

流速对垂直双 U 形地埋管换热器热交换的影响

宋英峰, 吴学红, 龚毅

(郑州轻工业学院 机电工程学院, 河南 郑州 450002)

摘要:针对设计地源热泵室外侧换热器时钻孔间距过大会浪费土地资源,过小又会导致土壤温度持续变化、降低换热效果的问题,通过建立系统运行费用函数,研究了系统连续运行 30 d 时模拟流速对热力半径的影响。结果显示,0.4 m/s 时,热力半径达到 0.95 m,随着流速的增大,热力半径增大,在流速 >0.6 m/s 时,热力半径增幅明显减少。

关键词:地源热泵;双 U 管热力半径;经济流速;数值模拟

中图分类号:TK521 **文献标志码:**A **DOI:**10.3969/j.issn.2095-476X.2013.01.014

The effect of fluid velocity on heat transfer of vertical double U-tube heat exchanger

SONG Ying-feng, WU Xue-hong, GONG Yi

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Zhengzhou University of Light Industry, Zhengzhou 450002, China)

Abstract: It is necessary to determine a reasonable bore distance when we design the outdoors heat exchanger of the ground-coupled heat pump. The larger distance will cause the waste of ground source, on the contrary, it will change the soil temperature and reduce the efficiency of heat exchanger. So, the effect of fluid velocity on thermal radius was simulated through building the system running cost function when system had worked 30 d. The computational results showed that thermal radius is 0.95 m when fluid velocity is 0.4 m/s, which increases with increasing fluid velocity. But the thermal radius range is obviously slight when fluid velocity is more than 0.6 m/s.

Key words: ground source heat pump; double U-tube thermal radius; economic flow; numerical simulation

0 引言

地源热泵 GSHP(ground source heat pump)技术是利用蕴藏在浅层土壤中的能量来实现夏季制冷和冬季制热的一项节能技术。地下土壤中蕴藏着丰富的地能资源,如果对这些资源合理地加以利用,

可以减少大量 CO₂ 的排放,这对于日益严重的能源消耗和环境污染问题将起到巨大的改善作用。

对于目前普遍采用的垂直地埋管式地源热泵,由于夏季地下土壤的温度低于地上空间的温度,冬季地下土壤的温度高于地上空间的温度,平均每消耗 1 kW 的电能,用户可以得到 4 kW 以上的热量或

收稿日期:2012-03-05

基金项目:国家科技支撑计划项目(2006BAJ01A10);河南省省院合作项目(092106000013);郑州市科技创新团队项目(10CXTD151)

作者简介:宋英峰(1987—),男,河南省郑州市人,郑州轻工业学院硕士研究生,主要研究方向为土壤源热泵地下埋管的优化设计和数值模拟。

者冷量,这比传统空调系统的运行效率要高40%。据美国环保署EPA估计,设计安装良好的地源热泵,可以平均节约用户30%~40%的供热制冷空调的运行费用^[1]。可见,应用地源热泵技术不仅可以满足我们对冷量和热量的需求,而且可以实现节能减排的目的。

目前国内的地源热泵技术多应用于大中型建筑中,要满足用户的冷热需求,往往要占用大量的土地来埋设埋管。而设计人员在设计时由于无法准确掌握地下岩土的热物性、岩土分布、含水量等参数,为了满足要求,设计时通常会将系统做大,因此产生不必要的初投资和运行费用。本文拟从经济流速的角度出发,通过建立费用函数,分析系统的经济流速,同时采用数值模拟软件Fluent模拟不同流速对埋管换热器换热性能的影响,为垂直双U形埋管的设计提供合理的流速和布孔间距。

1 埋管换热器

根据布置形式的不同,埋管换热器可以分为水平埋管与垂直埋管2类。由于水平埋管形式具有占地面积大,易受环境条件影响的缺点,不太适合中国地少人多的国情,因此很少采用这种埋管形式。相比之下,垂直埋管具有占地面积少、工作性能稳定等优点,已成为工程应用中的主导形式。垂直埋管主要有以下几种形式:单U形管、双U形管、小直径螺旋盘管、大直径螺旋盘管、立柱状、蜘蛛状、套管式。其中U形管具有加工工艺简单、便于施工等优点,而且管间的热回流量比其他形式埋管小,不会影响系统换热性能,也减小系统的初投资^[2]。综合考虑工艺加工和施工难易程度,工程中较常用U形垂直埋管。

采用垂直埋管的换热器时,每个钻孔内可设置1组或2组U形管,实测和计算结果表明:双U形埋管比单U形埋管可提高15%~20%的换热能力。这可以一定程度上解决地下埋管空间不足的问题。每米钻孔费用比每米U形管(包括管件)费用高很多,特别是那些地下有较硬岩石层的地区,钻孔费用甚至高达管材费用的10倍以上。从经济和技术角度分析,采用双U形埋管是较为合理的。但是双U形埋管运行中水泵的功耗较大,会大大提高系统的运行费用。

1.1 双U形埋管换热器的换热机理

地源热泵是由流通于U形埋管内的水,通过

与U形管、钻孔内的回填材料、钻孔外的土壤之间的换热,来实现热量或冷量的运输的。埋管换热计算区域如图1所示。

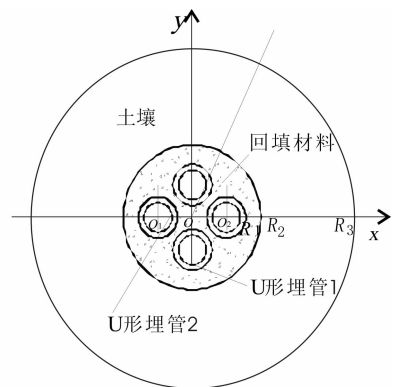


图1 埋管换热计算区域

换热过程为非稳态传热,其控制方程为^[3]

$$\rho_i c_i \frac{\partial t_i}{\partial \tau} = \lambda_i \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial t_i}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 t_i}{\partial \theta^2} \right) \right)$$

其中, $i=1,2,3,4$,分别代表U形管1,U形管2,回填材料和土壤。

1.2 换热过程的影响因素

埋管的换热过程可以分为2个部分,即与管内流体的对流换热和与回填材料、土壤的导热。影响这2个过程的因素主要有管内流体的速度、U形管的材料和壁厚、回填材料的成分构成以及土壤的热物性、含水量、水分迁移等。

由于土壤的组成可认为是固定不变的,因此当我们选定一种回填材料后,U形管与回填材料、土壤之间的热阻是固定不变的。而U形管与管内流体之间是对流换热,为了使换热更加剧烈,通常使管内为紊流流动,即流体速度要大于0.4 m/s。理论上认为流体速度越高,对流换热系数越大,在换热量一定的前提下,所需的换热面积也就越小,这样就可以使用较少的埋管,从而减少打井数量和土地的使用量^[4]。但是,一味地增加管内流动的速度,虽然在减少初投资方面有所贡献,但是对于拥有20 a以上运行时间的系统而言,运行费用会大大增加。因此选择合适的经济流速,不仅能够减少初投资,而且可以降低运行费用。

2 流速对系统与投资的影响

室外侧水系统的能耗在整个地源热泵系统中占据很大的比例,而水系统管道内流速的选取对其

能耗有着决定性的影响. 流速选得过大,会使系统运行的动力消耗急剧增加,选得过小又会使水系统初投资增大. 经济流速是指在设计供水管道的管径时,使供水的总成本最低的流速. 对于地源热泵系统,设计中要考虑到占地面积的大小和打井的数量,因此确定经济流速时还要充分考虑到对这两方面的影响.

2.1 流速与动力之间的关系

水在管道内的总压力损失 $\Delta P/\text{Pa}$ 可表示为^[5-7]

$$\Delta P = \Delta P_d + \Delta P_j = \Delta h \times L =$$

$$0.158 \times \rho^{0.75} \cdot \mu^{0.25} \cdot d_i^{-1.25} \cdot w^{1.75} \cdot L + \sum \xi \frac{w^2 \rho}{2}$$

其中, Δh 为直管段平均比磨阻/ $(\text{Pa} \cdot \text{m}^{-1})$; L 为直管段长度/ m ; μ 为管内流体的动力黏度/ $(\text{Pa} \cdot \text{s})$; d_i 为 U 形管内径/ mm ; ρ 为管内流体密度/ $(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$; ξ 为局部阻力系数; w 为管内流体流速/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$.

若设计流量为 $G/(\text{m}^3/\text{s})$, 则消耗在 U 形管上的动力 N/W 为

$$N = \Delta P \times G = (0.158 \times$$

$$\rho^{0.75} \cdot \mu^{0.25} \cdot d_i^{-1.25} \cdot w^{1.75} \cdot L + \sum \xi \frac{w^2 \rho}{2}) \cdot G$$

如果系统全年的运行时间为 $\tau/(\text{h} \cdot \text{a}^{-1})$, 电费为 $C/(\text{元} \cdot (\text{kWh})^{-1})$, 则花费在 U 形管上的年动力运行费用为

$$\text{Cost}_1 = N \times C \times \tau \times 10^{-3} = (0.158 \times \rho^{0.75} \cdot \mu^{0.25} \cdot$$

$$d_i^{-1.25} \cdot w^{1.75} \cdot L + \sum \xi \frac{w^2 \rho}{2}) \cdot G \cdot C \cdot \tau \times 10^{-3}$$

由上式可以看出,地埋管换热器运行时,消耗的动力费用与管内流速 w 近似成二次方的关系,流速的变化对动力消耗的影响还是很大的.

2.2 流速与初投资的关系

当流量一定时,管内流速大,则所需的管径就小,反之就大. 管径大时,一方面耗材量大,另一方面会引起管道附件的大小变化和保温材料安装量的变化. 而在通常的流速范围内,管径不会发生很大变化,由此而引起的保温、安装、施工方面的费用变化量是不大的,可以忽略它们的影响. 那么,管道内流速对初投资的影响就可用管材费用量表示,即

$$\text{Cost}_2 = (d_i + \delta) \pi \cdot \delta \cdot L \cdot \rho_L \cdot e =$$

$$(2 \sqrt{G\pi/w} + \delta) \pi \cdot \delta \cdot L \cdot \rho_L \cdot e)$$

其中, δ 为 U 形管壁厚/ mm ; ρ_L 为 U 形管密度/ $(\text{kg}$

$\cdot \text{m}^{-3})$; e 为 U 形管价格/ $(\text{元} \cdot \text{kg}^{-1})$.

3 流速对换热的影响

流速的变化将直接影响管内流体与 U 形管之间的对流换热,进而会影响钻井深度、钻井数量以及钻井间距.

3.1 理论假设

前面已经讲述了地埋管换热会受到众多因素的影响,用方程无法完全描述真实的换热过程,为了使计算更加方便,还需要进行一些理论假设^[8-10]: 1) 认为土壤是各向同性的,热物性不受换热过程的影响,保持不变; 2) 认为换热过程只沿深度径向变化,忽略轴向换热; 3) 忽略土壤中水分的迁移对换热的影响; 4) 忽略 U 形管壁与回填材料、回填材料与土壤之间的接触热阻; 5) 忽略地表温度波动以及埋管深度对土壤温度的影响,初始阶段认为土壤温度均匀一致,为当地的年平均温度.

3.2 模型建立

由于忽略了轴向的换热,因此建立二维模型时可只考虑沿径向的传热过程. 根据工程实例,管材采用外径为 32 mm 的 PE 管,管壁厚 3 mm. 采用实际的运行参数进行建模,利用非稳态传热模型,连续运行 30 d. 因为空调季节时间长,因此对夏季工况进行模拟,即进口水温 35 °C, 出口水温 30 °C. 土壤初始温度取年平均温度 19 °C, 取计算区域为 $10 \times 10 \text{ m}^2$. 在边界处所有量的法向梯度为 0, 所有边界设定为对称性边界条件.

建模过程中,考虑到在钻孔内和钻孔周围的换热比较剧烈,因此在划分网格时对钻孔内和钻孔外局部进行加密,而其他地方采用较稀疏的网格. 网格划分如图 2, 图 3 所示. 在进行模拟计算时,需要用到的物性参数见表 1, 表 2.

3.3 模拟结果

流速的变化会影响表面传热系数的大小. 对于管道内的强制对流传热,根据 Dittus - Boelter 公式

$$Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^n$$

其中, $Nu_f = \frac{hd}{\lambda}$, $Re_f = \frac{ud}{\nu}$. 加热流体时, $n = 0.4$; 冷却流体时, $n = 0.3$, 所以得出表面传热系数与速度的函数关系为

$$\frac{hd}{\lambda} = 0.023 \left(\frac{ud}{\nu} \right)^{0.8} Pr_f^{0.3}$$

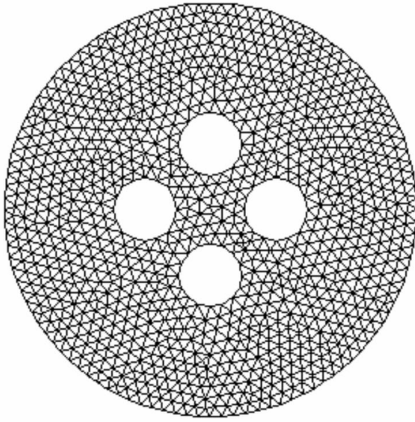


图2 钻孔内网格

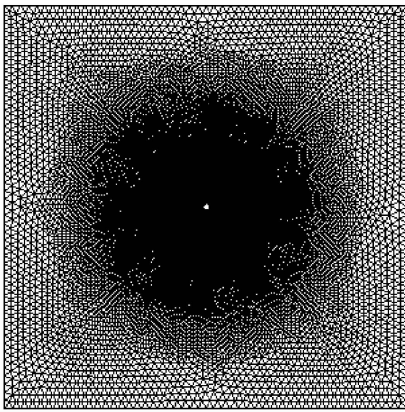


图3 钻孔外网格

表1 物性参数表

所用物料	密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	热导率/ ($\text{W} \cdot (\text{m} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$)	比热容/ ($\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$)
土壤	1 925.0	1.900	1 390
回填材料	2 616.8	1.838	1 008
PE管	930.0	0.500	1200

表2 水物性参数表

$t/^\circ\text{C}$	$\nu \times 10^6 /$ ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)	$\lambda \times 10^2 /$ ($\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$)	$h /$ ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)	Pr
30	0.805	62.25	266 8.7	5.420
35	0.732	(32.5 $^\circ\text{C}$)	278 8.9	4.865

取速度分别为 0.4 m/s, 0.5 m/s, 0.6 m/s, 0.7 m/s, 0.8 m/s, 水温 30 $^\circ\text{C}$ 时, 相应的表面传热系数分别为 1 778, 2 125, 2 459, 2 782, 3 096; 35 $^\circ\text{C}$ 时, 表面传热系数分别为 1 857, 2 220, 2 569, 2 906, 3 234.

软件模拟结果见图 4—图 8. 流速对热力半径的影响见图 9.

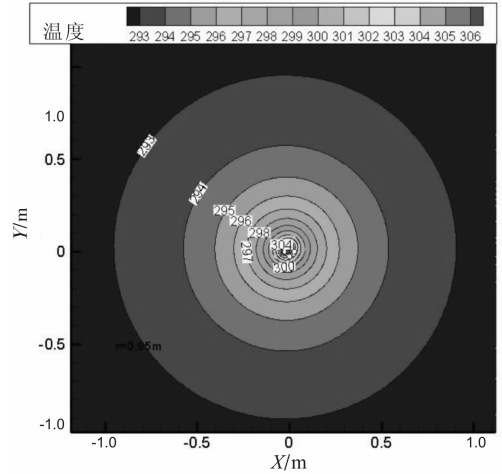


图4 0.4 m/s 的温度分布图

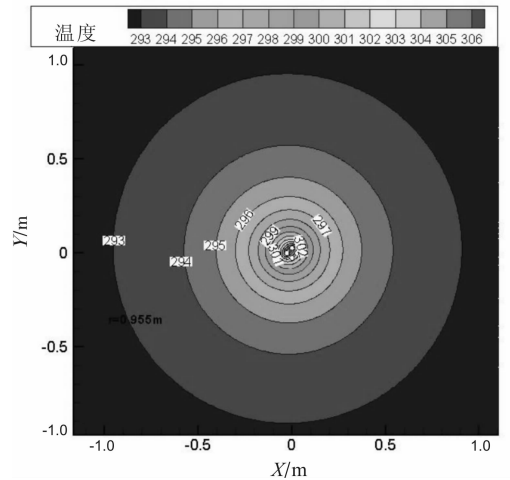


图5 0.5 m/s 的温度分布图

图 4—图 8 可以看出, 在保证管内紊流情况下的最低流速 0.4 m/s 时, 土壤的温度分布以钻孔为中心, 成环状分布, 热力影响半径达到 0.95 m; 当速度增加时, 热力半径有所增加, 在 0.5 m/s 时, 其热力半径为 0.955 m, 0.6 m/s 时, 其热力半径为 0.96 m, 0.7 m/s 时, 其热力半径为 0.963 m, 0.8 m/s 时, 其热力半径为 0.965 m, 热力半径的增加幅度呈减小的趋势.

从图 9 可以看出, 流速在 0.4 ~ 0.6 m/s 区间时, 热力半径呈线性上升. 当流速 > 0.6 m/s 时, 热力半径随流速变化的增幅有所减少, 并有趋于水平的趋势.

4 结论

本文研究了流速对垂直双 U 形地埋管换热器换热性能的影响. 从模拟结果可以看出, 要保证管内

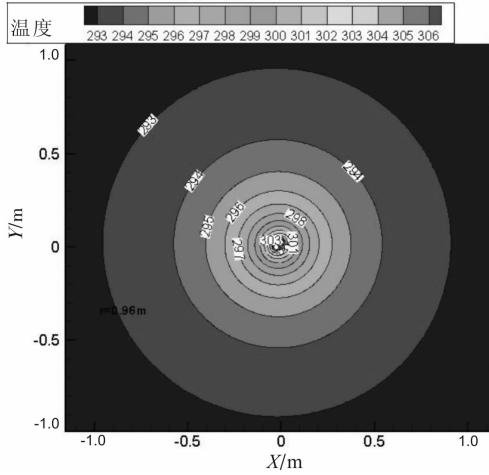


图6 0.6 m/s 的温度分布图

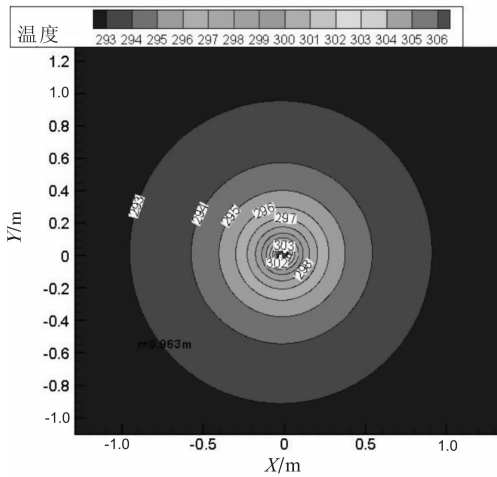


图7 0.7 m/s 的温度分布图

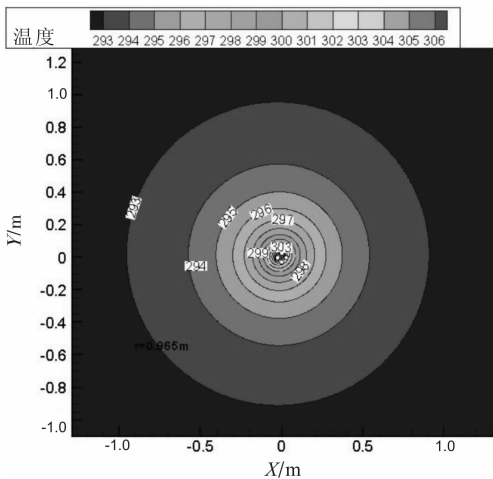


图8 0.8 m/s 的温度分布图

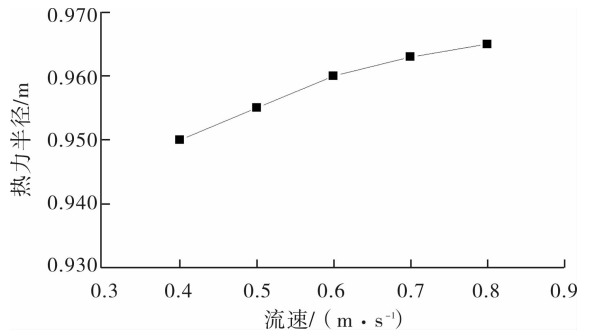


图9 流速对热力半径的影响

运行 30 d 为例,在确定钻孔间距时应保证最小间距必须 > 1.9 m,以保证换热效果;最大不应超过 2 m,以节约土地资源。

但是由流速与各费用之间的函数关系可知,流速越大,阻力越大,水泵的运行费用越高;流速越小,初投资越大.因此,要同时降低运行费用,减少初投资,并且节约土地资源,必须在保证管内为紊流的前提下,确定最佳的经济流速,以使三者达到最优.这需要在以后的工作中进行深入研究。

参考文献:

- [1] 马最良,吕悦.地源热泵系统设计与应用[M].北京:机械工业出版社,2007.
- [2] 李新,方亮,赵强.螺旋埋管地热换热器的线圈热源模型及其解析解[J].热能动力工程,2011,26(4):475.
- [3] 杨世铭,陶文铨.传热学[M].4版.北京:高等教育出版社,2006:44.
- [4] 程小菲,夏智先,张娟娟,等.换热介质的流速对地埋管换热器换热性能的影响[J].建筑节能,2011,25(4):517.
- [5] 杨昌智,陈在康,孙一坚,等.供热、空调工程水系统管道内经济流速的研究[J].湖南大学学报:自然科学版,1995,22(2):33.
- [6] 姜海波.供水系统的费用函数、理想管径与经济流速[J].哈尔滨工业大学学报,2004,36(1):84.
- [7] 杨磊,陶泓.供水系统中经济流速与管径优化节能工程试验研究[J].给水排水,2009,35(S):334.
- [8] 张铁星,杜震宇.土壤源热泵竖直埋管换热器钻孔外传热模型综述[J].山西能源与节能,2010(1):62.
- [9] Lee C K, Lam H N. Computer simulation of borehole ground heat exchangers for geothermal heat pump systems[J]. Renewable Energy,2008,33:1286.
- [10] Lee C K. Effects of multiple ground layers on thermal response test analysis and ground-source heat pump simulation[J]. Applied Energy,2011,88:4405.

流动为紊流流速 0.4 m/s 时,热力半径 0.95 m,且热力半径随流速的增大而增大,但是在流速 > 0.6 m/s 时,热力半径的变化幅度明显减少,因此,以