

地源热泵竖直埋管的有限长线热源模型

曾和义,刁乃仁,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:对地热换热器竖直埋管的非稳态传热模型进行了分析讨论。采用虚拟热源和格林函数法给出了半无限大介质中有限长线热源产生的非稳态温度场的解析解表达式。与稳态温度场的解进行比较,讨论了温度场达到名义上的“稳态”所需的时间,同时对于达到稳态时的温度场也进行了分析,指出了现行教科书中关于该问题的错误,提出了稳态时两个地热换热器孔壁代表性温度的定义,并对两者进行了比较,进而给出了可供工程应用的简化计算公式。基于以上分析,进一步讨论了全年冷热负荷不平衡对地热换热器长期性能的影响。

关键词:地源热泵;地热换热器;导热;传热模型

中图分类号:TK17 文献标识码:A

1 引言

在地源热泵空调系统的设计中,确定地热换热器的换热模型并进行可靠的计算是非常重要的。在地热换热器诸多布置形式中,竖直埋管布置形式因其较水平埋管布置形式有许多的优点而得到广泛的应用^[1]。竖直埋管布置的地热换热器也就是把管子埋在地表以下的竖直钻孔中并用封井材料填实,流体在管内流动并与土壤进行换热。现在工程上常见的地热换热器的钻孔直径为100~200 mm,钻孔深度40~200 m。与所埋管子的深度相比较,钻孔直径是很小的。同时,土壤可以看作是一半无限大介质。因此,埋有管子并与土壤进行着热交换的钻孔,就可以被近似地看作是置于半无限大介质中的线热源而进行传热分析。这种管内流体与周围土壤的换热是非稳态的,对于地热换热器运行工况的分析,常采用无限大介质中的线热源模型^[2]。这种模型比较简单,但由于忽略了地面作为一个边界的影响,当时间趋于无穷大时,温度场不会趋于稳定。因此不能用来讨论长时间的问题。在很多情况下,地热换热器全年的冷热负荷是不平衡的。例如在北方建筑物冬

季的供热负荷和时间远大于夏季的空调负荷和时间;而在南方情况则相反。如果在一年中冬季从地热换热器中抽取的热量与夏季向地热换热器输入的热量平衡,则地热换热器在数年的长时间运行后,地下的年平均温度没有变化,对地热换热器的性能没有影响^[3]。但是,如果地热换热器的吸热和放热不平衡,多余的热量(或冷量)就会在地下积累,引起地下年平均温度的变化。由于地表作为一个边界的影响,当时间足够长以后,这种不平衡热量的效应将会达到一个基本稳定的状态。这一过程的长短取决于钻孔的深度,通常需要十余年。这种换热器周围土壤年平均温度的变化会影响地热换热器长期的换热性能,这是在设计时所必须考虑的。本文拟对此非稳态的传热过程进行分析,并与达到稳定时的结果进行对比分析。根据线性迭加原理、格林函数方法及虚拟热源方法,可以得到有限长线热源在半无限大介质中温度分布的解析解。这个解比无限长线热源引起的温度场的解更好地反映了地热换热器的长期运行的实际工况,可以作为讨论和计算地热换热器实际的非稳态工况的一个基础,但本文的重点是讨论不平衡热量的效应对地源热泵地热换热器长期性能的影响。

2 数学模型

如图1所示,在半无限大介质中初始温度均匀为 t_0 。如果在某一时刻开始,垂直于边界表面的、强度为 q_1 (W/m)的有限长匀强线热源开始放热(或吸热)。由对称性可知,这一温度分布在柱坐标系中是二维的。选取介质表面温度 t_0 (也就是初始时刻介质的温度)为过余温度的零点,即设 $\theta = t - t_0$ 。利用虚拟热源法原理,在与线热源关于边界面对称的位置上设一虚拟线热汇,其强度为 $-q_1$,长度同样为 H 。

收稿日期:2002-04-20; 修订日期:2002-07-10

作者简介:曾和义(1965-)男,四川广汉人,山东建筑工程学院高级工程师,硕士研究生。

©1994-2018 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. <http://www.cnki.net>

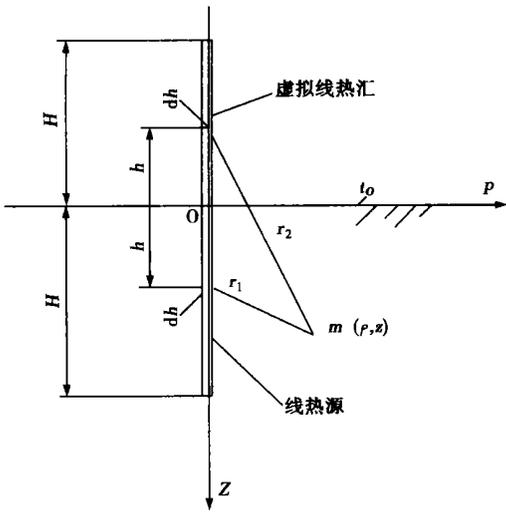


图 1 线热源和线热汇及其几何关系

由于问题的线性性质, τ 时刻点 $M(\rho, z, \tau)$ 处的温度就是线热源与线热汇上微元段在此点产生的过余温度的迭加, 我们导得:

$$\theta = \frac{q_1}{4k\pi} \int_0^H \left\{ \frac{\operatorname{erfc} \left[\frac{\sqrt{\rho^2 + (z-h)^2}}{2\sqrt{\alpha\tau}} \right]}{\sqrt{\rho^2 + (z-h)^2}} - \frac{\operatorname{erfc} \left[\frac{\sqrt{\rho^2 + (z+h)^2}}{2\sqrt{\alpha\tau}} \right]}{\sqrt{\rho^2 + (z+h)^2}} \right\} dh \quad (1)$$

k 和 α 分别为介质的导热系数和热扩散系数。

对式(1)进行无量纲化: 令 $Z = \frac{z}{H}, H' = \frac{h}{H}$,

$$R = \frac{\rho}{H}, F_0 = \frac{\alpha\tau}{H^2}, \Theta = \frac{4k\pi(t-t_0)}{q_1} \text{ 可得:}$$

$$\Theta = \int_0^1 \left\{ \frac{\operatorname{erfc} \left[\frac{\sqrt{R^2 + (Z-H')^2}}{2\sqrt{F_0}} \right]}{\sqrt{R^2 + (Z-H')^2}} - \frac{\operatorname{erfc} \left[\frac{\sqrt{R^2 + (Z+H')^2}}{2\sqrt{F_0}} \right]}{\sqrt{R^2 + (Z+H')^2}} \right\} dH' \quad (2)$$

可见, 无量纲温度 Θ 是无量纲变量 Z, R, F_0 的函数, 即 $\Theta = f(Z, R, F_0)$ 。

如果取 $Z = 0.5, R$ 取定为孔壁处的相对半径 $R_b = r_b/H$, 则孔壁中点的无量纲温度 Θ_b 是 R_b 和 F_0 的函数。对于不同的钻孔, 由式(2)可得孔壁中点无量纲温度随 F_0 (随时间) 的变化关系图(如图 2)。从图 2 可以看出, 随着时间的推移(即随着 F_0 的增大), 无量纲温度 Θ 刚开始是急剧增大, 然后逐渐趋

于平缓。理论上讲, 只有当 $F_0 \rightarrow \infty$ 时, 温度场才能达到稳定。

如果定义: 当某处非稳态的温度达到稳态时温度的 0.98 倍时, 称在该处非稳态传热达到了“稳态”, 则可得出非稳态传热达到稳态所需的时间, 如图 2。图中示出了在五条不同的相对半径条件下无量纲温度随傅里叶数变化的关系曲线图。从图中可以看出, 温度达到稳态时所用时间与点的坐标有关系, 如果距线热源距离越远(即 R 越大), 按以上定义达到稳态所用时间也就越长, 这是“半无限大介质”边界条件引起的比较特殊的情况。按图 2 所给出的曲线关系, 可用回归方法得到坐标 R 与该处达到名义上的“稳态”所需的时间的关系式为:

$$F_0 = 3.8R_b + 0.29 \quad (0.0001 \leq R_b \leq 0.75) \quad (3)$$

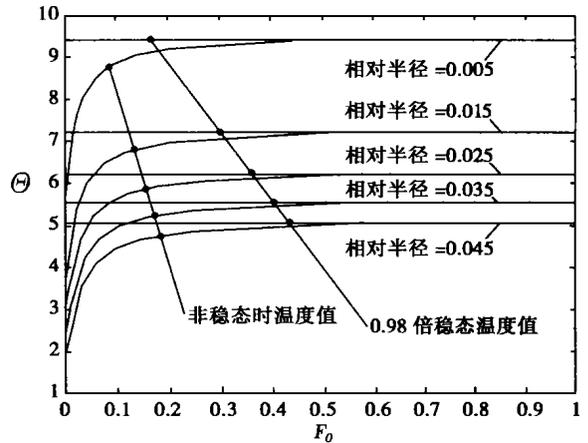


图 2 无量纲温度与傅里叶数间关系曲线

对于一个典型的钻孔: $r_b = 0.055 \text{ m}, H = 55 \text{ m}$, 则 $R_b = 0.001$, 则孔壁非稳态温度达到名义上的稳态所需的时间为 $F_0 = 0.2938$ 。如 $\alpha = 3 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, 则 $\tau = 9.394$ 年。

当 $F_0 \rightarrow \infty$ 时, 以上非稳态的解趋于稳态的温度场, 其解析表达式为^[4]:

$$\theta_s = \frac{q_1}{4\pi k} \ln \left[\frac{\sqrt{(H-z)^2 + \rho^2} + (H-z)}{\sqrt{(H+z)^2 + \rho^2} + (H+z)} \times \frac{2z^2 + 2z\sqrt{\rho^2 + z^2} + \rho^2}{\rho^2} \right] \quad (4)$$

同样引入无量纲量对上式进行化简, 则式(4)可无量纲化为:

$$\Theta_s = \ln \left[\frac{\sqrt{(1-Z)^2 + R^2} + 1-Z}{\sqrt{(1+Z)^2 + R^2} + 1+Z} \right]$$

$$\frac{2Z^2 + 2Z \sqrt{R^2 + Z^2} R^2}{R^2} \quad (5)$$

可知稳态时温度场中无量纲温度 Θ_s 只是无量纲坐标 Z 和 R 函数, 即 $\Theta_s = f(Z, R)$ 。

3 孔壁中点稳态温度简化计算式

在地源热泵的地热换热器的设计中, 最关心的是钻孔壁上的温度, 即在 $\rho = r_b$ 处的温度。对于给定的钻孔尺寸, 孔壁无量纲温度将是相对深度 Z 的函数。给定不同的钻孔直径, 可得不同的孔壁稳态过余温度随相对深度的变化关系图。图 3 是相对半径 $R_b = r_b/H$ 分别为 0.000 5、0.002 75、0.005 时孔壁无量纲稳态过余温度随相对深度变化的关系曲线。从图中可看出, 随着相对深度从零逐渐地增加, 无量纲稳态过余温度先是急剧增大, 在孔的中段经过一个相对平缓的变化段, 在接近孔的底部时又急剧下降。当 Z 超过 1 后, 无量纲稳态过余温度渐渐趋于零。

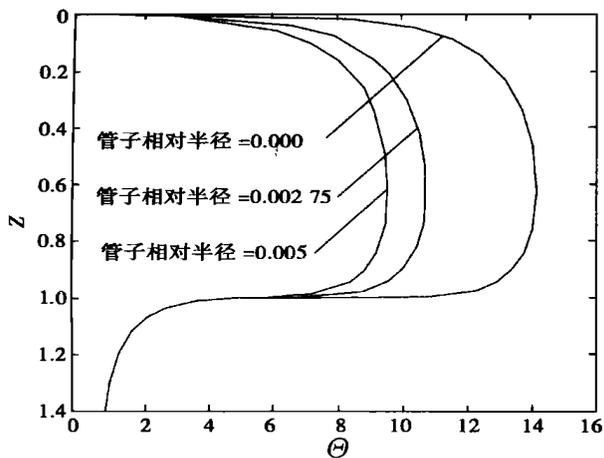


图 3 无量纲温度沿钻孔深度变化关系图

在工程实际中, 常常希望用一个代表性的温度来表征孔壁上的过余温度。一个常用的方案是取 $z = H/2$ 处孔壁的温度作为孔壁的代表温度。通常情况下, 在地热换热器中, 钻孔半径 r_b 相对于钻孔深度 H 是一个很小的量, 即 $r_b/H \ll 1$ 。通过对式(5)进行化简, 可以得到计算孔壁中点稳态过余温度的近似计算公式:

$$\theta_b = \theta \left(r_b, \frac{H}{2} \right) \approx \frac{q_1}{2\pi k} \ln \frac{H}{\sqrt{3} r_b}, \quad (r_b/H \ll 1) \quad (6)$$

值得指出的是, 在很多传热手册和传热学教科书^[5~9]中都讨论了这一问题, 并给出了这一问题的解:

$$\theta_b^* = \frac{q_1}{2\pi k} \ln \frac{2H}{r_b}, \quad (r_b/H \ll 1) \quad (7)$$

实际上这个解是错误的。式(7)所表示的解适合于边界绝热的半无限大介质中有限长线热源产生的稳态温度场, 但都被错误地用作等温边界条件的解。当 $R_b = r_b/H = 0.001$ 时, 这两者之间的偏差可达 19.5%; 对于较大的相对半径 R_b , 两者的偏差更大。因此在使用这一公式时应注意纠正教科书中错误。

4 孔壁积分平均稳态温度

用孔壁深度方向中点处的温度作为孔壁的代表温度虽然比较方便, 但在定义上显得有些随意性。也可以以沿整个孔壁深度方向温度的积分平均值作为孔壁代表稳态温度, 这样在传热计算中更为合理, 也就是:

$$\bar{\theta}_b = \frac{1}{H} \int_0^H \theta(r_b, z) dz \quad (8)$$

$$\text{或 } \bar{\theta}_b = \frac{4\pi k \bar{\theta}_b}{q_1} = \int_0^H \Theta(R_b, Z) dz \quad (9)$$

积分平均温度可以由式(5)通过数值积分的方法得到。

从式(6)和式(9)可得知, 稳态时无量纲的孔壁中点温度和积分平均温度均只与相对半径大小有关。图 4 分别绘制出这两个温度值随相对半径变化的关系曲线图, 从图 4 可以看出, 积分平均值与管壁中点温度的值相比较, 积分平均值要小于管壁中点温度的值。对于工程中常用的钻孔半径(相对半径为 0.000 5 ~ 0.005), 积分平均值与由简化公式计算出的管壁中点温度的值其相对误差大小在 3.4% ~ 5% 之间。但是, 积分平均值计算过于繁琐, 用于工程实际显然是不方便的。从图 4 可以看出, 积分平均温度与相对半径的对数值近似于直线关系, 由此可以用线性回归的方法确定孔壁积分平均温度与相对半径的近似关系式。这样, 可以整理出形式如式(6)便于应用的计算公式:

$$\bar{\theta}_b \approx \frac{q_1}{2k\pi} \ln \frac{H}{2.2 \cdot r_b} \quad (10)$$

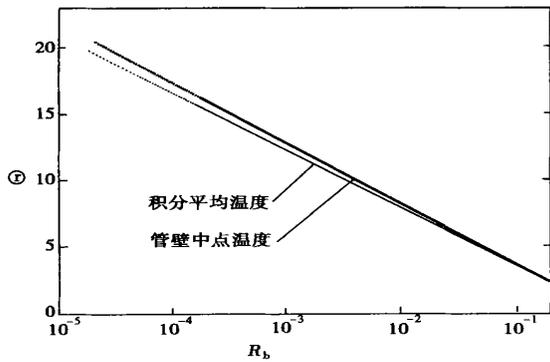


图 4 积分平均温度与管壁中点温度比较

通过与积分平均温度的精确值进行比较可知, 当 $0.0005 < r_b/H < 0.005$ 时, 式(10)的相对误差均小于 0.5% 。

5 影响孔壁稳态过余温度的因素

由式(4)可知, 影响孔壁稳态过余温度的因素较多, 包括线热源全年平均热强度 q_1 、介质导热系数 k 、埋管深度 H 、钻孔的半径 r_b 。经过无量纲处理后可知, 影响稳态时孔壁无量纲过余温度的因素为相对埋管深度 Z 和相对钻孔半径 R_b 。对于钻孔孔径以及埋管所需释放的热负荷(即线热源强度 q_1)一定的实际工程, 为保证换热器的长期运行性能, 通常须保证稳态时孔壁过余温度不得超过某一给定的值。对于一个典型的单个钻孔地热换热器, $r_b = 0.055$ m, $H = 55$ m, 则 $R_b = 10^{-3}$ 。由式(10)可得此时无量纲稳态温度为 $\Theta = 12.23$ 。对于一个由 N 个钻孔组成的地热换热器, 在某一个孔壁处的在任一时刻的温升可由该组换热器的各钻孔在该处引起的温升迭加得到, 即

$$\theta_e = \theta(r_b, \tau) + \sum_{i=1}^{N-1} \theta(r_i, \tau) \quad (11)$$

其中: r_i 表示第 i 个钻孔与所考虑的钻孔间的距离。当然上式也适用于稳态的情况。如果地热换热器是一个由六个钻孔组成的 2×3 矩形阵列, 钻孔间的间隔都为 6 m, 则按照迭加原理, 可以计算得到稳态时最不利的钻孔的孔壁无量纲温升为 $\Theta = 12.23 + 3 \times 2.85 + 2 \times 2.16 = 25.10$ 。如果地热换热器每个钻孔每米孔深所分担的全年不平衡的热负荷为 3.15×10^5 kJ/m, 即全年平均的稳态热负荷为 $q_1 = 10$ W/m, 土壤的导热系数为 $k = 2.5$ W/(m·K), 则可得以上单孔换热器的孔壁稳态温升为 $\theta_b = 3.9$ °C; 六个钻

孔组成地热换热器的孔壁稳态温升为 $\theta_b = 8.0$ °C。如果钻孔的数量再增加或间距减小, 相邻钻孔的影响还会进一步增加。

以上计算结果表明, 对于全年冷热负荷不平衡的地热换热器, 例如北方寒冷地区的地源热泵系统, 必须考虑这种由于冷热负荷的不平衡所带来的长期影响, 否则将不能保证系统在若干年的运行以后仍能承担正常的负荷。其次, 对于孔径一定的钻孔来说, 加大孔深 H 将不利于从地表的吸热(或散热), 因而会增大不平衡热负荷所引起的稳态温差。不过, 在工程通常所能调节的孔深范围内, 单纯靠减小孔深来改善这种长期工况的特性, 其作用是有限的。对于由多孔组成的地热换热器, 加大孔间距有利于减轻各孔间的相互影响, 但可能受占地面积的限制。因此, 对于选择的地源热泵系统, 关键还是在于减小冷热负荷的不平衡程度, 亦即减小全年平均的稳态热负荷 q_1 。为此可以考虑采用混合系统^[9], 即当地热换热器全年的冷热负荷不平衡时, 可以考虑按其中较小的负荷设计地热换热器。全年运行中地热换热器负担平衡的冷热负荷, 而不平衡的部分由其它辅助的加热(或冷却)设备来完成。

6 结 论

(1) 半无限大介质中有限长线热源产生的温度响应更好地描述了竖直埋管地热换热器在长期运行时的传热过程, 可以作为分析和计算竖直埋管地热换热器的传热的基础。

(2) 对于地热换热器的工程实际应用, 可以考虑采用孔壁中点温度或孔壁积分平均温度作为达到稳态时孔壁的代表性温度, 但两者的差别可达 5% 。由简化计算公式(6)计算的孔壁中点温度作孔壁的代表性温度值是通常推荐的方法; 而由孔壁积分平均温度拟合得到的计算公式(10)则是更合理、同时也没有增加计算难度的计算公式。

(3) 在设计地源热泵系统时, 冷热负荷的不平衡程度对系统的设计有重要的影响。为保证地源热泵系统在长期运行当中能有足够的制热(或制冷)能力, 在系统设计选择时应力求减小冷热负荷的不平衡程度, 即减小全年平均的稳态热负荷 q_1 , 最好能够使冷热不平衡度 q_1 为零。否则, 应增加地热换热器埋管的长度, 或考虑采用混合系统。

大型锅炉长期动态特性研究中的烟气计算模型

李运泽, 杨献勇

(清华大学 热能工程系, 北京 100084)

摘要: 为了简便、准确、快速地解决大容量锅炉汽轮机组长期动态特性研究中的烟气放热计算问题, 本文针对现有仿真用烟气放热模型的主要不足, 由大容量锅炉热力计算的杜卜斯基-卜劳赫公式推导出新的仿真与动态特性分析用炉膛烟气放热模型; 并通过简要的分析、简化和推导, 得出了动态过程中各种锅炉换热面烟气出口温度和放热量计算方法, 这些烟气计算模型能够较为准确、简单地反映动态过程中高温烟气在大容量锅炉的炉膛和各烟道换热面的烟温及放热量的变化规律, 应用十分方便。最后将本文的烟气计算模型应用于某 600 MW 超临界机组的动态特性仿真, 仿真结果合理、正确。

关键词: 大容量锅炉; 长期动态特性; 仿真; 烟气计算模型

中图分类号: TM621 文献标识码: A

1 引言

锅炉汽轮机组的动态特性分析与仿真离不开锅炉的烟气放热量计算^[1~3]。目前烟气计算使用的炉膛模型有两种: 一种是文献[2~3]中介绍的基于四次方定律的四次方模型, 这种模型存在难以合理确定炉膛烟气代表温度, 计算结果也不能较为精确地反映炉膛放热量随燃料量变化的变化规律; 另一种是

基于前苏联锅炉热力计算标准中古尔维奇公式^[3]的非四次方模型, 这一模型能较为简便、准确地反映中小型锅炉炉膛出口烟温和放热量的变化规律, 但由于古尔维奇公式应用在大容量锅炉上会出现较大误差^[4~5], 因而在大容量锅炉动态特性分析和计算中采用这一模型会产生较大的误差。

文献[4~5]中研究表明大容量锅炉的炉膛尺寸较大, 炉膛内烟气温度分布的不均匀度加大, 在其炉膛出口烟温的热力计算中采用充分考虑上述因素并拟合了大量实际机组统计数据的杜卜斯基-卜劳赫公式较古尔维奇公式和四次方定律更为准确合理。因而推导出基于杜卜斯基-卜劳赫公式的仿真用炉膛烟气模型会提高大容量锅炉动态特性计算的精度。

本文在总结前人研究^[1~5]的基础上, 由大容量锅炉炉膛热力计算的新方法(杜卜斯基-卜劳赫公式^[4~5])推导出新的仿真与动态特性分析用炉膛烟气放热模型, 其仿真实验和分析表明这一新的非四次方模型能较为全面、合理地反映动态过程中大容量锅炉炉膛出口烟温与放热量的变化规律, 应用也十分简单。

收稿日期: 2002-03-20; 修订日期: 2002-06-02

作者简介: 李运泽(1972-), 男, 河北邢台人, 清华大学博士研究生。

参考文献:

- [1] BOSE J E, PARKER J D, MCQUISTON F C. Design/data manual for closed-loop ground-coupled heat pump system[M]. Atlanta: American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1985.
- [2] 柳晓雷, 王德林, 方肇洪. 竖直埋管地热换热器的传热模型与计算[J]. 建筑热能通风空调, 2001, 21(2): 1-3.
- [3] 崔萍, 刁乃仁, 方肇洪. 地热换热器间歇运行工况分析[J]. 山东建筑工程学院学报, 2001, 16(1): 52-57.
- [4] 曾和义, 刁乃仁, 方肇洪. 竖直埋管地热换热器的稳态温度场分析[J]. 山东建筑工程学院学报, 2002, 17(1): 1-6.

- [5] ECKERI E R G, DRAKE R M. Analysis of heat and mass transfer [M]. New York: Mc Graw-Hill, 1972. 104-106.
- [6] ROHSENOW W M. Handbook of heat transfer[M]. New York: Mc Graw-Hill, 1973.
- [7] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. (第三版). 北京: 高等教育出版社, 1998.
- [8] 张洪济. 热传导[M]. 北京: 高等教育出版社, 1992.
- [9] 钱滨江. 简明传热手册[M]. 北京: 高等教育出版社, 1984.
- [10] PHETTEPLACE G, SULLIVAN W. Performance of a hybrid ground-coupled heat pump system[J]. ASHRAE Transactions, 1998, 104(1B): 763-770.

(何静芳 编辑)

neering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200240) //Journal of Engineering for Thermal Energy &Power. — 2003, 18(2). 163—165

A numerical simulation was conducted of the particle movement in a fluidized bed with two-dimensional non-uniformly distributed air. In addition to dealing with a gas-phase field by the use of Euler method a Lagrangian method is employed to treat a discrete particle field, directly keeping track of each particle in the particle field. The results of simulation indicate that there exists in the fluidized bed with non-uniformly distributed air an inner circulation movement of the particles. Hence, the mixing characteristics of the particles in the fluidized bed under discussion are superior to those in a conventional fluidized bed with uniformly distributed air. **Key words:** non-uniformly distributed air, fluidized bed, discrete element method

地源热泵竖直埋管的有限长线热源模型 = A Model of Finite-length Linear Heat-source for the Vertical Embedded Pipe of a Ground-source Heat Pump [刊, 汉] /ZENG He-yi, DIAO Nai-ren, FANG Zhao-hong (Research Institute of Ground-source Heat Pumps under the Shandong Institute of Architectural Engineering, Jinan, China, Post Code: 250014) //Journal of Engineering for Thermal Energy &Power. — 2003, 18(2). 166—169

Analyses and discussions were conducted of a non-steady heat transfer model for the vertical embedded pipe of a geothermal heat exchanger. With the use of a virtual heat source and Green function method obtained is an analytical solution expression for the non-steady temperature field generated by a finite-length linear heat source in semi-infinite large media. By way of comparison with a steady-state temperature field solution discussed is the time required for the temperature field to attain a nominal "steady state". Meanwhile, an analysis is performed of the temperature field when it has reached a steady state. In this connection a mistake that appeared in current textbooks was indicated. Two representative steady-state borehole wall temperatures, i. e., the temperature at the middle of the borehole and the integral mean temperature along the borehole, are defined. A comparison of the difference between these two temperatures has led to a simplified calculation formula, suitable for engineering applications. On the basis of the above analyses discussed further is the impact of the annual imbalance between heating and cooling loads of geothermal heat exchangers on their long-term performance. **Key words:** ground-source heat pump, geothermal heat exchanger, heat conduction, heat transfer model

大型锅炉长期动态特性研究中的烟气计算模型 = Flue-gas Calculation Model Used in the Study of Long-term Dynamic Characteristics of a Large-sized Boiler [刊, 汉] /LI Yun-ze, YANG Xian-yong (Department of Thermal Energy Engineering, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) //Journal of Engineering for Thermal Energy &Power. — 2003, 18(2). 170—172

The study of long-term dynamic characteristics of a large-sized turbogenerator set requires a simplified, accurate and rapid calculation of flue-gas heat release rate. To eliminate the main deficiency of currently used flue-gas heat release simulation models the authors have deduced from Dybosky-Broch formula of large-sized boiler thermodynamic calculation a new flue-gas heat release model for the simulation and analysis of dynamic characteristics. Moreover, through a concise analysis, simplification and deduction obtained was a method for calculating flue-gas outlet temperatures and heat release rates in a dynamic process for various boiler heat exchange surfaces. The recommended easy-to-use flue-gas calculation model offers a relatively accurate and simple expression of the variation mechanism of flue gas temperature and heat release rate of high-temperature gases in the furnace and various gas-pass heat exchange surfaces of a large-sized boiler during a dynamic process. The flue-gas calculation model has been used to simulate the dynamic characteristics of a 600MW super-critical power generation unit with rational and accurate simulation results being obtained. **Key words:** large-sized boiler, long-term dynamic characteristics, simulation, flue-gas calculation model

膜式水冷壁壁温影响因素的数值分析 = Numerical Analysis of Factors Having an Impact on the Wall Tempera-