

先进绝热压缩空气储能的冷热电输出特性研究

张 远, 杨 科, 李雪梅, 徐建中
(中国科学院工程热物理研究所 北京 100190)

摘 要:以改变储热器中热量的分配为基础,建立了先进绝热压缩空气储能(Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage,简称 AA-CAES)系统的冷热电联供模型。推导了系统的主要参数表达式,并以某建筑冷热电负荷的变化情况为例,对比了 AA-CAES 系统的供电模型与冷热电联供模型的能量输出特性。结果表明,相比供电模型:冷热电联供模型有最大发电量时,同时可最大输出 0.62 单位的制冷量和 1.1 单位的供热量(最大发电量为单位 1);通过调节储热器的热量分配,可改变冷热电联供模型冷热电的输出比例,对负荷变动的应对性更好。

关 键 词: AA-CAES 系统; 能量存储; 冷热电联供

中图分类号: TK02 文献标识码: A

引 言

储能系统是解决风能不稳定性问题的一种有效方法^[1]。以先进绝热压缩空气储能(Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage,简称 AA-CAES)系统为例,该系统以压缩空气储能^[2](Compressed Air Energy Storage,简称 CAES)和热能存储(Thermal energy storage,简称 TES)技术为基础,通过将风能得到的富余电能转化为热能和空气的内能,当用户需要时再转化回电能,AA-CAES 系统有效地解决了电力输出和用户电力需求的平衡性问题,同时又避免了传统 CAES 系统由于使用燃料而造成的环境污染问题^[3]。

目前,针对 AA-CAES 系统的研究工作集中于如何利用存储热提高压缩空气的温度以增加系统的输出功,进而保证系统的电力输出^[4~6]。但在实际生活中有时会出现用户对热和冷的需求大于电力需求的情况,故除了需要为用户供电,还需要考虑用户对热和冷的需求情况。例如,对于我国风能资源丰

富的内蒙古、东北地区的居民楼、宾馆等建筑,冬季气候寒冷而需要较多的热量供给,在东南沿海地区,夏季气候炎热而需要更多的冷量供应,而在其它地区,可能出现同时需要热量和冷量的供应,且用户对热量和冷量的需求会时刻发生变化。因此本研究在 AA-CAES 系统设计方法的基础上^[7],建立 AA-CAES 系统的冷热电联产模型,验证其同时输出冷热电的能力,并对冷热电的动态输出特性进行研究,这对于解决冷热电负荷的变动问题,优化 AA-CAES 系统的能量利用,实现冷热电的输出与用户需求的动态平衡具有重要意义。

1 系统建模与参数推导

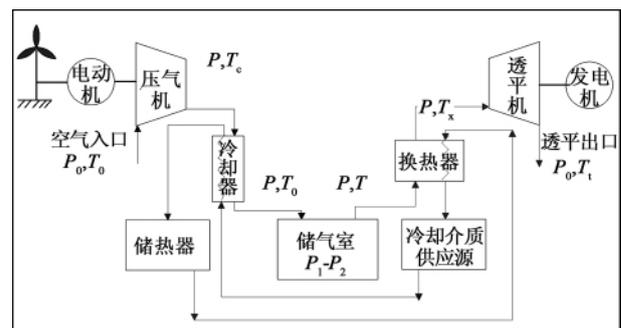


图 1 AA-CAES 系统示意图

Fig. 1 Schematic drawing of the AA-CAES system

AA-CAES 系统的示意图如图 1 所示。针对图 1 中系统,采用如下假设:

(1) 空气为理想气体,比热为常数,满足理想气体状态方程^[8];空气在透平机械中经历可逆绝热过程,不考虑压力和温度损失。

(2) 储气室温度恒定且等于环境温度 T_0 , 容积

收稿日期: 2012-06-05; 修订日期: 2012-12-12

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51176191)

作者简介: 张 远(1988-)男,山东济宁人,中科院工程热物理研究所博士研究生。

V 保持不变, 最高压力为 p_2 , 最低压力为 p_1 。忽略储气室与环境的热量交换。

(3) 储热器最高温度为 $T_h = 90\text{ }^\circ\text{C}$; 冷却器与换热器的能效为 1, 忽略换热过程的热量损失; 以水作为热存储介质, 且供应充足。

以系统完成一次储能过程和一次做功过程作为一个循环, 现将分别从储能和做功角度推导 AA - CAES 系统的主要参数表达式。

1.1 系统储能阶段

储能阶段, 空气在压气机中经历可逆绝热压缩过程, 压气机出口气体温度 T_c 满足:

$$\frac{T_c}{T_0} = \left(\frac{p}{p_0}\right)^k \quad (1)$$

式中: p —压气机的出口气体压力; p_0 、 T_0 —环境压力和环境温度; $k = (\gamma - 1) / \gamma$, γ —比热容比, 且满足 $\gamma = c_p / c_v$ 。

储气室内压力时刻变化, 假设任意时刻压气机的出口压力 p 与储气室内的压力差无限小, 即认为两者时刻相等; 同时, 假设冷却水可以最大程度收集压缩空气的热量, 使冷却器出口的空气温度保持 T_0 , 则任一时刻都有状态为 p 、 T_0 的空气进入储气室。

根据理想气体状态方程, 可得储气室内空气质量与压比的关系式:

$$dm = \frac{V}{T_0 R_g} dp \quad (2)$$

根据压气机的耗功公式, 质量为 dm 的空气中的耗功量为:

$$dW_c = dmc_p T_0 \left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^k - 1 \right] \quad (3)$$

将式(2)代入, 根据储气室内的压力由 p_1 升至 p_2 , 积分得到总耗功量:

$$W_c = \frac{V\gamma}{\gamma - 1} \left[p_0^{-k} \frac{1}{k+1} (p_2^{k+1} - p_1^{k+1}) - (p_2 - p_1) \right] \quad (4)$$

为便于分析, 对上式进行无量纲化, 以环境压力 p_0 为参考压力, 式子两边同除以 $p_0 V$, 得到:

$$\frac{W_c}{p_0 V} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left[\frac{1}{k+1} (P_2^{k+1} - P_1^{k+1}) - (P_2 - P_1) \right] \quad (5)$$

其中 $P_1 = p_1 / p_0$, $P_2 = p_2 / p_0$ 。

定义电动机处电转化为功的效率为 η_m , 则系统耗电量的无量纲值为:

$$\frac{E_c}{p_0 V} = \frac{1}{\eta_m p_0 V} W_c \quad (6)$$

同样, 储能阶段储热器的储热量为:

$$dQ_c = dmc_p (T_c - T_0) \quad (7)$$

结合式(1)和式(2)并积分, 可以得到:

$$\frac{Q_c}{p_0 V} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left[\frac{1}{k+1} (P_2^{k+1} - P_1^{k+1}) - (P_2 - P_1) \right] \quad (8)$$

比较式(5)与式(8), 可以看出压气机耗功与储热器存储热量值相等。

1.2 系统做功阶段

在对外做功阶段, 储气室出口气体温度恒为 T_0 , 且储气室内空气满足式(2)。离开储气室的气体首先进入换热器升温, 升温后的空气进入透平机做功。假设返还给空气的热量可以保证透平机的进气温度为 T_x , 则透平机的对外输出功为:

$$dW_t = -dmc_p T_x \left[1 - \left(\frac{p_0}{p}\right)^k \right] \quad (9)$$

储气室内的压力由 p_2 降至 p_1 , 积分得到:

$$\frac{W_t}{p_0 V} = \frac{T_x \gamma}{T_0 \gamma - 1} \left[(P_2 - P_1) - \frac{1}{1-k} (P_2^{1-k} - P_1^{1-k}) \right] \quad (10)$$

定义发电机处功转化为电的效率为 η_g , 则系统发电量的无量纲值为:

$$\frac{E_g}{p_0 V} = \eta_g \frac{W_t}{p_0 V} \quad (11)$$

在系统做功阶段储热器返还给空气的热量为:

$$dQ_c = -dmc_p (T_x - T_0) \quad (12)$$

积分后无量纲化, 得到:

$$\frac{Q_c}{p_0 V} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left(\frac{T_x}{T_0} - 1 \right) (P_2 - P_1) \quad (13)$$

由于 T_x 与 Q_c 有关, 故当 Q_c 确定时, 根据(13), 可得到透平机的进气温度 T_x :

$$T_x = T_0 \left[\frac{Q_c / p_0 V}{\frac{\gamma}{\gamma - 1} (P_2 - P_1)} + 1 \right] \quad (14)$$

考虑到储热器中存储的热量一方面可以用于返还给压缩空气以增加透平机的输出功, 另一方面可以直接供给给热用户实现供热, 而由于返还给空气的热量减少, 透平机出口气体温度降低, 有一定的制冷能力, 故得到如图2所示的 AA - CAES 系统冷热电联供模型。

对于系统的冷热电联供模型, 定义 X ($0 \leq X \leq 1$) 为系统的热返还率, 代表返还给空气的热量占总存储热的比例, 则系统供热量为:

$$Q_H = (1 - X) Q_c \quad (15)$$

需要说明的是, 系统的供热和制冷量均以环境

温度 T_0 作为衡量标准,故当透平出口温度低于环境温度时,系统可实现供冷。而透平出口空气的温度 T_1 满足:

$$T_1 = T_x \left(\frac{P}{p_0} \right)^{-k} \quad (16)$$

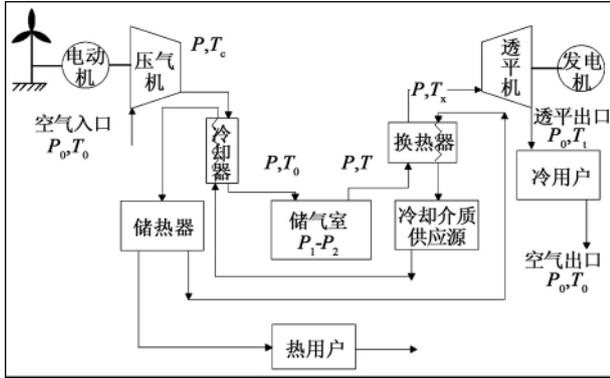


图 2 AA-CAES 系统冷热电联供模型示意图
Fig. 2 Schematic diagram of the cooling, heating and power cogeneration model for an AA-CAES system

系统的制冷量为:

$$dQ_L = -dm c_p (T_0 - T_1) \quad (17)$$

当温度 $T_1 < T_0$ 时,系统存在制冷量,故根据式(16)可以得到系统存在制冷能力的储气室内压力下限 p_L , 则系统的制冷量可利用式(17)得到:

$$\frac{Q_L}{p_0 V} = \frac{\gamma}{(\gamma - 1) T_0} \left[T_0 (P_2 - P_L) - \frac{T_x}{1 - k} (P_2^{1-k} - P_L^{1-k}) \right] \quad (18)$$

当 $p_L < p_1$ 时,式(18)中 $P_L = P_1$ 。

2 系统的输出特性分析

参数的取值如表 1 所示。

表 1 系统主要参数与取值
Tab. 1 Main parameters and their values of the system

参数	数值
储气室最低压力 p_1 /kPa	500
储气室最高压力 p_2 /kPa	1000
空气的比热容比 γ	1.4
环境温度 T_0 /K	293
环境压力 p_0 /kPa	100
储热器最高温度 T_h /K	363
电动机效率 η_m	0.9
发电机效率 η_g	0.9

为便于分析 AA-CAES 系统冷热电联供模型的能量输出特性,将图 1 中所示仅考虑电力输出的系统模型定义为 AA-CAES 系统的供电模型,将分别对两模型的能量输出特点进行比较。

2.1 供电模型

根据定义,系统的供电模型以电力输出最大化为目标,储热器中热量仅由压缩空气利用,且不考虑透平出口气体状态。根据换热器的热量交换特性,透平机进气温最高等于储热器中水温上限 T_h ,即 $T_{x,max} = T_h$,此时得到结果如表 2 所示。其中, η_E 为系统的电效率,定义为供电量与耗电量的比值。可以看出,当系统的热返还率 X 为 31.0% 时,系统的供电量即为最大值,且电效率为 56.4%。

表 2 $T_{x,max} = T_h$ 时系统电量、功量和热量的结果
Tab. 2 Kilowatt-hours, work and heat quantity of the system when $T_{x,max} = T_h$

参数	数值
$E_c / p_0 V$	15.00
$W_c / p_0 V$	13.50
$Q_c / p_0 V$	13.50
$E_g / p_0 V$	8.46
$W_i / p_0 V$	9.40
$Q_e / p_0 V$	4.18
$\eta_E / \%$	56.4
$X / \%$	31.0

2.2 冷热电联供模型

根据前面的分析,可得系统的冷热电联供模型随 X 的变化规律,如图 3 所示。

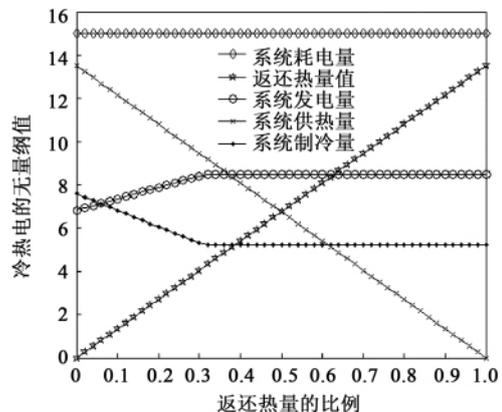


图 3 随 X 的变化,冷热电无量纲值的变化
Fig. 3 A change of such non-dimensional values as cooling, heating and power load with X

当 $X < 31.0\%$ 时, X 的增加会提高透平入口空气温度, 系统的发电量增加, 制冷量减少, 如图 3 中所示, 以 $X = 31.0\%$ 时发电量为单位 1, 则在 $X = 0$ 时, 系统的发电量为 0.81, 同时制冷量为 0.9, 供热量为 1.61; 当 $X = 31.0\%$ 时, 除了 1 单位的发电量, 系统的制冷量和供热量分别降为 0.62 和 1.1。

而当 $X > 31.0\%$ 时, 由于透平机的进气温度为 T_x 不变, 故系统的发电量和制冷量均不变, 供热量减少, 即当 $X > 31.0\%$ 时, 由于水温的限制, 换热器空气出口的状态不变, 改变 X 不会对系统的发电和制冷造成影响, 却会造成储热器中热量的浪费。

2.3 两模型的输出特性比较

以上海某建筑的日平均电冷热负荷随月份的变化情况为例^[9], 如图 4 中所示, 比较供电模型与冷热电联供模型能量输出的区别。

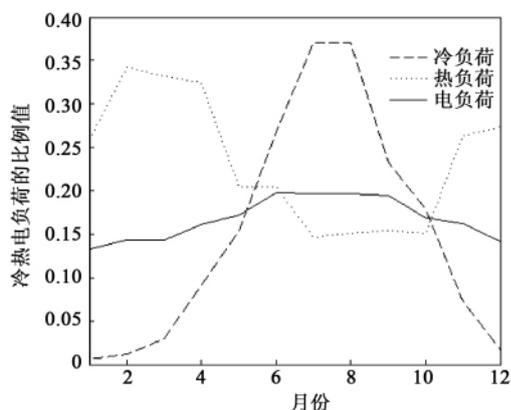


图 4 某建筑日平均电热冷负荷随月份的变化情况

Fig. 4 Daily average power, heat and cooling load in a building changing with months

从图 4 中可以看出, 建筑内电负荷在全年内的变化较为平缓, 而热负荷在冬季所占比例较大, 冷量在夏季需求较多。由于冷热电的品位不同, 且供电模型仅有电力输出, 故将冷热电负荷转化为对应的分产系统的燃料值: 假设电量从电网获得, 且电厂的发电效率为 34.7%; 热量由热水锅炉提供, 且热效率为 90%; 通过电压缩制冷获取冷量且 COP 为 4。

在满足不同时间里建筑对于冷热电的需求时, 首先保证冷量和热量的负荷平衡, 再比较电力的负荷和供给情况。那么对于供电模型, 在满足冷和热负荷需求的前提下, 其折合发电量满足:

$$E'_g = E_g - \frac{Q_{L,load}}{4} - \frac{0.347}{0.9} Q_{H,load} \quad (19)$$

式中: $Q_{L,load}$ 和 $Q_{H,load}$ — 建筑的冷负荷和热负荷。

同理, 对于冷热电联产模型, 在满足冷和热负荷需求的前提下, 其折合发电量满足:

$$E'_g = E_g - \frac{Q_{L,load} - Q_L}{4} - \frac{0.347}{0.9} (Q_{H,load} - Q_H) \quad (20)$$

根据以上结果, 结合表 2 中参数结果, 以 1 单位燃料作为供电模型和冷热电联供模型的能量输入, 可以得到图 5 中不同模型在满足建筑冷、热负荷前提下的发电量结果。可以看出, 随着月份的变化, 供电模型的折合发电量均少于建筑的电负荷需求, 1 月份相差最小, 为 0.03 单位电量, 6、7 月份相差最大, 为 0.14 单位电量, 因此供电模型的能量输出无法在满足建筑冷和热负荷的前提下保证电力输出和电负荷的平衡。

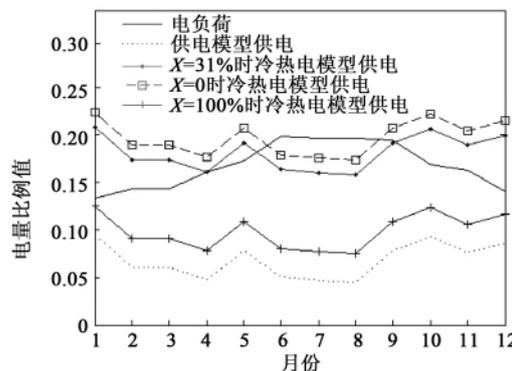


图 5 不同模型供电情况比较

Fig. 5 Comparison of the power supply conditions if various models are adopted

而对于冷热电模型, 由于随着 X 的变化, 冷热电模型的能量输出亦发生变化, 以 $X = 31.0\%$ 和 $X = 0$ 为例, 除 6~8 月以外, 在一年大多数的时间里, 冷热电模型均可以满足冷热电负荷的需求, 且折合发电量多于电负荷, 如在 1 月份时, 当 $X = 31.0\%$ 时, 冷热电联供模型的折合发电量较需求电量多 0.7 单位电量, $X = 0$ 时则多 0.9 单位电量; 而在不能满足冷热电负荷需求的 6~8 月里, $X = 0$ 时折合发电量与电负荷最大相差 0.04 单位电量, $X = 31.0\%$ 时最大相差 0.02 单位电量。

此外, 对于冷热电模型, 当 $X > 31.0\%$ 根据图 3 中冷热电的变化趋势, 可以看出随 X 的变化, 系统的制冷量和发电量不变而供热量减少, 故可推知, 随 X 的增大, 在满足冷热需求的前提下, 电量输出将逐渐减少, 且当 $X = 100\%$ 时, 折合发电量最小。根据

图 5 中结果 $X = 100\%$ 时冷热电模型的折合发电量已经不能满足建筑的电负荷需求,且最大相差 0.12 单位电量,最小相差 0.07 单位电量。因此在利用冷热电模型时,需要根据实际需求选择合适的 X 值,减少能量的浪费。

因此,从应对冷热电负荷需求的结果来看,虽然上述例子中在某些时段冷热电联供模型并不能完全解决冷热电的需求问题,但从整体上比较,其对于负荷的平衡能力优于供电模型;当利用其它手段平衡冷热电负荷需求的差值时,冷热电联供模型所需的能源补充量亦小于供电模型。此外,考虑到随着 X 的变化,冷热电联供模型的能量输出存在变化,当冷热电负荷的需求出现变化时,相比供电模型,冷热电联供模型的针对性更好。

3 结 论

提出了 AA - CAES 系统的冷热电联产模型,并比较了 AA - CAES 系统的供电模型与冷热电联产模型的能量输出情况,主要结论如下:

(1) 确定了冷热电联产模型的能量输出特性和能量转化规律,并比较了两模型的供能差异:联产模型冷热电的输出随储热器的热量供应比例 X 的不同而不同,以 $X = 31.0\%$ 为分界点,随 X 减少,系统发电量减少,供热和供冷量增加,而当 X 增加时,系统供热量减少,发电量和供热量稳定;以 $X = 31.0\%$ 时的发电量为单位 1,供电模型在 $X = 31.0\%$ 时已有最大发电量,而冷热电联供模型在有相同发电量的情况下,同时可输出 0.62 单位的制冷量和 1.1 单位的供热量,在能量输出总量更有优势。

(2) 以上海某建筑的日平均电冷热负荷随月份的变化为例,对比了系统的供电模型和冷热电联供模型平衡冷热电负荷的能力。随月份变化,供电模型的折合发电量均少于建筑的电负荷需求,最小相差 0.03 单位电量,最大相差 0.14;而对于冷热电联供模型,随 X 的变化折合发电量最多比电负荷多 0.7 - 0.9 单位,且仅在夏季出现了能量供给不足的情况,折合发电量比电负荷缺少 0.02 - 0.04 单位。因此,相比供电模型,冷热电联供模型可以更有效地解决用户处冷热电负荷的变动问题,且通过改变供热比例,调节冷热电的输出与用户需求的平衡。

参考文献:

[1] Chen H, 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] Li P Y, Loth E, Simon T W, et al. Compressed air energy storage for offshore wind turbines [R]. Las Vegas Nevada: IFPE 2011.

[3] Succar S, Williams R H. Compressed air energy storage: theory, resources and applications for wind power [R]. New Jersey: Princeton University 2008.

[4] Bullough C, Gatzen C, Jakiel C, et al. Advanced adiabatic compressed air energy storage for the integration of wind energy [R]. London: EWEA 2004.

[5] Grazzini G, Milazzo A. Thermodynamic analysis of CAES/ TES systems for renewable energy plants [J]. Renewable Energy 2008, 33(9): 1998 - 2006.

[6] 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.

[7] 杨科, 张远, 李雪梅, 等. 先进绝热压缩空气储能系统的设计计算 [J]. 工程热物理学报 2012, 33(5): 725 - 8. YANG Ke, ZHANG Yuan, LI Xue-mei, et al. Design and calculation of an advanced adiabatic compressed air energy storage system [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2012, 33(5): 725 - 8.

[8] Smith G C, Stottlemire J A, Wiles L E, et al. Stability and design criteria studies for compressed air energy storage reservoirs [R]. Washington: Pacific Northwest Laboratory, PNL - 2443, 1978.

[9] 杨木和, 阮应君, 李志英, 等. 三联供系统中逐时冷热电负荷的模拟计算 [J]. 制冷空调与电力机械 2009, 30(4): 85. YANG Mu-he, RUAN Ying-jun, LI Zhi-ying, et al. Simulation and calculation of the cooling, heating and power load of the trigeneration system in each hour [J]. Refrigeration Air Conditioning & Electric Power Machinery 2009, 30(4): 85.

(丛敏 编辑)

• 书 讯 •

船舶与海洋工程概论

本书主要内容包括船舶分类、船形、船舶使用性能、船体结构、船舶装置与系统、船舶建造工艺,以及海洋环境、海洋资源开发及海洋工程的特种工程船。还完整地介绍了船舶及海洋工程领域中的基本概念、原理、实例以及最新发展与成果。

本书可作为船舶与海洋工程专业及有关专业的教材,并可供船舶与海洋工程领域的工程技术人员阅读和参考。

作者:方学智等人

ISBN: 9787302307952

定价: 32 元

出版日期: 2012 - 12 - 14

先进绝热压缩空气储能的冷热电输出特性研究 = **Study of the Cooling Heating and Power Output Characteristics of an Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage** [刊, 汉] ZHANG Yuan, YANG Ke, LI Xue-mei, et al (Engineering Thermophysics Research Institute, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100190) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013, 28(2). - 134 ~ 138

With a change in the heat distribution in a heat storage device serving as a basis, established was a cooling heating and power cogeneration model for an advanced adiabatic compressed air energy storage system and derived was the expression of the main parameters of the system. With changes of the cooling heating and power load of a building serving as an example, the authors compared the energy output characteristics of the power supply model of the AA-CAES system with those of the cooling heating and power cogeneration model. The results calculated by using the models show that compared with the power supply model, when the cooling heating and power cogeneration model reaches its maximum power generation capacity, it can simultaneously provide a maximal output of cooling energy quantity of 0.62 units and heat energy quantity of 1.1 units (when the maximum power generation capacity is regarded as 1 unit). To regulate the heat distribution in the heat storage device can change the proportions of the cooling heating and power output of the cooling heating and power cogeneration model, thus better making the adaptability to load variations. **Key words:** AA-CAES (Advanced adiabatic compressed air energy storage) system, energy storage, cooling heating and power cogeneration

工质对以低温余热蒸汽为热源的 ORC 系统热力性能影响 = **Influence of the Working Medium on the Thermodynamic Performance of an ORC (Organic Rankine Cycle) System With Low Temperature Waste Heat-produced Steam Serving as the Heat Source** [刊, 汉] YANG Xin-le, DAI Wen-zhi, REN Chang-zai (College of Mechanical Engineering, Liaoning Engineering Technology University, Fuxin, China, Post Code: 123000), ZHAO Yang-sheng (Mining Technology Research Institute, Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan, China, Post Code: 030024) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013, 28(2). - 139 ~ 144

To recover and utilize the steam produced from low temperature waste heat during the hot exploitation of mineral resources, proposed was an organic Rankine cycle-based thermal power generation system. With the parameters of a self-developed convection hot production oil shale low temperature waste heat power generation test system serving as the basis, five environmentally-protected working media were chosen. Through utilizing the calculation program designed, the law governing the influence of different working media on the thermodynamic performance of the system was simulated and analyzed. The calculation and simulation results show that each working medium can work only in the subcritical state, the thermal efficiency and net output power of the system will assume a monotone increase and decreasing increment tendency with an increase of the evaporation pressure. To use R236fa can obtain the highest evaporation pressure of 1.94 MPa while to use R600 can get the highest net power output and thermal efficiency of 4.211 kW and 11.1% respectively. Due to a relatively high evaporation pressure permitted by the sys-