

竖直 U 型管地热换热器的准三维传热模型

刁乃仁, 曾和义, 方肇洪

(山东建筑工程学院 地源热泵研究所, 山东 济南 250014)

摘 要: 在地热换热器原有研究工作的基础上, 进一步考虑流体工质在钻孔深度方向上的温度分布, 分析竖直埋管地热换热器钻孔内的传热过程, 导出了竖直埋管地热换热器效能的解析式。由此, 可以抛弃以往简化模型当中的不合理假设, 为地热换热器的设计和模拟提供了更加精确合理的理论基础和计算方法。

关 键 词: 地源热泵; 地热换热器; 热阻; 效能

中图分类号: TQ051.5; TK124 文献标识码: A

1 引 言

地源热泵空调系统在欧美等许多国家的研究与应用已有数十年的历史^[1]。近年来, 在中国也受到了广泛的关注并已得到实际应用^[2]。地源热泵空调系统是以大地为冷源(或热源), 通过中间介质(通常是水或防冻液)作为热载体, 并使中间介质在封闭环路(通常由塑料管组成)中通过大地循环流动, 从而实现与大地进行热量交换的目的, 并进而通过热泵实现对建筑物的空调。根据布置形式的不同, 地下埋管换热器可分为水平埋管与竖直埋管换热器两大类。竖直埋管地热换热器是在若干竖直钻孔中设置地下埋管的地热换热器。根据在竖直钻孔中布置的埋管形式的不同, 竖直埋管地热换热器又可分为 U 型埋管地热换热器与套管式埋管地热换热器。U 型埋管地热换热器是一个钻孔中布置一个 U 型管, 再加上回填材料, 与周围土壤构成一个整体, 如图 1 所示。

地下埋管换热器传热模型的研究一直是地源热泵空调系统的技术难点, 同时也是该项技术研究的核心和应用的基础。地热换热器传热分析的基础是单个钻孔的传热分析, 对于多个钻孔的情况可在单个钻孔分析的基础上采用叠加原理进行分析处理。

对于地热换热器, 其整个传热过程是一个复杂的、非稳态的传热过程, 所涉及的时间尺度很长, 通常为数月至数年。因此在工程实际应用的模型中, 通常都以钻孔壁为界, 把所涉及的空间区域划分为

钻孔以外的岩土部分和钻孔内部两部分, 采用不同的简化假定分别进行分析。对于钻孔以外部分的传热, 必须采用非稳态的传热模型分析研究。由于 U 型埋管的深度都远远大于钻孔的直径, 因而 U 型埋管通常都被看

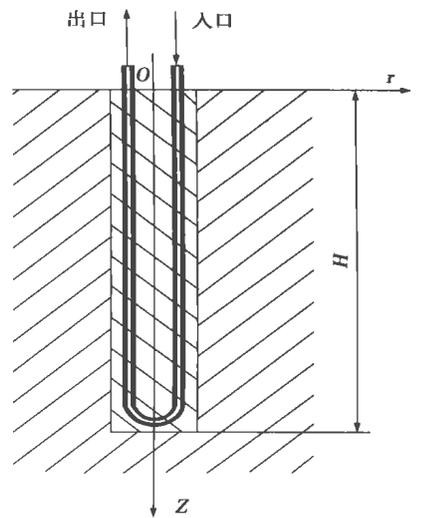


图 1 U 型埋管示意图

成是一个线热源或线热汇(包括无限长线热源和有限长线热源模型^[3~4]), 进而对钻孔以外的传热进行分析。在土壤热物性均匀且不随温度而变化的假设前提下, 可以得到工程上所关心的钻孔壁的代表性温度 $T_b(\tau)$ 随时间变化的解析表达式。本文主要讨论钻孔内部的传热问题。这部分传热分析的核心, 是要在给定传热量的条件下, 通过已知的孔壁温度 $T_b(\tau)$ 和钻孔内的热阻, 确定流体介质的进出口温度。

2 钻孔壁以内的传热模型

2.1 一维导热模型

与钻孔壁以外部分的传热过程相比, 由于钻孔内部(包括回填材料、管壁及传热介质)的几何尺寸和热容量都相对要小得多, 而且其温度变化都较为缓慢, 因此可将钻孔内部的传热过程当作稳态的传热过程来处理。除了对于讨论的时间尺度小于数小时的动态问题以外, 这样的简化已被证明是合理和

方便的。另一方面,由于钻孔的深度远大于其直径,因此,岩土和钻孔的回填材料中的轴向导热,与横截面内的导热相比可以忽略不计。由于U型管的结构特点,钻孔横截面上的导热明显是二维的,但求解较为困难。因此,工程上采用的最简单的模型是把钻孔中U型管的两个支管简化为一个当量的单管^[5],由此回避了U型埋管两支管与钻孔因不同轴而带来的复杂问题,并进而把钻孔内部的导热简化为一维导热。显然,这样的模型缺乏理论依据,过于粗糙,当然无法讨论U型管两支管的位置及其相互间的传热对整个换热过程的影响。

2.2 二维导热模型

在我们以往的研究中,对钻孔横截面上的二维稳态导热问题进行了分析^[6]。在忽略轴向导热的条件下,如果U型管的两根支管单位长度的热流分别为 q_1 和 q_2 ,根据线性叠加原理,所讨论的稳态温度场应该是这两个热流作用产生的过余温度场的叠加。如果取钻孔壁的平均温度 T_b 为过余温度的零点,则有:

$$\left. \begin{aligned} T_{f1} - T_b &= R_{11}q_1 + R_{12}q_2 \\ T_{f2} - T_b &= R_{12}q_1 + R_{22}q_2 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

其中: R_{11} 和 R_{22} 可以分别看作是两根管子与钻孔壁之间的热阻,而 R_{12} 是两根管子之间的热阻。对于实际工程,钻孔中的U型埋管在结构上通常可以假设是对称的,因此有 $R_{11} = R_{22}$ 。它们都可以通过求解这一复合区域二维稳态导热问题而得到^[7],即:

$$\left. \begin{aligned} R_{11} &= \frac{1}{2\pi k_b} \left[\ln \left(\frac{r_b}{r_p} \right) + \sigma \cdot \ln \left(\frac{r_b^2}{r_b^2 - D^2} \right) \right] + R_p \\ R_{12} &= \frac{1}{2\pi k_b} \left[\ln \left(\frac{r_b}{2D} \right) + \sigma \cdot \ln \left(\frac{r_b^2}{r_b^2 - D^2} \right) \right] \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

其中: $\sigma = \frac{k_b - k}{k_b + k}$, $R_p = \frac{1}{2\pi k_p} \ln \left(\frac{r_b}{r_{pi}} \right) + \frac{1}{2\pi r_{pi} h}$ 为流体至管子外壁的传热热阻; r_{pi} 和 r_p 分别为U型管的内、外半径; r_b 为钻孔的半径; k 、 k_b 和 k_p 分别为钻孔周围岩土、钻孔回填材料与U型管材料的导热系数; h 为流体与U型管内壁的对流换热系数。

对式(1)的关系式进行线性交换,可得:

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= \frac{T_{f1} - T_b}{R_1^\Delta} + \frac{T_{f1} - T_{f2}}{R_{12}^\Delta} \\ q_2 &= \frac{T_{f2} - T_b}{R_2^\Delta} + \frac{T_{f2} - T_{f1}}{R_{12}^\Delta} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

其中: $R_1^\Delta = \frac{R_{11}R_{22} - R_{12}^2}{R_{22} - R_{12}}$,

$$R_2^\Delta = \frac{R_{11}R_{22} - R_{12}^2}{R_{11} - R_{12}}, R_{12}^\Delta = \frac{R_{11}R_{22} - R_{12}^2}{R_{12}}。U型管的两支管在钻孔中对称布置的条件下,有 $R_{11} = R_{22}, R_1^\Delta = R_2^\Delta = R_{11} + R_{12}, R_{12}^\Delta = \frac{R_{11}^2 - R_{12}^2}{R_{12}}$ 。$$

二维模型的引入,对于钻孔横截面上的导热热阻,包括支管与孔壁间的热阻和两支管间的热阻,给出了定量的解析式,进而可以分析讨论U型管在钻孔中的几何配置对导热的影响。因此,二维模型明显优于一维模型。但是在此二维模型中,由于没有考虑两支管内流体温度沿深度方向的变化,无法分析 T_{f1} 和 T_{f2} 及 q_1 和 q_2 的区别,因此只能做进一步的简化假定: $T_{f1} = T_{f2} = T_f, q_1 = q_2 = q/2$,以减少未知量的个数,其中 q 是单位长度U型埋管总的传热量。在以上简化假定下,可以确定流动介质的进出口温度。但是,这些简化假定在物理概念上明显是不合理的,有待于补充新的条件,以进行更深入的分析。

2.3 准三维传热模型

由上述可知,一、二维模型都因为没考虑流体温度沿程的变化,因此不能确定各个横截面上的传热量;而且忽略了U型管由于两支管中流体温度的不同而引起的热流“短路”现象。因此,在二维模型的基础上,流体温度在深度方向的变化必须予以考虑。为保持模型的简明,钻孔内固体部分的轴向导热仍忽略不计。这样,此模型可称为准三维模型。

流体在U型管中向下和向上流动过程中的能量平衡方程式分别为:

$$\left. \begin{aligned} -Mc \frac{dT_{f1}}{dz} &= \frac{(T_{f1} - T_b)}{R_1^\Delta} + \frac{(T_{f1} - T_{f2})}{R_{12}^\Delta} \\ Mc \frac{dT_{f2}}{dz} &= \frac{(T_{f2} - T_b)}{R_2^\Delta} + \frac{(T_{f2} - T_{f1})}{R_{12}^\Delta} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$0 \leq z \leq H$

定解条件为: $z = 0, T_{f1} = T_f'; z = H, T_{f1} = T_{f2}$,其中 c 为流体的比热; M 为U型管内流体的质量流量。

通过拉普拉斯变换,我们求得了能量平衡方程式(4)的无量纲形式的解为^[8]:

$$\left. \begin{aligned} \Theta_1(Z) &= f_1(Z) + f_2(Z) \frac{f_1(1) + f_2(1)}{f_3(1) - f_2(1)} \\ \Theta_2(Z) &= -f_2(Z) + f_3(Z) \frac{f_1(1) + f_2(1)}{f_3(1) - f_2(1)} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

其中: $\Theta_1 = \frac{T_{f1}(Z) - T_b}{T_f' - T_b}, \Theta_2 = \frac{T_{f2}(Z) - T_b}{T_f - T_b}$,

$$Z = \frac{z}{H}$$

$$R_1^* = \frac{McR_1^\Delta}{H}, R_2^* = \frac{McR_2^\Delta}{H}, R_{12}^* = \frac{McR_{12}^\Delta}{H}$$

$$f_1(Z) = e^{\alpha^* z} \left[\text{ch}(\beta Z) - \frac{1}{2\beta} \left(\frac{1}{R_1^*} + \frac{1}{R_2^*} + \frac{2}{R_{12}^*} \right) \text{sh}(\beta Z) \right]$$

$$f_2(Z) = \frac{1}{\beta R_{12}^*} e^{\alpha^* z} \text{sh}(\beta Z)$$

$$f_3(Z) = \left[\text{ch}(\beta Z) + \frac{1}{2\beta} \left(\frac{1}{R_1^*} + \frac{1}{R_2^*} + \frac{2}{R_{12}^*} \right) \text{sh}(\beta Z) \right] e^{\alpha^* z}$$

(6)

式(6)中: $\alpha = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_2^*} - \frac{1}{R_1^*} \right)$,

$$\beta = \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{1}{R_1^*} + \frac{1}{R_2^*} \right)^2 + \frac{1}{R_{12}^*} \left(\frac{1}{R_1^*} + \frac{1}{R_2^*} \right)}$$

Θ_1 与 Θ_2 分别为 U 型管两支管中流体的无量纲温度分布; R_1^* 与 R_2^* 分别为两支管内的流体至钻孔壁处的无量纲传热热阻; R_{12}^* 则为两支管间的无量纲传热热阻。这三个无量纲热阻都与流动介质的热容量以及钻孔的深度有关。在 U 型管的两支管对称布置于钻孔中的情况下有 $R_1^* = R_2^*$, 此时可定义 $P = \frac{R_{12}^*}{R_1^*} = \frac{R_{12}^\Delta}{R_1^\Delta}$ 。P 是两个导热热阻之比, 与流动介质的热容量和换热器的长度无关, 主要取决于钻孔和 U 型管的几何结构尺寸及固体介质的导热系数。

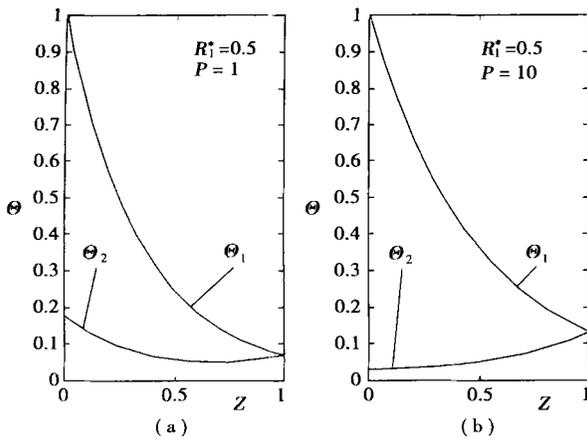


图 2 U 型埋管地热换热器中流体温度分布曲线

式(5)给出了 U 型管换热器中流体温度沿深度变化的关系式。作为示例, 图 2 为在两种不同参数情况下, 根据式(6)绘制出的 U 型管两支管内流体无量纲温度沿相对深度的变化情况。从图 2 中可以看出, 由于两管间热阻 R_{12}^* 的不同, 流体无量纲温度沿深度变化的特征可以有明显的不同。当然, 在流体进口温度不变的情况下, 其出口温度也不同。因此, U 型埋管两支管间的相互传热, 即热流“短路”现象必然

影响地热换热器的传热量和地热换热器的换热效率。

3 U 型埋管换热器的效能

与传统的换热器不同的是, 地热换热器是通过在换热器中流动的流体与周围的土壤进行热量(或冷量)的交换, 而不象传统的换热器那样是冷热两种流动工质之间的热量(或冷量)交换。但是作为换热设备, 地热换热器也是一种实现能量交换的设备, 也有与传统换热设备共有的特点。依照传统的换热器的概念, 也可以为 U 型埋管地热换热器定义一个效能的概念。我们知道, 换热器的效能是指换热器实际的传热量与其最大可能的传热量之比值, 它是一个无量纲的量。由换热器的效能可以方便地计算换热器的换热量以及流体的进出口温度。但正如引言中所述, 工程上通常把地热换热器复杂的非稳态传热简化为钻孔外的非稳态过程和钻孔内的稳态过程。因此, 从实际应用的目的考虑, 这里定义的换热器效能只涉及钻孔壁以内的部分。这样, 可定义其换热效能为:

$$\epsilon = \frac{T_f' - T_f''}{T_f' - T_b} \tag{7}$$

这样定义的效能与时间无关。通过适当的恒等变形, 可得到地热换热器的效能表达式:

$$\epsilon = \frac{\frac{1}{\beta} \left(\frac{1}{R_1^*} + \frac{1}{R_2^*} \right) \text{sh}(\beta)}{\text{ch}(\beta) + \frac{1}{2\beta} \left(\frac{1}{R_1^*} + \frac{1}{R_2^*} \right) \text{sh}(\beta)} \tag{8}$$

其中: β 的定义见式(6)。

从式(8)可以看出, U 型埋管换热器的效能仅仅与热阻 R_1^* 、 R_2^* 、 R_{12}^* 有关。但效能 ϵ 与参数 α 无关。也就是说, 当 U 型管的两支管在钻孔中不对称分布时, 互换 U 型管中流动介质的进出口不影响其效能。

对于工程实际情况, U 型管两支管在钻孔中通常可假定是对称布置的, 因此通常情况下有 $R_1^* = R_2^*$ 。此时换热器的效能只是热阻 R_1^* 、 R_{12}^* 的函数, 且有:

$$\beta = \frac{1}{R_{12}^*} \sqrt{P(P+2)} \tag{9}$$

$$\epsilon = \frac{2\text{sh}(\beta)}{\sqrt{1 + \frac{2}{P} \text{ch}(\beta) + \text{sh}(\beta)}} \tag{10}$$

由式(10)可求得:

$$\left. \begin{aligned} \lim_{R_1^* \rightarrow \infty} \epsilon &= 0 \\ \lim_{R_1^* \rightarrow 0} \epsilon &= \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \frac{2}{P}}} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

根据式(10)绘制的 $\epsilon = f(R_1^*, P)$ 线图示于图3中。

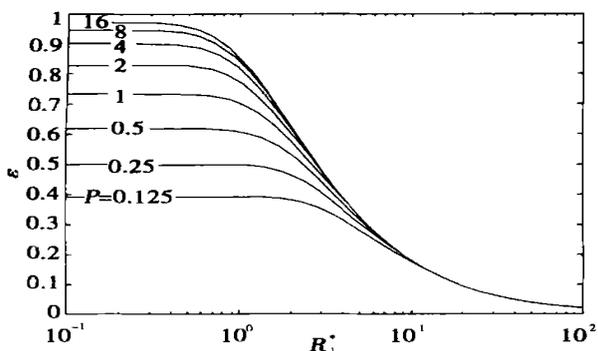


图3 效能与热阻的关系曲线图

为便于比较,也可按照以上换热器效能的定义导出二维模型下地热换热器的换热效能的关系式:

$$\epsilon_2 = \frac{2}{1 + R_{11}^* + R_{12}^*} \quad (12)$$

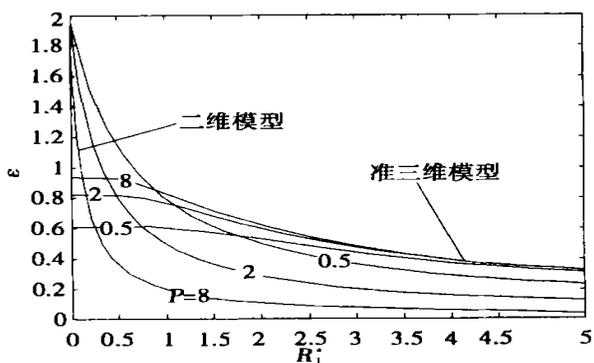


图4 两种模型下的效能比较

由两种不同模型所得出的换热器效能的比较标绘在图4中。从图4可以看出,两种模型得出的结果完全不同。对于二维模型,明显可以看到两个反常的现象。其一,当U型管两支管间传热热阻增大时,其换热效能反而降低;其二,特别是当 R_{11}^* 较小时,二维模型下换热器效能居然大于1,这违反了热力学第二定律。这是由于二维模型采用了不符合实际的假定 $T_{f1} = T_{f2}$, $q_1 = q_2$ 所致。对于二维的传热模型,由于回避了管内流体温度沿深度方向的变化,在本质上没有涉及换热器的两种介质间的传热问题,只是考虑了钻孔内的导热热阻计算。因此,用二维模型仅可确定钻孔内的导热热阻,用它来确定地热换

热器流动介质进出口温度是不合适的。

4 讨 论

根据以上的分析,要提高U型埋管地热换热器的效能,必须最大限度地降低支管中流体至钻孔壁的传热热阻。另一方面,尽可能的提高两支管之间的热阻,这样可以减轻两支管间的“漏热”,同样可以达到提高U型埋管地热换热器效能的目的。在实际应用中,应在设置U型埋管换热器时尽可能地增大两支管之间的距离,使支管尽可能贴近孔壁,可以同时达到减小 R_{11}^* 与增大 R_{12}^* 的目的。

以已知钻孔深度 H 的校核计算为例,说明如何确定某一时刻地热换热器流体的进出口温度。

首先,对于钻孔壁以外的非稳态传热,由已知的热负荷 Q 、运行时间 τ 、土壤热物性及钻孔之间的几何配置,计算出钻孔壁的壁温 $T_b(\tau)$ 。其次,根据本文分析所得的换热器效能公式或相应的曲线图,确定地热换热器效能 ϵ 。第三,由计算得到的钻孔壁温 $T_b(\tau)$ 和换热器效能 ϵ ,可以确定流体进出口温度。

由于准三维模型抛弃了二维模型中不符合实际的假设,避免了必须用平均温度来计算出口温度和换热量的弊端,使得地热换热器的设计和模拟结果更加可靠与合理。

参考文献:

- [1] BOSE J E, PARKER J D, MCQUISTON F C. Design/ data manual for closed-loop ground-coupled heat pump systems[R]. Atlanta: ASHRAE, 1985.
- [2] YU M Z, DIAO N R, FANG Z H. A pilot project of the closed-loop ground-source heat pump system in China[A]. *Proceeding of IEA 7th Heat Pump Conference* [C]. Beijing: 2002. 37-41.
- [3] KAVARAGH S P. Ground-source heat pumps[J]. *ASHRAE Journal* 1998 40(10): 22-26
- [4] ZENG H Y, DIAO N R, FANG Z H. A finite line-source model for boreholes in geothermal heat exchangers[J]. *Heat Transfer - Asian Research* 2002 31(7): 558-567.
- [5] GU Y O, NEAL D L. Development of an equivalent diameter expression for vertical U-tubes used in ground-coupled heat pumps[J]. *ASHRAE Trans.* 1998 104(2): 347-355.
- [6] DIAO N R, CUI P, FANG Z H. The thermal resistance in a borehole of geothermal heat exchanger[A]. *Proc 12th International Heat Transfer Conference* [C]. France: 2002. 239-343.
- [7] HELLSTROM G. Ground heat storage. Doctoral Thesis [D]. Sweden: University of Lund, 1991.
- [8] 曾和义, 方肇洪. U型埋管地热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): 7-12.

(渠源 编辑)

Hangzhou, China, Post Code: 310027), WANG Can-xing (Mechanics Department, Zhejiang University, Hangzhou, China, Post Code: 310027) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(4). — 378 ~ 381

As a kind of momentary all-field measuring technique PIV (particle image velocimetry) measurement and test technology has been tentatively employed to measure particle movement in a circulating fluidized bed (CFB) in order to gain a better understanding of the complicated gas-solid two-phase flow characteristics in the CFB. Preliminary tests have been completed on a 200mm × 200mm (cross-section) × 4m (height) cold-state CFB test rig. In addition, with the use of a binary cross-correlation image processing algorithm obtained was a particle-movement vector diagram on an in-bed section. The preliminary test results have fairly well reflected some characteristics of the particle movement in the CFB, presaging the bright prospects of the application of PIV technique for studying gas-solid dual-phase fluid characteristics in the CFB.

Key words: gas-solid dual-phase flow, particle image velocimetry, circulating fluidized bed

同轴旋转射流燃烧器空气动力场的可视化研究 = **Visualization Research on the Aerodynamic Field of a Co-axial Swirl-jet Burner** [刊, 汉] / WU Jiang, ZHANG Ming-chuan, TIAN Feng-guo, et al (School of Mechanical & Power Engineering under the Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200240) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(4). — 382 ~ 386

A visualization experimental study has been conducted of the aerodynamic field of a co-axial swirl-jet burner. The boundary of a visual zone, namely, the interface between primary air and secondary air, was obtained through the use of image processing. Moreover, with the use of a fractal theory the fractal dimension of the above interface was also studied. It is found that under different swirling flow intensities of the primary and secondary air and different primary-air feeding rates the fractal dimension variation assumes a definite distribution pattern. On the basis of the above the stratified flow conditions were determined. **Key words:** low NO_x burner, aerodynamic field, visualization experiment, fractal dimension

竖直 U 型管地热换热器的准三维传热模型 = **A Quasi Three-dimensional Heat Transfer Model for Vertical U-Tube Geothermal Heat Exchangers** [刊, 汉] / DIAO Nai-ren, ZENG He-yi, FANG Zhao-hong (Ground-source Heat Pump Research Unit under the Shandong Architectural Engineering Institute, Jinan, China, Post Code: 250014) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(4). — 387 ~ 390

In pursuit of a more advanced study of ground-source heat exchangers the temperature distribution of fluid working media along borehole depth direction was investigated. By analyzing the heat transfer process in the borehole of a vertical embedded-tube geothermal heat exchanger derived was an analytical expression of the efficiency of the said exchanger. Thus, it is possible to abandon the irrational assumptions contained in former simplified models and provide a more accurate and rational theoretical basis as well as a calculation method for the design and simulation of geothermal heat exchangers. **Key words:** ground-source heat pump, geothermal heat exchanger, thermal resistance, efficiency

余热锅炉管口区传热的数值分析 = **Numerical Analysis of Heat Transfer at the Tube Inlet Zone of a Heat Recovery Boiler** [刊, 汉] / SONG Chang-hua (Power Engineering Department, Chongqing College of Electric Power, Chongqing, China, Post Code: 400053), LI Long-jian (Power Engineering Institute under the Chongqing University, Chongqing, China, Post Code: 400044) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(4). — 391 ~ 394

On the basis of a heat transfer analysis system for a high-temperature heat exchange equipment inlet tube a physical and mathematical model was set up for investigating the heat transfer at the inlet zone of a heat recovery boiler installed at a Natural Gas Chemical Works. Pertinent numerical analyses are conducted. The results of the analyses indicate that the use of an innovative dual porcelain tube-based protective structure can improve the heat transfer performance and also reduce the temperature of tube material at the tube inlet zone of the heat recovery boiler. This is conducive to alleviating the