

# 基于元体能量平衡法的垂直 U 型埋管换热特性的研究

杨卫波, 施明恒

(东南大学能源与环境学院, 江苏 南京 210096)

**摘要:** 基于元体能量平衡法建立了垂直 U 型埋管的传热模型, 模型考虑了流体温度的沿程变化, 并通过引入热干扰角与等效传热间距反映两管脚间的热干扰问题, 使之更符合实际的传热情况。通过所建模型对 U 型埋管的换热特性进行了数值模拟, 结果表明: 增加土壤与回填物导热系数、管脚间距、管内流体流量及减小管脚热干扰角与进口流体温度(供热工况下)均可以增强埋管的换热效果, 其中土壤导热性影响最为显著。但回填物导热系数不可无限制增大, 其大小还要考虑对增强管脚间热干扰的影响及其与管脚间距的相互关联性。同时, 流量的增加要考虑对流动阻力增加的限制, 可以采用变流量设计来进行调节与优化。此外, 为了充分发挥地源热泵的能效, 实际设计应该考虑埋管、热泵及负荷三者间的相互匹配性。

**关键词:** 垂直 U 型埋管; 元体能量平衡; 换热特性; 地源热泵; 数值模拟

中图分类号: TK124 文献标识码: A

## 引言

地源热泵(GSHP)因其良好的节能性、运行的经济性 & 环保性等优点而得到推广与应用, 而地源热泵研究的核心课题之一就是要解决埋管换热器与周围土壤间的换热问题。在地热换热器的诸多布置形式中, 垂直 U 型埋管因较水平埋管有较多优点而得到广泛应用。

目前, 有很多的模型可用于预测 U 型埋管在土壤中的传热过程, 按模型的建立方式, 可分为分析解模型与数值解模型<sup>[1-9]</sup>; 从模拟的时间角度来考虑, 有瞬态与稳态模拟之分。由于建筑负荷的动态变化及其导致埋管在土壤中取放热量的改变与土壤温度场的动态变化, 埋管在土壤中的换热是一典型的非稳态传热过程。但对于某一时刻的微小时间段而言, 可针对埋管深度方向的微元体, 利用能量平衡原理来分析埋管在土壤中的传热过程, 并进而可定量或定性分析不同参数对埋管换热特性的影响规律。

## 1 U 型埋管传热分析

U 型埋管在土壤中的传热是一比较复杂的过 程, 为便于模型的求解, 结合 U 型管的实际传热情况, 有必要作如下一些简化处理:

- (1) 忽略埋管与回灌材料及回灌材料与孔洞壁间的接触热阻;
- (2) U 型埋管内流体的流速均匀一致;
- (3) 回填物、土壤及管内流体的热特性参数恒定;
- (4) 土壤原始温度在径向方向上恒定, 仅在深度方向上变化;
- (5) 任意截面管内流体温度均匀恒定, 仅沿深度方向变化;
- (6) 忽略轴向(深度)方向上热传递影响, 认为 U 型管仅在半径方向上发生热交换;
- (7) 忽略热湿迁移的影响, 认为土壤中的传热为纯导热问题。

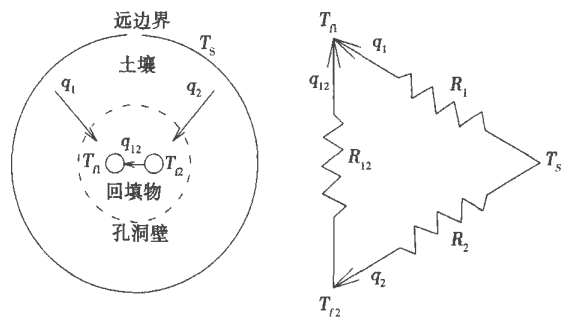


图 1 U 型埋管传热网络图

基于以上假设(见图 1), 对于埋管深度方向上  $z$  深度处的一微元体  $dz$ , 根据能量平衡可得到如下控制方程组:

收稿日期: 2006-03-20; 修订日期: 2006-06-07

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50276013)

作者简介: 杨卫波(1975-)男, 湖北安陆人, 东南大学博士研究生

$$\begin{cases} M \frac{dT_{f1}}{dz} = q_1 + q_{12} = K_{ps}(T_s - T_{f1}) + K_{pp}(T_{f2} - T_{f1}) \\ -M \frac{dT_{f2}}{dz} = q_2 - q_{12} = K_{ps}(T_s - T_{f2}) - K_{pp}(T_{f2} - T_{f1}) \end{cases} \quad (1)$$

式中:  $M$ —循环流体热容量,  $W/^\circ C$ ,  $M = c_p \dot{m}$ , 其中  $c_p$ —流体的定压比热,  $J/(kg \cdot ^\circ C)$ ,  $\dot{m}$ —U 型管内循环流体的质量流量,  $kg/s$ ;  $T_{f1}$ 、 $T_{f2}$ —深度  $z$  处 U 型管进出管脚截面内流体温度,  $^\circ C$ ;  $T_s$ —深度  $z$  处的远边界土壤温度,  $^\circ C$ ,  $T_s = T_0 + Bz$ , 其中  $T_0$ —地表面平均温度,  $B$ —地温递增系数,  $^\circ C/m$ ,  $B = q_{geo}/\lambda_s^{[7]}$ , 其中  $q_{geo}$ —自下而上的地热流,  $W/m^2$ ,  $\lambda_s$ —土壤导热系数,  $W/(m \cdot ^\circ C)$ ;  $K_{ps}$ 、 $K_{pp}$ —U 型管脚与远边界土壤及邻近管脚间的等效传热系数,  $W/(m \cdot ^\circ C)$ ,  $K_{ps} = f_{ps}/R_1$ ,  $K_{pp} = f_{pp}/R_{12}$ , 其中  $f_{ps}$ 、 $f_{pp}$ —U 型埋管管脚与周围土壤及两管脚之间的有效传热面积(弧长),  $m$ , 具体见热阻分析部分;  $R_1$ 、 $R_2$ —U 型管脚外表面积为基准的两支管脚内流体至远边界土壤间的传热热阻,  $(m^2 \cdot ^\circ C)/W$ , 当 U 型管对称布置时有  $R_1 = R_2$ ;  $R_{12}$ —U 型管脚外表面积为基准的两管脚内流体间的等效传热热阻,  $(m^2 \cdot ^\circ C)/W$ . 令  $a_1 = (K_{ps} + K_{pp})/M$ ,  $a_2 = K_{pp}/M$ ,  $\theta_1 = T_s - T_{f1}$ ,  $\theta_2 = T_s - T_{f2}$ , 式(1)可化简为:

$$\begin{cases} \frac{d\theta_1}{dz} = a_2 \theta_2 - a_1 \theta_1 + B \\ \frac{d\theta_2}{dz} = a_1 \theta_2 - a_2 \theta_1 + B \end{cases} \quad (2)$$

对上述方程组进行线性变换, 采用求解常微分方程组的方法可得解为:

$$\begin{cases} \theta_1(z) = C_1 \frac{a_1 - \sqrt{a_1^2 - a_2^2}}{a_2} e^{(\sqrt{a_1^2 - a_2^2})z} + C_2 \frac{a_1 + \sqrt{a_1^2 - a_2^2}}{a_2} e^{(-\sqrt{a_1^2 - a_2^2})z} + \frac{B}{a_1 + a_2} \\ \theta_2(z) = C_1 e^{(\sqrt{a_1^2 - a_2^2})z} + C_2 e^{(-\sqrt{a_1^2 - a_2^2})z} - \frac{B}{a_1 + a_2} \end{cases} \quad (3)$$

式中待定常数  $C_1$ 、 $C_2$  由定解条件  $\theta_1|_{z=0} = \theta_1(0) = T_0 - T_{fin}$  与  $\theta_1(H) = \theta_2(H)$  可得:

$$\begin{cases} C_1 = \frac{a_2 A_6 \theta_1(0) - a_2 B}{A_1 A_6} \\ \frac{A_2 A_3 A_5^2 a_2 B - 2 a_2 A_1 A_2 A_5 B - A_2 A_3 A_5^2 A_6 a_2 \theta_1(0)}{A_1^2 A_4 A_6 - A_1 A_2 A_3 A_5^2 A_6} \\ C_2 = \frac{A_3 A_5^2 a_2 B - 2 a_2 A_1 A_5 B - A_3 A_5^2 A_6 a_2 \theta_1(0)}{A_1 A_4 A_6 - A_2 A_3 A_5^2 A_6} \end{cases} \quad (4)$$

其中:  $A_1 = a_1 - \sqrt{a_1^2 - a_2^2}$ ,  $A_2 = a_1 + \sqrt{a_1^2 - a_2^2}$ ,  $A_3 =$

$a_1 - a_2 - \sqrt{a_1^2 - a_2^2}$ ,  $A_4 = a_1 - a_2 + \sqrt{a_1^2 - a_2^2}$ ,  $A_5 = e^{(\sqrt{a_1^2 - a_2^2})H}$ ,  $A_6 = a_1 + a_2$ ,  $H$  为钻孔深度,  $m$ . 由此可得进出管脚流体沿程温度分布:

$$\begin{cases} T_{f1}(z) = T_0 + Bz - \theta_1(z) \\ T_{f2}(z) = T_0 + Bz - \theta_2(z) \end{cases} \quad (5)$$

埋管出口温度及单位埋管吸热量分别为:

$$T_{fout} = T_0 + Bz - \theta_2(0) \quad (6)$$

$$q_l = Q/2H = M(T_{fout} - T_{fin})/2H \quad (7)$$

其中:  $T_{fin}$ 、 $T_{fout}$ —U 型埋管的进、出口流体温度,  $^\circ C$ ;  $Q$ —埋管的吸热量,  $W$ ;  $q_l$ —单位埋管长度吸热量,  $W/m$ .

## 2 热阻分析

### 2.1 U 型管两管脚热干扰传热热阻

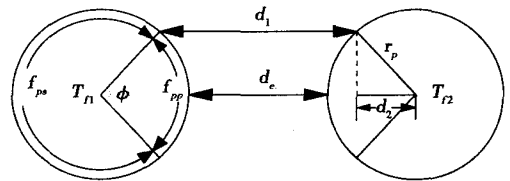


图 2 管脚间热干扰说明

实际运行过程中, U 型管两支管脚常常工作于不同的流体温度下, 因此, 两管脚间不可避免地会发生热干扰(又称为热短路)<sup>[8]</sup>, 这在一定程度上直接影响整个埋管系统的吸(放)热能力, 从而导致埋管设计长度的变化, 因此在进行建模时必须考虑其影响程度, 而不宜采用当量直径法来简化处理<sup>[2,9]</sup>. 参考文献[10]给出的 Hopkins 热短路模型思想, 将两管脚间的热干扰问题转化为两管脚间的有效干扰传热面积(弧长)与等效传热间距问题, 则根据傅立叶导热定律即可导出两管脚间的传热量. 其热干扰说明见图 2, 图中角度  $\phi$  所对应的弧长  $f_{pp}$  即为两管脚间的有效传热面积( $f_{ps}$  则为管脚与土壤间的有效传热面积), 由几何关系可得:

$$f_{pp} = \phi r_p \quad (8)$$

式中:  $r_p$ —U 型管半径,  $m$ ;  $\phi$ —两管脚间的热干扰角( $^\circ$ ), 其值取决于不同的埋管结构与热特性参数; 参照图 2, 两管脚间的等效传热间距  $D_e$  可表示为:

$$D_e = (d_1 + d_e)/2 \quad (9)$$

其中:  $d_1$  根据几何关系有:

$$d_1 = 2(r_p - d_2) + d_e \quad (10)$$

式中:  $d_2 = r_p \cos(\phi/2)$ ,  $d_e$ —考虑 U 型管壁厚的两管

脚间的当量间距,  $m$ , 根据文献[ 10], 其表达式为:

$$d_e = 2 \delta \lambda_g / \lambda_p + D \quad (11)$$

式中:  $\delta$ —U 型管壁厚,  $m$ ;  $\lambda_g$ 、 $\lambda_p$ —回填物与埋管的导热系数,  $W/(m \cdot ^\circ C)$ ;  $D$ —两管脚(实际)间距,  $m$ 。

根据傅立叶导热定律, 两管脚流体间的干扰传热量  $q_{12}$  为:

$$q_{12} = f_{pp} \frac{T_{f2} - T_{f1}}{R_{12}} \quad (12)$$

式中:  $R_{12}$ —两管脚流体间的等效传热热阻,  $(m^2 \cdot ^\circ C)/W$ , 可表示为:

$$R_{12} = \frac{2d_{p0}}{h_w d_{pi}} + \frac{D_e}{\lambda_g} \quad (13)$$

其中:  $d_{pi}$ 、 $d_{p0}$ —U 型管的内外直径,  $m$ ;  $h_w$ —管内流体与管壁间的对流换热系数,  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ , 可采用式(14)~式(15)的 Dittus-Boelter 法来确定:

$$h_w = \frac{Nu \lambda_f}{d_{pi}} \quad (14)$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (15)$$

其中: 指数  $n$  对于供热与制冷工况分别为 0.3 与 0.4;  $\lambda_f$ —载热流体的导热系数,  $W/(m \cdot ^\circ C)$ 。

### 2.2 U 型管脚与远边界土壤间的传热热阻

在忽略各接触面的接触热阻时, U 型埋管单支管脚内流体与远边界土壤间的换热可以分为 4 个部分, 即管内的对流换热、U 型管壁的导热、钻孔内回填物的导热及钻孔壁与远边界土壤间的传热。4 部分分别对应着 4 个热阻, 这些热阻径向串联组成 U 型埋管与远边界土壤间的传热热阻, 于是有:

$$R_1 = R_f + R_p + R_g + \pi d_{p0} R_s \quad (16)$$

式中:  $R_f$ —以管外表面积为基准的对流换热热阻,  $(m^2 \cdot ^\circ C)/W$ ;

$$R_f = \frac{d_{p0}}{h_w d_{pi}} \quad (17)$$

其中:  $h_w$  计算采用式(14)~式(15),  $R_p$ —以管脚外表面积为基准的单位面积管壁导热热阻,  $(m^2 \cdot ^\circ C)/W$ ;

$$R_p = \frac{d_{p0}}{2\lambda_p} \ln \left( \frac{d_{p0}}{d_{pi}} \right) \quad (18)$$

$R_g$  以管外表面积为基准的 U 型管支管外壁至孔洞壁间回填物的传热热阻,  $(m^2 \cdot ^\circ C)/W$ , 参考文献[ 11] 有:

$$R_g = \frac{d_{p0}}{2\lambda_g} \left[ \ln \left( \frac{d_b}{d_{p0}} \right) + \frac{\lambda_g - \lambda_s}{\lambda_g + \lambda_s} \ln \left( \frac{d_b^2}{d_b^2 - D^2} \right) \right] \quad (19)$$

其中:  $\lambda_g$ 、 $\lambda_s$ —回填物与土壤的导热系数,  $W/(m \cdot ^\circ C)$ ;  $d_b$ —孔洞直径,  $m$ ;  $R_s$ —钻孔壁至远边界间的土壤热阻,  $(m \cdot ^\circ C)/W$ , 可用 IGSHPA 模型来计算[ 12]。

$$R_s = I(X_{r_b}) / 2\pi\lambda_s \quad (20)$$

其中:  $I(X_{r_b})$ —指数函数积分,  $I(X_{r_b}) = \int_{X_{r_b}}^{\infty} \frac{e^{-x^2}}{x} dx$ ,

$X_{r_b} = \frac{r_b}{2\sqrt{a_s\tau}}$ ;  $r_b$ —钻孔半径,  $m$ ;  $a_s$ —土壤的导温系数,  $m^2/s$ ;  $\lambda_s$ —土壤导热系数,  $W/(m \cdot ^\circ C)$ ;  $\tau$ —运行时间,  $s$ 。

式(1)~式(20)便构成了整个 U 型埋管与土壤间的传热模型。

### 3 垂直 U 型埋管换热特性的数值模拟

参照实际传热情况, 用上述所建模型对 U 型埋管的换热特性进行了数值模拟, 模拟条件为:  $\lambda_s = 2.4 W/(m \cdot ^\circ C)$ 、 $\lambda_g = 2.6 W/(m \cdot ^\circ C)$ 、 $\lambda_p = 0.48 W/(m \cdot ^\circ C)$ 、 $\lambda_f = 0.48 W/(m \cdot ^\circ C)$ 、 $\rho_f = 1.052 kg/m^3$ 、 $\rho_s = 3.197 kg/m^3$ 、 $c_p = 3.8 kJ/(kg \cdot ^\circ C)$ 、 $d_{pi} = 0.032 m$ 、 $d_{p0} = 0.04 m$ 、 $d_b = 0.11 m$ 、 $D = 0.025 m$ 、 $H = 50 m$ 、 $B = 0.15 m$ 、 $\phi = \pi/3$ 、 $T_{f, in} = 4 ^\circ C$ 、 $T_0 = 12.25 ^\circ C$ 、 $m = 0.3 kg/s$ , 计算结果见图 3~图 10。

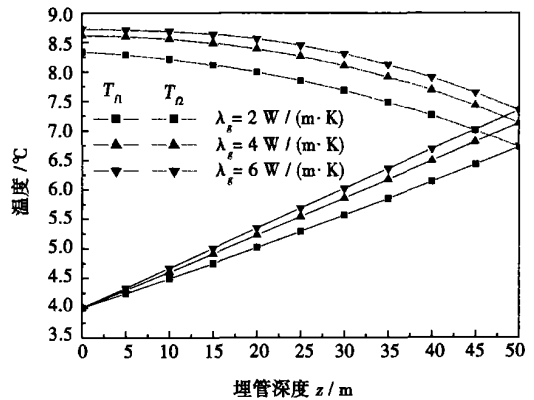


图 3 不同回填物导热系数下管内水温沿程分布

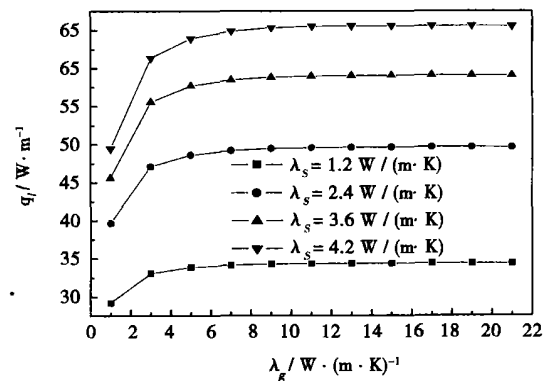


图 4 不同土壤导热系数下  $q_l$  随回填物导热系数变化

### 3.1 回填物与土壤导热性的影响

分析图 3~图 4 可以看出, 增加  $\lambda_g$  有利于增强埋管的换热强度, 其埋管出口温度及单位埋管吸热量均会增大。但当  $\lambda_g$  值增加到一定程度时,  $q_l$  几乎不再增加。如图 4 所示, 在  $\lambda_s$  一定时,  $q_l$  先随  $\lambda_g$  增加而增大, 但当  $\lambda_g$  大于  $8 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$  时几乎保持恒定。这说明  $\lambda_g$  没有必要无限制增大, 同时其增加还会导致 U 型管脚间热干扰的增大。从图 4 还可进一步看出, 相对于回填物而言, 土壤导热系数对埋管换热特性的影响更为显著, 因此不同地区地质状况对地源热泵地下埋管的吸(放)热特性起决定性作用。

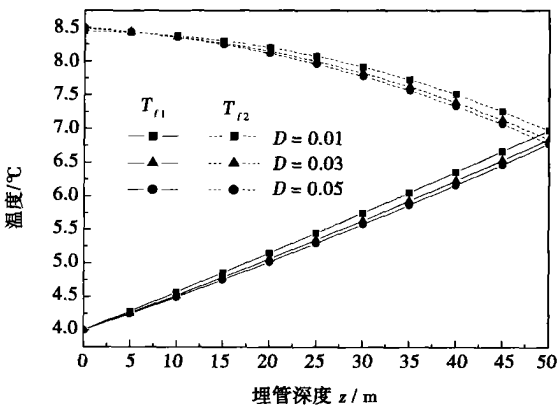


图 5 不同管脚间距下管内水温沿程分布

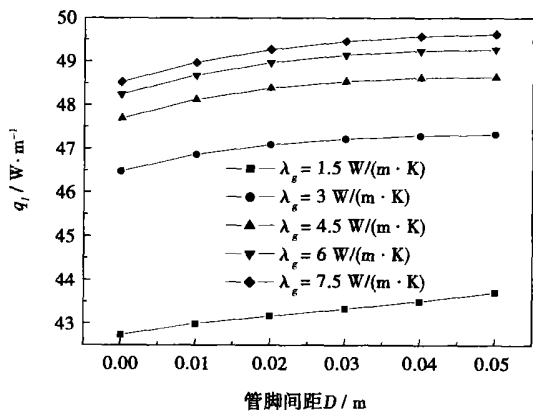


图 6 不同回填物导热系数下  $q_l$  随管脚间距的变化

### 3.2 管脚间距的影响

从图 5~图 6 可以看出, 管脚间距的增加有利于增大  $q_l$ , 这主要是因管脚间距的加大有助于减小两管脚间热短路的影响。但考虑到盲目增大管脚间距会因孔径加大而增加钻孔费用及回填物的量, 同时间距加大所换来埋管吸热量的增加也比较缓慢

(见图 6)。因此, 对间距大小有一定的限制。通常的做法是在既定孔径的孔洞中插入 U 型管后, 先采用专用支撑弹簧来使管距维持在较大位置, 然后进行回填。进一步分析图 6 还可以发现, 在  $D$  一定时,  $q_l$  随  $\lambda_g$  的增加而增大, 但增加幅度越来越小, 这进一步说明上述的情况对  $\lambda_g$  增加有一定限制的结论。从以上分析中可进一步推出  $\lambda_g$  与  $D$  具有相互关联性, 即在满足同一换热能力时,  $\lambda_g$  的增加可以减小相应  $D$ , 而  $D$  的加大也可以减小  $\lambda_g$  值。

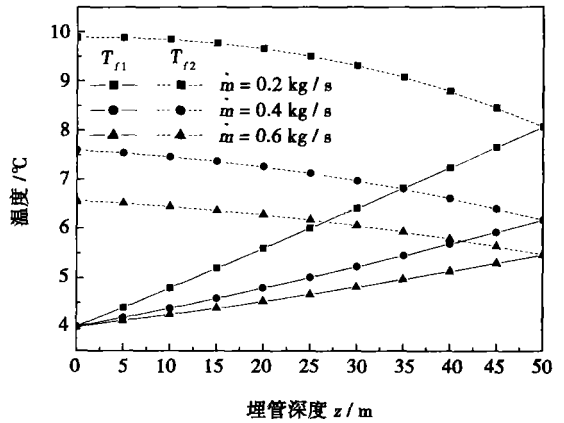


图 7 不同流量下管内水温沿程分布

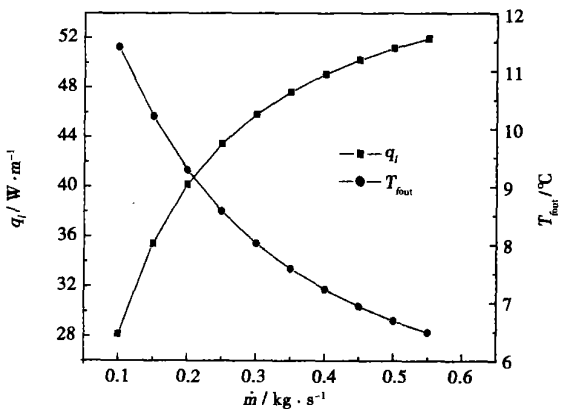


图 8 单位管长吸热量与埋管出口温度随流量的变化

### 3.3 管内循环流体流量的影响

分析图 7 可以看出, 随着  $m$  的增加, 其进出管脚沿程流体温度与埋管出口温度均下降, 但  $q_l$  没有降低。如图 8 所示,  $T_{f\text{out}}$  随  $m$  的增加而降低,  $q_l$  随  $m$  的增加而增大。这主要是因流量的增加一方面导致埋管进出口温差的减小, 另一方面也因进出管脚内流体平均温度的降低而加大与远边界土壤间的温差, 使换热得到加强。同时流量的增加也会强化管

内对流换热的效果。进一步分析图 8 还可以发现, 随  $m$  的增加,  $q_l$  增加幅度变小。这意味着流量的大小可以进行优化, 其优化的依据是在保证管路流动阻力较小时, 单位埋管换热量较大, 可以考虑采用变流量调节设计, 以达到优化目的。

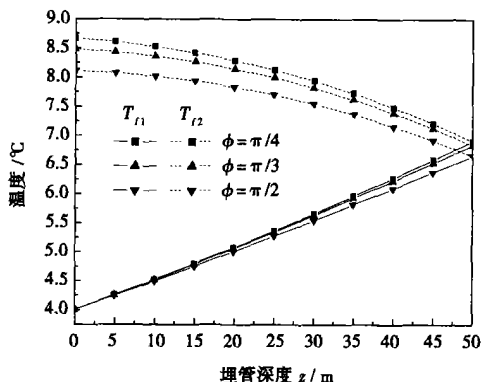


图 9 不同管脚热干扰角度下管内水温沿程分布

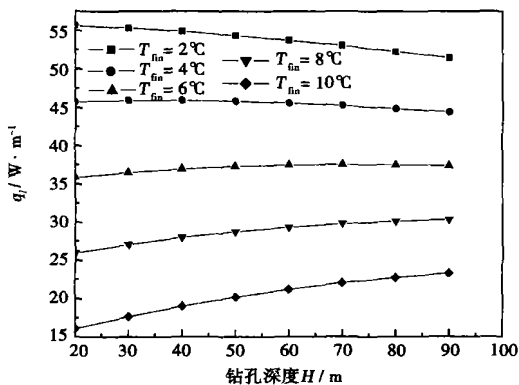


图 10 不同进口流体温度下  $q_l$  随钻孔深度的变化

### 3.4 管脚热干扰角与进口流体温度的影响

从图 9 可以看出, 减小热干扰角有助于加强埋管的吸热能力。分析图 10 可以明显看出, 进口流体温度对埋管吸热能力有着重要的影响。这主要是进口流体温度的增加减小了管内流体与远边界土壤间的温差, 从而削弱了传热。从分析中也可以间接看出, 土壤温度对埋管换热大小有着很大影响。进一步分析还可推出,  $q_l$  与室内热负荷大小有着密切关系, 即在热负荷大、热泵冷凝器侧热量得到充分释放时, 冷凝器进口温度降低, 从而蒸发器侧才能充分吸收埋管侧的吸热量, 以降低埋管进口流体温度, 增强埋管在土壤中的吸热能力。这说明埋管吸热能力、热泵供热性能及室内热负荷是相互耦合的, 要充分发挥地源热泵能力, 就必须在设计时考虑三者间的

相互匹配性, 以使其运行在最佳状况下。进一步分析图 10 还可以发现, 钻孔太深可导致  $q_l$  降低, 同时造价也会偏高, 因此, 埋深一般根据具体情况可控制在 40~100 m。

## 4 结 语

垂直 U 型埋管在土壤中的换热是一个比较复杂的过程, 本文基于元体能量平衡原理建立了垂直 U 型埋管的传热模型, 模型考虑了管内流体温度的沿程变化, 并通过引入管脚热干扰角与等效传热间距来反映两管脚间的热干扰, 以区别于当量直径法。利用该模型可模拟不同进口温度下、不同参数对埋管换热的影响规律。通过所建模型对垂直 U 型埋管换热特性的模拟, 得出了各重要特性参数的变化对 U 型埋管换热特性的影响规律, 可为地源热泵地下埋管换热器的实际设计提供参考。

### 参考文献:

- [1] INGERSOLL L R, ZOBELI O J, INGERSOLL A C. Heat conduction with engineering geological and other applications [M]. New York: McGraw-Hill, 1954.
- [2] DEERMAN J D, KAVANAUGH S P. Simulation of vertical U-tube ground-coupled heat pump systems using the cylindrical heat source solution [J]. ASHRAE Transactions, 1991, 97(1): 287-294.
- [3] ESKILSON P. Thermal analysis of heat extraction boreholes [D]. Sweden: University of Lund, 1987.
- [4] ROTIMAYER S P, BECKMAN W A, MITCHELL J W. Simulation of a single vertical U-tube ground heat exchanger in an infinite medium [J]. ASHRAE Transactions, 1997, 103(2): 651-659.
- [5] YAVUZTURK C, SPITLER J D. A short time step response factor model for vertical ground loop heat exchangers [J]. ASHRAE Transactions, 1999, 105(2): 475-485.
- [6] YAVUZTURK C, SPITLER J D, REE S J. A transient two-dimensional finite volume model for the simulation of vertical U-tube ground heat exchangers [J]. ASHRAE Transactions, 1999, 105(2): 465-474.
- [7] ESKILSON P, CLAESON J. Simulation model for thermally interacting heat extraction borehole [J]. Numerical Heat Transfer, 1988, 13(2): 149-165.
- [8] MURAYA N K, NEAL D O, HEFFINGTON W M. Thermal interference of adjacent legs in a vertical U-tube heat exchanger for ground-coupled heat pump [J]. ASHRAE Transactions, 1996, 102(2): 12-21.
- [9] GU YIAN, DENNI L O, NEAL. Development of an equivalent diameter expression for vertical U-tubes used in ground-coupled heat pumps [J]. ASHRAE Transactions, 1998, 104(2): 347-355.
- [10] LEI T K. Development of a computational model for a ground-coupled heat exchanger [J]. ASHRAE Transactions, 1993, 99(1): 149-159.
- [11] 曾和义, 方肇洪. U 型管地热泵换热器中介质轴向温度的数学模型 [J]. 山东建筑工程学院学报, 2002, 17(1): 7-11.
- [12] CANE R L D, FORGAS D A. Modeling of ground source heat pump performance [J]. ASHRAE Transactions, 1991, 97(1): 909-925.

(渠 源 编 辑)

is the impact of network initial parameters on its performance. **Key words:** neural network, minimum resource allocation network, modeling, thermodynamic process

基于元体能量平衡法的垂直 U 型埋管换热特性的研究 = A Study of Heat Exchange Characteristics of Vertical U-shaped Embedded Tubes Based on an Element Energy Balance Method [刊, 汉] / YANG Wei-bo, SHI Ming-heng (Department of Power Engineering, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22 (1). — 96 ~ 100

Based on a method of element energy balance, established was a heat exchange model for vertical U-shaped embedded tubes. The model has taken account of the liquid temperature change along their flow path. The thermal interference problem between two tube feet has been reflected through the introduction of a thermal interference angle and an equivalent heat-transfer spacing, making the model more in compliance with the actual heat transfer conditions. Based on the model, a numerical simulation was conducted of the heat exchange characteristics of the U-shaped embedded tubes. The simulation results show that an increase in the heat conduction coefficient of soil and backfill substance, spacing between the tube feet and in-tube fluid flow rate and a decrease in the thermal interference angle of the tube feet and inlet fluid temperature under heat supply conditions can all lead to a better heat exchange effectiveness of the embedded tubes. Among the above factors, the heat conduction coefficient of the soil exercises a most conspicuous influence but that of the backfill substance shall not be increased unrestrictedly. Its magnitude has to take into account the influence of the increased thermal interference between the tube feet and its correlation with the tube feet spacing. In the meantime, concerning an increase in the flow rate, a restriction in flow resistance increase must be taken into consideration. A variable flow rate design method can be used for relevant adjustment and optimization. In addition, to give full play to the efficacy of geothermal source heat pumps (GSHP), one should during actual design pay attention to mutual matching of the characteristics of three factors; i. e. embedded tubes, heat pumps and loads. **Key words:** vertical U-shaped embedded tube, element energy balance, heat exchange characteristics, geothermal source heat pump (GSHP), numerical simulation

气固钙基脱硫反应的钙平衡分析方法 = An Analytic Method Featuring Calcium Balance during a Gas-solid Calcium-based Desulfuration Reaction [刊, 汉] / FAN Bao-guo, XIAO Yun-han, TIAN Wen-dong (Engineering Thermophysics Research Institute under the Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100080), QI Hai-ying (Thermal Energy Engineering Research Institute under the Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22 (1). — 101 ~ 104

Based on the total mass conservation principle of calcium element in a desulfuration agent before and after a reaction, the authors have proposed a novel method for analyzing a calcium-based gas-solid desulfuration reaction-calcium balance method. Compared with the method for analyzing the desulfuration process purely from the gas-phase side, the calcium balance method can determine not only the efficiency of the desulfuration system and the utilization rate of the desulfuration agent but also the type of products. Moreover, the difference in the recycling value of the desulfuration products at different locations can also be identified. The results of an analysis of bed materials under specific operating conditions for the calcium-based medium-temperature desulfuration process on a circulating fluidized bed (CFB) show that the desulfuration products mainly consist of calcium sulfate, and calcium sulfite accounts for a very small proportion with a concurrent generation of a certain amount of calcium carbonate. The transformation rate of the desulfuration agent is consistent with the conversion-based transformation rate of values measured at the gas-phase side. **Key words:** calcium balance method, calcium-based desulfuration agent, CFB medium-temperature desulfuration