

文章编号:0253-4339(2026)03-0133-09
doi: 10.12465/issn.0253-4339.20250224002

大规模跨季节储热水体解析模型开发与验证

朱梅生^{1,2} 马明¹ 金和平³ 华瑞^{1,2} 罗惠恒³ 田志勇¹ 罗勇强⁴ 陈颢⁴ 周超辉³

(1 中国长江电力股份有限公司 武汉 430010; 2 三峡电能有限公司 武汉 430022;
3 中国长江三峡集团有限公司 武汉 430010; 4 华中科技大学环境科学与工程学院 武汉 430074)

摘要 大规模水池蓄热系统的利用可增加集中供暖系统中可再生能源占比。目前水池蓄热系统的可用模型大多基于数值建模,缺乏可快速计算及准确的解析模型。基于此,本研究提出了一种适用于大规模储热水体的解析模型。该模型分别在水域和土壤域进行求解,再通过水池侧壁和底部温度以及边界热通量进行耦合。在水域传热分析中,提出“三区”模型,将横截面分成中心区、过渡区和边缘区,相比于简单的一维模型,该“三区”模型将水体水平流动纳入考虑,对水温的动态模拟更为准确。在土壤传热分析中,改进了用于地源热泵领域的有限圆柱源模型,使之适用于大型水池蓄热系统的建模。随后,该解析模型采用丹麦60 000 m³水池蓄热项目10 a实测数据进行验证,发现顶部、中上部、中部、中下部和底部位置的水温平均误差分别为0.233%、0.44%、0.445%、0.316%和1.27%,均小于1.5%,表明该解析模型具有较高准确度和可靠性。

关键词 跨季节储热;大规模水池蓄热系统;数值模型;解析模型

中图分类号:TK512;O241

文献标识码:A

Development and Validation of a Analytical Model for Large-Scale Water Pit Thermal Energy Storage System

Zhu Meisheng^{1,2} Ma Ming¹ Jin Heping³ Hua Rui^{1,2} Luo Huiheng³ Tian Zhiyong¹
Luo Yongqiang⁴ Chen Xie⁴ Zhou Chaohui³

(1. China Yangtze Power Co., Ltd., Wuhan, 430010, China; 2. Three Gorges Electric Energy Co., Ltd., Wuhan, 430022, China; 3. China Three Gorges Corporation, Wuhan, 430010, China; 4. School of Environmental Science and Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan, 430074, China)

Abstract The use of large-scale water-pit thermal energy storage (PTES) systems can increase the share of renewable energy sources in district heating systems. Currently, the available models for PTES systems are mostly based on numerical models that are not amenable to fast calculation, lacking accurate analytical models. Accordingly, this study proposes a analytical model suitable for PTES. The model solves for the water and soil domains separately and then couples them through the pit sidewall, bottom temperature, and boundary heat fluxes. For water domain heat transfer analysis, a "three-zone" model is proposed, dividing the cross-section into central, transition, and edge zones. Compared to simple one-dimensional models, this "three-zone" model considers horizontal water flow, thereby providing a more accurate dynamic simulation of water temperature. In the heat transfer analysis of the soil domain, the finite cylindrical source model used in the field of ground-source heat pumps was improved to make it suitable for modeling PTES. Furthermore, the semi-analytical model was validated using 10 years of measured data from a 60 000 m³ PTES in Denmark. The average temperature errors at the top, upper-middle, middle, lower-middle, and bottom positions were 0.233%, 0.44%, 0.445%, 0.316%, and 1.27%, respectively, all less than 1.5%, indicating that the model exhibits high accuracy and reliability.

Keywords seasonal thermal energy storage; large-scale water pit thermal energy storage system; numerical model; analytical model

蓄热系统是高比例可再生能源集中供暖系统的必要组成部分,其核心价值在于提供了运行灵活性,以适应可再生能源(如风能和太阳能)的波动性质。大型水池蓄热(pit thermal energy storage, PTES)是目前较为可行的大规模储热解决方案,该种储热结构简单,成本相对较低。此外,大型水池蓄热的存在使

热源与供热系统得到优化,增强系统运行的经济性,又可以作为热网系统中用户和热源之间的“缓冲器”,从而提高系统运行稳定性^[1]。在大规模跨季节储热水池的设计中,构建一个既高效又精准的计算模型尤为关键。不仅能够提升整个系统的运行效能,而且能为投资决策提供科学依据。许多国家已

经对太阳能区域供热和季节性储热进行了整合或分析,包括英国^[2]、智利^[3]、意大利^[4]、中国^[5]等。

目前在跨季节储热水体模型开发方面, V. Panthaloorkaran 等^[6]提供了一个改进 ϵ -方程的更新计算流体动力学 (computational fluid dynamics, CFD) 模型用于湍流建模, 并对其进行现场测试验证。Chang Chun 等^[7]使用 CFD 模型观察到侧壁附近的温度下降引起了上层水流向下流动。A. Dahash 等^[8]在 Fluent 中开发了一个三维模型以研究丹麦一个 75 000 m³ 水池的性能, 并与实测数据进行对比。考虑到建模中水域和土壤域的不同特征, A. Dahash 等^[9]在水池内采用简化的一维建模, 结合了 COMSOL Multiphysics 热传导模块中的偏微分方程模型进行土壤热传递分析。

F. Ochs 等^[10]对比了来自 COMSOL Multiphysics、Modelica/Dymola、TRNSYS 和 MATLAB/Simulink 等几种工具的常见模型, 考虑了大规模 TES (thermal energy storage) 仿真的不同方面。结果表明, 这些模型有类似的准确性, 并且能够捕捉温度剖面的动态趋势。然而, 该研究强调 Type 342 (XST 模型) 每隔 72 h 更新一次土壤温度, 这对于瞬态分析不够理想。更精细的离散化有助于提高精度, 但也需要更长的计算时间。目前水箱 PTES 的可用模型大多基于数值建模, 没有解析模型可以加速模拟速度并且适用于系统级整合。然而, 储罐储热系统的最佳运行与热源和用户需求密切相关^[11], 涉及非常复杂的设计参数和运行参数的调整。从更大的角度来看, 储罐储热系统可以集成到能源枢纽^[12]中, 以实现能量流动和能源利用的最佳控制。

因此, 本文研发了一种 PTES 解析模型。提出了一种“三区法”思想, 用于在计算负担增加最少的情况下详细描述水池内部的热量和质量流, 并更好地捕捉内部不均匀热分布。此外, 根据地源热泵的分析模型, 对有限圆柱源模型进行改进以对 PTES 地表瞬态传热进行分析。充能、放能、待机模式均可单独建模, 具有较高的灵活性。该解析模型采用丹麦 60 000 m³ PTES 10 年的实测数据进行验证, 在工作模式以及水体深度方面进行全面讨论。此外, 对水域传热的一维模型和本文提出的“三区”模型进行对比分析。该研究可为跨季节储热水体的模型开发提供参考, 同时有助于进一步系统性地研究季节性储热技术。

1 解析解模型建立

本文研发了一种用于圆柱形 PTES 的解析模型。

首先, 分别建立水和土壤传热模型, 随后通过水池壁上的温度和热通量进行耦合。对于水池内部的水热传递, 需在每个时间步骤中由土壤热传递模型提供温度边界。对于水池外的土壤传热, 需要由水传热模型提供一个热通量边界。两者之间相互作用推动了圆柱形 PTES 的动态模拟。

1.1 物理模型

本研究基于圆柱形 PTES 进行物理建模, 水池半径为 10 m, 高为 16 m, 顶部、侧面和底部传热系数分别为 0.15、0.16、0.1 W/(m²·K)。侧壁和底部为绝缘, 因此传热系数非常低。将一年内水池运行分为 4 个阶段, 阶段 1~4 分别为充能、待机、放能、待机, 每种运行模式为 90 d。为避免水池内的温度层次发生混乱, 充能模式进水口设计为接近水池顶部, 出水口设计为接近水池的底部, 放能模式与其相反。充、放能质量流量保持在 0.646 42 kg/s, 充能阶段水池进口温度为 90 °C, 放能阶段水池进口温度保持为 60 °C。

1.2 水域传热分析

尽管水的流动和热传递是三维过程, 但由于水域为圆柱形状, 水的热传递建模可以在水体横截面上进行。瞬态热传递方程如下:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_p K \nabla T + \nabla(-\lambda \nabla T) = 0 \quad (1)$$

水体顶部盖板将顶层热水与室外空气隔开, 顶层水体的热交换边界条件如下:

$$-\lambda_w \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=0} = u_t (T_{\text{air}} - T) \quad (2)$$

水体侧壁和底部表面也有隔板。两者边界条件方程类似, 分别如下:

$$-\lambda_w \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{r=r_0} = u_w (T_g - T) \quad (3)$$

$$-\lambda_w \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=H} = u_b (T_g - T) \quad (4)$$

在水热传递模型中, 提出了一个“三区”模型, 将横截面分成 3 个区域: 中心区、过渡区和边缘区, 如图 1 所示。使用有限差分法 (finite difference method, FDM) 对区域解进行若干垂直均匀离散。由于水池是在地表下建造的, 因此水池的顶部 $z=0$, 底部 $z=H$ 。

1.2.1 充能阶段

在充能工况下, 首先推导 3 个区域控制方程的离散形式。假设在垂直方向上制作 n 个块, 每个块的厚度 $\Delta z=H/n$, 时间步长为 Δt 。为捕获水平和垂直质量流, 模型中配置了 3 个轴向段, 即入口段、主段和出口段, 如图 2 所示。初始水温采用均匀初始温度假设, 由于水传热速度加快, 所以初始条件对后续所有的分析计算结果影响较小。入口段、中间段和出口段

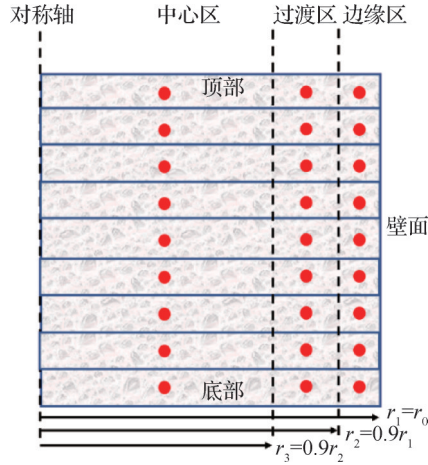


图 1 圆柱形三区模型的区域离散化

Fig.1 Regional discretization of cylindrical three zone model

的划分主要依据进口流体流速使用算法自动判断。若进口流速大,进口段则更长,符合流体力学规律。本节方程式中下标 1、2、3 分别表示中心区、过渡区和边缘区,下标 0 表示分区前水池的原始区域, $m_{12,i}$ 表示 t 时刻第 i 层从 1 区(中心区)流向 2 区(过渡区)的流量。

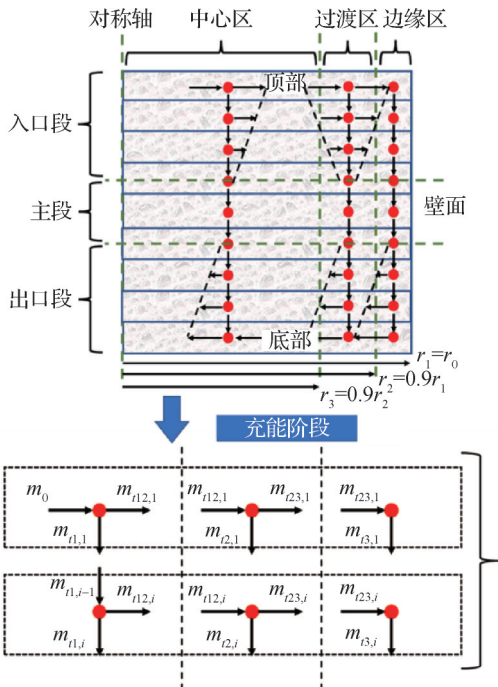


图 2 入口段流量及流向

Fig.2 Flow and direction of inlet section

1) 入口段。

在入口段,流体存在水平流动和垂直流动。当给定总入口流量后,需确定水平和垂直质量流量。假设入口段高度为 H_1 ,水平流动层的数量 $\text{Floor}(H_1/d_2)=n_1$,其中 Floor 函数用于确保值为整数。入口段水平质量流量计算如式(5)和式(6)所示,垂直质量流量根

据水平流量进行确定。为使每个单位流速表达格式一致,中心区入口段“ i ”流出流量为 $m_{12,i}$ 、过渡区为 $m_{23,i}$ 、边缘区为 $m_{3,i}$,如图 2 所示。 j 为时间节点, i 为空间节点, $T_{1,i}^j$ 为 j 时刻 1 区(中心区)节点 i 的温度。

$$d_{m_{12}} = \frac{2(m_2 + m_3)}{n_1(n_1 - 1)} \quad (5)$$

$$d_{m_{23}} = \frac{2m_3}{n_1(n_1 - 1)} \quad (6)$$

入口段中心区域的离散方程如式(7)、式(8)所示。由于图 2 中的第 1 层水体将会与环境空气进行热交换,因此式(7)适用于水体第 1 层,式(8)适用于入口段中心区域其余部分。

$$c_1 \frac{T_{1,1}^{j+1} - T_{1,1}^j}{\Delta t} = -m_0 c_f \frac{T_{1,1}^{j+1} - T_{in}^j}{\Delta z} + A_1 \lambda_w \frac{T_{1,2}^{j+1} - T_{1,1}^{j+1}}{\Delta z^2} + A_1 \lambda_w \frac{T_{air}^j - T_{1,1}^{j+1}}{\Delta z^2} + k_{12}(T_{2,1}^{j+1} - T_{1,1}^{j+1}) \quad (7)$$

$$c_1 \frac{T_{1,i}^{j+1} - T_{1,i}^j}{\Delta t} = -m_{11,i-1} c_f \frac{T_{1,i}^{j+1} - T_{1,i-1}^{j+1}}{\Delta z} (T_{2,i}^{j+1} - T_{1,i}^{j+1}) + A_1 \lambda_w \frac{T_{1,i+1}^{j+1} + T_{1,i-1}^{j+1} - 2T_{1,i}^{j+1}}{\Delta z^2} + k_{12}(T_{2,i}^{j+1} - T_{1,i}^{j+1}) \quad (8)$$

式(7)、式(8)中相关参数计算如下:

$$A_1 = \pi r_1^2 \quad (9)$$

$$A_2 = \pi(r_2^2 - r_1^2) \quad (10)$$

$$A_3 = \pi(r_3^2 - r_2^2) \quad (11)$$

$$[c_1, c_2, c_3] = \rho c_f [A_1, A_2, A_3] \quad (12)$$

$$[k_{12}, k_{23}, k_{3g}] = \left[\frac{2\pi\lambda_w}{\log(r_2/r_1)}, \frac{2\pi\lambda_w}{\log(r_3/r_2)}, 2\pi r_3 \lambda_w \right] \quad (13)$$

$$[m_1, m_2, m_3] = \rho v [A_1, A_2, A_3] \quad (14)$$

$$m_0 = m_1 + m_2 + m_3 \quad (15)$$

类似地,入口段过渡区离散方程如式(16)、式(17)所示,式(16)为顶层流体,式(17)为入口段其余部分。

$$T_{2,1}^{j+1} \left[\frac{-m_{12,1} c_f}{\Delta z} - \frac{A_2 \lambda_w}{\Delta z^2} - \frac{A_2 u_t}{\Delta z} - k_{12} - k_{23} - \frac{c_2}{\Delta t} \right] + T_{2,2}^{j+1} \left[\frac{A_1 \lambda_w}{\Delta z^2} \right] + T_{1,1}^{j+1} \left[k_{12} + \frac{m_{12,1} c_f}{\Delta z} \right] + T_{3,1}^{j+1} [k_{23}] = T_{2,1}^j \left[-\frac{c_2}{\Delta t} \right] + T_{air}^j \left[-\frac{A_2 u_t}{\Delta z} \right] \quad (16)$$

$$T_{2,i-1}^{j+1} \left[\frac{m_{12,i-1} c_f}{\Delta z} + \frac{A_2 \lambda_w}{\Delta z^2} \right] + T_{2,i}^{j+1} \left[-\frac{(m_{12,i-1} + m_{12,i}) c_f}{\Delta z} - \frac{2A_2 \lambda_w}{\Delta z^2} - k_{12} - k_{23} - \frac{c_2}{\Delta t} \right] + T_{2,i+1}^{j+1} \left[\frac{A_2 \lambda_w}{\Delta z^2} \right] + T_{1,i}^{j+1} \left[k_{12} + \frac{m_{12,i} c_f}{\Delta z} \right] + T_{3,i}^{j+1} [k_{23}] = T_{2,i}^j \left[-\frac{c_2}{\Delta t} \right] \quad (17)$$

边缘区在入口段的方程如式(18)、式(19)所示,

式(18)为顶层流体,式(19)为边缘区其他区域。

$$T_{3,1}^{j+1} \left[\frac{-m_{t23,1}c_f}{\Delta z} - \frac{A_3\lambda_w}{\Delta z^2} - \frac{A_3u_t}{\Delta z} - k_{23} - k_{3g} - \frac{c_3}{\Delta t} \right] + T_{3,2}^{j+1} \left[\frac{A_3\lambda_w}{\Delta z^2} \right] + T_{2,1}^{j+1} \left[k_{23} + \frac{m_{t23,1}c_f}{\Delta z} \right] = T_{3,1}^j \left[-\frac{c_3}{\Delta t} \right] + T_{air}^j \left[-\frac{A_3u_t}{\Delta z} \right] + T_g^j [-k_{3g}] \quad (18)$$

$$T_{3,i-1}^{j+1} \left[\frac{m_{t3,i-1}c_f}{\Delta z} + \frac{A_3\lambda_w}{\Delta z^2} \right] + T_{3,i}^{j+1} \left[-\frac{(m_{t3,i-1} + m_{t23,i})c_f}{\Delta z} - \frac{2A_3\lambda_w}{\Delta z^2} - k_{23} - k_{3g} - \frac{c_3}{\Delta t} \right] + T_{3,i+1}^{j+1} \left[\frac{A_3\lambda_w}{\Delta z^2} \right] + T_{2,i}^{j+1} \left[k_{23} + \frac{m_{t23,i}c_f}{\Delta z} \right] = T_{3,i}^j \left[-\frac{c_3}{\Delta t} \right] + T_g^j [-k_{3g}] \quad (19)$$

2) 主段。

主段中流体不会接触顶部和底部边界,但边缘区将接触壁边界,并向周围地面散热。中心区、过渡区和边缘区的离散方程如式(20)~式(22)所示。本文未展示同一分区质量流速分布图,因为该分布仅反映垂直方向的流动。

$$T_{1,i-1}^{j+1} \left[\frac{m_{t1,i-1}c_f}{\Delta z} + \frac{A_1\lambda_w}{\Delta z^2} \right] + T_{1,i}^{j+1} \left[-\frac{m_{t1,i-1}c_f}{\Delta z} - \frac{2A_1\lambda_w}{\Delta z^2} - k_{12} - \frac{c_1}{\Delta t} \right] + T_{1,i+1}^{j+1} \left[\frac{A_1\lambda_w}{\Delta z^2} \right] + T_{2,i}^{j+1} [k_{12}] = T_{1,i}^j \left[-\frac{c_1}{\Delta t} \right] \quad (20)$$

$$T_{2,i-1}^{j+1} \left[\frac{m_{t2,i-1}c_f}{\Delta z} + \frac{A_2\lambda_w}{\Delta z^2} \right] + T_{2,i}^{j+1} \left[-\frac{m_{t2,i-1}c_f}{\Delta z} - \frac{2A_2\lambda_w}{\Delta z^2} - k_{12} - k_{23} - \frac{c_2}{\Delta t} \right] + T_{2,i+1}^{j+1} \left[\frac{A_2\lambda_w}{\Delta z^2} \right] + T_{1,i}^{j+1} [k_{12}] + T_{3,i}^{j+1} [k_{23}] = T_{2,i}^j \left[-\frac{c_2}{\Delta t} \right] \quad (21)$$

$$T_{3,i-1}^{j+1} \left[\frac{m_{t3,i-1}c_f}{\Delta z} + \frac{A_3\lambda_w}{\Delta z^2} \right] + T_{3,i}^{j+1} \left[-\frac{m_{t3,i-1}c_f}{\Delta z} - \frac{2A_3\lambda_w}{\Delta z^2} - k_{23} - k_{3g} - \frac{c_3}{\Delta t} \right] + T_{3,i+1}^{j+1} \left[\frac{A_3\lambda_w}{\Delta z^2} \right] + T_{2,i}^{j+1} [k_{23}] = T_{3,i}^j \left[-\frac{c_3}{\Delta t} \right] + T_g^j [-k_{3g}] \quad (22)$$

3) 出口段。

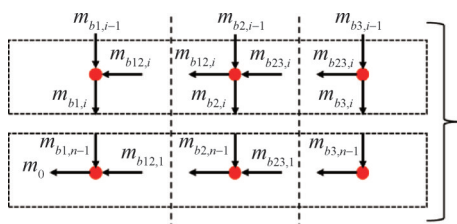


图 3 出口段流量及流向

Fig.3 Flow rate and direction of exit section

出口段流体从边缘区向过渡区和中心区移动,包含垂直流动和水平流动,如图3所示。假设出口段长度为 H_b , 涉及水平流动层的数量为 $\text{Floor}(H_b/\Delta z) = n_b$, Floor 函数确保值是整数。类似于入口段流量计算,出口段水平质量流量计算如下:

$$d_{m_{b12}} = \frac{2(m_2 + m_3)}{n_b(n_b - 1)} \quad (23)$$

$$d_{m_{b23}} = \frac{2m_3}{n_b(n_b - 1)} \quad (24)$$

出口段中心区离散方程如式(25)~式(26),过渡区离散方程如式(27)~式(28),边缘区离散方程如式(29)~式(30)。 $m_{b12,i}$ 表示 t 时刻第 i 层从 2 区(过渡区)流向 1 区(中心区)的流量。

$$T_{1,i-1}^{j+1} \left[\frac{m_{b1,i-1}c_f}{\Delta z} + \frac{A_1\lambda_w}{\Delta z^2} \right] + T_{1,i}^{j+1} \left[-\frac{m_{b1,i}c_f}{\Delta z} - \frac{2A_1\lambda_w}{\Delta z^2} - k_{12} - \frac{c_1}{\Delta t} \right] + T_{1,i+1}^{j+1} \left[\frac{A_1\lambda_w}{\Delta z^2} \right] + T_{2,i}^{j+1} \left[k_{12} + \frac{m_{b12,i}c_f}{\Delta z} \right] = T_{1,i}^j \left[-\frac{c_1}{\Delta t} \right] \quad (25)$$

$$T_{1,n-1}^{j+1} \left[\frac{-m_{b1,n-1}c_f}{\Delta z} - \frac{A_1\lambda_w}{\Delta z^2} \right] + T_{1,n}^{j+1} \left[-\frac{m_0c_f}{\Delta z} - \frac{A_1\lambda_w}{\Delta z^2} - \frac{A_1u_b}{\Delta z} - k_{12} - \frac{c_1}{\Delta t} \right] + T_{2,n}^{j+1} \left[k_{12} + \frac{m_{b1,n}c_f}{\Delta z} \right] = T_{1,n}^j \left[-\frac{c_1}{\Delta t} \right] + T_{gb}^j \left[-\frac{A_1u_b}{\Delta z} \right] \quad (26)$$

$$T_{2,i-1}^{j+1} \left[\frac{m_{b2,i-1}c_f}{\Delta z} + \frac{A_2\lambda_w}{\Delta z^2} \right] + T_{2,i}^{j+1} \left[-\frac{(m_{b2,i-1} + m_{b23,i})c_f}{\Delta z} - \frac{2A_2\lambda_w}{\Delta z^2} - k_{12} - k_{23} - \frac{c_2}{\Delta t} \right] + T_{2,i+1}^{j+1} \left[\frac{A_2\lambda_w}{\Delta z^2} \right] + T_{1,i}^{j+1} [k_{12}] + T_{3,i}^{j+1} [k_{23} + \frac{m_{b23,i}c_f}{\Delta z}] = T_{2,i}^j \left[-\frac{c_2}{\Delta t} \right] \quad (27)$$

$$T_{2,n-1}^{j+1} \left[\frac{m_{b2,n-1}c_f}{\Delta z} + \frac{A_2\lambda_w}{\Delta z^2} \right] + T_{2,n}^{j+1} \left[-\frac{(m_{b2,n-1} + m_{b23,n})c_f}{\Delta z} - \frac{A_2\lambda_w}{\Delta z^2} - \frac{A_2u_b}{\Delta z} - k_{12} - k_{23} - \frac{c_2}{\Delta t} \right] + T_{1,n}^{j+1} [k_{12}] + T_{3,n}^{j+1} \left[k_{23} + \frac{m_{b23,n}c_f}{\Delta z} \right] = T_{2,n}^j \left[-\frac{c_2}{\Delta t} \right] + T_{gb}^j \left[-\frac{A_2u_b}{\Delta z} \right] \quad (28)$$

$$T_{3,i-1}^{j+1} \left[\frac{m_{b3,i-1}c_f}{\Delta z} + \frac{A_3\lambda_w}{\Delta z^2} \right] + T_{3,i}^{j+1} \left[-\frac{m_{b3,i-1}c_f}{\Delta z} - \frac{2A_3\lambda_w}{\Delta z^2} - k_{23} - k_{3g} - \frac{c_3}{\Delta t} \right] + T_{3,i+1}^{j+1} \left[\frac{A_3\lambda_w}{\Delta z^2} \right] + T_{2,i}^{j+1} [k_{23}] = T_{3,i}^j \left[-\frac{c_3}{\Delta t} \right] + T_g^j [-k_{3g}] \quad (29)$$

$$T_{3,n-1}^{j+1} \left[\frac{m_{b3,n-1} c_f}{\Delta z} + \frac{A_3 \lambda_w}{\Delta z^2} \right] + T_{3,n}^{j+1} \left[\frac{-m_{b3,n-1} c_f}{\Delta z} - \frac{A_3 \lambda_w}{\Delta z^2} - \frac{A_3 u_b}{\Delta z} - k_{23} - k_{3g} - \frac{c_3}{\Delta t} \right] + T_{2,n}^{j+1} [k_{23}] = T_{3,n}^j \left[-\frac{c_3}{\Delta t} \right] + T_{gb}^j \left[-\frac{A_3 u_l}{\Delta z} \right] + T_g^j [-k_{3g}] \quad (30)$$

1.2.2 放能阶段

放能阶段可视为充能阶段的反向模式。充能阶段中,入口位于顶部;放能阶段,入口位于底部。在计算放能阶段温度分布时,仅需切换流体流动模式中的入口/出口方向,切换顶部和底部边界,其余部分计算均类似于充能阶段。

1.2.3 待机阶段

在待机工况下,无水的输入和输出,但水池内的水不处于静止状态。侧壁附近的水可能会持续向地面散热,从而逐渐冷却。在该阶段,引入了一种经典方法——气流网络模型^[13-14],该方法来自对双层外墙自然对流空腔的研究。如充能阶段中所述,一旦确定了每个单位的水平质量流量,根据质量守恒定律,可确定垂直质量流量。

不同分区水平质量流量由方程(31)估算。其中 Δp 是由于水温不同造成的中心区和边缘区压力差; m_h 为总水平质量流量。

$$m_h = x\rho A \left(\frac{2\Delta p}{\rho} \right)^{0.5} \quad (31)$$

$$\Delta p = g\Delta z \sum_{i=1}^n (\rho_{3,i} - \rho_{1,i}) \quad (32)$$

与充能阶段建模类似,在垂直方向上,整个领域被划分为 3 部分:顶部、中部和底部。每部分的质量流量分布假设为线性。具体细节如图 4 所示。

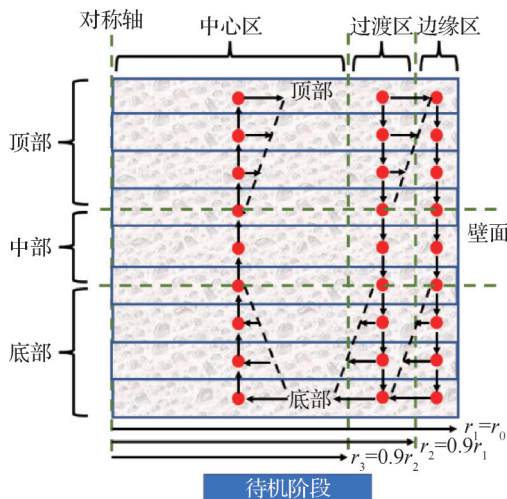


图 4 待机阶段质量流量模式

Fig.4 Quality flow mode during standby phase

1.3 土壤域传热分析

在土壤域传热分析中,受到成功应用于地源热泵领域的“有限圆柱源模”^[15]的启发,开发了一个可实现高效灵活计算的分析模型。

在土壤传热中,整个水体的底部是圆盘形状,所以该部分的散热可看作为一个圆盘形状的热源在土壤中的非稳态导热过程。首先,平板热源可看作是无无限长点热源的总和。式(33)表明强度为 $Q_p(J)$ 的点热源释放后,任何位置和任何时间的温度均升高。

$$\theta = \frac{Q_p / (\rho c)}{8(\pi a t)^{3/2}} \exp \left[-\frac{r^2 + r'^2 - 2rr' \cos(\varphi - \varphi') + (z - z')^2}{4at} \right] \quad (33)$$

该传热过程的响应系数通过式(34)、式(35)预先确定,这 2 个方程是从式(33)的积分计算(圆柱坐标中点热源的积分)而来。“ h ”和“ $-h$ ”为真实板热源和虚拟板热源的位置。最后,响应因子和底面不断变化的热通量的卷积给出了时间序列中的动态地温结果,如式(36)所示,其中 \otimes 表示卷积运算。

$$rf(r, z) = \frac{\Delta t}{2k_s (a_s \pi)^{0.5} t^{1.5}} \left\{ \exp \left[\frac{-(z-h)^2}{4at} \right] - \exp \left[\frac{-(z+h)^2}{4at} \right] \right\} \times f_{in}(r, t) \quad (34)$$

$$f_{in}(r, t) = \int_0^{r_0} r' I_0 \left(\frac{rr'}{2a_s t} \right) \exp \left(-\frac{r^2 + r'^2}{4a_s t} \right) dr' \quad (35)$$

$$\theta(r, z, t) = rf(r, z, t) \otimes q_s(t) \quad (36)$$

在分析 PTES 中的土壤传热时,水池本身可看作地下的圆柱形热源,导致土壤温度升高。水箱和地面钻孔换热器建模之间的唯一区别是几何结构。钻孔换热器较长,半径较小,但水池较短,半径较大。仅当半径-深度比变小时,形状才更有可能是“线热源”。该几何差异使得现有 FCS 模型不适用于水池周围的土壤传热。通过对比 COMSOL Multiphysics 产生的基准结果,方程中 q_s 值应接近 2 倍才能满足大型圆柱形源(如水箱)的精确模拟结果。即,若直接使用方程,土壤温度将被低估约 50%。如图 5 所示,研究了不同的半径和高度比、表面热流密度、土壤中不同位置以及不同土壤导热系数的影响。结果表明,虽然 COMSOL 基准和 FCS 之间的绝对差异不是一个恒定值,但它们的比值在所有情况下几乎是一个常数,约为 0.55。因此,通过乘以这个修改系数,原始 FCS 可以轻松地用于水池的解析建模研究。

土壤域的传热计算如下:

$$\theta(r, z, t) = q_s \left(\frac{r_0}{4k} \right) f_r(r, t, t') \times f_z(z, t, t') dt' \quad (37)$$

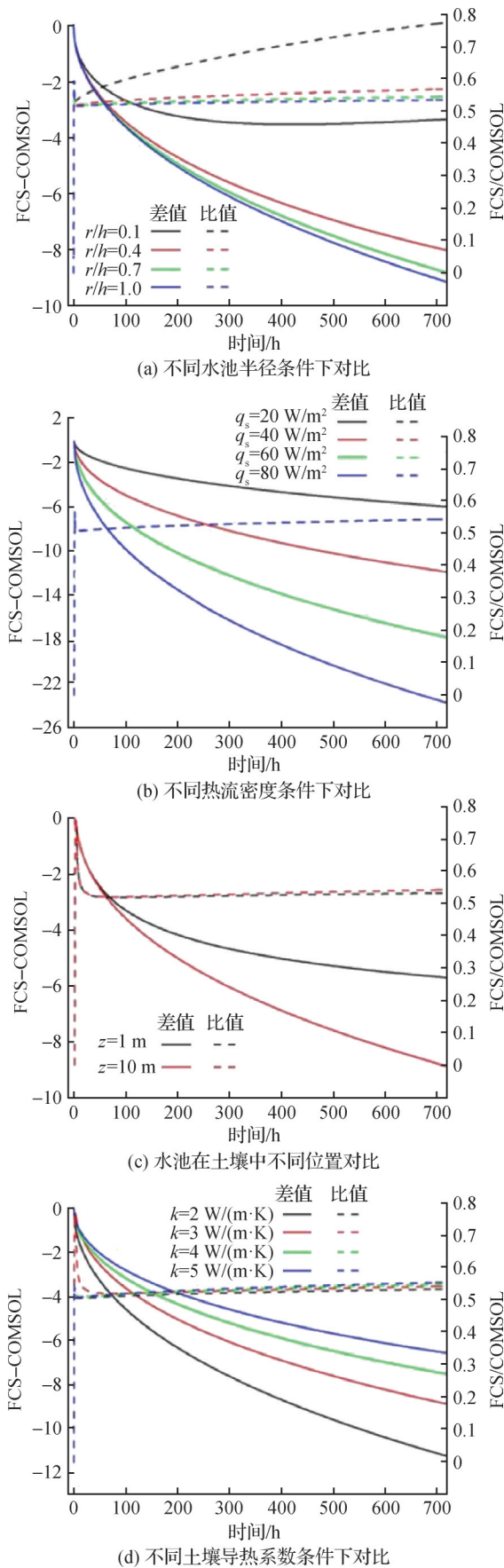


图 5 原始 FCS 模拟和 COMSOL 模拟结果对比

Fig.5 Comparison between original FCS simulation and COMSOL simulation results

$$f_{ur}(r, t, t') = I_0 \left[\frac{r_0 r}{2a(t-t')} \right] \exp \left[-\frac{r_0^2 + r^2}{4a(t-t')} \right] \quad (38)$$

$$f_{iz}(z, t, t') = \frac{1}{t-t'} \left[\operatorname{erf} \left(\frac{h-z}{2\sqrt{a(t-t')}} \right) + 2\operatorname{erf} \left(\frac{z}{2\sqrt{a(t-t')}} \right) \right] - \operatorname{erf} \left(\frac{h+z}{2\sqrt{a(t-t')}} \right) \quad (39)$$

1.4 耦合解析方法

耦合模型将基于 FDM 的水热传递模型以紧凑的数值格式与基于 FCS 的土壤热传递模型的简单分析格式相结合。连接水和土壤模型的“粘合剂”是水池壁温度边界及其表面热通量边界。

基本上,在每次迭代的动态模拟中,水模型和土壤模型的结果在乒乓算法中交换。在计算水热传递模型时,初始条件或土壤热传递模型在最后一个时间步骤的结果为封闭形式解的变量 T_g 提供水池壁表面温度。在计算土壤传热模型时,初始条件或最后一个时间步骤的水传热模型结果应通过以下等式提供水池壁表面热通量,这意味着边缘区域的水温和水池壁之间的瞬时热通量。

$$q_s = k_{3g} \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n T_{3,i} - T_g \right) \quad (40)$$

2 模型验证

本文所开发的 PTES 解析模型与欧洲丹麦 Dronninglund PTES 的实测数据^[16]进行对比,该项目水池体积约为 60 000 m³,包含不同模式切换的 10 年模拟。每年模拟均包括 4 个阶段:充能、待机、放能、待机,每个阶段为 90 d。TES 的大小和物理参数保持与实际项目一致。充放能质量流量保持在 0.646 42 kg/s。图 6 所示为在侧壁和底部采用低 U 值 PTES 保温的全年模拟中,当前模型结果与已有文献的对比。由图 6 可知,水池初始温度均匀为 90 °C,随后在充能模式下逐渐加热。测量当前模型和基准结果之间的差异,顶部、中上部、中部、中下部和底部位置的平均绝对误差(mean absolute error, MAE)分别为 0.233%、0.44%、0.445%、0.316%和 1.27%,均小于 1.5%。图中顶部、中上部、中部、中下部和底部位置分别为 $z=0$ 、 $z=1/4H$ 、 $z=1/2H$ 、 $z=3/4H$ 和 $z=H$ 。

3 模型参数分析

本研究在水域传热分析中划分了 3 个区域,分别计算垂直质量流量和水平质量流量,与传统的一维模型不同。在一维模型中,无水平流动,表明未考虑中心区

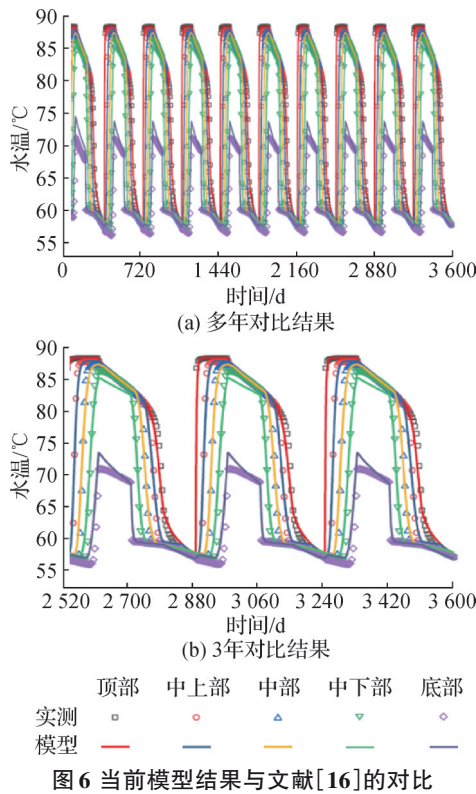


图 6 当前模型结果与文献[16]的对比
Fig.6 Comparison between the current model results and those in Ref. [16] for the year-round simulation

和边缘区之间的温差,但该温差在实际中是存在的。

图 7 所示为 2 种模型的动态水温差异。图 7(a) 所示为进口温度为 90 °C 时 2 种模型的对比结果,其中,本文的模型仅使用了中心区的水温。研究结果显示,一维模型模拟的温度曲线在大多数位置上均略低于新模型。这是因为水池的每 1 层仅有 1 个节点,水池每 1 层的每个角均向周围地面散热,使得一维模型的模拟结果被低估。第 30 天结束时, $z=H$ 处的 2 条温度曲线的值大致相似。

图 7(b) 进一步分析了不同入口温度的影响。2 种模型在第 30 天结束时的出口温度非常接近,但经历了完全不同的路径。输入热水会提高水池中的整体水温,但由于 3 个区域之间的水平流动和热传递,出口水温会经历“平稳期”和“快速上升期”,而在一维模型中,出口温度仅呈现出“渐增”的曲线。

图 8 所示为待机阶段 2 种模型的对比结果。由图 8 可知,一维模型对水池顶部和底部区域的模拟结果有所高估,而在中间深度区域有所低估。一维模型对顶部和底部边界的高估是由于忽略了由水池内部热不平衡引起的内部环流流动。至于水池中间区域的水温,由图 8(b) 可知,大型水池中的中心区域水温不容易降低,但水池侧壁附近的温度会迅速下降。

图 9 所示为放能阶段 2 种模型的对比结果。通

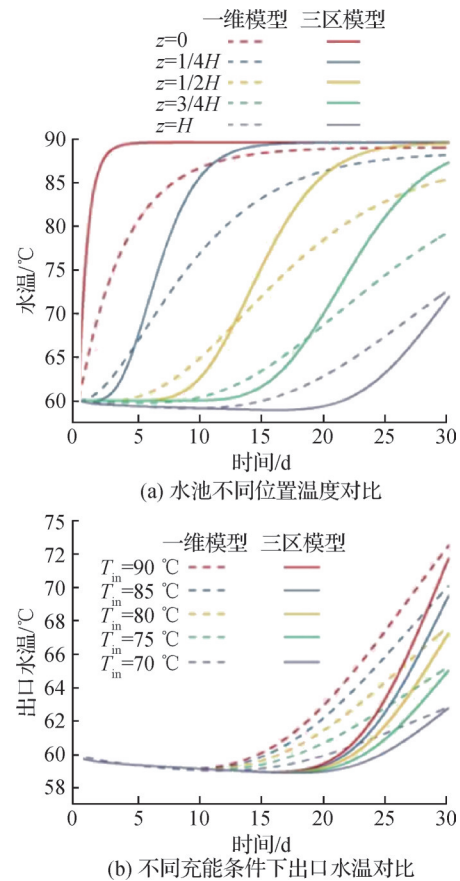


图 7 充电阶段一维模型和“三区”模型对比

Fig.7 Comparison between one-dimensional model and "three zone" model in the charging stage

过对比不同深度的水温曲线,可知一维模型的结果在除了底部区域外,均有所低估。但在第 30 天,2 种模型差异减小。在出口水温对比中(图 9(b))也表现出相似的情况,一维模型低估了整体出口水温,但是第 30 天的最终值却非常接近。这种低估也是一维模型每层只设置了 1 个节点导致。

综上所述,本研究提出的大型 PTES 解析模型,具有更高的计算效率和更强的解释力。区别于常用的一维模型,本文的模型不仅考虑了水体垂直流动,还考虑了水体水平流动,计算复杂度未增加,但准确性更高。在土壤传热模型中,改进了用于地源热泵领域的有限圆柱源模型,使之适配于大型水池的解析建模。此外,解析解相对于数值解还存在如下优势: 1) 在获得相同计算精度前提下计算速度更快; 2) 具有更加清晰的物理含义的显示表达,水体外土壤温度的动态变化写成了水体壁面逐时散热的热量密度与积分函数的乘积,更加清晰地显示了不同参数对结果的影响规律; 3) 解析解在计算不同几何尺寸的水体时不需要重新进行网格划分而直接可以计算,节省大量重复建模工作量。

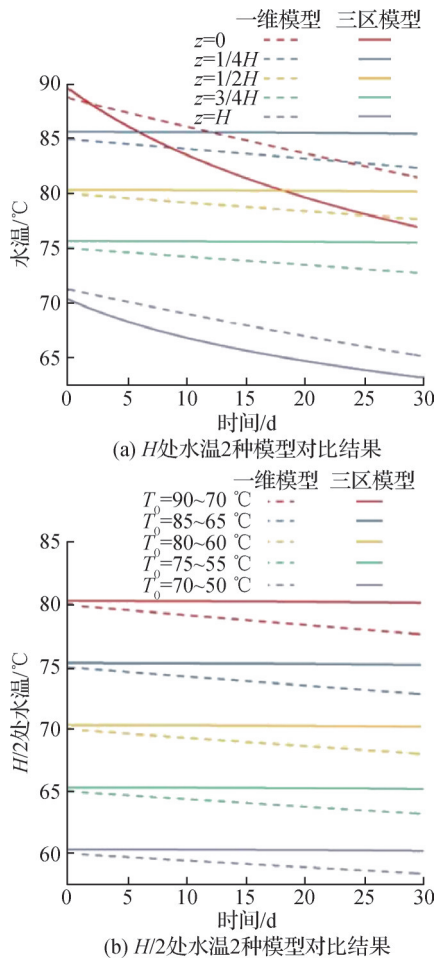


图 8 待机阶段一维模型和“三区”模型对比
Fig.8 Comparison between one-dimensional model and "three zone" model in standby phase

4 结论

本文提出了一个大型 PTES 解析模型,该模型由水热传递模型、土壤传热模型和一个耦合模拟算法组成。在水热传递模型中,提出 1 种“三区”模型,将横截面分成 3 个区域:中心区、过渡区和边缘区。区别于常用的一维模型,本文的模型不仅考虑了水体垂直流动,还考虑了水体水平流动,计算复杂度未增加,但准确性更高。在土壤传热模型中,改进了用于地源热泵领域的有限圆柱源模型,使之适配于大型水池的半解析建模。

2 个子模型利用侧壁和底部温度以及边界热通量进行耦合。耦合模型与丹麦 60 000 m³ PTES 实测数据进行对比,通过在 3 种工作模式(充能、放能、待机)下对比 5 种不同深度水温,发现顶部、中上部、中部、中下部和底部位置的 MAE 分别为 0.233%、0.44%、0.445%、0.316% 和 1.27%,表明模型具有较高的拟合优度。未来,可集成源端和终端,以实现基于可再生能源的区域供热系统的全面运行控制和优化。

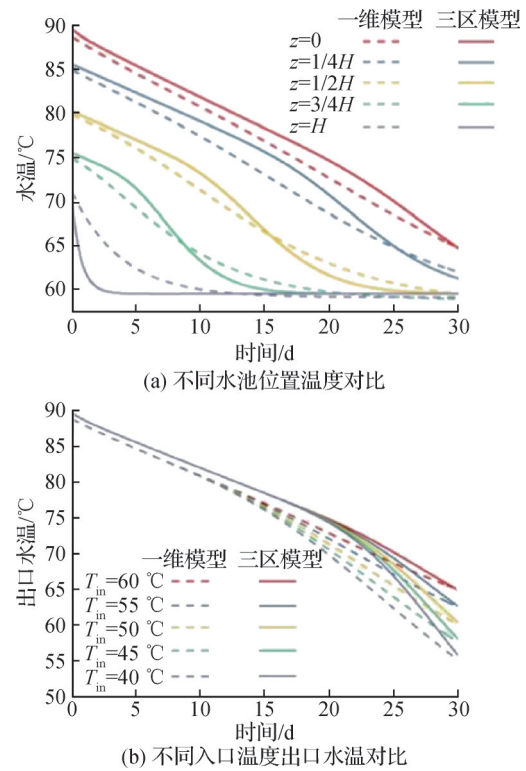


图 9 放能阶段一维模型和“三区”模型对比
Fig.9 Comparison between one-dimensional model and "three zone" model during the energy release stage

本文受中国长江电力股份有限公司“跨季节储热水体模型与关键技术研发”(Z342302009)项目资助。(The Project was supported by the "Research and Development of Key Technologies and Model for Water Pit Seasonal Thermal Storage" of China Yangtze Power Co., Ltd. (No. Z342302009).)

符号说明

- ρ ——密度, kg/m³
- c ——比热容, J/(kg·K)
- T ——温度, °C
- t ——时间, s
- K ——总传热系数, W/(m²·K)
- u ——水域四周传热系数, W/(m²·K)
- λ ——导热系数, W/(m·K)
- ∇ ——向量微分算子, 表示梯度
- z ——竖直方向高度, m
- z' ——热源在柱坐标系中的深算坐标, m
- h ——对流传热表面传热系数, W/(m²·K)
- H ——高度, m
- H_b ——出口段高度, m
- H_t ——入口段高度, m
- r ——半径, m
- r' ——热源在柱坐标系中的径向坐标, m
- r_0 ——水池半径, m
- r_1 ——中心区半径, m
- r_2 ——过渡区外半径, m

r_3 ——边缘区外半径,m
 n ——水体分层数
 Δt ——时间变化,s
 m ——质量流量,kg/s
 d ——水平质量流量,kg/s
 A ——面积,m²
 k ——传热系数,W/(m²·K)
 k_s ——土壤传热系数,W/(m²·K)
 v ——速度,m/s
 Δp ——压力差,Pa
 g ——重力加速度,m/s²
 x ——混合比
 a ——热扩散率,m²/s
 a_s ——土壤热扩散率,m²/s
 q_s ——热源强度,W/m²
 θ ——土壤剩余温度,°C
 φ ——柱坐标系中的角度坐标
 φ' ——热源在柱坐标系中的角度坐标

下标

| | |
|-----------|--------------|
| p ——定压 | Bottom——水体底部 |
| air——空气 | f——流体 |
| t——顶部 | in——入口 |
| w——侧壁 | z——竖直方向 |
| b——底部 | g——靠近侧壁的地温 |
| g——盖板 | gb——靠近底部的地温 |
| Top——水体顶部 | |

参考文献

[1] 葛世文. 热电厂热水储热罐热特性与控制应用研究 [D]. 北京: 华北电力大学, 2019. (GE Shiwen. Research on thermal characteristics and control application of hot water storage tanks in thermal power plants [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2019.)

[2] RENALDI R, FRIEDRICH D. Techno-economic analysis of a solar district heating system with seasonal thermal storage in the UK[J]. Applied Energy, 2019, 236: 388-400.

[3] MAXIMOV S A, MEHMOOD S, FRIEDRICH D. Multi-objective optimisation of a solar district heating network with seasonal storage for conditions in cities of southern Chile[J]. Sustainable Cities and Society, 2021, 73: 103087.

[4] SALVESTRONI M, PIERUCCI G, POURREZA A, et al. Design of a solar district heating system with seasonal storage in Italy[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 197: 117438.

[5] BAI Yakai, WANG Zhifeng, FAN Jianhua, et al. Numerical and experimental study of an underground water pit for seasonal heat storage [J]. Renewable Energy, 2020, 150: 487-508.

[6] PANTHALOOKARAN V, EL-AMIN M F, HEIDEMANN W, et al. Calibrated models for simulation of stratified hot water heat stores [J]. International Journal of Energy

Research, 2008, 32(7): 661-676.

[7] CHANG Chun, WU Zhiyong, NAVARRO H, et al. Comparative study of the transient natural convection in an underground water pit thermal storage [J]. Applied Energy, 2017, 208: 1162-1173.

[8] DAHASH A, JANETTI M B, OCHS F. Numerical analysis and evaluation of large-scale hot water tanks and pits in district heating systems [C]//Building Simulation Conference Proceedings. Rome, Italy: International Building Performance Simulation Association (IBPSA), 2019, 3: 1692-1699.

[9] DAHASH A, JANETTI M B, OCHS F. Detailed axial symmetrical model of large-scale underground thermal energy storage[C]//Proceedings of COMSOL 2018 Conference. Lausanne, Switzerland: COMSOL Inc., 2018; 1-8.

[10] OCHS F, DAHASH A, TOSATTO A, et al. Comprehensive comparison of different models for large-scale thermal energy storage [C]//Proceedings of the International Renewable Energy Storage Conference 2021. Düsseldorf, Germany: Atlantis Press, 2022: 36-51.

[11] LAMAGNA M, NASTASI B, GROPPI D, et al. Hourly energy profile determination technique from monthly energy bills[J]. Building Simulation, 2020, 13(6): 1235-1248.

[12] RAZA A, MALIK T N, KHAN M F N, et al. Energy management in residential buildings using energy hub approach[J]. Building Simulation, 2020, 13(2): 363-386.

[13] TANIMOTO J, KIMURA K I. Simulation study on an air flow window system with an integrated roll screen [J]. Energy and Buildings, 1997, 26(3): 317-325.

[14] WANG Yanjin, CHEN Youming, ZHOU Juan. Dynamic modeling of the ventilated double skin façade in hot summer and cold winter zone in China [J]. Building and Environment, 2016, 106: 365-377.

[15] MAN Yi, YANG Hongxing, DIAO Nairen, et al. A new model and analytical solutions for borehole and pile ground heat exchangers [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53(13/14): 2593-2601.

[16] DAHASH A, OCHS F, TOSATTO A, et al. Toward efficient numerical modeling and analysis of large-scale thermal energy storage for renewable district heating [J]. Applied Energy, 2020, 279: 115840.

通信作者简介

田志勇,男,博士,副教授,华中科技大学环境科学与工程学院,13522166267,E-mail:zhiyongtian@hust.edu.cn.研究方向:储热与太阳能。

About the corresponding author

Tian Zhiyong, male, Ph. D., associate professor, School of Environmental Science and Engineering, Huazhong University of Science and Technology, 86-13522166267, E-mail: zhiyongtian@hust.edu.cn. Research fields: thermal energy storage and solar energy.