

# 二次再热超临界供热机组热力系统 经济性定量分析方法

李 杨, 邢泰安, 严俊杰, 林万超

(西安交通大学 能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049)

**摘 要:** 针对二次再热超临界供热机组采用低压缸分缸抽汽供热的特点, 利用等效热降理论, 进行分析与数学推导, 得出了该类型机组抽汽等效热降和抽汽效率的计算方法, 形成该类型机组的经济性定量分析数学模型, 从而将等效热降理论的应用范围拓展到二次再热供热机组。利用该模型, 可以方便、迅速、准确地分析二次再热超临界供热机组热力系统的经济性。

**关 键 词:** 二次再热; 热力系统; 定量分析; 供热机组

中图分类号: O414 文献标识码: A

## 1 引 言

二次再热超临界供热机组是一种高效的新型火电机组, 其热力系统采用了二级再热器以提高机组热经济性。由于一次、二次再热器后的加热器抽汽过热度大, 所以不仅高压加热器采用了外置蒸汽冷却器, 而且低压加热器也采用了外置蒸汽冷却器。同时, 从二次再热后采用低压缸分缸抽汽供热, 其热力系统比我国现有的供热机组更加复杂。本文根据等效热降的基本理论<sup>[1]</sup>, 推导得出二次再热供热机组热力系统局部定量分析数学模型, 为此类机组的经济性诊断和热力系统定量分析提供简捷、快速、有效的工具。

## 2 数学模型

图 1 为二次再热超临界供热机组的热力系统。其特点是采用低压缸分缸抽汽供热, 从二次再热前或二次再热后抽出的蒸汽在供热汽轮机 5 中做功, 并利用抽汽和排汽对外供热, 其回水全部从主凝结水管路进入高压除氧器。

### 2.1 回热加热器抽汽等效热降

收稿日期: 2003-09-23

作者简介: 李 杨(1978-), 男, 陕西西安人, 西安交通大学硕士研究生。

对于高压缸、中压缸、低压缸的各级抽汽。根据文献[7], 可以得出该机组抽汽等效热降方程式:

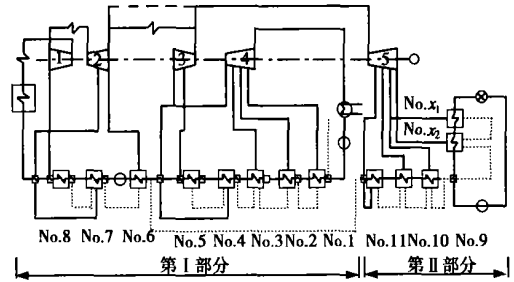


图 1 二次再热超临界供热机组热力系统图

$$H_j = h_j - h_n - \sum_{r=1}^{j-1} \frac{A_r}{q_r} \cdot H_r \quad j = 1, 2, 3 \quad (1)$$

$$H_4 = h_4 - h_n - \sum_{r=1}^{j-1} \frac{A_r}{q_r} \cdot H_r - \frac{\Delta H_4}{1 - \alpha_4 (\Delta H_4 / q_6)} \cdot \frac{H_6}{q_6} \quad (2)$$

式中:  $\alpha_4 = \frac{\tau_4}{q_4} - \frac{\gamma_4}{q_4} \cdot \frac{\tau_5}{q_5}$   
用于二次再热以后的抽汽等效热降:

$$H_j = h_j - h_n - \sum_{r=1}^{j-1} \frac{\gamma_r}{q_r} \cdot H_r \quad j = 5 \quad (3)$$

用于一次再热以后二次再热以前的抽汽等效热降:

$$H_j = h_j - h_n + \sigma_2 - \sum_{r=1}^{j-1} \frac{A_r}{q_r} H_r \quad j = 6, 7 \quad (4)$$

用于一次再热以前的抽汽等效热降:

$$H_j = h_j - h_n + \sigma_1 + \sigma_2 - \sum_{r=1}^{j-1} \frac{A_r}{q_r} \cdot H_r \quad j = 8 \quad (5)$$

式中:  $h_j$ —Noj 加热器的抽汽焓, kJ/kg;  $h_n$ —汽轮机的排汽焓, kJ/kg;  $A_j$  的取法参见文献[1], kJ/kg;

$\sigma_1$ —1 kg 蒸汽在一次再热器中的吸热量, kJ/kg;  
 $\sigma_2$ —1 kg 蒸汽在二次再热器中的吸热量, kJ/kg;  
 $\tau_j$ —1 kg 凝结水在 No $j$  加热器的焓升, kJ/kg;  $j$ —加热器的编号。

### 2.2 供热汽轮机回热加热器的抽汽等效热降

根据等效热降理论, 经过数学推导, 可以得出供热汽轮机的各级等效热降方程式:

$$H_j = h_j - h_n + H_H \quad j = 9 \quad (6)$$

$$H_j = h_j - h_n + H_H - \frac{\gamma_{j-1}}{q_{j-1}} H_{j-1} \quad j = 10 \quad (7)$$

$$H_j = h_j - h_n + H_H - \frac{\gamma_{j-1}}{q_{j-1}} H_{j-1} -$$

$$(1 - \frac{\gamma_{j-1}}{q_{j-1}}) \cdot (\frac{\gamma_{j-2}}{q_{j-2}}) H_{j-2} \quad j = 11 \quad (8)$$

式中:  $H_H = \frac{1}{1 - \sum_{r=9}^{11} \alpha_r^*} (\sum_{r=9}^{11} \alpha_r^* (h_r - h_n) -$

$$\sum_{r=1}^5 \tau_r \eta_r - (\bar{t}_t - \bar{t}_5) \eta_6)$$

式中:  $\alpha_r^*$ —供热汽轮机回热系统出水为 1 时, 加热器 No9、No10、No11 的抽汽份额;  $\bar{t}_t$ —供热汽轮机回热系统出水焓, kJ/kg。

各级加热器的抽汽效率为:

$$\eta_j = H_j / q_j \quad (9)$$

### 2.3 抽汽吸热量的变化 $\Delta Q_{0-j}$

对于图 1 中第 I 部分, 回热加热器抽汽吸热量的变化可以参照文献[7]。 $\Delta Q_{0-j}$  为热量进入 No $j$  加热器从而排挤 1 kg 抽汽返回汽轮机后引起的循环吸热量变化:

$$\Delta Q_{\sigma-j} = 0 \quad j = 1, 2, 3 \quad (10)$$

$$\Delta Q_{\sigma-4} = - \frac{\Delta h_4}{1 - \alpha_4} \cdot \frac{\sigma_2}{q_6} \quad (11)$$

式中:  $\Delta h_4$ —No4 加热器 1kg 抽汽在外置式蒸汽冷却器中的放热量, kJ/kg。  $\alpha_4$  可以用下式计算:

$$\alpha_4 = \frac{\tau_4}{q_4} - \frac{\gamma_4}{q_4} \cdot \frac{\tau_5}{q_5}$$

$$\Delta Q_{\sigma-5} = - \frac{\gamma_4}{q_4} \cdot \Delta Q_{\sigma-4} \quad (12)$$

$$\Delta Q_{\sigma-6} = \sigma_2 - \frac{\tau_5}{q_5} \cdot \Delta Q_{\sigma-5} - \frac{\tau_4}{q_4} \Delta Q_{\sigma-4} \quad (13)$$

$$\Delta Q_{\sigma-7} = \sigma_2 - \frac{\tau_6}{q_6} \cdot \Delta Q_{\sigma-6} - \frac{\tau_5}{q_5} \Delta Q_{\sigma-5} -$$

$$\frac{\tau_4}{q_4} \Delta Q_{\sigma-4} + \Delta h_7 \quad (14)$$

式中:  $\Delta h_7$ —No7 加热器 1 kg 抽汽在外置式蒸汽冷却

器中的放热量, kJ/kg。

$$\Delta Q_{\sigma-8} = \sigma_1 + \sigma_2 - \frac{\gamma_7}{q_7} \Delta Q_{\sigma-7} - \frac{\gamma_6}{q_6} \Delta Q_{\sigma-6} - \frac{\tau_5}{q_5} \cdot \Delta Q_{\sigma-5} - \frac{\tau_4}{q_4} \Delta Q_{\sigma-4} \quad (15)$$

对于图 1 中第 II 部分, 经过数学推导, 可得:

$$\Delta Q_{0-j} = - \frac{1}{1 - \sum_{r=9}^{11} \alpha_r^*} \cdot (\frac{\tau_4}{q_4} \Delta Q_{\sigma-4} + \frac{\tau_5}{q_5} \Delta Q_{\sigma-5} +$$

$$\frac{\tau_6}{q_6} \Delta Q_{\sigma-6}) \quad j = 9 \quad (16)$$

$$\Delta Q_{0-j} = (1 - \frac{\gamma_{j-1}}{q_{j-1}}) \Delta Q_{0-(j-1)} \quad j = 10 \quad (17)$$

$$\Delta Q_{0-j} = (1 - \frac{\gamma_{j-1}}{q_{j-1}}) \cdot (1 - \frac{\gamma_{j-2}}{q_{j-2}}) \Delta Q_{0-(j-2)} \quad j = 11 \quad (18)$$

### 2.4 新蒸汽的等效热降

新蒸汽的等效热降为:

$$H_0 = h_0 - h_n + \sigma_1 + \sigma_2 - \sum_{r=1}^z \frac{\tau_r}{q_r} \cdot H_r - (\alpha_{x_1} + \alpha_{x_2}) \sum_{m=9}^{11} \frac{\tau_m}{q_m} \cdot H_m - \Pi_{x_1} - \Pi_{x_2} \quad (19)$$

式中:  $z$ —热力系统第 1 号到第 8 号加热器;  $\sum \Pi_i$ —供热抽汽对机组的经济性影响, kJ/kg;  $h_0$ —新蒸汽焓, kJ/kg。将份额为  $x_2$  的抽汽看作系统中带工质的热量出入系统引起的做功损失。份额为  $x_2$  的抽汽对机组的经济性的影响为:

$$\Pi_{x_2} = \alpha_{x_2} (h_{x_2} - h_n) - \alpha_{x_2} (\bar{t}_t - \bar{t}_5) \eta_6 - \alpha_{x_2} \sum_{r=1}^5 \tau_r \eta_r \quad (20)$$

对于抽汽份额为  $x_1$  同理可以得出:

$$\Pi_{x_1} = \alpha_{x_1} (h_{x_1} - h_n) - \alpha_{x_1} (\bar{t}_t - \bar{t}_5) \eta_6 - \alpha_{x_1} \sum_{r=1}^5 \tau_r \eta_r \quad (21)$$

系统发电循环吸热量为:

$$Q_0 = h_0 + \alpha_{x_1} \cdot \sigma_1 + \alpha_{x_2} \cdot \sigma_2 - \bar{t}_{gs} - \alpha_{x_1} (h_{x_1} - \bar{t}_{sx_2}) - \alpha_{x_2} (h_{x_2} - \bar{t}_{sx_2}) \quad (22)$$

式中:  $\alpha_{x_1}$ 、 $\alpha_{x_2}$  分别为一次、二次再热蒸汽份额;  $\bar{t}_{gs}$ —锅炉给水焓, kJ/kg;  $\alpha_{x_1}$ —热网加热器  $x_1$  的抽汽份额;  $\alpha_{x_2}$ —热网加热器  $x_2$  的抽汽份额;  $\bar{t}_{sx_2}$ —热网加热器  $x_2$  的疏水焓, kJ/kg。

机组装置效率为:

$$\eta_i = H_0 / Q_0 \quad (23)$$

### 3 局部定量分析

对图 1 所示的第 I 部分, 其经济性分析可以按照文献 [1] 所给出的方法进行, 此处不再赘述。

对图 1 所示的第 II 部分, 供热汽轮机的各个加热器的经济性分析分为: 纯热量变动或出入系统; 带工质的热量变动或出入系统。下面将分别说明这两种情况下对机组热经济性的影响。

#### 3.1 纯热量进出系统

当有纯热量  $q_f$  利用于  $N_{0j}$  加热器时, 根据等效热降理论有新蒸汽做功增加为:

$$\Delta H_0 = q_f \cdot \eta_j \quad (24)$$

同时由于纯热量  $q_f$  进入  $N_{0j}$  加热器将排挤回热抽汽返回汽轮机, 会影响再热器吸热量或锅炉给水温度, 从而引起循环吸热量的变化。

利用上面推导得出的  $\Delta Q_{0-j}$ , 可以得出纯热量  $q_f$  利用于  $N_{0j}$  加热器时循环吸热量的变化为:

$$\Delta Q_0 = \frac{q_f}{q_j} \Delta Q_{0-j} \quad (25)$$

#### 3.2 带工质的热量进出系统

当有焓值为  $h_f$ , 份额为  $\alpha_f$  的蒸汽, 从供热汽轮机的  $\eta_j$  能级进入系统, 从而引起热量做功和装置效率经济性的变化, 可以把这个热量分成两部分来研究: 一部分为纯热量  $\alpha_f(h_f - h_j)$ ; 另一部分为带工质的热量  $\alpha_f h_j$ 。纯热量进入系统可以用前面的分析方法进行分析。带工质的热量进入供热汽轮机的第  $j$  级加热器, 则相应排挤  $j$  级加热器的  $\alpha_f$  份额的抽汽。因此, 机组获得做功为  $\alpha_f \cdot (h_j - h_m)$ 。带工质的热量  $\alpha_f h_j$  并没有影响到机组吸热量的变化。

由此可知, 蒸汽携带热量的全部做功应是两部分热量做功的代数和:

$$\Delta H = \alpha_f [(h_f - h_j) \eta_j + (h_j - h_m)] \quad (26)$$

机组吸热量的变化即为纯热量部分所引起的变化:

$$\Delta Q_0 = \frac{\alpha_f (h_f - h_j)}{q_j} \Delta Q_{0-j} \quad (27)$$

#### 3.3 热力系统局部变化对热经济指标的影响

由前面得到的热力系统局部变化时新蒸汽的做功变化量和循环吸热变化量, 可以得出供热汽轮机的发电煤耗率的变化:

$$\Delta \eta = \frac{\Delta H_0 - \Delta Q_0 \eta_i}{H_0 + \Delta H_0} \quad (28)$$

$$\Delta b = \Delta \eta b \quad (29)$$

式中:  $b$ —新蒸汽量为  $D_0$  时, 供热机组的发电煤耗率,  $g/(kWh)$ ;  $H_0$ —供热机组的新蒸汽的等效热降,  $kJ/kg$ ;  $\Delta Q_0$ —供热机组  $1 kg$  新蒸汽吸热量的变化,  $kJ/kg$ ;  $\eta_i$ —供热机组的装置效率;  $\Delta \eta$ —供热机组的装置效率的变化量。

### 4 实例计算

为了验证本文所推导的数学模型的正确性, 在此, 采用文献 [6] 给出的二次再热超临界供热机组的热力系统结构, 并根据其所提供的额定供热工况数据进行整理、计算, 其基本数据如表 1 所示。

表 1 450 MW 二次再热超临界抽汽供热机组热力系统参数

加热器 编号	$q_j$ /kJ·kg <sup>-1</sup>	$\bar{\gamma}$ /kJ·kg <sup>-1</sup>	$\gamma_j$ /kJ·kg <sup>-1</sup>	$H_j^*$ /kJ·kg <sup>-1</sup>	$H_j$ /kJ·kg <sup>-1</sup>	$\eta_j$	$\Delta Q_{0-j}$ /kJ·kg <sup>-1</sup>
1	2339.5	103.1	50.2	141.6	141.6	0.060 526	0
2	2505.3	140.2	140.5	354.6	354.5	0.141 525	0
3	2541.6	118.1	118.6	511.5	511.5	0.201 242	0
4	2365.8	120.3	111.9	667.4	563.2	0.238042	-42.9
5	2676.9	116.1	0	821.8	826.8	0.308 855	2.1
6	2402.4	214.0	285.4	1 042.0	1 047.0	0.439 874	431.2
7	2 028.3	229.0	191.7	1 169.5	1 174.0	0.578 816	715.0
8	1 878.4	237.6	0	1 199.9	1 204.0	0.640 946	809.2
9	2 611.3	171.2	351.8	—	488.9	0.187 50	-7.75
10	2 498.2	173.0	146.4	—	661.8	0.264 907	-6.71
11	2 588.2	179.2	0	—	863.3	0.333 540	-6.31

$H_0 = 1181.0 kJ/kg$ ,  $\sigma_1 = 430.6 kJ/kg$ ,  $\sigma_2 = 429.1 kJ/kg$ ,  $\eta_i = 0.593 857 7$ ,  
 $b = 207.120 g/(kWh)$ ,  $h_{x1} = 2 833.8 kJ/kg$ ,  $h_{x2} = 2 686.7 kJ/kg$ ,  $t_{sx1} = 429.5$   
 $kJ/kg$ ,  $t_{sx2} = 247.9 kJ/kg$

由于某种原因使得热网加热器回水水温减少  $5^\circ C$ , 利用本文提供的方法和常规方法分别计算并分析其对经济性的影响, 比较其结果以验证本文经济性定量方法模型的正确性和准确性。

利用本文方法计算的结果:

$$\Delta H_0 = q_f \cdot \eta_j = -7.819 720$$

$$\Delta Q_0 = \frac{q_f}{q_j} \cdot \Delta Q_{0-j} = 0.124 030$$

$$\Delta \eta = \frac{\Delta H_0 - \Delta Q_0 \eta_i}{H_0 + \Delta H_0} = -0.006 727 696$$

$$\Delta b = \Delta \eta \cdot b = -1.393$$

(下转第 362 页)

## 5 结 论

以一个 2 MW 的固体氧化物燃料电池与燃气轮机组成的发电系统为研究对象,建立了系统的计算模型,并利用 Visual Basic 编程计算分析了系统的性能,结论如下:

(1) 以天然气为燃料,空气为阴极气体的 SOFC,当电池工作压力为 0.731 3 MPa,电池电流密度为 215.025 mA/cm<sup>2</sup> 时,SOFC 的发电量为 2 003.43 kW。如果与压力比为 5 的 GT 组成联合发电系统,则系统总发电量可达 2 547.55 kW,发电效率为 68.073%,整个系统的能量利用率接近 81%,表现出了 SOFC 联合发电系统的优势;

(2) 由于过电位的存在,使 SOFC 的实际电压远远低于理想可逆电池电压的值,不利于提高电池的发电量。本系统中:电池总过电位为 0.468 9 V,其中欧姆过电位为 0.353 2 V,约占电池总过电位的 75%。因此要减小电池的过电位,提高效率,应重点改变电池材料的性能,以减小欧姆过电位;

(3) 减小 SOFC 的电流密度可以增加电池的发电

电量,从而提高系统的发电效率。但这需要增加电池的个数,增加系统投资;

(4) 增大电池的工作电压,可以增加电池的发电量,进而提高系统的发电效率和能量利用率;

(5) 为防止天然气中的甲烷发生热分解,影响电池的性能,应向进入电池的燃料中加入一定比例的蒸汽。蒸汽量增大,SOFC 和系统的发电量都会增加,但换热器的面积需相应加大,并且系统排出的废气量也会增大,因此不能盲目增加蒸汽/碳比。

## 参考文献:

- [1] 李 瑛, 王林山. 燃料电池[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2000.
- [2] 顾恒祥. 燃料与燃烧[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 1993.
- [3] 程明一, 阎洪环, 石奇光. 热力发电厂[M]. 北京: 中国电力出版社, 1998.
- [4] 何一猛, 邹介棠, 张雁雁. 燃料电池与燃气轮机联合循环的若干方案简介[J]. 上海汽轮机, 2001, 9: 29-34.
- [5] PALSSON J, SELIMOVIC A, SJNNESSON L. Combined solid oxide fuel cell and gas turbine systems for efficient power and heat generation[J]. *Journal of Power Sources*, 2000, 86: 442-448.
- [6] TANAKA K, WEN C, YAMADA K. Design and evaluation of combined cycle system with solid oxide fuel cell and gas turbine[J]. *Energy Conversion and Management* 2003, 44: 597-609.

(上接第 353 页)

根据文献[5] 提供的热力系统详细计算方法得到的结果为:

$$\Delta b = -1.393$$

## 5 结 论

针对二次再热供热机组采用低压缸分缸抽汽供热的特点,利用等效热降理论,经过理论分析与数学推导,得出了该类型机组抽汽等效热降和抽汽效率的计算方法,建立了纯热量和带工质热量局部定量分析的数学模型,以实例计算验证了本文方法的准确性,为二次再热超临界供热机组热力系统的经济性诊断和定量分析计算提供了工具,拓宽了等效热

降理论的应用范围。

## 参考文献:

- [1] 林万超. 火电厂热系统节能理论[M]. 西安: 西安交通大学出版社 1994. 1-85.
- [2] 严俊杰, 李运泽, 林万超. 压水堆机组二回路经济性定量分析理论的研究[J]. 中国电机工程学报, 2000, 20(5): 5-8.
- [3] 李秀云, 严俊杰, 张春雨, 等. 外置蒸汽冷却器机组热力系统定量分析方法[J]. 中国电机工程学报, 2001, 21(1): 35-39.
- [4] 李运泽, 杨献勇, 严俊杰, 等. 二次再热超临界机组热力系统的三系数线性分析法[J]. 中国电机工程学报, 2002, 22(6): 132-136.
- [5] 郑体宽. 热力发电厂, 北京: 水利电力出版社, 1995. 51-87
- [6] 维特科夫 E, 钱钟彭. 燃用化石燃料的蒸汽发电厂[M]. 北京: 水利电力出版社, 1992. 450-455
- [7] 严俊杰, 邵树峰, 李 杨. 二次再热超临界机组热力系统的经济性分析[J]. 中国电机工程学报, 2004, 24(1): 186-190.

calculated and analyzed by using a numerical method. A comprehensive analysis was performed of the erosion mechanism and features specific to stator and rotor blades on the basis of the impact location and velocity of solid particles on blades, impact angle and blade material erosion-resistance behavior. It is noted that the suction side erosion of the stator blades is caused by the impact of solid particles rebounding from the rotor blades. Furthermore, also analyzed was the influence of the turbine load and the axial clearance between the stator and rotor blades on the number of particles rebounding to stator blades. The results of the analysis indicate that an decrease in axial clearance and a reduction in turbine load has given rise to an increase in the quantity of particles rebounding to the stator blades. **Key words:** solid particle erosion, supercritical steam turbine, reheat stage, numerical analysis.

二次再热超临界供热机组热力系统经济性定量分析方法 = **Economic-quantitative Analysis Method Used for the Thermodynamic System of a Supercritical Heat Supply Unit with a Double Reheat** [刊, 汉] / LI Yang, XING Qin-an, YAN Jun-jie, et al (Energy and Power Engineering Institute under the Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(4). — 351 ~ 353, 362. A supercritical heat-supply unit with a double reheat employs steam extraction from a low-pressure turbine cylinder for supplying process heat. On the basis of the above arrangement, a method for calculating equivalent enthalpy drop and steam extraction efficiency for the above unit is obtained by making use of an equivalent thermal-drop theory and performing a theoretical analysis and mathematical deduction. A mathematical model based on an economic-quantitative analysis has been derived for the above-mentioned turbine unit, thereby extending the application range of the equivalent heat-drop theory to heat supply units with a double reheat. By using this model it is possible to effect a convenient, rapid and accurate analysis of the thermodynamic system cost-effectiveness of the above supercritical heat supply unit. **Key words:** double reheat, thermodynamic system, quantitative analysis, heat supply unit.

基于支持向量机的燃气轮机故障诊断 = **Gas Turbine Fault Diagnosis Based on a Support Vector Machine** [刊, 汉] / LUO Ying-feng, ZENG Jin (Mathematics Department, Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200240) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(4). — 354 ~ 357.

With respect to eight kinds of commonly seen typical faults a fault diagnosis model is set up based on a support vector machine. Specific sample calculations have demonstrated the effectiveness of such a model. A comparison with a neural network method has shown that under the condition of a small quantity of samples the support vector machine-based method is superior to the neural network method in terms of calculation results, generalization ability and efficiency. When a relatively small number of diagnosis samples is involved, the above method may provide a new approach for creating an intelligent system of highly practical value for the condition monitoring and fault diagnosis of gas turbines. **Key words:** gas turbine, support vector machine, fault diagnosis system.

固体氧化物燃料电池与燃气轮机联合发电系统模拟研究 = **Simulation Study of a Combined Power Generation System Incorporating a Solid-oxide Fuel Cell and a Gas Turbine** [刊, 汉] / LU Li-ning, LI Su-fen, SHEN Sheng-qiang (Power Engineering Department, Dalian University of Science & Technology, Dalian, China, Post Code: 116024), LU Li-yu (Inner Mongolia Dalate Power Plant, Baotou, China, Post Code: 014300) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(4). — 358 ~ 362.

A solid-oxide fuel cell (SOFC) is a new type of energy featuring high efficiency and low pollution. A calculation model is set up for a combined power generation system, which comprises a solid-oxide fuel cell with natural gas serving as its fuel and also a gas turbine (GT). The calculation results of the above system indicate that the combined power generation system composed of SOFC and GT can attain a power generation efficiency of 68% (based on low heating value). With the waste heat being put to use the energy utilization rate of the whole system can surpass 80%. The impact of such parameters as SOFC operating pressure and its current density on the system performance was analyzed. An increase in its operating pressure can lead to an increase in cell electricity generation and power generation efficiency of the system. On the other hand, an increase in current density may result in a decrease of electricity generation for both the SOFC and the