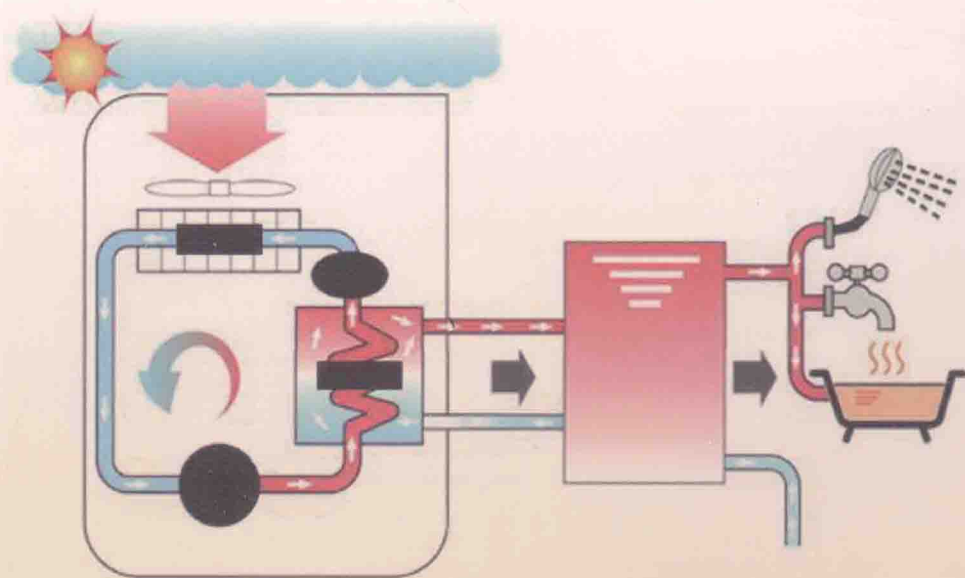


Heat Pump
and Solar Energy Application Technology

热泵与太阳能利用技术

主 编 杨启岳 赵 敏
副主编 周鑫发 林 巍 张丽丽



热泵与太阳能利用技术

主 编 杨启岳 赵 敏
副主编 周鑫发 林 巍 张丽丽



ZHEJIANG UNIVERSITY PRESS
浙江大学出版社

图书在版编目(CIP)数据

热泵与太阳能利用技术 / 杨启岳, 赵敏主编. —杭州: 浙江大学出版社, 2015. 4
ISBN 978-7-308-14391-2

I. ①热… II. ①杨… ②赵… III. ①太阳能—热泵—再生能源—文集 IV. ①TK515-53

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2015)第 032960 号

热泵与太阳能利用技术

主 编 杨启岳 赵 敏

副主编 周鑫发 林 巍 张丽丽



责任编辑 石国华

封面设计 刘依群

出版发行 浙江大学出版社

(杭州市天目山路 148 号 邮政编码 310007)

(网址: <http://www.zjupress.com>)

排 版 杭州星云光电图文制作有限公司

印 刷 杭州日报报业集团盛元印务有限公司

开 本 787mm×1092mm 1/16

印 张 22

字 数 550 千

版 印 次 2015 年 4 月第 1 版 2015 年 4 月第 1 次印刷

书 号 ISBN 978-7-308-14391-2

定 价 58.00 元

版权所有 翻印必究 印装差错 负责调换

浙江大学出版社发行部联系方式: 0571-88925591; <http://zjdxcsb.tmall.com>

前言

当前,世界政治、经济格局深刻调整,能源供求关系深刻变化。我国能源资源约束日益加剧,生态环境问题突出,调整结构、提高能效和保障能源安全的压力进一步加大,能源发展面临一系列新问题和新的挑战。世界能源权威机构分析,全球石油、煤炭、天然气、油页岩等化石能源的存储量非常有限,尤其是利用化石燃料燃烧的传统发电模式会排放大量二氧化碳,以及二氧化硫、氮氧化物、粉尘等,造成严重的污染,人类的生存环境将难以承载其重。

我国的《可再生能源中长期发展规划》明确指出:把发展可再生能源作为全面建设小康社会和实现可持续发展的重大战略举措,加快水能、风能、太阳能和生物质能的开发利用。国务院《2014—2020年能源发展战略行动计划》提出到2020年,非化石能源占一次能源消费比重达到15%,天然气比重达到10%以上,煤炭消费比重控制在62%以内。2014年APEC期间,中美发表《气候变化联合声明》,我国首次正式提出,计划到2030年中国非化石能源占一次能源消费比重提高到20%左右。这对处于电力需求强劲的经济高速发展阶段、以煤炭发电为主的中国来说是严峻的挑战。

太阳能是各种可再生能源中最重要的基本能源,太阳每年投射到地面上的辐射能可达12.9万亿吨标准煤。我国太阳能较丰富的区域占国土面积的三分之二以上,年辐射量超过6000兆焦/平方米,开发利用太阳能前景广阔。太阳能利用包括太阳能光伏发电、太阳能热发电,以及太阳能热水器和太阳房等热利用方式。

热泵技术是一种低温余热利用的节能技术,也是全世界备受关注、方兴未艾的新能源技术。现在我国主要利用的热泵技术,按低位热源分为:水源(海水、污水、地下水、地表水等)热泵,地源(包括土壤、地下水)热泵,以及空气源热泵。

《能源工程》作为国内报道能源技术的主要科技期刊之一,近年来刊登了大量的太阳能利用技术和热泵技术的文章,为此,我们特意从中选取部分比较具有参考价值的文献,加以修改补充,辑录成册,同时根据实际完成的示范项目编写了实践案例附在章节之后,以集中展示国内太阳能技术及热泵技术领域的发展和取得的成果,供国内相关工程技术人员参考。由于编辑时间仓促,粗疏之处难免,敬请读者朋友谅解。

鸣谢:感谢浙江中新能源科技有限公司为本书提供工程实践案例。

编者

2014年11月

目 录

第一章 热泵技术与应用

地源热泵竖直地埋管换热量的计算	王海涛,等(1)
地源热泵垂直埋管的传热模型及计算	苏庆勇(8)
一种基于排取热量平衡的地源热泵系统设计方法	万福春,等(13)
复合式土壤源热泵的研究现状及发展趋势	杜诗民,等(18)
不同管间距的垂直 U 型地埋管换热实验研究	刘业凤,等(28)
复合式土壤源热泵系统设计	杜诗民,等(34)
基于 WebAccess 的地源热泵远程能效测评系统的设计与实现	林 巍,等(40)
增强型地热发电技术及发展前景	梁松彬(47)
地源热泵空调系统设计与制冷性能分析	蒋绿林,等(51)
浅析地表水源热泵空调系统的节能特性	周 燕,等(55)
杨凌某小区地下水源热泵空调系统冬夏季能效状况实测与分析	王 康(60)
杨凌示范区利用浅层地下水热泵技术分区集中供冷供热可行性分析	王智伟,等(66)
“地热+高温水源热泵”区域供暖工程的环境影响分析	咎 成,等(71)
地源热泵在南方城市的应用分析	韩 勇,等(75)
太阳能电池与热泵热水器联合运行系统性能分析	汤 珂,等(82)
太阳能热泵多功能复合机系统数学模型	陈丽霞,等(88)
太阳能辅助地源热泵联合供暖(制冷)运行模式分析	李朝佳,等(96)

第二章 太阳能热利用技术

太阳热水系统节能量计算方法探讨	程冠华(101)
太阳能集热器热性能测试系统	王亚辉,等(107)
全玻璃真空太阳集热管(器)寿命测试方法的分析	薛怀生(112)
相变蓄热式家用太阳热水系统国外研究进展	薛怀生,等(121)
两种太阳能集热器的瞬时效率对比分析	韩俊峰,等(128)
提高太阳能集热器热性能的实验研究	张 达,等(131)
连接方式对自然循环太阳能热水系统的影响	周 玲,等(135)
热管技术应用于太阳能平板集热器的研究	万福春,等(140)
太阳能中高温热利用技术及其经济性分析	王红梅,等(146)
槽式太阳能热发电技术在中国的发展现状及潜力分析	赵明智,等(151)
太阳能热发电用相变蓄热器的数值模拟与优化	宋鸿杰,等(156)
纳米流体太阳能电热联产系统性能研究	骆仲决,等(164)

槽式和塔式太阳能热发电的热效率及环境影响分析与评价	王克红,等(171)
太阳能电站中涡轮机的设计	陈义胜,等(177)
太阳能膜蒸馏集热系统实验研究	殷文其,等(182)
太阳能两级喷射式制冷系统性能的分析	王子敬,等(187)
太阳能制冷系统低温储粮研究	张 允,等(194)
太阳能干燥在工农业生产中应用的可行性及应用实例	李立敦,等(198)

第三章 光伏技术及应用

计算晶体硅电池最大串联数量的一种方法	四建方,等(203)
太阳能电池背表面钝化的研究	周国华,等(208)
单晶硅太阳电池在槽式聚光与普通光照条件下伏安特性的对比研究	何建华,等(214)
太阳电池组件封装技术的探讨	邵燕瑛(219)
便携式光伏组件 $I-V$ 特性测试系统研究	冯志诚,等(223)
胶体电池在光伏系统中的适用性分析	陈 巍,等(228)
一种中空玻璃光伏组件的性能研究	董 娴,等(234)
光伏电站太阳能电池阵列间距的计算	吴永忠,等(240)
商用太阳电池改造的光伏-光热组件传热性能分析	杜 强,等(243)
高聚光光伏发电系统和常规晶硅发电系统的对比实验	刘晨曦,等(248)
基于 LabVIEW 的光伏电站发电设备温度监测系统	司德亮,等(253)
聚光型光伏电池的冷却方式	张海涛,等(259)
智能光伏组件的研究与实践	李金刚,等(266)
离网型太阳能光伏供电系统运行情况分折	赵明智,等(272)
不停电独立光伏系统的优化设计	杨金焕,等(276)

第四章 太阳能跟踪技术

基于 MATLAB 的太阳辐射资源计算	杨 婧,等(280)
双轴转动的太阳自动跟踪装置研究和设计	刘学东,等(285)
一种新型太阳自动跟踪系统的设计	王际洲(290)
时序与光传感复合控制在太阳跟踪系统中的应用	曾忠利,等(294)
太阳时角对槽式聚光器焦线位置的影响	李承晴,等(299)
分布式光伏发电系统最大功率点跟踪技术比较研究	林期远,等(306)
光伏发电系统增加单轴跟踪装置的经济性分析	王海波(320)
光伏电池最大功率点跟踪方法的研究	张国荣,等(325)

附录一 热泵技术工程案例分折	(330)
----------------------	-------

附录二 太阳能热水系统设计案例	(334)
-----------------------	-------

第一章 热泵技术与应用

地源热泵竖直地埋管换热量的计算

王海涛 郑德录

【摘要】 按照《地源热泵系统设计技术规范》中附录 B 提供的依据,对竖直地埋管换热器的各项热阻进行了详细计算,得出每米换热量,用于指导设计,并通过对结论的分析指出了应用《地源热泵系统设计技术规范》应注意的问题。

【关键词】 地源热泵;竖直地埋管;单位换热量

引 言

地源热泵竖直地埋管换热量的计算有多种途径,其中文献[1]附录 B 所列举的方法无疑是最权威的,但因计算繁杂,且还涉及求和及积分等高等数学的内容,少有人问津。在工程中一般根据估算值进行设计,无疑有很多弊端。本文中给出其计算方法,并对规范中不合适之处提出看法。

一、竖直地埋管换热器的热阻计算

(一)传热介质与 U 形管内壁的对流换热热阻计算

其计算公式为

$$R_i = \frac{1}{\pi d_i K} \quad (1)$$

式中: R_i 为传热介质与 U 形管内壁的对流换热热阻, $\text{m} \cdot \text{K}/\text{W}$; d_i 为 U 形管的内径, m ; K 为传热介质与 U 形管内壁的对流换热系数, $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ 。

根据文献[2], K 值计算如下:

当 $2300 < \text{Re}_f < 10^4$ 时,为过渡流,其换热关系式:

$$\text{Nu}_f = 0.012(\text{Re}_f^{0.87} - 280) \text{Pr}_f^{0.4} \left[1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0.11} \quad (2)$$

当 $\text{Re}_f = 10^4 \sim 12 \times 10^4$ 时,为旺盛紊流,其换热关系式:

$$\text{Nu}_f = 0.023 \text{Re}_f^{0.8} \text{Pr}_f^{0.4} \quad (t_\infty < t_f) \quad (3)$$

$$\text{Nu}_f = 0.023 \text{Re}_f^{0.8} \text{Pr}_f^{0.3} \quad (t_\infty < t_f) \quad (4)$$

式中: d 为管道内径,以下计算采用 De32PE 管,内径 0.026m ; L 为管道长度,取 100m ; t_∞ 为岩土原始温度,取 16°C ; t_f 为传热介质的平均温度,制冷时取 35°C ,制热时取 5°C ; Re_f 、 Nu_f

分别为流体的雷诺数和努谢尔特数; Pr_f 、 Pr_w 分别为流体在平均温度和岩土原始温度下的普朗特数。计算结果见表 1。

从表 1 中可以看出,当流速大于 0.25m/s 时, $Re_f > 2300$, 已满足紊流换热要求, 根据文献[3]第 4.8.18 条解释, 上述流速亦满足排气要求。故规范^[1]第 4.3.9 条的条文说明中要求“双 U 形埋管不宜小于 0.4m/s, 单 U 不宜小于 0.6m/s”意义不大, 从对计算的结果分析, 流速增加对换热量的提高不显著, 而且水的流动阻力却增加很多, 徒耗电能。

表 1 传热介质与 U 形管内壁的对流换热热阻

流速 /m · s ⁻¹	雷诺数		对流换热系数/W · (m ² · K) ⁻¹		比摩阻/Pa · m ⁻¹		热阻/m · K · W ⁻¹	
	制冷	供暖	制冷	供暖	制冷	供暖	制冷	供暖
0.15	5328	2520	800.7	438.4	16.0	19.3	0.0153	0.0279
0.2	7105	3360	1071.9	618.5	26.4	31.9	0.0114	0.0198
0.25	8880	4200	1334.4	792.7	39.1	47.2	0.0092	0.0155
0.3	10656	5040	1484.3	962.5	53.7	64.9	0.0083	0.0127
0.35	12432	5880	1679.1	1128.6	70.4	85.0	0.0073	0.0109
0.4	14208	6721	1868.4	1291.6	88.9	107.4	0.0066	0.0095
0.45	15974	7561	2053.0	1451.9	109.3	132.0	0.0060	0.0084
0.5	17760	8401	2233.6	1610.0	131.4	158.7	0.0055	0.0076
0.55	19536	9241	2410.0	1766.1	155.3	187.5	0.0051	0.0069
0.6	21311	10081	2584.3	2117.2	180.8	218.3	0.0047	0.0058
0.65	23087	10921	2755.2	2257.2	208.0	251.2	0.0044	0.0054
0.7	24863	11761	2923.5	2395.1	236.8	285.9	0.0042	0.0051

(二) U 形管的管壁热阻计算

其计算公式为

$$R_{pe} = \frac{1}{2\pi\lambda_p} \ln\left(\frac{d_e}{d_e - (d_0 - d_i)}\right) \quad (5)$$

$$d_e = \sqrt{n}d_0 \quad (6)$$

式中: R_{pe} 为 U 形管的管壁热阻, m · K/W; λ_p 为 U 形管导热系数, 取 0.42W/m · K; d_0 为 U 形管的外径 m; 取 0.032m; d_e 为 U 形管的当量直径, m; 对单 U 形管, $n=2$, 对双 U 形管, $n=4$ 。计算结果见表 2。

表 2 U 形管的管壁热阻

m · K/W

热阻形式	De32	De25
单 U 形管管壁热阻	0.0539	0.0529
双 U 形管管壁热阻	0.0373	0.0366

(三) 钻孔灌浆回填材料的热阻计算

其计算公式为

$$R_b = \frac{1}{2\pi\lambda_b} \ln\left(\frac{d_b}{d_c}\right) \quad (7)$$

式中: R_b 为钻孔灌浆回填材料的热阻, $\text{m} \cdot \text{K}/\text{W}$; λ_b 为灌浆材料导热系数, 取 $1.65 \text{ W}/\text{m} \cdot \text{K}$; d_b 为钻孔的直径, 取 0.15 m 。计算结果见表 3。

表 3 钻孔灌浆回填材料热阻

$\text{m} \cdot \text{K}/\text{W}$

热阻形式	De32	De25
单 U 形管灌浆热阻	0.1157	0.1395
双 U 形管灌浆热阻	0.0822	0.1060

(四) 从孔壁到无穷远处的地层热阻计算

(1) 对于单个钻孔

$$R_s = \frac{1}{2\pi\lambda_s} I\left(\frac{r_b}{2\sqrt{\alpha\tau}}\right) \quad (8)$$

$$I(u) = \frac{1}{2} \int_u^\infty \frac{e^{-s}}{s} ds \quad (9)$$

式中: R_s 为地层热阻, $\text{m} \cdot \text{K}/\text{W}$; I 为指数积分公式, 可按公式(9)计算; λ_s 为岩土体的平均导热系数, $\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$; α 为岩土体的热扩散率, m^2/s ; r_b 为钻孔的半径, 取 0.075 m ; τ 为运行时间, 其值计算见表 4。

表 4 τ 值计算

参数	制冷	供暖
运行天数/d	90	120
每天运行时间/h	10	10
负荷平均率	0.59	0.59
年运行时间/s	1911600	2548800

对于积分运算, 笔者推荐采用 MATLAB 软件。以制冷为例, 当 $\alpha = 0.6 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 时,

$\frac{r_b}{2\sqrt{\alpha\tau}} = 0.035015242$, $I\left(\frac{r_b}{2\sqrt{\alpha\tau}}\right)$ 计算方法如下:

```
>> syms x
>> f=exp(-x)./x;
>> K=0.5*int(f,0.035015242,inf)
K=
1/2*Ei(1,630778523293951/18014398509481984)
>> I=double(K)
I=1.4047
```

然后根据式(8)即可求出单个钻孔的地层热阻, 见表 5。

表 5 单个钻孔地层热阻计算

参 数	导热系数 / $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$	热扩散率 / $\times 10^{-6} \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	地层热阻 $\text{m} \cdot \text{K}/\text{W}$	
			制冷	供暖
致密黏土(含水量 15%)	1.65	0.6	0.1356	0.1423
致密黏土(含水量 5%)	1.2	0.625	0.1877	0.1970
轻密黏土(含水量 15%)	0.85	0.59	0.2624	0.2754
轻密黏土(含水量 5%)	0.7	0.65	0.3240	0.3398
致密砂土(含水量 15%)	3.3	1.12	0.0751	0.0785
致密砂土(含水量 5%)	2.2	1.36	0.1161	0.1212
轻密砂土(含水量 15%)	1.55	0.81	0.1518	0.1590
轻密砂土(含水量 5%)	1.4	1.015	0.1743	0.1822
花岗岩	3	1.24	0.0839	0.0876
石灰石	3.1	1.24	0.0812	0.0848
砂岩	2.8	1.01	0.0871	0.0911
湿页岩	1.9	0.86	0.1250	0.1309
干页岩	1.55	0.75	0.1499	0.1570

(2) 对于多个钻孔

$$R_s = \frac{1}{2\pi\lambda_s} \left[I\left(\frac{r_b}{2\sqrt{\alpha\tau}}\right) + \sum_{i=2}^N I\left(\frac{x_i}{2\sqrt{\alpha\tau}}\right) \right] \quad (10)$$

式中: x_i 为第 i 个钻孔与所计算钻孔之间的距离, m 。见图 1。

通过对表 6 的分析, 大于 12m 的钻孔所产生热阻已经很小, 可以忽略不计。实际上从最终的结果分析, 整个多孔干扰热阻对系统的影响很小。

通过分析, 式(10)中前一项就是单孔的地层热阻, 后一项为多孔引起的干扰热阻。当 $x = 4\text{m}$ 时, 以含水量 15% 的致密黏土为例, 干扰热阻计算见表 6。

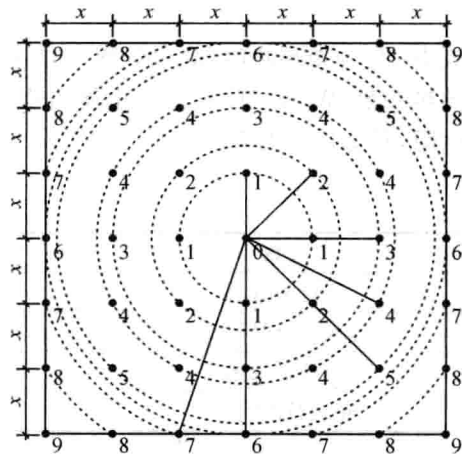
图 1 x_i 计算示意

表 6 干扰热阻计算

x		x_{0-1}	x_{0-2}	x_{0-3}	x_{0-4}	x_{0-5}
数量	4	4	4	8	4	4
x_i	4	5.656	8	8.944	11.312	12
$I\left(\frac{x_i}{2\sqrt{\alpha\tau}}\right)$	制冷	1.86747957	2.64061611	3.73495914	4.17581127	5.281232226
	采暖	1.61728475	2.28684064	3.2345695	3.61635864	4.573681271
$\sum I\left(\frac{x_i}{2\sqrt{\alpha\tau}}\right)$	制冷	0.0294	0.0104	0.0026	0.0015	4.13E-04
	采暖	0.0421	0.0165	0.0049	0.003	9.50E-04
$I\left(\frac{x_i}{2\sqrt{\alpha\tau}}\right)$	制冷	0.1176	0.0416	0.0104	0.012	0.00165296
	采暖	0.1684	0.066	0.0196	0.024	0.00379888
干扰热阻 / $\text{m} \cdot \text{K} \cdot ^{-1}$	制冷	0.01134916	0.00401467	0.00100367	0.00115808	1.59521E-04
	采暖	0.01625169	0.00636943	0.00189153	0.00231616	3.66616E-04

x		x_{0-6}	x_{0-7}	x_{0-8}	x_{0-9}	
数量	4	8	8	4		
x_i	4	12.649	14.422	16.968		
$\left(\frac{x_i}{2\sqrt{\alpha\tau}}\right)$	制冷	5.602438712	5.905488927	6.733293	7.921848	
	采暖	4.851854248	5.114303433	5.831203	6.860522	
$\Sigma I\left(\frac{x_i}{2\sqrt{\alpha\tau}}\right)$	制冷	2.85E-04	2.01E-04	7.81E-05	2.05E-05	
	采暖	6.83E-04	5.02E-04	2.19E-04	6.76E-05	
x		x_{0-6}	x_{0-7}	x_{0-8}	x_{0-9}	
$I\left(\frac{x_i}{2\sqrt{\alpha\tau}}\right)$	制冷	0.00113848	0.00160544	6.24E-04	8.22E-05	
	采暖	0.00273364	0.00401736	0.001749	0.00027	
干扰热阻 /m·K·W ⁻¹	制冷	1.09871E-04	1.54935E-04	6.03E-05	7.93E-06	
	采暖	2.63814E-04	3.87701E-04	1.69E-04	2.61E-05	

将表 6 最后一行数据相加,可得多孔干扰热阻,为探究规律起见,一并列出孔间距 5m 时的多孔干扰热阻,见表 7。

表 7 多孔干扰热阻 m·K/W

使用条件	孔距 4m	孔距 5m
制冷时多孔干扰热阻	0.018018	0.008487
采暖时多孔干扰热阻	0.028042	0.013912

(五)短期连续脉冲负荷引起的附加热阻计算
其计算公式为

$$R_{sp}=\frac{1}{2\pi\lambda_s}I\left(\frac{r_b}{2\sqrt{\alpha\tau_p}}\right)$$

(11)

式中: R_{sp} 为短期连续脉冲负荷引起的附加热阻,m·K/W; τ_p 为短期脉冲负荷连续运行的时间,分别按 8、9、10h 计算,仍以含水量 15%的致密黏土为例,计算结果见表 8(规范中举例 8h,让人误以为该项的物理单位是 h,其实应该是 s)。

表 8 短期连续脉冲负荷引起的附加热阻 m·K/W

连续运行的时间	8h	9h	10h
脉冲附加热阻	0.0455	0.0477	0.0496

二、竖直地埋管单位换热量计算

制冷工况下,单位孔深换热量可按下列公式计算:

$$q_c=\frac{t_f-t_{\infty}}{R_f+R_{pe}+R_b+R_s\times F_c+R_{sp}\times(1-F_c)}$$

(12)

$$F_c=\frac{T_{c1}}{T_{c2}}$$

(13)

式中: q_c 为制冷工况下单位孔深换热量,W/m; T_{c1} 为机组制冷运行小时数,h; T_{c2} 为一个制冷季的小时数,h。

$$q_h = \frac{t_{\infty} - t_f}{R_f + R_{pe} + R_b + R_s \times F_h + R_{sp} \times (1 - F_h)} \quad (14)$$

供热工况下,单位孔深换热量可按下列公式计算:

$$F_h = \frac{T_{h1}}{T_{h2}} \quad (15)$$

式中: q_h 为供热工况下单位孔深换热量, W/m ; T_{h1} 为机组供热运行小时数, h ; T_{h2} 为一个供热季的小时数, h 。

以含水量 15% 的致密黏土为例,当孔距 5m 时,其计算结果见表 9。

结 论

(1)通过对表 9 各热阻权重的分析,可见回填材料热阻影响最大,其次是与岩土导热系数有关的地层热阻和脉冲热阻,这也是要求重视回填和热响应试验的原因,回填质量的好坏与热响应试验得出的岩土导热系数的大小,对于系统的正常运行和造价有着极大的影响。

(2)管流速大于 0.25m/s 即可满足换热和排气要求,因对流换热热阻占的权重较小,进一步增大流速对提高换热效果不显著,反而耗能大幅提高。

表 9 竖直地埋管单位孔深换热量

参 数	单 U 形管				双 U 形管			
	制冷	供暖	各热阻权重		制冷	供暖	各热阻权重	
			制冷	供暖			制冷	供暖
运行天数/d	90	120	—	—	90	120	—	—
运行时间/h	10	10	—	—	10	10	—	—
负荷平均率	0.59	0.59	—	—	0.59	0.59	—	—
总时间/h	2160	2880	—	—	2160	2880	—	—
运行份额	0.25	0.25	—	—	0.25	0.25	—	—
土壤原始温度/℃	16	16	—	—	16	16	—	—
传热介质温度/℃	35	5	—	—	35	5	—	—
对流换热热阻/ $m \cdot K \cdot W^{-1}$	0.0066	0.0095	0.03	0.04	0.0092	0.0155	0.05	0.07
U 形管管壁热阻/ $m \cdot K \cdot W^{-1}$	0.0539	0.0539	0.22	0.21	0.0373	0.0373	0.18	0.18
回填材料热阻/ $m \cdot K \cdot W^{-1}$	0.1157	0.1157	0.46	0.45	0.0822	0.0822	0.41	0.39
单孔地层热阻/ $m \cdot K \cdot W^{-1}$	0.1356	0.1423	0.13	0.14	0.1356	0.1423	0.16	0.16
多孔干扰热阻/ $m \cdot K \cdot W^{-1}$	0.0085	0.0139	0.01	0.01	0.0085	0.0139	0.01	0.02
脉冲附加热阻/ $m \cdot K \cdot W^{-1}$	0.0496	0.0496	0.15	0.15	0.0496	0.0496	0.19	0.18
单位孔深换热量/ $W \cdot m^{-1}$	76.31	44.18	—	—	94.28	54.58	—	—

注:①单 U 水流速取 0.4m/s,双 U 取 0.25m/s;②热阻权重中地层热阻和脉冲附加热阻已计入运行份额。

(3)多孔干扰热阻对系统的影响较小,超过 12m 可忽略。

(4)双 U 比单 U 增加换热量约 23%,可根据场地大小选择合适的方式,考虑储热的因素,建议优先选择单 U。

(5)规范^[1]要求在热响应报告中提供钻孔延米换热量,笔者认为不足取。因为从以上计算中可以看出,单位孔深换热量与地埋管的选择形式、回填材料的选取、选择的机组进出水

温度有着密切的关系,在热响应试验阶段因上述因素的不确定,提供的钻孔延米换热量虽仅供参考,但实际上却常常应用到工程中去,导致地源热泵系统的先天不足。

参考文献:

- [1]中国建筑科学研究院. GB50366—2005 地源热泵系统设计技术规范(2009 版)[S]. 北京:中国工业出版社,2010.
- [2]章熙民. 传热学[M]. 北京:中国工业出版社,1987.
- [3]中国有色工程设计研究总院. GB50019—2003 采暖通风与空气调节设计规范[S]. 北京:中国计划出版社,2004.

(王海涛:潍坊市建设工程施工图审查中心)

地源热泵垂直埋管的传热模型及计算

苏庆勇

【摘要】 建立了垂直埋管地源热泵地热换热器的传热模型,采用有限差分法建立了垂直 U 型埋管换热器瞬态传热模型的解析解;并且在不同的工况下进行实验测试,与模拟结果进行了对比,结果表明模拟与实验能较好地吻合,从而使模型的正确性得到了验证。可为地源热泵的设计和运行提供理论指导。

【关键词】 地源热泵;传热模型;地热换热器

引 言

土壤中蕴含着巨大的低位热能,土壤源热泵就是以地下土壤为低位热源。土壤源热泵的形式很多,根据埋管敷设方式的不同,分为水平埋管和垂直埋管热泵。其中水平埋管又有平铺 U 型管、蛇型管等多种形式;垂直埋管有 U 型管、中心套管、多浅井埋管等形式^[1]。

在地源热泵系统的设计中,合理确定地热换热器的传热模型并进行可靠的计算是非常重要的。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,也是该项技术研究的核心与推广应用的基础。在地热埋管换热器的诸多布置形式中,垂直 U 管因其占地面积少、工作性能稳定等优点成为当前地源热泵系统地下埋管的主导形式^[2]。20 世纪 50 年代欧美等国的研究机构就开展了对地下埋管换热过程的研究,以用于地源热泵模拟中预测 U 型埋管在土壤中的瞬态传热过程。

我国对土壤源热泵的研究已经取得了一定的进展,但仍然处于试验和建立示范工程阶段^[3-4]。笔者建立 U 型垂直埋管周围土壤非稳态温度场的物理数学模型求解模拟土壤温度场和水温的变化,并在校建立的 U 型垂直埋管土壤源热泵实验台上进行测定,为今后设计热泵地下埋管提供一定的理论指导。

一、数学模型

(一)前提假设

由于 U 型垂直埋管地下换热器的几何形状和土壤传热的复杂性,建立能精确模拟所有实际情况的模型并求解,以现有的计算技术来说几乎不可能,所以要做必要的简化。同时为了保持所得结果的精度符合工程要求,特做以下假设^[5]:

- (1)忽略 U 管周围土壤沿深度方向的传热,土壤中的热量只在水平方向传播;
- (2)土壤是均匀的,而且在整个传热过程中土壤的热物性不变;
- (3)忽略土壤中水分迁移的影响;
- (4)忽略 U 管管壁与回填土、回填土与土壤之间的接触热阻;

- (5) 忽略地表温度波动对土壤温度的影响, 认为土壤温度均匀一致;
 (6) 管内同一截面的流体温度和速度相同;
 (7) 不考虑 U 管底部弯管的影响, 认为进水支管与出水支管都是有限长直管, 且支管底部的流体温度相同, 速度方向相反。

模型截面如图 1 所示。

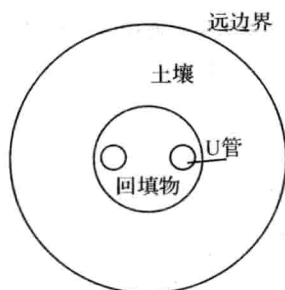


图 1 U 型埋管换热器截面

管内对流换热控制方程为:

$$-v \frac{\partial T_f}{\partial L_z} + \frac{2\lambda_p}{r_0 \rho_f c_{pf}} \cdot \frac{\partial T_f}{\partial r} \Big|_{r_0} = \frac{\partial T_f}{\partial t} (r \leq r_0)$$

式中: v 为流体速度, m/s ; T_f 为管内流体温度, K ; L_z 为管长, m ; λ_p 为管壁导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; r 为半径方向距离, m ; ρ_f 为流体密度, kg/m^3 ; c_{pf} 为流体比定压比热, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

U 型管周围回填土及土壤导热控制方程:

$$\frac{\partial^2 T_j}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_j}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_j}{\partial \theta^2} = \frac{1}{\alpha_j} \frac{\partial T_j}{\partial t}$$

式中: T 为温度, K ; $j = 1, 2, 3$, 分别表示管壁、回填土、土壤的参数; α_j 为热扩散率, m^2/s ; θ 为水平面内周向坐标, rad ; t 为时间变量, s 。

(二) 离散方程

由于实际温度分布区域具有对称性, 所以只对半个区域进行模拟计算, 如图 2。用二阶迎风差分半隐格式对方程进行离散^[6]:

土壤内节点(如图 2)的热阻计算与离散方程:

径向相邻节点间的热阻:

$$R_r(i, i+1)_{j,k} = \frac{\ln \left[\frac{r(i+1)}{r(i)} \right]}{K_s \Delta \theta \Delta Z(k)}$$

θ 方向相邻节点间的热阻:

$$R_\theta(j, j+1)_{i,k} = \frac{\Delta \theta \cdot r(i)}{K_s \Delta Z(k) [r_m(i) - r_m(i-1)]}$$

竖向相邻节点间的热阻:

$$R_z(k, k+1)_{i,j} = \frac{[\Delta Z(k) + \Delta Z(k+1)]/2}{K_s \frac{\Delta \theta}{2} [r_m^2(i) - r_m^2(i-1)]}$$

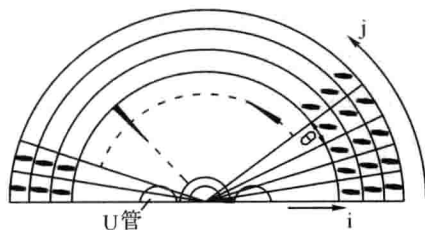


图2 计算水平平面中心差分网格形式

内节点控制容积的热平衡可用下列全隐格式差分方程来描述:

$$\begin{aligned} \rho_s C_s V(i) \frac{T(i, j, k, s+1) - T(i, j, k, s)}{\Delta \tau} = & \frac{T(i-1, j, k, s+1) - T(i, j, k, s+1)}{R_r(i-1, i)_{j, k}} + \\ & \frac{T(i+1, j, k, s+1) - T(i, j, k, s+1)}{R_r(i, i+1)_{j, k}} + \frac{T(i, j-1, k, s+1) - T(i, j, k, s+1)}{R_\theta(j-1, i)_{i, k}} + \\ & \frac{T(i, j+1, k, s+1) - T(i, j, k, s+1)}{R_\theta(j, j+1)_{i, k}} + \frac{T(i, j, k-1, s+1) - T(i, j, k, s+1)}{R_z(k-1, k)_{i, j}} + \\ & \frac{T(i, j, k+1, s+1) - T(i, j, k, s+1)}{R_z(k, k+1)_{i, j}} \end{aligned}$$

边界条件:

U管进水口的边界条件为:

$$T_f(0, t) = T_{out}(t) + P(t) / (\rho_c v)_f$$

供暖时取负值,制冷时取正值; $T(t)$ 为U型管出口温度, $P(t)$ 为换热器换热功率函数,根据平均单位管长换热率确定,取指数形式:

$$P(t) \{ P_c(t > t_c) P_0 - (P_0 - P_c) \sqrt{t} / \sqrt{t_c} (0 \leq t \leq t_c) \}$$

式中: P_0 和 P_c 分别为初始换热功率和换热器达到准稳态时的换热功率,W; t_c 为达到准稳态所需时间,s。

认为土壤远边界及计算区域的对称边界都是绝热边界,因此在考虑管壁与回填土、回填土与土壤之间的边界条件时,只要把控制体的边界与各种材质的边界重合,就可以把上述各区域当作离散区域的内部来处理,无须再考虑它们之间的耦合传热。土壤区域中U型管截面占据的区域用一个扇形区域去逼近。

初始条件:

根据前提假设,设系统初始时刻为平衡状态,即认为管内流体、管壁、回填土和土壤的温度均为初始温度 T ,即 $t=0$ 时, $T_f = T_0$ 。

二、计算结果与实验验证

根据有限单元法的基本原理和已建立的数学模型,便可以求解温度场。首先进行区域离散化,然后由传热方程导出离散区域节点差分方程,编制计算机模拟程序进行温度场的数值模拟计算,计算程序如图3所示。

将计算结果同实测结果进行比较,见图4~图6所示。

对夏季工况下60m深U管连续运行24h的传热进行模拟,并将模拟结果同实测值进行比较。开始U型管出口水温模拟值与实测值相对误差从12.5%降至1.8%,进口水温模拟值与实测值相对误差从15.1%降至2.2%,证明该模型的正确性。

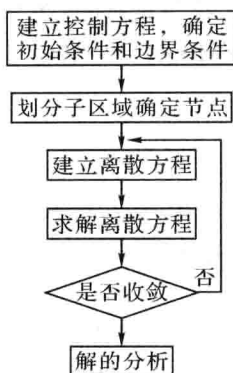


图3 模拟程序框图

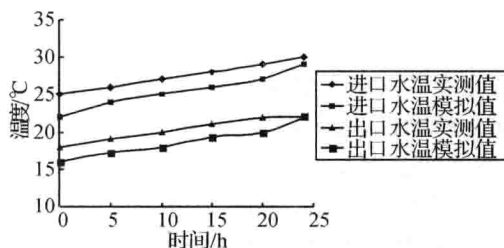


图4 进、出口水温实测值与模拟值比较

为了进一步验证模型的合理性,对冬季系统运行的效果进行模拟。图示出系统冬季运行15h后的模拟结果和试验结果及其相对误差分布情况。从数值模拟的总体效果来看,与实验测试结果所反映的规律一致,温度偏差很小。图5给出了实测值与模拟值的对比,相对误差在4.1%~9.1%之间。

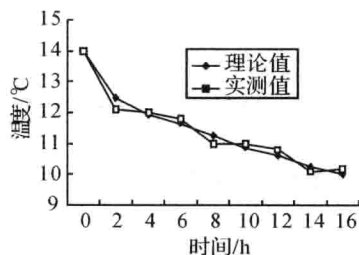


图5 出口管壁温度的计算结果与试验结果

在各阶段中所表现的模拟值与实测值有偏差的情况,主要原因有实验装置本身的测试误差,以及地面以下0.7m处的水平埋管受地表面温度日周期和年周期波动的影响较大,导致模型本身与实际情况存在一定差别。

在距离地面5m处,离中心分别为1m、3m处的地方对温度进行对比研究,结果如图6所示。

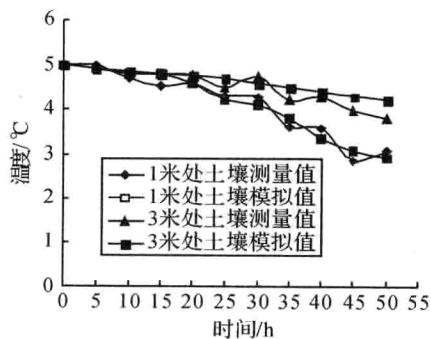


图6 土壤温度实测值与模拟值比较