

# 地表水地源热泵水温模型与 水温模拟分析\*

南京工业大学 赵 坚<sup>☆</sup> 刘金祥  
中国建筑设计研究院 丁 高

**摘要** 建立了地表水地源热泵水温数学模型,采用试算法求初始水温,利用经典 Runge-Kutta 数值法模拟计算了地表水地源热泵水温。结合工程实例,对水温模拟结果进行了分析。

**关键词** 地表水地源热泵 水温 模型 数值法

## Water temperature model and simulation of surface water source heat pumps

By Zhao Jian<sup>★</sup>, Liu Jinxiang and Ding Gao

**Abstract** Establishes a water temperature mathematical model for surface water source heat pumps (SWHP). Solves initial water temperature by trial method, and uses the Runge-Kutta numerical method to simulate water temperature. With an actual project, analyses simulated water temperature.

**Keywords** surface water source heat pump (SWHP), water temperature, model, numerical method

★ Nanjing University of Technology, Nanjing, China

①

### 0 引言

地表水地源热泵系统具有良好的节能和环保效益,近年来在国内得到广泛的应用,但由于缺乏相应规范的约束,其推广呈现出很大的盲目性<sup>[1]</sup>。目前公开发表的有关江、河、海水水温监测的数据很少,国内尚未建立针对地表水地源热泵空调系统设计专用的水温资料数据库<sup>[2]</sup>。而地表水水温关系到热泵机组运行效率和空调系统的经济性,同时也是评价机组对水生态影响的重要指标。

对于天然和人工水域自然水温的计算目前有两种方法,一种是根据实测资料建立水温与气温回归方程来求水温,文献[3-5]通过此方法建立了水温公式,该方法计算简单,但是精度较差;另一种是根据热量平衡建立水温数学模型来求水温,这种方法具有一定的普遍性,精度也较高,但计算较复杂。对于地表水地源热泵系统涉及的水体,水温除了受自然因素的影响外,还受热泵机组夏季排热、冬季吸热的影响,因此本文采用第2种方法建立水温模

型求水温。

### 1 地表水地源热泵水温数学模型

假设水体充分混合,整个水体内部的温度梯度可以忽略,建立水温数学模型如下:

$$\rho c_p V \frac{dt_w}{d\tau} = Q_z = Q_i - Q_o \quad (1)$$

式中  $\rho$  为水的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $c_p$  为水的比定压热容,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $V$  为水体的体积,  $\text{m}^3$ ;  $dt_w/d\tau$  为水体温度对时间的导数;  $Q_z$  为水体热量的变化,  $\text{W}$ ;  $Q_i$  为流入水体热量,  $\text{W}$ ;  $Q_o$  为流出水体热量,  $\text{W}$ 。

对于地表水地源热泵系统涉及的水体,地表水与外界的换热主要包括:太阳辐射、大气长波辐射、水体长波辐射、水体蒸发、与空气的对流换热、与土壤的传热和热泵机组的排(吸)热。从水体热平衡诸因素的影响程度来看,水体与土壤的传热相对很

①<sup>☆</sup> 赵坚,男,1982年5月生,在读硕士研究生  
313100 浙江省长兴县雉城镇广场路1号D座404室  
(0) 13655727825  
E-mail: yinmingabc.zhaojian@yahoo.com.cn  
收稿日期:2007-11-20  
一次修回:2008-03-31  
二次修回:2009-09-03

\* 江苏省建设厅基金资助项目(编号:JS200121)

小,常常忽略不计<sup>[6]</sup>。为简化模型,本文忽略水体与土壤的传热,忽略蒸发和降水引起的水体体积变化,相关计算公式参考文献[7]。

#### 1) 太阳短波辐射热 $Q_{sn}$

$$Q_{sn} = Q_s(1 - r_s)A \quad (2)$$

式中  $Q_s$  为总辐射量,  $W/m^2$ ;  $r_s$  为反射比,取 0.1;  $A$  为水体表面积,  $m^2$ 。

#### 2) 大气长波辐射热 $Q_{an}$

$$Q_{an} = (1 - r_a)\sigma\epsilon_a(273 + t_a)^4 A \quad (3)$$

式中  $r_a$  为长波反射比,取 0.03;  $\sigma$  为 Stefan-Boltzman 常量,为  $5.67 \times 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$ ;  $\epsilon_a$  为大气的发射比,  $\epsilon_a = \epsilon_{ac}(1 + KC^2)$ ,其中  $\epsilon_{ac} = 1 - 0.261\exp(-0.74 \times 10^{-4} t_a^2)$ ,  $K$  为常数,取 0.17,  $C$  为云层覆盖比例;  $t_a$  为室外气温,  $^{\circ}C$ 。

#### 3) 水体的长波辐射热 $Q_{br}$

$$Q_{br} = \sigma\epsilon_w(273 + t_w)^4 A \quad (4)$$

式中  $\epsilon_w$  为水面的长波发射比,取 0.97;  $t_w$  为水体温度,  $^{\circ}C$ 。

#### 4) 水体的蒸发散热 $Q_e$

$$Q_e = f(e_s - e_a)A \quad (5)$$

式中  $f$  为用风速表示的函数,  $W/(m^2 \cdot Pa)$ ,  $f = 0.069 + 0.00345v_z^2$ ,其中  $v_z$  为风速,  $m/s$ ;  $e_s$  为紧靠水面的饱和空气水蒸气分压力,  $Pa$ ,  $e_s = 133.3 \cdot \exp[20.85 - 5278/(t_w + 273.3)]$ ;  $e_a$  为水面上方空气的水蒸气分压力,  $Pa$ ,  $e_a = \varphi p_b$ ,其中  $\varphi$  为相对湿度,  $p_b$  为同温度下饱和空气水蒸气分压力<sup>[8]</sup>,  $Pa$ ,  $p_b = 98066.5 \exp[0.0326889 - 7.235425 \cdot (\frac{1000}{273.16 + t_a} - \frac{1000}{373.16}) + 8.2 \ln \frac{373.16}{273.16 + t_a} - 0.00571133(100 - t_a)]$ ; 当  $e_s - e_a < 0$  时,  $Q_e = 0$ 。

#### 5) 与空气的对流换热 $Q_c$

$$Q_c = 62.651f(t_w - t_a)A \quad (6)$$

#### 6) 热泵机组的排(吸)热 $Q_{hp}$

$$Q_{hp} = Q_h(COP \pm 1)/COP \quad (7)$$

式中  $Q_h$  为建筑冷(热)负荷,  $W$ ,  $Q_h = F(at_a + bd + c)$ ,其中  $F$  为建筑面积,  $m^2$ ,  $d$  为室外空气的含湿量,  $g/kg$ ,  $a, b, c$  为系数,当建筑参数确定时,可通过 BIN 法负荷计算得到;  $COP$  为热泵机组的性能系数,  $COP = \phi(t_e, t_c) = \phi(t_w)$ ,其中  $t_e$  为蒸发器出口温度,  $^{\circ}C$ ,  $t_c$  为冷凝器出口温度,  $^{\circ}C$ ,对于地表

水地源热泵,冷凝器和蒸发器的换热温差取  $5^{\circ}C$ ,为了方便计算,夏季假设蒸发器出口温度为  $5^{\circ}C$ ,而冷凝器出口温度由水体温度确定,即  $t_c = t_w + 5$ ,冬季假设冷凝器出口温度为  $50^{\circ}C$ ,而蒸发器出口温度由水体温度确定,即  $t_e = t_w - 5$ ,因此  $COP$  就转化为  $t_w$  的函数;士符号夏季取+,冬季取-。可以得到  $Q_{hp}$  与  $t_a, d$  和  $t_w$  的关系。

#### 7) 水体热量的变化 $Q_z$

$$Q_z = Q_{sn} + Q_{an} - Q_{br} - Q_e - Q_c \pm Q_{hp} \quad (8)$$

式中 热泵机组夏季向水体排热,  $Q_{hp}$  取+,冬季从水体中取热,  $Q_{hp}$  取-。

## 2 初始水温与水温数值计算

### 2.1 初始水温

采用试算法求水体的初始水温,方法如下:先假设 1 月 1 日 01:00 的水温,逐时计算出 12 月 31 日 24:00 时的水温。由于水温以一年为周期变化,所以用 12 月 31 日 24:00 的水温来计算第 2 年 1 月 1 日 01:00 时的水温,然后再逐时计算出 12 月 31 日 24:00 时的水温,如此反复循环计算,当连续两个循环的 1 月 1 日 01:00 时水温接近相等时,得到全年的逐时初始水温。计算程序框架见图 1,由于初始水温没有涉及热泵排(吸)热,图中  $Q'_z$  为  $Q_z$  去除  $Q_{hp}$  的热量变化。

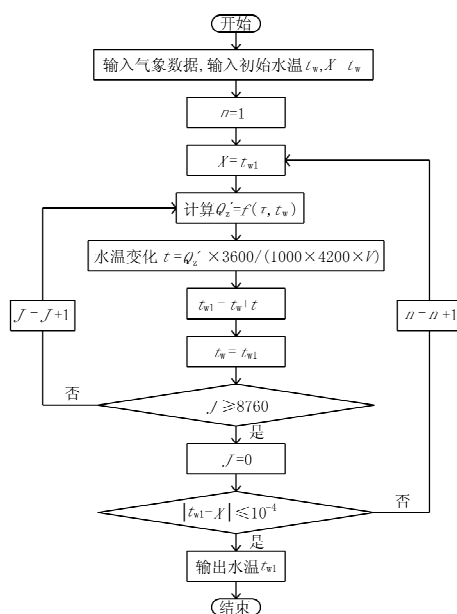


图 1 初始水温计算程序框架图

### 2.2 公式整理

根据热量计算式中是否含有水温  $t_w$  将它们分

成两部分,由式(1)~(8)得

$$\frac{dt_w}{d\tau} = f(\tau, t_w) = AA + BB \times (273 + t_w)^4 + CCe^{\frac{-5.278}{273 + t_w}} + DDt_w \pm \frac{EE}{\phi(t_w)} \quad (9)$$

式中  $AA = (Q_{sm} + Q_{an})/(\rho c_p V) + A(fe_a + 0.47ft_a)/(\rho c_p V) + Q_h/(\rho c_p V)$ ,  $BB = \frac{-A\sigma\epsilon_w}{\rho c_p V}$ ,  $CC = \frac{-Af e^{20.85}}{\rho c_p V}$ ,  $DD = \frac{-0.47Af}{\rho c_p V}$ ,  $EE = \frac{Q_h}{\rho c_p V}$ ;  $\pm$  符号夏季取+,冬季取-。

初始条件:  $\tau = \tau_1$ ,  $t_w = t_{w1}$ 。

### 2.3 水温数值计算

因为式(9)等号右边是关于水温  $t_w$  的非线性函数,所以不能求出模型的解析解,只能用数值方法求解。采用经典 Runge-Kutta 数值法求解水温,计算程序框架见图 2。

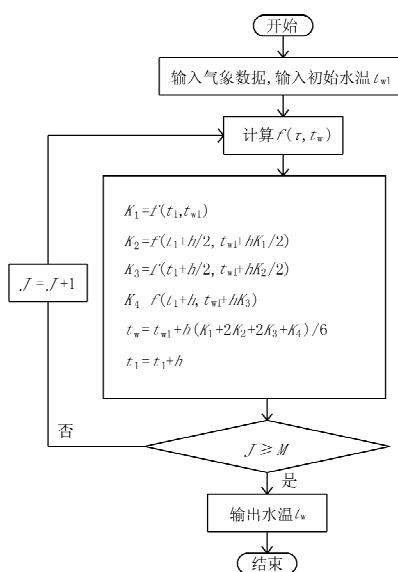


图2 Runge-Kutta 数值法水温计算程序框架图

### 3 工程实例水温模拟与分析

南京某办公楼建筑空调系统采用地表水地源热泵系统,该办公楼建筑参数如下<sup>[9]</sup>:共4层,层高3.6 m,南北朝向。建筑面积3200 m<sup>2</sup>,外墙面积:南墙621.3 m<sup>2</sup>,北墙638.6 m<sup>2</sup>,东墙178.1 m<sup>2</sup>,西墙178.1 m<sup>2</sup>,传热系数为1.95 W/(m<sup>2</sup>·℃);外窗面积:南窗255 m<sup>2</sup>,北窗260 m<sup>2</sup>,东窗12 m<sup>2</sup>,西窗12 m<sup>2</sup>,传热系数为6.4 W/(m<sup>2</sup>·℃),遮阳系数为0.55;屋面面积:823.7 m<sup>2</sup>,传热系数为0.94 W/(m<sup>2</sup>·℃)。该办公楼工作时间为08:00—18:00。

夏季室内设计温度26℃,相对湿度50%,人员密度取0.1人/m<sup>2</sup>,新风量标准30 m<sup>3</sup>/(人·h),照明负荷取20 W/m<sup>2</sup>,设备负荷取15 W/m<sup>2</sup>,同时使用系数取0.5。利用BIN法负荷计算得到夏季冷负荷  $Q_h = 3200 \times (3.49t_a + 2.49d - 74.08)$ 。地表水地源热泵机组夏季性能系数采用文献[10]中的拟合公式,即  $COP = \phi(t_c)_{t_c=5} = -0.001t_c^3 + 0.1108t_c^2 - 4.3251t_c + 64.144$ 。该系统使用的地表水水体表面积A为11000 m<sup>2</sup>,水体体积V为33000 m<sup>3</sup>。

输入标准年逐时气象数据<sup>[11]</sup>、水体表面积和体积,通过初始水温计算程序可以求出全年逐时初始水温  $t_{w1}$ 。现以标准年7月24日为例,将该日01:00时的初始水温  $t_{w1} = 31.08$ ℃和该日逐时气象数据(见表1)输入 Runge-Kutta 数值法水温计算程序中,计算结果见图3和图4。

从图3可以看出,热泵的排热量和流体与空气对流换热量接近于0(两者均占各项热量绝对值总和的1.1%),因此本工程地表水地源热泵排热量相对于其他各项热量很小。而太阳辐射热量(占16.4%)在11:00—15:00时是最大的热量,但其他时刻比水体的长波辐射热量(占39.1%)和大气长波辐射热量(占32.5%)小。由于太阳辐射热量一整天变化比较大,而其他各项热量相对稳定,因此水体热量的变化与太阳辐射热量的变化趋势基本一致。

从图4可以看出,初始水温与水温数值计算结果很接近,两者最大温差为0.088℃。因为本文的水温模型忽略了水体内部的温度梯度,即忽略了地表水沿线人工排热的影响,所以实际上最大温差应比模拟结果略大一点。但是总的来说本工程地表水地源热泵对水体温度的影响较小。机组运行期间(08:00—18:00),气温的变化幅度为7℃左右(29.4~36.1℃),而水温的变化幅度只有1℃左右(30.69~31.53℃),因此地表水地源热泵机组比空气源热泵机组运行更加稳定;同时,水温明显低于气温,因此地表水地源热泵比空气源热泵更节能。

结合图3,4可以看出,气温、水温最大值存在滞后性。太阳辐射量和各项热量总和在13:00时达到最大值,而气温和水温分别在15:00和18:00时达到最大值。

### 4 结论

表 1 南京标准年 7 月 24 日逐时气象数据

| 时刻    | $Q_s/(W/m^2)$ | $t_a/^\circ C$ | $C$ | $v_z/(m/s)$ | $\phi/\%$ | $d/(g/kg)$ | 时刻    | $Q_s/(W/m^2)$ | $t_a/^\circ C$ | $C$ | $v_z/(m/s)$ | $\phi/\%$ | $d/(g/kg)$ |
|-------|---------------|----------------|-----|-------------|-----------|------------|-------|---------------|----------------|-----|-------------|-----------|------------|
| 01:00 | 0             | 30.4           | 0.2 | 3.8         | 81        | 22.3       | 13:00 | 672           | 35.4           | 0.8 | 2.4         | 0.57      | 20.9       |
| 02:00 | 0             | 29.7           | 0.3 | 3.0         | 85        | 22.7       | 14:00 | 637           | 35.9           | 0.8 | 2.0         | 0.54      | 20.3       |
| 03:00 | 0             | 29.2           | 0.3 | 3.0         | 86        | 22.1       | 15:00 | 565           | 36.1           | 0.8 | 2.7         | 0.52      | 19.7       |
| 04:00 | 0             | 28.7           | 0.3 | 3.0         | 83        | 20.8       | 16:00 | 348           | 35.8           | 0.9 | 3.3         | 0.52      | 19.3       |
| 05:00 | 0             | 28.4           | 0.3 | 3.0         | 79        | 19.4       | 17:00 | 232           | 35.3           | 0.9 | 4.0         | 0.53      | 19.4       |
| 06:00 | 129           | 28.2           | 0.5 | 2.8         | 75        | 18.3       | 18:00 | 94            | 34.4           | 0.9 | 3.1         | 0.57      | 19.7       |
| 07:00 | 250           | 28.6           | 0.7 | 2.4         | 72        | 17.8       | 19:00 | 0             | 33.4           | 0.9 | 2.1         | 0.62      | 20.3       |
| 08:00 | 232           | 29.4           | 0.9 | 2.0         | 69        | 18.0       | 20:00 | 0             | 32.3           | 0.9 | 1.0         | 0.68      | 20.8       |
| 09:00 | 348           | 30.6           | 0.9 | 2.3         | 67        | 18.7       | 21:00 | 0             | 31.2           | 0.8 | 1.3         | 0.74      | 21.3       |
| 10:00 | 442           | 32.0           | 0.9 | 2.7         | 66        | 19.8       | 22:00 | 0             | 30.4           | 0.6 | 1.7         | 0.79      | 21.8       |
| 11:00 | 630           | 33.3           | 0.8 | 3.0         | 63        | 20.7       | 23:00 | 0             | 30.0           | 0.3 | 2.0         | 0.82      | 22.1       |
| 12:00 | 664           | 34.5           | 0.8 | 2.8         | 61        | 21.1       | 24:00 | 0             | 29.7           | 0.5 | 1.8         | 0.83      | 22.2       |

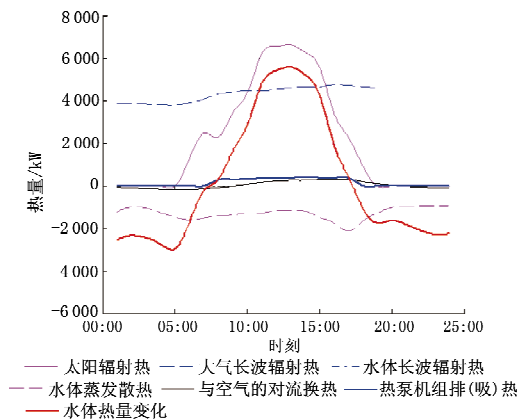


图 3 各项热量逐时变化图

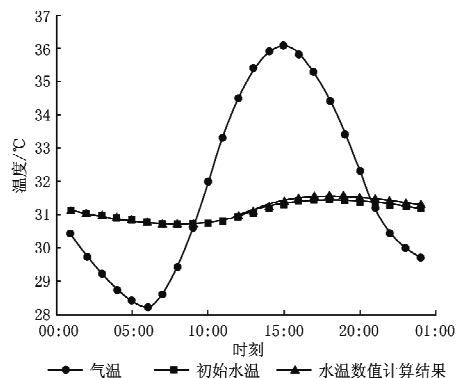


图 4 气温、初始水温和水温数值计算结果逐时变化图

4.1 结合气象参数、建筑负荷和机组性能系数，建立了地表水地源热泵水温模型，可用于对地表水地源热泵水温进行数值计算。

4.2 工程实例中地表水与外界的各项换热量占它们绝对值总和的比例分别为：太阳辐射热量占 16.4%，大气长波辐射热量占 32.5%，水体的长波辐射热量占 39.1%，水体的蒸发散热占 9.8%，水体与空气对流换热热量占 1.1%，而热泵的排热量也只占 1.1%；同时，初始水温（不考虑热泵影响）与

水温数值计算结果（考虑热泵影响）曲线很接近，两者最大温差为 0.088 °C，因此本工程地表水地源热泵对水体温度的影响很小。

4.3 由于太阳辐射热量变化比较大，而其他各项热量变化相对稳定，因此水体热量的变化趋势与太阳辐射热量的变化趋势基本一致。

4.4 水体水温比较稳定，且机组运行期间明显低于气温。因此地表水地源热泵比空气源热泵运行更稳定、更节能。

#### 参考文献：

- [1] 中国建筑科学研究院. GB 50366—2005 地源热泵系统工程技术规范[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005
- [2] 张文字. 上海世博园大型地表水源热泵对黄浦江水环境的影响分析[D]. 上海: 同济大学, 2007
- [3] 李克锋, 郝红升, 庄春义, 等. 利用气象因子估算天然河道水温的新公式[J]. 四川大学学报: 工程科学版, 2006(1): 1-4
- [4] Erickson T R, Stefan H G. Linear air/water temperature correlations for streams during open water periods[J]. Journal of Hydrologic Engineering, 2000, 5(3): 317-321
- [5] Morrill J C, Bales R C, Conklin M H. Estimating stream temperature from air temperature: implications for future water quality[J]. Journal of Environmental Engineering, 2005, 131(1): 139-146
- [6] 茅泽育, 陈长植. 河床与水体热交换的数值计算[J]. 水利水电技术, 1999, 30(5): 11-13
- [7] 陈永灿, 张宝旭, 李玉梁. 密云水库垂向水温模型研究[J]. 水利学报, 1998(9): 14-20
- [8] 方修睦, 姜永成, 张建利. 建筑环境测试技术[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2002
- [9] 杜雁霞, 程宝义, 贾代勇. 南京地区办公楼的空调能耗模拟[J]. 建筑热能通风空调, 2004, 23(3): 53-56
- [10] Zhang Haifeng, Ge Xinshi, Ye Hong. Modeling of a space heating and cooling system with seasonal energy storage[J]. Energy, 2007, 32(1): 51-58
- [11] 张晴原, Huang J. 中国建筑用标准气象数据库[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004