

# AA-CAES 系统释能过程运行特性分析

韩中合, 郭森闯

(华北电力大学电站设备状态监测与控制教育部重点实验室, 保定 071003)

**摘 要:** 为了研究释能过程中膨胀机运行特性对先进绝热压缩空气储能(AA-CAES)系统性能的影响, 提出3种膨胀机运行方式: 定压运行、定滑运行和滑压运行, 并建立 AA-CAES 系统热力学模型。使用数值计算的方法, 对比3种方式的系统性能差异, 并分析关键参数对采用不同方式的系统性能的影响。计算结果表明: 基本运行参数相同时, 膨胀机采用滑压运行时储能效率和储能密度最大; 适当调整储气压比差值, 可改善3种方式的系统性能; 存在最佳换热器效能使得3种运行方式的储能效率最大; 膨胀机效率下降系数对定滑方式的影响最大; 3种方式的稳定间隔时间较接近, 对流换热系数增加到一定值时, 不存在稳定间隔时间。

**关键词:** AA-CAES; 释能过程; 运行方式; 储能效率; 储能密度

**中图分类号:** TK82

**文献标志码:** A

## 0 引 言

由于自然界储存的化石能源日益消耗殆尽, 加之各国对环境问题的日益重视, 可再生能源, 如: 太阳能和风能逐渐取代化石燃料, 被大量用来发电。但是, 利用可再生能源发出的电能具有不稳定性, 将其并网就会给电网造成一定的冲击。储能技术可解决其并网带来的安全性问题, 包括抽水蓄能、压缩空气储能、电池储能和飞轮储能等。压缩空气储能(CAES)具有规模大、效率高、成本低和循环稳定等一系列优点, 被认为是具有最大市场潜力和应用价值的一种储能方式<sup>[1-2]</sup>。世界上现有的2座 CAES 电站分别为德国的 Huntorf 电站和美国的 McIntosh 电站<sup>[3-4]</sup>, 它们在释能过程中需燃烧天然气加热空气以提高做功能力, 会向大气排放 CO<sub>2</sub> 等温室气体。一些学者提出先进绝热压缩空气储能(AA-CAES)系统<sup>[5]</sup>, 将 CAES 和热能存储技术(TES)结合起来, 存储压缩阶段产生的热量, 并在释能阶段重新返还给空气<sup>[6]</sup>, 提高储能效率, 不再依赖化石燃料, 也不会对大气排放污染物和温室气体。

国内外学者致力于将 AA-CAES 系统改造为热电冷联产系统, 将 AA-CAES 与其他系统耦合, 也对各种运行模型、各个运行参数进行优化, 从而提高该系统的整体性能。文献[6-8]将 AA-CAES 系统同时输出热、电和冷, 文献[9]将 AA-CAES 系统与 FESS 系统构成混合

储能系统, 分析系统的热力学特性, 文献[10-13]研究系统的主要设备, 如储气室和换热器对系统性能的影响, 文献[14-15]研究压缩机运行特性对系统的影响, 文献[16]对压缩和膨胀级数进行优化, 文献[17]提出一种系统结构优化方案。对于膨胀机的运行特性较少涉及, 文献[18]虽然选取2种不同的膨胀机运行模型, 对比系统性能, 但其使用的系统是传统的 CAES 系统, 并未基于 AA-CAES 系统开展膨胀机运行特性对系统性能影响的研究。

为准确研究释能过程中膨胀机运行特性对 AA-CAES 系统性能的影响, 本文建立基于回热式换热器的 AA-CAES 系统模型, 在压缩机滑压运行下, 分别采用3种膨胀机运行方式, 进行系统性能计算, 比较它们在基本运行参数相同时的性能差异; 分别改变储气室压比、换热器效能、膨胀机效率下降系数和对流换热系数, 分析采用3种运行方式的系统受到的影响。以确定较为合适的膨胀机运行方式和系统的运行参数, 为 AA-CAES 的高效运行提供一定的参考。

## 1 AA-CAES 系统释能过程分析

本文建立的 AA-CAES 系统模型如图1所示。该系统包括压缩机、换热器、储热器、储冷器、储气室和膨胀机。基本运行过程为: 储能过程, 电网低谷时的电量被利用来驱动压缩机压缩空气, 储冷器流来的冷却介质

收稿日期: 2017-05-27

基金项目: 河北省自然科学基金(E2018502059)

通信作者: 韩中合(1964—), 男, 博士、教授、博士生导师, 主要从事热力设备状态监测与故障诊断及新能源开发利用方面的研究。  
han\_zhonghe@163.com

在换热器中吸收空气释放的压缩热,并存储在储热器中,高压空气进入储气室存储;释能过程,空气从储气室流出,在换热器中与储热器流来的储热介质进行热量交换,空气被加热后进入膨胀机作功,膨胀机带动发电机向外发出电能。

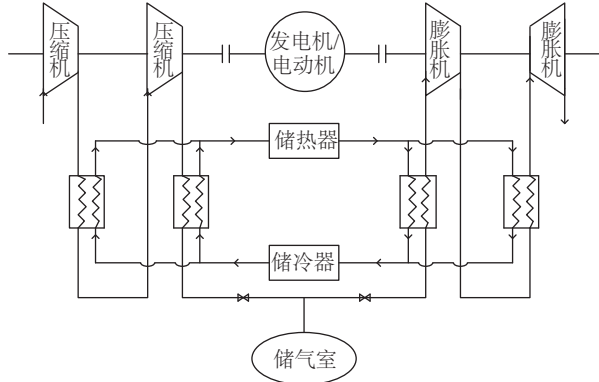


图1 AA-CAES系统模型

Fig. 1 Model of AA-CAES system

针对此模型,为简化分析和计算,提出如下基本假设:

- 1) 空气在压缩机内的压缩和在膨胀机内的膨胀均为实际过程,即多变过程;
- 2) 空气为理想气体,满足理想气体状态方程,其比热容为定值;
- 3) 忽略储热系统的散热损失,也忽略各个管道和储气室的漏气,一次循环中空气的热容量等于蓄热介质的热容量,即两者比热容与质量的乘积相等;
- 4) 定压运行方式中,忽略节流阀的散热损失,即空气经过节流阀的过程为绝热节流;
- 5) 储气室容积恒定,对流换热系数保持不变,壁面导热系数为无穷大。

空气在换热器中流动时,会产生压力损失,压力保持系数由经验公式<sup>[19]</sup>计算:

$$\eta_p = 1 - 0.0083 \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad (1)$$

式中,  $\varepsilon$  —— 换热器效能。

释能过程,空气在膨胀机中膨胀作功,该过程视为多变过程,记多变指数为  $n$ ,则膨胀机出口空气温度为:

$$T_{t,out} = T_{t,in} \beta^{\frac{n-1}{n}} \quad (2)$$

式中,  $T_{t,in}$  —— 膨胀机进口空气温度, K;  $\beta$  —— 膨胀机的膨胀比。

膨胀机多变效率记为  $\eta_t$ , 其与  $n$  的关系为:

$$\eta_t = \frac{\frac{n-1}{n}}{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (3)$$

式中,  $\kappa$  —— 绝热指数,理想气体取 1.4。

设计工况下,膨胀机效率维持额定效率  $\eta_{t,r}$  不变,变工况下,膨胀机效率可由式(4)<sup>[9]</sup>计算:

$$\eta_t = \eta_{t,r} - \alpha_t (\beta_t - \beta_{t,r})^2 \quad (4)$$

式中,  $\eta_{t,r}$  —— 膨胀机额定效率;  $\alpha_t$  —— 膨胀机效率下降系数;  $\beta_t$  —— 膨胀机实际膨胀比;  $\beta_{t,r}$  —— 膨胀机额定膨胀比。

储气室出口空气首先进入换热器中,与储热器流来的储热介质交换热量,换热器出口空气温度为:

$$T_{t,in} = (1 - \varepsilon) T_{cha} + \varepsilon T_{hot} \quad (5)$$

式中,  $T_{cha}$  —— 储气室出口空气温度, K;  $T_{hot}$  —— 储热介质温度, K。

由热力学第一定律和理想气体状态方程可推出释能过程中储气室内的压比、温度随时间的变化关系分别为:

$$\frac{d\beta}{dt} = \frac{h_c A (T_{cw} - T) - c_p T q_t}{c_p p_0 V} R_g \quad (6)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{h_c A (T_{cw} - T) + (c_v - c_p) q_t T}{c_p p_0 V \beta} R_g T \quad (7)$$

式中,  $\beta$  —— 储气室任意时刻压比;  $h_c$  —— 储气室内对流换热系数, W/(m<sup>2</sup>·K);  $A$  —— 储气室内表面积, m<sup>2</sup>;  $V$  —— 储气室容积, m<sup>3</sup>;  $c_p$  —— 空气定压比热, J/(kg·K);  $c_v$  —— 空气定容比热, J/(kg·K);  $T$  —— 储气室任意时刻温度, K;  $T_{cw}$  —— 储气室壁面温度, K;  $q_t$  —— 储气室出口空气质量流量, kg/s;  $R_g$  —— 气体常数, J/(kg·K);  $p_0$  —— 环境压力, MPa。

## 2 运行方式介绍和系统性能指标

### 2.1 3种运行方式

#### 1) 定压运行

两级膨胀机膨胀比相等且维持不变,额定工况运行,第1级膨胀机前换热器入口加装节流阀,使换热器入口压力维持储气室最低设计压力。

#### 2) 定滑运行

第1级膨胀机膨胀比不变,额定工况运行,第2级膨胀机的膨胀比随储气室内的压力变化而变化,变工况运行,两级膨胀机的膨胀比乘积等于储气室内的压比乘以压力保持系数的平方。

#### 3) 滑压运行

两级膨胀机的膨胀比均随储气室内的压力变化而

变化,变工况运行,第1级膨胀机前换热器入口压力始终等于储气室内的压力。

## 2.2 系统性能指标

1) 储能效率  $\eta_{\text{cycle}}$

$$\eta_{\text{cycle}} = \frac{W_t}{W_c} \quad (8)$$

式中,  $W_c$  —— 压缩功, J;  $W_t$  —— 膨胀功, J。

2) 储能密度  $ED$

$$ED = \frac{W_t}{V} \quad (9)$$

## 3 计算结果分析

给定系统基本运行参数如表1所示。

表1 系统基本运行参数

Table 1 Basic operation parameters of system

| 参数   | 数值        |
|--|-----------|
| 环境温度 $T_0/\text{K}$  | 293       |
| 环境压力 $p_0/\text{MPa}$  | 0.1       |
| 储气室最低压比  | 80        |
| 储气室最高压比  | 100       |
| 储气室容积 $V \times 10^5/\text{m}^3$                               | 1.5       |
| 储气室内表面积 $A \times 10^4/\text{m}^2$                             | 2         |
| 储气室壁面温度 $T_{\text{cw}}/\text{K}$                               | 293       |
| 储气室对流换热系数 $h/\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ | 20        |
| 压缩机输入功率/MW   | 80        |
| 膨胀机输出功率/MW   | 100       |
| 压缩/膨胀级数 $N$  | 2         |
| 换热器效能 $\varepsilon$  | 0.7       |
| 压缩机/膨胀机额定效率  | 0.92/0.87 |
| 膨胀机额定膨胀比   | 8.7       |
| 单次循环时间 $t/\text{h}$  | 24        |
| 储释能间隔时间 $\Delta t/\text{h}$                                    | 4         |

### 3.1 3种运行方式性能结果对比与分析

压缩机滑压运行,膨胀机分别采用定压、定滑和滑压3种运行方式时,在表1所给定的基本运行参数下,系统的性能计算结果如表2所示。3种方式的释能时间相差较小,滑压运行的储能效率和储能密度最大。3种方式的系统压缩机均采用滑压运行,基本参数相同,压缩功相等。3种方式的释能初始参数相同,滑压方式的总膨胀比最大,其他2种方式均包含定压运行的膨胀机,总膨胀比相对较小,滑压运行的膨胀功最大。所以,

滑压运行的储能效率最大为58.72%,储气室容积保持不变,使其储能密度也最大,为  $5.37 \times 10^6 \text{ J/m}^3$ 。定压运行的各种指标最小,定滑运行介于两者之间。可得出,在定压运行下,虽然膨胀机组额定工况运行,但由此对储能效率的影响不足以弥补膨胀功减小带来的影响。

表2 系统性能计算结果

Table 2 Result of system's performance calculation

| 膨胀机运行方式 | 释能时间/h | $\eta_{\text{cycle}}/\%$ | $ED \times 10^6/\text{J} \cdot \text{m}^{-3}$ |
|---------|--------|--------------------------|---|
| 定压      | 2.21   | 57.96                    | 5.30  |
| 定滑      | 2.23   | 58.64                    | 5.36  |
| 滑压      | 2.24   | 58.72                    | 5.37  |

### 3.2 储气室压比范围的影响

储气室的压比变化时,会影响到压缩机和膨胀机的功量,从而对 AA-CAES 系统的性能产生影响,如图2和图3所示。

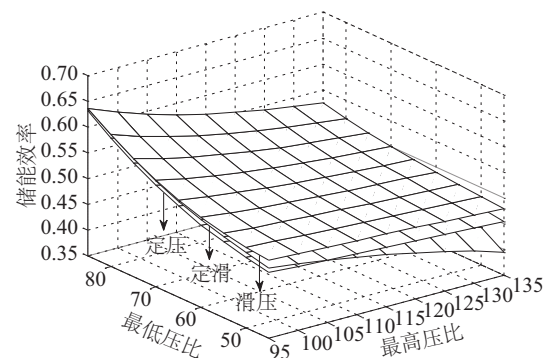


图2 储气室压比对储能效率的影响

Fig. 2 Influence of pressure ratio of chamber on energy storage efficiency

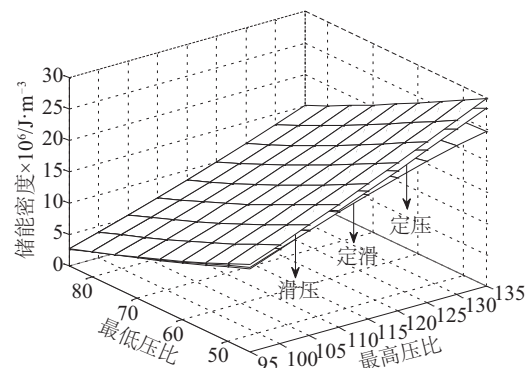


图3 储气室压比对储能密度的影响

Fig. 3 Influence of pressure ratio of chamber on energy storage density

对3种运行方式来说,减小储气室最高压比或增大

最低压比,即减小储气压比差值时,可提高储能效率。这是因为储气室压比差值越小,压比和膨胀比的变化范围越小,压缩机和膨胀机越接近额定工况,其效率越高,从而使系统的储能效率越高。从图 2 可知,增大最低压比的效果更显著。当储气室压比范围为 85~95 时,定压、定滑和滑压运行的储能效率最高,分别为 63.27%、63.69% 和 63.69%,可看出,三者相差较小,最大相差 0.42%。

提高储气室最高压比或降低最低压比,即增大储气压比差值时,能增大 3 种方式的储能密度。这是因为储气压比差值越大,释能过程中,空气做出的膨胀功越多,由于储气室容积不变,储能密度越大。从图 3 可知,提高最高压比的效果更显著。当储气压比范围为 45~135 时,定压、定滑和滑压运行方式的储能密度最大,分别为  $2.83 \times 10^7$ 、 $2.46 \times 10^7$  和  $2.99 \times 10^7 \text{ J/m}^3$ 。

滑压运行的储能效率和储能密度在储气压比变化过程中,始终是三者中最大的。在部分压比范围内,定压运行的 2 种指标优于定滑运行。储气压比需根据 AA-CAES 系统所处的运行环境进行选取,如果电负荷峰谷差较大,要求系统的容量较大,则更关注储能密度,以此来选取储气压比。如果系统的容量较小,则以储能效率为目标来选取储气压比。

### 3.3 换热器效能的影响

AA-CAES 系统在运行过程中,换热器效能不同,空气吸收和释放的热量也不同,系统性能随之发生变化,如图 4 和图 5 所示。换热器效能从 0.71 增加到 0.95 时,3 种方式的  $\eta_{\text{cycle}}$  出现拐点,ED 逐渐增大,且滑压运行和定滑运行的储能效率和储能密度非常接近。

对 3 种运行方式,换热器效能增大时,压缩阶段,冷却介质的吸热量增加,第 2 级压缩机进口空气温度降低,压缩功减少。释能阶段,储热介质释放的热量增多,两级膨胀机进口空气参数提高,作出的膨胀功增加,储能效率提高。但是,换热器效能的增大,使得压力保持系数逐渐降低,经计算,  $\varepsilon$  从 0.71 增大到 0.91 时,保持系数由 0.97 减小到 0.92,而当  $\varepsilon = 0.95$  时,压力保持系数降低到 0.84。所以,换热器效能增大时,压力损失逐渐增大,使储能效率降低。两方面综合作用使系统储能效率随换热器效能的增大出现拐点。当  $\varepsilon = 0.91$  时,定压、定滑和滑压运行均取得最高储能效率,分别为 62.64%、63.51% 和 63.63%,  $\varepsilon$  再稍有增大,三者的  $\eta_{\text{cycle}}$  均会下降,说明由于压损增大对储能效率的影响起主要作用。

由于随换热器效能的增大,3 种方式膨胀功增加,因为储气室容积不变,故储能密度增大。压力损失的增大又使储能密度减小。从图 5 可知,膨胀功增大起主要

作用。综合以上分析,换热器效能 在 0.85~0.95 时能实现较好的储能效率和储能密度。

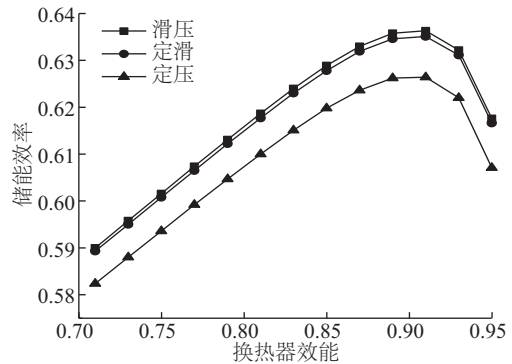


图 4 换热器效能对储能效率的影响

Fig. 4 Influence of heat exchanger efficiency on energy storage efficiency

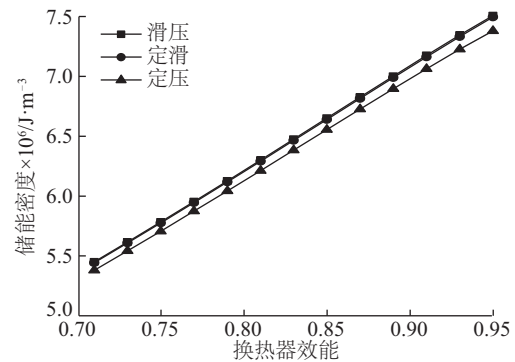


图 5 换热器效能对储能密度的影响

Fig. 5 Influence of heat exchanger efficiency on energy storage density

### 3.4 膨胀机效率下降系数的影响

膨胀机效率下降系数变化时,膨胀机效率会发生改变,从而影响系统性能,如图 6 和图 7 所示。膨胀机效率下降系数对定滑运行方式的影响最大,滑压方式次之,不影响定压方式。这是因为定压方式下,两级膨胀机均在额定工况下运行,其效率始终等于额定效率,所以系统性能不受影响。对于滑压方式,两级膨胀机的膨胀比相等,且均变工况运行,效率下降系数增大时,两级膨胀机效率均降低,导致系统整体性能下降。膨胀机组采用定滑运行方式,膨胀比的变化全部集中于第 2 级膨胀机,第 2 级膨胀机偏离额定工况更远,效率下降系数增大时,相对于滑压方式,膨胀机效率降低更多,使系统的性能指标下降最快。当  $\alpha_1 = 0.003$  时,定滑和滑压 2 种运行方式的性能指标相等,大于 0.003 时,滑压方式的性能最好。对于该 2 种方式,尽可能减小膨胀机效率下降系数。定压方式相对于其他 2 种方式,始终不具优势。

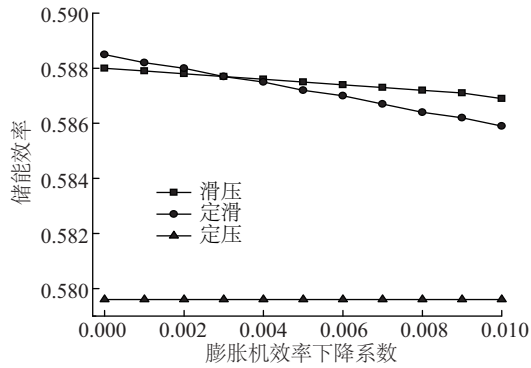


图6 膨胀机效率下降系数对储能效率的影响

Fig. 6 Influence of efficiency-dropping coefficient of expander on energy storage efficiency

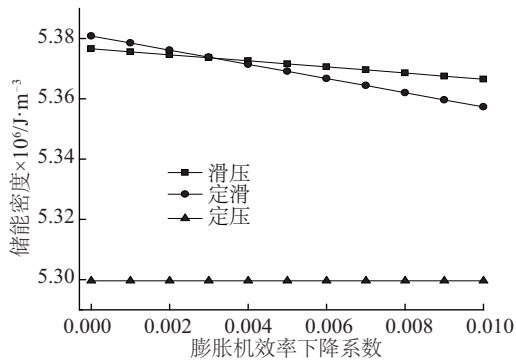


图7 膨胀机效率下降系数对储能密度的影响

Fig. 7 Influence of efficiency-dropping coefficient of expander on energy storage density

### 3.5 对流换热系数对稳定间隔时间的影响

在储能释能间隔阶段,空气会与壁面发生热量交换,导致释能阶段膨胀机进口的空气参数降低,降低系统性能。以滑压运行方式为例,在表1所给定的基本参数下,但储能释能间隔时间不同时,单次循环过程中,储气室内的压比和温度变化分别如图8和图9所示。当 $\Delta t = 3.82$  h时,释能过程结束后,储气室内的压比和温度

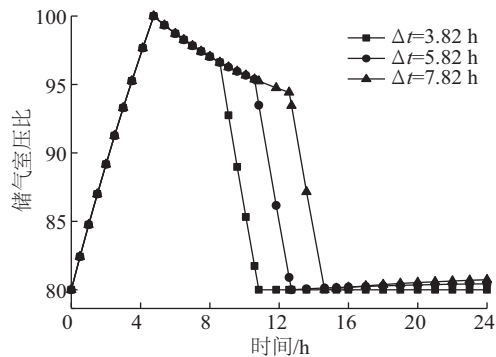


图8 储气室压比随时间的变化

Fig. 8 Variation of pressure ratio of chamber with time

均等于初始压比和温度,即储气室经历一次循环,无需外界施加任何措施,压比和温度即可恢复初始值,将此储能释能间隔时间定义为稳定间隔时间 $\Delta t_w$ 。

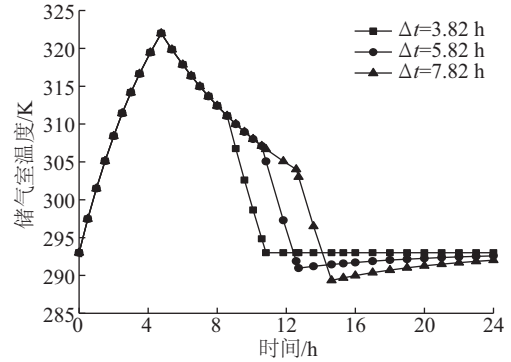


图9 储气室温度随时间的变化

Fig. 9 Variation of temperature of chamber with time

储气室内对流换热系数变化时,3种运行方式的稳定间隔时间变化情况如图10所示。可看出,定压、定滑和滑压3种运行方式的 $\Delta t_w$ 很接近,3条曲线几乎重合,变化规律一致。随着对流换热系数的增大,3种方式的 $\Delta t_w$ 均减小。最小的对流换热系数为 $8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,大于该数值才能保证单次循环时间小于24 h。当对流换热系数大于 $38 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 时,不存在 $\Delta t_w$ 。

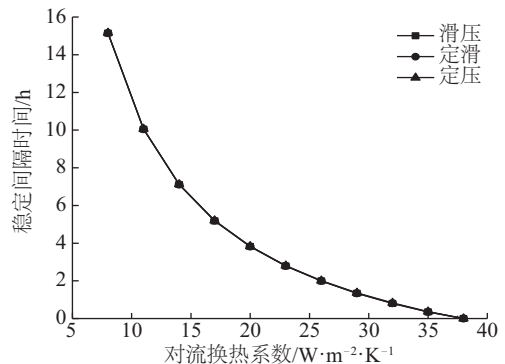


图10 对流换热系数对稳定间隔时间的影响

Fig. 10 Influence of heat transfer coefficient on steady interval time

## 4 结 论

本文基于回热式 AA-CAES 系统,建立系统模型,压缩机滑压运行,选用定压、定滑和滑压3种膨胀机运行方式,对比3种方式的系统性能差异,并分析关键参数对系统性能的影响,得出以下结论:

1)基本运行参数相同时,膨胀机采用滑压运行时储能效率和储能密度均最大。

2)减小储气室压比差值,可提高3种运行方式的储

能效率;提高储气室压比差值,可增大它们的储能密度;三者的最高储能效率相差不大。

3)定压、定滑和滑压运行的储能效率随换热器效能的增大出现拐点,  $\varepsilon=0.91$  时,三者的储能效率最高;而储能密度逐渐增大。

4)膨胀机效率下降系数对定滑方式的影响最大,滑压方式次之,不影响定压方式。当  $\alpha_1>0.003$  时,滑压方式的性能最优。

5)定压、定滑和滑压运行方式的稳定间隔时间非常接近,且都随对流换热系数的增大而减小。当对流换热系数大于  $38 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  时,不存在稳定间隔时间。

### [参考文献]

- [1] CHEN H S, CONG T N, YANG W, et al. Progress in electrical energy storage system: A critical review[J]. Progress in natural science, 2009, 19(3): 291-312.
- [2] LUND H, SALGI G. The role of compressed air energy storage(CAES) in future sustainable energy systems[J]. Energy conversion and management, 2009, 50(5): 1172-1179.
- [3] RAJU M, KHAITAN S K. Modeling and simulation of compressed air energy storage in caverns: A case study of the Huntorf Plant[J]. Applied energy, 2012, 89(1): 474-481.
- [4] CAVALLO A. Controllable and affordable utility-scale electricity from intermittent wind resources and compressed air energy storage(CAES)[J]. Energy, 2007, 32(2): 120-127.
- [5] BULLOUGH C, GATZEN C, JAKIEL C, et al. Advanced adiabatic compressed air energy storage for the integration of wind energy[C]//Proceedings of the European Wind Energy Conference, London, UK, 2004: 22-25.
- [6] 张远, 杨科, 李雪梅, 等. 基于先进绝热压缩空气储能的冷热电联产系统[J]. 工程热物理学报, 2013, 34(11): 1991-1995.  
ZHANG Y, YANG K, LI X M, et al. A combined cooling, heating and power (CCHP) system based on advanced adiabatic compressed air energy storage (AA-CAES) technology [J]. Journal of engineering thermodynamics, 2013, 34(11): 1991-1995.
- [7] KIM Y M, FAVRAT D. Energy and exergy analysis of a micro-compressed air energy storage and air cycle heating and cooling system[J]. Energy, 2010, 35(1): 213-220.
- [8] LI Y L, WANG X, LI D C, et al. A trigeneration system based on compressed air and thermal energy storage[J]. Applied Energy, 2012, 99: 316-323.
- [9] ZHAO P, DAI Y P, WANG J F. Design and thermodynamic analysis of a hybrid energy storage system based on A- CAES (adiabatic compressed air energy storage) and FESS (flywheel energy storage system) for wind power application[J]. Energy, 2014, 70(3): 674-684.
- [10] ZHANG Y, YANG K, LI X, et al. The thermal dynamic effect of air storage chamber on advanced adiabatic compressed air energy storage system[J]. Renewable energy, 2013, 57: 469-478.
- [11] 韩中合, 刘士名, 周权, 等. 恒壁温储气模型下先进绝热压缩空气储能系统性能分析[J]. 中国电机工程学报, 2016, 36(12): 3373-3380.  
HAN Z H, LIU S M, ZHOU Q, et al. Performance analysis of AA- CAES system with constant wall-temperature air storage model[J]. Proceedings of the CSEE, 2016, 36(12): 3373-3380.
- [12] GRAZZINIG M O A. A thermodynamic analysis of multistage adiabatic CAES [J]. Proceedings of the IEEE, 2012, 100(2): 461-472.
- [13] YANG K, ZHANG Y, LI X, et al. Theoretical evaluation on the impact of heat exchanger in advanced adiabatic compressed air energy storage system[J]. Energy conversion and management, 2014, 86: 1031-1044.
- [14] 郭欢, 许剑, 陈海生, 等. 一种定压运行 AA-CAES 的系统效率分析[J]. 热能动力工程, 2013, 28(5): 540-546.  
GUO H, XU J, CHEN H S, et al. Analysis of the efficiency of an AA-CAES system operating at a constant pressure [J]. Journal of engineering for thermal energy and power, 2013, 28(5): 540-546.
- [15] ZHANG C, YAN B, WIEBERDINK J. et al. Thermal analysis of a compressor for application to compressed air energy storage [J]. Applied thermal engineering, 2014, 73(2): 1402-1411.
- [16] 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 X M, YANG K, ZHANG Y. Optimization design of compression and expansion stages in advanced adiabatic compressed air energy storage system[J]. Journal of engineering thermodynamics, 2013, 34(9): 1649-1653.
- [17] 韩中合, 周权, 王营营, 等. 先进绝热压缩空气储能 (AA-CAES) 系统一种结构优化方案 [J]. 太阳能学

- 报, 2016, 37(3): 629-635.
- HAN Z H, ZHOU Q, WANG Y Y, et al. Analysis of two sorts of configurations of AA-CAES system[J]. *Acta energiae solaris sinica*, 2016, 37(3): 629-635.
- [18] ZHAO P, GAO L, WANG J F, 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.
- [19] JUBEH N M, NAJJAR Y S H. Green solution for power generation by adoption of adiabatic CAES system[J]. *Applied thermal engineering*, 2012, 44: 85-89.

## ANALYSIS OF OPERATION CHARACTERISTICS ON DISCHARGE PROCESS OF AA-CAES SYSTEM

Han Zhonghe, Guo Senchuang

(Key Lab of Condition Monitoring and Control for Power Plant Equipment, Ministry of Education, North China Electric Power University, Baoding 071003, China)

**Abstract:** To investigate the influence of operation characteristics of expander on the performance of advanced adiabatic compressed air energy storage(AA-CAES) system in the discharge process, this paper puts up with three operation modes of expander, which include constant-pressure mode, constant-sliding-pressure mode and sliding-pressure mode, and establishes the thermodynamic model of AA-CAES system. Systems' performance difference of three modes and the influence of critical parameters on the performance of systems which adopt different modes are analyzed by employing the method of numerical calculation. The result of calculation shows that energy storage efficiency and energy storage density of the last mode are all the biggest, when basic operation parameters are identical. Systems' performance of three modes can be improved by adjusting the difference of storage pressure ratio properly. There is the optimal heat exchanger efficiency which makes three modes' energy storage efficiency biggest. Efficiency-dropping coefficient of expander has an biggest effect on constant-sliding-pressure mode. The steady interval time of three modes is very close and there is no the time when heat transfer coefficient reaches certain number.

**Keywords:** advanced adiabatic compressed air energy storage; discharge process; operation mode; energy storage efficiency; energy storage density