



太阳能热发电储热系统动态建模与仿真研究

黎 涵¹, 于 刚¹, 徐二树¹, 廖志荣¹, 王 强², 陈 晨², 星月鹏²

(¹华北电力大学新型储能技术北京实验室, 北京 102206; ²中国广核新能源控股有限公司, 北京 100048)

摘 要: 近年来, 众多示范性的光热电站在全国范围内相继建成, 配备适宜的储热系统对于提升这些光热电站的发电效率和降低运营成本具有重要意义。为了研究储热系统的运行, 本工作建立了双罐间接储热系统的动态模型, 分别搭建储盐罐、油/盐换热器、熔盐泵的数学模型, 并通过引入 PI 调节模块实现熔盐泵转速的自动控制, 利用 STAR-90 仿真平台模拟了中广核德令哈 50 MW 槽式太阳能热发电站在春分日和秋分日典型日工况下的储、放热动态运行过程。结果表明, 本工作熔盐泵数学模型得到的性能曲线与厂家实测数据匹配度高, 同时相比于原有储热系统模型, 本模型能更好地反映储热系统的输入导热油温度和流量波动引起的熔盐流量波动的动态过程。在储热过程中, 油/盐换热器热股导热油入口温度的变化趋势显著影响了冷股熔盐流量的波动趋势, 熔盐泵的转速与流量呈现较强的非线性关系, 熔盐泵的功耗与转速呈线性关系。春分日工况下熔盐的平均质量流量约为 800 t/h, 熔盐泵的平均转速和平均功率分别为 154 r/min 和 87 kW; 秋分日工况下熔盐的平均质量流量约为 1400 t/h, 熔盐泵的平均转速和平均功率分别为 265 r/min 和 115 kW。汽轮机运行在 28 MW 的放热过程中, 由于油/盐换热器中冷股导热油的流量和温度均较为稳定, 因此热股熔盐的流量维持在 2411 t/h, 熔盐泵的转速和总功耗分别为 855 r/min 和 205 kW。本研究为太阳能热发电站储热系统的设计和运行提供了重要的理论指导和实践参考。

关键词: 光热发电; 储热系统; 动态建模; 系统仿真

doi: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2024.1160

中图分类号: TK 02

文献标志码: A

文章编号: 2095-4239 (2025) 03-1234-13

Dynamic modeling and simulation of solar thermal power storage systems

LI Han¹, YU Gang¹, XU Ershu¹, LIAO Zhirong¹, WANG Qiang², CHEN Chen², XING Yuepeng²

(¹Key Laboratory of Power Station Energy Transfer Conversion and System of MOE, North China Electric Power University, Beijing 102206, China; ²China General Nuclear Power New Energy Holdings Co., Ltd, Beijing 100048, China)

Abstract: In recent years, numerous exemplary solar thermal power stations have been established nationwide. Integrating these stations with efficient thermal energy storage systems is crucial for improving their power generation efficiency and reducing operational costs. This study investigates the operation of thermal energy storage systems by developing a dynamic model of a two-tank indirect thermal energy storage system. Mathematical models

收稿日期: 2024-12-06; 修改稿日期: 2025-01-01。

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (52376181)。

第一作者: 黎涵 (2000—), 男, 硕士研究生, 研究方向为储热, E-mail: 120222202465@ncepu.edu.cn; 通信作者: 廖志荣, 副教授, 研究方向为相变传热传质及热能存储, E-mail: zhirong.liao@ncepu.edu.cn。

引用本文: 黎涵, 于刚, 徐二树, 等. 太阳能热发电储热系统动态建模与仿真研究[J]. 储能科学与技术, 2025, 14(3): 1234-1246.

Citation: LI Han, YU Gang, XU Ershu, et al. Dynamic modeling and simulation of solar thermal power storage systems[J]. Energy Storage Science and Technology, 2025, 14(3): 1234-1246.

for the salt storage tank, oil/salt heat exchanger, and molten salt pump have been constructed, along with a PI control module to automatically control the speed of the molten salt pump. The STAR-90 simulation platform simulates the dynamic charging and discharging processes under typical daily conditions at the CGN Delingha 50 MW trough solar thermal power stations during the vernal and autumnal equinoxes. The results indicate that the performance curve of the molten salt pump model closely matches the actual manufacturer data. Compared to the original thermal energy storage system model, this new model more accurately captures molten salt flow fluctuations resulting from variations in input heat transfer oil temperature and flow rate. During heat storage, fluctuations in the hot oil inlet temperature at the oil/salt heat exchanger considerably influence the cold molten salt flow. The speed of the molten salt pump exhibits a strong nonlinear correlation with the flow rate, while the power consumption of the pump is linearly related to its speed. Under vernal equinox conditions, the average mass flow rate of molten salt is about 800 t/h, with an average pump speed of 154 r/min and a power consumption of 87 kW. During the autumnal equinox, the average mass flow rate increases to 1400 t/h about, with an average pump speed of 265 r/min and power consumption of 115 kW. When the turbine operates at a power output of 28 MW during heat discharge, the flow of hot molten salt is maintained at 2411 t/h owing to the stable flow and temperature of the cold heat transfer oil in the oil/salt heat exchanger. In this situation, the speed and total power consumption of the molten salt pump reach 855 r/min and 205 kW, respectively. The research provides valuable theoretical insights and practical references for optimizing the design and operation of thermal energy storage systems in solar thermal power stations.

Keywords: solar thermal power generation; thermal storage system; dynamic modeling; system simulation

随着全球能源结构的转型和环境保护意识的增强, 太阳能作为一种无限且清洁的能源, 其开发和利用已成为全球能源领域的重要发展方向。在众多太阳能利用技术中, 太阳能热发电技术以其独特的优势, 正得到大力发展^[1]。太阳能热发电技术, 也称为聚光太阳能热发电(**concentrated solar power, CSP**), 是一种通过集中太阳光并将其转化为热能, 进而产生蒸汽推动汽轮机发电的技术^[2]。根据国家太阳能光热产业技术创新战略联盟统计, 截至2023年底, 全球光热发电的累计装机容量已达7550 MW^[3]。由于太阳能所具有的间歇性, 在夜间无法正常进行利用, 将储热系统与太阳能热发电进行耦合能够很好地解决这一问题, 白天集热场多余的热量可以通过熔盐储存在高温熔盐罐内备用, 到夜间集热场无法通过收集太阳能进行热量交换时利用储罐内的高温熔盐加热导热油之后进入蒸汽发生系统产生蒸汽用于发电。储热系统的加入能够增大

电站的容量因子并且发挥削峰填谷的作用, 显著提升了电站的稳定性和运行效率, 因此实际运行的光热电站一般都会配备储热系统。

太阳能热发电站中储热系统的动态运行是电站实际运行的重要组成部分, 因而引起国内外学者广泛的研究, 目前国内外有关储热系统的研究大多向着提高储热效率、降低成本、优化运行策略和开发新型储热材料等方向发展^[4]。Manenti等^[5]基于第一性原理建立了意大利Archimede聚光太阳能电站的储热系统动态模型并进行电厂的动态模拟, 研究了储、放热过程中储罐的动态变化, 提出CSP最具挑战性的时刻之一是日出时的过渡。耿直等^[6]基于EBSILON仿真软件开展了“春分”“夏至”“秋分”“冬至”4个节气日下中低温槽式光热发电系统的变工况运行特性研究, 使用三元熔盐Hitec作为储热介质对储罐建立质量守恒和热平衡方程, 研究表明夜间由于储热装置调节的作用, 全系统光热转换效

率基本保持在 9.23%，相比于最低效率提高了 4% 左右。赵明智等^[7]使用 SAM 软件以美国达斯特地区建造的槽式太阳能电站为模型，研究了储热系统的加入对整个电站运行的影响，以每发 1 kWh 电的最低成本(LCOE)为参考来确定应该配置的储热系统容量，结果表明 6 h 的储热系统能够提高集热场的效率以及年发电能量，同时 LCOE 下降 15.68%。Ezeanya 等^[8]使用 SAM 分析了路易斯安那州克劳利的 50 kW 聚光太阳能电站仿真模型运行情况，由于电站原先没有配备储能系统，因此其初始储能容量为 0，加入储热系统后以太阳能倍率和储能小时数的最佳组合运行时可使电能成本降低 70% 左右。陈宇恒等^[9]建立了储能子系统中换热器和储罐的机理模型，以西班牙 50 MW 双罐间接储热槽式太阳能电站为参照系统，通过 Simulink 搭建了系统的模块化程序，综合采用能量分析、焓分析两种方法针对槽式太阳能热发电系统，提出了一种同时兼顾储能调度与运行参数优化的离线-在线组合优化运行方法。Li 等^[10]利用 STAR-90 平台建立了双罐间接储热系统的模型，该系统基于集总参数法，能够在短时间内达到稳定状态，其中在储、放热过程中发现熔盐储罐的高度随时间变化呈线性关系。Xu 等^[11]提出增大储罐的体积和储热时长能够满足发电系统热量的需求，采用基于焓的一维模型以确定储热系统储罐大小的方法，以 60 MW 的太阳能热发电系统为例，该系统采用相变材料封装，能够保持在最高温度 360 °C 以上 6 h。Zaversky 等^[12]建立了一个全瞬态储罐模型，模拟了 3 组 6 个参考日下的运行情况，以某光热电站的典型天气条件作为模型输入，该模型与实际应用熔盐储罐的热损失数据进行比较发现罐体的热损失主要来自内表面的对流换热以及夹层和内表面的辐射换热。

现有文献综述表明，目前对于储热系统的研究大都集中在储罐和换热器上，而对于含熔盐泵的储热系统仿真模型讨论较少，尤其是没有考虑到泵的运行特性对系统的影响，因此本工作中以中广核德令哈 50 MW 槽式太阳能热发电站为原型，分别建立储盐罐、熔盐泵、油/盐换热器的动态模型，并在 STAR-90 仿真平台上模拟储热系统在春分和秋分两个典型日的储、放热动态运行情况，研究储热过程中导热油入口流量和温度波动时熔盐泵的动态响应

特性并分析储热和放热的过程中油/盐换热器熔盐侧的流量、出口温度以及储盐罐的变化情况。

1 储热系统及其建模

中广核德令哈 50 MW 槽式太阳能热发电站储热系统包含 1 个高温熔盐储罐和 1 个低温熔盐储罐(每个储罐配备至少 8 台电加热器，保证平均温度波动在 ± 4 °C 以内)、3 列管壳式导热油/熔盐换热器、3 台立式低温熔盐泵、3 台立式高温熔盐泵。电站所使用的导热油主要成分为 73.5% 的联苯醚和 26.5% 的联苯，工作温度范围为 280~393 °C，流动的区域包括集热场、储热系统、蒸汽发生系统等。储热介质为太阳盐，其成分为 60%NaNO₃、40%KNO₃，工作温度范围为 286~386 °C。

图 1 为储热系统示意图。在储热模式下，低温熔盐由低温熔盐泵输送至油/盐换热器，与来自集热场的导热热油进行热量交换，油的温度从 392 °C

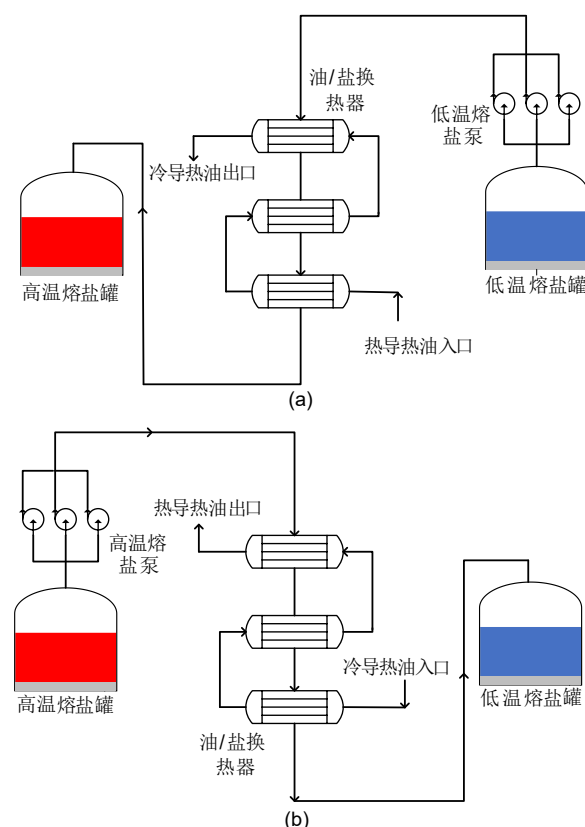


图 1 储热系统: (a) 储热过程; (b) 放热过程
Fig. 1 Heat storage system: (a) Heat storage process; (b) Heat release process

降至 292 ℃, 而熔盐则从 286 ℃ 升至 386 ℃, 加热后的熔盐储存在高温熔盐罐中备用; 在放热模式下, 高温熔盐由高温熔盐泵排出, 进入油/盐换热器与冷导热油换热, 使导热油的温度从 280 ℃ 升至 380 ℃, 导热油循环于储热系统与蒸汽发生系统之间, 熔盐温度则从 386 ℃ 降至 286 ℃, 然后回到低温熔盐罐进行储存。

1.1 储盐罐

建立储罐模型时采用同样的建模思路, 不区分冷、热盐罐, 仅仅是所储存熔盐的温度不同。如图 2 所示为熔盐储罐的模型示意图。罐体直径 D 为 42 m, 最大高度为 15 m (包含圆顶), 最高熔盐液位 H 为 14 m。在考虑罐壁热损失作用下, 顶部和底部的熔盐存在温差和密度差所以会产生自然流动, 然而考虑到在罐内设有搅拌器使其充分混合, 因此将储罐内的熔盐温度用一个点来代替是合理的^[13]。

罐体设有保温层, 并通过电伴热来防止熔盐温度过低, 其内部热量平衡关系式为^[14]:

$$\frac{d(m_{\text{salt}} u_{\text{salt}})}{dt} = q_{m,\text{in}} h_{\text{in}} - q_{m,\text{out}} h_{\text{out}} - Q_{\text{heat_loss}} + Q_{\text{heat_source}} \quad (1)$$

$$u_{\text{salt}} = c_{p,\text{salt}} (T_{\text{salt}} - T_0) \quad (2)$$

$$Q_{\text{heat_loss}} = \alpha A (T_0 - T_{\text{salt}}) \quad (3)$$

$$A = \pi D H + \frac{\pi D^2}{4} \quad (4)$$

式中, u_{salt} 为熔盐的比内能; m_{salt} 为储罐内熔盐的质量; $q_{m,\text{in}}$ 表示进入储罐的质量流量; h_{in} 表示熔盐入口焓值; $q_{m,\text{out}}$ 表示排出储罐的质量流量; h_{out} 表示熔盐出口焓值。对于冷盐罐, 在储热模式

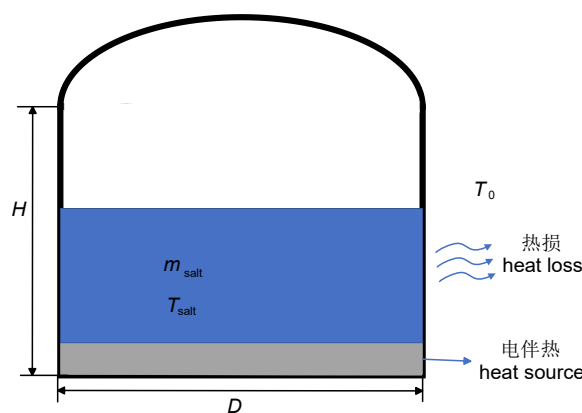


图2 储盐罐模型

Fig. 2 Heat storage tank model

运行时 $h_{\text{in}} = 0$, 放热运行时 $h_{\text{out}} = 0$; 对于热盐罐则反之。 $Q_{\text{heat_loss}}$ 表示罐壁的热损失; $Q_{\text{heat_source}}$ 表示电伴热; $c_{p,\text{salt}}$ 表示熔盐的比热容; T_{salt} 表示罐内熔盐的温度; α 表示罐体的散热系数, 取值为 0.04, 根据中广核德令哈电站熔盐储热罐实际运行过程中平均每天下降的温度, 通过能量平衡公式反算得出; A 表示储罐表面积, T_0 表示储罐外的环境温度; D 表示储罐的直径; H 表示储罐的高度。需要指出的是, 当熔盐储罐由于长时间不运行造成罐内熔盐温度分层严重时, 式(1)不再适用。

储罐内熔盐高度的变化可以表示为:

$$\Delta H_{\text{salt}} = \frac{4m_{\text{salt}}}{\rho \pi D^2} \quad (5)$$

其中, ρ 表示熔盐的密度, 其物性参数随温度变化的情况见表 1。

表1 熔盐物性和温度关系^[15]

Table 1 Physical properties of molten salt with different temperatures^[15]

温度/℃	密度/(kg/m ³)	比热容/[J/(Kg·℃)]	黏度/(mPa·s)	热导率/[W/(m·℃)]
280	1912	1491.2	3.76	0.975
300	1899	1467.6	3.26	1.01
320	1887	1498	2.84	1.05
340	1874	1501.5	2.48	1.09
360	1861	1505	2.19	1.13
380	1848	1508.4	1.96	1.16
400	1836	1512	1.77	1.2

1.2 熔盐泵

熔盐泵作为系统中不可或缺的设备, 承担着输送熔盐的作用。中广核德令哈槽式电站所使用的熔盐泵工作温度为 280~400 ℃, 其中冷熔盐泵设计压力为 0.8 MPa, 额定流量为 1488.96 t/h, 额定转

速为 1214 r/min, 其液下深度达到 13.2 m, 最高扬程可达 81.9 m; 热熔盐泵的额定压力为 0.38 MPa, 额定流量为 1556.64 t/h, 额定转速为 1452 r/min, 最大扬程为 59.9 m。两种熔盐泵都属于立式混流泵, 主要过流部件包括喇叭吸入口、诱导轮、叶轮

以及导叶(导流壳)。尽管有关立式泵的仿真模型研究较少,但之前关于离心泵的水力损失模型已被证实适用于立式熔盐泵的仿真研究中^[16-17],因此本工作基于离心泵的水力损失模型,通过给出泵内理论扬程以及各项水力损失计算方法,再将上述两项相减即得到熔盐泵的实际扬程,并由此计算泵进出口的压力。

(1) 理论扬程的计算

$$H_{t\infty} = \frac{u_2 v_{u2\infty}}{g} \quad (6)$$

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} \quad (7)$$

式中, $H_{t\infty}$ 表示泵为无限多叶片时的理论扬程; u_2 表示叶轮圆周速度; $v_{u2\infty}$ 表示泵为无限多叶片时绝对速度的圆周分量; D_2 表示叶轮出口直径; n 表示泵的转速。

根据斯托道拉公式对叶片数量进行修正:

$$\sigma = \frac{u_2 - \Delta v_{u2}}{u_2} \quad (8)$$

$$v_{u2} = u_2 - \Delta v_{u2} = \frac{v_{m2}}{\tan \beta_2} = \sigma u_2 - \frac{v_{m2}}{\tan \beta_2} \quad (9)$$

$$H_t = \frac{\pi D_2 n}{g} \left(\sigma \pi D_2 n - \frac{Q_t}{\pi D_2 b_2 \psi_2 \tan \beta_2} \right) \quad (10)$$

式中, σ 为滑移系数; v_{u2} 表示泵为有限叶片时绝对速度的圆周分量; v_{m2} 表示泵为有限叶片时绝对速度的轴面分量; β_2 表示叶轮出口安装角; H_t 表示泵为有限叶片时的理论扬程; Q_t 表示泵为有限叶片时的理论流量; b_2 为叶轮出口宽度; ψ_2 为叶片出口排挤系数(取值范围为0.8~0.95)。

(2) 泵内水力损失的计算

当流体进入叶轮的角度与叶片形成冲角时,产生冲击损失:

$$\Delta h_1 = k_1 \frac{u_2^2}{g} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \left(\frac{Q}{Q_d} - 1 \right)^2 \quad (11)$$

式中, k_1 为冲击损失系数; D_1 、 D_2 分别表示叶轮的进出口直径; Q_d 表示设计流量。

流体在叶轮中流动时存在摩擦损失:

$$\Delta h_2 = z \lambda_1 \frac{l_{1a}}{D_{1a}} \frac{v_{1a}^2}{2g} \quad (12)$$

式中, z 表示叶片数量; λ_1 为摩擦损失系数; l_{1a} 为平均流道长度; D_{1a} 为平均流道直径; v_{1a} 为流道内平均速度。

叶轮出口扩散损失:

$$\Delta h_3 = k_3 \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (13)$$

式中, k_3 为扩散损失系数; w_1 、 w_2 分别表示叶轮进出口的相对速度。

从叶轮进口到导叶入口段流向由径向变为轴向,其局部损失为:

$$\Delta h_4 = k_4 \frac{v_s^2}{2g} \quad (14)$$

$$v_s = \frac{4Q_s}{\pi D_e^2} \quad (15)$$

式中, k_4 为损失系数; v_s 为无冲击损失下的速度; Q_s 为无冲击损失下的流量; D_e 为叶轮当量直径。

导叶入口的冲击损失:

$$\Delta h_5 = k_5 \frac{u_2^2}{g} \left(\frac{Q}{Q_d} - 1 \right)^2 \quad (16)$$

导叶内流道摩擦损失:

$$\Delta h_6 = z \lambda_2 \frac{l_{2a}}{D_{2a}} \frac{v_{2a}^2}{2g} \quad (17)$$

式中, λ_2 为摩擦损失系数; l_{2a} 为平均流道长度; D_{2a} 为平均流道直径; v_{2a} 为流道内平均速度。

导叶出口扩散损失:

$$\Delta h_7 = k_7 \frac{w_3^2 - w_4^2}{2g} \quad (18)$$

式中, k_7 为扩散损失系数; w_3 、 w_4 分别表示导叶进出口的相对速度。

导叶出口至泵的出口段的损失为:

$$\Delta h_8 = k_8 \frac{w_4^2 - w_5^2}{2g} \quad (19)$$

式中, k_8 为损失系数; w_5 表示泵出口的相对速度。

实际扬程等于理论扬程减去上述各项水力损失:

$$H = H_t - \sum_{n=1}^8 \Delta h_n \quad (20)$$

泵出口的压力计算根据压强公式计算得出^[18]:

$$p = \rho g H \quad (21)$$

诱导轮提供的汽蚀余量为:

$$NPSH_i = \left(\frac{5.62n \sqrt{Q}}{C} \right)^{\frac{4}{3}} \quad (22)$$

式中, C 表示诱导轮的汽蚀比转速,取值范围为1500~5000。

泵的必需汽蚀余量为:

$$NPSH_a = \frac{p_s}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} \quad (23)$$

式中, p_s 为泵入口压力; p_v 为饱和蒸汽压力;

v 为泵入口处的流速。

比较泵的有效汽蚀余量和必需汽蚀余量的大小能够判断出泵是否发生汽蚀: 当 $NPSH_r \leq NPSH_a$ 时泵发生汽蚀。泵的有效汽蚀余量为:

$$NPSH_r = \left(\frac{5.62n\sqrt{Q}}{C_r} \right)^{\frac{4}{3}} \quad (24)$$

式中, C_r 表示泵的汽蚀比转速, 取值范围为 800~1500。

泵的功率计算参考以下公式:

$$P = \frac{\rho g Q H}{\eta} \quad (25)$$

式中, η 表示泵的效率, 一般为 0.85~0.95。

为实现泵转速的自动控制, 在模型中引入比例积分(PI)调节模块。PI 调节兼具高效节能和高精度、快响应的优点, 能够适应不同的控制需求, 是一种优秀的自动控制逻辑。对于仿真模型而言, 通过 PI 调节实现泵转速的自动控制, 使模型及时响应变化。储热运行模式下以熔盐换热器出口温度恒定为目标, 通过比例积分调节控制泵的转速来调节熔盐的流量, 放热运行时则以输出恒定温度的导热油为目标进行熔盐流量的调节, 其调节效果将在后文中展开论述。

1.3 换热器

油/盐换热器的类型为管壳式, 采用逆流的布置形式。考虑到熔盐的流动阻力较大, 因此熔盐在壳侧而导热油在管侧。油/盐换热器设计工作温度为 -10~400 °C, 管侧最高压力为 2.5 MPa, 壳侧最高工作压力为 2.15 MPa, 整个换热过程不涉及相变, 换热器传热过程如图 3 所示。本工作在建立油/盐换热器的模型时, 采用了以下假设:

- ①对于油/盐换热器, 忽略管侧壁面的轴向热传导, 只考虑径向的热传导;
- ②忽略油/盐换热器管侧壁面径向的热阻;
- ③油/盐换热器具有良好的保温性能, 因此不考虑对周围空气的热损失;
- ④在油/盐换热器中, 采用换热器出、入口算术平均温度作为参考温度及集总参数。

以储热过程为例, 对换热器建立能量守恒, 熔盐侧^[19]:

$$\frac{d(q_{m_salt} c_{p_salt} T_{salt})}{dt} = q_{m_salt} (h_{out_salt} - h_{in_salt}) + Q_{salt} \quad (26)$$

$$Q_{salt} = \alpha A_o (T_{tube} - T_{salt}) \quad (27)$$

式中, Q_{salt} 表示熔盐从外界吸收的热量; A_o 表

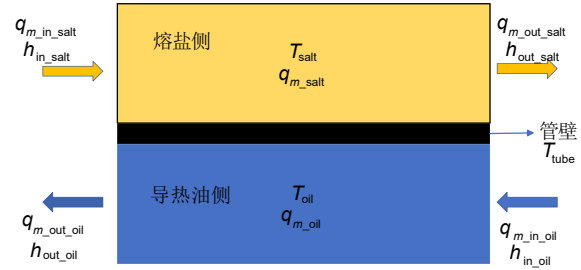


图3 油/盐换热器传热过程

Fig. 3 Heat transfer process of oil/salt heat exchanger

示管的外表换热面积; α 为对流传热系数, 其值依据 Zhukauskas 公式^[20]计算。

$$\alpha = 1.04 Re_f^{0.4} Pr_f^{0.36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.25} \frac{\lambda}{d_0} \quad (1 < Re_f < 5 \times 10^2) \quad (28a)$$

$$\alpha = 0.71 Re_f^{0.5} Pr_f^{0.36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.25} \frac{\lambda}{d_0} \quad (5 \times 10^2 < Re_f < 5 \times 10^3) \quad (28b)$$

$$\alpha = 0.35 \left(\frac{s_1}{s_2} \right)^{0.2} Re_f^{0.6} Pr_f^{0.36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.25} \frac{\lambda}{d_0} \quad \left(\frac{s_1}{s_2} \leq 2, 10^3 < Re_f < 2 \times 10^5 \right) \quad (28c)$$

$$\alpha = 0.4 Re_f^{0.6} Pr_f^{0.36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.25} \frac{\lambda}{d_0} \quad \left(\frac{s_1}{s_2} > 2, 10^3 < Re_f < 2 \times 10^5 \right) \quad (28d)$$

$$\alpha = 0.031 \left(\frac{s_1}{s_2} \right)^{0.2} Re_f^{0.8} Pr_f^{0.36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.25} \frac{\lambda}{d_0} \quad (2 \times 10^5 < Re_f < 2 \times 10^6) \quad (28e)$$

式中, Re_f 表示换热流体的雷诺数, Pr_f 表示换热流体的普朗特数, Pr_w 表示以管壁平均温度确定的普朗特数, λ 表示流体的导热系数, d_0 表示管外径, s_1 、 s_2 分别表示水平和垂直管间距。

同样地, 导热油侧:

$$\frac{d(q_{m_oil} c_{p_oil} T_{oil})}{dt} = q_{m_oil} (h_{in_oil} - h_{out_oil}) - Q_{oil} \quad (29)$$

$$Q_{oil} = \alpha' A_i (T_{oil} - T_{tube}) \quad (30)$$

式中, c_{p_oil} 表示导热油的比热容; Q_{oil} 表示导热油释放的热量; A_i 表示管的内壁换热面积; α' 的计算参照 Gnielinski 公式^[20]。

$$\alpha' = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr_f}{1 + 12.7\sqrt{f/8}(Pr_f^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_i}{l} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.01} \frac{\lambda}{d_i} \quad (31)$$

式中, f 表示管内湍流流动的阻力系数; $f = (1.82 \lg Re - 1.64)^{-2}$; d_i 表示换热管内径; l 表示换热管长度。

热量从管内传递到管外属于导热过程, 其热量转换关系为:

$$\frac{d(c_{p_tube} m_{tube} T_{tube})}{dt} = Q_{oil} - Q_{salt} \quad (32)$$

式中, c_{p_tube} 表示换热管的比热容, m_{tube} 表示换热管的质量, T_{tube} 表示换热管的温度。

1.4 储热系统仿真平台

本工作使用华仿科技有限公司开发的 STAR-90 平台搭建储热系统的仿真模型, 该仿真平台凭借功能强大和简单的图形化建模已经得到研究者的广泛使用^[17, 21-23]。本工作建立的储热系统模型如图 4 所示, 将上文提到的模型集成于 STAR-90 仿真平台, 并按照进出口将每个模块连接形成储热系统的整体动态模型, 图中储热系统的部件包括高/低温熔盐罐各 1 个、高温/低温熔盐泵各 3 台、3 列油/盐换热器

器, 用于研究储热系统的储释热过程, 并重点分析储热系统运行时熔盐泵的动态特性。

在 STAR-90 仿真平台中, 需要将上述模型的微分方程转化成显式差分方程, 例如式(26)可以转换成以下形式并由此计算导热油的温度:

$$T_{oil_out} = T_{oil_out}^0 + \frac{q_{m_oil}(h_{oil_in}^0 - h_{oil_out}^0) - \alpha' A_i (T_{oil}^0 - T_{tube}^0)}{c_{p_oil}^0 q_{m_oil}^0 / (2\Delta t) + \alpha' A_i / 2} \quad (33)$$

式中, $T_{oil_out}^0$ 表示上一时刻的导热油换热器出口温度; $h_{oil_out}^0$ 表示上一时刻导热油换热器出口焓值; T_{oil}^0 表示上一时刻导热油的温度; T_{tube}^0 表示上一时刻的管壁温度; $c_{p_oil}^0$ 表示上一时刻导热油的比热容; $q_{m_oil}^0$ 表示上一时刻导热油的质量流量; Δt 表示时间步长。

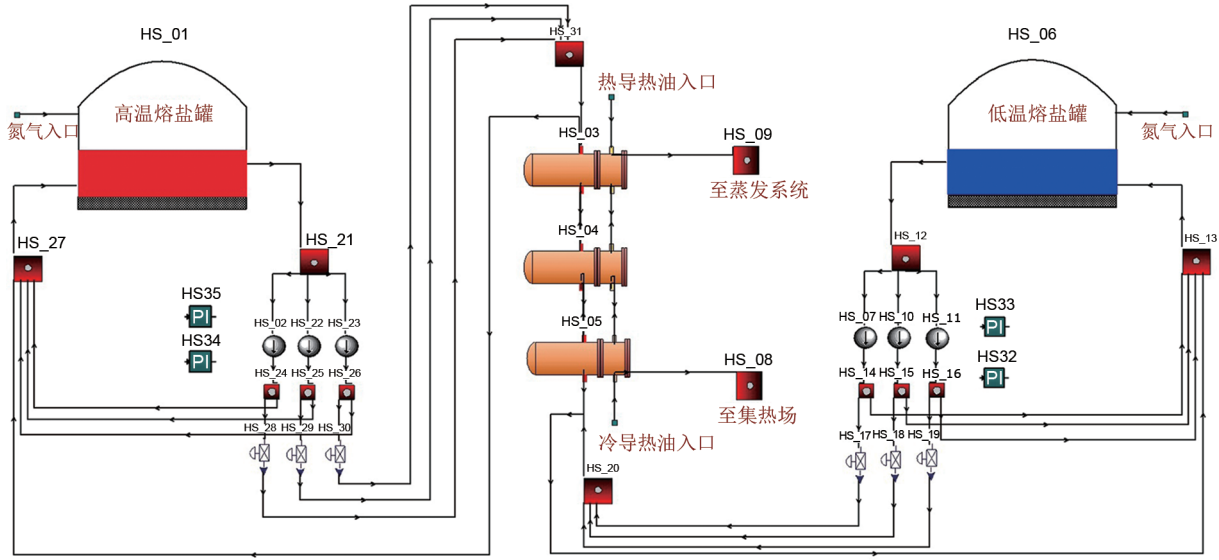


图 4 储热系统模型

Fig. 4 Heat storage system model

2 模型验证与动态仿真

2.1 模型验证和对比

根据熔盐泵的设计参数及结构尺寸, 结合上述泵的水力模型, 可计算得到一系列转速下泵的流量和扬程的关系, 即泵的性能曲线。图 5 给出了本工作泵模型计算得到的泵性能曲线与厂家实测数据的对比。结果表明本工作模型计算结果与厂家所提供数据的误差在 6% 以内, 这说明本工作模型能够作为该熔盐泵的仿真模型使用。

当白天电站处于同时储热和发电的运行模式时, 集热场输出的热量除了直接供给蒸汽发生系统

发电外, 其余的热量被用于储热系统储热, 选择电站处于 50 MW 满发满储模式的工况, 对本工作所建立的动态模型和原有的 STAR-90 模型的计算结果进行对比^[10, 24], 如图 6(a) 所示, 此时集热场输出给储热系统油/盐换热器的导热油质量流量约为 2354 t/h, 温度约为 390 °C, 而油/盐换热器熔盐侧的入口温度约为 270 °C。图 6(b) 和图 7(a)、(b) 所示为本工作模型和原有 STAR-90 模型计算所得的导热油出口温度、熔盐出口温度和质量流量的对比。由图 7 可知, 原模型中熔盐泵模型是基于马良玉等^[18]提出的给水泵实时仿真模型, 该模型忽略了泵的结构, 同时缺少泵转速的控制, 无法跟随导热油

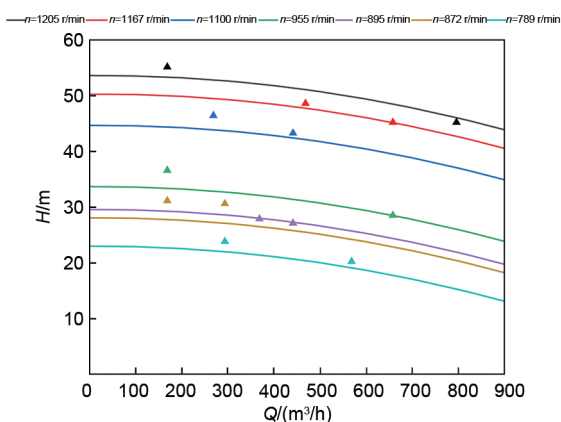


图5 不同转速下泵扬程与流量的关系(其中曲线为计算结果, 三角形数据点为厂家实验数据)

Fig. 5 The relationship between pump head and flow rate at different speeds (where curves are the calculating results and the triangle data points are the experimental data provided by the manufacturer)

输入的变化实现熔盐流量的自动调节, 也抑制了导热油出口温度和熔盐出口温度应有的波动。而本文做模型改进后, 熔盐泵能够根据输入导热油温度和流量的变化, 调节熔盐的流量, 并使熔盐出口温度维持在 386°C 的目标温度上下做小幅度波动, 这更加符合实际运行情况。

2.2 储热系统在储热过程中的动态运行特性

基于上述搭建的模型, 本工作中对广核德令哈槽式太阳能发电站在某年春分日 15:00 至 18:00 期间的储热系统动态运行过程进行了模拟。计算中输入数据来自中广核德令哈 50 MW 槽式太阳能热发电站现场数据, 如图 8(a)、(b) 所示为储热过程中

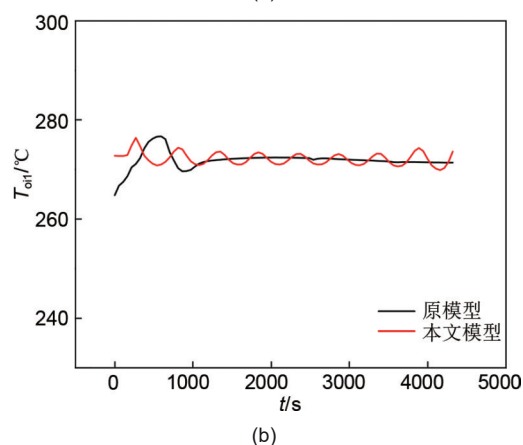
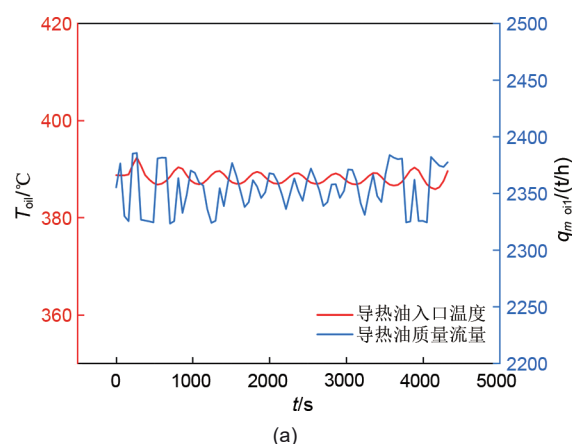


图6 导热油参数变化: (a) 导热油入口温度和质量流量; (b) 导热油出口温度

Fig. 6 Parameter variation of heat transfer oil: (a) Inlet temperature and mass flow rate of heat transfer oil; (b) Outlet temperature of heat transfer oil

油/盐换热器导热油入口温度和质量流量, 图 8(c) 为储热期间油/盐换热器的熔盐出口温度以及质量流

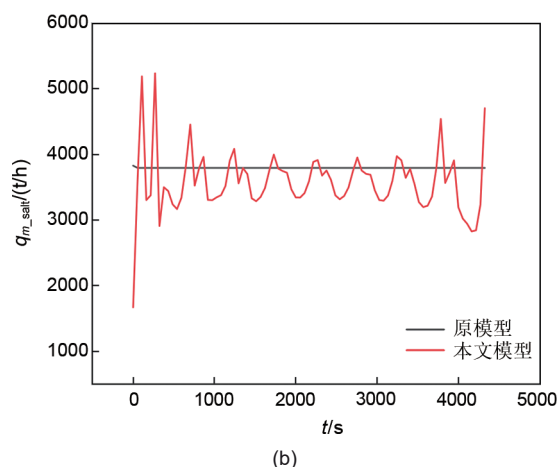
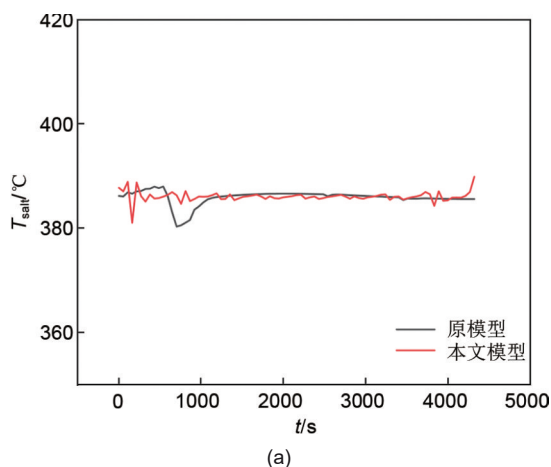


图7 熔盐参数变化: (a) 熔盐出口温度; (b) 熔盐质量流量

Fig. 7 Parameter variation of molten salt: (a) Outlet temperature of molten salt; (b) Mass flow rate of molten salt

量的变化。分析图 8(c)可以发现, 整个运行期间熔盐出口温度较好地维持在 $386\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右, 这确保了熔盐能够在一个稳定的高温状态下被储存, 熔盐的平均质量流量大约为 800 t/h 。特别值得关注的是, 在 17: 15 左右, 导热油入口温度的急剧上升触发了 PI 调节机制, 导致熔盐质量流量迅速增加以维持熔盐温度的稳定。在储热运行期间, 输入端导热油的温度总体上呈现出上升趋势, 流量则显示出下降的

趋势, 而从图 8(c)可以观察到, 熔盐流量的变化总体上呈现出上升的趋势。

图 8(d)给出了高温熔盐罐和低温熔盐罐内熔盐液位的变化, 在储热过程中两个储罐的高度呈线性变化, 曲线的斜率受流量波动的影响。低温熔盐罐内熔盐高度由 10 m 下降至 9.1 m , 高温熔盐罐内熔盐高度则从 3 m 提升至 3.9 m , 运行 3 h 总共新增高温熔盐 2396.17 t 。

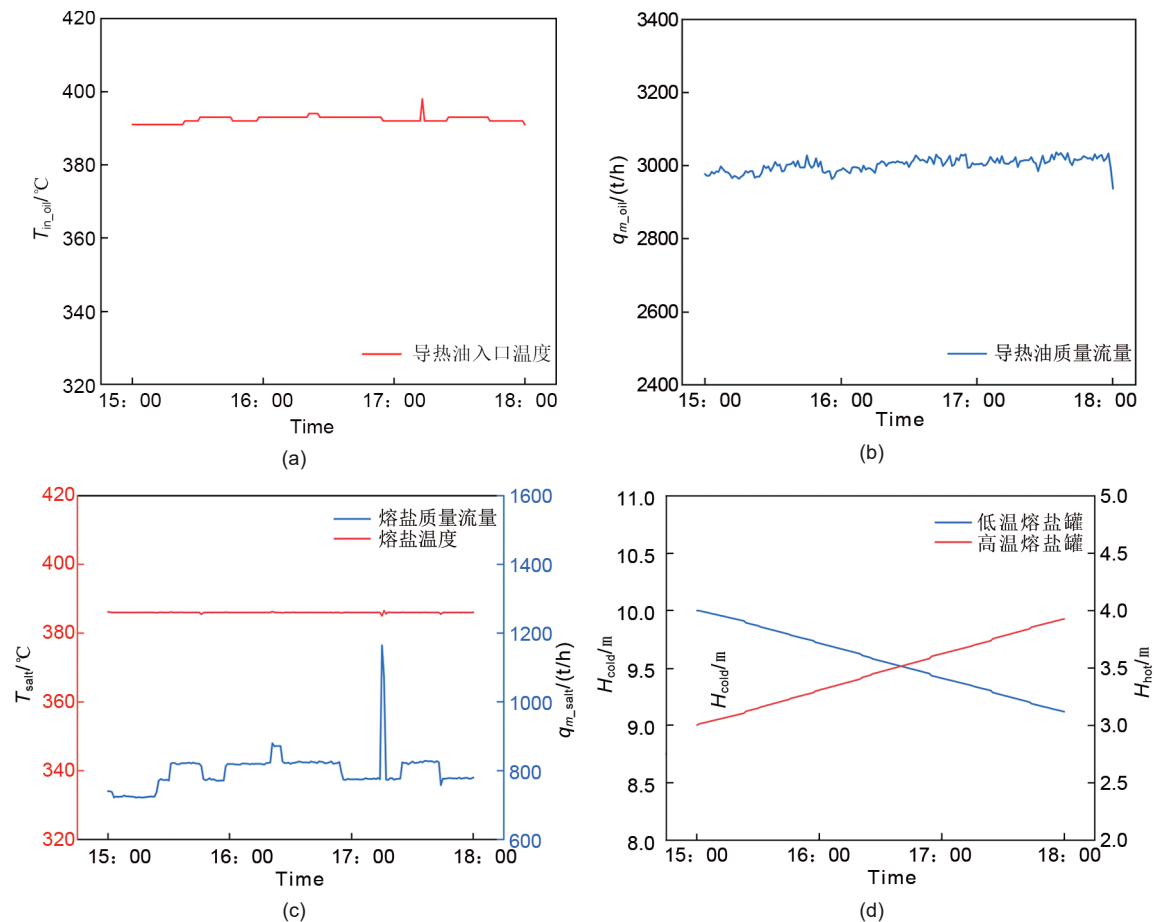


图 8 春分日储热过程参数变化: (a) 导热油入口温度; (b) 导热油质量流量; (c) 熔盐出口温度和质量流量; (d) 储盐罐熔盐高度

Fig. 8 Parameter variation of thermal storage process on vernal equinox day: (a) Inlet temperature of heat transfer oil; (b) Mass flow rate of heat transfer oil; (c) Outlet temperature and mass flow rate of molten salt; (d) Molten salt height of salt tanks

图 9 所示为中广核德令哈槽式太阳能发电站某年秋分日 12: 00 至 15: 00 的储热系统动态运行仿真结果, 其中图 9(a)和(b)给出了储热过程中油/盐换热器的导热油入口温度和质量流量的变化情况。图 9(c)所示为仿真所得换热器出口熔盐温度和质量流量的变化。由图 9(c)可知, 熔盐出口温度基本维持在 $386\text{ }^{\circ}\text{C}$, 熔盐质量流量跟随入口导热油质量流

量的变化呈现较大波动。其中, 熔盐质量流量的最大波动出现在 13: 00 左右, 波动幅度达到 312 t/h , 此时导热油的温度 and 流量都出现了明显的下降趋势, 这导致熔盐流量剧烈减少, 而后随着导热油的温度逐渐上升, 熔盐流量也逐渐上升。在 13: 30 左右, 导热油流量的急剧下降也导致了熔盐流量的剧烈波动。这些变化再一次表明, 本工作模型中熔

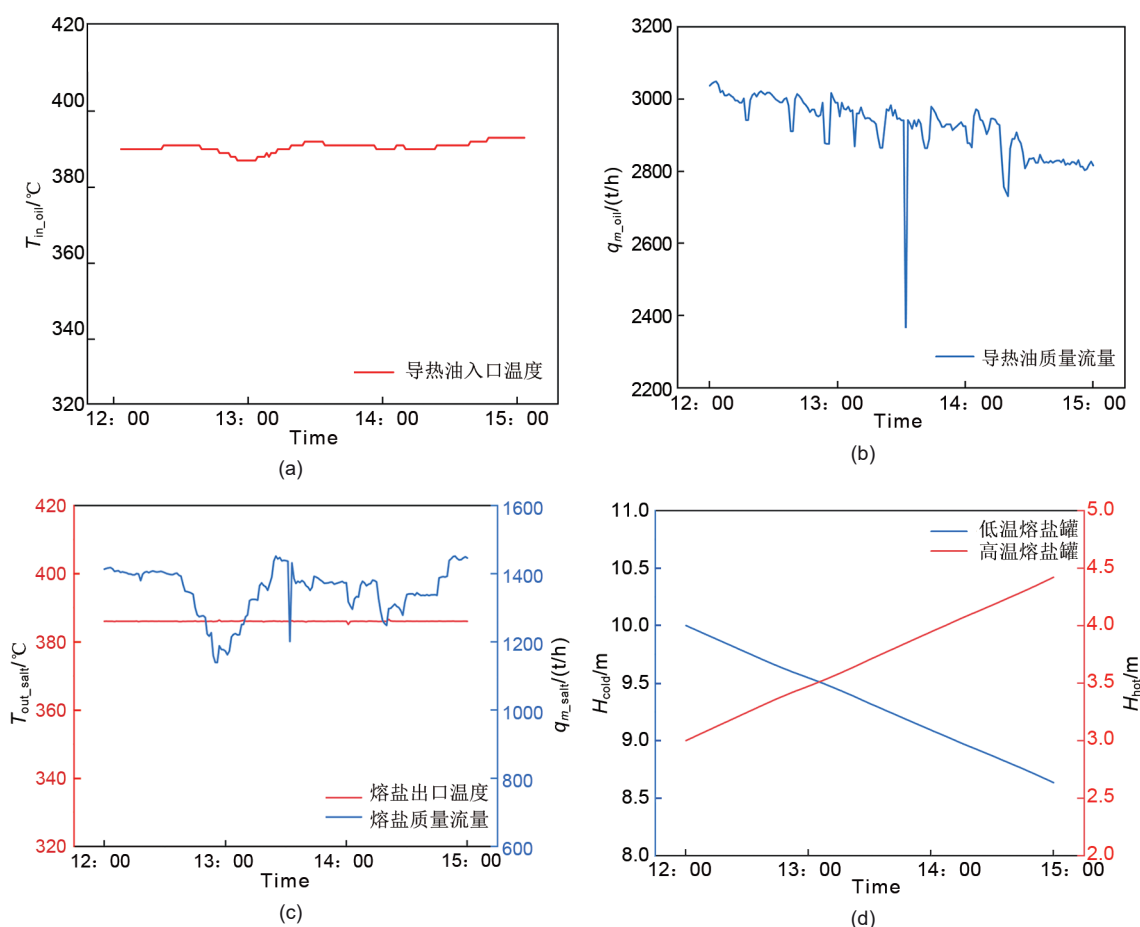


图9 秋分日储热过程参数变化: (a) 导热油入口温度; (b) 导热油质量流量; (c) 熔盐出口温度和质量流量; (d) 储盐罐熔盐高度

Fig. 9 Parameter variation of thermal storage process on autumnal equinox day: (a) Inlet temperature of heat transfer oil; (b) Mass flow rate of heat transfer oil; (c) Outlet temperature and mass flow rate of molten salt; (d) Molten salt height of salt tanks

盐泵的转速能够及时响应导热油流量和温度的变化, 从而保持换热器出口熔盐温度的稳定性。图9 (d)展示了储热过程中储罐内熔盐液位的变化情况。液位随时间的变化呈线性关系, 其斜率也受到熔盐流量波动的影响, 经过3 h的储热过程后, 熔盐的液位变化了1.4 m, 总共储存了3539.07 t高温熔盐。

图10展示了上述春分日和秋分日储热期间熔盐泵的转速和功率变化。根据式(10)和式(25), 转速是功率的函数, 两台泵为并联运行, 转速和功率变化趋势保持一致。在春分日工况下, 平均转速为154 r/min, 平均功率为87 kW。而在秋分日工况下, 平均转速为265 r/min, 平均功率为115 kW。转速的变化直接反映了熔盐流量的变化, 两者的趋势相同, 但从变化幅度上看流量的波动更大。图10

(a)中转速的急剧增加对应于输入端导热油温度的陡增, 此时熔盐泵通过提高转速来增加进入油/盐换热器的熔盐流量。同样地, 图10(b)中13:30左右转速的降低对应了由导热油流量骤降引起的导热油温度的降低。

2.3 储热系统在放热过程中的动态运行特性

储存的熔盐用于夜间电站的正常发电或者在太阳辐射较弱时作为补充, 本工作以上述春分日和秋分日所储存的熔盐量为初始条件进行夜间放热工况的模拟, 此时参照电站实际运行数据, 将发电功率设置为28 MW, 蒸汽发生系统所需的导热油质量流量和温度即为油/盐换热器出口导热油侧的质量流量和温度, 分别为1532 t/h和380 $^{\circ}\text{C}$ 。图11为计算所得放热模式运行时熔盐和导热油的质量流量和出口温度的动态变化, 在两个典型日工况下系

统处于稳态放热运行状态, 导热油的出口温度作为被调量基本不变, 且流量保持稳定, 熔盐出口温度大约为 285°C , 熔盐的质量流量大约为 2411 t/h 。

此时, 熔盐泵的转速和功率如图 12 所示, 在图中表示为水平线, 说明熔盐泵的转速和功率为恒定值, 其开头的波动为 PI 响应过程。

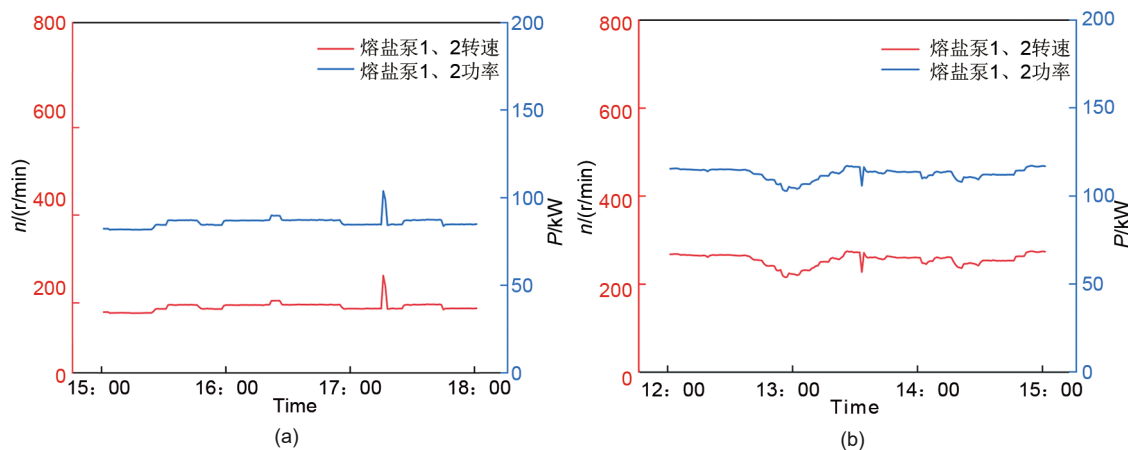


图 10 熔盐泵的转速及功率变化: (a) 春分日; (b) 秋分日

Fig. 10 Rotational speed and power variation of molten salt pump: (a) Vernal equinox; (b) Autumnal equinox

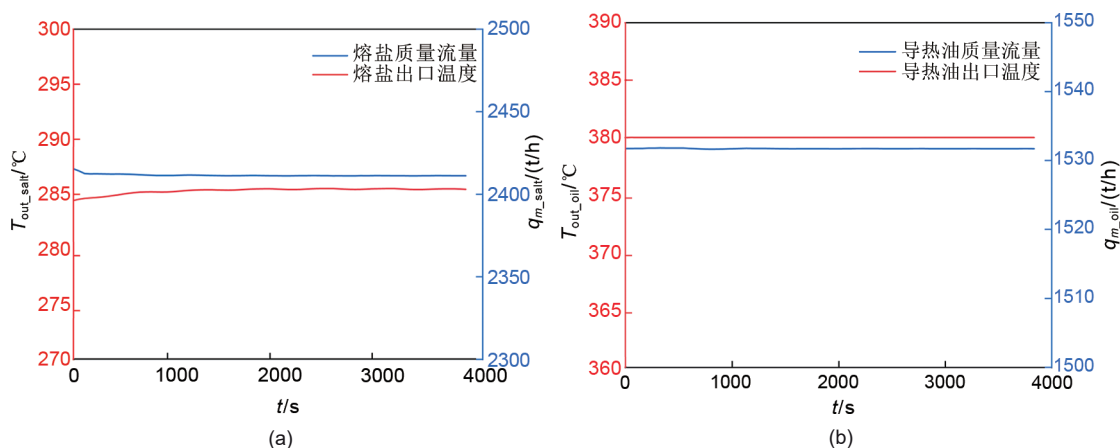


图 11 放热过程参数变化: (a) 熔盐出口温度及质量流量; (b) 导热油出口温度及质量流量

Fig. 11 Parameter changes in exothermic process: (a) Outlet temperature and mass flow rate of molten salt; (b) Outlet temperature and mass flow rate of heat transfer oil

由于放热模式在同一发电功率下运行的, 因此不论是春分日还是秋分日, 其熔盐与导热油的参数变化趋势一致, 唯一的区别是不同典型日下所储存的高温熔盐的质量不同, 春分日储热运行 3 h 总共储存高温熔盐 2396.17 t , 秋分日储热运行 3 h 所储存的高温熔盐总质量为 3539.07 t 。放热模式下, 熔盐罐的液位变化如图 13 所示。春分日所储存的熔盐能够在 28 MW 下放热运行 1 h , 高温熔盐罐内熔盐的高度从 3.9 m 下降至 3 m , 低温熔盐罐内熔盐的高度从 9.1 m 上升至 10 m , 液位变化为 0.9 m 。秋分日所储存的全部熔盐全部放热需要 1.56 h , 高温熔盐罐内熔盐的高度由

4.5 m 下降至 3.1 m , 低温熔盐罐内熔盐的高度由 9.1 m 升高至 10.5 m , 液位变化为 1.4 m 。图 13(a)、(b) 中曲线的斜率相同, 即放热过程中熔盐的质量流量相同。

3 结 论

本工作建立了太阳能热发电系统的双罐间接储热系统的动态模型, 并使用 STAR-90 仿真平台进行相关模型验证和模拟工作, 为了实现熔盐泵转速的自动调节在模型中加入了 PI 调节模块, 利用建立的模型模拟了中广核德令哈 50 MW 槽式太阳能热发电站储热系统在春分日、秋分日典型日工况下的

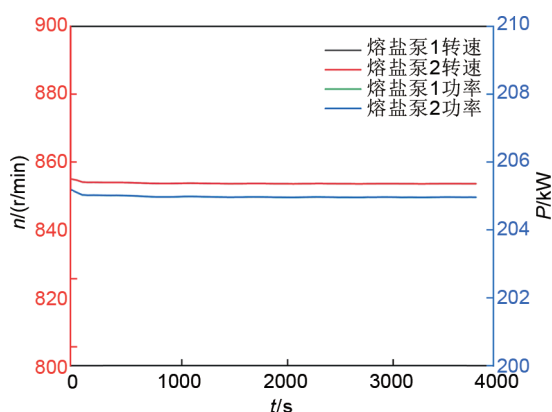


图12 熔盐泵的转速及功率变化

Fig. 12 Rotational speed and power changes of molten salt pumps

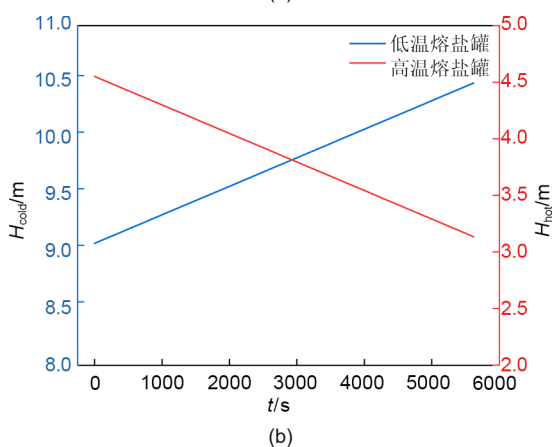
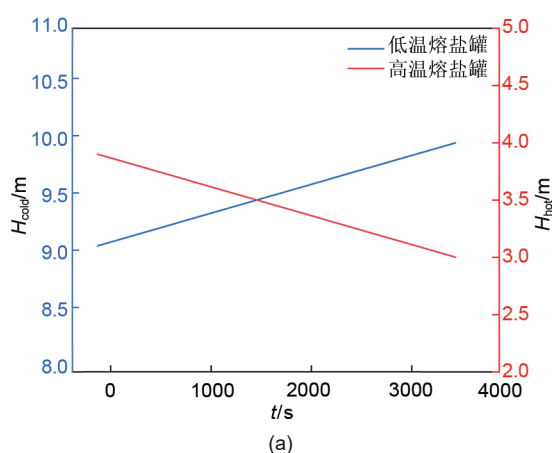


图13 储罐熔盐高度变化: (a) 春分日; (b) 秋分日

Fig. 13 Height change of molten salt tank: (a) Vernal equinox; (b) Autumnal equinox

储、放热运行情况, 得到的结论如下。

(1) 基于集总参数法和能量守恒建立了储盐罐、油/盐换热器的数学模型。基于离心泵特性构建的立式熔盐泵模型与泵的实际运行状况高度吻合, 引入PI控制策略后, 熔盐泵的转速能够根据熔

盐出口温度的实时变化进行预调节, 并保持熔盐储存温度的稳定性。

(2) 系统运行在储热模式下, 油/盐换热器熔盐侧的流量和温度受到输入导热油流量和温度的直接影响。具体而言, 当输入端导热油的流量和温度同时处于波动状态时, 导热油温度的变化对熔盐泵调节熔盐换热器入口流量的影响更加显著。在春分日模拟中熔盐的平均质量流量大约为800 t/h, 熔盐泵的平均转速为154 r/min, 平均功率为87 kW。在秋分日工况下, 熔盐的平均质量流量大约为1400 t/h, 熔盐泵的平均转速为265 r/min, 平均功率为115 kW。熔盐流量的波动相较于泵转速的变化更大, 由PI控制实现的熔盐流量的调节具有惯性, 因为流量的增加或降低过程需要一定的时间而转速的变化可以是瞬时的。

(3) 放热模式运行时系统处于稳态, 此时汽轮机功率为28 MW。由于蒸汽发生系统功率恒定, 输出端导热油的温度和流量不变, 熔盐的流量维持在2411 t/h, 熔盐泵的转速和功率分别为855 r/min和205 kW。

本研究还存在一些不足需要改进, 例如在对熔盐泵进行水力模型计算时依赖于众多经验公式, 在估算泵的扬程损失时, 存在一些难以量化或未被充分考虑的因素。因此, 需要探索更为精确的模型以描述泵的动态特性。此外, 采用灵敏度高、响应迅速的PI控制策略以实现泵的控制目标时可能导致过于频繁地调节, 与实际的运行情况不符。因此, 开发更优的熔盐泵的控制策略也是未来提升储热系统运行效率的关键研究方向之一。

参考文献

- [1] KURKUTE N, PRIYAM A. A thorough review of the existing concentrated solar power technologies and various performance enhancing techniques[J]. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 2022, 147(24): 14713-14737. DOI: 10.1007/s10973-022-11634-8.
- [2] BELGASIM B, ALDALI Y, ABDUNNABI M J R, et al. The potential of concentrating solar power (CSP) for electricity generation in Libya[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018, 90: 1-15. DOI:10.1016/j.rser.2018.03.045.
- [3] 国家太阳能光热产业技术创新战略联盟. 中国太阳能热发电行业蓝皮书[R]. 2023.
- [4] 张金平, 周强, 王定美, 等. 太阳能光热发电技术及其发展综述[J]. 综合智慧能源, 2023, 45(2): 44-52.
- [5] MANENTI F, RAVAGHI-ARDEBILI Z. Dynamic simulation of

- concentrating solar power plant and two-tanks direct thermal energy storage[J]. *Energy*, 2013, 55: 89-97. DOI: 10.1016/j.energy.2013.02.001.
- [6] 耿直, 刘浩晨, 莫子渊, 等. 基于EBSILON的中低温槽式光热发电系统运行仿真与性能分析[J]. *热力发电*, 2020, 49(6): 61-68. DOI: 10.19666/j.rlfid.201911243.
- GENG Z, LIU H C, MO Z Y, et al. EBSILON-based operation simulation and performance analysis for medium-low temperature trough photothermal power generation system[J]. *Thermal Power Generation*, 2020, 49(6): 61-68. DOI: 10.19666/j.rlfid.201911243.
- [7] 赵明智, 张晓明, 张旭. 储热系统对槽式太阳能热发电系统的影响研究[J]. *能源工程*, 2016, 36(3): 23-26. DOI: 10.16189/j.cnki.nygc.2016.03.005.
- ZHAO M Z, ZHANG X M, ZHANG X. Study on the influence of thermal energy storage system to parabolic trough solar system[J]. *Energy Engineering*, 2016, 36(3): 23-26. DOI: 10.16189/j.cnki.nygc.2016.03.005.
- [8] EZEANYA E K, MASSIHA G H, SIMON W E, et al. System advisor model (SAM) simulation modelling of a concentrating solar thermal power plant with comparison to actual performance data[J]. *Cogent Engineering*, 2018, 5(1): 1524051. DOI:10.1080/23311916.2018.1524051.
- [9] 陈宇恒. 槽式太阳能热发电系统建模与优化运行方法研究[D]. 南京: 东南大学, 2023.
- CHEN Y H. Research on modeling and optimal operation method of trough solar thermal power generation system[D]. Nanjing: Southeast University, 2023.
- [10] LI X L, XU E S, SONG S, et al. Dynamic simulation of two-tank indirect thermal energy storage system with molten salt[J]. *Renewable Energy*, 2017, 113: 1311-1319. DOI: 10.1016/j.renene.2017.06.024.
- [11] XU B, LI P W, CHAN C, et al. General volume sizing strategy for thermal storage system using phase change material for concentrated solar thermal power plant[J]. *Applied Energy*, 2015, 140: 256-268. DOI:10.1016/j.apenergy.2014.11.046.
- [12] ZAVERSKY F, GARCÍA-BARBERENA J, SÁNCHEZ M, et al. Transient molten salt two-tank thermal storage modeling for CSP performance simulations[J]. *Solar Energy*, 2013, 93: 294-311. DOI:10.1016/j.solener.2013.02.034.
- [13] YU Q, LI X L, WANG Z F, et al. Modeling and dynamic simulation of thermal energy storage system for concentrating solar power plant[J]. *Energy*, 2020, 198: 117183. DOI: 10.1016/j.energy.2020.117183.
- [14] 斯楞戈. 50 MW 槽式太阳能热发电站动态数学模型研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2022. DOI: 10.27140/d.cnki.ghbbu.2022.001116.
- SI L G. Study on dynamic mathematical model of 50 MW trough solar thermal power station[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2022. DOI: 10.27140/d.cnki.ghbbu.2022.001116.
- [15] 孟强, 陈梦东, 胡晓, 等. 管内熔融盐强制对流传热的数值模拟[J]. *储能科学与技术*, 2019, 8(3): 544-550. DOI: 10.12028/j.issn.2095-4239.2018.0247.
- MENG Q, CHEN M D, HU X, et al. Numerical simulation of forced convective heat transfer of molten salt in tubes[J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2019, 8(3): 544-550. DOI: 10.12028/j.issn.2095-4239.2018.0247.
- [16] 刘厚林, 谈明高. 离心泵现代设计方法[M]. 北京: 机械工业出版社, 2013.
- LIU H L, TAN M G. Modern design methods for centrifugal pumps [M]. Beijing: China Machine Press, 2013.
- [17] BARTH D L, PACHECO J E, KOLB W J, et al. Development of a high-temperature, long-shafted, molten-salt pump for power tower applications[J]. *Journal of Solar Energy Engineering*, 2002, 124(2): 170-175. DOI:10.1115/1.1464126.
- [18] 马良玉, 段新会, 贡献, 等. 变速调节锅炉给水泵实时仿真数学模型[J]. *华北电力大学学报*, 1998, 25(4): 65-70.
- MA L Y, DUAN X H, GONG X, et al. Real-time simulation mathematical model of variable speed regulating boiler feed water pump[J]. *Journal of North China Electric Power University (Natural Science Edition)*, 1998, 25(4): 65-70.
- [19] 斯楞戈, 徐二树, 汤建方, 等. 50MW 槽式太阳能光热电站储热系统建模[J]. *能源与节能*, 2022(5): 1-8, 58. DOI: 10.3969/j.issn.2095-0802.2022.05.001.
- SI L G, XU E S, TANG J F, et al. Modeling of heat storage system in 50 MW trough solar thermal power plant[J]. *Energy and Energy Conservation*, 2022(5): 1-8, 58. DOI: 10.3969/j.issn.2095-0802.2022.05.001.
- [20] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4 版. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- YANG S M, TAO W Q. Heat transfer[M]. 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 2006.
- [21] HUANG H Y, XU E S, SI L G, et al. Dynamic thermal transport characteristics of a real-time simulation model for a 50 MW solar power tower plant[J]. *Energies*, 2023, 16(4): 1946. DOI:10.3390/en16041946.
- [22] YU Q, WANG Z F, XU E S. Simulation and experimental research of 1MWe solar tower power plant in China[C]//Solarpaces 2015: International Conference on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Systems, Cape Town, South Africa. Author(s), 2016. DOI:10.1063/1.4949179.
- [23] SI L G, XU E S, TANG J F, et al. Study on dynamic model and dynamic characteristics of Delingha 50 MW trough solar field[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 215: 118943. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2022.118943.
- [24] LI X L, WANG Z F, XU E S, et al. Dynamically coupled operation of two-tank indirect TES and steam generation system[J]. *Energies*, 2019, 12(9): 1720. DOI:10.3390/en12091720.