

# 电热冷联产的新压缩空气蓄能系统

郭新生, 傅秦生, 赵知辛, 郭中纬

(西安交通大学能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049)

**摘 要:** 提出一个将压缩空气直接在空气透平中膨胀做功发电, 并产出热量和冷量的新压缩空气蓄能方法。分析了该新压缩空气蓄能系统工作的不可逆循环, 并建立了仅忽略所有换热器流动阻力损失的该蓄能系统之能量转换利用率( $\eta$ )计算方程式。用该方程分析研究了空气透平膨胀机与压缩机等熵效率、压缩机排气热程度、空气透平排气冷量度、换热器传热温差和空气压缩比等参数对系统 $\eta$ 值的影响, 发现空气透平等熵效率提高对 $\eta$ 值的贡献大于压缩机效率同样提高的功效; 在其它参数确定时, 存在最佳压比, 可使系统的能量转换利用率在该条件下达极值。分析表明: 电热冷联产新压缩空气蓄能系统的能量转换利用率可达 0.8 左右。

**关 键 词:** 空气蓄能发电; 空气透平; 供热; 供冷站

中图分类号: TM621 文献标识码: A

## 1 前 言

当前, 以无污染和可再生能源为基础的可持续发展的能源体系开发, 如太阳能、风能和生物质能等的利用受到世界范围内的高度重视。在开发这些也以其不稳定性为特征的新能源时, 与之配合的蓄能方法、机理与技术的研究相对薄弱已成为约束可再生能源发展并步入大规模商业性应用的瓶颈之一; 此外, 随着电力工业的发展, 电网中大型电力机组增多使得电力系统自身功率调节范围很小, 但是系统的负荷曲线的峰谷比  $P_{\min}/P_{\max}$  则呈减小趋势, 从而大大降低了机组的利用率和经济性。因此, 经济可行的蓄能技术在国内外理论界和工程界得到了越来越广泛的重视<sup>[1]</sup>。

压缩空气蓄能(CAES)是国际上出现的新型蓄能方式。据美国电力科学研究院报告, CAES 的能量转换利用率为 54% 左右<sup>[1]</sup>。最近几年瑞士 ABB 公司正在开发一种联合循环式压缩空气蓄能系统, 它的燃烧室和燃气透平都分别由高、低压两部分构成, 并且排出低压透平的燃气还用来加热蒸汽, 进而驱

动高、中、低压蒸汽轮机, 该 CAES 系统的能量转换利用率可达 0.70<sup>[2~3]</sup>。本文提出一个将压缩空气直接在空气透平中膨胀做功发电, 并产出热量、冷量的新压缩空气蓄能方法。分析表明: 透平携带的冷量被充分利用, 空气压缩过程产生热量作为热能输出后, 新系统的能量转换利用率将比现 CAES 系统有显著提高。并且, 因新系统工质为空气, 也具有对环境无任何污染的特点。

## 2 常规压缩空气蓄能循环

### 2.1 CAES 系统

常规压缩空气蓄能(CAES)系统工作原理示于图 1。

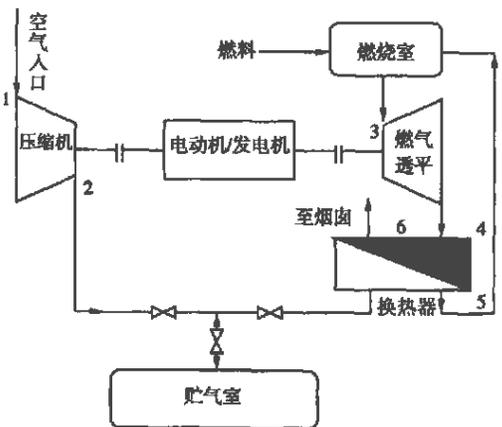


图 1 常规压缩空气蓄能(CAES)系统

在储能过程中, 电动机与压缩机相连, 富裕电力带动压缩机向储气室注入压缩空气。在发电过程中, 发电机与燃气透平相连, 从储气室流出的空气经换热器预热并进一步在燃烧室中加热, 后进入燃气透平做功, 释放出压缩空气所蓄电能。

### 2.2 CAES 不可逆循环的能量转换利用率

常规 CAES 循环的热力过程描述在  $T-S$  图上, 如图 2 所示。

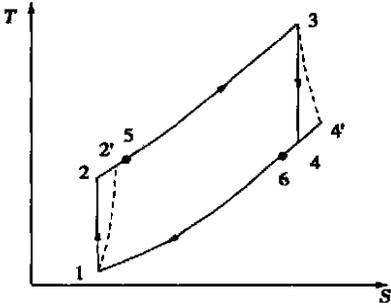


图 2 常规压缩空气蓄能循环

在该循环中, 燃烧过程 5~3 为等压过程, 绝热可逆的压缩与膨胀过程分别为 1~2 与 3~4。考虑压气机和燃气透平的各项损失, 不可逆过程的终态分别为 2' 和 4'。以  $\eta_{Cs}$ 、 $\eta_{Ts}$  分别表示压气机和燃气透平的等熵效率, 考虑换热器的传热温差, 而忽略工质在管道和热交换器中的流动阻力损失, CAES 不可逆循环的能量转换利用率:

$$\eta = \frac{h_3 - h_4'}{(h_3 - h_5) + (h_2' - h_1)} \quad (1)$$

回热的极限情况下,  $T_4' = T_5$ ,  $T_6 = T_2'$  此时:

$$\eta = \frac{(h_3 - h_4) \cdot \eta_{Ts}}{(h_3 - h_4) \cdot \eta_{Ts} + (h_2 - h_1) \cdot \frac{1}{\eta_{Cs}}} \quad (2)$$

设空气为理想气体、 $c_p$  为定值, 定义压比  $\pi = P_2/P_1 = P_3/P_4$ , 增温比  $\tau = T_3/T_1$ ,  $k$  为空气的绝热指数, 则:

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{1}{\eta_{Ts} \eta_{Cs}} \cdot \frac{\pi^{k-1}}{\tau}} \quad (3)$$

提高压气机效率  $\eta_{Cs}$ 、透平效率  $\eta_{Ts}$ 、增温比  $\tau$  以及降低压比  $\pi$ , 均可提高 CAES 系统不可逆循环的能量转换利用率。但为了提高 CAES 的功率输出, 则需要提高压比  $\pi$ 。

在尽可能高的  $\eta_{Cs}$ 、 $\eta_{Ts}$ 、 $\tau$  前提下, CAES 能量转换利用率的提高潜力在于回热器出口燃气排气余热的利用, 如以蒸汽透平进一步回收能量。在我国, 因历来不提倡油、气发电, 以往没有用 CAES 方式蓄能的计划。目前, 哈尔滨电力部门正在研究利用地道存储压缩空气建设 CAES 系统的可能性<sup>[4]</sup>。

## 3 电热冷联产压缩空气蓄能系统

### 3.1 新压缩空气蓄能方法的原理

如图 3 所示, 本文提出的新压缩空气蓄能系统与 CAES 相比: 新系统以空气透平替代带有燃烧室的燃气透平, 用电高峰, 压缩空气在空气透平中膨胀做功, 带动发电机输出电能, 同时输出冷量; 在空气压缩蓄能的过程中, 所产生的热将以提供热水的形式被利用, 同时, 压缩空气进入空气透平前被冷却, 也是为了透平出口获得更低温的冷量; 新系统实现了电热冷联产, 也实现了对环境的零污染排放。

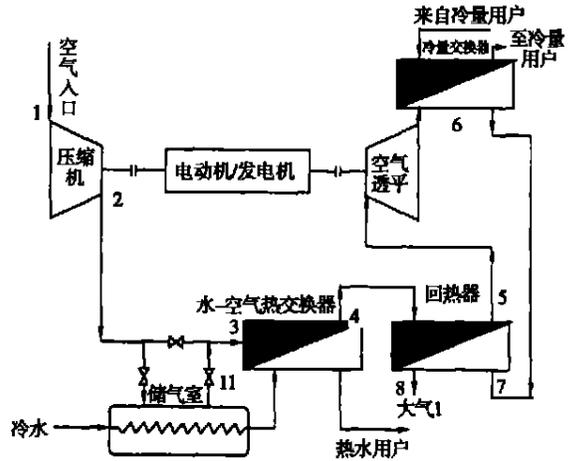


图 3 电热冷联产的压缩空气蓄能系统

### 3.2 新压缩空气蓄能不可逆循环的能量利用率 $\eta$

新压缩空气蓄能热力过程的描述如图 4 所示。

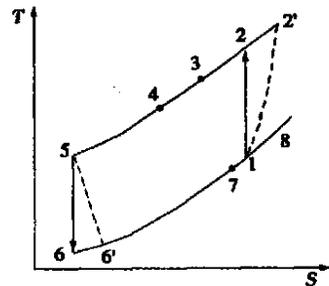


图 4 电热冷联产压缩空气蓄能循环

该循环考虑了空气透平和压气机内各项损失<sup>[3]</sup>, 考虑换热器的传热温差, 而仅忽略所有换热器

中的流动阻力损失。

为了将获得的热量、冷量、透平产出的机械功和压缩机耗功放在一起,分析其对循环能量转换利用率的影响,将它们转化为需消耗的标准煤,也可转化为需消耗或产生的电能。这里,采用后一种方法。设低品位热量  $h_2' - h_4$  转化为电能的效率为  $\zeta$ ; 获得冷量的制冷温区内普通制冷机的制冷系数为  $\epsilon$ , 它表示获得的冷量与所用电量之比。则电热冷联产压缩空气蓄能不可逆循环的能量转换利用率为:

$$\eta = \frac{E_{\text{输出}}}{E_{\text{输入}}}$$

$$= \frac{(h_5 - h_6') + \zeta(h_2' - h_4) + \frac{1}{\epsilon}(h_7 - h_6')}{h_2' - h_1}$$

$$= \frac{(h_5 - h_6)\eta_{Ts} + \zeta(h_2' - h_4) + \frac{1}{\epsilon}(h_7 - h_6')}{(h_2 - h_1) \cdot \frac{1}{\eta_{Cs}}} \quad (4)$$

参照文献[4],定义压缩机排气热能度  $\alpha = T_4/T_1$ , 空气透平排气冷量度  $\beta = T_7/T_1$ , 回热器温降度  $\gamma = T_5/T_4$ 。从而,依式(4)最终可推得:

$$\eta = \zeta + (1 + \frac{1}{\epsilon})\alpha\eta_{Cs}\eta_{Ts} \cdot \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} - \frac{\eta_{Cs}}{\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1} \times$$

$$\left[ \alpha \left( \zeta + \frac{\gamma}{\epsilon} \right) - \frac{\beta}{\epsilon} - \zeta \right] \quad (5)$$

### 3.3 系统参数对新压缩空气蓄能 $\eta$ 值的影响

借助于式(5)可以方便地研究压比  $\pi$ , 空气透平与压气机等熵效率  $\eta_{Ts}$ 、 $\eta_{Cs}$ , 压缩机排气热能度  $\alpha$ 、空气透平排气冷量度  $\beta$ 、回热器温降度  $\gamma$  和各换热器传热温差等参数变化对电热冷联产压缩空气蓄能不可逆循环能量转换利用率  $\eta$  的影响。式(5)是对该系统进行优化设计与定量分析之方便和直接的工具。

图5和图6示出了  $\eta_{Ts}$  和  $\eta_{Cs}$  各自取不同值时,  $\eta$  值随  $\pi$  变化的结果。

从图5和图6可以看出:电热冷联产压缩空气蓄能不可逆循环的能量转换利用率较 CAES 不可逆循环的  $\eta$  值有显著提高,如,  $\eta_{Ts} = 0.88$ ,  $\eta_{Cs} = 0.82$ ,  $\pi = 3$ , 大气温度  $t_1 = 25^\circ\text{C}$ , 空气—水换热器出口空气温度  $t_4 = 84^\circ\text{C}$ , 冷量交换器出口空气温度  $t_7 = 12^\circ\text{C}$ , 此电热冷联产压缩空气蓄能不可逆循环的  $\eta$  值可达 0.8354;  $\eta_{Ts}$  的提高更加有利于系统的  $\eta$  值增加,例如,  $\pi = 3$ ,  $\eta_{Ts} = 0.84$ ,  $\eta_{Cs}$  由 0.82 增加至 0.86,  $\eta$  提高 3.057%, 而同样压比下,  $\eta_{Cs} = 0.82$ ,  $\eta_{Ts}$  由 0.80 增加至 0.84,  $\eta$  提高 4.504%;  $\eta_{Ts}$ 、 $\eta_{Cs}$ 、 $\alpha$ 、 $\beta$ 、 $\gamma$  值确定,存在最佳压比  $\pi_{\text{opt}}$ ,  $\pi$  在 3.0 ~ 3.6 范围内;

$\eta_{Cs}$  不变,最佳压比  $\pi_{\text{opt}}$  随  $\eta_{Ts}$  的减小略有提高。

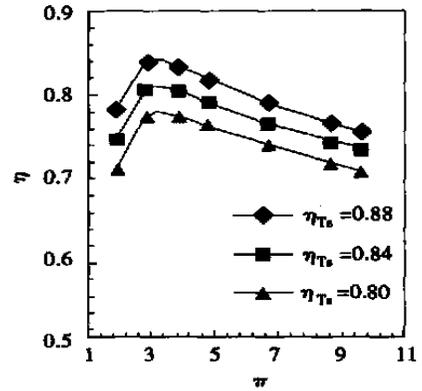


图5  $\eta_{Cs}$  不变,压比对新压缩空气蓄能  $\eta$  值的影响

( $\eta_{Cs} = 0.82$   $\zeta = 0.3$   $\epsilon = 3$   $\alpha = 1.19799$   
 $\beta = 0.95638$ ,  $\gamma = 0.90196$ )

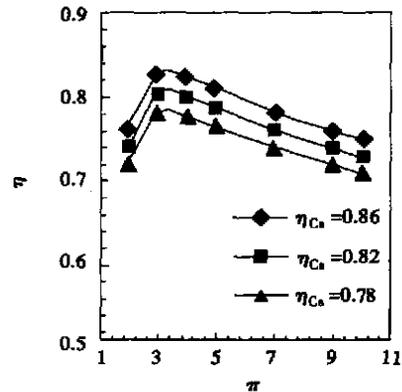


图6  $\eta_{Ts}$  不变,压比对新压缩空气蓄能  $\eta$  值的影响

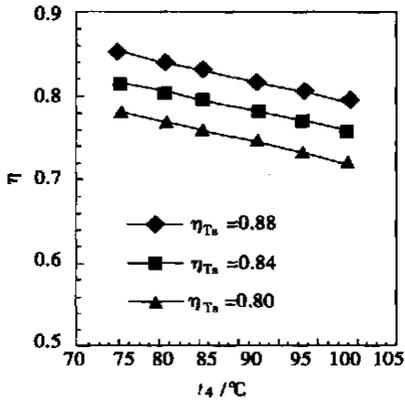
( $\eta_{Ts} = 0.84$   $\zeta = 0.3$   $\epsilon = 3$   $\alpha = 1.19799$ ,  
 $\beta = 0.95638$ ,  $\gamma = 0.90196$ )

流出水—空气换热器的空气  $t_4$  在  $100 \sim 75^\circ\text{C}$  温度范围变化时,引起压缩机排气热能度  $\alpha$  从 1.2517 ~ 1.1678 区间变动;同时,  $\zeta$  在 0.308 ~ 0.2954 间变化,其对电热冷联产压缩空气蓄能不可逆循环的能量转换利用率的影响示于图7。

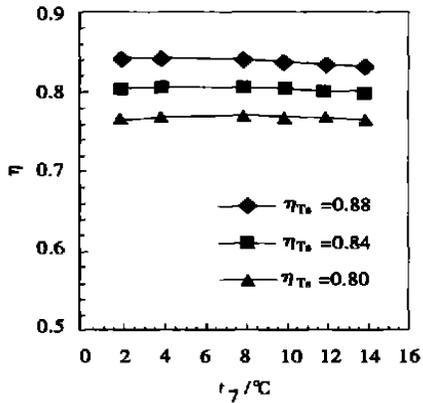
冷量交换器对外界分别提供  $16^\circ\text{C}$  空调空气与  $4^\circ\text{C}$  冷水时,制冷系数  $\epsilon$  将有所降低;并且,  $t_1 = 25^\circ\text{C}$ ,  $t_7$  在  $14 \sim 2^\circ\text{C}$  温度区间变化,也引起  $\beta$  改变,它们对  $\eta$  值的影响示于图8。

用式(5)也可以分析换热器传热温差的影响。  $T_1$  不变,传热温差变化,引起  $T_4$ 、 $T_5$ 、 $T_7$  改变。以变化了的  $\gamma$ 、 $\alpha$ 、 $\beta$  值代入式(5),即可定量评价各换热器传热温差改变引起的系统  $\eta$  值变化。

### 3.4 换热器空气流动阻力对循环 $\eta$ 值的影响

图 7  $t_4$  对新压缩空气蓄能  $\eta$  值的影响

( $\eta_{C_s} = 0.82$ ,  $\pi = 3$ ,  $\epsilon = 3$ ,  $\beta = 0.95638$ ,  $\gamma = 0.90196$ )

图 8  $t_7$  对新压缩空气蓄能  $\eta$  值的影响

( $\eta_{C_s} = 0.82$ ,  $\pi = 3$ ,  $\zeta = 0.3$ ,  $\alpha = 1.19799$ ,  $\gamma = 0.90196$ )

由于各换热器空气流动阻力的存在, 将使电热冷联产压缩空气蓄能实际循环的  $\eta$  值略低于依式(5)计算的结果。作者对一台  $\eta_{T_s} = 0.82$ ,  $\eta_{C_s} = 0.80$  的空气透平——离心压气机组构成电热冷联产压缩空气蓄能装置(见图 3)进行热力计算, 其压比  $\pi = 3.5$ , 压气机入口空气温度  $t_1 = 25^\circ\text{C}$ , 空气—水

换热器出口空气温度  $t_4 = 84^\circ\text{C}$ , 冷量交换器出口空气温度  $t_7 = 12^\circ\text{C}$ , 各换热器空气流动压力降  $\mathcal{P} = 1000\text{ Pa}$ ,  $\zeta = 0.3$ ,  $\epsilon = 3$ , 计算得考虑系统空气流动压力损失时  $\eta_{\text{实}} = 0.7561$ , 而依式(5)所得值 0.7734 比它高 2.29%。

## 4 结 论

(1) 本文提出的电热冷联产压缩空气蓄能系统的能量转换利用率较 CAES 系统的  $\eta$  值有显著提高, 如系统蓄能发电并向外界提供  $80^\circ\text{C}$  热水及  $16^\circ\text{C}$  空调冷气, 其  $\eta$  值可达 0.80 左右。

(2) 考虑膨胀透平和压气机内各项损失, 考虑换热器的传热温差而提出的式(5), 可作为电热冷联产压缩空气蓄能系统设计优化和定量分析的依据, 计入流动压力损失的系统能量转换利用率  $\eta$  值略低于用式(5)计算的结果。

(3) 提高压气机等熵效率  $\eta_{C_s}$ , 特别是注重提高空气透平等熵效率  $\eta_{T_s}$ , 减小换热器传热温差及内部流动压力损失可提高系统的  $\eta$  值; 并且在上述参数确定后, 存在最佳压比  $\pi_{\text{opt}}$ , 可使系统能量转换利用率在该条件集合下达极值; 该最佳压比值在 3.0 ~ 3.6 范围内。

## 参考文献:

- [1] 宋卫东. 国外压缩空气蓄能发电概况[J]. 中国电力, 1997, 30(9): 53-54.
- [2] 李哲光. 压缩空气蓄能发电最新动向[J]. 电器工业, 2002, 3(11): 47.
- [3] YOUSEF NAJJAR S H, MAHMOUD S ZAAMOUT. Performance analysis of compressed air energy storage (CAES) plant for dry regions[J]. *Energy Conversion & Management* 1998, 39(15): 1503-1511.
- [4] 郭中纬, 朱瑞琪. 冷热联供的空气制冷不可逆循环分析[A]. 工程热力学与能源利用[C]. 上海: 中国工程热物理学会 2003 学术会议论文集, 2003. 492-497.
- [5] 郭新生, 谢立军, 郭中纬. 向心透平稳态全工况性能预测及其实验研究[J]. 工程热物理学报, 2002, 23(5): 548-550.

(何静芳 编辑)

# 欢迎订阅《热能动力工程》期刊

From the viewpoint of a DMFC (direct methanol fuel cell) stack being put to a practical use fuzzy technology is utilized to carry out a model identification and prediction for the nonlinear system of a DMFC stack. With the fuel flow velocity at the cathode and anode serving as inputs and the working temperature of the stack as an output and 1000 groups of experimental data being taken as samples, a dynamic response model was set up for the DMFC stack working temperatures at different fuel-flow velocities. The results of a simulation have shown that the method of modeling by employing the fuzzy identification is effective. The established model features relatively high precision, thus laying a foundation for the design of a DMFC stack real-time control system. **Key words:** direct methanol fuel cell, fuzzy technology, model identification

电热冷联产的新压缩空气蓄能系统= A New Type of Compressed Air Energy-storage System for the Cogeneration of Electricity, Heat and Cooling Energy [刊, 汉] / GUO Xin-sheng, FU Qin-sheng, ZHAO Zhi-xin, et al (Institute of Energy and Power Engineering under the Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(2). — 170 ~ 173

A new type of compressed air energy-storage system is proposed, under which compressed air directly expands in an air turbine to do work and generate electricity, produce heat and cooling energy. The irreversible cycle of the system is analyzed and an equation given for calculating the energy-conversion utilization rate  $\eta$  of the energy storage system when only the flow resistance loss of all heat exchangers is neglected. By using the above-cited equation an analysis and a study are conducted of the influence of the following parameters on the system  $\eta$  value: isentropic efficiency of air turbine expansion machine and compressor, compressor discharged air heat energy, air turbine discharged air cooling energy, heat-transfer temperature difference of heat exchangers, air compression ratio, etc. It has been found that the increase in air turbine isentropic efficiency has a greater influence on  $\eta$  value than that of a same increase in compressor efficiency. With all the other parameters being fixed there exists an optimum pressure ratio, under which the system energy-conversion utilization rate attains a maximum value. The results of the analysis indicate that the compressed air energy-storage system under discussion can achieve an energy conversion rate of about 0.8. **Key words:** compressed air energy-storage for power generation, air turbine, heat supply, cooling energy supply station

主动平衡技术在带有尾透的离心压缩机上的应用研究(I 数值计算)= Applied Research of Automatic Balance Technology for Centrifugal Compressors Fitted with a Tail (Part II: Numerical Calculation) [刊, 汉] / SHEN Wei, HE Li-dong, ZHOU Wei-hua, et al (Research Center of Equipment Diagnostic Engineering under the Beijing University of Chemical Engineering, Beijing, China, Post Code: 100029) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(2). — 174 ~ 177

A study was conducted concerning the use of automatic-balance technology for resolving the imbalance problem of the flexible rotor of a centrifugal compressor fitted with a tail. By using a finite element method the magnitude of shaft-journal vibration amplitude was calculated and compared in the presence of a shaft imbalance. As a result, an optimum location was identified for installing an automatic balance device on the shaft. A detailed analysis was performed of the relationship between the magnitude of counter weight and the reduction of initial vibration. This can provide a reference for selecting the maximum balancing capacity of an automatic balance device. In addition, by way of numerical simulation the vibration reduction effectiveness of a rotor system was verified. The results of the above study can offer a basis and reference for the installation of an automatic balance device on a rotor and for conducting automatic balancing tests. **Key words:** automatic balance technology, finite element method, centrifugal compressor, numerical simulation