

350 MW 级先进绝热压缩空气 储能系统动态特性研究

姚尔人¹, 席光¹, 仲理科¹, 邹瀚森¹, 胡均², 张武军², 周满富², 付剑波³, 华丽君³

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 云南省能源投资集团有限公司, 650032, 昆明; 3. 中国能源建设集团云南省电力设计院有限公司, 650051, 昆明)

摘要: 针对压缩空气储能系统高效经济运行面临的热压高效转化与有限储气装置容积充分利用的挑战,以 350 MW 级先进绝热压缩空气储能系统为研究对象,引入滑压补气运行策略,降低释能过程节流损失,进而提升系统性能与储能密度,通过将系统分为储能段、释能段和系统整体 3 个层面,建立系统内各设备的全工况热力学计算模型,研究了不同运行模式与运行策略下系统压比、膨胀比、功率等关键参数在全运行工况域内的动态运行特性。结果表明:压缩机和膨胀机在偏离设计点运行时,压缩机后段和膨胀机后段的热力学参量变化幅度均高于对应前段机组;随着滑压补气点压力的升高,系统的运行时间和能量效率均逐渐升高,表明滑压补气运行策略能够充分利用有限储气装置空间,并有效提升系统的储能密度;通过对比系统在不同运行策略下实现电力满发的热力学参量动态运行特性,发现节流-滑压补气运行策略较全节流运行策略最高能够提升系统能量效率 1.43%。研究结果可为 350 MW 级先进绝热压缩空气储能系统在工程应用中的全工况运行调控提供理论支撑。

关键词: 压缩空气储能;系统性能;运行模式;动态特性;运行策略

中图分类号: TK02 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202605001 **文章编号:** 0253-987X(2026)05-0001-11

Study on Dynamic Characteristics Analysis of 350 MW-Scale Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage System

YAO Erren¹, XI Guang¹, ZHONG Like¹, ZOU Hansen¹, HU Jun²,
ZHANG Wujun², ZHOU Manfu², FU Jianbo³, HUA Lijun³

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Yunnan Provincial Energy Investment Group Co., Ltd., Kunming 650032, China; 3. China Energy Engineering Group Yunnan Electric Power Design Institute Co., Ltd., Kunming 650051, China)

Abstract: To address the challenges of efficient heat-pressure conversion and full utilization of limited gas storage capacity in compressed air energy storage (CAES) systems for high-efficiency and economical operation, this study focuses on a 350 MW advanced adiabatic compressed air energy storage (AA-CAES) system. A sliding-pressure gas replenishment operation strategy was introduced to reduce throttling losses during the energy release process, thereby enhancing the overall energy storage density of the system. By dividing the system into three levels—the energy storage segment, the energy

release segment, and the overall system—full-load thermodynamic calculation models for each component within the system were established. The dynamic operational characteristics of key parameters such as pressure ratio, expansion ratio, and power under different modes and operation strategies across the entire operating range were investigated. The results show that when compressor units and turbine units operate away from their design points, the variations in thermodynamic parameters in the later stages of both compressor and turbine units are more significant than those in the corresponding earlier stages. As the pressure at the sliding-pressure gas replenishment point increases, both the system's operating time and energy efficiency gradually improve, indicating that the sliding-pressure gas replenishment strategy can fully utilize the limited gas storage capacity and effectively enhance the system's energy storage density. A comparison of the dynamic operational characteristics of thermodynamic parameters under different strategies for achieving full power generation indicates that the throttling-sliding-pressure gas replenishment strategy can improve the system's energy efficiency by up to 1.43% over the full-throttling strategy. The findings provide theoretical support for the full-load operational regulation of 350 MW advanced AA-CAES systems in engineering applications.

Keywords: compressed air energy storage; system performance; operating mode; dynamic characteristics; operating strategy

构建以高比例可再生能源为特征的新型电力系统是实现我国“双碳”目标的重要支撑^[1],然而可再生能源固有的随机性、波动性和间歇性特点^[2],为保障电力系统在多时间尺度上的供需平衡和稳定运行带来严峻挑战^[3]。

储能技术能够降低可再生能源波动性和间歇性对电网的冲击,提升电网运行整体效率^[4],因此建设高效率、低成本、稳定性好的大规模储能技术是实现可再生能源广泛应用的关键^[5]。压缩空气储能作为一种新型长时储能技术,具有装机容量大、运行寿命长等优点,被认为是推进我国能源转型和智能电网建设的关键技术之一^[6]。

根据是否需要补充额外热源,可将压缩空气储能分为传统补燃型压缩空气储能系统和非补燃型压缩空气储能系统^[7]。补燃型压缩空气储能系统发展成熟、运行可靠度高,目前全球有两座投入商业运营的补燃型压缩空气储能电站,分别是德国 Huntorf 电站(建成于 1978 年,发电规模为 321 MW,运行效率为 42%)和美国 McIntosh 电站(建成于 1991 年,发电规模为 110 MW,运行效率为 54%)^[8]。但是,因其消耗化石燃料并产生碳排放,已无法满足大力发展绿色能源和控制碳排放的能量转型需求^[9]。

非补燃型压缩空气储能系统主要包括先进绝热压缩空气储能系统和等温压缩空气储能系统:先进绝热压缩空气储能系统通过回收、储存、利用压缩热,具有效率高、容量大和零碳排放的优势^[10];等温

压缩空气储能系统通过高效换热与温度控制技术,实现空气的近等温压缩和膨胀过程,进而降低能量转换过程中的热损失,但工程中难以实现高效且具有经济效益的等温过程,导致该技术较难应用于大规模储能场景^[11]。因此,先进绝热压缩空气储能系统作为实现长时大规模储能的关键技术路线之一,进入工程应用的快速成长期。

众多国内外学者针对先进绝热压缩空气储能系统的构型设计与优化、综合性能评价、运行特性等方面开展了大量研究^[12]:①通过开展先进绝热压缩空气储能系统的稳态热力学特性分析^[13-15],揭示了关键参数对系统能量转化、运行效率等方面的影响规律,为系统构型设计和参数优化提供理论指导;②通过建立系统的综合效益评价模型^[16-18],从热力学-经济学-环境学角度全面评估了系统的运行特性,为系统的工程应用提供多维度性能评估;③通过研究系统在变工况运行下的运行特性、响应特征以及能量损失机理^[19-21],为系统的工程运行调控提供理论支撑。

先进绝热压缩空气储能系统中的储气装置通常为定容型储气装置(如地下盐穴、人工硐室等),但是定容型储气装置存在一定局限性^[22]:从系统设计角度,压缩机和膨胀机段数设置对系统运行效率具有较大影响^[23],在相同系统结构条件下,不同压比、膨胀比、温度分配策略也会影响压缩机和膨胀机的运行性能,进而影响系统整体运行性能^[24];从系统变

工况运行角度,压缩机背压和膨胀机入口压力受储气装置内压力影响显著,储能功率和储气装置压力远离设计工况点时,压气机和膨胀机效率大幅降低,导致系统效率大幅下降^[25]。为此,德国 Huntorf 和美国 McIntosh 电站均在储气洞穴出口布置节流阀以稳定释能过程膨胀机入口压力^[8],进而使膨胀机始终在设计工况附近运行;压缩空气储能系统中膨胀机采用滑压运行模式,能够充分利用高压空气的压力势能并降低节流损失,提升系统的储能密度^[26],然而膨胀机通常采用定通流设计,因此需要建立相应补气调控策略以稳定滑压运行过程中透平的功率输出。此外,压缩空气储能系统并不完全遵循卡诺循环方向提升系统运行效率,即单一设备的高效运行并一定能实现整体系统的高效运行,而实现能量输入、热压解耦、热压耦合以及能量输出完整运行过程中的压力能与热能精准匹配,是提升系统整体运行性能的关键。

鉴于先进绝热压缩空气储能系统动态运行特性对实现系统高效运行与精确调控的重要性,然而目前对系统内关键运行参数、能量转换过程之间的动态耦合特性研究仍存在不足。为此,本文以提升 350 MW 先进绝热压缩空气储能系统全工况运行效率和储能密度为目标,首先建立系统关键设备的全工况热力学模型,提出基于不同压缩机机组压比分配的运行模式。在获得系统设计工况下性能参数的基础上,在释能过程引入节流-滑压补气运行策略,进一步研究不同运行模式和运行策略下系统关键参数的动态特性,进而揭示系统运行过程中的热压动态耦合机理,最终阐明整体系统的全工况动态运行特性。研究结果可为 350 MW 级先进绝热压缩空气储能系统的设计和运行提供理论支撑。

1 系统描述

先进绝热压缩空气储能系统流程如图 1 所示,主要由压缩机、膨胀机、换热器(冷却器和加热器)、蓄热器、蓄冷器和储气装置组成。其工作过程如下。

(1)在储能过程中,空气被压缩机压缩至高压状态,蓄冷器内的低温蓄热介质进入冷却器吸收高压空气携带的压缩热,升温后的蓄热介质储存于蓄热器中,降温后的高压空气进入储气装置存储。

(2)在释能过程中,储气装置中的高压空气经节流阀降压,被蓄热器内的蓄热介质在加热器中加热后进入膨胀机膨胀做功发电,同时降温后的蓄热介质返回蓄冷器存储。

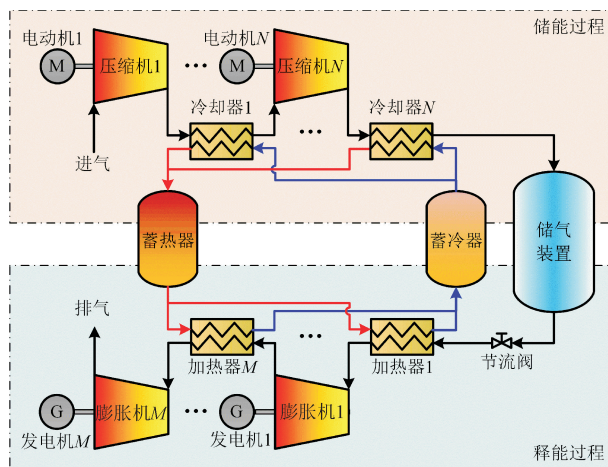


图 1 先进绝热压缩空气储能系统原理示意图

Fig. 1 Schematic of advanced adiabatic compressed air energy storage system

2 全工况系统热力学模型

2.1 压缩机模型

压缩机在运行过程中,压缩机出口压力计算公式如下^[27]

$$p_{c,i,out} = \pi_{c,i} p_{c,i,in} \quad (1)$$

式中: $p_{c,i,in}$ 、 $p_{c,i,out}$ 和 $\pi_{c,i}$ 分别为第 i 段压缩机的进口压力、出口压力和压比;下标 c 代表压缩机。

压缩机等熵效率为^[27]

$$\eta_{c,i} = \frac{h_{c,i,out}^{isen} - h_{c,i,in}}{h_{c,i,out} - h_{c,i,in}} \quad (2)$$

式中: $h_{c,i,in}$ 、 $h_{c,i,out}$ 和 $\eta_{c,i}$ 分别为第 i 段压缩机的入口比焓、出口比焓和等熵效率;上标 $isen$ 表示等熵过程。

当压缩机处于变工况运行时,其压比、流量、效率等运行参数满足如下计算关系式^[6]

$$\pi_{c,i} = \pi_{c,i}/\pi_{c,i,des} = c_1 \dot{G}_{c,i}^2 + c_2 \dot{G}_{c,i} + c_3 \quad (3)$$

$$\dot{\eta}_{c,i} = \eta_{c,i}/\eta_{c,i,des} =$$

$$[1 - c_4 (1 - \dot{n}_{c,i})^2] (\dot{n}_{c,i}/\dot{G}_{c,i}) (2 - \dot{n}_{c,i}/\dot{G}_{c,i}) \quad (4)$$

$$\dot{G}_{c,i} = (G_{c,i} \sqrt{T_{c,i,in}}/p_{c,i,in}) / (G_{c,i} \sqrt{T_{c,i,in}}/p_{c,i,in})_{des} \quad (5)$$

$$\dot{n}_{c,i} = (n_{c,i}/\sqrt{T_{c,i,in}}) / (n_{c,i}/\sqrt{T_{c,i,in}})_{des} \quad (6)$$

$$\begin{cases} c_1 = \dot{n}_{c,i} / [\alpha (1 - \beta/\dot{n}_{c,i}) + \dot{n}_{c,i} (\dot{n}_{c,i} - \beta)^2] \\ c_2 = (\alpha - 2\beta \dot{n}_{c,i}^2) / [\alpha (1 - \beta/\dot{n}_{c,i}) + \dot{n}_{c,i} (\dot{n}_{c,i} - \beta)^2] \\ c_3 = -(\alpha \beta \dot{n}_{c,i} - \beta^2 \dot{n}_{c,i}^3) / [\alpha (1 - \beta/\dot{n}_{c,i}) + \dot{n}_{c,i} (\dot{n}_{c,i} - \beta)^2] \end{cases} \quad (7)$$

式中: $\pi_{c,i}$ 、 $\dot{G}_{c,i}$ 、 $\dot{n}_{c,i}$ 、 $\eta_{c,i}$ 和 $T_{c,i,in}$ 为第 i 段的相对压力、相对折合流量、相对折合转速、相对效率和加温度;下标 des 代表设计工况;针对本文所述的离心式压缩机,取拟合系数 $\alpha = \beta = 1.8^{[6]}$ 。

在一定折合转速下,折合流量过小会导致压缩机发生喘振。本文根据设计折合转速下的喘振裕度计算压缩机喘振点,喘振裕度计算公式为^[28]

$$S_M = \left(\frac{\pi_{c,su}/G_{c,su}}{\pi_{c,des}/G_{c,des}} - 1 \right) \times 100\% \quad (8)$$

式中:下标 su 表示设计折合转速下对应的喘振工况点。本文设计折合转速下的喘振裕度为 18%^[28],其他转速下喘振点的效率为^[29]

$$\eta_{su,i}/\eta_{su} = 1 - a(1 - \dot{n})^2 \quad (9)$$

式中: η_{su} 为设计折合转速下喘振点的效率; $\eta_{su,i}$ 为其他折合转速下喘振点的效率;本文根据实验数据拟合,取 a 为 0.7^[30-31]。

压缩机在运行过程的总消耗功为^[27]

$$W_c = \int_0^{t_{ch}} \dot{W}_c dt = \int_0^{t_{ch}} G_{c,i} \sum_{i=1}^N (h_{c,i,out} - h_{c,i,in}) dt \quad (10)$$

式中: N 为压缩机的总段数。

2.2 膨胀机模型

膨胀机在运行过程中的膨胀比为^[27]

$$\pi_{t,i} = p_{t,i,in}/p_{t,i,out} \quad (11)$$

式中: $\pi_{t,i}$ 、 $p_{t,i,in}$ 和 $p_{t,i,out}$ 分别为第 i 段膨胀机的膨胀比、入口压力和出口压力;下标 t 代表膨胀机。

膨胀机的等熵效率为^[27]

$$\eta_{t,i} = \frac{h_{t,i,in} - h_{t,i,out}}{h_{t,i,in} - h_{t,i,out}^{isen}} \quad (12)$$

式中: $h_{t,i,in}$ 、 $h_{t,i,out}$ 和 $\eta_{t,i}$ 分别为第 i 段膨胀机的入口比焓、出口比焓和等熵效率。

膨胀机在变工况运行过程中,膨胀比、流量、入口温度等参数满足改进后的 Flugel 计算公式^[6]

$$\dot{G}_{t,i} = \frac{G_{t,i}}{G_{t,i,des}} = \sqrt{1.4 - 0.4 \frac{n_{t,i}}{n_{t,i,des}}} \sqrt{\frac{T_{t,i,des,in}}{T_{t,i,in}}} \sqrt{\frac{p_{t,i,in}^2 - p_{t,i,out}^2}{p_{t,i,des,in}^2 - p_{t,i,des,out}^2}} \quad (13)$$

$$\dot{\eta}_{t,i} = \eta_{t,i}/\eta_{t,i,des} = [1 - 0.3(1 - \dot{n}_{t,i})^2](\dot{n}_{t,i}/\dot{G}_{t,i})(2 - \dot{n}_{t,i}/\dot{G}_{t,i}) \quad (14)$$

$$\dot{n}_{t,i} = (n_{t,i}/\sqrt{T_{t,i,in}})/(n_{t,i}/\sqrt{T_{t,i,in}})_{des} \quad (15)$$

$$\dot{G}_{t,i} = (G_{t,i}/\sqrt{T_{t,i,in}}/p_{t,i,in})/(G_{t,i}/\sqrt{T_{t,i,in}}/p_{t,i,in})_{des} \quad (16)$$

式中: $G_{t,i}$ 、 $p_{t,i,in}$ 、 $p_{t,i,out}$ 、 $\eta_{t,i}$ 和 $n_{t,i}$ 分别为第 i 段膨胀机的折合流量、入口压力、出口压力、等熵效率和折合转速。

膨胀机在释能过程的总输出功为^[27]

$$W_t = \int_0^{t_{dch}} \dot{W}_t dt = \int_0^{t_{dch}} G_{t,i} \sum_{i=1}^M (h_{t,i,in} - h_{t,i,out}) dt \quad (17)$$

式中: M 为膨胀机的总段数; t_{dch} 为释能时间。

2.3 储气装置模型

根据能量守恒原理,储气装置的能量计算公式为^[32]

$$\begin{cases} \frac{d(G_{st,in}u)}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum (G_{st,in}h), & \text{储能过程} \\ \frac{d(G_{st,out}u)}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} - \sum (G_{st,out}h), & \text{释能过程} \end{cases} \quad (18)$$

式中: $G_{st,in}$ 和 $G_{st,out}$ 分别为储能过程和释能过程的空气质量流量; t 为时间; u 和 h 为空气比内能和比焓; $\dot{Q}$ 和 $\dot{W}$ 分别为储气装置与外界变换的热量 and 功。

储气装置的质量守恒方程为^[6]

$$\begin{cases} \frac{dG}{dt} = G_{st,in}, & \text{储能过程} \\ \frac{dG}{dt} = -G_{st,out}, & \text{释能过程} \end{cases} \quad (19)$$

2.4 换热器/蓄热器/蓄冷器模型

储能过程中,高压空气(热流体)释放的热量与蓄热介质(冷流体)吸收的热量相等。释能过程中,空气(冷流体)吸收的热量与蓄热介质(热流体)释放的热量相等。因此,换热器传热基本计算关系式如下^[27]

$$\begin{cases} Q_{HEX} = Q_{HEX,hot} = Q_{HEX,cold} \\ Q_{HEX,hot} = G_{hot}(h_{HEX,in,hot} - h_{HEX,out,hot}) \\ Q_{HEX,cold} = G_{cold}(h_{HEX,out,cold} - h_{HEX,in,cold}) \end{cases} \quad (20)$$

式中: Q_{HEX} 为换热器内冷热流体之间的换热量; h 为焓;下标 HEX 表示换热器,hot 和 cold 分别表示流经换热器的热流体和冷流体。

同时,换热器内热量传递满足如下传热方程^[33]

$$Q_{HEX} = U_{HEX} A_{HEX} \Delta T_m \quad (21)$$

式中: U_{HEX} 为换热器总换热系数; A_{HEX} 为换热器的换热面积; ΔT_m 为对数平均换热温差,计算式如下^[33]

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln(\Delta T_{min}/\Delta T_{max})} \quad (22)$$

其中, $\Delta T_{\max}$ 为换热器微元中冷流体和热流体的最大温差, $\Delta T_{\min}$ 为换热器微元中冷流体和热流体的最小温差, 计算公式如下^[33]

$$\Delta T_{\max} = \max[(T_{\text{in,hot}} - T_{\text{out,cold}}), (T_{\text{out,hot}} - T_{\text{in,cold}})] \quad (23)$$

$$\Delta T_{\min} = \min[(T_{\text{in,hot}} - T_{\text{out,cold}}), (T_{\text{out,hot}} - T_{\text{in,cold}})] \quad (24)$$

受限于篇幅, 换热器设计及变工况计算的具体方法参考文献[6]。

2.5 系统性能评价指标

由于系统的输入和输出能量均为电能, 根据焓效率定义^[26], 系统的能量效率与焓效率相等。因此, 本文采用能量效率和蓄热利用率来衡量系统的能量转化利用情况。系统能量效率 η_{EN} 为系统总输出功 $\dot{W}_t$ 与总输入功 $\dot{W}_c$ 的比值, 用于衡量系统的能量转换情况^[34]

$$\eta_{\text{EN}} = \frac{\int_0^{t_{\text{dch}}} \dot{W}_t dt}{\int_0^{t_{\text{ch}}} \dot{W}_c dt} \quad (25)$$

式中: t_{ch} 为储能时间。

系统的蓄热利用率 η_{TH} 为系统中蓄热器在释能阶段释放热量 $\dot{Q}_{\text{TES,dch}}$ 与储能阶段存储热量 $\dot{Q}_{\text{TES,ch}}$ 的比值, 用于衡量系统在运行过程中蓄热器内的热量转换情况^[34]

$$\eta_{\text{TH}} = \frac{\int_0^{t_{\text{dch}}} \dot{Q}_{\text{TES,dch}} dt}{\int_0^{t_{\text{ch}}} \dot{Q}_{\text{TES,ch}} dt} \quad (26)$$

3 结果分析

本文以 350 MW 先进绝热压缩空气储能系统为研究对象, 采用定容型储气装置储存压缩空气。根据储能过程中各段压缩机的压比分配, 可将系统的储能模式分为储能模式 1(各段压缩机的压比均相等)和储能模式 2(除最后一段压缩机处于变压比运行外, 其余各段压缩机压比相等, 且最后一段压缩机入口压力为储气装置最低压力)。系统的基本参数如表 1 所示。

根据表 1 中的设计工况参数, 系统释能过程采用全节流策略, 即第 1 段膨胀机入口压力在释能过程始终等于储气装置最低压力, 储能模式 1 对应的系统能量效率和蓄热利用率分别为 72.37% 和 80.85%, 而储能模式 2 对应的系统能量效率和蓄热利用率分别为 71.72% 和 83.26%。

表 1 系统设计工况参数

Table 1 Basic input design parameters of the proposed system

参数	数值或介质
环境温度/℃	25
环境压力/MPa	0.08
蓄热介质	水
压缩机等熵效率/%	85
膨胀机等熵效率/%	89
换热器节点温差/℃	10
电动机效率/%	99
发电机效率/%	99
储气装置最高压力/MPa	9
储气装置最低压力/MPa	7
压缩机机组段数	3(储能模式 1) 4(储能模式 2)
膨胀机机组段数	3
储能时间/h	8
释能时间/h	5
释能功率/MW	350

3.1 动态运行特性分析

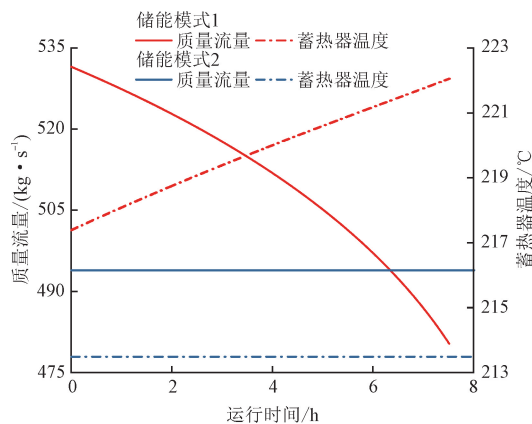
当系统处于动态运行时, 储能过程采取滑压运行策略, 即最后一段压缩机的出口压力随储气装置内空气压力的升高而逐渐升高。当系统工作在储能模式 1, 通过调整压缩机的进口导叶使得第 3 段压缩机背压始终等于储气装置内的空气压力; 当系统工作在储能模式 2, 前 3 段压缩机的压比不发生变化, 通过调整第 4 段压缩机的转速使该段压缩机背压与储气装置内空气压力相等。

在系统的释能过程中, 本文以储能过程储存的空气完全释放作为释能过程的结束条件, 并采用节流-滑压补气运行策略。通过在储气装置出口设置节流阀, 当系统运行在节流策略下, 维持进入膨胀机的空气压力保持恒定; 当系统进入滑压补气策略, 随着释能过程的进行, 储气装置内空气压力逐渐降低, 即第 1 段膨胀机入口压力逐渐降低, 导致膨胀机的膨胀比逐渐降低。为实现压缩空气储能系统处于满负荷运行状态, 采用旁通配气方案, 补气至膨胀机下游通流级, 增大膨胀机进气量, 确保膨胀机在释能过程始终实现满发。根据膨胀机的压比分配方式, 释能过程同样分为两种运行模式: 释能模式 1, 膨胀机在节流策略和滑压补气策略下的膨胀比始终相等, 即膨胀机始终为等膨胀比运行; 释能模式 2, 膨胀机

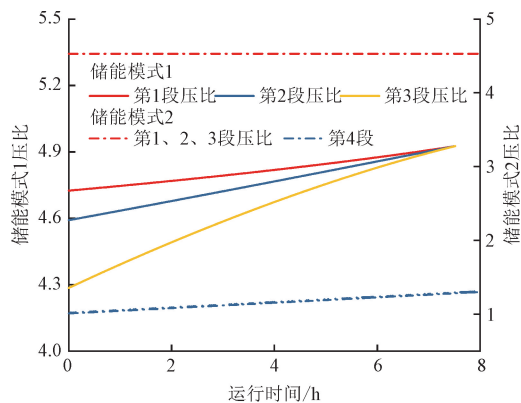
在节流策略下为等膨胀比运行,在滑压补气策略下第 1 段膨胀机为变膨胀比运行,第 2 段和第 3 段膨胀机仍保持等膨胀比运行,且膨胀比与节流模式一致。

3.1.1 储能过程

图 2 为储能过程中压缩机流量、压比和功率的动态变化特性。从图 2(a)中可以看出,系统工作在储能模式 1 下,压缩机的流量随储能时间的增加而逐渐减小。这是因为,随着储能过程的进行,储气装置内的空气压力逐渐升高,导致最后一段压缩机的背压逐渐升高,根据压缩机的流量特性曲线可知,压缩机的流量随压比增大而逐渐降低。从图 2(b)中可以看出,压缩机各段压比随储能过程的进行而逐渐升高,因此如图 2(a)所示,系统蓄热温度随储能过程的进行而逐渐升高。此外,压缩机内各段压比随着压缩机段数的升高而逐渐减小。这是因为,各段压缩机的空气质量流量相等,由于各段压缩机入口压力随压缩机段数增加而增加,因此压缩机入口压力减小值随压缩机段数增加而增大,导致相对折合流量随压缩机段数增加而增加,所以压缩机压比随段数增加而逐渐降低。



(a) 质量流量和蓄热器温度



(b) 压比

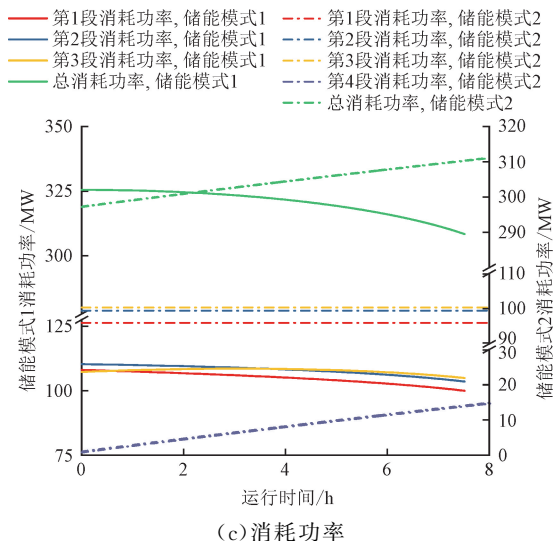


图 2 系统储能过程动态运行特征

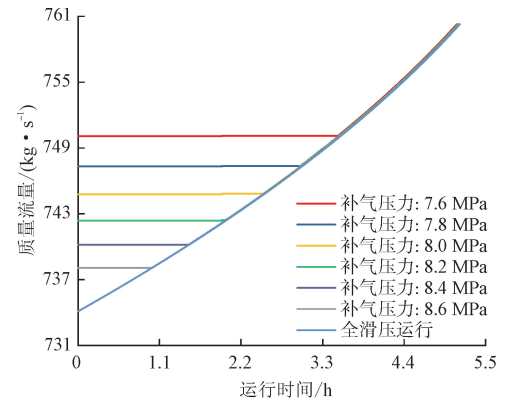
Fig. 2 Dynamic characteristic of the system during charging process

压缩机总功率受压缩机压比、质量流量和效率的综合影响。当系统运行在储能模式 1 时,压缩机流量对压缩机功率变化占主导作用,因此压缩机消耗功率随储能过程进行而逐渐降低,且压缩机流量均大于设计工况下的压缩机流量,导致系统在储能模式 1 下的储能时间低于 8 h。当系统运行在储能模式 2 时,压缩机流量和前 3 段压缩机的压比均保持恒定;因此前 3 段压缩机的消耗功率随储能过程的进行保持恒定;随着储气装置内空气压力的升高,第 4 段压缩机的压比逐渐升高,因此第 4 段压缩机的消耗功率逐渐升高,进而导致压缩机机组的消耗功率随储能过程的进行而逐渐升高。

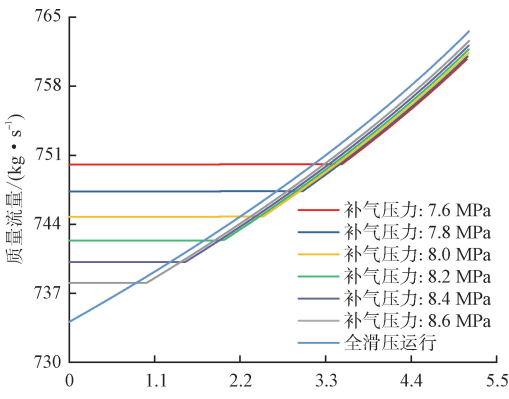
3.1.2 释能过程

图 3 为不同释能模式下膨胀机质量流量的变化规律。当储气装置内空气压力大于补气压力时,系统在节流策略下运行,即进入各段膨胀机的质量流量保持恒定,随着释能过程的进行,储气装置内空气压力逐渐降低。当储气装置内空气压力小于等于对应补气点压力时,系统进入滑压补气运行策略,即第 1 段膨胀机入口压力逐渐降低,导致膨胀机的膨胀比逐渐降低,由膨胀机特性曲线可知,需要提升进入膨胀机的空气质量流量,以实现膨胀机机组处于满负荷运行状态,因此膨胀机进气流量随释能过程的进行而逐渐升高。以释能模式 1 中补气压力 8.0 MPa 为例,当储气装置压力高于 8.0 MPa,即膨胀机为节流运行策略,对应在储能模式 1 和储能模式 2 下的膨胀机进气质量流量分别为 744.81 kg/s 和 758.56 kg/s;当储气装置压力低于 8.0 MPa,系统进入滑压补气

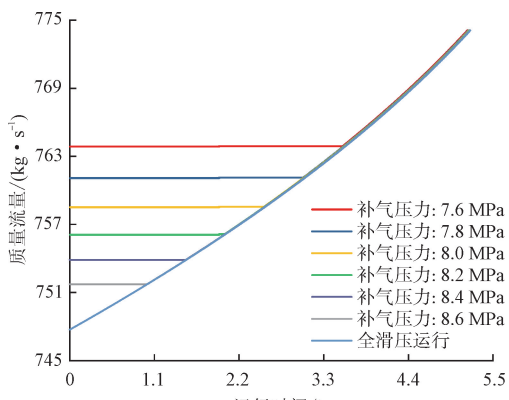
运行策略,逐步开启补气阀门,储能模式 1 和储能模式 2 对应的进气量分别逐渐增大至 760.29 kg/s 和 774.08 kg/s。从图 2(a)中可知,系统在储能模式 1 下的蓄热温度要高于储能模式 2 下的蓄热温度,因此储能模式 1 对应的释能过程膨胀机质量流量要低于储能模式 2 对应的质量流量。此外,随着补气压力的升高,系统释能过程的气耗率逐渐降低,满发释能时间随补气点压力的升高而逐渐升高,且膨胀机在动态释能过程中气耗率低于在设计工况下的气耗率。因此,在相同储气质量的条件下,系统在动态过程的释能时间要高于设计工况下的释能时间。



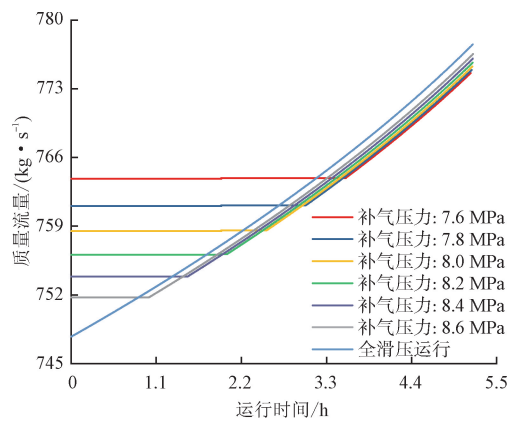
(a) 储能模式 1-释能模式 1



(b) 储能模式 1-释能模式 2



(c) 储能模式 2-释能模式 1

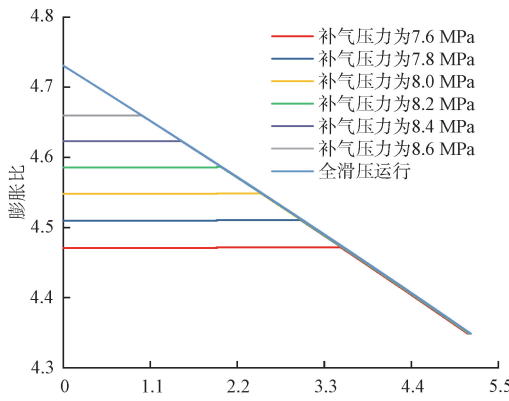


(d) 储能模式 2-释能模式 2

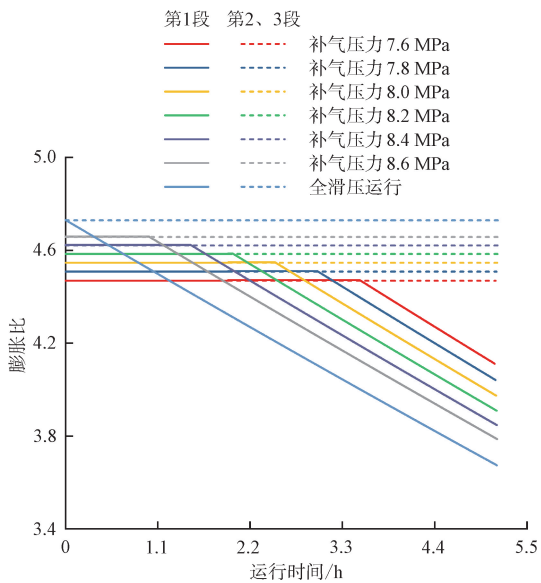
图 3 不同运行模式下系统释能过程空气质量流量的变化规律

Fig. 3 Dynamic characteristic of the air flow rate of the system during discharging process

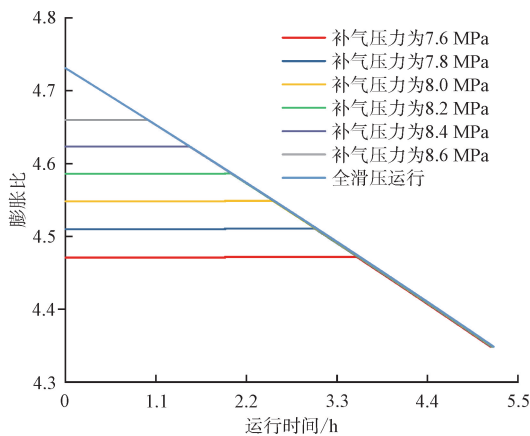
图 4 为不同释能模式下膨胀机膨胀比的变化规律。系统在节流策略下各段膨胀机的膨胀比保持恒定,且膨胀机的膨胀比随节流点压力升高而增大。当系统运行在滑压补气策略下,由于储气装置内空气压力逐渐降低,因此膨胀机的膨胀比随释能过程的进行而逐渐降低。随着补气点压力升高,储气装置内空气压力越容易达到对应点压力,因此系统运行在节流策略下的时间逐渐降低。当系统在释能模式 2 下运行,随着补气点压力的升高,膨胀机的膨胀比逐渐降低。这主要是因为,第 2 段膨胀机和第 3 段膨胀机的膨胀比在释能模式 2 下保持恒定,随着储气装置内高压空气压力降低,第 1 段膨胀机的入口压力逐渐降低,进而导致第 1 段膨胀机膨胀比随补气点压力升高而逐渐降低,且第 2 段和第 3 段膨胀机的膨胀比在释能模式 2 下要高于释能模式 1。



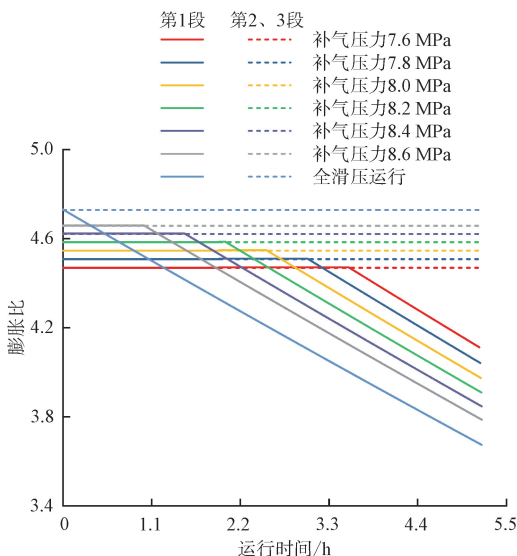
(a) 储能模式 1-释能模式 1



(b) 储能模式 1-释能模式 2



(c) 储能模式 2-释能模式 1

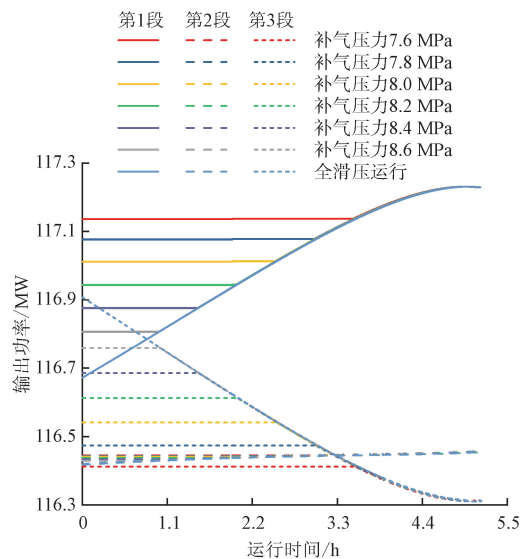


(d) 储能模式 2-释能模式 2

图 4 不同运行模式下系统释能过程膨胀比的变化规律

Fig. 4 Dynamic characteristic of the expansion ratio of the system during discharging process

图 5 为不同运行模式下各段膨胀机输出功率的变化规律。各段膨胀机输出功率之和始终为 350 MW, 以维持系统在释能过程中维持满发输出功率, 膨胀机总输出功率受质量流量、膨胀比和效率的综合作用。从图 5 中可以看出, 系统运行在节流策略时, 膨胀机的入口压力和各段膨胀比保持恒定, 因此膨胀机各段输出功率保持恒定。当系统运行在滑压补气策略下, 膨胀机的膨胀比逐渐降低, 而为实现膨胀机的满负荷运行, 膨胀机的质量流量需要逐渐升高。系统运行在释能模式 1, 由于 3 段膨胀机的膨胀比均逐渐降低, 而膨胀机空气质量流量逐渐升高。根据膨胀机特性, 第 1 段膨胀机入口压力较大导致质量流量较大, 因此第 1 段膨胀机的输出功率逐渐升高。随着入口压力的降低, 第 1 段膨胀机的空气流量和膨胀比距设计点较大, 导致第 1 段膨胀机输出功率逐渐降低。对于第 2 段膨胀机, 空气质量流量为功率变化主要因素, 因此第 2 段膨胀机输出功率逐渐升高。由于膨胀机折合流量对第 3 段膨胀机影响最大, 因此导致第 3 段膨胀机输出功率随膨胀比降低而大幅降低, 直至空气流量的大幅升高后, 第 3 段膨胀机的输出功率随释能时间而逐渐升高。当系统运行在释能模式 2 下, 由于第 1 段膨胀机空气流量的增加幅度小于膨胀比的降低幅度, 因此第 1 段膨胀机的输出功率随释能过程的进行而逐渐降低。由于第 2 段膨胀机和第 3 段膨胀机的膨胀比保持恒定, 而空气流量逐渐升高, 因此第 2 段膨胀机和第 3 段膨胀机的输出功率均逐渐升高。



(a) 储能模式 1-释能模式 1

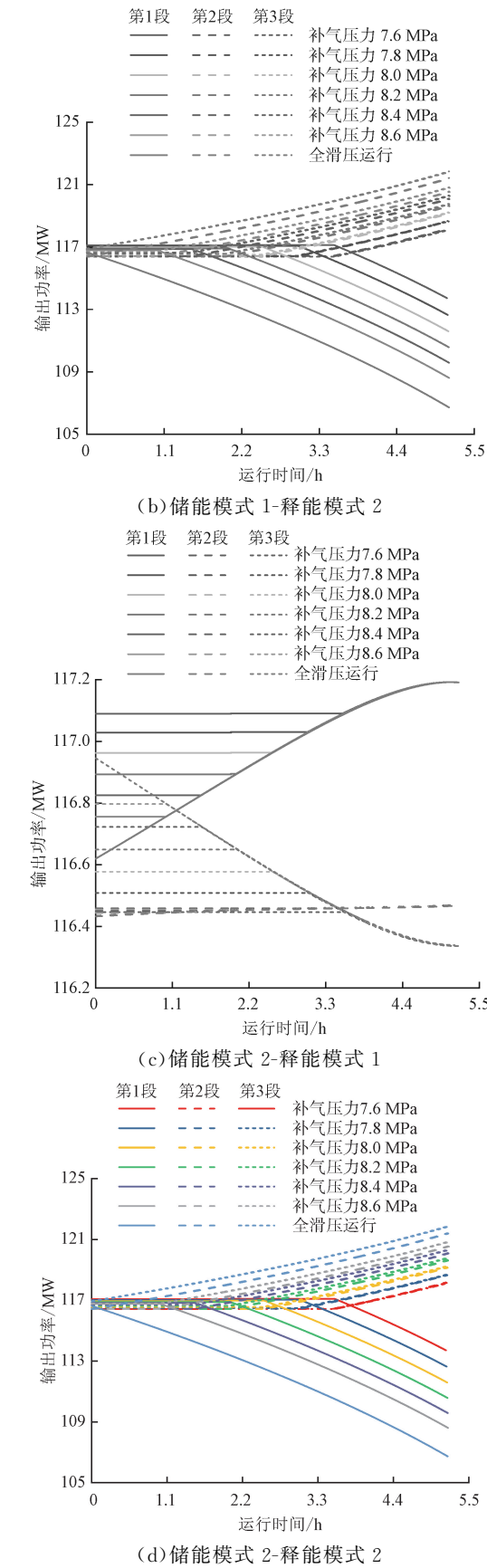


图 5 不同运行模式下系统释能过程输出功率的变化规律
Fig. 5 Dynamic characteristic of the output power of the system during discharging process

3.2 不同运行模式对比

图 6 为不同运行模式下系统能量效率的变化规律。从图 6(a)中可以看出,随着补气压力的升高,系统的能量效率均逐渐升高,图 6(b)表明系统蓄热利用率在释能模式 2 下大于释能模式 1 的蓄热利用率。由于系统在储能模式 1 下的蓄热温度高于储能模式 2 下的蓄热温度,因此在相同释能模式下,储能模式 1 对应的蓄热利用率要低于储能模式 2 对应的蓄热利用率。

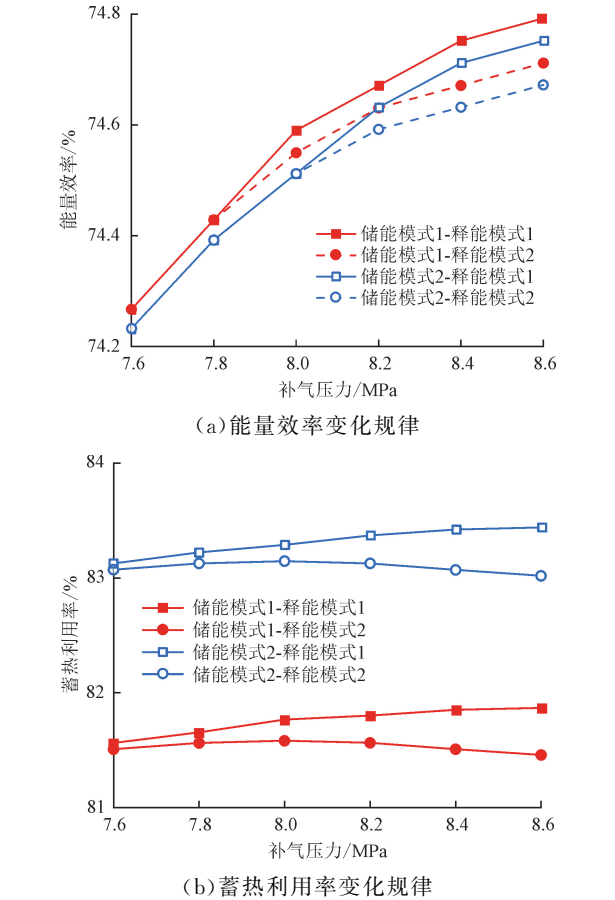


图 6 不同运行模式下系统性能指标的变化规律
Fig. 6 Variation curve of system performance indicators during the operation process

表 2 节流模式下系统动态运行性能指标
Table 2 Dynamic system performance indicators under throttling operation strategy

系统性能指标	储能模式 1	储能模式 2
能量效率/%	73.42	73.39
蓄热利用率/%	81.00	82.56

通过对比图 6 和表 2 可知,在相同运行工况下,采用节流-滑压补气运行策略获得的系统性能指标均高于采用全节流运行策略的性能指标。因此,根据压缩空气储能系统储气装置的运行特性,采用节

流-滑压补气运行策略可降低节流损失,提升单位质量工质的膨胀能力,进而提高系统的整体运行性能。对比图 6 和表 3 可知,在释能模式 1 下,系统在全滑压补气运行策略对应的效率高于全部节流-滑压补气运行策略对应的效率,而在释能模式 2 下,全滑压补气运行策略对应的效率低于节流-滑压补气运行策略中最高补气点压力对应的效率。这是因为,随着储气装置压力降低,进入膨胀机空气质量流量增大,同时膨胀机整体膨胀比逐渐降低,然而系统在释能模式 2 下的节流-滑压补气最高补气点对应的膨胀比高于全滑压对应的膨胀比。因此,系统在全滑压运行对应的蓄热利用率低于节流-滑压补气最高补气点对应的蓄热利用率,导致系统在全滑压运行策略对应的能量效率低于节流-滑压补气最高补气点对应的系统能量效率。当膨胀机在全滑压运行策略下的进气流量大幅变化,为膨胀机机组流通面积的设计选型带来挑战。

表 3 全滑压模式下系统动态运行性能指标
Table 3 Dynamic system performance indicators under completed sliding-pressure operation strategy

系统性能指标	储能模式 1		储能模式 2	
	释能 模式 1	释能 模式 2	释能 模式 1	释能 模式 2
能量效率/%	73.34	73.18	73.28	73.11
蓄热利用率/%	80.26	79.62	81.78	81.11

4 结 论

先进绝热压缩空气储能系统是一种高效长时的大规模物理储能技术,为平衡高比例可再生能源电力系统中的源-荷侧间的不稳定性,需要系统同时具备能量高效存储转换与优异的动态运行性能。为此,本文通过建立储能系统完整的全工况热力学模型,以 350 MW 先进绝热压缩空气储能系统为研究对象,探究了系统在不同运行模式和运行策略下关键热力参量的动态运行特性,得到的主要结论如下。

(1)在全节流运行策略下,基于系统设计工况的储能模式 1 和储能模式 2 能量效率分别为 72.37% 和 71.72%。在动态运行过程中,由于压缩机在储能过程的变压比滑压运行可节省机组耗功,因此两种储能模式下的系统能量效率分别提升至 73.42% 和 73.39%。

(2)系统在储能模式 1 下运行时,压缩机内后段压比、消耗功率等受背压变化影响较前段更大;系统运行在释能模式 1 下,受入口折合流量影响,膨胀机

后段膨胀比、输出功率较前段变化更大。

(3)在节流-滑压补气运行策略下,系统在滑压过程需要对膨胀机补气以实现系统满负荷运行,且滑压补气运行时间随着补气点压力的升高而逐渐提前,系统运行时间随补气点压力升高而逐渐增长。

(4)滑压补气运行策略能够降低高压空气节流损失并提升高压空气单位质量做功能力,因此系统的性能指标在节流-滑压补气运行策略均高于全节流运行策略,且与全节流运行策略相比,系统的理论能量效率最高可提升 1.43%。

参考文献:

[1] 李政,李伟起,张忠伟,等. “双碳”目标下我国电力系统灵活性资源发展策略研究 [J]. 中国工程科学, 2024, 26(4): 108-120.
LI Zheng, LI Weiqi, ZHANG Zhongwei, et al. Development strategy of flexible resources in China's power system under the carbon peaking and carbon neutrality goals [J]. Strategic Study of CAE, 2024, 26(4): 108-120.

[2] KERSCHBAUM A, TRENTMANN L, HANEL A, et al. Methods for analysing renewable energy potentials in energy system modelling: a review [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2025, 215: 115559.

[3] GHANBARZADEH T, HABIBI D, AZIZ A. Addressing reliability challenges in generation capacity planning under high penetration of renewable energy resources and storage solutions: a review [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2025, 212: 115461.

[4] 武书弘,邹瀚森,姚尔人,等. 压缩空气储能储气装置充气过程的动态热力特性研究 [J]. 西安交通大学学报, 2025, 59(2): 41-49.
WU Shuhong, ZOU Hansen, YAO Erren, et al. Thermodynamic characteristics of air storage device during charging process [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2025, 59(2): 41-49.

[5] LIS P, MILEWSKI J, RYŚ P, et al. A fluid flow machine unit for a small-scale compressed gas energy storage system-literature review [J]. Applied Energy, 2025, 383: 125312.

[6] YAO Erren, ZHONG Like, ZHANG Shuqi, et al. Off-design performance evaluation of a combined heating and power system based on compressed air and thermochemical energy storage under optimized operation strategy [J]. Journal of Energy Storage, 2025, 130: 117485.

[7] ROOS P, HASELBACHER A. Analytical modeling

- of advanced adiabatic compressed air energy storage: literature review and new models [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2022, 163: 112464.
- [8] BUDT M, WOLF D, SPAN R, et al. A review on compressed air energy storage: basic principles, past milestones and recent developments [J]. *Applied Energy*, 2016, 170: 250-268.
- [9] 张志平. 面向绝热压缩空气储能的填充床相变储热换热器优化研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2024.
- [10] SHAHZAD S, ABBASI M A, SHAHID M B, et al. Unlocking the potential of long-duration energy storage: pathways to net-zero emissions through global innovation and collaboration [J]. *Journal of Energy Storage*, 2024, 97(Part A): 112904.
- [11] JANKOWSKI M, PALAC A, SORNEK K, et al. Status and development perspectives of the compressed air energy storage (CAES) technologies: a literature review [J]. *Energies*, 2024, 17(9): 2064.
- [12] MERSCH M, SAPIN P, OLYMPIOS A V, et al. A unified framework for the thermo-economic optimisation of compressed-air energy storage systems with solid and liquid thermal stores [J]. *Energy Conversion and Management*, 2023, 287: 117061.
- [13] HANÇER GÜLERYÜZ E, ÖZEN D N. Advanced exergy and exergo-economic analyses of an advanced adiabatic compressed air energy storage system [J]. *Journal of Energy Storage*, 2022, 55, Part D: 105845.
- [14] ZARNOUSH M, GOLAKI P P, SOLTANI M, et al. Comparative evaluation of advanced adiabatic compressed gas energy storage systems [J]. *Journal of Energy Storage*, 2023, 73(Part A): 108831.
- [15] GRAZZINI G, MILAZZO A. Thermodynamic analysis of CAES/TES systems for renewable energy plants [J]. *Renewable Energy*, 2008, 33(9): 1998-2006.
- [16] YU Haoshui, ENGELKEMIER S, GENÇER E. Process improvements and multi-objective optimization of compressed air energy storage (CAES) system [J]. *Journal of Cleaner Production*, 2022, 335: 130081.
- [17] HONG Wenjing, CHEN Longxiang. Thermo-economic multi-objective optimization of adiabatic compressed air energy storage (A-CAES) system [C]//Proceedings of the 2018 International Conference on Computing and Artificial Intelligence. New York, NY, USA: Association for Computing Machinery, 2018: 132-138.
- [18] CHEUNG B C, CARRIVEAU R, TING D S K. Multi-objective optimization of an underwater compressed air energy storage system using genetic algorithm [J]. *Energy*, 2014, 74: 396-404.
- [19] MUCCI S, BISCHI A, BRIOLA S, et al. Small-scale adiabatic compressed air energy storage: control strategy analysis via dynamic modelling [J]. *Energy Conversion and Management*, 2021, 243: 114358.
- [20] XIERong, LIU Weihuang, CHEN Muyan, et al. A robust operation method with advanced adiabatic compressed air energy storage for integrated energy system under failure conditions [J]. *Machines*, 2022, 10(1): 51.
- [21] CHEN Longxiang, ZHANG Liugan, GUO Weikang, et al. Dynamic analysis of an adiabatic compressed air energy storage system with temperature-regulated in air tanks [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2024, 206: 114862.
- [22] 肖旻逾, 杨承, 肖润珂, 等. 非稳定电源驱动的恒压绝热压缩空气储能系统设计 [J]. *中国电机工程学报*, 2023, 43(6): 2168-2178.
- XIAO Minyu, YANG Cheng, XIAO Runke, et al. Design on isobaric adiabatic compressed air energy storage system for unstable input at power source-side [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2023, 43(6): 2168-2178.
- [23] 李雪梅, 杨科, 张远. AA-CAES 压缩膨胀系统的运行级数优化 [J]. *工程热物理学报*, 2013, 34(9): 1649-1653.
- LI Xuemei, YANG Ke, ZHANG Yuan. Optimization design of compression and expansion stages in advanced adiabatic compressed air energy storage system [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2013, 34(9): 1649-1653.
- [24] HARTMANN N, VÖHRINGER O, KRUCK C, et al. Simulation and analysis of different adiabatic compressed air energy storage plant configurations [J]. *Applied Energy*, 2012, 93: 541-548.
- [25] ZHAO Pan, GAO Lin, WANG Jiangfeng, et al. Energy efficiency analysis and off-design analysis of two different discharge modes for compressed air energy storage system using axial turbines [J]. *Renewable Energy*, 2016, 85: 1164-1177.
- [26] HAN Zhonghe, GUO Senchuang. Investigation of operation strategy of combined cooling, heating and power(CCHP) system based on advanced adiabatic compressed air energy storage [J]. *Energy*, 2018, 160: 290-308.
- [27] YAOErren, ZHONG Like, ZHANG Yuan, et al. Comprehensive performance exploration of a novel pumped-hydro based compressed air energy storage system with high energy storage density [J]. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 2022, 14(6): 064102.

(下转第 34 页)

- 42(2): 84-94.
- [27] 汤晨阳, 徐相明, 张乐, 等. 1961—2020 年上海市奉贤区气温特征及影响 [J]. 现代农业科技, 2022(19): 167-170.
- TANG Chenyang, XU Xiangming, ZHANG Le, et al. Characteristics of temperature and its effects in Fengxian district, Shanghai city from 1961 to 2020 [J]. Modern Agricultural Science and Technology, 2022 (19): 167-170.
- [28] 李振, 高智溥. 北方冬季供暖技术的评价与选择 [J]. 中国煤炭, 2018, 44(12): 135-140.
- LI Zhen, GAO Zhipu. Evaluation and selection of supply heating methods in northern winter [J]. China Coal, 2018, 44(12): 135-140.
- [29] 王春兰, 许诚, 徐钢, 等. 京津冀地区天然气和热泵替代燃煤供暖研究 [J]. 中国环境科学, 2017, 37(11): 4363-4370.
- WANG Chunlan, XU Cheng, XU Gang, et al. Studies on replacing coal with natural gas and heat pump for heating in Jing-Jin-Ji region [J]. China Environmental Science, 2017, 37(11): 4363-4370.
- [30] 韩星, 陈秋火. 基于运行数据的上海市办公建筑集中供暖经济性分析 [J]. 暖通空调, 2014, 44(1): 70-72.
- HAN Xing, CHEN Qiuhuo. Economic analysis of central heating based on operating data of office buildings in Shanghai [J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2014, 44(1): 70-72.
- (编辑 武红江)
-
- (上接第 11 页)
- [28] 王仲奇, 秦仁. 透平机械原理 [M]. 2 版. 北京: 机械工业出版社, 1988.
- [29] 张娜, 林汝谋, 蔡睿贤. 压气机特性通用数学表达式 [J]. 工程热物理学报, 1996, 17(1): 21-24.
- ZHANG Na, LIN Rumou, CAI Ruixian. General formulas for axial compressor performance estimation [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1996, 17(1): 21-24.
- [30] GHORBANIAN K, GHOLAMREZAEI M. An artificial neural network approach to compressor performance prediction [J]. Applied Energy, 2009, 86(7/8): 1210-1221.
- [31] HAGLIND F, ELMGAARD B. Methodologies for predicting the part-load performance of aero-derivative gas turbines [J]. Energy, 2009, 34(10): 1484-1492.
- [32] STRUCHTRUP H. Thermodynamics and energy conversion [M]. 2nd ed. Cham, Germany: Springer International Publishing, 2024.
- [33] YAO Erren, WANG Huanran, WANG Ligang, et al. Thermo-economic optimization of a combined cooling, heating and power system based on small-scale compressed air energy storage [J]. Energy Conversion and Management, 2016, 118: 377-386.
- [34] 马凌, 王宁, 周祖旭, 等. 压缩空气储能膨胀阶段模型构建及动态运行特性研究 [J]. 电站系统工程, 2025, 41(1): 4-9.
- MA Ling, WANG Ning, ZHOU Zuxu, et al. Modeling and dynamic characteristics study of discharge process in compressed air energy storage system [J]. Power System Engineering, 2025, 41(1): 4-9.
- (编辑 杜秀杰)