

基于能量梯级利用的压缩 CO₂ 储能系统 热力学分析及结构优化

王洪利, 陈名扬, 董 博, 刘浩雨

(华北理工大学 冶金与能源学院, 河北 唐山 063210)

摘 要:为了解决储能系统中余热高效回收利用的问题,本文提出了一种基于能量梯级利用的压缩 CO₂ 储能系统,利用高压压缩余热分级存储的手段实现能量的深度利用。建立了系统的热力学模型,对所提出系统和现有参考系统进行了对比分析。结果表明:改进后的系统循环效率增加了 3.99%,储能密度增加 4.47 (kW·h)/m³,换热部件相对熵损失下降了 6.80%;提高冷却水的初始温度能有效提高循环效率;高温储热换热器中 CO₂ 的出口温度对循环效率的影响存在最优值为 434 K;中温段换热器中 CO₂ 的出口温度较低时,有利于循环效率和储能密度的提升。本文所提出的系统能够为 CO₂ 储能系统深入优化提供一种可行方案。

关 键 词:CO₂ 储能系统;梯级利用;循环效率;储能密度;压缩余热

中图分类号:TK221

文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2024.09.010

[引用本文格式]王洪利,陈名扬,董 博,等.基于能量梯级利用的压缩 CO₂ 储能系统热力学分析及结构优化[J].热能动力工程,2024,39(9):80-88. WANG Hongli, CHEN Mingyang, DONG Bo, et al. Thermodynamic analysis and structure optimization of compressed CO₂ energy storage system based on energy cascade utilization[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(9): 80-88.

Thermodynamic Analysis and Structure Optimization of Compressed CO₂ Energy Storage System based on Energy Cascade Utilization

WANG Hongli, CHEN Mingyang, DONG Bo, LIU Haoyu

(College of Metallurgy and Energy, North China University of Science and Technology, Tangshan, China, Post Code: 063210)

Abstract: To solve the problem of high efficient waste heat recovery and utilization in energy storage systems, a compressed CO₂ energy storage system based on step utilization of energy was proposed in this paper, and the deep utilization of energy was realized by means of hierarchical storage of waste heat under high pressure compression. A thermodynamic model of the system was established, and a comparative analysis was made between the proposed system and the existing reference system. The result shows that after the improvement, the cycle efficiency of the system increases by 3.99%, the energy storage density increases by 4.47 (kW·h)/m³, and the relative exergy loss of heat exchange parts decreases by 6.80%. The new system can effectively improve the cycle efficiency by increasing the initial temperature of cooling water. The influence of CO₂ outlet temperature on the cycle efficiency of high temperature heat storage heat exchanger has an optimal value of 434 K. When the outlet temperature of CO₂ in the medium temperature heat exchanger is low, it is conducive to the improvement of cycle efficiency and energy storage density. The proposed system can provide a feasible scheme for further optimization of CO₂ energy storage system.

收稿日期:2023-11-13; 修订日期:2024-01-09

基金项目:国家自然科学基金(51774143);唐山市科技创新团队培养计划项目(21130207D);湖北重点研发计划项目(2022BAD163)

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China (51774143); Tangshan Science and Technology Innovation Team Training Program (21130207D); Key Research and Development Program of Hubei Province (2022BAD163)

作者简介:王洪利(1976-),男,华北理工大学教授。

Key words: CO₂ energy storage system, step utilization, cycle efficiency, energy storage density, compressed waste heat

引 言

压缩 CO₂ 储能技术是解决能源间歇性问题和电网调峰问题的有效手段^[1-2]。因其较高的循环效率和储能密度,及在降低碳排放、实现碳捕集再利用等方面的独特优势而备受关注^[3-4]。

在压缩 CO₂ 储能系统中,由工质物性所致的系统压缩余热较低及换热夹点问题是限制循环效率的关键因素^[5-8]。为储能系统提供额外热能成为提高系统循环效率的一种有效方法。Chae 等人^[9]提出利用火电厂运行中的汽轮机抽汽为压缩 CO₂ 储能系统进行补热,系统的储能效率虽然有所提高,但火电厂发电效率有所降低;Fu 等人^[10]基于太阳能蓄热的方式,分别建立了跨临界和超临界压缩 CO₂ 储能系统,循环效率比常规跨临界和超临界压缩 CO₂ 系统分别高出 30.18% 和 25.87%;Xu 等人^[11]提出了一种利用太阳能对透平入口的 CO₂ 进行补热的压缩 CO₂ 储能系统,研究表明,新系统循环效率提高了 5.20%,烟效率提高了 6.96%。

综上所述,利用外部提供热量的储能系统对外界环境依赖较大,容易受到地理条件和工业生产限制,运行工况易波动起伏。因此,通过优化储能系统余热回收利用的方案来提高系统循环效率的研究具有重要意义。基于热量梯级利用的原理,结合压缩 CO₂ 储能系统运行特性,通过提升高压余热及分级储热方案对系统进行优化改进。

1 系统概述

1.1 原系统介绍

系统主要组成部件包括:压缩机(C)、换热器(HEX)、高压储罐、膨胀机(T)、低压储罐、储热罐、储冷罐、蓄冷器(CES)、节流阀(TV)、冷却器、工质泵(P)和预冷器等部件。

图 1 为系统流程图,图 2 为系统循环温熵图。其中原系统为系统 1,改进后的系统为系统 2。系统 1 储能过程:存储在低压储罐中的液态 CO₂ 通过节流阀降压(1-2),在蓄冷器中吸热汽化后(2-3),进入压缩机 1 加压至高温高压(3-4),通过换热器 1 冷

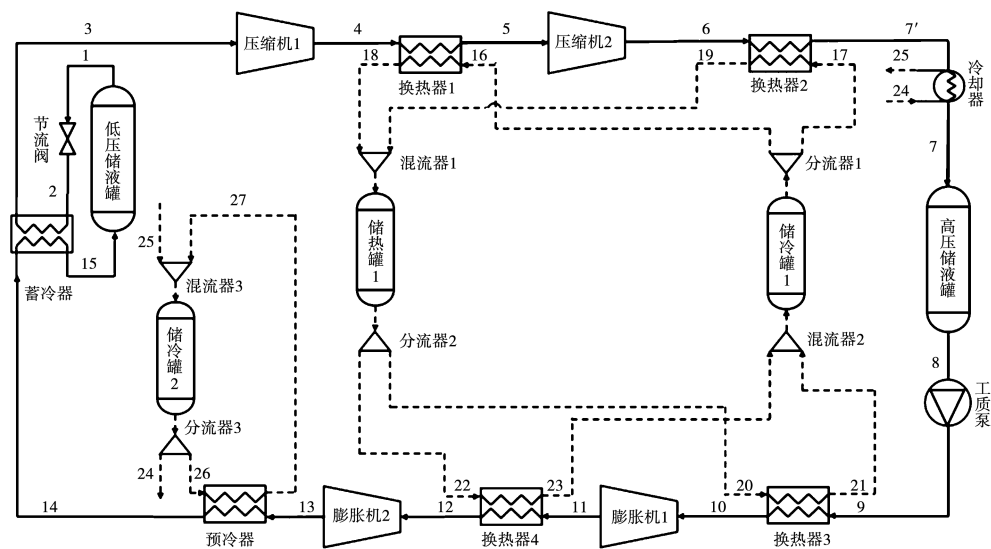
却(4-5),进入压缩机 2 再次加压至更高的压力和温度(5-6),经过换热器 2 吸收余热(6-7'),最后通过冷却器冷凝液化(7'-7),储入高压储液罐。换热器 1、2 出口的水存于储热罐 1 中。

释能过程:储存在高压储液罐中的液态 CO₂ 进入工质泵稳定压力(8-9),经过换热器 3 加热气化(9-10),进入膨胀机 1 膨胀做功(10-11),通过换热器 4 再次加热(11-12),进入膨胀机 2 膨胀做功(12-13)。最后,CO₂ 经过预冷器冷却至常温(13-14),在蓄冷器中放热液化(14-15),至低压液态储罐中存储。用于加热 CO₂ 的热水经自然冷却至初始温度后保存于储冷罐 1 中。

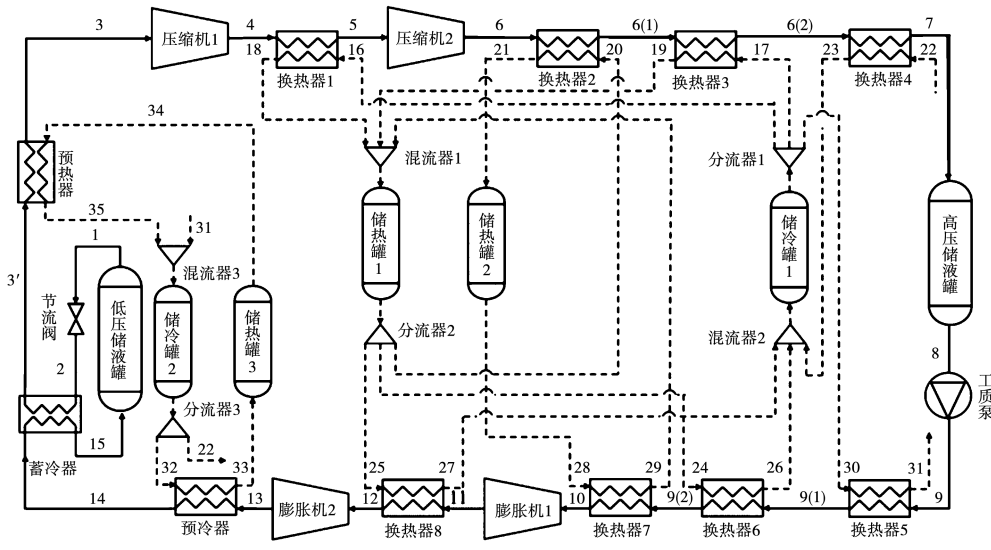
系统中采用的低压端液化储存方式,类似制冷循环。给定蓄冷器足够的初始冷量,释能时,蓄冷器作为冷凝器。常温 CO₂ 进入蓄冷器放热后,达到过冷液态,于低压储罐中储存(14-15)。蓄冷器中的冷能转换为热能储存。储能时,低温液态 CO₂ 经过节流阀膨胀(1-2)。此时,蓄冷器作为蒸发器。CO₂ 在蓄冷器中蒸发吸热,达到过热气态(2-3)。同时蓄冷器再次将冷能储存。

1.2 改进后系统介绍

系统 2 在系统 1 的基础上提高了储冷罐 1 中冷水的初始温度,增加了压缩机 2 后换热器的数量,提升了储热系统整体温度。同时为了提高热量利用效率,对中间冷却过程和再热过程中的热量依据温度匹配进行了合理的优化布置,运行方式如图 1 和图 2 所示。CO₂ 循环路线与系统 1 基本一致,不同的是储能过程中储热系统中的水循环由储冷罐 1 分配到换热器 1、3,冷却 CO₂ 后,汇入储热罐 1 中存储。储热罐 1 中一部分热水作为换热器 2 的冷却水进口,与高温段的 CO₂ 交换热量后,以更高的温度存入储热罐 2。储冷罐 2 提供了换热器 4 和预冷器的进口冷水,出口冷水分别存入储冷罐 1 和储热罐 3。释能过程中,储冷罐 1 中一部分热水进入换热器 5 对 CO₂ 预热,之后流回储冷罐 2 储存。储热罐 1 中的热水通过换热器 6、8 对 CO₂ 再热,之后存入储冷罐 1。储热罐 2 中的热水经过换热器 7 再次加热 CO₂ 达到更高的温度,之后流回储热罐 1 储存。



(a) 系统1运行简图



(b) 系统2运行简图

图 1 系统流程图

Fig. 1 System flow charts

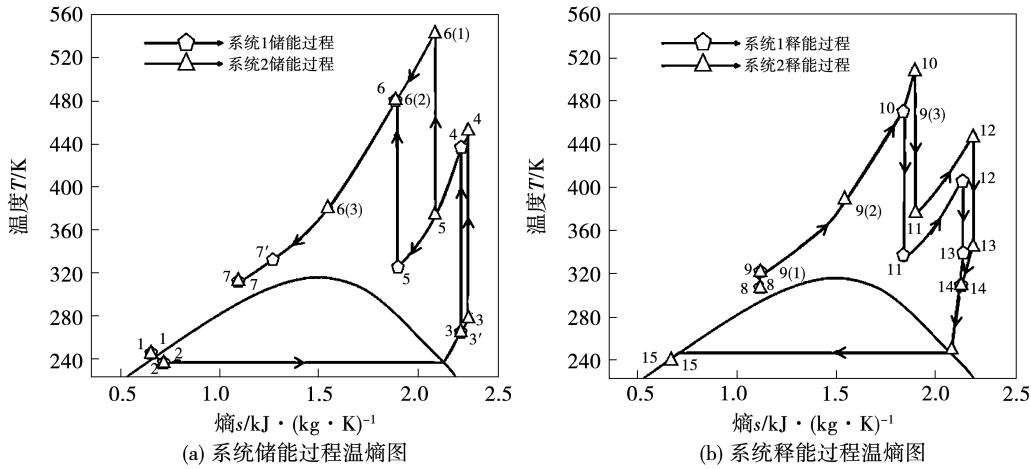


图 2 系统循环温熵图

Fig. 2 System cyclic temperature entropy diagrams

2 热力学建模

模型假设:(a) 储释能时间为 1:1;(b) 运行过程中,管道和换热器不存在压力损失;(c) 系统与外界没有热量交换;(d) 运行过程中,气体动能和势能未发生改变。

系统初始设计参数如表 1 所示。

表 1 系统初始设计参数
Tab. 1 Initial design parameters of the system

参 数	系统 1	系统 2
环境温度/K	298. 15	298. 15
环境压力/MPa	0. 1	0. 1
低压储罐压力/MPa	1. 5	1. 5
低压储罐温度/℃	- 30	- 30
高压储罐压力/MPa	20	20
高压储罐温度/℃	30	30
节流阀压降/MPa	0. 5	0. 5
升压泵增压/MPa	2	2
换热器夹点温差/K	5	5
储冷罐 1 初始温度/K	293. 15	363. 15
储冷罐 2 初始温度/K	293. 15	293. 15
总输出功/MW	10. 00	10. 00

2.1 储能系统热力学模型

第 i 级压缩机单位质量 CO₂ 储能功率:

$$w_{i,C} = h_{i,C,out} - h_{i,C,in} \tag{1}$$

式中: $w_{i,C}$ —第 i 级压缩机单位质量 CO₂ 储能功率, kW/kg; $h_{i,C,in}$, $h_{i,C,out}$ —第 i 级压缩机 CO₂ 进出口焓值, kJ/kg。

储能过程总耗功:

$$W_{cha} = \sum w_{i,C} \cdot \dot{m}_{CO_2} \cdot t \tag{2}$$

式中: W_{cha} —储能过程总耗功, kW; $\dot{m}_{CO_2}$ —CO₂ 质量流速, kg/s; t —储能时间, s。

工质泵功耗:

$$W_P = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_{P,out} - h_{P,in}) \cdot t \tag{3}$$

式中: W_P —工质泵功耗, kW; $h_{P,in}$, $h_{P,out}$ —工质泵 CO₂ 进出口焓值, kJ/kg。

第 i 级膨胀机单位质量 CO₂ 释能功率:

$$w_{i,T} = h_{i,T,out} - h_{i,T,in} \tag{4}$$

式中: $w_{i,T}$ —第 i 级膨胀机单位质量 CO₂ 释能功率, kW/kg; $h_{i,T,in}$, $h_{i,T,out}$ —第 i 级膨胀机 CO₂ 进出口焓值, kJ/kg。

释能过程总输出功 W_{dcha} :

$$W_{dcha} = \sum w_{i,T} \cdot \dot{m}_{CO_2} \cdot t \tag{5}$$

式中: W_{dcha} —释能过程总输出功, kW。

换热器模型中由于 CO₂ 在超临界状态下的比定压热容随温度变化剧烈,故将换热器离散化,分为 n 段进行计算,规定夹点温差为 5 K^[12]。第 n 段换热过程交换热量 $\dot{Q}_n$ 为:

$$\dot{Q}_n = \dot{m}_{CO_2} (h_{CO_2,n+1} - h_{CO_2,n}) = \dot{m}_{H_2O} (h_{H_2O,n+1} - h_{H_2O,n}) \tag{6}$$

所需水的质量流量 $\dot{m}_{H_2O}$ 为:

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{\sum_{n=1}^N \dot{Q}_n}{(h_{H_2O,n+1} - h_{H_2O,1})} \tag{7}$$

式中: $\dot{Q}_n$ —第 n 段换热过程交换总热量, kJ; $\dot{m}_{H_2O}$ —水的质量流速, kg/s; $h_{CO_2,n}$, $h_{CO_2,n+1}$, $h_{H_2O,n}$, $h_{H_2O,n+1}$ —换热器第 n 段 CO₂ 和水进出口焓值, kJ/kg; $h_{H_2O,1}$, $h_{H_2O,n+1}$ —换热器进出口焓值, kJ/kg。

节流阀节流过程视为绝热过程,压差和焓值的关系式为:

$$\Delta p = p_1 - p_2 \tag{8}$$

$$h_{out} = h_{in} \tag{9}$$

式中: Δp —节流压差, MPa; p_1 , p_2 —节流前、后压力, MPa; h_{in} , h_{out} —节流进、出口焓值, kJ/kg。

2.2 系统性能评价指标

以循环效率和储能密度作为系统性能评价指标,判断系统性能优劣。循环效率为系统释能时总输出功与储能时总耗功的比值:

$$RTE = \frac{W_{dcha}}{W_{cha} + W_P} \tag{10}$$

式中:RTE—循环效率, %。

储能密度为系统释能时总输出功与高压储罐体积的比值:

$$EVR = \frac{W_{dcha}}{V_L + V_H} \tag{11}$$

式中:EVR—储能密度, kW·h/m³; V_L , V_H —高压储罐体积, m³。

系统焓平衡:

$$\dot{E}_F = \dot{E}_P + \sum \dot{E}_{D,K} + \dot{E}_L \tag{12}$$

式中: $\dot{E}_F$ —系统输入焓, kW; $\dot{E}_P$ —系统输出焓, kW; $\dot{E}_{D,K}$ —系统第 K 个部件焓损, kW; $\dot{E}_L$ —耗散到环境中的焓, kW。

部件焓平衡:

$$\dot{E}_{F,K} = \dot{E}_{P,K} + \dot{E}_{D,K}$$

(13)

式中: $\dot{E}_{F,K}$ —第 K 个部件的输入焓, kW; $\dot{E}_{P,K}$ —第 K 个部件焓产, kW。

3 结果及讨论

首先,对系统设计工况下的性能进行了计算,同时对系统的关键部件进行了焓分析,对比了两系统各部件的相对焓损。然后,从循环效率、储能密度两个角度对比分析了两系统的压缩机 1 的入口压力、高压端储能压力、节流阀压差及改进后系统关键温度参数对性能的影响。

3.1 系统设计工况计算结果

表 2 列出了系统设计工况下的运行结果,系统 1 的循环效率和储能密度分别为 62.26 % 和 20.63 kW·h/m³。系统 2 的循环效率和储能密度分别为 58.27 % 和 16.16 kW·h/m³。改进后系统的循环效率和储能密度分别比原系统高 3.99 % 和 4.47 kW·h/m³。

表 2 系统设计工况运行结果

Tab. 2 System design operating results

参 数	系统 1	系统 2
总输出功率/MW	10.00	10.00
总输入功/MW	16.06	17.16
循环效率/%	62.26	58.27
储能密度/kW·h·m ⁻³	20.63	16.16

3.2 系统焓分析

图 3 为系统部件相对焓损失率分布图。为了便于分析对换热器相对焓损进行了叠加。图中其他部分是指混流器、预热器、预冷器及耗散到环境中的相对焓损。

由图 3(a)和图 3(b)可知,在两个系统中,蓄冷器的损失占比最大,这是因为在蓄冷器中发生了相变过程,导致换热不可逆性增加,从而导致损失增大。系统 1 机械部件中压缩机 1 占比最高,其次是膨胀机 2。而系统 2 机械部件中压缩机 1 占比最高,其次是压缩机 2,这是由于改进后系统提高了压缩机 2 入口温度。同时,两个系统压缩机 1 的焓损皆小于压缩机 2,这是因为压缩机 1 运行范围在亚临界状态下,而压缩机 2 跨越了临界点,在超临界状态下 CO₂ 压缩产生的焓损较小,同理,膨胀机 2 焓损高于膨胀机 1。对比系统 1 和系统 2 储热部分的相

对焓损,可以看出,系统 2 换热器中产生的焓损比系统 1 降低了 6.80%。这是因为,系统 2 改进了系统 1 中的余热回收及利用方式。根据超临界 CO₂ 的比定压热容在末级压缩机不同排气压力下的变化规律(见图 4),匹配换热器进出口的换热温度,并进行了梯级利用,降低了由换热过程中比定压热容变化剧烈产生的不可逆性。

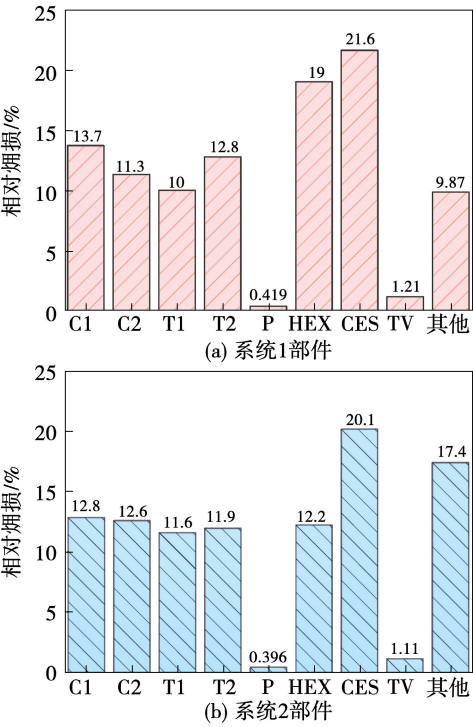


图 3 系统部件相对焓损失率

Fig. 3 Relative exergy loss rate of system components

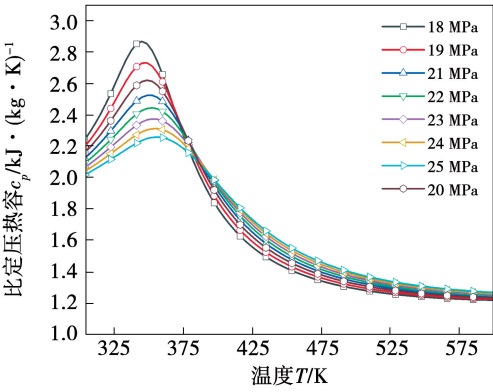


图 4 超临界 CO₂ 比定压热容变化规律

Fig. 4 Variation law of specific heat at constant pressure of supercritical CO₂

3.3 压力参数对性能的影响

图 5 为压缩机 1 入口压力对系统性能的影响。由图 5(a)可知,随着压缩机 1 入口压力升高,压缩

过程压差降低,单位质量 CO₂ 储能功率降低。膨胀过程压差降低,单位质量 CO₂ 做功减少,质量流速增加。当入口压力小于 1 MPa 时压比较大,单位质量 CO₂ 储能功率较高,此时提高压缩机 1 入口压力单位质量 CO₂ 储能功率下降明显。图 5(b) 为压缩机 1 入口压力对循环效率和储能密度的影响。压力较低时,总耗功量由于质量流速增加而升高的部分小于由于压差减小而降低的部分,导致储能总耗功有所降低。随着压力继续升高,质量流速增加迅速,总耗功量由于质量流速增加而升高的部分大于由压差减小而降低的部分,使储能总耗功增加,循环效率先升高后降低。值得注意的是,系统 2 循环效率对压缩机 1 入口压力的响应在 1.1 MPa 以上略不敏感,因为系统 2 通过提高压缩余热利用和梯级换热更充分地利用余热,从而在一定程度上保证了 CO₂ 的做功能力。储能密度主要受质量流速增加的影响,随着压缩机 1 入口压力的升高,低压储罐中 CO₂ 压力升高,液化点温度升高明显,CO₂ 密度降低,高低压储罐体积同时增大,导致储能密度随压缩机 1 入口压力升高而降低。

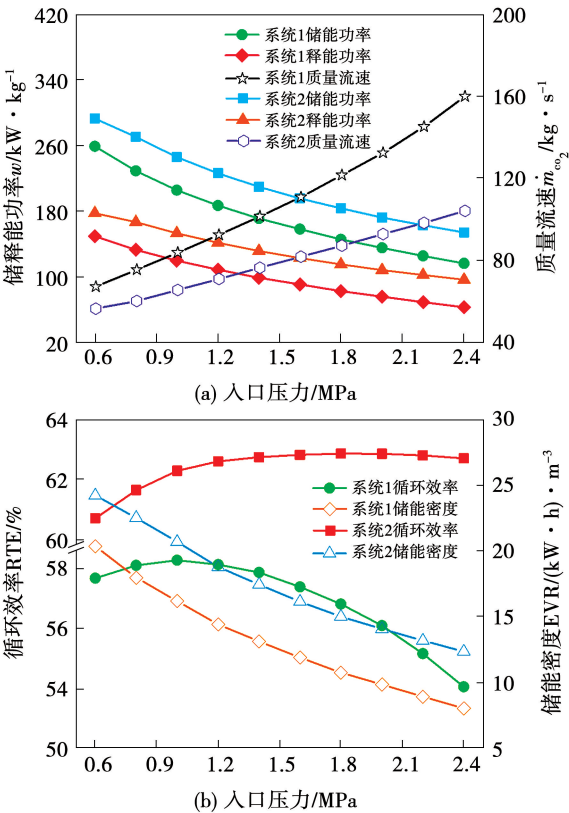


图 5 压缩机 1 入口压力对系统性能的影响
Fig. 5 Effects of inlet pressure of compressor 1 on system performance

图 6 为高压端储能压力对系统性能的影响。由图 6(a) 可知,随着高压储能压力的增大,系统 1 和系统 2 的单位质量 CO₂ 储能功率不断升高。同时膨胀机入口压力升高,单位质量 CO₂ 释能功率增加,质量流速减小。图 6(b) 反映了系统 1 和系统 2 的循环效率和储能密度随高压储罐压力变化规律。二者随最高储能压力升高而升高。因质量流速减小而降低的压缩耗功量要大于由压差增大而升高的耗功量,储能总耗功减小,从而循环效率升高。储能密度升高是因为随着最高储能压力的提高,高压储罐中 CO₂ 密度增加,同时质量流量减小,高低压储罐体积同时减小,而总释能功率不变,所以储能密度升高。对比系统 1 和系统 2,系统 1 的循环效率受高压端储能压力的影响更大,每提高 1 MPa,循环效率约上升 0.3%,但上升的趋势减缓。系统 2 的循环效率则近似线性增加,这是因为系统 1 在高压端回收余热品质略低。而系统 2 通过余热梯级利用的手段改善了余热品质偏低的问题。

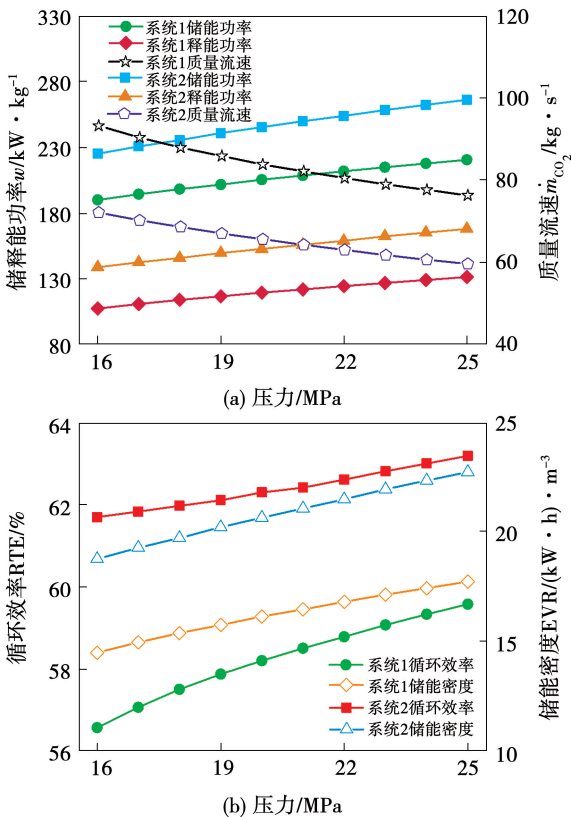


图 6 高压端储能压力对系统性能的影响
Fig. 6 Effects of energy storage pressure of high pressure side on system performance

图 7 为节流阀压差 Δp 对系统性能的影响。由

图可知,随着节流压差的增大,系统 1 储能过程单位质量 CO_2 储能功率略微降低,因为增大节流压力后,压缩过程焓差减小。系统 2 单位质量 CO_2 储能功率保持不变,是因为在压缩机 1 前加装了预热器,保证了入口温度恒定。两个系统释能过程单位质量 CO_2 释能功率略有降低,是因为节流压差的增大,使膨胀机出口压力升高,输出功减小。在总释能功率不变的情况下,质量流速增大。如图 7(b) 所示,两系统循环效率降低,由质量流速增大而增加的储能耗功大于因压缩机入口温度降低而减少的储能耗功,储能总耗功增大所致;储能密度降低是因为高、低端存储条件未发生改变,而质量流速增大使高压储罐体积增大所致。

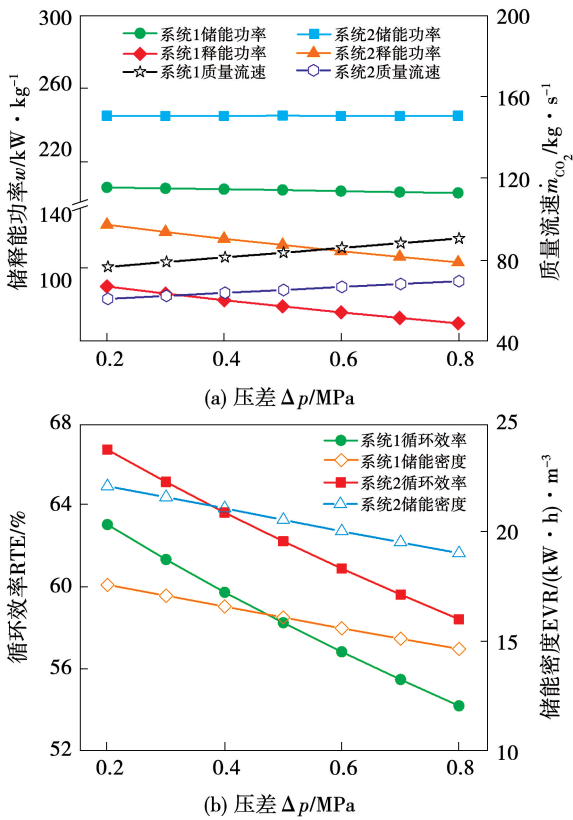


图 7 节流阀压差 Δp 对系统性能的影响
Fig. 7 Effects of throttle valve pressure difference Δp on system performance

3.4 改进后系统温度参数对性能的影响

为了得到改进后系统储冷罐 1 初始温度及换热器 2、换热器 3、换热器 4 换热温度区间对系统的影响,分析了温度参数的影响规律。由于压缩机 2 出口和换热器 4 中 CO_2 出口温度规定值,因此,对换热器 2 出口 CO_2 温度及换热器 3 出口 CO_2 温度进行研究。

图 8 为储冷罐 1 初始温度对系统性能的影响。由图 8 可知,随着储冷罐 1 初始温度升高,换热器 1 中 CO_2 出口温度升高使压缩机 2 耗功增大,单位质量 CO_2 储能功率升高。排气温度升高,使得释能时 CO_2 具有更高的温度,因此单位质量 CO_2 释能功率升高,质量流速降低。如图 8(b) 所示,循环效率随储冷罐 1 初始温度升高而增加,这是因为由质量流速降低而降低的储能耗功大于由压缩机 2 压缩机进口温度升高而增加的储能耗功,储能总耗功减小。且在储冷罐 1 初始温度超过 333 K 时,循环效率上升趋势加快。这是因为温度超过 333 K 时,压缩机排气温度大于 483 K。参考图 4 可知,如此时超临界 CO_2 比定压热容随温度变化不大,改进后的系统可以更好地回收利用这部分热能,从而使系统的循环效率迅速升高。储能密度随储冷罐 1 的初始温度上升逐渐增加,原因是质量流速减小,使储罐体积减小导致。此外,虽然提高储冷罐 1 初始温度对系统性能有着积极的影响,但由于系统运行条件限制,在 387 K 达到最大。同时过高的温度对压缩机寿命会产生不利影响。

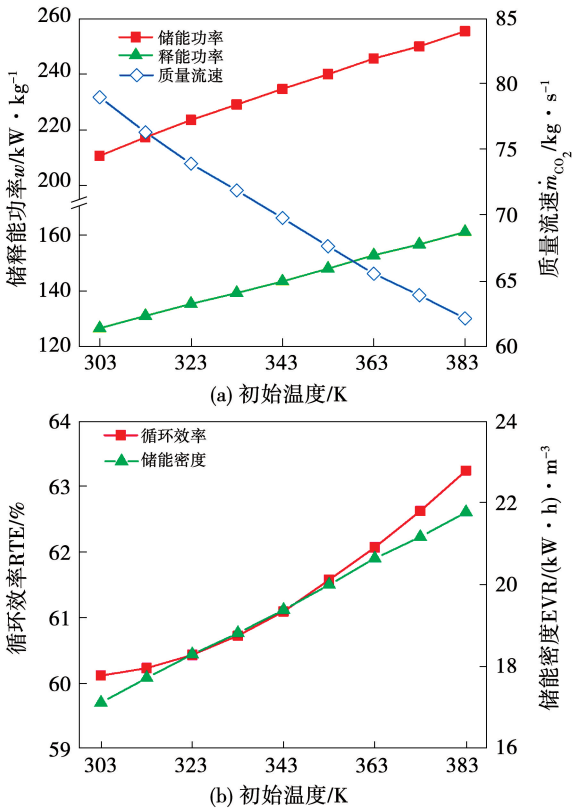


图 8 储冷罐 1 初始温度对系统性能的影响
Fig. 8 Effects of initial temperature of cold storage tank 1 on system performance

图9为换热器2出口CO₂温度对系统性能的影响。可以看出,随着出口温度增加,单位质量CO₂储能功率保持不变,这是因为换热器2对压缩机前的CO₂气体未产生影响。单位质量CO₂释能功率先升高后降低,这是因为在设计工况下,进入换热器2温度高于533 K,出口温度较低时,CO₂在换热器内部换热过程中,由比定压热容变化较大产生了较大的不可逆性(参考图4),虽然回收了较高热能,但温度较低,不利于膨胀做功。随着CO₂出口温度的升高,不可逆性逐渐降低,回收的热量有所减少,但温度升高,利于膨胀做功。而当温度超过433 K,会导致换热器3内的CO₂的比定压热容变化较大,回收热能品质下降,单位质量CO₂释能功率降低。如图9(b)所示,循环效率先升高后降低,是因为质量流速受单位质量CO₂释能功率影响先降低后升高,而单位质量CO₂储能功率一定,使储能过程中压缩机总耗功先降低后升高所致。储能密度先升高后降低是因为高、低压端的储存条件未发生改变,受质量流速先降低后升高,使储罐体积先减小后增大所致。

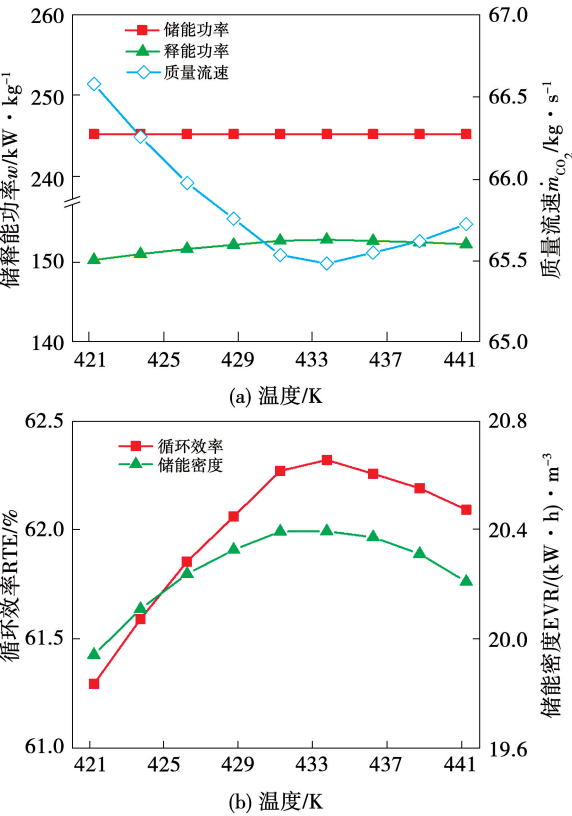


图9 换热器2出口CO₂温度对系统性能的影响
Fig.9 Effects of CO₂ temperature at outlet of heat exchanger 2 on system performance

图10为换热器3出口CO₂温度对系统性能的影响。由图10可知,在设计工况下,CO₂进入换热器3的温度接近438 K,同时CO₂的比定压热容在453 K以下变化较为剧烈(参考图4);出口温度较低时,虽然换热器3中CO₂比定压热容变化较大,可逆性较高,但可以获得更多的热量,此时温度可以满足释能时换热器8对CO₂再热需求,所以单位质量CO₂释能功率较高;随着出口温度逐渐增大,回收的热量降低,使换热器8中CO₂的出口温度降低,从而使单位质量CO₂释能功率降低。循环效率降低是因为CO₂做功能力的下降使质量流速增加,储能总耗功增加所致。储能密度降低是由于高、低压端存储条件不变,随质量流速增加而高低压储罐体积变大导致。

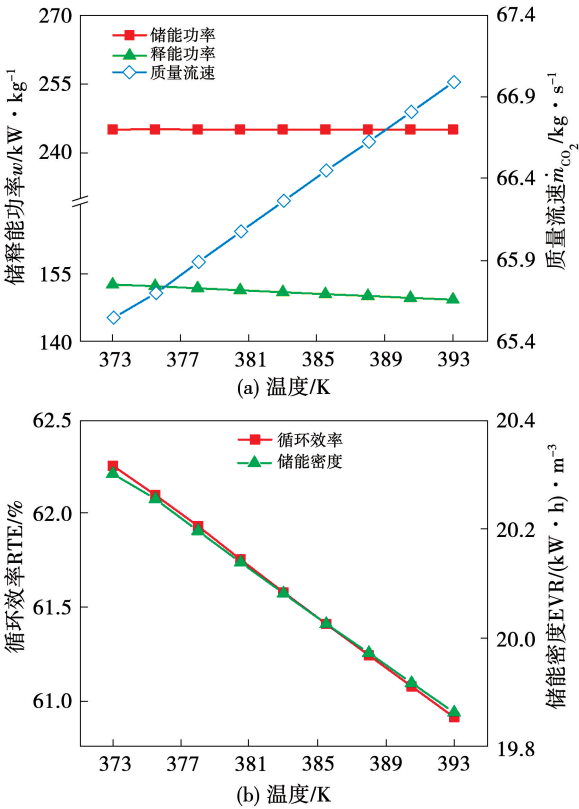


图10 换热器3出口CO₂温度对系统性能的影响
Fig.10 Effects of CO₂ temperature at outlet of heat exchanger 3 on system performance

4 结 论

本文基于能量梯级利用原则结合CO₂换热特性对压缩CO₂储能系统进行了优化和改进,对比了改进前后系统部件的相对焓损失,并从循环效率和储

能密度两个角度分析了不同参数对系统性能的影响,主要结论如下:

(1) 改进后系统的压缩余热分级储存子系统的相对焓损比原系统的储热子系统降低 6.80%,主要是通过梯级换热的方式减小了 CO₂ 换热过程的平均换热温差,降低了换热过程的品质损失,提高了系统效率;

(2) 改进后系统的循环效率和储能密度均优于原系统,设计工况下,改进后系统的循环效率和储能密度分别比原系统高 3.99% 和 4.47 (kW·h)/m³;

(3) 改进后的系统具有更宽的参数运行范围。随着高压端储能压力的增加,两种系统循环效率和储能密度均提高,但改进后的系统循环效率和储能密度提高的速率要优于原系统;

(4) 提高冷水储罐 1 的初始温度可以显著提高系统性能;利用 CO₂ 比定压热容随温度变化关系来分配多级换热中的各级换热量具有一定参考价值,但需要综合考虑各换热器端差温度匹配问题,尽量降低换热的焓损失。

参考文献:

[1] LIU Z,XIN X,YANG X,et al. Proposal and assessment of a novel carbon dioxide energy storage system with electrical thermal storage and ejector condensing cycle;Energy and exergy analysis[J]. Applied Energy,2020,269;115067.

[2] 吴皓文,王 军,龚迎莉,等. 储能技术发展现状及应用前景分析[J]. 电力学报,2021,36(5):434-443.

WU Haowen,WANG Jun,GONG Yingli,et al. Development status and application prospect analysis of energy storage technology[J]. Journal of Electric Power,2021,36(5):434-443.

[3] LI D,DUAN L. Techno-economic analysis of solar aided liquid air energy storage system with a new air compression heat utilization method [J]. Energy Conversion and Management, 2023, 278;116729.

[4] 陈海生,刘 畅,徐玉杰,等. 储能在碳达峰碳中和目标下的战略地位和作用 [J]. 储能科学与技术, 2021, 10 (5): 1477-1485.

CHEN Haisheng,LIU Chang,XU Yujie,et al. The strategic position and role of energy storage under the goal of carbon peak and carbon neutrality [J]. Energy Storage Science and Technology, 2021,10(5):1477-1485.

[5] 陶志强,赵 庆,唐豪杰,等. 应用于工业余热的超临界二氧化碳 布雷顿循环系统的热力学和焓分析 [J]. 中国电机工程学报,2019,39(23):6944-6951.

TAO Zhiqiang,ZHAO Qing,TANG Haojie,et al. Thermodynamic and exergetic analysis of supercritical carbon dioxide Brayton cycle system applied to industrial waste heat recovery[J]. Proceedings of the CSEE,2019,39(23):6944-6951.

[6] 廖吉香,刘兴业,郑 群,等. 超临界 CO₂ 发电循环特性分析 [J]. 热能动力工程,2016,31(5):40-46.

LIAO Jixiang,LIU Xingye,ZHENG Qun,et al. Analysis of the power generation cycle characteristics of supercritical carbon dioxide [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2016,31(5):40-46.

[7] 史香锬,杨均勇,钱建华,等. 超临界 CO₂ 布雷顿循环中冷却器的夹点分析 [J]. 热能动力工程,2020,35(1):11-15.

SHI Xiangkun,YANG Junyong,QIAN Jianhua,et al. Pinch point analysis of cooler for supercritical carbon dioxide Brayton cycle [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2020, 35(1):11-15.

[8] MERCANGÖZ M,HEMRLE J,KAUFMANN L,et al. Electrothermal energy storage with transcritical CO₂ cycles [J]. Energy,2012, 45(1):407-415.

[9] CHAE Y J,LEE J I. Thermodynamic analysis of compressed and liquid carbon dioxide energy storage system integrated with steam cycle for flexible operation of thermal power plant [J]. Energy Conversion and Management,2022,256;115374.

[10] FU H,HE Q,SONG J,et al. Thermodynamic of a novel solar heat storage compressed carbon dioxide energy storage system [J]. Energy Conversion and Management,2021,247;114757.

[11] XU M J,WANG X,WANG Z H,et al. Preliminary design and performance assessment of compressed supercritical carbon dioxide energy storage system [J]. Applied Thermal Engineering, 2021,183;116153.

[12] WU C,WAN Y K,LIU Y,et al. Thermodynamic simulation and economic analysis of a novel liquid carbon dioxide energy storage system [J]. Journal of Energy Storage,2022,55;105544.

(姜雪梅 编辑)