

含水层压缩空气储能系统跨尺度动态模拟

秦承梁¹, 陈伟^{1*}, 郑志美², 谢宁宁², 张学林³, 薛小代³

(1. 青岛科技大学 机电工程学院, 山东 青岛 266061; 2. 中国长江三峡集团有限公司 科学技术研究院, 北京 101100;
3. 清华大学 电机工程与应用电子技术系, 北京 100084)

摘要: 含水层压缩空气储能 (CAESA) 作为大规模储能技术的重要方向, 近年来在能源转型和“双碳”目标背景下受到高度关注。本研究针对含水层背斜结构, 利用 CMG 软件实现了含水层压缩空气循环注采过程的瞬态模拟。基于 Matlab/Simulink 仿真平台进行数据交互和仿真运算。在设计工况下, 模拟了循环注采过程中井底压力演化规律, 实现地面热工系统动态运行工况与地下含水层注采过程时实演化过程的耦合。仿真分析了压缩和膨胀过程中各级压缩机和汽轮机的关键状态参数、绝热效率和输入功率的响应特性。结果表明: 设计工况下压缩过程各级压缩机出口密度、温度、压力、功耗、绝热效率以及高温导热油的出口温度、质量流量均呈现上升趋势。空气经三级膨胀后, 压力由 2.087 MPa 降至常压, 密度从 19.09 kg/m³ 降至 0.904 kg/m³。因压比逐级减小, 汽轮机做功递减, 出口温度依次升高。绝热效率恒为 0.8 时, 功耗关系为 $W_{HT} > W_{MT} > W_{LT}$; 导热油质量流量与温度随膨胀换热先升后降。整个系统模拟运行平稳, 设计工况下的储能效率达到了 62.77%。

关键词: 含水层; 压缩空气储能; 储能效率; 动态仿真

中图分类号: TK02 文献标志码: A 文章编号: 1002-4026(2026)04-0044-13

开放科学 (资源服务) 标志码 (OSID):



Cross-scale dynamic simulation of aquifer-based compressed air energy storage systems

QIN Chengliang¹, CHEN Wei^{1*}, ZHENG Zhimei², XIE Ningning²,
ZHANG Xuelin³, XUE Xiaodai³

(1. College of Electromechanical Engineering, Qingdao University of Science & Technology, Qingdao 266061, China;
2. Institute of Science and Technology, China Three Gorges Corporation, Beijing 101100, China;
3. Department of Electrical Engineering and Applied Electronics, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: Compressed-air energy storage in aquifers (CAESA) has garnered considerable attention as a crucial large-scale energy storage technology in recent years, under the context of global energy transition and the “dual-carbon” goals. This

收稿日期: 2025-09-12 修回日期: 2025-11-18

基金项目: 三峡科研院项目 (202103404)

作者简介: 秦承梁 (2001—), 男, 硕士研究生, 研究方向为压缩空气储能。E-mail: qinchengliang2001@163.com

* 通信作者, 陈伟, 男, 副教授, 研究方向为新能源利用技术与传热传质物性测试研究。E-mail: cw_19344616@aliyun.com

study proposes an underground CAESA system and presents a transient simulation of the cyclic injection and extraction of compressed air within an anticlinal aquifer structure, conducted using CMG software. Data interaction and calculations were performed using a Matlab/Simulink platform. Under the design operating conditions, the evolution of bottom-hole pressure throughout the cyclic injection and extraction processes was simulated, effectively achieving coupling between dynamic operation conditions of the surface thermal system and the real-time evolution of underground aquifer injection and production. The simulation analyzed the response characteristics of key state parameters, adiabatic efficiency, and input power at each stage of the compressors and turbines during compression and expansion. The results indicate that, under the design conditions, the outlet density, temperature, pressure, power consumption, and adiabatic efficiency of each compressor stage during the compression process, as well as the outlet temperature and mass flow rate of the high-temperature heat transfer oil, exhibit an upward trend. After three-stage expansion, the air pressure decreases from 2.087 MPa to atmospheric pressure and the air density drops from 19.09 to 0.904 kg/m³. Owing to the progressively decreasing expansion ratio, the work output of the turbine stages diminishes, resulting in sequentially increasing outlet temperatures. When the adiabatic efficiency remains constant at 0.8, the power consumption follows the order $W_{HT} > W_{MT} > W_{LT}$; the mass flow rate and temperature of the heat transfer oil increase first and then decrease as heat exchange occurs during the expansion process. The above-ground and underground components of the entire system operate smoothly, and the energy storage efficiency under the design conditions reaches 62.77%.

Key words : aquifers; compressed air energy storage; energy storage efficiency; dynamic simulation

全球气候变暖是当前人类面临的最为紧迫的环境问题之一,CO₂是导致全球气候变暖的温室气体之一,煤和石油等化石燃料的广泛应用导致大量的CO₂排放到大气中,而减少碳排放是应对这一问题的关键^[1-4]。随着全球气候变暖问题的出现,为减少化石能源的使用,可再生能源得到了迅速发展,越来越多的关注点集中到储能技术上^[5-6],太阳能、风能等技术带来技术革新的同时,自身的不稳定性、间歇性等问题日益突出,弃风弃光问题日益严重,此时储能技术的出现使可再生能源大规模接入电网,能够实现电网的削峰填谷^[7-8],是能源领域的重要组成部分,对于推动能源转型、实现可持续发展具有重要意义。压缩空气储能作为新型大规模储能技术,具有规模大、效率高、成本低、安全环保等优点,被认为是最具发展潜力的大规模储能技术之一^[9-10],其独特的优势可以和抽水蓄能形成互补。利用地下深部空间进行大规模储能是储能的主要方法之一^[11]。含水层相较于其他地下储气库,具有分布广、造价低、储气空间大的优点,并且更适合于季节性压缩空气储能^[12]。因此地下含水层压缩空气储能以其独特的技术优势逐渐受到关注。

含水层压缩空气储能的基础原理是通过在能源过剩时压缩空气并注入地下含水层,待需要时再释放空气驱动涡轮发电,从而实现能量存储与释放,该技术不仅可以有效利用地下自然资源,还有助于提升能源的综合利用效率^[13]。含水层是地球上广泛存在的一种地下储层,其天然的封闭性和稳定性使其成为理想的空气储存介质。相比传统的压缩空气储能系统,地下含水层具有很高的储存容量以及对环境影响很低,并能够在较大范围内进行空气存储^[14]。Li等^[15]使用T2Well/EOS3研究了含水层跨季节压缩空气储能全循环模拟,进一步证实了CAESA的可行性。Li等^[16]建立了含水层压缩二氧化碳储能的数值模型,并且做了系统的模拟。Guo等^[17]通过T2Well/EOS3模拟器,将含水层热能存储(ATES)与含水层压缩空气储能(CAESA)相结合,探索不同的注入空气温度如何影响整体能量回收效率,结果表明80℃时注入空气温度的总储能比40℃时的基本模型方案高约10%。储层边界的渗透率可能对系统性能产生重大影响,ATES和CAESA的结合有助于保持储能的高效率,从而提高CAESA系统的效率。Sun等^[18]通过建立圆顶形含水层和水平含水层模型,利用数值模拟研究了穹顶形和水平含水层的CAES特征。

针对含水层作为储气库进行压缩空气储能的研究已取得初步进展,目前大多数学者只是针对地下部分单方面的研究,对于地下循环注采与地上部分压缩膨胀过程的耦合研究还比较少。本研究实现了地下储气库循环注采过程与地面压缩空气储能设备的跨尺度联合仿真模拟,实现了循环注采过程地质参数与地面压缩空气设备运行工况参数的动态耦合。基于跨尺度仿真研究,发现了循环注采过程中含水层注采井井底

压力趋于周期性稳定的特性。基于稳定后的注采井井底压力周期性变化特性,耦合研究了压缩空气储能系统地面设备动态运行特性,获得了单个储释周期内含水层压缩空气储能系统的关键能流参数和储能效率。

1 系统描述

图 1 显示的是压缩空气储能系统的原理图。整个储能过程包括压缩注气过程和采气膨胀过程。压缩注气过程主要由电动机(M)、低级压缩机(LC)、中压压缩机(MC)、高压压缩机(HC)、低压换热器(LX)、中压换热器(MX)、高压换热器(HC)、冷油罐(COT)、热油罐(HOT)和地下含水层储气库组成。该过程采用三级压缩,级间冷却方式运行。空气依次经过 LC、MC、HC,被逐级压缩。其间,压缩机运转过程不能将机械功单一转化效率 100%,导致机械功一部分转化为压力势能,一部分转化为热能。最后,前者以高压空气形式存储到地下含水层,后者以导热油形式储存到 HOT。采气膨胀过程主要由高压汽轮机(HT)、中压汽轮机(MT)、低压汽轮机(LT)、高压再生器(HR)、中压再生器(MR)、低压再生器(LR)、发电机(G)、地下含水层储气库、HOT 和 COT 组成。来自储气库的高压气体依次经过 HT、MT、LT 被逐级膨胀。其间,汽轮机运转产生的动力驱动发电机发电。依次离开 HT、MT、LT 的空气,逐级经过 HR、MR、LR 与来自 HOT 中的导热油进行换热。最后,压力势能和热能在膨胀过程中转化为电能输送到电网,导热油存储到 COT 中。

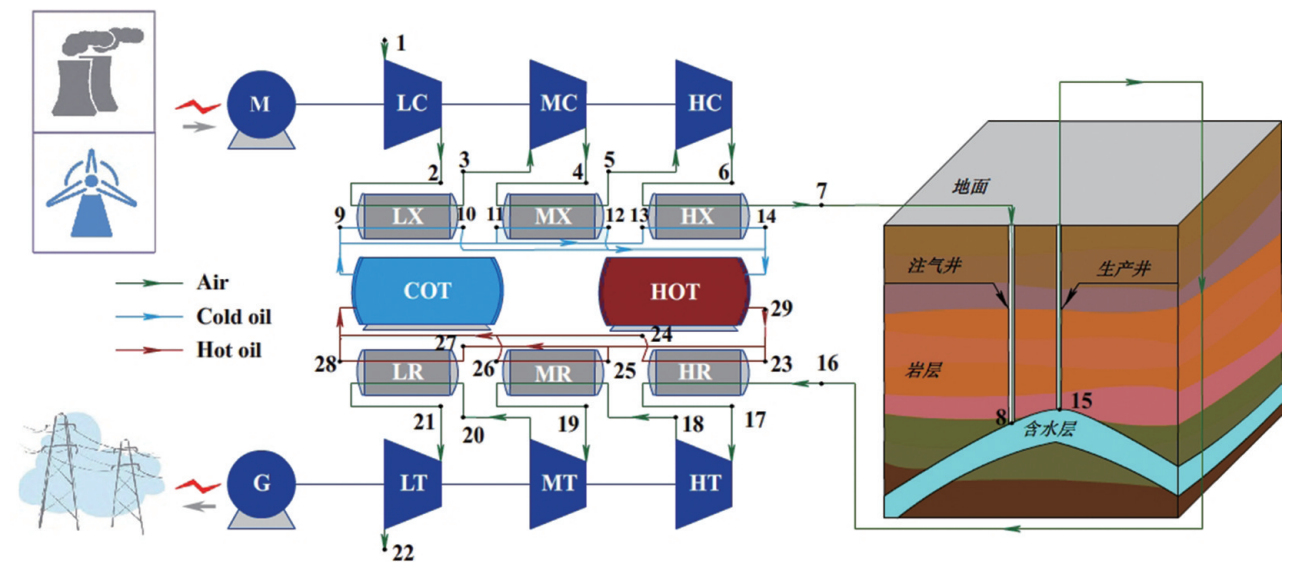
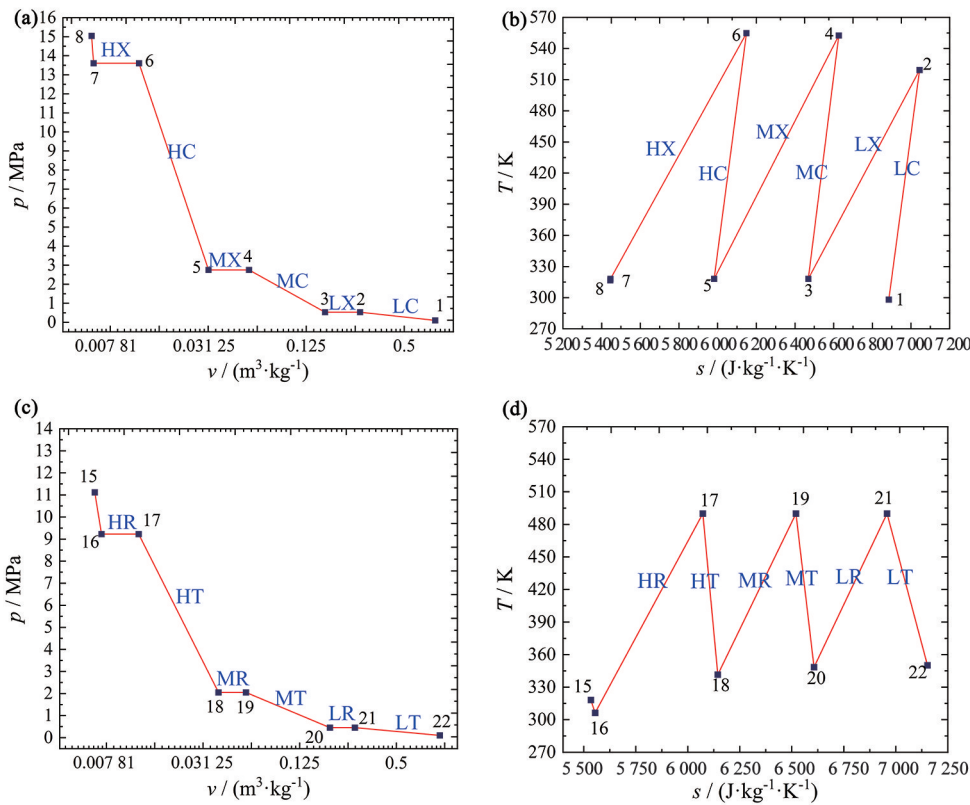


图 1 含水层压缩空气储能系统示意图

Fig.1 Schematic diagram of an aquifer compressed air energy storage system

图 2 显示的是含水层压缩空气储能中压缩过程和膨胀过程的 $p-v$ 图和 $T-s$ 图。常温常压空气由 1 点进入低压压缩机,完成低级压缩过程(1-2)。高温低压空气由 2 点进入低压换热器,完成换热过程(2-3)。常温低压空气由 3 点进入中压压缩机,完成中级压缩过程(3-4)。高温中压空气由 4 点进入中压换热器,完成换热过程(4-5)。常温中压空气由 5 点进入高压压缩机,完成高级压缩过程(5-6)。高温高压空气由 6 点进入高压换热器,完成换热过程(6-7)。常温高压空气由 7 点沿井筒不断注入到 8 点的含水层。高压空气 15 点从含水层采出依次经过各点完成整个膨胀过程。红线(16-17)和(17-18)分别表示 HR 中的换热过程和 HT 中的膨胀过程。红线(18-19)和(19-20)分别表示 MR 中的换热过程和 MT 中的膨胀过程。红线(20-21)和(21-22)分别表示 LR 中的换热过程和 LT 中的膨胀过程。



注:蓝色方形符号代表膨胀过程中的状态点,根据图 1 中的状态点进行编号。红色线代表整个压缩及膨胀过程中空气的热力过程。

图 2 压缩过程和膨胀过程的 $p-v$ 图和 $T-s$ 图

Fig.2 $p-v$ and $T-s$ diagrams for compression and expansion processes

2 动态仿真模拟

2.1 含水层循环注采动态仿真

2.1.1 模型和网格划分

图 3 显示的是具有背斜对称结构的含水层物理模型和网格示意图。含水层模型采用拟二维模型,含水层水平长 400 m,竖直高 30 m,储层最顶部深度为 1 185 m,最底部深度为 1 264 m。在垂直方向上含水层的厚度设定为 100 m,注采井为水平井,水平井长度 100 m,生产井布置于背斜对称结构的顶点,注气井与生产井间水平距离为 50 m。

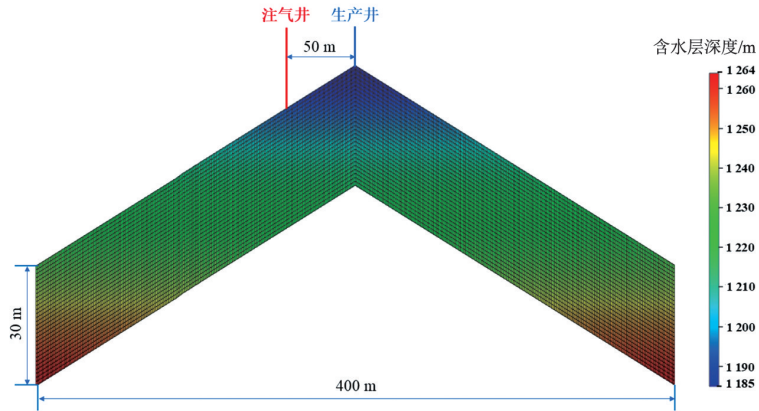


图 3 背斜对称结构含水层物理模型和网格

Fig.3 Physical model and mesh of an aquifer with anticline symmetric structure

2.1.2 模拟参数设定

含水层的左右两侧边界设置为流出边界,其余边界设置为无限边界。设定上下边界为封闭边界无流体流动,左右两侧边界为开放边界可流体流动。设定流体受重力影响参数。设定流体的孔隙率,选用渗透率模型且渗透率为各向同性。设定重力以加速度形式,并指定参考位置 1 200 m。设定含水层初始温度 323.15 K。其余参数设定均由软件默认数据库提供。数值模拟采用加拿大计算机模拟集团开发的数值模拟器 CMG 软件中的 GEM 模拟器,CMG 软件是一个综合性的油藏工程软件,集成了数值模拟、地质建模、生产优化等功能。利用软件强大的功能做了完整的压缩空气储能地下部分日循环过程,研究了空气注采过程对含水层以及注采井压力和温度的影响。表 1 显示的是标准设计工况下关键参数的设定。

表 1 基准设计工况关键参数设定

Table 1 Aquifer grid and important parameter settings

基本参数	数值	单位	基本参数	数值	单位
含水层孔隙率	400	m	含水层初始压力	11 800	kPa
含水层渗透率	30	m	含水层初始温度	323.15	K
水/空气密度	软件数据库	—	井半径	0.15	m
水/空气动力粘度	软件数据库	—	井筒粗糙度	1×10 ⁻⁵	m
水/空气比热容	软件数据库	—	注采速度	28.76	kg/s
相位饱和度	软件数据库	—	注气温度	318.15	K

2.2 地面系统数学模型

2.2.1 压缩过程数学模型

离心式压缩机的数学模型可以用参考文献[19]来写:

$$\dot{\varepsilon}_c = c_1(\dot{n}_c) \dot{G}_c^2 + c_2(\dot{n}_c) \dot{G}_c + c_3(\dot{n}_c) \text{ ,} \tag{1}$$

$$\dot{\eta}_c = [1 - c_4 (1 - \dot{n}_c)^2] (\dot{n}_c / \dot{G}_c) (2 - \dot{n}_c / \dot{G}_c) \text{ ,} \tag{2}$$

$$c_1 = \dot{n}_c / [q (1 - m / \dot{n}_c) + \dot{n}_c (\dot{n}_c - m)^2] \text{ ,} \tag{3}$$

$$c_2 = (q - 2 m \dot{n}_c^2) / [q (1 - m / \dot{n}_c) + \dot{n}_c (\dot{n}_c - m)^2] \text{ ,} \tag{4}$$

$$c_3 = - (q m \dot{n}_c - m^2 \dot{n}_c^3) / [q (1 - m / \dot{n}_c) + \dot{n}_c (\dot{n}_c - m)^2] \text{ ,} \tag{5}$$

其中 c_1 、 c_2 、 c_3 和 c_4 是中间参数; c_4 对于离心式压缩机设置为 0.3;离心式压缩机的拟合参数 q 和 m 值设置为 1.8;下标 c 表示压缩机; $\dot{G}_c$ 、 $\dot{n}_c$ 、 $\dot{\varepsilon}_c$ 和 $\dot{\eta}_c$ 分别是相对折减流速、相对折减转速、相对压力比和相对绝热压缩效率,它们的定义如下:

$$\dot{G}_c = G_c / G_{c,0} \text{ ,} \tag{6}$$

$$\dot{n}_c = N_c / N_{c,0} \text{ ,} \tag{7}$$

$$\dot{\varepsilon}_c = \varepsilon_c / \varepsilon_{c,0} \text{ ,} \tag{8}$$

$$\dot{\eta}_c = \eta_c / \eta_{c,0} \text{ ,} \tag{9}$$

其中下标 0 表示设计参数; G_c 和 N_c 分别是折减的流速和折减的转速,可以通过以下方式计算:

$$G_c = q_m \sqrt{T} / p \text{ ,} \tag{10}$$

$$N_c = n_c / \sqrt{T} \text{ ,} \tag{11}$$

其中 n_c 是压缩机的转速, q_m 表示质量流量, T 是温度, p 表示压力。

2.2.2 膨胀过程数学模型

汽轮机的能量守恒方程如下:

$$q_{m,in} h_{in} = q_{m,out} h_{out} + W, \quad (12)$$

其中, h 是比焓; W 是汽轮机的输出功率。下标 in 和 out 分别表示汽轮机的入口和出口。汽轮机输出功率计算如下:

$$W = q_{m,in} c_p T_{in} \eta_t [1 - (\varepsilon_t)^{\frac{\kappa-1}{k}}], \quad (13)$$

其中, η_t 表示汽轮机的绝热膨胀效率, 并且 ε_t 表示汽轮机的压力比, c_p 表示工质的比热容, k 表示绝热指数。

汽轮机的数学模型可在文献^[20]中找到。

$$\dot{G}_t = \alpha \sqrt{T_0/T} \sqrt{(\varepsilon_t^2 - 1)/(\varepsilon_{t,0}^2 - 1)}, \quad (14)$$

$$\dot{\eta}_t = [1 - t(1 - \dot{n}_t)^2] (\dot{n}_t/\dot{G}_t)(2 - \dot{n}_t/\dot{G}_t), \quad (15)$$

其中 $\alpha = \sqrt{1.4 - 0.4n_t/n_{t,0}}$; 下标 0 表示设计参数, 下标 t 表示汽轮机。 $\dot{G}_t$ 、 $\dot{\eta}_t$ 、 $\dot{n}_t$ 和 $\dot{\varepsilon}_t$ 分别是相对折合流量、相对绝热效率、相对折合转速和相对压力比。它们被定义如下:

$$\dot{G}_t = G_t/G_{t,0}, \quad (16)$$

$$\dot{\eta}_t = \eta_t/\eta_{t,0}, \quad (17)$$

$$\dot{n}_t = N_t/N_{t,0}, \quad (18)$$

$$\dot{\varepsilon}_t = \varepsilon_t/\varepsilon_{t,0}, \quad (19)$$

其中 G_t 和 N_t 是降低的流速和降低的转速, 其可以通过以下公式计算:

$$G_t = q_m \sqrt{T}/P, \quad (20)$$

$$N_t = n_t/\sqrt{T}, \quad (21)$$

式中, n_t 是汽轮机的转速。

2.2.3 换热器数学模型

换热器的热惯量被忽略了。换热器在稳定条件下运行。换热器(LX、MX、HX)的冷却介质采用高温导热油。换热器的能量守恒方程可以通过公式(22)来描述:

$$Q_X = q_{m,air}(h_{in,air} - h_{out,air}) = q_{m,oil}c_{p,oil}(T_{out,oil} - T_{in,oil}), \quad (22)$$

其中 Q_X 是热再生器的热流; 下标空气和油分别表示压缩空气和高温导热油。传热流量可通过以下公式计算, 其中 $(A_U)_X$ 是蓄热器的总导热率。

$$Q_X = (A_U)_X \ln \left[\frac{(T_{in,air} - T_{out,oil}) - (T_{out,air} - T_{in,oil})}{(T_{in,air} - T_{out,oil})/(T_{out,air} - T_{in,oil})} \right]. \quad (23)$$

剩余导热油质量 M_{oil} 使用以下公式计算, 其中 $q_{m,oil}$ 为导热油流量, comp 为压缩过程, exp 为膨胀过程。

$$M_{oil} = \int_{comp} q_{m,oil} d\tau - \int_{exp} q_{m,oil} d\tau. \quad (24)$$

储能效率 h 使用以下公式计算, 其中 W 表示机械功。

$$\eta = \frac{\int (W_{LT} + W_{MT} + W_{HT}) d\tau}{\int (W_{LC} + W_{MC} + W_{HC}) d\tau}. \quad (25)$$

2.2.4 竖直井模型

竖直井内压缩空气的流动过程视为绝热过程。竖直井的沿程阻力计算公式^[21]如下:

$$\Delta f = \frac{1}{2} f \frac{H}{d} \frac{u^2}{\gamma}, \quad (26)$$

其中, H 为竖直井的深度, d 为竖直井井径, u 表示的时压缩空气的速度, γ 表示的是压缩空气的动力黏度。

竖直井的沿程阻力系数经验公式^[22]如下:

$$f = 0.346 \, 1 \, Re^{-0.25} \, ,$$

(27)

其中 f 为沿程阻力系数, Re 为雷诺数。

压缩空气在竖直井中的流动过程视为绝热过程。竖直井中压缩空气的能量守恒方程如下:

$$\left(h + \frac{1}{2}u^2\right)_{\text{out}} = \left(h + \frac{1}{2}u^2\right)_{\text{in}} + gH \, ,$$

(28)

其中 h 表示比焓, u 表示速度, g 表示重力加速度, H 表示竖直井深度。基于竖直井模型, 可以获得含水层顶端水平井注入时的压缩空气的滞止焓, 作为含水层中水平井的入口参数。

2.3 算法流程

2.3.1 压缩过程流程图

图 4 显示压缩过程模拟的算法流程图。仿真开始, 在 Simulink 程序中输入压气机和换热器的结构尺寸参数, 在 CMG 中设置含水层的相关地质参数。初始化各级压缩机的控制容积压力和含水层中的压力场、温度场和气相饱和度场。确定通用时间步长, 进入动态模拟阶段。Simulink 程序采用通用时间步长, 在本步长开始计算前, 通过 CMG 软件模拟结果获取含水层内注入水平井的压力参数。假设离心式压缩机的转速。根据多级压缩机的特性曲线计算高压级压缩机的背压 p_{HC} 。根据注采竖直井的阻力公式计算竖直注采井的井顶压力 p_{WT} 。判断 p_{HC} 是否等于 p_{WT} , 若不相等则调整离心式压缩机转速的假设值, 直至 p_{HC} 等于 p_{WT} 。同时基于 CMG 软件计算含水层的压力场、温度场和气相饱和度场以及水平井底压力和温度。判断 CMG 仿真模拟的累计时间步长是否达到通用时间步长。若未达到通用时间步长, 则进行下一个 CMG 时间步长的运算, 直至到达通用时间步长。然后进入下一通用时间步长的运算, 循环开展上述运算过程直至达到设定的总仿真时间。

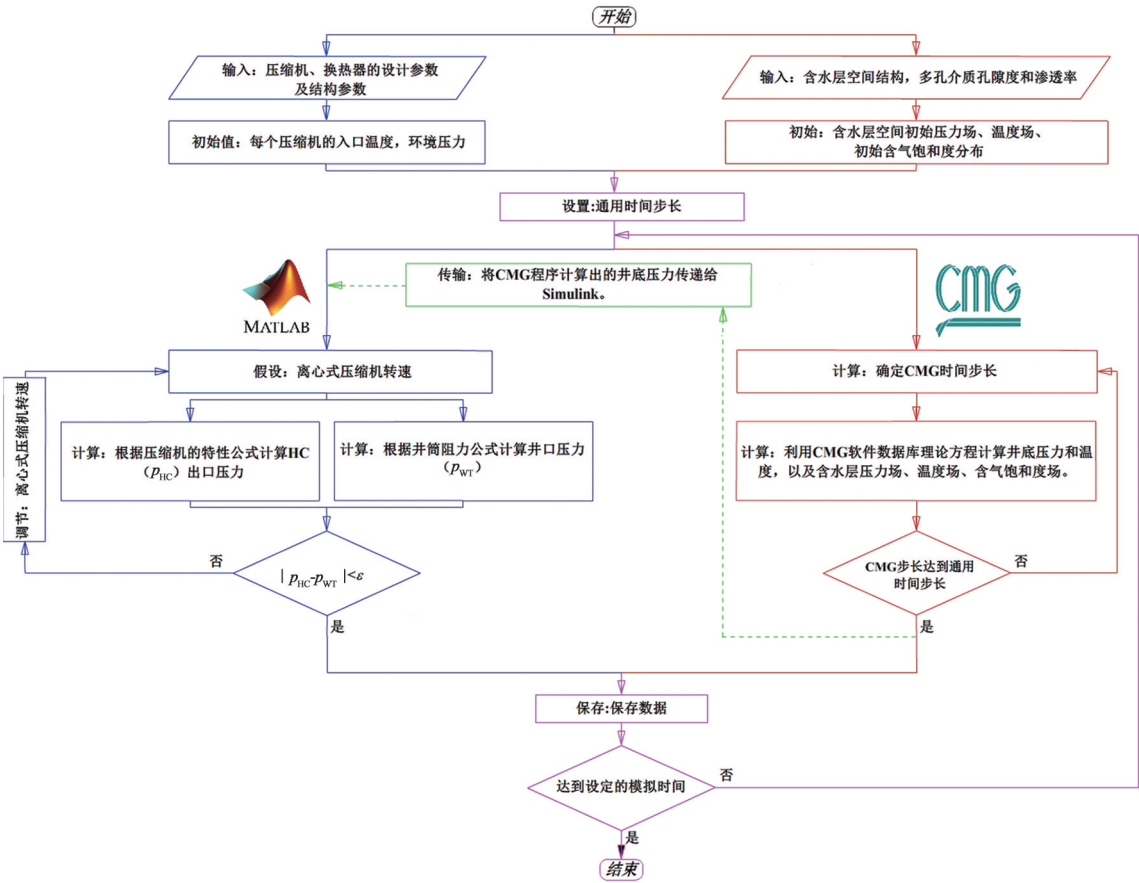


图 4 压缩过程流程图

Fig.4 Flow chart of the compression process

2.3.2 膨胀过程流程图

图 5 显示的是膨胀过程的算法流程。仿真算法步骤如下:首先确认膨胀过程的设计参数,输入采气过程最低压力 p_{well} 、压缩过程结束时刻导热油温度 T_{oil} 。随后确定时间步长,假设 q_m ,在假设值下,计算三级汽轮机运行后的各项参数,判断低压汽轮机出口压力 p_{LT} 是否达到大气压力,若未达到则调整 q_m 继续计算直至 p_{LT} 与大气压力相等。然后计算各级汽轮机的工况参数。随后判断是否达到设定模拟时间,如果没有,则输入下一时间步长。重复的计算过程,直到达到设定模拟时间。最后储存仿真模拟结果数据。

3 结果与讨论

3.1 设计工况下的动态特性

图 6(a) 显示了设计工况下注采井底部压力变化曲线。日循环注采过程中,注气开始后注采井压力会迅速上升,随后停井过程中略有下降,抽气过程开始后压力急速下降,随后停井过程压力略有上升。图 6(b) 显示了注采井底压力在一个压缩膨胀循环期间的演变,其中压缩过程持续 8 h,期间压力持续上升,停井阶段压力略微下降,膨胀过程压力持续下降,最后停井阶段压力回升。在循环注采阶段开始前,首先模拟注气建库的过程,模拟用四天的时间,从水平注气井每隔一米的注气孔中注气,单个井孔每天注气 20 000 m³,从而在含水层中形成储气库,能够提供注采循环所需的适宜的压力。注采井每天工作 8 h,注采气量为 28.76 kg/s,注气与抽气过程中间停井 4 h,该设计下压缩空气储能每天储能 8 h,释能 8 h,这一设置与国内电力系统日波动周期相匹配,能够满足城市 8 h 用电需求。

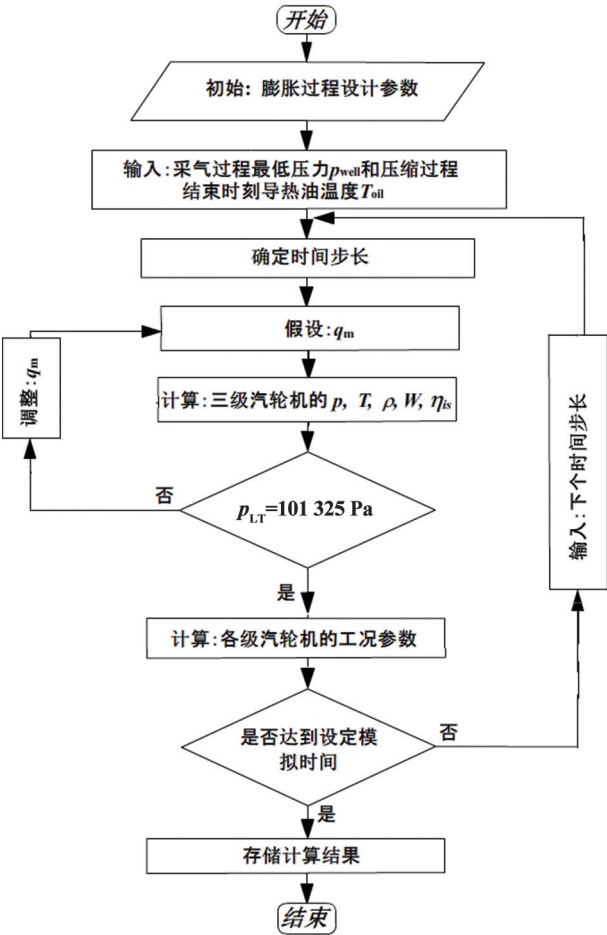


图 5 膨胀过程流程图
Fig.5 Flow chart of the expansion process

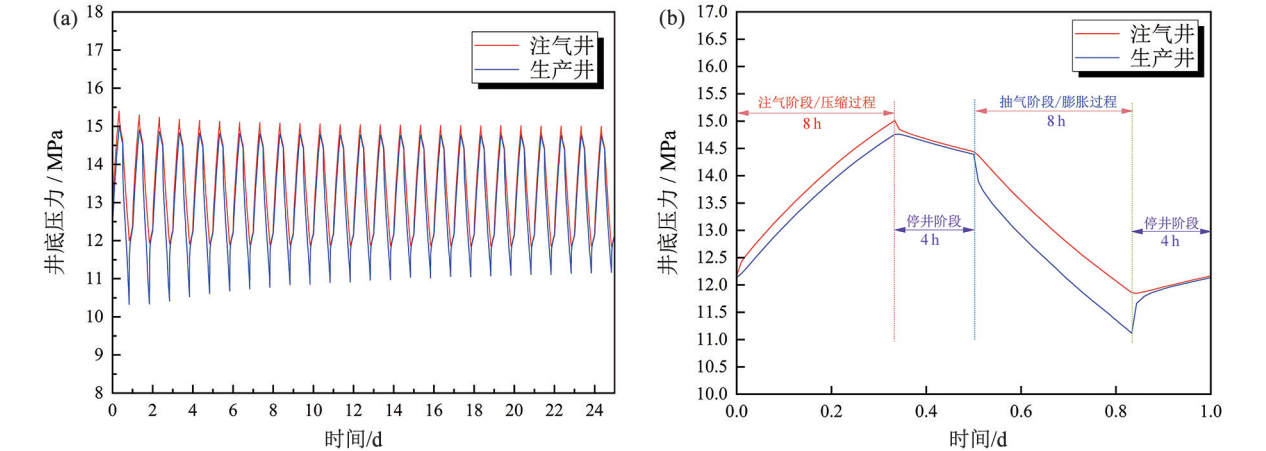


图 6 注采井水平段在循环注采期间的压力演化
Fig.6 Evolution of pressure in the horizontal section of injection and production wells during the cycle of injection and production

3.1.1 CAESA 地面压缩过程动态特性

图 7 显示的是注气速度和井压力的动态特性:图 7(a)注入井顶部压力 p_{up} 和水平井压力 p_{well} ,图 7(b)压缩机转速与质量流量。由图 7(a),井顶部压力 p_{up} 和水平井压力 p_{well} 均呈现出明显的上升趋势,并且 p_{up} 的上升趋势与 p_{well} 始终保持一致。由于注入井内压缩空气的重力原因,导致井口压力会始终低于井底压力,因此 p_{well} 始终大于 p_{up} 。由图 7(b),在整个注气压缩过程采用了定流量的模拟方式,质量流量维持 28.76 kg/s 保持不变。随着 p_{up} 的升高,压缩机的背压逐渐上升,从而导致压缩机转速逐渐升高。

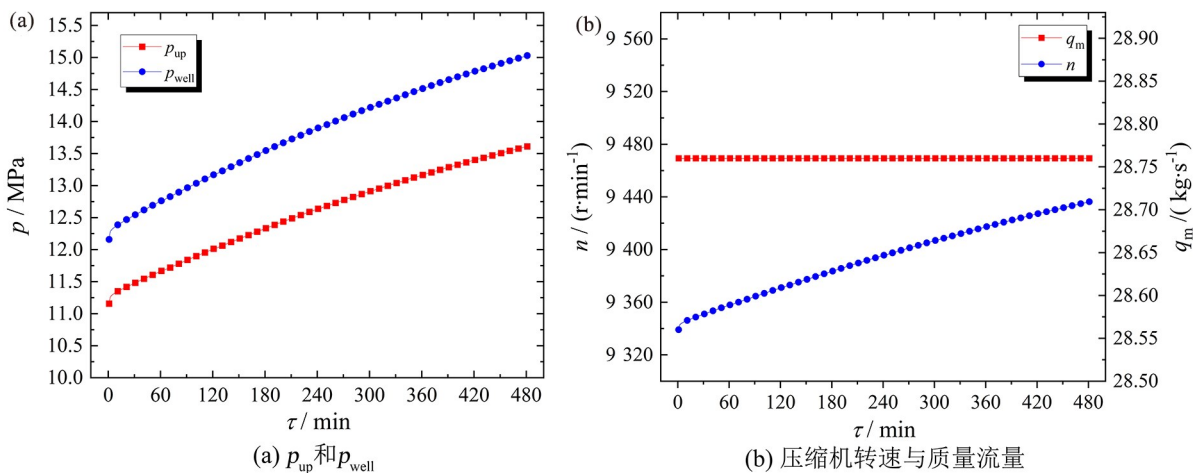


图 7 注气速度和井压力的动态特性

Fig.7 Dynamic characteristics of gas injection rate and well pressure

图 8 显示的是三级压缩机出口热力参数随时间的变化趋势:(a)密度,(b)压力,(c)温度。由图 8(a),空气经过逐级压缩后,密度逐级增大。由图 8(b),空气经过逐级压缩后,压力逐级增大。由图 8(c),压缩过程开始阶段 $T_4 > T_6$,随着压缩过程进行 T_6 逐渐大于 T_4 ,在整个压缩过程中 T_6 与 T_4 接近,并且明显高于 T_2 。各级压缩机出口密度、压力和温度动态特性曲线变化趋势均呈现出略微上升的趋势,并在压缩过程结束时刻达到最大值。这种变化趋势是由于在压缩过程中,压缩机的背压呈现出上升的趋势。当压缩机背压升高时,各级压缩机的出口压力会相应的升高,对应的压比也会上升。升高的压比导致了出口温度的升高。升高的出口温度和出口压力会导致压缩机出口密度升高。

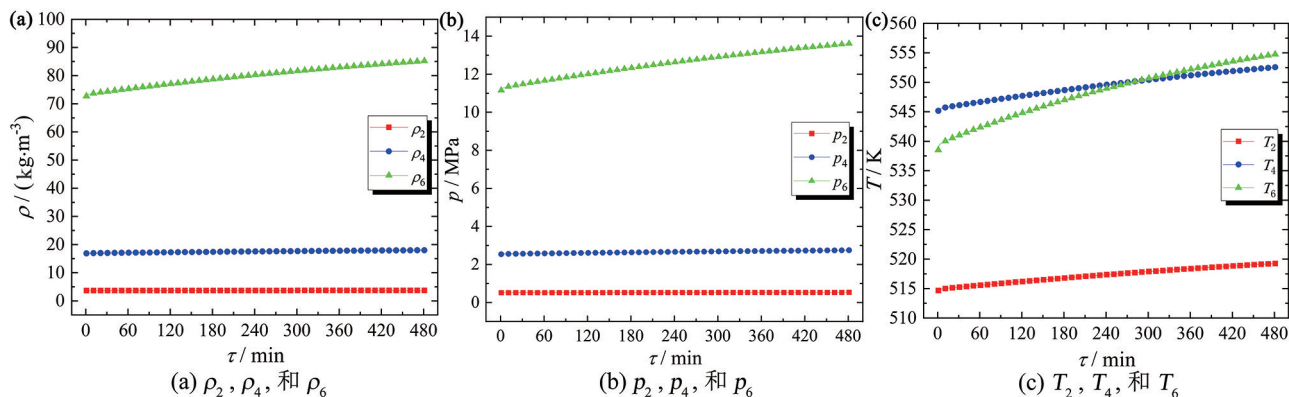


图 8 三级压缩机出口热力参数随时间的动态特性

Fig.8 Dynamic characteristics of outlet thermodynamic parameters for a three-stage compressor over time

图 9 显示的是三级换热器导热油出口温度和导热油流量变化趋势:(a)导热油出口温度(b)导热油流量。由图 9(a),各级换热器导热油出口温度都呈现出不同程度的升高。其中 $T_{oil,12}$ 与 $T_{oil,14}$ 接近,明显高于 $T_{oil,10}$,各级换热器导热油出口温度与各级压缩机出口温度变化趋势保持一致。空气经压缩后温度升高,相应的换热后导热油的温度也会升高。由图 9(b), $q_{m,oil,14}$ 增长较明显,其余两出口导热油流量趋于平稳,各级

换热器导热油质量流量的关系为为 $q_{m,oil,14} > q_{m,oil,12} > q_{m,oil,10}$ 。

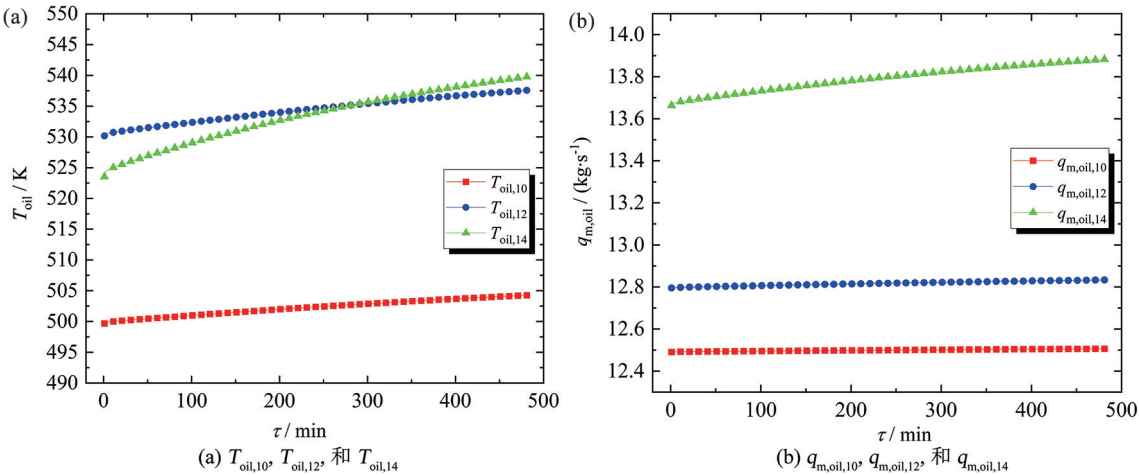


图 9 三级换热器导热油出口温度和导热油流量变化趋势

Fig.9 The variation trends of heat transfer oil outlet temperatures and flow rates in the three-stage heat exchanger

图 10 显示的是三级压缩机功耗和绝热效率变化趋势:(a) 功耗(b) 绝热效率。由图 10(a), 低压压缩机功率(W_{LC})、中压压缩机功率(W_{MC})、高压压缩机功率(W_{HC})均出现不同程度的升高。结果表明, 低压压缩机功率除开始阶段略低于中压压缩机, 其余时刻功率保持最高, 各级压缩机整体表现稳定。图 10(b), 低压压缩机等熵效率($\eta_{is,LC}$)、中压压缩机等熵效率($\eta_{is,MC}$)、高压压缩机等熵效率($\eta_{is,HC}$)同样出现不同程度的上升。焓效率(η_{ex})由 0.639 8 上升至 0.661 5。整个过程各级压缩机等熵效率的关系为 $\eta_{is,LC} > \eta_{is,MC} > \eta_{is,HC}$, 低压压缩机能量利用率最高, 符合多级离心压气机的特性。

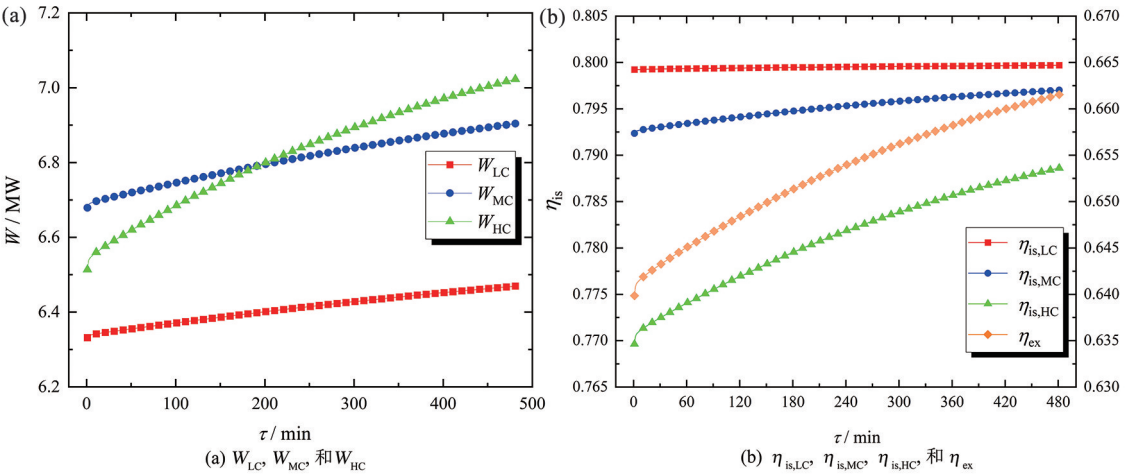


图 10 三级压缩机功耗和绝热效率变化趋势

Fig.10 The variation trends in power consumption and adiabatic efficiency for the three-stage compressor

3.1.2 CAESA 地面膨胀过程特性

图 11 显示的是膨胀过程中三级汽轮机出口热力参数, 其中包括了各级汽轮机出口压力、温度、密度和焓值。从出口压力来看, 通过三级汽轮机膨胀后, 空气的压力从 2.086 98 MPa 膨胀到常压。从出口温度来看, 由于压比逐渐变小, 汽轮机做功减少因此经过各级汽轮机出口温度会略微升高。从出口密度来看, 空气密度从 19.09 kg/m^3 到 $0.904 4 \text{ kg/m}^3$, 说明气体在膨胀过程中体积显著扩大, 密度显著降低。从出口焓值来看, 空气焓值从 378.86 kJ/kg 逐渐升高到 392.25 kJ/kg 。

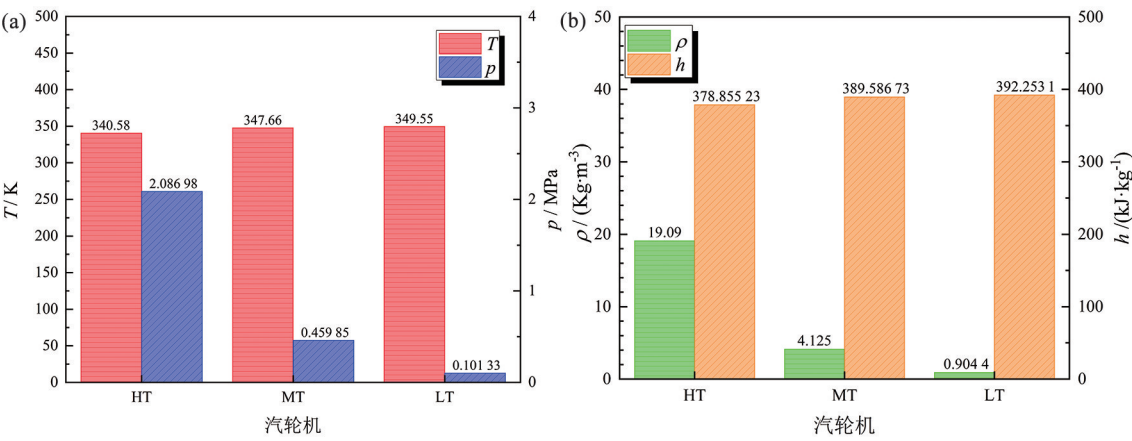


图 11 三级汽轮机出口热力参数

Fig.11 Thermodynamic parameters at the outlet of a three-stage turbine

图 12 显示的是膨胀过程中三级汽轮机功耗和绝热效率,其中将各级汽轮机的绝热效率统一设定为恒定值 0.8^[23]。高压汽轮机功率(W_{HT})为 4.310 91 MW,中压汽轮机功耗(W_{MT})为 4.152 55 MW,低压汽轮机功耗(W_{LT})为 4.114 81 MW。上述设定下模拟得到的三级功耗分布($W_{HT}>W_{MT}>W_{LT}$),符合了空气膨胀过程中热力参数衰减的本质规律。

图 13 显示的是三级再生器导热油出口温度($T_{oil,17}$ 、 $T_{oil,19}$ 、 $T_{oil,21}$)和导热油流量($q_{m,oil,17}$ 、 $q_{m,oil,19}$ 、 $q_{m,oil,21}$),高压再生器导热油出口温度($T_{oil,17}$)为 311.9 K,中压再生器导热油出口温度($T_{oil,19}$)为 387.47 K,低压再生器导热油出口温度($T_{oil,21}$)为 376.83 K,其中 $T_{oil,19}>T_{oil,21}>T_{oil,17}$,空气经各级膨胀相应的换热后导热油的温度会先升高后降低。高压再生器导热油出口流量($q_{m,oil,17}$)为 12.02 kg/s。中压再生器导热油出口流量($q_{m,oil,19}$)为 14.23 kg/s。低压再生器导热油出口流量($q_{m,oil,21}$)为 12.4 kg/s。三级再生器导热油质量流量的关系为 $q_{m,oil,19}>q_{m,oil,21}>q_{m,oil,17}$ 。

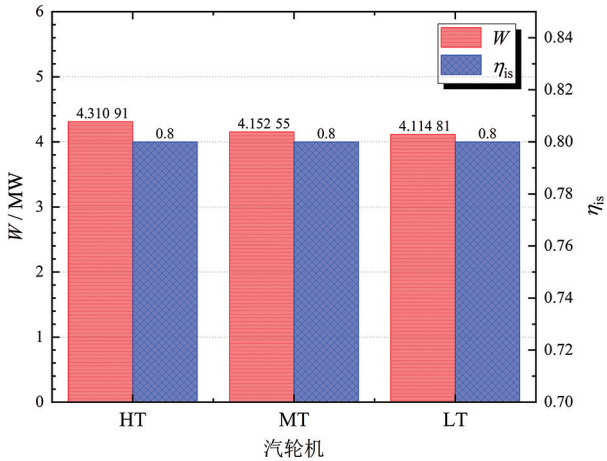


图 12 三级汽轮机功耗和能效图

Fig.12 Power consumption and adiabatic efficiency of a three-stage turbine

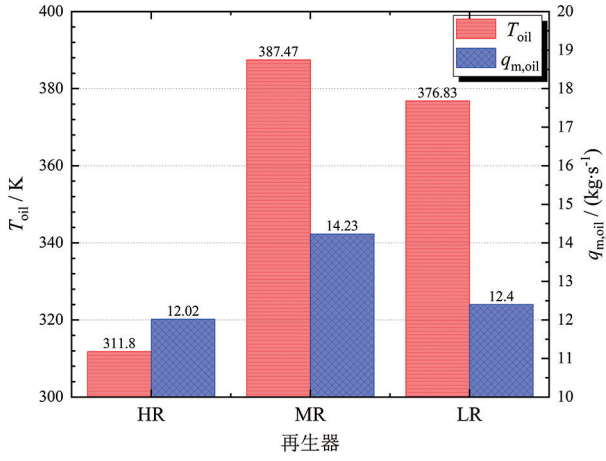


图 13 三级再生器导热油出口温度和导热油流量

Fig.13 Outlet temperature and mass flow rate of the heat transfer oil in three-stage regenerators

3.2 性能分析

图 14 显示的是整个压缩空气储能系统地上部分完成一次压缩膨胀过程后所得到的关键性能指标。其中剩余导热油质量 M_{oil} 为 13 247.75 kg,剩余导热油温度 $T_{oil,r}$ 为 523.77 K,系统在循环过程中有效地利用了导热油进行热量的储存和回收。较高的剩余温度意味着系统成功地将压缩过程中产生的热量储存了起来,体现了先进绝热压缩空气储能技术的优势;整个系统总的输出功率为 12.58 MW,在完成一次压缩膨胀过程的

整个系统的储能效率达到了 62.77%,说明该压缩空气储能系统具备了良好的实际应用潜力。

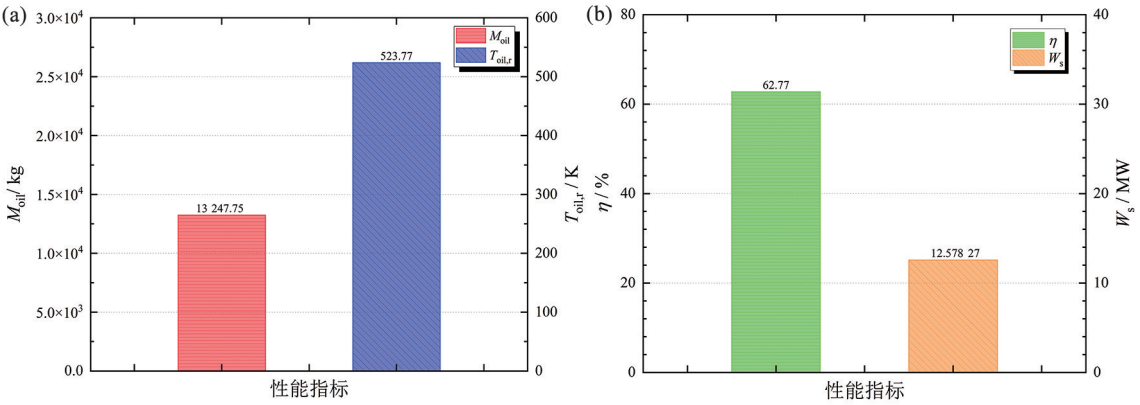


图 14 压缩膨胀全过程的关键参数和性能指标

Fig.14 Key parameters and performance metrics of the compression-expansion cycle process

4 结论

本文对含水层压缩空气储能系统的地上-地下耦合过程进行综合性研究,利用 CMG 软件实现了对具有背斜对称结构含水层压缩烟气循环注采过程的数值模拟。采用 Simulink 仿真技术实现了带有级间冷却的三级离心式压缩系统的动态仿真以及带有级间冷却的三级汽轮机膨胀系统仿真模拟。实现地面热工系统动态运行工况与地下含水层注采过程时实演化过程的耦合,结果表明:

- (1)设计工况下,随着压缩过程的进行,在压缩空气的质量流量保持不变的前提下,通过提高压缩机转速使各级压缩机出口密度、温度、压力、功耗、绝热效率以及高温导热油的出口温度,质量流量均呈现上升趋势。
- (2)膨胀过程中,通过三级汽轮机膨胀后,空气的压力从 2.086 98 MPa 膨胀到常压,空气密度从 19.09 kg/m³ 到 0.904 4 kg/m³,由于压比逐渐变小,汽轮机做功减少因此经过各级汽轮机出口温度会依次升高,绝热效率为恒定值 0.8 的前提下,三级汽轮机功耗关系为 $W_{HT}>W_{MT}>W_{LT}$,空气经各级膨胀相应的换热后导热油的质量流量与温度均会先升高后降低。
- (3)通过对整个系统分析得出,设计工况下完成一次压缩膨胀过程后剩余导热油质量为 13 247.75 kg,剩余导热油温度为 523.77 K,在完成一次循环过程后,整个 CAESA 系统储能效率达到了 62.77%。

参考文献:

[1]孙健平. 能源行业碳排放预测及达峰路径优化研究[D]. 西安: 西安石油大学, 2024.

[2]He Tiehu, Ding Weixin, Cheng Xiaoli, et al. Meta-analysis shows the impacts of ecological restoration on greenhouse gas emissions[J]. Nature Communications, 2024, 15: 2668. DOI:10.1038/s41467-024-46991-5.

[3]王梓龙. 中国工业能源消费碳排放强度及其归因研究[D]. 长沙: 湖南农业大学, 2022.

[4]Cui Guodong, Wang Yi, Rui Zhenhua, et al. Assessing the combined influence of fluid-rock interactions on reservoir properties and injectivity during CO2 storage in saline aquifers[J]. Energy, 2018, 155: 281-296. DOI:10.1016/j.energy.2018.05.024.

[5]Li Xing, XuChaoran, Meng Juan. Dynamic nonlinear impacts of fossil energy on renewable energy stocks: A quantile perspective[J]. Energy Reports, 2022, 8: 15511-15523. DOI:10.1016/j.egyr.2022.11.129.

[6]Zhou Yuekuan. Renewable-storage sizing approaches for centralized and distributed renewable energy: a state-of-the-art review[J]. Journal of Energy Storage, 2024, 100: 113688. DOI:10.1016/j.est.2024.113688.

[7]周孝信, 陈树勇, 鲁宗相, 等. 能源转型中我国新一代电力系统的技术特征[J]. 中国电机工程学报, 2018, 38(7): 1893-1904. DOI:10.13334/j.0258-8013.pcsee.180067.

- [8] Wang Fangfang, Li Renjie, Zhao Guangjin, et al. Simulation test of 50 MW grid-connected “Photovoltaic+Energy storage” system based on pvsyst software[J]. *Results in Engineering*, 2024, 22: 102331. DOI:10.1016/j.rineng.2024.102331.
- [9] 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.
- [10] 吴敬芳, 陈志成. 压缩空气储能技术发展及应用前景分析[J]. *能源与环境*, 2024(6): 87-89. DOI:10.3969/j.issn.1672-9064.2024.06.024.
- [11] Yang Chunhe, Wang Tongtao, Chen Haisheng. Theoretical and technological challenges of deep underground energy storage in China[J]. *Engineering*, 2023, 25: 168-181. DOI:10.1016/j.eng.2022.06.021.
- [12] Mouli-Castillo J, Wilkinson M, Mignard D, et al. Inter-seasonal compressed-air energy storage using saline aquifers[J]. *Nature Energy*, 2019, 4(2): 131-139. DOI:10.1038/s41560-018-0311-0.
- [13] Jia Bao, Su Jianzheng. Exploring porous media for compressed air energy storage: Benefits, challenges, and technological insights[J]. *Energies*, 2024, 17(17): 4459. DOI:10.3390/en17174459.
- [14] 董家伟, 李毅. 含水层压缩空气储能选址评价方法研究[J]. *安全与环境工程*, 2021, 28(3): 228-239. DOI:10.13578/j.cnki.issn.1671-1556.20201158.
- [15] Li Yi, Yu Hao, Li Yi, et al. Full cycle modeling of inter-seasonal compressed air energy storage in aquifers[J]. *Energy*, 2023, 263: 125987. DOI:10.1016/j.energy.2022.125987.
- [16] Li Yi, Yu Hao, Xiao Yanling, et al. Numerical verification on the feasibility of compressed carbon dioxide energy storage in two aquifers[J]. *Renewable Energy*, 2023, 207: 743-764. DOI:10.1016/j.renene.2023.03.013.
- [17] Guo Chaobin, Zhang Keni, Pan Lehua, et al. Numerical investigation of a joint approach to thermal energy storage and compressed air energy storage in aquifers[J]. *Applied Energy*, 2017, 203: 948-958. DOI:10.1016/j.apenergy.2017.06.030.
- [18] Sun Dongmei, Chu Zhubin, Chen Wenyan, et al. Comparison of the characteristics of compressed air energy storage in dome-shaped and horizontal aquifers based on the Pittsfield aquifer field test[J]. *Applied Energy*, 2023, 348: 121465. DOI:10.1016/j.apenergy.2023.121465.
- [19] Guo Huan, Xu Yujie, Zhang Yi, 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.
- [20] Zhang Na, Cai Ruixian. 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.
- [21] Chen Wei, Liang Shiqiang, Liu Jing. Proposed split-type vapor compression refrigerator for heat hazard control in deep mines[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 105: 425-435. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2016.03.014.
- [22] 马贵阳. 工程流体力学[M]. 北京: 石油工业出版社, 2009.
- [23] Chen Wei, Qin Haoxuan, Zhu Qing, et al. Optimal design and performance assessment of a proposed constant power operation mode for the constant volume discharging process of advanced adiabatic compressed air energy storage[J]. *Renewable Energy*, 2024, 221: 119728. DOI:10.1016/j.renene.2023.119728.

