

先进绝热压缩空气储能系统储能阶段 建模仿真和动态分析

李双江¹, 肖枫², 陈伟², 张斌^{2*}, 朱青³, 王子杰¹, 武洋¹

(1.中国电建集团河北省电力勘测设计研究院有限公司,河北 石家庄 050031;2.青岛科技大学 机电工程学院,山东 青岛 266061;3.中电建新能源集团股份有限公司,北京 100020)

摘要:能源和环境问题日益突出,可再生能源快速发展,其存在的间歇性是制约其发展的关键性问题之一。先进绝热压缩空气储能系统(AA-CAES)是解决可再生能源间歇性的有效方法。建立了AA-CAES储能阶段的数学模型并进行了能量守恒、焓平衡、各部件关键参数的动态分析和敏感性分析。结果表明,提出的数学模型遵循能量平衡和焓守恒定律;压缩机的焓损失大于换热器;能量和焓分别主要储存在导热油和高压空气中;压缩机运行工况与设计的偏差使储能阶段效率变低;空气流速和第一级透平入口温度对运行时间的影响大于储气温度、绝热效率和储气质量。本文研究为根据实际需求调节参数和优化储能系统提供参考。

关键词:先进绝热压缩空气储能;能量分析;焓分析;动态特性;建模仿真

中图分类号:TK02 文献标志码:A 文章编号:1002-4026(2024)05-0042-12

开放科学(资源服务)标志码(OSID):



Modeling, simulation and dynamic analysis of the energy stage of advanced adiabatic compressed air energy storage system

LI Shuangjiang¹, XIAO Feng², CHEN Wei², ZHANG Bin^{2*}, ZHU Qing³, WANG Zijie¹, WU yang¹

(1.China Power Construction Group Hebei Electric Power Survey and Design Research Institute Co., Ltd., Shijiazhuang 050000, China;

2.College of Mechanical and Electrical Engineering, Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266061, China;

3.CLP New Energy Group Co., Ltd., Beijing 100020, China)

Abstract : Energy and environment problems are becoming increasingly prominent, renewable energy is developing rapidly, and its intermittency is one of the key problems restricting its development. Advanced adiabatic compressed air energy storage (AA-CAES) is an effective method to address the intermittency of renewable energy. In this study, a mathematical model for the energy storage stage of AA-CAES is established, and dynamic and sensitivity analysis of the conservation of energy, energy balance, and key parameters of each component are conducted. The results reveal that

收稿日期:2023-12-06

基金项目:中国电建集团河北省电力勘测设计研究院有限公司科技计划项目(DJ-ZDXM-2022-17)

作者简介:李双江(1982—),男,正高级工程师,研究方向为火力发电及新型储能相关技术。E-mail:lishj@hbed.com.cn

* 通信作者,张斌,男,教授,研究方向为燃烧诊断技术。Tel:13156289096,E-mail:zb-sh@163.com

the proposed mathematical model follows the laws of conservation of energy and exergy balance; the exergy loss of the compressor is greater than that of the heat exchanger; energy and heat are mainly stored in heat transfer oil and high-pressure air, respectively; the deviation between compressor operating and design condition reduces the efficiency; the effect of the air flow rate and inlet temperature of the first-stage turbine on the operation time is greater than that of the storage temperature, adiabatic efficiency and stored air mass. This paper provides reference for adjusting parameters and optimizing energy storage system according to actual demand.

Key words : advanced adiabatic compressed air energy storage; energy analysis; exergy analysis; dynamic characteristics; modeling and simulation

由于能源和环境问题,以太阳能和风能为主的可再生能源技术得到广泛关注^[1],但是太阳能光伏发电和风力发电具有间歇性的特点,给电网造成不稳定性。能源生产和需求在时间维度上不统一是造成弃风弃光现象的主要原因^[2]。储能系统的使用能很好地解决上述问题^[3]。先进绝热压缩空气储能系统(advanced adiabatic compressed air energy storage,AA-CAES)具有使用时间长、储能容量大、造价低的优势^[4],且可采用地上储气装置减小对地理位置的依赖^[5],被认为是非常具有工业应用潜力的储能方式。

对 AA-CAES 进行建模仿真和动态分析对该技术的发展具有重大意义。Szablowski 等^[6]利用 Aspen Hysys 软件构建了 AA-CAES 系统的动态数学模型并对其进行了能量和焓分析,结果表明储能系统的焓损失主要在压缩机和换热器。孙晓霞等^[7]针对储能阶段和释能阶段储气罐的压力变化,建立了各部件的动态模型,探究了压缩机和膨胀机的运行方式对系统储能效率和储能密度等参数的影响,结果表明滑-定模式下系统的储能效率最高,且与释能时间成正比。Chen 等^[8]在考虑储气罐和热油罐动态特性的基础上,建立了新型再压缩绝热压缩空气储能系统(RA-CAES)的动态模型,将所提出的 RA-CAES 与 AA-CAES 的系统性能进行了比较,结果表明 RA-CAES 的储能效率总比 AA-CAES 高 4%左右。陈辉等^[9]建立了 CAES 释能阶段的动态模型,对释能阶段的对启动过程、准同期并网过程以及变工况过程进行了仿真,分析了不同运行工况下膨胀机等熵效率、焓效率和储能效率的变化规律。贾明祥等^[10]对 500 kW CAES 的储能和释能阶段进行了仿真分析并于试验运行数据进行了对比,分析结果表明,膨胀过程焓损失最大,换热过程焓损失最小。李鹏等^[11]根据输出方式和储能方式的不同,提出了 4 种不同的运行方案并对方案中的系统参数进行了优化,讨论了不同参数对不同方案的影响,结果表明提高压缩机进口空气温度和合适的储能功率、储气室压比有利于系统性能的提高,冷热电联产具有更好的热力性能和经济性能。

在 AA-CAES 储能阶段,压缩机的排气压力受储气罐内空气压力的影响,末级压缩机的排气压力与储气罐内空气同步变化。在应用中大多采用定容储气罐,空气压力在储气过程剧烈变化,压缩机的运行工况也随之变化。目前,对压缩机变工况动态仿真的研究较少。本文建立了 AA-CAES 储能阶段的热力学模型,通过 Simulink 软件对三级压缩的 AA-CAES 储能阶段进行仿真,分析了储能阶段的能量守恒、焓平衡和压缩机、换热器的关键参数以及性能参数的动态变化,为 AA-CAES 储能阶段优化和控制提供一定的理论依据。

1 AA-CAES 系统储能阶段

AA-CAES 储能阶段流程如图 1 所示。储能阶段主要部件为压缩机(C1、C2、C3)、换热器(HX1、HX2、HX3)、冷油罐(COT)、热油罐(HOT)和储气罐(AT)。储能过程进行时,电能驱动压缩机工作。空气在三级压缩机中被依次压缩,高温高压空气在换热器中被来自冷油罐导热油冷却。最后,来自末级换热器的空气流入储气罐,被加热的导热油流入热油罐,至此完成。

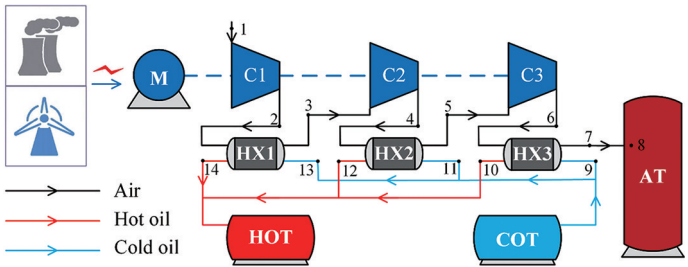


图 1 储能阶段示意图

Fig.1 Schematic of energy storage stage

2 储能阶段仿真建模

基于 Simulink 软件建立了 CAES 系统储能阶段的热力学模型。由于压缩空气的压力很高,利用 REFPROP 中空气的热力学性质进行计算。在建模过程中,进行了以下合理假设:(1)空气的状态参数均匀分布;(2)压缩机的设计绝热效率是 0.8;(3)忽略热损失和热惯性;(4)压力损失与空气流量成正比;(5)导热油流量与空气流量成正比。

本文所用符号及定义如表 1 所示。其中带“·”表示相对参数,下标 0 表示设计参数,下标 in 表示入口参数,下标 out 表示出口参数,下标 air 和 oil 分别表示空气和导热油。

表 1 本文所用符号及定义

Table 1 Symbol and its definition

符号	定义	单位	符号	定义	单位
w	功率	kW	n	转速	r/min
c_p	定压比热容	$\text{kJ} \cdot \text{kg}/\text{K}$	Q	换热量	kW
κ	比热容比		Δ	参数差值	
T	温度	K	u	比内能	kJ/kg
ε	压比		ρ	密度	kg/m^3
η	效率		c	空气流速	m/s
h	焓	kJ/kg	V	体积	m^3
P	压力	MPa	v	比体积	m^3/kg
w	功率	kW	φ	阻力系数	
q_m	质量流量	kg/s	s	比熵	$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
τ	时间	s 或 h	E_n	能量	MJ
G	折合流量	$\text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{K}^{0.5}$	E_x	焓	MJ

2.1 压缩机模型

单级压缩机的功耗为:

$$w = \frac{c_p T_{in} (\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1)}{\eta_s},$$

(1)

η_s 是压缩机的绝热效率。

压缩机出口空气的焓 h_{out} 和压力 P_{out} 分别为:

$$h_{out} = h_{in} + w,$$

(2)

$$P_{out} = \varepsilon P_{in}.$$

(3)

出口空气温度可在软件 REFPROP 中通过空气的焓和压力查到。

三级压缩机的总功耗:

$$W = \int_0^{\tau} (w_{C1} + w_{C2} + w_{C3}) q_m d\tau \quad (4)$$

离心式压缩机的数学模型为^[12]:

$$\dot{\varepsilon} = c_1(\dot{n}) \dot{G}^2 + c_2(\dot{n}) \dot{G} + c_3(\dot{n}) \quad (5)$$

$$\dot{\eta} = [1 - c_4(1 - \dot{n})^2] (\dot{n}/\dot{G})(2 - \dot{n}/\dot{G}) \quad (6)$$

$$c_1 = \dot{n}/[q(1 - m/\dot{n}) + \dot{n}(\dot{n} - m)^2] \quad (7)$$

$$c_2 = (q - 2m\dot{n}^2)/[q(1 - m/\dot{n}) + \dot{n}(\dot{n} - m)^2] \quad (8)$$

$$c_3 = -(qm\dot{n} - m^2\dot{n}^3)/[q(1 - m/\dot{n}) + \dot{n}(\dot{n} - m)^2] \quad (9)$$

$$c_4 = 0.3 \quad (10)$$

$$\dot{G} = G/G_0 \quad (11)$$

$$\dot{n} = N/N_0 \quad (12)$$

$$\dot{\varepsilon} = \varepsilon/\varepsilon_0 \quad (13)$$

$$\dot{\eta} = \eta/\eta_0 \quad (14)$$

$$G = q_m \sqrt{T}/p \quad (15)$$

$$N = n/\sqrt{T} \quad (16)$$

其中, c_1 、 c_2 、 c_3 和 c_4 是中间参数;对于离心式压缩机, q 和 m 取值为 1.8。

2.2 换热器模型

换热器的能量守恒:

$$Q = q_{m,air}(h_{in,air} - h_{out,air}) = q_{m,oil}c_{p,oil}(T_{out,oil} - T_{in,oil}) \quad (17)$$

换热器的传热方程:

$$Q = X \ln \left[\frac{(T_{in,air} - T_{out,oil}) - (T_{out,air} - T_{in,oil})}{(T_{in,air} - T_{out,oil})/(T_{out,air} - T_{in,oil})} \right] \quad (18)$$

其中, X 为换热器的导热系数,取决于换热器内空气的质量流量和平均温度,可表示为:

$$\frac{X}{X_0} = \left(\frac{q_{m,air}}{q_{m,air,0}} \right)^\alpha \left(\frac{T_{in,air} + T_{out,air}}{T_{in,air,0} + T_{out,air,0}} \right)^\beta \quad (19)$$

其中,指数 α 和 β 的值为 0.6。

空气的压力损失为^[13]:

$$\frac{\Delta P/P_{in}}{(\Delta P/P_{in})_0} = \frac{G_{in}^2}{G_{in,0}^2} = \frac{(q_m \sqrt{T_{in}}/P_{in})^2}{(q_{m,0} \sqrt{T_{in,0}}/P_{in,0})^2} \quad (20)$$

2.3 储气罐模型

空气流入储气罐的过程中,空气动能转换为内能。因此,不建立空气的质量守恒方程,质量守恒和能量守恒方程为:

$$V \frac{d\rho}{d\tau} = q_m \quad (21)$$

$$V \frac{d(\rho u)}{d\tau} = V\rho \frac{du}{d\tau} + Vu \frac{d\rho}{d\tau} = q_m \left(h + \frac{1}{2}c^2 \right) \quad (22)$$

其中

$$q_m = \varphi(P_{in} - P_{AT}) \quad (23)$$

2.4 模型验证

关于 AA-CAES 储能阶段的动态特性实验和仿真数据较少,本文分别对建立的压缩机和储气罐的动态模

型进行验证。

对于本文提出的压缩机动态模型,分别计算了在不同相对流量和相对转速下压缩机稳定运行时的相对压比和相对绝热效率,计算结果如图 2 所示,其中圆形符号表示本文压缩机模型的稳态参数,红线表示由文献[14]中的稳定模型计算得到的稳态参数。由图可知,本文建立的单级压缩机动态仿真模型得到的稳态结果与文献中稳态模型得到的结果基本一致。结果表明,本文建立的压缩机动态仿真模型是准确的。

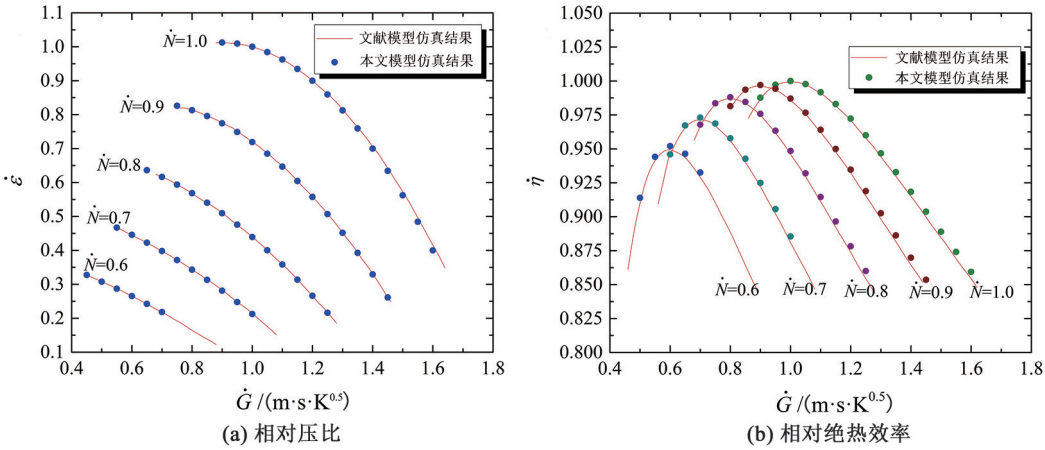


图 2 压缩机稳态参数对比

Fig.2 Comparison of compressor's steady-state parameters

为验证储气罐模型的准确性,采用与文献[15]中相同的参数对充气过程进行仿真。本文模型的对储气温度的仿真结果与文献中仿真结果如图 3 所示。本模型模拟的储气温度变化趋势与文献模型相似,最大温差不超过 10 K,15 h 后温度基本相同。由于文献模型将空气视为理想气体,而本文通过调用 REFPROP 中实际空气的参数,两种模型对储气温度的计算出现偏差。因此,可以认为本文储气罐动态模型是正确的。

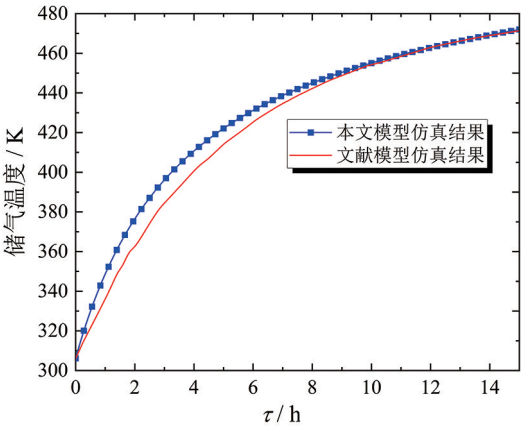


图 3 储气温度动态特性对比

Fig.3 Comparison of dynamic characteristics of the air storage temperature

2.5 性能参数

储能阶段平均绝热效率:

$$\bar{\eta}_s = \frac{\int_0^\tau (w_{C1} \eta_{C1} + w_{C2} \eta_{C2} + w_{C3} \eta_{C3}) d\tau}{\int_0^\tau (w_{C1} + w_{C2} + w_{C3}) d\tau} \quad (24)$$

储能阶段焓效率:

$$\eta_{ex} = \frac{(E_{x,7} - E_{x,7}) + (E_{x,14} - E_{x,13}) + (E_{x,12} - E_{x,11}) + (E_{x,10} - E_{x,9})}{W_{C1} + W_{C2} + W_{C3}}, \quad (25)$$

E_x 为空气或导热油的焓,计算式为:

$$E_x = q_m(h - T_0s) \quad ,$$

(26)

其中, $T_0=298.15\text{ K}$ 。

3 仿真结果分析

3.1 设计工况

表 2 给出了系统模型的基本设计参数。

表 2 储能阶段设计参数

Table 2 Design parameters of the energy storage stage					
部件	设计参数	数值	部件	设计参数	数值
C1/C2/C3	质量流量 $q_{m,0}/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	40.05	HX3	空气质量流量 $q_{m,\text{air},0}/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	40.05
	转速 $n_0/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	9 600		导热油质量流量 $q_{m,\text{oil},0}/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	28.73
	压比 ε_0	4.8		传热系数 $X_0/(\text{J} \cdot \text{K})$	208.09
	绝热效率 η_0	0.8		压力损失 $\Delta P_0/\text{Pa}$	2 000
HX1	空气质量流量 $q_{m,\text{air},0}/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	40.05	AT	容积 V/m^3	9 313
	导热油质量流量 $q_{m,\text{oil},0}/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	22.51		初始压力 P/MPa	3.2
	传热系数 $X_0/(\text{kJ} \cdot \text{K}^{-1})$	219.24		储气压力 P/MPa	10.0
	压力损失 $\Delta P_0/\text{Pa}$	2 000		入口阻力系数 $K/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{Pa}^{-1})$	10 000
HX2	空气质量流量 $q_{m,\text{air},0}/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	40.05			
	导热油质量流量 $q_{m,\text{oil},0}/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	26.87			
	传热系数 $X_0/(\text{kJ} \cdot \text{K}^{-1})$	199			
	压力损失 $\Delta P_0/\text{Pa}$	2 000			

图 4 是储能阶段的 P - v 和 T - s 图。蓝色方块和红线分别表示储能阶段中空气的状态点和热力过程,其编号如图 1 所示。在压缩过程中,空气的比体积减小,熵增大;在换热过程中,空气的比体积基本不变,熵减小。但在空气流进储气罐的过程中,空气的比体积减小,温度和熵增大。这是因为空气的动能在储气罐中变为内能导致空气温度升高,比体积增加。空气动能向内能转换和压力损失引起的耗散是空气熵增的主要原因。

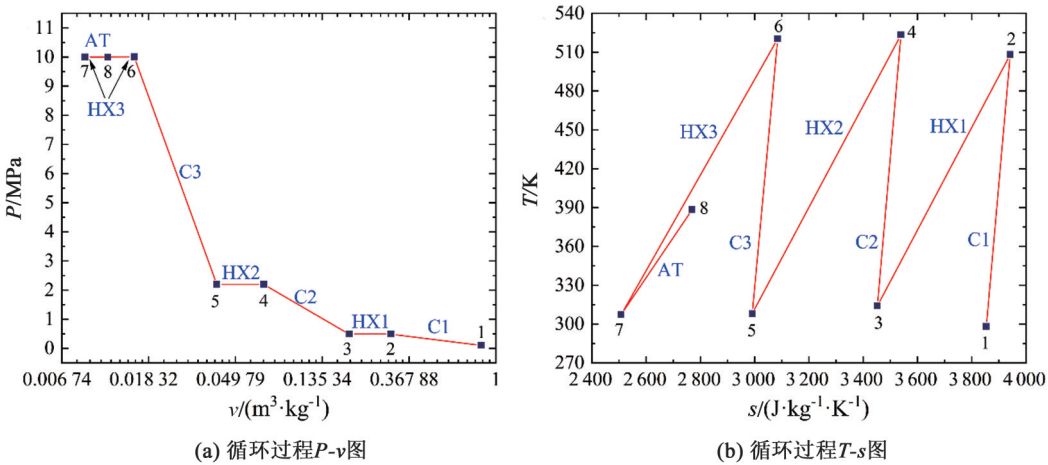


图 4 储能阶段的热力学过程图

Fig.4 A thermodynamic process diagram of the energy storage phase

3.2 能量守恒和焓平衡

能量守恒和焓平衡分析对于储能阶段的建模和优化是必要的。能量守恒分析可以进一步证实模型的可靠性。由焓平衡分析根据焓损分布确定优化对象。

整个储能过程视为开口系统,输入的能量为压缩机的功耗和空气的进出口焓差,能量输出为储存在导热油中的热量,即换热器热负荷。表 3 是 $P_{AT}=10\text{ MPa}$ 时,储能阶段的能量守恒。空气的进出口焓差仅为 0.361 MJ , 相对很小。三级压缩机的总功耗为 24.271 MJ ,换热器的总热负荷为 23.91 MJ 。这表明储能过程能量大部分以热能的形式储存在导热油中,极小部分储存在高压空气中。此时,储能阶段的总能量等于总能量输出。

表 3 储能过程在 $P_{AT}=10\text{ MPa}$ 时的能量守恒

Table 3 Conservation of energy at $P_{AT}=10\text{ MPa}$ in the energy storage process

部件	能量	数值/MJ
C1	压缩机耗功, $E_{n,in,C1}$	7.918
C2	压缩机耗功, $E_{n,in,C2}$	7.922
C3	压缩机耗功, $E_{n,in,C3}$	8.070
HX1	导热油储热, $E_{n,out,HX1}$	-7.358
HX2	导热油储热, $E_{n,out,HX2}$	-8.275
HX3	导热油储热, $E_{n,out,HX3}$	-8.637
Air	空气焓差, $E_{n,in,air}$	0.361
压缩过程总能量		0

图 5 是整个储能阶段的能量守恒,在表 3 中,空气的进出口焓差极小,可以忽略不计。在图 5(a)中,第一级压缩机功耗逐渐减小,第二级压缩机功耗先增大后减小,第三级压缩机功耗和空气的进出口焓差逐渐增大,总能量输入呈现先增大后减小的趋势。在图 5(b)中,第一级换热器热负荷逐渐减小,第二级换热器热负荷先增大后减小,第三级换热器热负荷逐渐增大,总能量输出同样呈现先增大后减小的趋势。在表 3 和图 5 中,储能阶段能量输入和能量输出始终相等,建立的热力学模型遵循能量守恒定律。

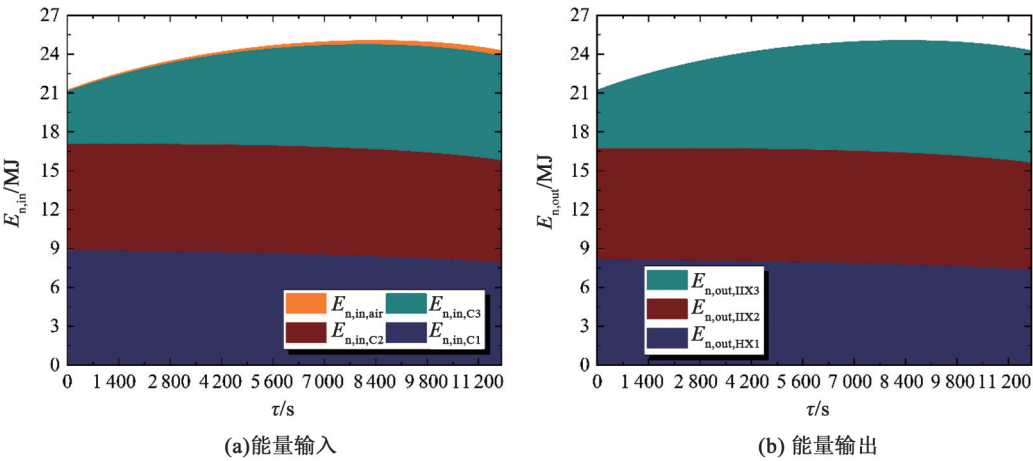


图 5 储能过程的能量守恒

Fig.5 Conservation of energy in the energy storage process

表 4 是 $P_{AT}=10\text{ MPa}$ 时,储能阶段的焓平衡。一部分焓以热能形式储存在导热油中,一部分焓以压力势能形式储存在高压空气中。三级压缩机总焓输入为 24.271 MJ ,等于 6 项焓损失和 4 项焓输出的和。图 6 是整个储能阶段的焓平衡。在图 6(b)中,空气焓输出最大,这表明大部分的焓入焓储存在高压空气中,储存在导热油中的焓相比储存在空气中的少。第一和第二级换热器的焓输出基本不变,第三级换热器的焓输出逐渐增大。压缩机的焓损失大于换热器的焓损失。表 4 和图 6 表明建立的热力学模型遵循焓平衡定律。

表 4 储能过程在 $P_{AT} = 10\text{ MPa}$ 时的焓平衡

Table 4 Exergy balance at $P_{AT} = 10\text{ MPa}$ in the energy storage process

部件	能量	数值/MJ
C1	压缩机焓输入, $E_{x,in,C1}$	7.918
	压缩机焓损失, $E_{x,des,C1}$	-0.980
C2	压缩机焓输入, $E_{x,in,C2}$	7.922
	压缩机焓损失, $E_{x,des,C2}$	-0.963
C3	压缩机焓输入, $E_{x,in,C3}$	8.070
	压缩机焓损失, $E_{x,des,C3}$	-1.035
HX1	换热器焓输出, $E_{x,out,HX1}$	-1.432
	换热器焓损失, $E_{x,des,HX1}$	-0.501
HX2	换热器焓输出, $E_{x,out,HX2}$	-1.539
	换热器焓损失, $E_{x,des,HX2}$	-0.668
HX3	换热器焓输出, $E_{x,out,HX3}$	-1.572
	换热器焓损失, $E_{x,des,HX3}$	-0.681
Air	空气焓输出, $E_{x,out,air}$	-14.537
压缩过程总焓		0

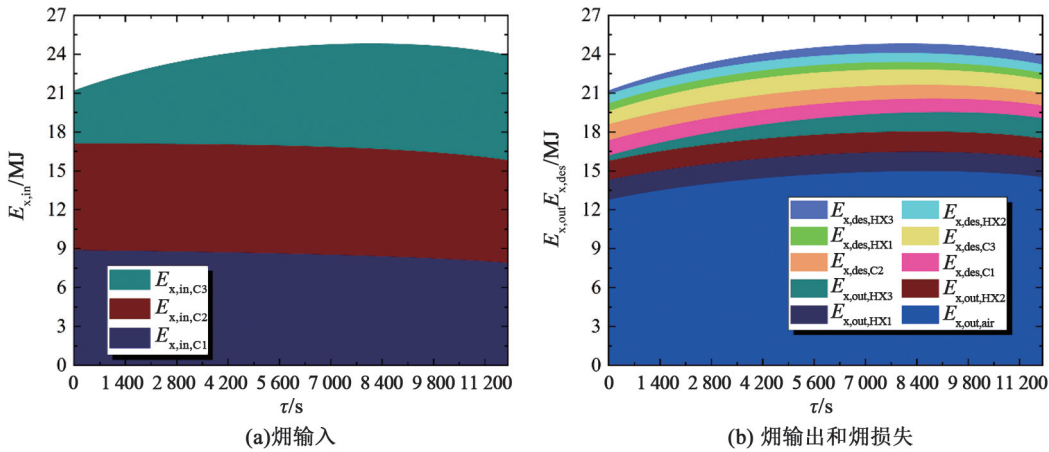


图 6 储能过程的焓平衡

Fig.6 Exergy balance in the energy storage process

3.3 压缩机参数动态特性

根据上述动态模型和运行工况,对储能阶段各部件的动态参数进行了分析。

图 7(a)中,储能过程中,三级压缩机的折合流量均随时间减小。第一级压缩机折合流量变小是因为空气流量变小。第二、三级折合流量变小是因为入口压力增大和空气流量减小。因为各级压缩机的空气流量相同,入口温度基本相同,第一级压缩机入口压力最小,所以折合流量最大。同理,第三级压缩机入口压力最大,折合流量最小。图 7(b)中,储能阶段开始时,压缩机绝热效率小于设计值 0.8。这是因为实际折合流量大于设计折合流量。在运行过程中,实际折合流量与设计折合流量趋同,实际效率向设计值靠近。图 7(c)中,储能阶段开始时,压缩机的压比均小于设计值。在运行过程中,各级压缩机的压比呈现逐渐上升的趋势。结束时,第一级压缩机的压比为 4.82,与设计压比 4.8 的偏差极小。第二和第三级压缩机的压比分别为 4.5 和 4.56,比设计压比稍小。

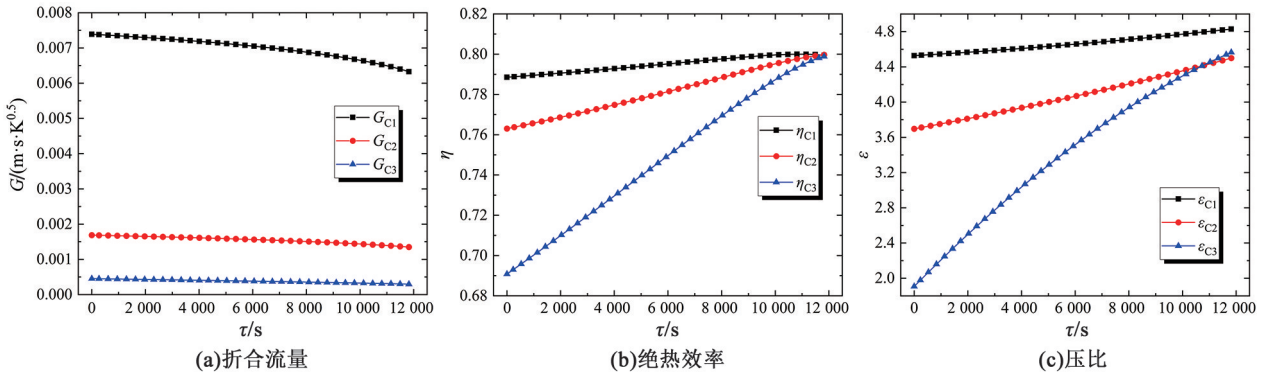


图 7 压缩机参数的动态特性

Fig.7 Dynamic characteristics of compressor parameters

图 8 (a) 中可以看出,压缩机的出口空气压力呈现上升的趋势。第一级压缩机的实际压比变化不大,如图 7 (c),且入口空气压力为大气压力不变,因此第一级压缩机出口压力增长的趋势相对缓慢。第三级压缩机的压比变化比第二级快,且入口压力变,所以第三级压缩机出口空气压力的增长速度最快。在图 8(b) 中,各级压缩机出口温度均呈现上升的趋势。储能阶段开始时,第一级压缩机入口温度为 298.15 K,第二、三级约为 318.15 K。第一、二级压缩机入口温度不变,压比变大,出口空气温度上升;第三级压缩机入口空气温度变大,压比变化趋势明显,所以出口温度上升速度最快。在图 8(c) 中,第一级压缩机的功率逐渐降低;第二、三级呈现先增加后降低的趋势,且第三级的变化速度更大。第一级压缩机的入口空气温度不变,因为空气流量减小,压缩机的功率减小,压比增大使功率减小的速度变慢。第二级压缩机的功率变化受空气入口温度、空气流量和压比的影响,5 350 s 之前,压比和空气入口温度变大,压缩机功率增大,空气流量减小使功率增大的趋势变慢;5 350 s 之后,空气流量减小,压缩机功率减小,压比和空气入口温度变大使功率减小的趋势变慢。第三级压缩机的功率的动态变化原因与第二级相同。

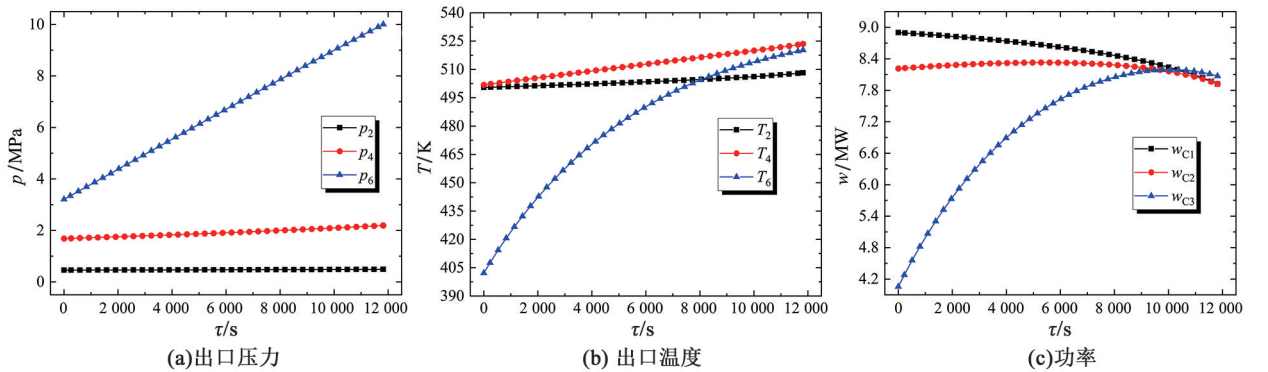


图 8 压缩机参数的动态特性

Fig.8 Dynamic characteristics of compressor parameters

3.4 换热器参数动态特性

如图 9(a) 所示,储能阶段,第一级换热器出口空气温度最大,第三级最小。第一、二级换热器出口空气温度随时间的增加而减小,并且减小的速度逐渐变快;第三级换热器出口空气温度呈现先增加后减小的趋势。导热油的比热大于空气的比热,所以在第一、二级换热器空气入口温度和导热油出口温度同时增加时,空气出口温度缓慢下降。因为第三级换热器空气入口温度的增加速度快,导热油出口温度的增加速度比较慢,所以空气出口温度逐渐增大,但随着压缩过程的进行,上升速度变慢甚至下降。在图 9 (b) 中,第一级换热器出口导热油温度最大,第三级最小。三级换热器的出口导热油温度均随时间的增加而增加。换热器出口导热油温度主要随入口空气温度变化。所以变化趋势与压缩机出口空气温度的变化相似。

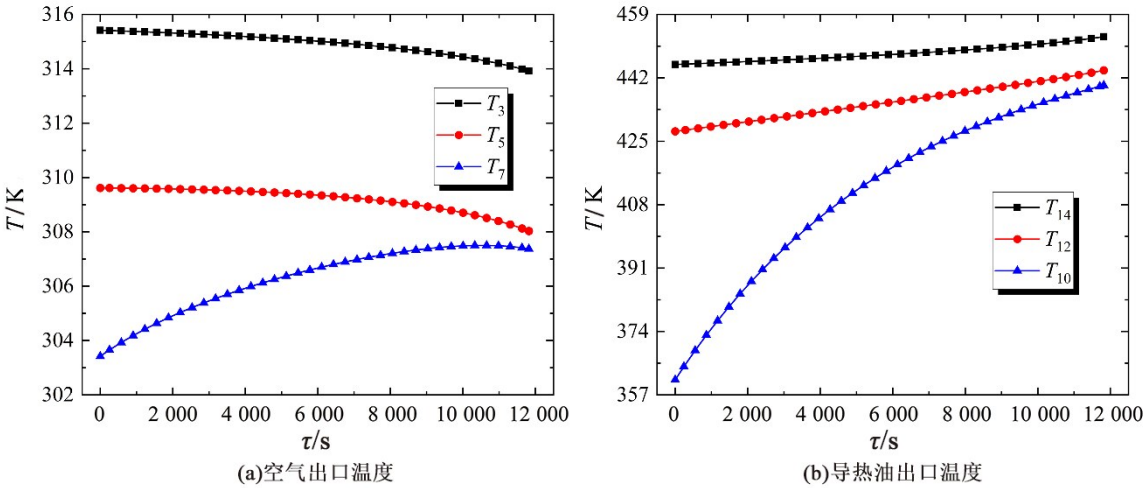


图 9 换热器参数的动态特性

Fig.9 Dynamic characteristics of heat exchanger parameters

图 10(a) 中,换热器的导热油流量均逐渐减小。导热油流量受热负荷和导热油进出口温度影响,换热器的导热油进口温度为环境温度。第一级换热器热负荷减小,导热油出口温度增加,所以导热油流量变小。对于第二级换热器,5 280 s 之前,热负荷增加,导热油出口温度增加对流量的影响更大,所以导热油流量减小;5 280 s 之后,导热油出口温度继续变大,但热负荷开始减小,所以导热油流量减小速度更快。第三级换热器导热油流量变化的因素与第二级类似。图 10 (b) 中,第一级换热器热负荷逐渐减小,第二、三级先增加后减小。储能阶段,第一级换热器空气进出口温度均增加,空气流量减小,所以热负荷小。5 280 s 前,主要受入口空气温度升高的影响,第二级换热器热负荷变大;5 280 s 后,因为出口空气温度升高且流量减小,热负荷逐渐减小。第三级换热器热负荷变化与第二级类似,但温度变化更快,所以热负荷变化更快。图 10 (c) 中,第一级换热器的压力损失最大,第三级最小。由于换热器内空气的实际折合流量大于设计值,所以实际的压力损失大于设计值 2 000 Pa。

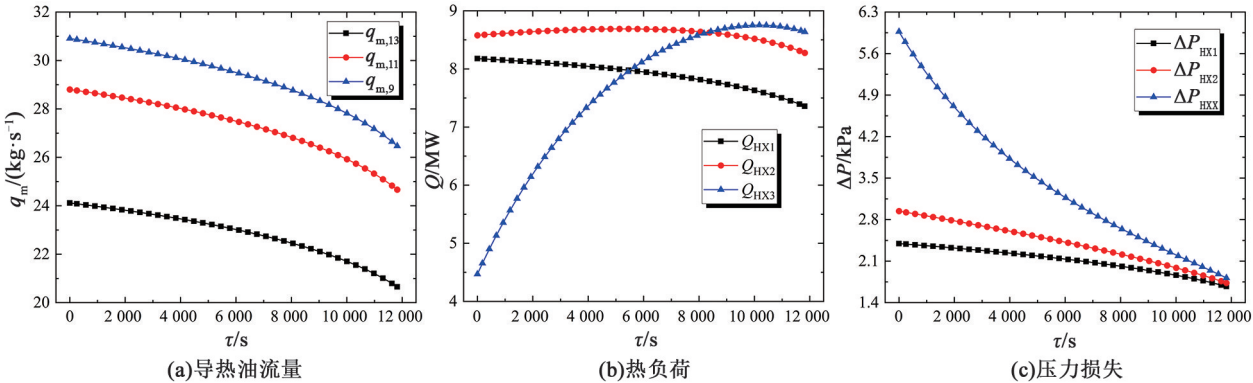


图 10 换热器参数的动态特性

Fig.10 Dynamic characteristics of heat exchanger parameters

3.5 储能阶段性能参数

从图 11 可以看出,储能阶段的焓效率和平均绝热效率均逐渐增大。三级压缩机的绝热效率变大,焓损失与焓输入的比值减小。换热器的焓损失与焓输出的比值也减小。储能阶段开始时,第二、三级压缩机入口压力变化大。压缩机的运行工况与设计工况有很大偏差,压缩机的绝热效率低,所以储能阶段的平均绝热效率小。随着储能过程进行,压缩机出口空气压力变大导致空气折合流量减小,压缩机的运行状态向设计工况移动。压缩机的绝热效率逐渐变大,所以储能阶段的平均绝热效率随时间增加而增大。储能阶段即将结束时,三级压缩机的绝热效率均接近设计值 0.8,但是由于前期的偏差,最终储能的平均绝热效率为 77.77%。

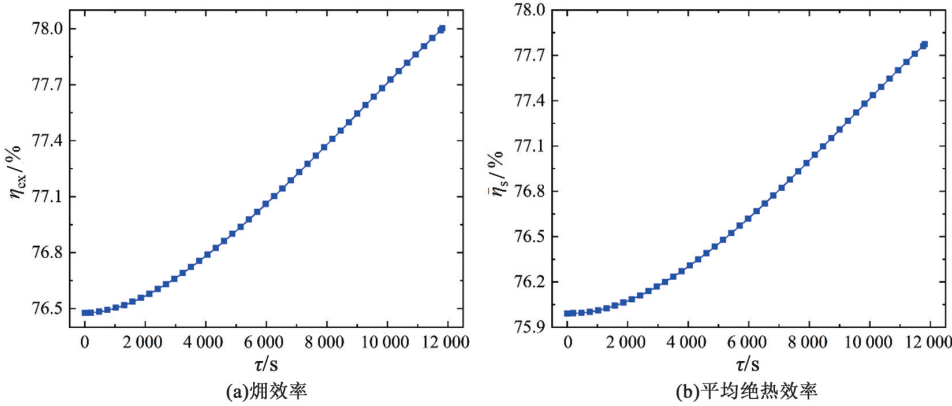


图 11 性能参数的动态特性

Fig.11 Dynamic characteristics of performance parameters

3.6 敏感性分析

为根据需求优化参数,探究了第一级透平进气温度和空气流速对系统性能的影响,如图 12 所示。图(a)、(b)和图(c)、(d)分别是 $T_{in,C1}$ 和不同空气流速对系统性能参数的影响。相对流速指实际空气流速与设计空气流速的比值。可以看出,随着 $T_{in,C1}$ 升高,系统储气温度降低,绝热效率升高。在 $T_{in,C1}$ 为 294.15 K 升高至 302.15 K 时,储气温度从 388.59 K 下降至 388.22 K,降低了 0.1%。绝热效率从 77.7% 升高至 77.84%,升高了 0.18%。储气质量增加是因为储气温度下降且储气罐容积不变,储气压力到达 10 MPa 时,储存的空气质量增加了 0.17%。由于储气质量变多,所以系统的运行时间增加了 3.85%。因此, $T_{in,C1}$ 的变化对系统运行时间的影响最大,对储气温度的影响最小。

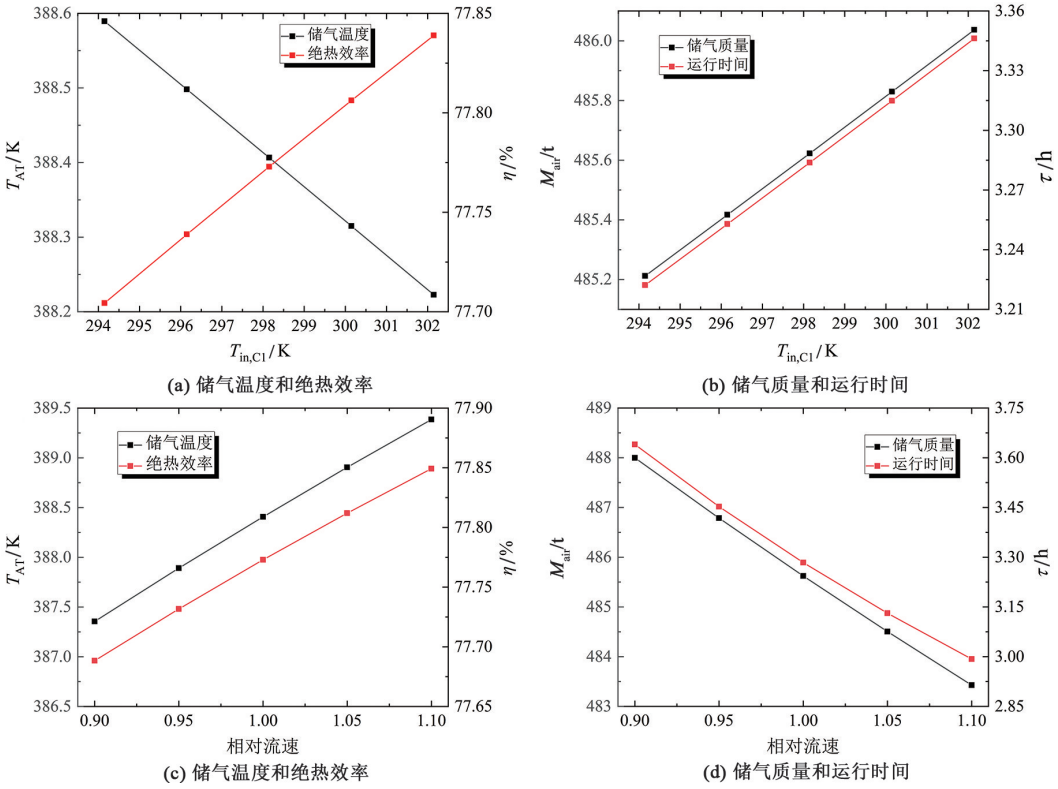


图 12 $T_{in,C1}$ 和相对流速对系统性能的影响

Fig.12 Impacts of $T_{in,C1}$ and relative flow rate on the system performance

随着空气流速变大,换热器对空气的冷却作用减弱,所以储气温度升高。在空气相对流速从 0.9 增加至 1.1 的过程中,储气温度升高了 0.52%。绝热效率从 77.69% 升高至 77.85%,升高了 0.21%。因为储气温度上

升且储气罐容积不变,储气压力到达 10 MPa 时,储气质量减少了 0.94%。由于储气质量减少且空气流速变大,所以系统的运行时间减少了 17.78%。可以看出,空气流速对运行时间影响最大,对绝热效率、储气温度和储气质量的影响相差不大。

4 结论

CAES 储能阶段利用电能驱动压缩机压缩空气,最终将电能转换为导热油热能和空气压力势能。本文建立了储能阶段的热力学模型并利用 Simulink 仿真并进行了动态分析,主要结论如下:

- (1) 提出的 CAES 储能阶段的热力学模型遵循能量平衡和熵守恒定律;
- (2) 能量大部分储存在导热油中,熵大部分储存在高压空气中。压缩机的熵损失大于换热器的熵损失;
- (3) 末级压缩机的运行工况与设计值偏差最大,运行工况的变化最大;
- (4) 压缩机运行工况不断接近设计工况,储能阶段的熵效率和平均绝热效率逐渐增大,但始终小于设计值;
- (5) 空气流速和 $T_{in,cl}$ 对运行时间的影响最大,对储气温度、绝热效率和储气质量影响较小。

参考文献:

- [1] 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. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2021.0389.
- [2] 郑琼,江丽霞,徐玉杰,等. 碳达峰、碳中和背景下储能技术研究进展与发展建议[J]. 中国科学院院刊, 2022, 37(4): 529-540. DOI: 10.16418/j.issn.1000-3045.20220311001.
- [3] 李盼,杨晨,陈雯,等. 压缩空气储能系统动态特性及其调节系统[J]. 中国电机工程学报, 2020, 40(7): 2295-2305. DOI: 10.13334/j.0258-8013.pcsee.190859.
- [4] 文贤馗,刘石,李翔,等. 先进压缩空气储能系统模拟与效率分析[J]. 动力工程学报, 2021, 41(9): 802-808. DOI: 10.19805/j.cnki.jcspe.2021.09.013.
- [5] 张玮灵,古含,章超,等. 压缩空气储能技术经济特点及发展趋势[J]. 储能科学与技术, 2023, 12(4): 1295-1301. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2022.0645.
- [6] SZABLOWSKI L, KRAWCZYK P, BADYDA K, et al. Energy and exergy analysis of adiabatic compressed air energy storage system[J]. Energy, 2017, 138: 12-18. DOI: 10.1016/j.energy.2017.07.055.
- [7] 孙晓霞,桂中华,高梓玉,等. 压缩空气储能系统动态运行特性[J]. 储能科学与技术, 2023, 12(6): 1840-1853. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2023.0181.
- [8] CHEN L X, ZHANG L G, YANG H P, et al. Dynamic simulation of a re-compressed adiabatic compressed air energy storage (RA-CAES) system[J]. Energy, 2022, 261: 125351. DOI: 10.1016/j.energy.2022.125351.
- [9] 陈辉,李文,盛勇,等. CAES 释能过程多工况动态仿真及效率分析[J]. 动力工程学报, 2023, 43(7): 869-876. DOI: 10.19805/j.cnki.jcspe.2023.07.008.
- [10] 贾明祥,骆贵兵,舒进,等. 500 kW 非补燃压缩空气储能系统建模仿真[J]. 热力发电, 2020, 49(8): 50-54. DOI: 10.19666/j.rld.202004108.
- [11] 李鹏,李国能,苏航,等. 不同运行方案下 AA-CAES 系统性能分析及优化[J]. 动力工程学报, 2022, 42(9): 843-851. DOI: 10.19805/j.cnki.jcspe.2022.09.008.
- [12] ZHANG N, CAI R X. Analytical solutions and typical characteristics of part-load performances of single shaft gas turbine and its cogeneration[J]. Energy Conversion and Management, 2002, 43(9/10/11/12): 1323-1337. DOI: 10.1016/S0196-8904(02)00018-3.
- [13] GUO H, XU Y J, ZHANG Y, et al. Off-design performance and an optimal operation strategy for the multistage compression process in adiabatic compressed air energy storage systems[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 149: 262-274. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.12.035.
- [14] GUO H, XU Y J, ZHU Y L, et al. Thermal-mechanical coefficient analysis of adiabatic compressor and expander in compressed air energy storage systems[J]. Energy, 2022, 244: 122993. DOI: 10.1016/j.energy.2021.122993.
- [15] COURTOIS N, NAJAFIYAZDI M, LOTFALIAN R, et al. Analytical expression for the evaluation of multi-stage adiabatic-compressed air energy storage (A-CAES) systems cycle efficiency[J]. Applied Energy, 2021, 288: 116592. DOI: 10.1016/j.apenergy.2021.116592.