

具备近似等压放电过程的近似等温压缩 CO₂ 储能系统特性研究

赵攀, 张仕强, 许文盼, 吴汶泽, 刘艾杰, 王江峰
(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为满足小容量特殊负载对(近似)稳定电能供应的需求,本文遵循(近似)等温压缩空气储能的基本原理,采用液压活塞和压力容器壁内置螺旋盘管换热的方式,基于气/液相变过程,提出了具备近似等压放电过程的近似等压等温压缩 CO₂ 储能系统。通过建立系统核心部件的热力学分析模型与性能评价指标,分析了该系统在初次充放电循环中的性能,探究了压力容器初始压力、最大压力和螺旋盘管水温等参数变化时的系统性能,探索了系统有、无螺旋盘管换热对性能的影响规律。结果表明,该系统在初次充放电循环中充放电效率、热效率和能量密度分别为 62.67%、53.05% 和 0.500 3 kW·h·m⁻³。同时,该系统在放电过程中可以获得近似恒定的电能输出,输出功率在 636~840 kW 范围内变化。本文的研究工作可丰富压缩气体储能理论体系,具有重要的实用价值和现实意义。

关键词: 压缩 CO₂ 储能;近似等温过程;气/液相变;近似等压放电

中图分类号: TK02 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202301004 **文章编号:** 0253-987X(2023)01-0034-11

Performance Analysis of a Near-Isothermal Compressed Carbon Dioxide Energy Storage System with Near Constant Discharge Process

ZHAO Pan, ZHANG Shiqiang, XU Wenpan, WU Wenzhe, LIU Aijie, WANG Jiangfeng
(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: In order to supply (near) stable electricity to some small-scale special load, a near-isothermal compressed CO₂ energy storage system with near constant discharge process is proposed in this paper based on the basic principle of near-isothermal compressed air energy storage by applying the liquid piston, the heat transfer method via helical coil in pressure vessel wall and the gas/liquid phase change process. Firstly, the thermodynamic analysis models of the core components of this system are established and the performance indicators are given. Then, the performance analysis in the initial round trip cycle of such system is analyzed. The parameter sensitivity analysis is also conducted, including the parameters of initial pressure of pressure vessel, maximum pressure of pressure vessel and water temperature in helical coil. Finally, the effect of heat transfer with and without helical coil configuration on system performance is carried out. The results show that the round trip efficiency, thermal efficiency and energy density of the system are 62.67%, 53.05% and 0.500 3 kW·h·m⁻³, respectively. Meanwhile, the system also exhibits a near constant power output in the discharge process, which varies between 636 and 840 kW.

The work of this paper can enrich the theoretical system of compressed gas energy storage, and has important practical value and significance.

Keywords: compressed CO₂ energy storage; near-isothermal process; gas/liquid phase change; near constant discharge process

可再生能源的规模化开发与高效利用是助力“双碳”目标实现的必由之路^[1]。鉴于风能与太阳能资源受限于气象条件而呈现出波动性特征,其并网将会加剧电力系统中能量流的不确定性与无秩序性,导致在碳中和愿景下需要电力系统具备极高的运行灵活性。储能系统具备能量分时存储与释放能力,有利于提升可再生能源的并网容量等级,属于促进能源革命的关键性技术之一^[2]。

迄今为止,可以实现大规模商业应用且技术较为成熟的储能技术只有抽水蓄能(PHS)和压缩空气储能(CAES),但 PHS 电站对地理条件有较高要求,建设成本高,周期长,且易引起生态问题^[3]。传统的 CAES 电站较为依赖化石燃料补燃以及大型的储气洞穴储气,制约了其发展^[4]。

相比于空气,CO₂ 是一种更具潜力的储能工质。CO₂ 临界温度(约为 304.55 K)和临界压力(约为 7.38 MPa)较为适中,容易实现液化,这就使得液态 CO₂ 存储温度不会太低,对存储设备材料的要求不高,有助于利用其进行能量储存^[5]。此外,CO₂ 还具有如下优势:传热性能好,换热效率高;流体密度大,使得系统结构紧凑;绝热指数小,使得压缩耗功小;化学性质稳定,安全性能高。因此,CO₂ 因其优良的物性而受到了学术界与工业界的广泛关注,已有很多学者利用 CO₂ 工质取代传统工质应用于热泵循环^[6]、制冷循环^[7]、朗肯循环^[8]及布雷顿循环^[9]等方面开展了相关研究工作,特别是近年来也有不少学者使用 CO₂ 代替空气作为压缩气体储能的储能介质,形成压缩 CO₂ 储能(CCES)系统,以利用 CO₂ 优异的物理化学性质,获得更高的能量储存密度和更优秀的系统性能,是现阶段压缩气体储能技术领域的研究热点之一。

目前,国内外许多学者对压缩 CO₂ 储能(CCES)系统进行了初步研究,并同 CAES 系统进行了对比。Liu 等^[10]分别以 CO₂ 和空气作为储能介质,比较分析了这两种介质在压缩气体储能和液化气体储能中的性能差异,结果表明除非绝热压缩气体储能系统外,以 CO₂ 为工质的系统可以得到与以空气为工质的系统近似或更高的充放电效率。Xu 等^[11]提出了一种基于朗肯循环的新型液态 CO₂

储能系统,发现该系统的充放电效率(45.35%)和效率(67.2%)均高于液化空气储能系统。Zhang 等^[12]提出一种基于跨临界 CO₂ 循环的 CCES 系统,其中低压为液态存储,高压为超临界存储,且释能时高压储罐出口设置节流阀保持透平进口恒压;随后,为了探究低温条件下的 CCES 系统和 CAES 系统的性能差异,建立了 3 级压缩和 3 级膨胀的闭环模型,采用分析的方法对两者做了对比分析,发现低温 CCES 系统的效率为 63.93%,而低温 CAES 系统只有 56.28%^[13]。Li 等^[14]通过数值方法定量分析比较了含水层压缩 CO₂ 储能(CCESA)系统与含水层压缩空气储能(CAESA)系统,结果显示,CCESA 系统在平均能效高出 CAESA 系统 20.15%的情况下,却只需 CAESA 系统占地面积的 11.8%。Zhang 等^[15]根据环境温度的不同,将 CCES 系统分为两种运行模式,即环境温度低时采用跨临界循环,环境温度高时采用超临界循环。另外,他们还针对 CO₂ 工质在热泵式储能系统中的应用问题进行了综述^[16]。

另外,由于 CO₂ 容易达到临界状态,因此使用液态 CO₂ 进行存储、跨临界或超临界 CO₂ 作为储能工质受到了业内广泛关注。Wang 等^[17]提出了一种基于液态 CO₂ 的新型储能系统,发现该系统充放电效率可达 56.64%,具有大规模储存风电的潜力,同时还分析不同配置结构系统的性能^[18]。Sun 等^[19]研究了一种新型低压液态 CO₂ 储能系统,其利用液态甲醇存储显热,而潜热由相变材料储存,CO₂ 则以较低的压力存储在气体储罐中。本课题组^[20]提出了一种利用涡流管自冷凝的 CCES 系统,在设计条件下,系统的循环效率和效率分别为 53.45%和 61.83%,能量密度则为 5.43 kW·h·m⁻³。为了提高储能系统的能量密度,Liu 等^[21]基于布雷顿循环,利用两个不同深度的盐碱水层存储 CO₂,对跨临界和超临界的 CCES 系统展开了研究,结果表明,利用跨临界 CO₂ 储能可以得到更好的充放电效率、效率和能量密度。Cao 等^[22]提出了一种利用地下废弃矿井储气的新型储能系统,该系统将 CCES 技术与 CO₂ 的捕集与封存技术相结合,验证了利用废弃矿井进行 CO₂ 储能的可行性。为解决传统 CAES

系统存在的效率和能量密度较低的问题,郝银萍等^[23]提出了一种多级回热式 CCES 系统,其储能效率为 58.41%,储能密度可达 $57.29 \text{ kW} \cdot \text{h} \cdot \text{m}^{-3}$ 。Xu 等^[24]利用位于不同水深处的柔性储气袋存储 CO_2 ,提出了一种可实现储能与释能过程中 CO_2 压力维持恒定的超临界 CO_2 储能系统,极大地提升了系统的整体性能。

综上,CCES 技术是压缩气体储能领域的研究热点,但目前仍处于起步阶段,研究工作主要集中在系统构型及提升热力学性能等方面,具有一定局限性。虽然储能系统的主要应用场景是为实现电网的削峰填谷,消纳波动性可再生能源,但小规模且具备(近似)恒定功率输出的储能系统也有特定的应用场景,如可作为应急电源,用以为边远地区通信基站等特殊负荷提供应急供电需求。(近似)等温压缩压缩 CO_2 储能系统就是一种典型的小容量储能装置,具备在此场景下应用的潜力。另外,在目前关于 CCES 的研究工作中,大多数系统采用的是气动机械,压缩过程中会产生大量压缩热,需要用蓄热器回收,虽然有效地提高了系统性能,但对蓄热器的结构和材料要求较高,增加了系统的复杂性和投资成本。因此,开展利用液力机械且具备近似恒定功率输出的近似等温压缩 CO_2 系统研究,具有重要的现实意义和实用价值。

1 系统描述

根据(近似)等温压缩空气储能系统的基本原理,系统工作时需要维持小温差、高换热率运行条件,以取得(近似)等温压缩/膨胀过程。对于以 CO_2

为工质的近似等温压缩气体储能系统而言,以高效的液力机械代替气动机械,利用液压蓄能器等压力容器结构,通过液压活塞和压力容器内置螺旋盘管换热等方式,可保证系统的近似等温过程。另外,考虑到 CO_2 工质与水之间潜在的化学反应及液化后“ CO_2 -水”物理液液界面模糊问题,在压力容器内设置柔性橡胶隔膜将两种介质进行分隔。同时,为实现近似等压放电,利用 CO_2 气/液相变过程,将充电与放电过程分开在不同压力容器中进行。

基于以上考虑,本文提出了具有近似等压放电过程的近似等温压缩 CO_2 储能系统,其示意图如图 1 所示。该系统包含的主要设备有:蓄水池、压力容器、水泵、电动机、佩尔顿水轮机、发电机,以及阀门、管路和循环泵等辅助设备。在该系统中,蓄水池提供水作为工作介质;压力容器为储能设备,其壁面内置螺旋盘管,同时设置柔性橡胶隔膜用以分隔容器上部的 CO_2 工质和下部的 CO_2 。具体为:压力容器 1 为高压罐,用以充电过程中存储压缩 CO_2 的水,压力容器 2 为低压罐,初始阶段预存一定量的水。水泵和电动机用于在充电过程中提供压缩 CO_2 的水;佩尔顿水轮机和发电机用于实现 CO_2 膨胀时的放电过程。另外,为实现对系统输出功率等级的调节,在连接两个压力容器的管道上安装了节流阀。通过对节流阀控制管道内水流量,来实现对系统输出功率等级的控制,同时改变放电时间。

在充电过程中,逆止阀开启,其余阀门关闭。多余电能驱动电动机带动水泵将水从蓄水池送入压力容器 1,使得压力容器 1 的水位升高,通过柔性橡胶隔膜对 CO_2 进行压缩, CO_2 压力升高。随着充电过程

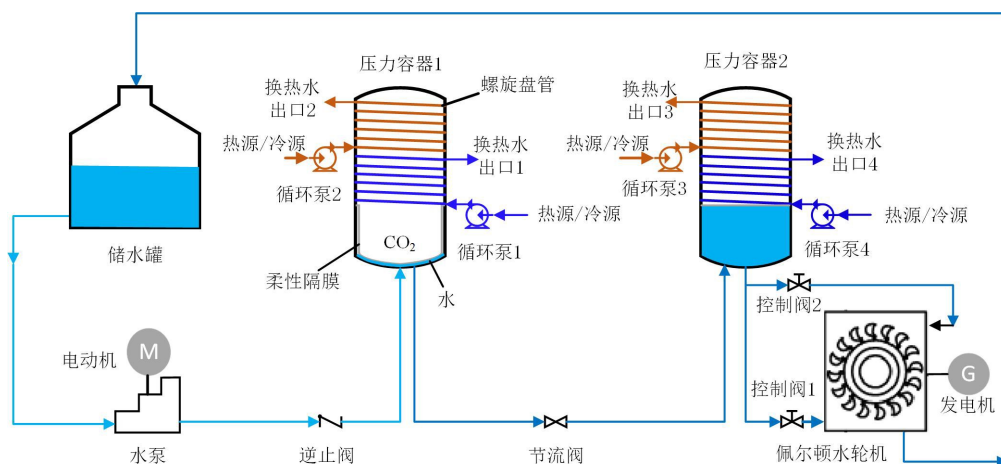


图 1 具有近似等压放电过程的近似等温压缩 CO_2 储能系统原理示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the near-isothermal compressed CO_2 energy storage system with near constant discharge process

的不断进行,CO₂ 压力升高到一定程度时发生气液相变过程,部分气相 CO₂ 开始液化。当 CO₂ 压力达到设计压力时,逆止阀关闭,充电过程结束。同时,循环泵 1 和 2 开始工作,将冷源的水送入螺旋盘管与 CO₂ 换热,带走压缩过程热,以保证近似等温的压缩过程。

在放电过程中,开启节流阀和控制阀 1,其余阀门关闭。一方面,由于压力容器 2 与外界环境的压差,使得压力容器 2 内的水在 CO₂ 膨胀后被排出,通过水轮机带动发电机发电。另一方面,由于压力容器 1 和 2 之间存在的压差,压力容器 1 内的水通过管道不断进入压力容器 2,补充压力容器 2 内的水量。随着放电过程的进行,压力容器 1 内的 CO₂ 压力不断降低,到一定程度时发生液气相变过程,液相 CO₂ 开始气化。当两容器中水的体积之和等于两者初始体积之和时,放电过程结束。同时,循环泵启动,利用来自热源的水与两容器中的 CO₂ 换热,防止其温度下降过快。

2 热力学模型

基于能量守恒和传热学原理,本部分建立了具有近似等压放电过程的近似等温压缩 CO₂ 储能系统中核心部件热力学分析模型。为了降低模型复杂度,提出了如下假设:

- (1) 环境温度和压力保持恒定;
- (2) 水和 CO₂ 的流动处于准静态过程;
- (3) 水、CO₂ 和容器壁内部不存在温度梯度;
- (4) 管道内水质量损失以及散热量忽略不计;
- (5) 忽略温度压力改变引起的水体积变化。

2.1 压力容器

压力容器的能量分析模型如图 2 所示,可以将其描述为 CO₂、水、柔性隔膜以及压力容器壁 4 种介质的耦合微分方程组。其中,CO₂ 的温度变化主要受 CO₂ 与柔性隔膜之间的自然对流换热、CO₂ 与螺旋盘管中的水之间的强制对流换热、CO₂ 压缩/膨胀所做的功以及 CO₂ 的相变潜热的影响。因此,压力容器内 CO₂ 的温度变化可以由下式表示

$$\begin{aligned} M_{\text{CO}_2} [c_v x + (1-x)c_l] \frac{dT_{\text{CO}_2}}{dt} = & -h_{\text{CO}_2,d} A_{\text{CO}_2,d} (T_{\text{CO}_2} - T_{\text{CO}_2,d}) - \\ & U_{\text{CO}_2} (T_{\text{CO}_2} - T_{w,c}) - p_{\text{CO}_2} \frac{dV_{\text{CO}_2}}{dt} - h_{v,1} \frac{dM_{v,1}}{dt} \end{aligned} \quad (1)$$

式中: M_{CO_2} 为压力容器 CO₂ 的质量; c_v 为气相 CO₂ 比热容; x 为 CO₂ 的干度; c_l 为液相 CO₂ 比热容; T_{CO_2}

为压力容器 CO₂ 的温度; $h_{\text{CO}_2,d}$ 为压力容器 CO₂ 与柔性隔膜之间的对流换热系数; $A_{\text{CO}_2,d}$ 为压力容器 CO₂ 与柔性隔膜之间的接触面积; $T_{\text{CO}_2,d}$ 为与 CO₂ 接触的柔性隔膜的温度; U_{CO_2} 为压力容器 CO₂ 与螺旋盘管中水之间的换热热阻; $T_{w,c}$ 为螺旋盘管中的水温; p_{CO_2} 为压力容器 CO₂ 压力; V_{CO_2} 为压力容器 CO₂ 体积; $h_{v,1}$ 为压力容器 CO₂ 相变潜热; $M_{v,1}$ 为压力容器发生相变的 CO₂ 质量。

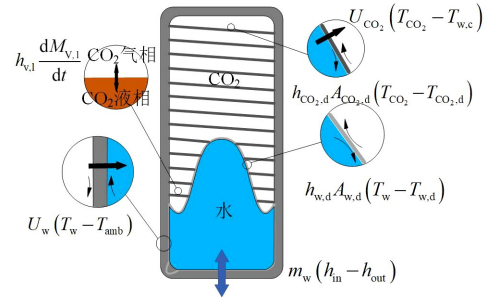


图 2 压力容器能量分析模型

Fig. 2 The energy analysis model of pressure vessel

压力容器内水温变化主要是由水与柔性隔膜的自然对流换热、水与外界环境的强制对流换热以及水泵或水轮机与水之间的能量交换引起的。因此,压力容器水温可由下式得到

$$\begin{aligned} M_w c_w \frac{dT_w}{dt} = & -h_{w,d} A_{w,d} (T_w - T_{w,d}) - \\ & U_w (T_w - T_{\text{amb}}) + m_w (h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) \end{aligned} \quad (2)$$

式中: h_{in} 为进入压力容器水的比焓; h_{out} 为离开压力容器水的比焓。

CO₂ 侧隔膜的温度变化主要和 CO₂ 与隔膜之间的换热以及隔膜内部的热传导有关,其公式如下

$$\begin{aligned} M_d c_d \frac{dT_{\text{CO}_2,d}}{dt} = & h_{\text{CO}_2,d} A_{\text{CO}_2,d} (T_{\text{CO}_2} - T_{\text{CO}_2,d}) - \\ & \frac{k_d A_{\text{ave},d} (T_{\text{CO}_2,d} - T_{w,d})}{t_d} \end{aligned} \quad (3)$$

水侧隔膜的温度变化主要由隔膜和水之间的换热以及隔膜内部的热传导两方面控制,其公式如下

$$\begin{aligned} M_d c_d \frac{dT_{w,d}}{dt} = & -h_{w,d} A_{w,d} (T_w - T_{w,d}) + \\ & \frac{k_d A_{\text{ave},d} (T_{\text{CO}_2,d} - T_{w,d})}{t_d} \end{aligned} \quad (4)$$

2.2 水泵和电动机

水泵的功率和电动机的功率可由下式表示

$$W_{\text{pump}} = \frac{m_w (p_{\text{CO}_2} - p_{\text{amb}})}{\rho_w \eta_{\text{pump}}} \quad (5)$$

$$W_{\text{motor}} = \frac{W_{\text{pump}}}{\eta_{\text{motor}}} \quad (6)$$

循环泵耗功的计算公式为

$$W_{\text{cir}} = \frac{m_{\text{w,c}} g (H_{\text{out}} - H_{\text{in}})}{\rho_{\text{w}} \eta_{\text{cir}}} \quad (7)$$

式中: H_{out} 为盘管出口高度; H_{in} 为盘管入口高度。

2.3 水轮机和发电机

在本文提出的系统中, 选用了适合高水头条件下的佩尔顿式水轮机。水轮机的效率为

$$\eta_{\text{turb}} = 2x'(1-x')(1+\xi \cos(\gamma)) \quad (8)$$

式中: x' 为圆周转速系数; ξ 为待定系数; γ 为水斗出口侧与水平面角。

在放电过程中, 由于压差的作用, 压力容器 2 内的水通过水轮机做功带动发电机发电, 水的势能转换水轮机的动能, 所以水轮机的输出功率为

$$W_{\text{turb}} = V'_{\text{turb}} H_{\text{turb}} \rho_{\text{w}} g \eta_{\text{turb}} \quad (9)$$

发电机的输出功率为

$$W_{\text{gen}} = W_{\text{turb}} \eta_{\text{gen}} \quad (10)$$

2.4 螺旋盘管

本文中的系统通过螺旋盘管中的水与 CO_2 进行换热, 借此来实现近似等温的压缩和膨胀过程。

螺旋盘管中水的努塞尔数^[25]如下

$$Nu = 0.023 C_{\text{R}} Re^{0.8} Pr^n n = \begin{cases} 0.4 \\ 0.3 \end{cases} \quad (11)$$

弯管修正系数为

$$C_{\text{R}} = 1 + 10.3 \left(\frac{d_{\text{c}}}{D_{\text{c}}/2} \right)^3 \quad (12)$$

螺旋盘管长度为

$$L_{\text{c}} = N \sqrt{(\pi D_{\text{c}})^2 + P_{\text{c}}^2} \quad (13)$$

式中: N 为螺旋盘管圈数; P_{c} 为螺旋盘管节距。

与 CO_2 接触部分对应的盘管面积为

$$A_{\text{w,c}} = L_{\text{c}} d_{\text{c}} \pi \frac{H_{\text{g}}}{H_{\text{c}}} \quad (14)$$

式中: H_{g} 为压力容器内 CO_2 高度; H_{c} 为与 CO_2 接触的盘管高度。

CO_2 与盘管内水的换热量为

$$Q = UA_{\text{CO}_2} (T_{\text{CO}_2} - T_{\text{w,c}}) \quad (15)$$

2.5 性能指标

为了评估系统的技术性能, 采用充放电效率、热效率以及能量密度等作为性能评价指标。

充放电效率为系统总的电能输出与系统总的电能输入之比, 其公式如下

$$\eta_{\text{RTE}} = \frac{E_{\text{out}}}{E_{\text{in}}} = \frac{\int_0^{t_{\text{disch}}} (W_{\text{gen}} - W_{\text{cir,disch}}) dt}{\int_0^{t_{\text{ch}}} (W_{\text{motor}} + W_{\text{cir,ch}}) dt} \quad (16)$$

式中: $W_{\text{cir,disch}}$ 为放电过程中循环泵功率; $W_{\text{cir,ch}}$ 为充

电过程中循环泵功率。

热效率定义为系统总的能量输出与系统总的能量输入的比值, 其公式如下

$$\eta_{\text{Th}} = \frac{E_{\text{out}}}{E_{\text{in}} + Q} \quad (17)$$

能量密度是指系统总的电能输出与容器总体积之比, 其公式如下

$$E_{\text{d}} = \frac{E_{\text{out}}}{V_{\text{total}}} \quad (18)$$

3 系统特性分析

3.1 参数设计

表 1 给出了具备近似等压放电过程的近似等温压缩 CO_2 储能系统的参数设计。

表 1 具备近似等压放电过程的近似等温压缩 CO_2 储能系统参数设计

Table 1 The parameters setting of the near-isothermal compressed CO_2 energy storage system with near constant discharge process

参数	数值
环境温度/ $^{\circ}\text{C}$	20
环境压力/ MPa	0.1
CO_2 初始压力/ MPa	5
CO_2 最大压力/ MPa	7
CO_2 初始温度/ $^{\circ}\text{C}$	20
初始水温/ $^{\circ}\text{C}$	20
充电过程中盘管水温/ $^{\circ}\text{C}$	10
放电过程中盘管水温/ $^{\circ}\text{C}$	40
压力容器 1 初始 CO_2 体积/ m^3	1 480
压力容器 1 初始水体积/ m^3	20
压力容器 2 初始 CO_2 体积/ m^3	1 000
压力容器 2 初始水体积/ m^3	500
压力容器壁厚/ m	0.02
隔膜厚度/ m	0.01
盘管直径/ m	0.06
盘管壁厚/ m	0.002
水泵流量/ $(\text{L} \cdot \text{min}^{-1})$	15 000

3.2 初次充放电循环性能分析

图 3 和图 4 分别给出了压力容器 1 和压力容器 2 内工质性质在初次充放电循环中的变化趋势。

在充电过程中,电动机带动水泵将水送入压力容器1压缩 CO₂,其温度与压力上升,在 0.6 h 处,压力容器1内的气相 CO₂ 达到饱和,液相开始出现,由于 CO₂ 液化放热,此后 CO₂ 温度上升速度变快;气液相变过程使得气相 CO₂ 体积变化率减小,压力上升速度变慢,当 CO₂ 压力达到设计值 7 MPa 时,充电过程结束。充电过程持续 1.27 h,CO₂ 温度达到 28.7 °C,压力为 7 MPa,干度为 0.04。在整个充电过程中,压力容器1内的螺旋盘中由循环泵送入 10 °C 的水与 CO₂ 进行换热。

闲置过程持续 1 h,在此期间,由于 CO₂ 与周围环境的换热量较小,因此温度和压力基本保持不变。

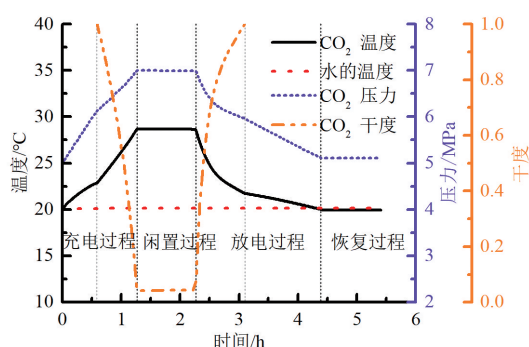


图3 压力容器1内工质温度、压力与干度的变化

Fig. 3 The variations of working mediums temperature, pressure and quality in pressure vessel 1

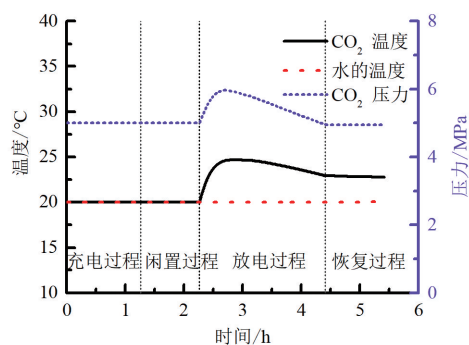


图4 压力容器2内工质温度与压力的变化

Fig. 4 The variations of working mediums temperature and pressure in pressure vessel 2

在放电过程中,由于压力容器1内的 CO₂ 压力高于压力容器2内 CO₂ 压力,在压差的作用下,压力容器1内的水通过管道进入压力容器2。在放电过程的初始阶段,两容器之间压差最大,此时管道内水流量最大,使得压力容器1内的 CO₂ 温度和压力急剧下降,此时压力容器1内 CO₂ 压力变化的主导

因素是管道内水的流量。同时,由于水轮机流量远远小于管道内水流量,所以压力容器2内水的体积迅速上升,CO₂ 被压缩,CO₂ 温度和压力快速上升,最高时分别达到了 24.8 °C 和 5.96 MPa。在整个循环过程的 3.1 h,压力容器1内的液相 CO₂ 完全消失,此后压力容器1内的 CO₂ 温度下降速率变缓,压力下降速率变快。放电过程持续 2.14 h,压力容器1内 CO₂ 温度和压力分别降至 20 °C 和 5.1 MPa,压力容器2内 CO₂ 温度为 22.9 °C,压力下降为 4.95 MPa。在整个放电过程中,两个压力容器的盘管内均有 40 °C 水与 CO₂ 进行换热。

放电过程结束之后,由于压力容器1内的 CO₂ 压力仍高于压力容器2内的 CO₂ 压力,所以在恢复过程初期,仍然有少量的水从压力容器1缓慢流向压力容器2,直至两容器压力相等。在此期间,容器内工质与周围环境不断进行热交换,慢慢恢复到初始状态。

由于水的比热容较大,且与 CO₂ 之间的换热量较小,使得在整个循环过程中两容器内的水温基本保持不变。

图5显示了在放电过程中,水轮机流量、输出功率及管道内水流量随时间的变化规律。在放电阶段初期,两容器间巨大压差使得管道内维持较高的水流量,随着压差的减小,管道内水流量逐渐下降直至平稳;由图4可知,压力容器2内 CO₂ 的压力变化幅度较小,因此水轮机流量基本保持稳定;另外,受到压力容器2内压力先上升后下降的影响,系统的输出功率也呈现先上升后下降的趋势。

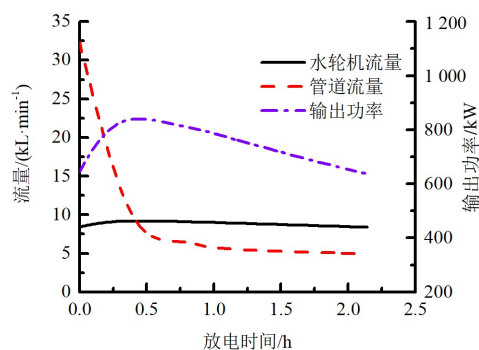


图5 水轮机流量、管道流量和输出功率随时间的变化规律

Fig. 5 The variations of Pelton turbine water flow rate, output power and pipe water flow rate

表2给出了具备近似等压放电过程的近似等温压缩 CO₂ 储能系统在初次充放电循环时的性能。

表 2 具备近似等压放电过程的近似等温压缩
CO₂ 储能系统初次充放电循环性能

Table 2 The performance in initial round trip cycle of the near-isothermal compressed CO₂ energy storage system with near constant discharge process

性能指标	数值
充电时间/h	1.27
放电时间/h	2.14
闲置时间/h	1.00
最大输出功率/kW	840
最小输出功率/kW	636
充放电效率/%	62.67
热效率/%	53.05
能量密度/(kW·h·m ⁻³)	0.500 3

3.3 参数敏感性分析

3.3.1 压力容器初始压力

图 6 为不同初始压力条件下输出功率的变化情况,可以发现,CO₂ 初始压力越大,输出功率等级也就越高,放电时间也会随之变化。当初始压力在 2.5~4 MPa 范围内变化时,放电时间随压力升高逐渐缩短,而初始压力在 4.5~5 MPa 范围内时,放电时间却随压力升高而变长。这主要是因为,在较低的初始压力(2.5~4 MPa)下压力容器 1 内不会产生液相 CO₂,而在较高的初始压力(4.5~5 MPa)下发生气液相变过程。

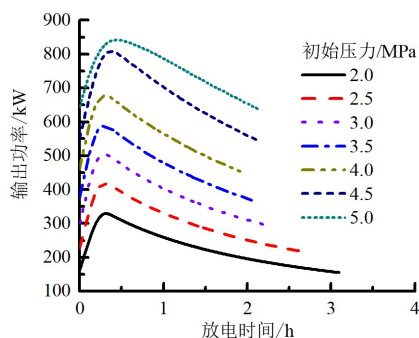


图 6 系统输出功率随初始压力的变化规律

Fig. 6 The variations of system output power with the different pressure vessel initial pressures

当压力容器 1 内 CO₂ 的初始压力较高时,在充电过程中,由于液相 CO₂ 的出现,使得气相 CO₂ 的体积变化率变小,压力上升速度变慢,因而会有更多的水在充电过程中流入压力容器 1。因此,在

放电过程中,一方面压力容器 1 内的液相 CO₂ 会不断气化,补充因体积膨胀而压力不断下降的气相 CO₂,从而将两容器之间的压差维持在较高水平,此时管道内也会保持较大的水流量,这就使得系统的输出功率等级产生了较为明显的提升;另一方面,由于压力容器 1 内水量的增多,意味着放电过程中进入压力容器 2 的水量会上升,那么放电时间就会被延长。

图 7 给出了初始压力对系统性能的影响规律。由图 6 可知,随着两容器初始压力的增大,系统的输出功率等级迅速提高。因此,系统的充放电效率由 44.36% 上升至 62.67%,热效率由 40.42% 上升至 53.05%,能量密度由 0.216 7 kW·h·m⁻³ 上升至 0.500 3 kW·h·m⁻³。另外,在初始压力为 4.5 MPa 时,由于部分气态 CO₂ 液化,输出功率大幅度上升,导致能量密度较初始压力为 4 MPa 时迅速增大。

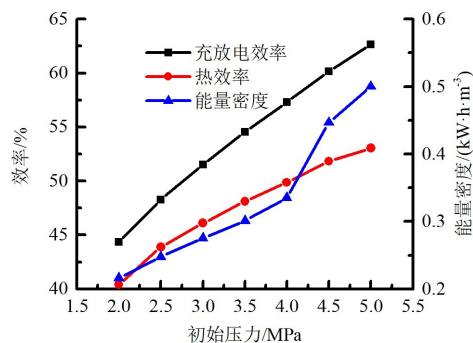


图 7 初始压力对系统性能的影响

Fig. 7 The effect of pressure vessel initial pressure on system performance

3.3.2 压力容器最大压力

图 8 为在压力容器 1 在不同最大压力情况下系统输出功率的变化情况,可以看出,在不同最大压力下输出功率曲线的起点相同,随着压力容器 1 最大

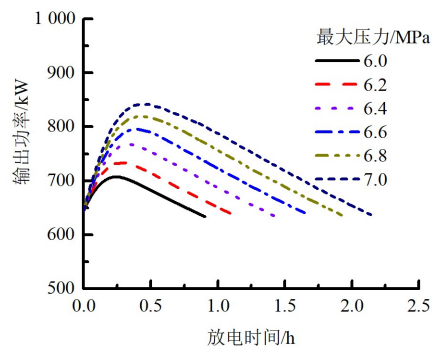


图 8 压力容器 1 的最大压力对输出功率的影响

Fig. 8 The effect of maximum pressure in vessel 1 on system output power

压力的升高,输出功率变大,放电时间延长。这是因为压力容器 2 内初始压力恒定,所以在放电过程初始阶段,输出功率起点相同,而压力容器 1 的最大压力越高,意味着在充电过程中充入压力容器 1 中的水越多,液相 CO₂ 含量越高,那么在放电过程中,压力容器 1 内的压力下降速度就会越慢,从而使得两容器之间始终维持着较高的压差,导致了较高的输出功率和较长的放电时间。

图 9 给出了压力容器 1 最大压力对系统性能的影响规律。随着压力容器 1 最大压力的升高,压缩 CO₂ 需要消耗更多的能量,使得充放电时间被延长,CO₂ 与盘管内水的换热量增加。同时,输出功也变大,但是输出功的增长速度小于输入功的增长速度,使得充放电效率和热效率逐渐下降,而能量密度大幅度上升。

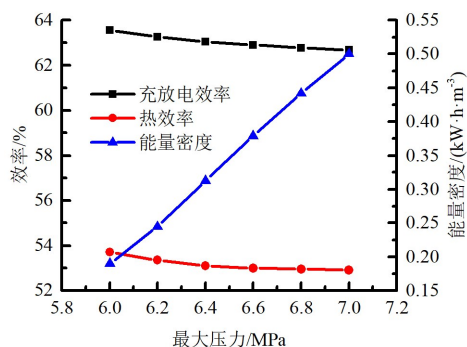


图 9 压力容器 1 的最大压力对系统性能的影响

Fig. 9 The effect of maximum pressure in vessel 1 on system performance

3.3.3 螺旋盘管水温

本节对不同的盘管水温条件下系统的运行行为进行了模拟。图 10 描述了螺旋盘管水温对系统性能的影响。由图可以看出:当充电过程中盘管内水温变化时,由于系统输出功与系统能耗同步变化,因此系统的充放电效率没有明显的变化;随着充电过程中盘管水温的下降,CO₂ 温升变慢,当达到最大压力时,所产生的液态 CO₂ 也越多,那么放电过程中,输出功也就越多,但与此同时,输入功和换热量也会增加,因此热效率下降,能量密度上升。在放电过程中,盘管水温越高,压力容器 2 内的压力下降速度越慢,系统的输出功率就会越高,因此充放电效率和能量密度均上升,但由于水温的上升使得水与 CO₂ 的温差增大,换热量上升,因此热效率下降。

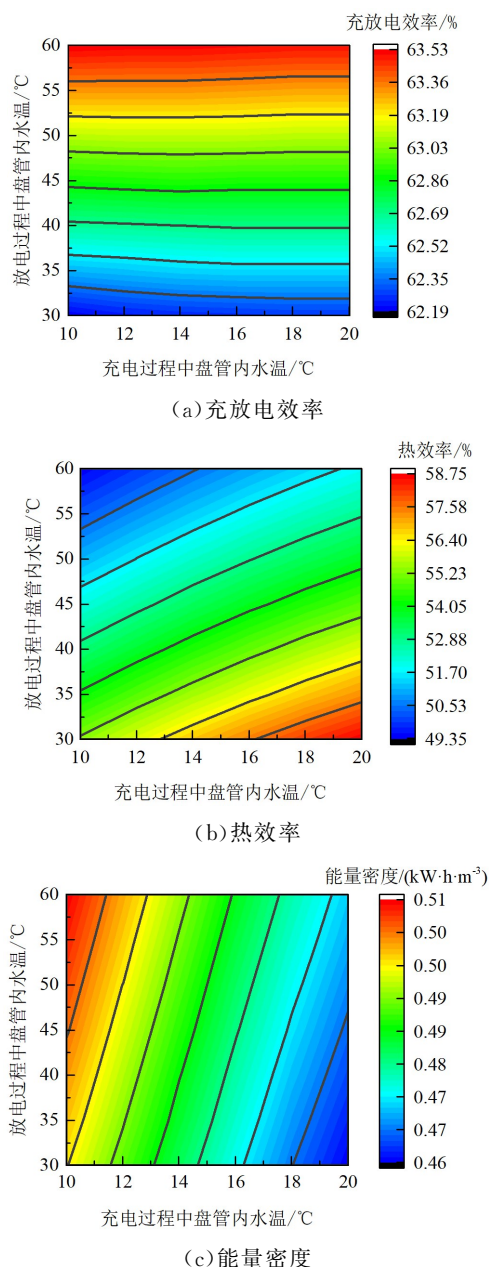


图 10 盘管水温对系统性能的影响

Fig. 10 The effect of water temperature in helical coil on system performance

3.4 变工况性能

为了验证系统在放电过程中的变工况运行性能,在不同水轮机喷嘴数的条件下对系统放电过程进行了模拟。图 11 给出了不同喷嘴数下系统输出功率随时间的变化规律。

在喷嘴数为 1 时,输出功率在 800 kW 附近变化,且较为平缓,随着喷嘴数的增加,输出功率等级急剧上升,当喷嘴数为 4 时,最大输出功率可达到 2 600 kW,并且输出功率波动范围达到最大。造成这种现象的原因是水轮机喷嘴越多,意味着水轮机

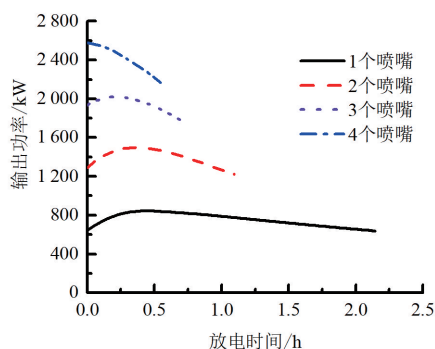


图 11 水轮机喷嘴数与输出功率之间的关系
Fig. 11 The relationship between jet number and output power of Pelton turbine

流量越大,压力容器 2 内的 CO_2 温度、压力等物理性质变化会越剧烈,因此输出功率浮动越大。

3.5 盘管换热对系统性能的影响

为了探究利用螺旋盘管换热对系统性能的影响,本节模拟了不带盘管的储能系统运行情况,并与带盘管的储能系统进行了对比。

图 12 和图 13 分别给出了循环过程中压力容器 1 和压力容器 2 内的 CO_2 温度和干度在有盘管时的变化规律。在带有螺旋盘管的系统中,充电过程进行的时间更长,温度上升速度更慢,同时在充电过程结束时, CO_2 的干度更低;在放电过程中,带盘管系统的压力容器 2 内 CO_2 达到的最高温度更高,接近 24.7°C ,同时,温度下降速度更慢。

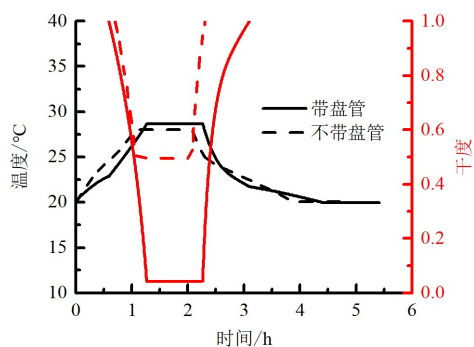


图 12 有无盘管时压力容器 1 内 CO_2 温度和干度的变化情况
Fig. 12 The variations of CO_2 temperature and quality in vessel 1 under configurations of with and without helical coil

表 3 中列出了系统在有、无盘管配置情况下的性能对比,可以发现,在其他设计条件相同的情况下,引入螺旋盘管换热,系统的各项性能均有了不同程度的提升。

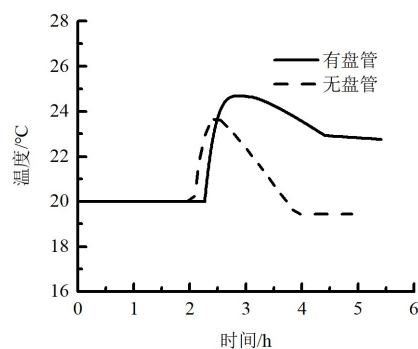


图 13 有无盘管时压力容器 2 内 CO_2 温度的变化情况
Fig. 13 The variations of CO_2 temperature in vessel 2 under configurations of with and without helical coil

表 3 系统有、无盘管配置时性能参数变化对比

Table 3 The performance comparison between configurations of system with and without helical coil

参数	有盘管	无盘管	变化量/%
最小压力/MPa	5	5	0
最大压力/MPa	7	7	0
起始温度/ $^\circ\text{C}$	20	20	0
最高温度/ $^\circ\text{C}$	28.7	28.1	2.1
干度	0.04	0.5	92
输出功/($\text{kW} \cdot \text{h}$)	1 501	1 253	16.5
放电时间/h	2.14	1.83	14.5
充放电效率/%	62.67	62.07	1.0
能量密度/($\text{kW} \cdot \text{h} \cdot \text{m}^{-3}$)	0.500 3	0.417 7	16.5

4 结 论

本文提出了一种具备近似等压放电过程的近似等温压缩 CO_2 储能系统,分析了系统在初始充放电循环中的性能,探究了系统参数敏感性规律,分析了系统的放电过程变工况行为,并分析了系统有无盘管设置对性能的影响,主要结论如下。

(1)该系统在初始充放电循环中的充放电效率、热效率和能量密度分别为 62.67%、53.05% 和 $0.500 3 \text{ kW} \cdot \text{h} \cdot \text{m}^{-3}$ 。

(2)通过参数敏感性分析,对系统性能与压力容器初始压力与最大压力和螺旋盘管水温等关键参数之间的关系进行了研究。结果表明:压力容器初始压力的增加有助于提升系统性能;增加压力容器最大压力可使能量密度上升,但充放电效率和热效率会下降;改变充放电过程中的螺旋盘管水温会对系统性能产生不同程度的影响。

(3)模拟分析了系统有、无螺旋盘管配置时系统的运行行为,并将两者的性能进行了对比,发现带有螺旋盘管换热的系统在各项性能指标上均有不同程度的提升。

参考文献:

- [1] 中华人民共和国中央人民政府. 国务院印发《2030年前碳达峰行动方案》[EB/OL]. (2021-10-26)[2022-03-20]. http://www.gov.cn/xinwen/2021-10/26/content_5645001.htm.
- [2] JAFARI M, BOTTERUD A, SAKTI A. Decarbonizing power systems: a critical review of the role of energy storage [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2022, 158: 112077.
- [3] ALI S, STEWART R A, SAHIN O. Drivers and barriers to the deployment of pumped hydro energy storage applications: systematic literature review [J]. *Cleaner Engineering and Technology*, 2021, 5: 100281.
- [4] 傅昊, 张毓颖, 崔岩, 等. 压缩空气储能技术研究进展 [J]. *科技导报*, 2016, 34(23): 81-87.
- FU Hao, ZHANG Yuying, CUI Yan, et al. Research progress of compressed air energy storage systems [J]. *Science & Technology Review*, 2016, 34(23): 81-87.
- [5] 吴毅, 胡东帅, 王明坤, 等. 一种新型的跨临界 CO₂ 储能系统 [J]. *西安交通大学学报*, 2016, 50(3): 45-49, 100.
- WU Yi, HU Dongshuai, WANG Mingkun, et al. A novel transcritical CO₂ energy storage system [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2016, 50(3): 45-49, 100.
- [6] GHAZIZADE-AHSAEE H, AMERI M. Energy and exergy investigation of a carbon dioxide direct-expansion geothermal heat pump [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 129: 165-178.
- [7] BAI Tao, YU Jianlin, YAN Gang. Advanced exergy analyses of an ejector expansion transcritical CO₂ refrigeration system [J]. *Energy Conversion and Management*, 2016, 126: 850-861.
- [8] TIAN Hua, CHANG Liwen, SHU Gequn, et al. Multi-objective optimization of the carbon dioxide transcritical power cycle with various configurations for engine waste heat recovery [J]. *Energy Conversion and Management*, 2017, 148: 477-488.
- [9] ENRÍQUEZ L C, MUÑOZ-ANTÓN J, PEÑALOSA J M M V. Thermodynamic optimization of supercritical CO₂ Brayton power cycles coupled to line-focusing solar fields [J]. *Journal of Solar Energy Engineering*, 2017, 139(6): 061005.
- [10] LIU Shengchun, WU Sicheng, HU Yukun, et al. Comparative analysis of air and CO₂ as working fluids for compressed and liquefied gas energy storage technologies [J]. *Energy Conversion and Management*, 2019, 181: 608-620.
- [11] XU Mengjuan, ZHAO Pan, HUO Yaowu, et al. Thermodynamic analysis of a novel liquid carbon dioxide energy storage system and comparison to a liquid air energy storage system [J]. *Journal of Cleaner Production*, 2020, 242: 118437.
- [12] ZHANG Yuan, YANG Ke, HONG Hui, et al. Thermodynamic analysis of a novel energy storage system with carbon dioxide as working fluid [J]. *Renewable Energy*, 2016, 99: 682-697.
- [13] ZHANG Yuan, YAO Erren, WANG Tengyan. Comparative analysis of compressed carbon dioxide energy storage system and compressed air energy storage system under low-temperature conditions based on conventional and advanced exergy methods [J]. *Journal of Energy Storage*, 2021, 35: 102274.
- [14] LI Yi, YU Hao, TANG Dong, et al. A comparison of compressed carbon dioxide energy storage and compressed air energy storage in aquifers using numerical methods [J]. *Renewable Energy*, 2022, 187: 1130-1153.
- [15] ZHANG Xinrong, WANG Guanbang. Thermodynamic analysis of a novel energy storage system based on compressed CO₂ fluid [J]. *International Journal of Energy Research*, 2017, 41(10): 1487-1503.
- [16] 王冠邦, 张信荣. 热电储能技术及二氧化碳在其中的应用 [J]. *储能科学与技术*, 2017, 6(6): 1239-1249.
- WANG Guanbang, ZHANG Xinrong. Thermoelectric energy storage system and applications using CO₂ cycles [J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2017, 6(6): 1239-1249.
- [17] WANG Mingkun, ZHAO Pan, WU Yi, et al. Performance analysis of a novel energy storage system based on liquid carbon dioxide [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 91: 812-823.
- [18] WANG Mingkun, ZHAO Pan, YANG Yi, et al. Performance analysis of energy storage system based on liquid carbon dioxide with different configurations [J]. *Energy*, 2015, 93: 1931-1942.
- [19] SUN Wenxu, LIU Xu, YANG Xiaohu, et al. Design and thermodynamic performance analysis of a new liquid carbon dioxide energy storage system with low pressure stores [J]. *Energy Conversion and Management*, 2021, 239: 114227.

- [20] ZHAO Pan, XU Wenpan, GOU Feifei, et al. Performance analysis of a self-condensation compressed carbon dioxide energy storage system with vortex tube [J]. *Journal of Energy Storage*, 2021, 41: 102995.
- [21] LIU Hui, HE Qing, BORGIA A, et al. Thermodynamic analysis of a compressed carbon dioxide energy storage system using two saline aquifers at different depths as storage reservoirs [J]. *Energy Conversion and Management*, 2016, 127: 149-159.
- [22] CAO Zheng, DENG Jianqiang, ZHOU Shenghui, et al. Research on the feasibility of compressed carbon dioxide energy storage system with underground sequestration in antiquated mine goaf [J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, 211: 112788.
- [23] 郝银萍, 何青, 刘文毅. 多级回热式跨临界压缩二氧化碳储能系统热力性能分析 [J]. *热能动力工程*, 2020, 35(4): 16-23.
- HAO Yinping, HE Qing, LIU Wenyi. Thermal performance analysis of multi-stage regenerative transcritical compressed carbon dioxide energy storage system [J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2020, 35(4): 16-23.
- [24] XU Mengjuan, WANG Xu, WANG Zihua, et al. Preliminary design and performance assessment of compressed supercritical carbon dioxide energy storage system [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 183: 116153.
- [25] EL-GENK M S, SCHRIENER T M. A review and correlations for convection heat transfer and pressure losses in toroidal and helically coiled tubes [J]. *Heat Transfer Engineering*, 2017, 38(5): 447-474.
- (编辑 荆树蓉 杜秀杰)