

绝热-近等温复合压缩储能过程热-湿-压 耦合动态特性研究

李瑞雄^{1,2}, 郭子奥¹, 蔡旭超^{1,2}, 孙旭杰¹, 刘时进¹, 张宇飞¹, 孙昊¹, 王焕然^{1,2}, 席光¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 西安交通大学未来技术学院, 710049, 西安)

摘要: 为了进一步明确复合压缩空气储能过程的能质转换机制及提升储能过程的能量转换效率, 基于压缩干空气宏观质量和能量方程, 通过引入非平衡态相变传热传质模型, 建立了耦合蒸发冷凝的绝热-近等温复合压缩储能过程热湿传递模型。探究储能过程工质温度、压力、湿度参量的动态演化与竞合规律, 进而明确复合压缩储能过程中热湿耦合作用对系统性能的影响机制。结果表明: 液体活塞近等温压缩阶段的液相蒸发受温升/压升竞争机制调控, 呈现非单调变化, 膨胀阶段冷凝与蒸发现象极短时间内交替发生, 表现出强烈的瞬态特征; 缓冲罐出口空气的状态决定了液体活塞吸气阶段初始条件, 而液体活塞的排气状态影响储气罐的冷凝强度, 这种串并联耦合结构使储气罐内的冷凝效应沿系统传递并被放大, 每日净冷凝能力达到 11 586.75 g; 储能过程工质蒸发与冷凝所涉及的潜热交换, 显著改变了系统的热惯性与温度响应, 蒸发吸热效应一定程度上延缓了气温上升, 增强了过程的近等温特性, 而冷凝放热效应减缓了温度下降速率, 延长了中高温的持续时间; 相较于绝热压缩空气储能系统, 复合压缩可以提升 3.15%~3.57% 的系统效率。研究结果对复合压缩储能系统的运行优化具有理论指导意义。

关键词: 压缩空气储能; 近等温压缩; 热湿耦合; 蒸发冷凝; 竞合规律

中图分类号: TK02 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202605002 **文章编号:** 0253-987X(2026)05-0012-12

Study on Thermo-Moisture-Pressure Coupled Dynamic Characteristics of Adiabatic-Near-Isothermal Hybrid Compressed Energy Storage Process

LI Ruixiong^{1,2}, GUO Zi'ao¹, CAI Xuchao^{1,2}, SUN Xujie¹, LIU Shijin¹, ZHANG Yufei¹,
SUN Hao¹, WANG Huanran^{1,2}, XI Guang¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. School of Future Technology, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To further clarify the energy-mass conversion mechanisms in hybrid compressed air energy storage (CAES) processes and enhance energy conversion efficiency, a thermal-moisture transfer model for adiabatic-near-isothermal hybrid compression energy storage coupled with evaporation and condensation is established. This model is based on the macroscopic mass and energy equations for compressed dry air, incorporating a non-equilibrium phase-change heat and mass transfer model. The dynamic evolution and competition patterns of the working fluid's temperature, pressure, and moisture during the energy storage process were investigated to

elucidate the influence mechanism of thermal-moisture coupling on system performance. The research results indicate that liquid evaporation during the near-isothermal compression stage of the liquid piston is regulated by the mechanism of competition between temperature rise and pressure rise, exhibiting non-monotonic changes. In contrast, during the expansion stage, condensation and evaporation alternate within extremely short time intervals, demonstrating strong transient characteristics. The state of the air at the outlet of the buffer tank determines the initial conditions of the suction phase in the liquid piston, while the discharge state of the liquid piston influences the condensation intensity in the gas storage tank. This series-parallel coupling structure allows condensation effects within the gas storage tank to propagate and amplify through the system, resulting in a daily net condensation capacity of 11 586.75 g. The latent heat exchange involved in the evaporation and condensation of the working fluid during the energy storage process significantly alters the system's thermal inertia and temperature response. The evaporative heat absorption effect delays the rise in gas temperature to some extent, enhancing the near-isothermal characteristics of the process, while the condensation heat release effect slows the temperature decline rate and prolongs the duration of medium to high temperatures. Compared to adiabatic compressed air energy storage systems, the hybrid compression approach can improve system efficiency by 3.15% to 3.57%. The findings provide theoretical guidance for optimizing the operation of hybrid compression energy storage systems.

Keywords: compressed air energy storage; near-isothermal compression; thermo-moisture coupling; evaporation-condensation; competitive-cooperative synergy

随着全球能源结构向可再生能源加速转型,风电、光伏等间歇性电源的大规模并网对电力系统稳定性提出了严峻挑战^[1]。压缩空气储能(CAES)技术因具有容量大、寿命长、成本低等优势,被视为支撑高比例可再生能源消纳的关键技术之一^[2-3]。然而,传统压缩空气储能技术在压缩过程产生的压缩热未能充分利用,导致系统效率的提高受到限制^[4]。

绝热-近等温复合压缩储能通过融合绝热压缩的高压输出特性与近等温压缩的热管理优势,显著提升了储能过程能量转换效率和灵活性,成为近年来的研究热点^[4-6]。在复合压缩储能过程中,绝热压缩机组首先将环境空气压缩为高温高压空气,高压空气经冷却后进入液体活塞机构进行近等温压缩增压。这种复合储能过程虽然显著提高了能量效率,但也引入了更为复杂的热-湿-压耦合动态特性问题。系统工作时涉及气体压缩、液体蒸发、热量传递和多相流耦合等复杂过程,各物理场之间存在强烈的相互作用和非线性特征。

国内外学者从多个角度针对绝热-近等温复合压缩储能进行了系统性的热力性能探索。Li等剖析了复合压缩储能过程的热压解耦机制,并分析指出解耦后的热压匹配可以使系统效率提升3%以上^[7]。李震领等设计了管式换热的液体活塞近等温压缩结构,

使空气从0.8 MPa增压至5 MPa,可实现空气压缩效率达70%^[8]。Van De Ven等通过建立非喷淋式液体活塞压缩过程相应的理论模型表明,液体活塞压缩过程的能量转换效率与相同尺寸的常规活塞相比提高13%^[9]。Chen等建立了液-气传热模型,并分析了结构设计变量对近等温模块传热速率和能量效率的影响^[10]。Zhou等应用动网格技术,模拟喷雾过程等温活塞气缸内的温压分布及流场结构,表明喷射液滴可以有效抑制89.52%的压缩温升^[11]。Dib等研究表明,配备集成式热交换器的液体活塞技术实现近等温压缩过程,空气和水温差控制在1℃以内^[12]。

现有研究多集中于热力学平衡状态下的系统性分析,对动态过程中热-湿-压耦合机制的研究尚不深入。尤其在变压排气运行条件下,液体活塞机构的排气压力随储气库压力的增加而逐渐增加,导致系统内部的热力学状态和热质传递过程呈现强烈的瞬态特性。复合压缩储能过程的运行模式可以分为变压排气运行和恒压排气运行,这两种模式下系统的热-湿-压耦合特性存在显著差异。当前对多场耦合动态特性的研究仍存在以下不足:一是缺乏对热-湿-压多物理场耦合机制的深入解析;二是对动态过程中相界面传热传质规律认知不足;三是对多场耦合作用下系统稳定性和效率优化策略研究不充分。

本文通过探讨绝热-近等温复合压缩储能过程中热-湿-压耦合动态特性,揭示复合储能过程中气液工质间的热质交换机制,阐明热-湿-压多场耦合作用对系统性能的影响规律,为绝热-近等温复合压缩储能过程的高效运行提供数据和理论支撑。

1 储能过程

绝热-近等温复合压缩储能过程如图1所示。

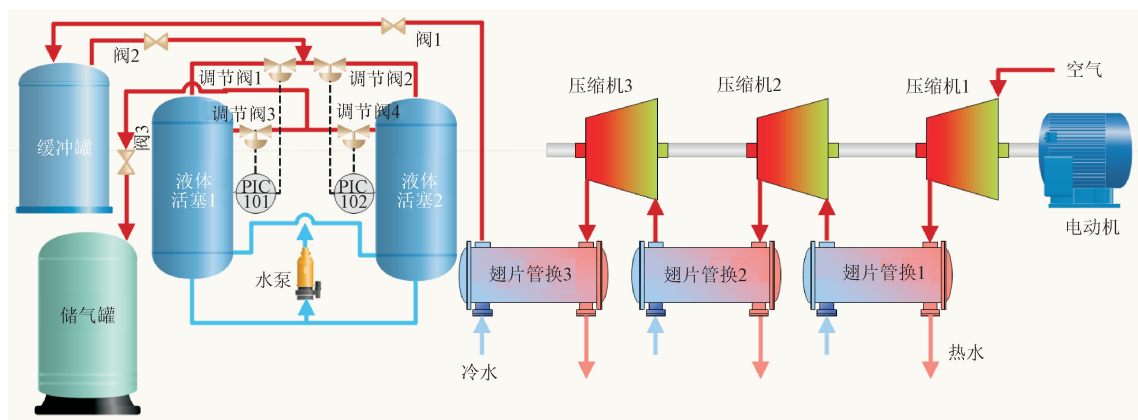


图1 绝热-近等温复合压缩储能过程示意图

Fig. 1 Diagram of the adiabatic-near isothermal hybrid compressed energy storage process

双罐液体活塞近等温压缩装置利用水泵在2个液体活塞中互相泵送水实现4种运行工况,其中单一液体活塞罐的工作过程可以分为4个阶段:近等温压缩、恒压排气、近等温膨胀以及恒压吸气。水泵将液体活塞1内的水压入液体活塞2,实现其中湿空气的近等温压缩过程。当液体活塞2内湿空气压力达到排气压力,通过压力传感器(PIC)102和调节阀4的反馈,调控实现活塞罐内高压湿空气向储气罐(AST)恒压排气。当液体活塞2内水位上升至最大值,水泵反向工作将液体活塞2内的水压入液体活塞1中,实现其中湿空气的近等温膨胀过程。当液体活塞2内湿空气达到吸气压力,通过压力传感器102和调节阀2的反馈,调控实现液体活塞2罐内的中等压力湿空气恒压吸气,如此循环往复。

为进一步探究复合压缩储能过程中液体活塞内部湿空气的耦合热-湿-压力参量动态特性变化影响,揭示液体活塞运行过程中相间多能流耦合规律,在原有液体活塞数学模型基础上,考虑了内壁面水膜与压缩湿空气之间的蒸发冷凝过程。图2为复合压缩储能过程液体活塞内的热湿传递模型示意图。

储能阶段利用电网侧或发电侧的冗余电能驱动电动机将大气环境中的湿空气进行逐级预压缩,压缩级间采用翅片管式换热器将压缩热回收至热水罐,并将压缩空气换热过程中析出的冷凝水排出。预压缩后的中等压力湿空气经过缓冲罐(BFT),在平衡储能过程动态压力变化后,进入双罐液体活塞装置进行近等温压缩,最终将高压湿空气存储于储气罐中。

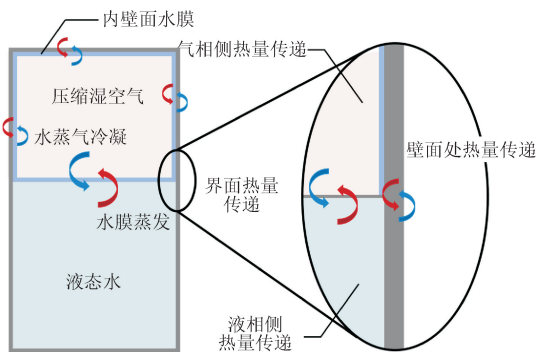


图2 复合压缩储能的液体活塞内热湿传递示意

Fig. 2 Heat and moisture transfer model in the liquid piston of a hybrid compressed energy storage

2 数学模型

2.1 模型假设

将湿空气作为储能介质,能够更好地反映复合压缩储能过程在真实环境下的性能变化。为了简化研究,基于以下假设建立相关数学模型^[1,13]:

- (1)外界湿空气与压力容器外壁面的相对速度保持3 m/s恒定;
- (2)不考虑液体活塞内水气相界面间波动以及

气体溶解;

(3)液体活塞罐内湿空气温度与压力均匀分布;

(4)液体活塞内壁面上存在着以水膜形态附着的液态水;

(5)忽略液体活塞内壁面水膜对压缩湿空气与壁面之间对流传热的影响。

2.2 湿空气热物性计算模型

由混合气体的性质可知,湿空气的密度等于干空气和水蒸气在湿空气温度和各自分压力下的密度之和,可表示为^[14]

$$\rho_{\text{ma}} = \rho_{\text{da}} + \rho_{\text{v}} = \frac{p_{\text{ma}} - p_{\text{v}}}{Z_{\text{da}} R_{\text{g,da}} T_{\text{ma}}} + \frac{p_{\text{v}}}{Z_{\text{v}} R_{\text{g,v}} T_{\text{ma}}} = \frac{p_{\text{ma}}}{Z_{\text{da}} R_{\text{g,da}} T_{\text{ma}}} \left[1 - \frac{Z_{\text{v}} R_{\text{g,v}} - Z_{\text{da}} R_{\text{g,da}}}{Z_{\text{v}} R_{\text{g,v}}} \frac{\phi p_{\text{s}}(T_{\text{ma}})}{p_{\text{ma}}} \right] \quad (1)$$

式中: ρ 、 p 、 Z 和 R_{g} 分别为物质的密度、压力、压缩因子以及气体常数,下标 ma、da 和 v 分别为湿空气、干空气以及水蒸气; ϕ 为湿空气的相对湿度; $p_{\text{s}}(T_{\text{ma}})$ 为对应于温度 T_{ma} 的水蒸汽饱和压力。

为了方便计算,湿空气的含湿量、比焓、比熵、比体积以及比热容等都是以单位质量干空气为基准定义的。湿空气的含湿量定义为每 kg 干空气所携带水蒸气的质量,可表示为^[14-15]

$$d_{\text{wet}} = \frac{m_{\text{v}}}{m_{\text{da}}} = \frac{M_{\text{v}} n_{\text{v}}}{M_{\text{da}} n_{\text{da}}} = \frac{R_{\text{g,da}} p_{\text{v}}}{R_{\text{g,v}} p_{\text{da}}} \quad (2)$$

式中: M 和 n 分别为摩尔质量和物质的量。

湿空气的比焓和比熵可由下式计算^[16]

$$h_{\text{ma}} = \frac{m_{\text{da}} h_{\text{da}} + m_{\text{v}} h_{\text{v}}}{m_{\text{da}}} = h_{\text{da}} + d_{\text{wet}} h_{\text{v}} \quad (3)$$

$$s_{\text{ma}} = \frac{m_{\text{da}} s_{\text{da}} + m_{\text{v}} s_{\text{v}}}{m_{\text{da}}} = s_{\text{da}} + d_{\text{wet}} s_{\text{v}} \quad (4)$$

式中: h 和 s 分别为物质的比焓和比熵。

湿空气的比体积可由下式计算

$$v_{\text{ma}} = (1 + d_{\text{wet}}) \frac{R_{\text{g,ma}} T_{\text{ma}}}{p_{\text{ma}}} \quad (5)$$

式中: v 为物质的比体积。

湿空气的气体常数可由下式计算

$$R_{\text{g,ma}} = \frac{R_{\text{g,da}} + d_{\text{wet}} R_{\text{g,v}}}{1 + d_{\text{wet}}} \quad (6)$$

湿空气的比定压热容和比定容热容可由下式计算

$$c_{p,\text{ma}} = c_{p,\text{da}} + d_{\text{wet}} c_{p,\text{v}} \quad (7)$$

$$c_{V,\text{ma}} = c_{V,\text{da}} + d_{\text{wet}} c_{V,\text{v}} \quad (8)$$

式中: c_p 和 c_V 分别为物质的比定压热容和比定容热容。

对二元组分的湿空气而言,其动力黏度可由下

式计算^[14-15]

$$\mu_{\text{ma}} = \frac{Y_{\text{da}} M_{\text{da}}^{1/2} \mu_{\text{da}} + Y_{\text{v}} M_{\text{v}}^{1/2} \mu_{\text{v}}}{Y_{\text{da}} M_{\text{da}}^{1/2} + Y_{\text{v}} M_{\text{v}}^{1/2}} \quad (9)$$

式中: μ 、 Y 分别为物质的动力学黏度、体积百分数。

按照 Wassiljewa 提出的混合气体导热系数方程,湿空气的导热系数可表示为^[15]

$$\lambda_{\text{ma}} = \frac{Y_{\text{da}} \lambda_{\text{da}}}{Y_{\text{da}} + Y_{\text{v}} A_{\text{da,v}}} + \frac{Y_{\text{v}} \lambda_{\text{v}}}{Y_{\text{v}} + Y_{\text{da}} A_{\text{v,da}}} \quad (10)$$

式中: $A_{\text{da,v}}$ 为干空气-水蒸气的结合因子, $A_{\text{v,da}}$ 为水蒸气-干空气的结合因子可表示为

$$A_{\text{v,da}} = \frac{\mu_{\text{v}}}{\mu_{\text{da}}} \frac{M_{\text{da}}}{M_{\text{v}}} A_{\text{da,v}} \quad (11)$$

$$A_{\text{da,v}} = \frac{[1 + (\mu_{\text{da}}/\mu_{\text{v}})^{1/2}) M_{\text{v}}/M_{\text{da}}]^{1/4}}{[8(1 + M_{\text{da}}/M_{\text{v}})]^{1/2}} \quad (12)$$

式中: λ 为物质的导热系数。

2.3 蒸发冷凝计算模型

本文将湿空气作为储释能全过程中的储能介质,因此在缓冲罐、液体活塞以及储气罐内均需要考虑液态水与水蒸气之间的蒸发冷凝热湿传递过程。当湿空气温度对应的饱和压力高于湿空气中实际的水蒸气压力时,会产生蒸发现象。因此,在各压力容器工作过程中,单位时间液态水蒸发产生的水蒸气质量变化率可表示为^[17-19]

$$\dot{m}_{\text{evap}} = h_{\text{mass}} A_{\text{inner,ma}} (\rho_{\text{s}}(T_{\text{ma}}) - \rho_{\text{v}}) \quad (13)$$

式中: h_{mass} 为对流传质速率; $A_{\text{inner,ma}}$ 为压力容器内壁面湿空气与水膜的接触面积; $\rho_{\text{s}}(T_{\text{ma}})$ 为温度 T_{ma} 的饱和水蒸气密度。

饱和湿空气下饱和水蒸气的密度以及湿空气中实际水蒸气的密度可表示为

$$\rho_{\text{s}}(T) = \frac{p_{\text{s}}(T)}{Z_{\text{v}} R_{\text{g,v}} T_{\text{ma}}} \quad (14)$$

$$\rho_{\text{v}} = \frac{p_{\text{v}}}{Z_{\text{v}} R_{\text{g,v}} T_{\text{ma}}} \quad (15)$$

对流传质速率可表示为

$$Sh = \frac{h_{\text{mass}} L_{\text{ma}}}{D_{\text{diff}}} \quad (16)$$

$$D_{\text{diff}} = 0.241 \left(\frac{T_{\text{ma}}}{288} \right)^{1.75} \left(\frac{101.325}{p_{\text{ma}}} \right) \quad (17)$$

式中: L 为物质在压力容器内的高度; D_{diff} 为水蒸气在干空气中的扩散系数; Sh 为舍伍德数,可由下式计算^[18]

$$Sh = [(Sh_{\text{free}})^2 + (Sh_{\text{forced}})^2]^{0.5} \quad (18)$$

$$Sh_{\text{free}} = \begin{cases} 0.54(GrSc)^{1/4}, & GrSc < 2 \times 10^7 \\ 0.14(GrSc)^{1/3}, & GrSc \geq 2 \times 10^7 \end{cases} \quad (19)$$

$$Sh_{\text{force}} = \begin{cases} 0.664 Sc^{1/3} Re^{1/2}, & Re < 5 \times 10^5 \\ 0.036 Sc^{1/3} Re^{0.8}, & Re \geq 5 \times 10^5 \end{cases} \quad (20)$$

其中,下标 free 和 force 分别为自然对流和强制对流, Gr 和 Sc 分别为格拉晓夫数和施密特数,可由下式计算

$$Gr = \frac{g\beta_{\text{ma}} L_{\text{ma}}^3 \Delta T}{\nu_{\text{ma}}^2} \quad (21)$$

$$Sc = \frac{\mu_{\text{ma}}}{\rho_{\text{ma}} D_{\text{diff}}} \quad (22)$$

其中, g 为重力加速度, β 为物质的体积热膨胀系数, ΔT 为压力容器内部的驱动温度差, ν 为物质的运动学黏度。

当湿空气温度对应的饱和蒸汽压力低于湿空气中实际的水蒸气压力时,会产生凝结现象。因此,在各压力容器工作过程中,单位时间水蒸气凝结产生的冷凝水质量变化率可表示为^[17]

$$\dot{m}_{\text{cond}} = (\rho_v - \rho_s(T)) V_{\text{ma}} \quad (23)$$

式中: V 为物质的体积。

2.4 压缩机

湿空气在压缩过程中被定义为干空气与水蒸气的比例混合物,其实际焓通过迭代求得水蒸气含量后计算。湿空气压缩机的绝热效率为^[20]

$$\eta_{\text{com,ma}} = \frac{h_{\text{com,ma,out}}^s - h_{\text{com,ma,in}}}{h_{\text{com,ma,out}} - h_{\text{com,ma,in}}} \quad (24)$$

式中:上标 s 为基于压缩机入口湿空气等熵条件计算的热力参数;下标 com、in 和 out 分别为压缩机、进口侧和出口侧。

湿空气压缩机的输入功率可以由压缩机的实际进口湿空气比焓和实际出口湿空气比焓表示

$$\dot{W}_{\text{com,ma}} = \dot{m}_{\text{com,da}} (h_{\text{com,ma,out}} - h_{\text{com,ma,in}}) \quad (25)$$

式中: $\dot{m}$ 为物质的质量流量。

2.5 膨胀机

与压缩机数学模型相同,由于湿空气在膨胀过程中被定义为干空气与水蒸气的比例混合物,其实际焓需通过迭代求得水蒸气含量后计算。湿空气膨胀机的绝热效率可以表示为^[20]

$$\eta_{\text{exp,ma}} = \frac{h_{\text{exp,ma,in}} - h_{\text{exp,ma,out}}}{h_{\text{exp,ma,in}}^s - h_{\text{exp,ma,out}}^s} \quad (26)$$

式中:上标 s 为基于膨胀机入口湿空气等熵条件计算的热力参数;下标 exp 为膨胀机。

湿空气膨胀机的输出功率可以由膨胀机的实际进口湿空气比焓和实际出口湿空气比焓表示

$$\dot{W}_{\text{exp,ma}} = \dot{m}_{\text{exp,da}} (h_{\text{exp,ma,in}} - h_{\text{exp,ma,out}}) \quad (27)$$

2.6 水泵

水泵输入功率与两个液体活塞罐的压差以及流量有关,其功耗可表示为^[21]

$$\dot{W}_{\text{pump}} = \frac{\dot{m}_{\text{pump}} |p_{\text{LP1}} - p_{\text{LP2}}|}{\rho_{\text{pump}} \eta_{\text{pump}}} \quad (28)$$

式中:下标 pump、LP1 和 LP2 分别为水泵、液体活塞 1 和液体活塞 2; η 为设备运行效率。

2.7 换热设备(翅片管换及换热器)

压缩机入口处的湿空气含湿量相对较高,但随着压力的提高,湿空气的最大含湿量逐步降低,因此在级间冷却时会析出冷凝水,且多级压缩级间冷却时考虑水蒸气相变能够更加准确地反映换热量。假定冷凝水的温度等于逆流流体的温度,可以得到翅片管式换热器的能量控制方程^[13,22-23]

$$\dot{Q}_{\text{FTHE}} = \dot{m}_{\text{HTF}} c_{p,\text{HTF}} (T_{\text{HTF,out}} - T_{\text{HTF,in}}) = \dot{m}_{\text{da}} (h_{\text{ma,in}} - h_{\text{ma,out}}) - \dot{m}_{\text{pc}} h_{\text{pc}} \quad (29)$$

式中: $\dot{Q}$ 为换热功率;下标 FTHE、HTF 和 pc 分别为翅片管式换热器、换热介质和冷凝水。

湿空气产生冷凝水的质量变化速率为

$$\dot{m}_{\text{pc}} = \dot{m}_{\text{da}} (d_{\text{wet,in}} - d_{\text{wet,out}}) \quad (30)$$

联立式(15)、式(16),可得到翅片管式换热器壳层带压水换热流体的质量流量表达式^[21]

$$\dot{m}_{\text{HTF}} = \frac{\dot{m}_{\text{da}} (h_{\text{ma,in}} - h_{\text{ma,out}}) - \dot{m}_{\text{pc}} h_{\text{pc}}}{c_{p,\text{HTF}} (T_{\text{HTF,out}} - T_{\text{HTF,in}})} \quad (31)$$

利用在储能阶段存储的带压热水进行非接触式预热释能阶段湿空气,因此在换热器内不存在蒸发冷凝相变过程,因此式(27)和式(29)在 $\dot{m}_{\text{pc}}$ 为 0 的条件下可作为换热器的控制方程。

2.8 压力容器(缓冲罐、储气罐和液体活塞)

在复合压缩储能过程中,缓冲罐、储气罐以及液体活塞均存在进排气过程以及湿空气与液态水之间的蒸发冷凝过程,基于能量守恒,得到压力容器内湿空气侧的能量控制方程

$$\begin{aligned} \frac{dU_{\text{ma}}}{dt} = & -P_{\text{ma}} \frac{dV_{\text{ma}}}{dt} - \dot{m}_{\text{da,in}} + \dot{m}_{\text{da,out}} h_{\text{ma,out}} - \\ & \dot{m}_{\text{cond}} (c_{p,v} T_{\text{ma}} - \gamma) + \dot{m}_{\text{evap}} c_{p,v} T_w + \dot{Q}_{\text{ma,total}} \end{aligned} \quad (32)$$

式中: U 为物质的总内能; γ 为水蒸气的相变潜热; $\dot{Q}_{\text{ma,total}}$ 为压力容器内湿空气与外界的总换热速率;下标 w 为液态水。

液体活塞、缓冲罐和储气罐内出现冷凝水后,基于能量守恒方程,得到压力容器内液态水侧的能量控制方程

$$\frac{dU_w}{dt} = -p_{ma} \frac{dV_w}{dt} - \dot{m}_{w,in} h_{w,in} + \dot{m}_{w,out} h_{w,out} + \dot{m}_{cond} c_{p,w} T_{ma} - \dot{m}_{evap} (c_{p,w} T_w + \gamma) + \dot{Q}_{w,total} \quad (33)$$

式中: $\dot{Q}_{w,total}$ 为压力容器内液态水与外界的总换热速率。

压力容器内进出口湿空气质量流量均为 0 的工况下,湿空气与罐体采用自然对流传热模型,努塞尔数可表示为^[24]

$$Nu_{ma,free} = 3.25 Ra_{ma}^{*0.272} F^{0.765} \quad (34)$$

式中: Ra^* 为修正瑞利数; F 为形状因子。

湿空气自然对流换热修正瑞利数为

$$Ra_{ma,free}^* = \frac{\rho_{ma}^2 g \beta_{ma} |T_{ma} - T_0| H_{ma}^3 c_{p,ma}}{\mu_{ma} \lambda_{ma}} \quad (35)$$

形状因子 F 可以表示为

$$F = \frac{V_{ma}}{A_{a,w} D} \quad (36)$$

式中: $A_{a,w}$ 为压力容器截面积; D 为压力容器内径。

在湿空气进出压力容器的工况下,湿空气与罐体采用混合对流传热模型,努塞尔数可表示为

$$Nu_{ma,force} = 0.56 Re_{ma,io}^{0.67} + 0.104 Ra_{ma,force}^{0.352} \quad (37)$$

式中: Re 为雷诺数;下标 io 为进出口位置。

混合对流传热瑞利数为

$$Ra_{ma,force} = \frac{\rho_{ma}^2 g \beta_{ma} |T_{ma} - T_0| H_{ma}^3 c_{p,ma}}{\mu_{ma} \lambda_{ma}} \quad (38)$$

假定压力容器外侧壁面的强制对流风速为 3 m/s, 根据 Churchill 和 Bernstein 相关性,可得到压力容器外壁面与大气环境的努塞尔数^[20]

$$Nu_{ot,env} = \frac{0.62 Re_{ot,env}^{1/2} Pr_{ot,env}^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr_{ot,env})^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_{ot,env}}{282000} \right)^{1/2} \right] + 0.3 \quad (39)$$

式中: Pr 为普朗特数;下标 ot 和 env 分别为压力容器外壁面和大气环境。

当压力容器内稳定出现液态水后,需要考虑沉积在压力容器底部液态水与壁面、湿空气侧的传热。当压力容器内部液态水不发生流动时,可认为是纯导热换热模型,而当液体活塞内进出液态水时可认为压力容器内液相是混合对流传热过程,按照式(37)计算液态水的努塞尔数。

对于液态水与湿空气侧的传热过程,根据湿空气侧和液态水侧的温度,可得到努塞尔数

$$Na_{a,w} = \begin{cases} 0.54 Ra_{a,w}^{1/4}, & T_w > T_{ma} \\ 0.52 Ra_{a,w}^{1/5}, & T_w \leq T_{ma} \end{cases} \quad (40)$$

式中:下标 aw 为气液相界面间的传热过程。

压力容器内湿空气与外界环境的换热系数为

$$H_{ma,env} = \frac{1}{(1/H_{ma,it}) + (l_t/\lambda_t) + (1/H_{ot,env})} \quad (41)$$

式中: H 为传热过程的总换热系数; l_t 为压力容器的壁厚;下标 t 和 it 分别为压力容器和压力容器的内壁面。

压力容器内液态水与外界环境的换热系数为

$$H_{w,env} = \frac{1}{(1/H_{w,it}) + (l_t/\lambda_t) + (1/H_{ot,env})} \quad (42)$$

2.9 性能评价模型

选取储能效率 η_{elec} 作为评价指标,储能效率定义为释能过程净发电量与储能过程净耗电量之比^[5]

$$\eta_{elec} = \frac{\int_0^{t_{exp,end}} \dot{W}_{out}(t_{exp}) dt_{exp}}{\int_0^{t_{com,end}} \dot{W}_{in}(t_{com}) dt_{com}} \quad (43)$$

式中: $\dot{W}_{in}(t_{com})$ 和 $\dot{W}_{out}(t_{exp})$ 分别为在储能阶段 t_{com} 时的净耗电功率和在释能阶段 t_{exp} 时的净发电功率; $t_{com,end}$ 和 $t_{exp,end}$ 分别为储能阶段和释能阶段系统的运行最大时长。

3 结果与讨论

3.1 模型验证

为验证本文所建模型的准确性,将液体活塞单罐压缩湿空气的结果与文献[24]的模拟数据和文献[25]的实验数据进行对比,如图3所示。文献[24]建立的模型未考虑液体活塞内部的蒸发冷凝过程,

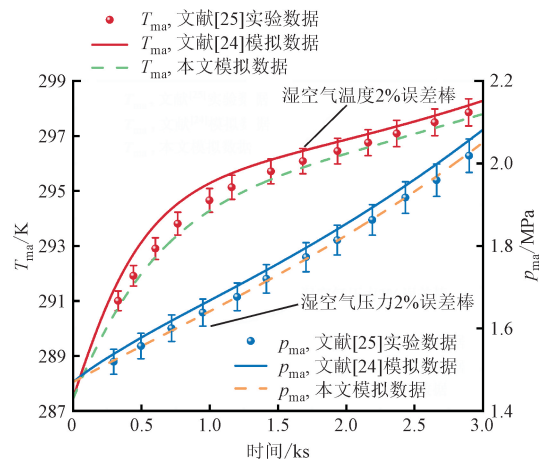


图3 模拟数据与文献[24-25]数据比较

Fig. 3 Comparison of simulated data in this paper with literature [24-25] data

而是通过实验给出水汽界面等效换热系数。因此,本文所建模型能够更好反映压缩不同阶段因蒸发冷凝速率变化对湿空气热力参量的影响。由图 3 可知,液体活塞罐内的湿空气温度 T_{ma} 和压力 p_{ma} 的变化趋势与实验结果保持一致,且相较于文献[24]模拟结果,本文模型将湿空气温度和压力模拟误差降低至 2% 以内。本文计算结果与文献[25]实验结果的误差是由于实际运行过程中液体活塞内与湿空气接触的壁面并没有全时完全附着水膜,计算的潜热换热量过大,使湿空气温度低于实验数据。

3.2 典型工况热-湿-压参量分析

典型工况热-湿传递循环特性分析的主要参数如表 1 所示,分析储释能以及静置过程中缓冲罐、液体活塞以及储气罐内相关参数随运行时间的变化规律。

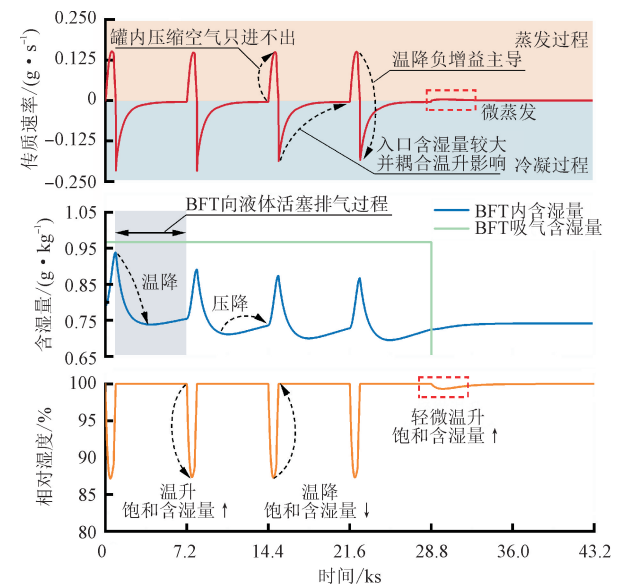
表 1 系统热力学分析选取的典型工况参数
Table 1 Typical operating condition parameters selected for thermodynamic analysis of the system

参数	数值
储能时间/ks	28.8
释能时间/ks	28.8
储能和释能后的静置时间/ks	14.4
预压缩机组级数	3
预压缩机组单级压比	3.1
预压缩机组绝热效率/%	85
膨胀机组级数	3
膨胀机组单级膨胀比	3.67
膨胀机组绝热效率/%	88
水泵效率/%	88
环境温度/K	298.15
环境压力/kPa	101.325
环境相对湿度/%	60
换热器温差/K	5
储气罐最高压力/kPa	8 000
储气罐最低压力/kPa	5 000

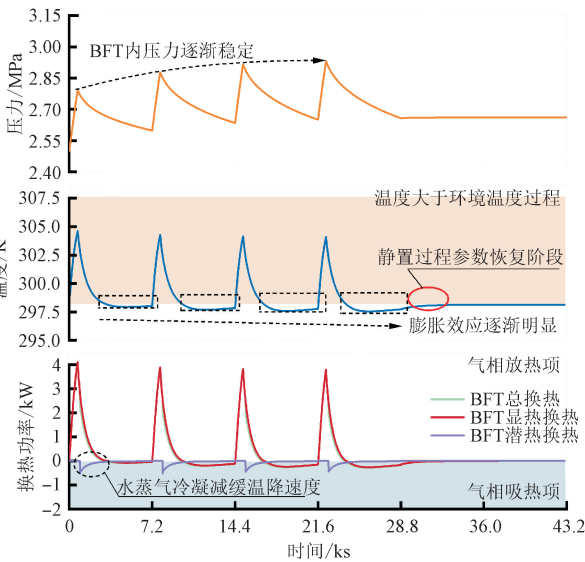
在复合压缩储能过程中,预压缩后缓冲罐在储能及静置阶段的湿参量和热力参量随时间的变化见图 4。在储能阶段的 28.8 ks 内,缓冲罐从预压缩机组出口持续性进气,并间断性向液体活塞罐中排气(图 4(a)中紫色背景区域),因此缓冲罐内湿参量随

时间出现周期规律性变化。以缓冲罐第 1 个循环周期为例,分析其在储能过程中的热-湿-压参量变化特性。

基于式(2)可知,湿空气的饱和含湿量与温度呈正相关,与干空气压力呈现负相关。因此,在缓冲罐只进气不排气运行阶段(进气压力高于缓冲罐内压力使得罐内湿空气温度和压力快速升高)的前 0.6 ks,受温升影响,缓冲罐内湿空气相对湿度快速下降,并达到最大蒸发速率点 0.152 g/s;而在缓冲罐只进气不排气运行阶段的 0.6~0.9 ks,湿参量受压力影响主导的蒸发过程加速了缓冲罐内相对湿度的上升。缓冲罐在开始向液体活塞排气时,湿空气的相对湿度为 98.5%,温度为 304.64 K,压力为 2.792 MPa。因排气流量大于进气流量,排气过程缓冲罐内湿空气温度、压力以及饱和含湿量快速下降,受温度及饱和含湿量降低影响,缓冲罐内湿空气在排气阶段快速进入冷凝状态并保持。当储能过程运行至 4.05 ks 时,罐内湿空气转变为受压力降低影响主导,使饱和含湿量开始进入上升阶段。此时,由于缓冲罐进气含湿量较高,使湿空气在持续冷凝过程的同时含湿量逐渐上升,罐内维持饱和和湿空气状态。同时,由式(32)及图 4(b)中换热功率趋势变化可知,水蒸气冷凝放热降低了缓冲罐内湿空气温度的下降速率。储能 3.3 ks 时,罐内湿空气温度降至环境温度,此时缓冲罐内空气开始通过壁面从环境中吸热避免了湿空气的温度降低,至 5.0 ks 时,罐内湿空气达到最低温度 297.9 K 后缓慢上升,直至 7.2 ks 完成缓冲罐的第一运行周期。



(a)缓冲罐气相侧湿参数随时间的变化



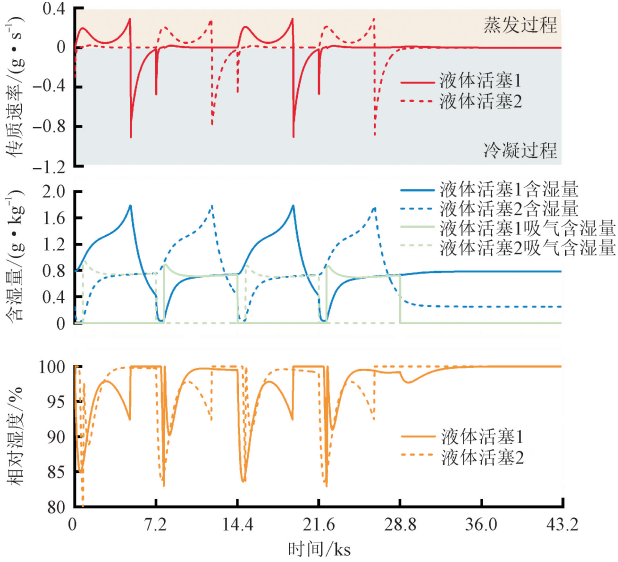
(b)缓冲罐内气相侧热力参量随时间的变化

图 4 储能过程缓冲罐内气相侧相关参数随时间的变化
Fig. 4 Variation of relevant parameters on the gas phase side in the buffer tank during the energy storage process over time

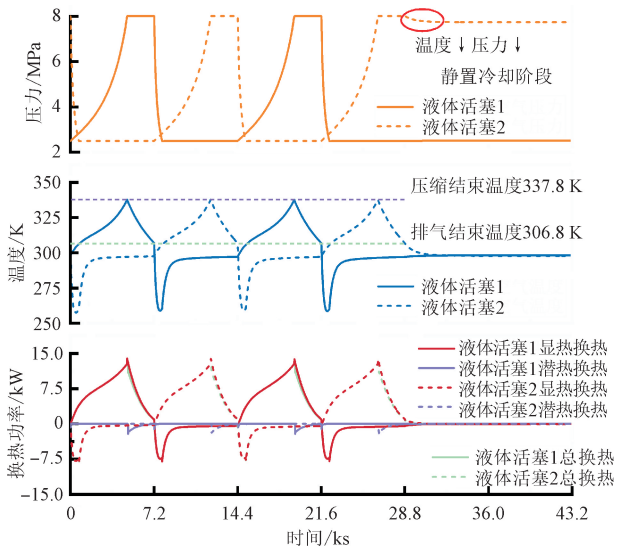
缓冲罐内热-湿-压参量需要经过多次运行才能达到稳定平衡工况,因此随着运行周期的增加其内部热-湿-压参量出现规律性变化。从图 4(b)中压力参量时变特征可见,缓冲罐内最高压力随着储能过程中循环周期而增高,并逐渐趋于稳定到 2.932 MPa。缓冲罐最高压力(排气开始时压力)越大,排气过程中湿空气温度受膨胀效应影响越大,因此排气阶段的最低温度越低,虽然罐内湿空气一直处于饱和状态,但其含湿量逐渐降低。因湿空气与缓冲罐壁面温差增大,使排气中后期湿空气温度以及含湿量上升趋势更加明显。缓冲罐在结束 28.8 ks 储能过程后,其内部湿空气温度仍低于环境温度,因此随着换热过程的进行,饱和含湿量逐渐增大。由于预压缩后的高含湿量空气不再进入缓冲罐,使得湿空气相对湿度下降出现微蒸发情况。在 43.2 ks 的储能及静置过程中,缓冲罐内共蒸发了 356.87 g 液态水,但同时冷凝了 641.66 g 水蒸气,因此复合压缩储能过程缓冲罐在典型运行工况每天会多产生 284.79 g 液态水。

图 5 为复合压缩储能过程中缓冲罐后液体活塞在储能及静置阶段的湿参量和热力参量随时间的变化。液体活塞在储能阶段的热-湿-压参量均表现出周期性变化趋势,工作流程分为:近等温压缩阶段、恒压排气阶段、近等温膨胀阶段、恒压吸气阶段,且

液体活塞 1 与液体活塞 2 在相同时间内间隔两个小阶段。因此本文以液体活塞 1 第 1 个循环周期为例分析其在储能过程中的热-湿-压参量变化特性。



(a)液体活塞内气相侧湿参数随时间的变化



(b)液体活塞内气相侧热力参量随时间的变化

图 5 储能过程液体活塞罐内气相侧相关参数随时间的变化
Fig. 5 Variation of relevant parameters on the gas phase side in the liquid piston during the energy storage process over time

由于液体活塞 1 在第一个循环周期内的湿参数时变特性分布较密集,图 6 局部展示了储能前 14.4 ks 内液体活塞 1 的湿参数随时间的变化。当液体活塞恒压吸气直至水气界面达到下临界点时,水泵开始向罐内泵水,液体活塞内湿空气的温度和压力均呈现出单调上升趋势。由于液体活塞前期湿空气与壁面换热温差较小,后期换热面积逐渐缩小,因此在液体

活塞近等温压缩前期和后期温度上升速率明显高于近等温压缩中期。液体活塞湿参量与温度的变化趋势保持一致,在近等温压缩阶段,液体活塞内持续保持蒸发状态。在压缩前期和后期受温升正增益影响,蒸发速率呈增大趋势,最高至 0.195 g/s 和 0.292 g/s (图6中紫色和蓝色背景区域)。在压缩阶段的 $0.68 \sim 2.7 \text{ ks}$ 过程中,受压升负增益影响主导,蒸发速率逐渐降低(图6中绿色背景区域)至 0.046 g/s 。由式(13)可知,液态水蒸发速率与湿空气的相对湿度呈现负相关性,因此在液体活塞压缩阶段,湿空气与蒸发速率的变化趋势相反。

当液体活塞完成近等温压缩阶段进入恒压排气阶段,由于湿空气温度快速下降,且从自然对流传质过程转变为混合对流传质过程,使湿空气的饱和含湿量快速下降,在 4.96 ks 时达到饱和状态。随后液体活塞进入恒压排气阶段,混合对流换热过程使其内部温度逐渐降低,迅速达到饱和湿空气并持续发生水蒸气冷凝,冷凝速率随着温度下降梯度的降低而减小。当水气相界面达到上临界点时,液体活塞进行排水并进入近等温膨胀阶段,此时气相体积较小,因此压力和温度的变化速率很大。在近等温膨胀初期温降负增益影响主导,液体活塞内湿空气的饱和含湿量快速降低(图6中粉色背景),进而在膨胀阶段的 $7.2 \sim 7.64 \text{ ks}$ 过程中出现水蒸气冷凝现象。随着液体活塞继续排水膨胀,其内部湿空气温度和压力进一步下降,逐渐转变为受压降正增益影响主导过程,因湿空气的饱和含湿量逐渐增大,其相对相对湿度快速下降至 82.96% 。当液体活塞内湿空气膨胀至吸气压力时,缓冲罐内较高温度和含湿量的湿空气进入液体活塞。在 7.9 ks 开始受吸入高含湿量空气影响,罐内湿空气相对湿度快速上升, 7.99 ks 时罐内湿空气达到饱和后又因温升正增益影响,湿空气的饱和含湿量快速上升。此时虽受吸入高含湿量湿空气和微蒸发共同影响使罐内湿空气含湿量快速上升,但相对湿度仍呈现下降趋势,直至 8.4 ks 达到最低点 90.18% 。此时,液体活塞内湿空气温度逐渐趋于稳定,湿空气饱和含湿量变化较小。随着吸入高含湿量空气和蒸发过程的进行,罐内湿空气相对湿度逐渐升高并接近饱和状态,至此液体活塞1完成在第1个循环周期内的运行。

液体活塞相较于缓冲罐在储能过程中不需要通过多次运行就可达到稳定平稳运行工况,因此其热-湿-压参量随时间变化呈现较为标准的规律性周期

循环。在此典型运行工况下,压缩阶段液体活塞内湿空气的最高温度为 337.8 K ,排气阶段结束时其内部湿空气温度为 306.8 K ,膨胀阶段其内部湿空气的最低温度为 259.7 K 。由图5(b)中换热功率趋势变化可知,水蒸气冷凝放热在排气阶段初期降低了液体活塞内湿空气温度的下降速率。当液体活塞完成 28.8 ks 的近等温压缩后,由于活塞1内湿空气温度低于环境温度使其内部压力出现略微上升,并伴随液体活塞1在 29.54 ks 处罐内湿空气相对湿度达到最低点 97.69% ,静置阶段液体活塞1内液态水蒸发致使湿空气逐渐趋近于饱和。

完成 28.8 ks 近等温压缩后的活塞2温度高于环境温度,其内部压力出现略微下降;随着静置阶段液体活塞2内水蒸气冷凝使其内部湿空气含湿量逐渐趋于稳定。在 43.2 ks 的储能及静置过程中,单组液体活塞1、2共蒸发了 1226.80 、 1221.91 g 水蒸气,冷凝水量 1089.52 、 1092.76 g ,因此复合压缩储能过程液体活塞1、2在典型运行工况下每天会减少 137.29 、 129.15 g 液态水。

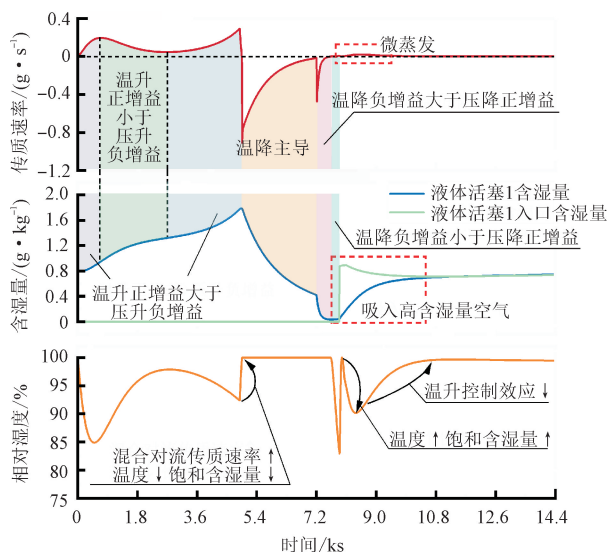
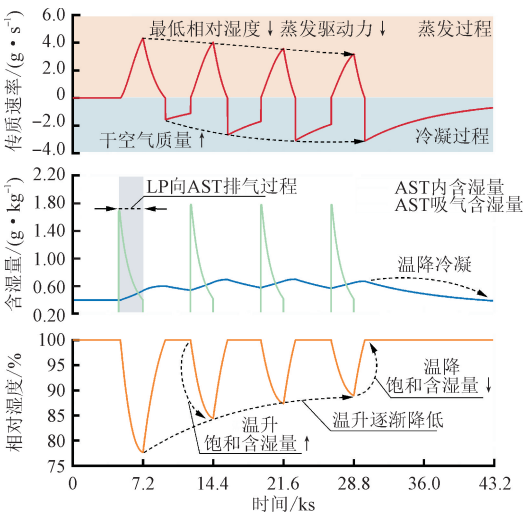


图6 储能阶段液体活塞1内前14.4 ks湿参量随时间的变化

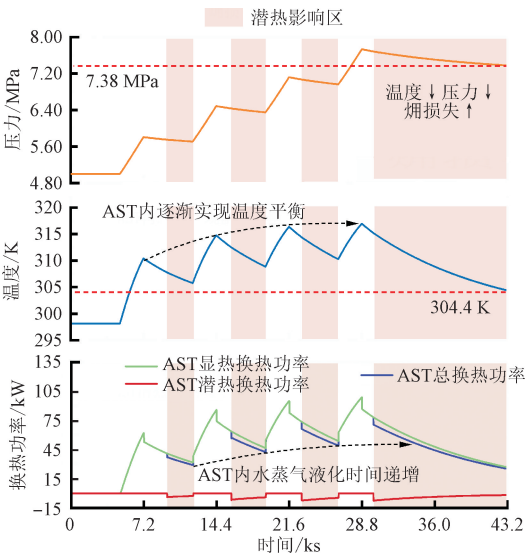
Fig. 6 Variation of moisture parameters inside liquid piston 1 over the first 14.4 ks during the energy storage phase

图7展示了储能过程储气罐在储能和静置阶段的湿参量和热力参量随时间的变化。在储能阶段的 28.8 ks 内,液体活塞向储气罐内间断性排气,因此储气罐内热-湿-压参量随时间以“充气-静置”为周期出现规律性变化。在储能阶段开始的前 4.9 ks ,液体活塞均未向储气罐内充气,因此其内部湿空气维持饱和状态不变。当液体活塞1达到排气压力向储

气罐充气时,由于储气罐吸入高压空气,其内部温度和压力快速上升,罐内湿空气受温升正增益影响主导,其饱和含湿量逐渐提高,湿空气相对湿度在 7.2 ks 时达到最低点 77.66%。而后,储气罐进入静置阶段,此时罐内湿空气温度、压力和饱和含湿量逐渐降低,伴随着其相对湿度逐渐升高并在 9.5 ks 时达到饱和。此时,由于储气罐内湿空气温度、压力和饱和含湿量仍保持下降趋势,罐内湿空气进入长时冷凝阶段(图 7(b) 中粉色区域),直至 12.09 ks 时由液体活塞 2 向储气罐内继续充入高温且高含湿量的湿空气,进入下一阶段的“充气-静置”周期的规律性循环。



(a) 储气罐内气相侧湿参数随时间的变化



(b) 储气罐内气相侧热力参量随时间变化

图 7 储能过程储气罐内气相侧相关参数随时间的变化
Fig. 7 Variation of relevant parameters on the gas phase side in the liquid piston during the energy storage process over time

随着“排气-静置”循环周期的进行,储气罐的热-湿-压参量时变特征出现规律性变化。由图 7(a) 中传质速率参量时变特征可发现,储气罐内液态水的最大蒸发速率随着循环周期的增大而逐渐减小,其内部湿空气的最大冷凝速率随着循环周期的增大而逐渐增大。其主要原因是,随着“排气-静置”循环周期的进行,储气罐内部逐渐实现温度平衡,相对应的储气罐内湿空气的饱和含湿量受温度变化影响逐渐减小,因此每次循环的最小相对湿度变化逐渐趋于稳定。同时,受储气罐内压升负增益影响,单循环内的最小相对湿度仍呈现上升趋势。由图 7(a) 中换热功率趋势变化可知,水蒸气冷凝放热在储气罐静置阶段降低了罐内湿空气温度的下降速率,并且受罐内湿空气液化的影响时间逐渐变长。当完成 28.8 ks 储能过程后,储气罐内温度仍处于较高水平,因此在静置阶段受温降负增益影响,使罐内湿空气持续保持液化过程。储气罐静置结束时内部温度为 304.4 K,压力为 7.38 MPa。43.2 ks 的储能及静置过程中,储气罐内共蒸发了 28 842.87 g 水蒸气,但冷凝了 40 429.62 g 液态水,因此复合压缩储能过程中的储气罐在典型运行工况下每天会减少 11 586.75 g 液态水。

在不同环境相对湿度条件下,绝热压缩空气储能系统和复合压缩空气储能系统储能效率对比见图 8。随着环境相对湿度的升高,两种系统的储能效率均呈逐渐下降的趋势,但复合压缩储能系统在各湿度水平下均具有显著优势,表现出更优的热力学性能。绝热压缩空气储能系统效率随湿度升高由

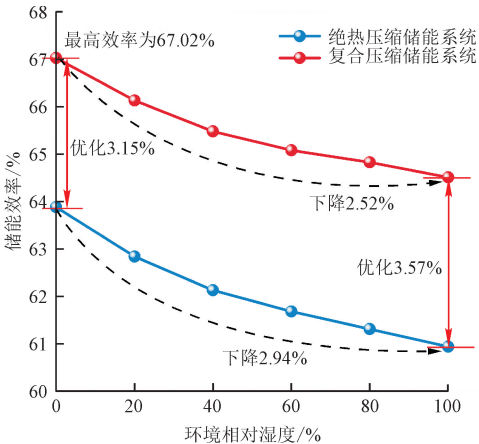


图 8 不同环境湿度下绝热压缩空气储能系统与复合压缩储能系统储能效率对比 [24-25]
Fig. 8 Comparison of energy storage efficiency between adiabatic and hybrid compressed air energy storage systems under different environmental humidity [24-25]

63.87%下降至60.93%,降幅为2.94%。复合压缩储能系统的效率同样随湿度增加而降低,由67.02%降至64.50%,降幅为2.52%。在相同湿度条件下,复合系统相较于绝热系统始终保有约3.15%~3.57%的效率优势,表明其系统结构或工作流程对湿度的敏感性更低,具备更好的鲁棒性。

4 结 论

绝热-近等温复合压缩储能是降低压缩热损失、提升储能系统能量转换效率的有效途径,本文通过建立该过程的热-湿-压耦合动态数学模型,研究了储能过程缓冲罐、液体活塞及储气罐内显著差异化的水分相变行为与净平衡特征,揭示了复合压缩储能过程气液两相工质时空迁移规律与相变热力学机制。

(1)储能过程整体呈现液态水净增加趋势,其中缓冲罐内冷凝主导致使日净产水为284.79 g,液体活塞1、2因蒸发占主导,耗水137.29、129.15 g/d;储气罐作为核心储能单元,表现出极强的净冷凝能力(11 586.75 g/d),决定了系统水平衡的总体方向。

(2)缓冲罐内热-湿-压参数需经多周期运行方趋稳定,其周期性变化受进气/排气切换驱动。纯进气阶段早期由温升正增益主导蒸发,后期则转为压升负增益抑制蒸发;排气阶段则因绝热膨胀引发温压骤降,导致持续性冷凝。液体活塞则展现出快速自稳定的4阶段周期特性,其相变行为与工作阶段紧密耦合:压缩阶段前/后期温升主导蒸发加速,中期压升主导蒸发减速;排气与膨胀阶段则以冷凝为主;吸气阶段则因吸入高焓湿空气使状态重新饱和。

(3)复合系统相较于绝热压缩空气系统储能效率高3.15%~3.57%。复合压缩过程热-湿-压多物理场的动态耦合与主导机制竞合是驱动相变行为的核心:温升对饱和含湿量呈现正增益效应,而压升则表现为负增益;系统状态取决于瞬时温度与压力的变化速率竞争,即当温度效应超越压力效应时,热力学过程由温度变化主导,反之则由压力变化主导。

参考文献:

[1] GUO Zi'ao, SUN Xujie, CAI Xuchao, et al. Novel liquid-piston-coupled adaptable continuous compressed air ejection system; thermodynamics design and optimization [J]. *Energy*, 2025, 335: 138165.

[2] 赵攀, 苟非非, 许文盼, 等. 风-火-储耦合系统储能容量配置优化对比 [J]. *西安交通大学学报*, 2024, 58(8): 38-48.
ZHAO Pan, GOU Feifei, XU Wenpan, et al. Comparison of storage capacity configuration optimization in wind-thermal power-storage coupling system [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2024, 58(8): 38-48.

[3] 陈来军, 梅生伟, 王斌, 等. 火电耦合压缩空气储能技术研究进展及展望 [J]. *中国电机工程学报*, 2024, 44(18): 7264-7275.
CHEN Laijun, MEI Shengwei, WANG Bin, et al. An overview and outlook on thermal power unit coupled with compressed air energy storage [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2024, 44(18): 7264-7275.

[4] 李瑞雄, 邹瀚森, 姚尔人, 等. 液体活塞近等温压缩空气储能过程热力性能评估 [J]. *西安交通大学学报*, 2023, 57(5): 58-67.
LI Ruixiong, ZOU Hansen, YAO Erren, et al. Thermodynamic performance evaluation of the near-isothermal compressed air energy storage system with liquid piston [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2023, 57(5): 58-67.

[5] ZHANG Yufei, WANG Haiyang, ZHANG Peiye, et al. Energy, exergy, economic and environmental analysis and optimization of an adiabatic-isothermal compressed air energy storage coupled with methanol decomposition reaction for combined heat, power and hydrogen generation system [J]. *Energy Conversion and Management*, 2025, 325: 119401.

[6] 潘文, 令兰宁, 李瑞雄, 等. 绝热-近等温压缩空气耦合储能过程热压匹配规律 [J]. *储能科学与技术*, 2023, 12(11): 3425-3434.
PAN Wen, LING Lanning, LI Ruixiong, et al. Thermal-pressure matching law of adiabatic, near-isothermal compressed-air coupled energy-storage process [J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2023, 12(11): 3425-3434.

[7] LI Ruixiong, TAO Rui, YAO Erren, et al. Decoupling heat-pressure potential energy of compressed air energy storage system; using near-isothermal compressing and thermal energy storage [J]. *Journal of Energy Storage*, 2023, 63: 107017.

[8] 李震领, 许未晴, 贾冠伟. 多管阵列近等温压缩空气储能方法研究 [J]. *液压与气动*, 2024, 48(1): 93-99.
LI Zhenling, XU Weiqing, JIA Guanwei. A tube array near isothermal air compressed air energy storage [J]. *Chinese Hydraulics & Pneumatics*, 2024, 48(1):

- 93-99.
- [9] VAN DE VEN J D, LI P Y. Liquid piston gas compression [J]. *Applied Energy*, 2009, 86(10): 2183-2191.
- [10] CHEN Hua, CHENG Wenlong, NIAN Yongle. Liquid-gas heat transfer characteristics of near isothermal compressed air energy storage based on Spray Injection [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2023, 215: 124530.
- [11] ZHOU Bingqian, ZHANG Xinjing, HU Shiwei, et al. Performance analysis of an isothermal compressor through enhancing heat transfer by spraying droplets [J]. *Journal of Energy Storage*, 2025, 120: 116464.
- [12] DIB G, HABERSCHILL P, RULLIÈRE R, et al. Thermodynamic investigation of quasi-isothermal air compression/expansion for energy storage [J]. *Energy Conversion and Management*, 2021, 235: 114027.
- [13] 蒋中明, 郭菁, 唐栋. 压气储能地下储气库压缩湿空气热力学模型 [J]. *储能科学与技术*, 2021, 10(2): 638-646.
- JIANG Zhongming, GUO Jing, TANG Dong. A thermodynamic model of compressed humid air within an underground rock cavern for compressed air energy storage [J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2021, 10(2): 638-646.
- [14] 许圣华. 湿空气热物理性质计算方程 [J]. *苏州大学学报(自然科学版)*, 1999, 15(3): 54-59.
- XU Shenghua. Equations for calculating thermophysical properties of moist air [J]. *Journal of Soochow University(Natural Science Edition)*, 1999, 15(3): 54-59.
- [15] 章霆芳, 章伯其. 湿空气饱和水蒸气压力与温度关系式的改进与应用 [J]. *制冷空调与电力机械*, 2005, 26(4): 43-45.
- ZHANG Tingfang, ZHANG Boqi. Improvement and application of the relationships between the water vapor saturation pressure and temperature of the moist air [J]. *Refrigeration Air Conditioning & Electric Power Machinery*, 2005, 26(4): 43-45.
- [16] 周艳, 李超, 隋春杰. 热工基础 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2022.
- [17] ZHENG Shaofei, EIMANN F, PHILIPP C, et al. Modeling of heat and mass transfer for dropwise condensation of moist air and the experimental validation [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 120: 879-894.
- [18] PAUKEN M T. An experimental investigation of combined turbulent free and forced evaporation [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1998, 18(4): 334-340.
- [19] 王超, 陈学, 胥蕊娜, 等. 低压加热条件下水膜蒸发特性 [J]. *中国科学院大学学报*, 2018, 35(2): 188-192.
- WANG Chao, CHEN Xue, XU Ruina, et al. Water film heating evaporation under low pressure [J]. *Journal of University of Chinese Academy of Sciences*, 2018, 35(2): 188-192.
- [20] GUO Zi'ao, ZHANG Yufei, CAI Xuchao, et al. Comprehensive performance analysis of a trans-critical CO₂ energy storage system with coupled flexible cold energy storage regulation based on entransy analysis [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2025, 277: 126897.
- [21] ZHANG Yufei, GUO Zi'ao, ZHANG Peiye, et al. Study on the comprehensive performance and control strategy of a methanol decomposition reactor for compressed air energy storage with combined heating from compression heat and solar energy [J]. *Renewable Energy*, 2025, 250: 123272.
- [22] HUANG Xin, KE Tingfen, YU Xiangqian, et al. Pressure drop modeling and performance optimization of a humidification-dehumidification desalination system [J]. *Applied Energy*, 2020, 258: 114065.
- [23] WANG Chichuan, LIN Y T, LEE C J. An airside correlation for plain fin-and-tube heat exchangers in wet conditions [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2000, 43(10): 1869-1872.
- [24] WANG Haiyang, ZHANG Yufei, JIN Peng, et al. Dynamic thermodynamic performance analysis of a novel pumped thermal electricity storage (N-PTES) system coupled with liquid piston [J]. *Journal of Energy Storage*, 2024, 84(Part B): 110836.
- [25] LI Chengchen, WANG Huanran, HE Xin, et al. Experimental and thermodynamic investigation on isothermal performance of large-scaled liquid piston [J]. *Energy*, 2022, 249: 123731.

(编辑 杜秀杰)