的交替运行,使得该系统既达到了电力削峰填谷的目的,又实现了可再生能源在空调中的应用。此外,夏季工况下进行的土壤蓄冷有效地缓解了由于负荷不平衡导致的土壤温度逐年升高问题。

1 双功能地下管群换热器

①☆ 范蕊,女,1977年11月生,博士研究生
200092 同济大学中德工程学院
(021) 69584738

E-mail: fan_rui@163.com

收稿日期:2006-12-06

修回日期:2008-09-04

^{*} 国家自然科学基金资助项目(编号:50378024)

土壤蓄冷与土壤耦合热泵集成系统主要应用于冬夏负荷不平衡的地区,在夏季对土壤进行蓄冷、释冷,使地埋管换热器兼作换热器和蓄冷装置用,冬季对建筑物供热。这样冬夏季对地下管群换热器的要求就各不相同,夏季要求管间距较小,有利于蓄存高品质冷量;冬季为了满足供暖要求,避免时间久出力不足现象,就需要较大的管间距。针对这种情况,冬夏季采用了不同连管方式组成不同的地下管群,模拟分析地下管群换热器的传热机制。采用的地下管群换热器模型见图 1,夏季采用 37 根管联供;冬季采用图中所示的 2, 11, 5, 17, 20, 23, 26, 29, 32, 35 共 10 根管组成换热器^[2]。根据文献[3]可知,长江中下游地区地下水位线较高,其中上海地区的地下水位线平均为 1~1.5 m,因此本文将地下管群换热器考虑成全部位于饱和区内,即土壤内发生的是热传导和地下水热对流相互耦合的传热传质过程。

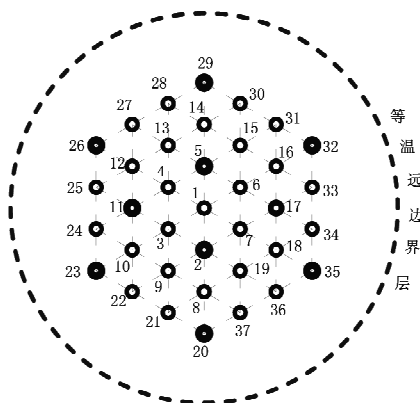


图 1 地埋管管束平面布置图

2 热渗耦合作用下的传热模型

地下管群换热器的传热是一个复杂的、非稳态的传热过程,通常需要进行较长时间的运算,而且该过程所涉及的几何条件和物理条件也都很复杂,所以为了便于分析,须对问题作以下必要的简化:将土壤看成一个均匀的、各向同性的多孔介质,忽略质量力;不考虑热辐射影响和黏性耗散;流体与固体瞬间达到局部热平衡;将两管脚传热相互影响的竖直 U 形管换热器等效为一当量直径的单管^[4]等。

在非等温渗流中,一个物质系统或空间体积内含有固体和流体两部分,在研究实际非等温渗流时要把二者结合起来构成统一的能量方程,并

且当对土壤、管壁、管内流体分别建立能量方程进行求解时,各个交界面上的边界条件都包括温度及热流密度两类条件。而这种热边界条件是由换热过程动态地加以决定而不能预先给定,针对这种耦合传热问题^[5],为了避免反复迭代计算,采用了整场离散、整场求解方法。由此得到地埋管换热器非稳态通用控制方程为

$$\sigma_i \frac{\partial t_i}{\partial \tau} + U_i \frac{\partial t_i}{\partial x} = \alpha_i \nabla^2 t_i + \frac{q_i}{(\rho c_p)_i} \quad (1)$$

初始条件:

$$t_{f_i}(z, \tau) = t_p(x, y, \tau) = t_s(x, y, \tau) = t_0 \quad (\tau = 0) \quad (2)$$

外边界条件:

$$t_s(x, y, \tau) = t_0 \quad (3)$$

流体的入口水温:

$$t_{f_i}(z = 0, \tau) = t_{in}(\tau) \quad (4)$$

式中 U_i 为地下水流速或管内流体速度, m/s; q_i 为内热源的散热量, W/m³; σ_i 为热容比; α_i 为总热扩散系数; $(\rho c_p)_i$ 为总热容, kJ/(m³ · K); t_0 为土壤、盘管及管内流体的初始温度, °C; t_{in} 为盘管的入口水温, °C。则式(1)~(4)共同构成地埋管换热器非稳态控制方程,其中,下标 i 为 s, f, p , 分别对应于土壤、管内流体和盘管,详细推导见文献[6]。

针对地埋管换热器管群进行模拟分析,采用整场模拟进行整体求解的方法。针对地埋管换热器物理模型的复杂性,采用非结构化网格进行划分,有限容积法对方程离散, Gauss-Seidel 点迭代法进行求解。

3 系统全年运行模式

土壤蓄冷与土壤耦合热泵集成系统的全年运行过程包括如下阶段:预蓄冷时段、空调工况时段(包括蓄冷、释冷和空调末期时段)、停机时段以及供热工况时段,如图 2 所示。

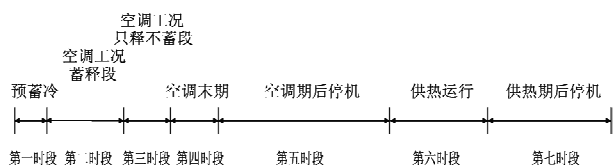


图 2 系统全年运行各时段

在空调工况初期,为了降低系统进入正常空调工况运行时的盘管出水温度,先进行一段时间的预蓄冷,此时冷水机组仅在夜间制备-5 °C 的冷

水流入地埋管换热器,对土壤进行蓄冷,土壤蓄冷时系统流程可参考文献[1]。

然后系统进入空调工况时段夜间蓄冷、日间释冷的运行阶段,此时系统采用制冷机下游、制冷机与地埋管换热器串联供冷方式,即空调回水先进入地埋管换热器然后再流经蒸发器,是否流经蒸发器根据盘管出水温度确定。当盘管出水温度 $\leq 7^{\circ}\text{C}$ 时,制冷机停止运行,盘管出水直接进入空调机组或室内末端装置,反之,则需要加开制冷机组进一步降低盘管出水温度^[1]。

当集成系统在经过土壤蓄冷、释冷工况运行后,为了满足空调系统降温除湿的要求,在夜间采用人工蓄冷的方式降低盘管周围土壤的温度,以使管内流体与其周围土壤间保持一定的传热温差。但在系统释冷运行阶段,由于盘管进出口水温的限制,盘管周围土壤的温度场不可能恢复到系统蓄冷、释冷运行前期的初始温度状态,这也是保证蓄冷、释冷过程实施的必要条件。因此,必然会造成盘管周围土壤温度的降低而使该区域土壤的内能减小,而被减小的这部分内能是以消耗冷水机组制备的冷量为代价,虽然它以冷量形式贮存在土壤中,但在正常的蓄冷、释冷运行阶段,如不改变盘管释冷运行时的进出口水温,这部分冷量是不能被直接利用的。因此,它也是一种冷量损失,即垫层冷量损失^[1]。

在这一时段里,由于建筑冷负荷较前期略有降低,因此采取如下的运行控制方式:当地埋管出水温度 $\leq 10^{\circ}\text{C}$ 时,停开制冷机,将地埋管出水直接引入空调机组或室内末端装置,空调机组的回水重新返回地埋管;当地埋管出水温度 $> 10^{\circ}\text{C}$ 时,开启制冷机组进一步降低地埋管出水温度,然后再进入空调机组或室内末端装置。即通过提高盘管的进口水温来继续从土壤中吸取冷量,使系统仍按照释冷运行方式运行,从而使垫层冷量损失降到最低。

接下来,系统进入空调末期运行,采用传统的土壤源热泵运行方式,即停止冷却塔的运行,将冷凝热释放到土壤中。此时地埋管周围温度相对较低的土壤有效地降低了制冷机组的冷凝温度,从而可以降低冷水机组的运行能耗;同时采用传统的土壤源热泵运行方式可以将冷凝热排入地下,从而进一步提高土壤温度,以备供热工况下系统

的良好运行。为了在系统全年运行后尽量减少对土壤温度场的影响,避免长期运行引起土壤温度场逐年升高或降低,根据空调末期建筑总冷负荷等于供热时段建筑总热负荷来确定空调末期时间。

系统进入正常的供热工况时段后,采用传统的土壤源热泵冬季运行方式,即在日间进行 10 h 供热。

4 算例验证

4.1 建筑概况

选定上海地区的一栋办公楼为研究对象,共 4 层,层高为 3.6 m,窗墙比为 0.25;外墙(从外到里)采用 20 mm 厚水泥砂浆、30 mm 厚聚苯板保温层、190 mm 厚混凝土空心小砌块以及 20 mm 厚水泥砂浆,传热系数为 $0.99 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$;屋顶采用 20 mm 厚钢筋混凝土、50 mm 厚聚苯板保温层,再加 130 mm 厚钢筋混凝土以及 20 mm 厚水泥砂浆,传热系数为 $0.75 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$;外窗采用塑钢窗,传热系数为 $3.2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,遮阳系数为 0.83。

采用清华大学开发的 DeST 软件对该办公楼的全年负荷进行了计算。又根据文献[7]对夏热冬冷地区空调期、除湿期以及供暖期的划分方法得到上海地区的空调期为 37 d,除湿期为 24 d(即夏季总空调期为 61 d,以下均称为空调期),供暖期为 61 d。此外,根据具体的建筑负荷情况,选取 1 月 1 日~2 月 26 日以及 12 月 25~28 日为供暖期,共 61 d,供暖期建筑总热负荷为 13 145.21 kW;选取 6 月 26 日~8 月 25 日为空调期,共 61 d,空调期建筑总冷负荷为 57 922.43 kW,由此可以看出冬夏负荷的严重不平衡,与冬季总热负荷相比,夏季总冷负荷增加了 340.6%。此外,根据文献[6],选取图 1 所示的管群换热器共 2 组组成管束系统,在实际计算中假设两管群相距甚远,互不干扰。

4.2 水-水热泵机组

土壤蓄冷与土壤耦合热泵集成系统所用的热泵机组具有空调工况、供热工况及蓄冷工况 3 种工况。由于本文的计算主要针对该集成系统在电力消耗方面的移峰填谷情况以及系统全年运行后对土壤温度的影响,并且鉴于目前还没有可供应用的成熟的三工况机组,因此选取 GSW120 型水-水

热泵机组,根据样本所提供的数据拟合得到机组供热量、供热工况下耗功量、制冷量、空调工况下耗功量随冷热源侧和负荷侧进水温度的变化公式^[6]供模拟计算使用。

4.3 系统运行模式

根据负荷情况确定系统全年各阶段运行时间分别为:系统首先进行 5 d 的预蓄冷;然后进入 36 d 夜间 5 h 蓄冷、日间 9 h 释冷的夜蓄日释工况运行;接下来进入 10 d 的只释不蓄段;然后进入 15 d 空调末期时段运行、停机 124 d;最后进入 61 d 的供热工况运行,然后停机。

5 全年运行特性模拟分析

5.1 夏季空调工况前三个运行时段

1) 冷量及进出口水温变化

夏季空调工况运行时前三个运行时段(包括 5 d 预蓄冷段、36 d 夜蓄日释段以及 10 d 不蓄只释段)的盘管日蓄冷量、日释冷量以及建筑日冷负荷情况见图 3。可以看出,在前期预蓄冷期间,随着蓄冷时间的增长,盘管日蓄冷量逐渐下降,这主要是由盘管周围土壤的温度逐渐降低所致。随后,土壤开始释冷,日蓄冷量有所回升,整个期间盘管日蓄冷量都随建筑日冷负荷的变化而变化,但变化幅度不是很大。

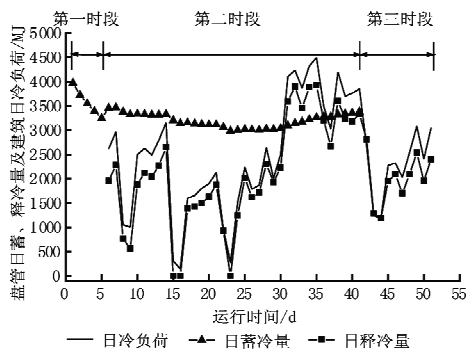
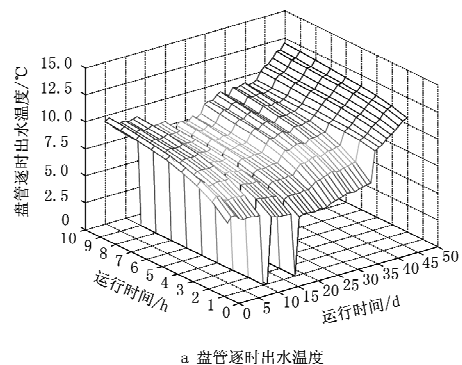


图 3 空调工况前三个时段运行结果分析

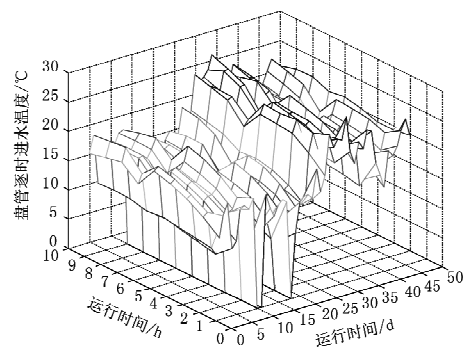
运行期间盘管日释冷量与建筑日冷负荷变化规律一致,但普遍略低于日冷负荷值,此时不足的冷量由加开的制冷机进行补偿。从图 3 可以看出,当建筑冷负荷较大时,其与盘管日释冷量的差值较大,此时制冷机补偿部分也随之增加;当在夜蓄日释运行中期建筑冷负荷较小时,二者的差值最小,即盘管的出水温度几乎可以直接满足空调冷水要求,所需制冷机补偿部分很小。在系统进入不蓄只释阶段运行时,虽然系统不再进行夜间蓄

冷,但前期蓄进土壤中的冷量也几乎能满足建筑要求,其冷量不足部分同样也由加开的制冷机进行补偿,但由于此时提高了盘管进水温度,可以有效提取前期土壤中蓄存的冷量,从而降低土壤的冷损失。

图 4 为空调工况第二、三时段盘管逐时进、出水温度变化情况。其中,当建筑冷负荷较小而使系统停运时令盘管进出水温度为 0℃。从图 4a 可知,每天盘管逐时出水温度随着运行时间的延长而逐渐升高,对于第二时段运行,一般在盘管开始释冷的初始时刻甚至在第二时段中后期的前两个时刻,盘管的出水温度都低于 7℃,此时将盘管出水直接供给空调使用,制冷机不开启。当盘管出水温度不满足空调用水要求时,加开制冷机进一步降低冷水温度使之满足要求。从图中可以看出,第二时段盘管逐时出水温度最高仍未达到 10℃,其日平均出水温度变化范围为 7.314~9.645℃。



a 盘管逐时出水温度



b 盘管逐时进水温度

图 4 空调工况第二、三时段盘管逐时进出水温度

进入第三时段时,系统采取夜间不蓄冷、白天 9 h 释冷即利用土壤作为自然冷源的运行方案,此时的建筑冷负荷相对较小,采用这种运行方案既可以满足室内温度要求,又通过进一步回收与利

用前两个时段土壤蓄存的冷量,减少了蓄冷损失。夜间不进行蓄冷后相应的盘管出水温度会有所提高,相应地也提高了盘管进水温度,从而可以有效提取土壤中的冷量,第三时段盘管的日平均进水温度变化范围为 20.837~22.629℃,日平均出水温度变化范围为 9.110~12.613℃,如图 4 所示。

在第一、二、三时段,土壤总蓄冷量为 133 115.7 MJ,在夜蓄日释阶段,土壤的总释冷量为 76 310.17 MJ,通过后期只释不蓄(第三时段)阶段的运行,土壤的总释冷量增加了 20 002.8 MJ,因此使得总释冷量达到了 96 312.97 MJ,这样空调工况下土壤季节损失率((土壤总蓄冷量-土壤总释冷量)/土壤总蓄冷量)仅为 27.64%。若将蓄冷的运行模式改为按负荷的大小来控制蓄冷量(或蓄冷时间),这样夜间土壤的蓄冷量既可以满足第二天空调负荷的需求,又可以避免蓄冷量过多造成能耗增大与冷量损失增加,从而可以进一步降低土壤的总冷量损失,降低土壤季节损失率。

2) 白天空调耗电情况

在空调工况运行第二、三时段,系统采用前述的运行方式运行时,白天空调运行耗功情况见图 5a,其中,当系统停运时耗功为 0,另外,本文所述耗功均未计及水泵功耗,仅考虑压缩机功耗。第二、三时段共 46 d 运行期间白天空调总运行耗功为 4 609.22 MJ。由于该集成系统的运行方式是基于考虑降低白天高峰用电量、利用夜间低谷电力达到移峰填谷的目的,因此为了对比分析采用夜间蓄冷方式后白天空调耗功情况的转移量,本文又针对空调工况运行第二、三时段建筑负荷,采用传统的土壤源热泵夏季空调运行方式进行了计算,其中,白天空调运行耗功情况见图 5b。与传统方式运行时白天空调运行总耗功 16 716.362 MJ 相比,图 5a 运行方式功耗降低了 12 107.142 MJ,降幅达到 72.427%,因此可以说采用图 5a 的运行方式相当于将白天用电的 72.427%转移到了夜间低谷电力时段,达到了移峰填谷的目的。

5.2 传统土壤源热泵运行工况时段

在空调工况运行第四时段,系统按照传统土壤源热泵夏季空调工况方式运行,整个第四时段系统共向土壤实际释放冷凝热 63 199.29 MJ。系统冬季按照传统土壤源热泵冬季工况运行,此时采用图 1 中的 10 根管组成的管群换热器进行

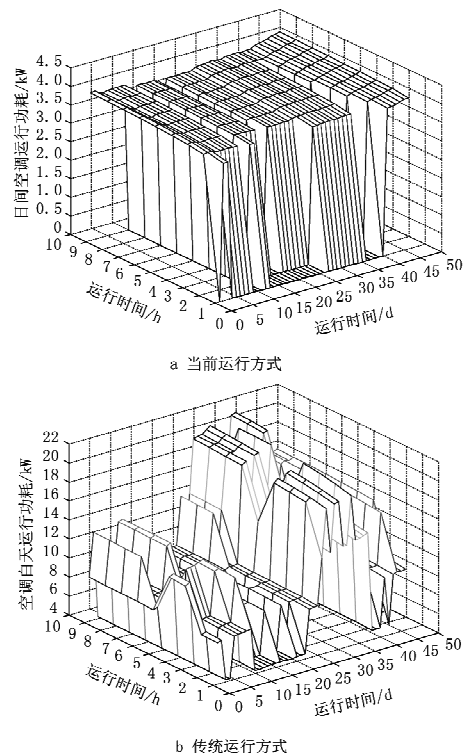


图 5 空调工况第二、三时段两种运行方式下白天空调功耗

工作。这两个运行工况下系统运行良好且能满足建筑负荷需求,在此不再赘述,具体可参考文献[6]。

系统全年运行中土壤的能量交换情况见表 1。表中失热量是指向土壤中蓄的冷量或从土壤中取出的热量;而得热量是指从土壤中取出的冷量或向土壤中释放的热量。

表 1 系统全年运行中土壤的能量交换情况 MJ

	第一时段	第二时段	第三时段	第四时段	第六时段	汇 总
失热量	17 879.37	115 236.4	0	0	30 111.4	163 227.1
得热量		76 310.17	20 002.08	63 199.29	0	159 511.5
差 值						3 715.6

从表 1 可知,土壤蓄冷与土壤耦合热泵集成系统全年运行后,土壤的全年净能量交换为 3 715.6 MJ 冷量,占全年总冷量的 2.28%。从前述可知,该栋建筑冬夏负荷不平衡较明显,供暖期建筑总热负荷为 13 145.21 kW,空调期建筑总冷负荷为 57 922.43 kW,后者是前者的 4.406 倍,由此可知系统采用的夜间蓄冷方式不仅利用了低谷时段的电力,达到了电力移峰填谷的目的,而且还减轻了建筑冬夏负荷的不平衡造成的土壤温度逐年升高或降低问题。

(下转第 27 页)