

# 基于火用分析的发电厂改造方法研究

姜媛媛, 周少祥, 徐 鸿

(华北电力大学 能源与工程学院, 北京 102206)

**摘 要:** 根据烟分析理论, 把锅炉、汽轮机及发电厂热力系统作为一个整体, 通过对发电厂各环节进行烟分析找到具体损失环节并对具体位置提出改造方案, 是发电厂改造的一种新方法。以某超超临界机组为例, 运用烟分析理论找到火用损失环节, 找到二次风温及给水温度对锅炉系统及电厂热力系统影响的关系, 通过增加一级高压加热器提高给水温度, 同时在保证锅炉排烟温度不变的前提下适当地提高二次风温, 分析在给水温度及二次风温的双重作用下, 锅炉乃至整个机组性能的变化。结果表明, 当给水温度由 299.5℃升高至 322℃时, 二次风温由 327.8℃升高至 360℃, 锅炉系统传热火用损失由 3 443 kJ/k 降低至 3 254 kJ/k, 燃烧环节火用损失由 6 204 kJ/kg 降低至 6 158 kJ/kg, 锅炉火用效率由 54.1% 升高至 54.4%, 机组目的火用效率由 42% 升高至 46.7%。

**关 键 词:** 烟分析; 火用损失; 目的火用效率; 发电厂; 锅炉

中图分类号: TK223.3 文献标识码: A

## 引 言

目前对发电厂的热力学分析主要是基于热力学第一定律和热力学第二定律, 热力学第一定律只能从“量”的角度表现能量的利用效率, 不能从“质”的角度分析能量的利用情况, 而火用分析方法不仅考虑了能量在数量方面的不同, 还考虑了能量在质量上的不同, 因此采用火用分析方法可以更完善、更具体地衡量设备或热力系统的热力学完善程度<sup>[1]</sup>。

现在应用热力学第二定律对发电厂进行的研究很多<sup>[2~5]</sup>, 但大多是计算各个热力转换环节的火用损失, 针对损失很少有人提出改造方案以提高机组效率。

本研究对某火力发电厂超超临界机组进行了详细的火用分析, 针对火用损失找到具体损失环节, 对具体位置提出改造方案, 利用改造前后的锅炉及机组火用效率进行比较, 发现改造后机组节能效果明显。

收稿日期: 2010-07-06 修订日期: 2010-09-08  
作者简介: 姜媛媛 (1978-), 女, 安徽六安人, 华北电力大学博士研究生。

## 1 理论分析

在整个火力发电厂设备中, 火用损失最大的部位是锅炉, 占整个发电厂火用损失的 81.4%, 而燃烧火用损失和传热火用损失在整个锅炉火用损失中占的比例最大, 约占 59% 和 32.6%, 本节主要介绍燃烧环节和传热环节的热平衡和火用平衡以及整个锅炉的火用效率的计算。

### 1.1 锅炉火用分析理论

#### 1.1.1 火用分析基准选定

本研究所计算的火用是以环境为基准, 环境压力为  $P_0=0.1 \text{ MPa}$ , 环境温度为  $T_0=293.15 \text{ K}$

#### 1.1.2 燃烧环节热平衡及火用平衡

$$B^s R_{f1} + Q_c = M_{ad} \int_{T_0}^{T_{ad}} C_p dT_{ad} \quad (1)$$

$$E_{ad} = (B^s R_{f1} + Q_c) \left(1 - \frac{T_0}{T_{ad}}\right) \quad (2)$$

$$I = E_a + E_f - E_{ad} \quad (3)$$

式中:  $B^s$ —燃煤量,  $\text{kg/s}$ ;  $R_{f1}$ —煤的低位发热量,  $\text{kJ/kg}$ ;  $Q_c$ —热空气的热量,  $\text{kJ/s}$ ;  $M_{ad}$ —理论燃烧温度下燃烧产物的摩尔量,  $\text{mol/s}$ ;  $C_p$ —理论燃烧温度下燃烧产物的比热,  $\text{kJ/(mol}\cdot\text{K)}$ ;  $T_{ad}$ —理论燃烧温度,  $\text{K}$ ;  $E_a$ —热空气的火用,  $\text{kJ/s}$ ;  $E_f$ —燃料的火用;  $E_{ad}$ —理论燃烧温度下燃烧产物的火用值,  $\text{kJ/s}$ ;  $I$ —燃烧环节火用损失,  $\text{kJ/s}$ 。

#### 1.1.3 传热环节火用损失

$$I_2 = \sum_{i=1}^n T_0 Q_i \left(\frac{T_i - \bar{T}_i}{T_i}\right) \quad (4)$$

$$\bar{T}_i = (T_{ad} + T_{py}) / 2 \quad (5)$$

式中:  $Q_i$ —锅炉第  $i$  受热面的换热量,  $\text{kg/s}$ ;  $T_i$ —锅炉第  $i$  受热面中烟气的平均放热温度,  $\text{K}$ ;  $\bar{T}_i$ —锅炉第  $i$  受热面中蒸汽的平均吸热温度,  $\text{K}$ ;  $T_{py}$ —排烟温度,  $\text{K}$ ;  $i$ —锅炉受热面。

1.1.4 锅炉整体损失

$$I = I_1 + I_2 + I_3 \quad (6)$$

$$\eta_{ex} = 1 - I/B_k \xi_j \quad (7)$$

式中:  $I$ —锅炉整体焓损失,  $\text{kJ}/\text{s}$ ;  $I_1$ —其它损失,  $\text{kJ}/\text{s}$ , 约占整个锅炉损失的 8% 左右, 且受参数影响不大;  $\xi_j$ —燃料的焓,  $\text{kJ}/\text{s}$ ;  $\eta_{ex}$ —锅炉效率。

1.2 锅炉系统能流及焓流

以某超超临界机组为例, 对锅炉系统进行热平衡和焓平衡分析, 根据热力学第一定律, 锅炉的损失主要包括: 散热损失、化学不完全燃烧热损失、机械不完全燃烧热损失、排烟热损失。锅炉的能流如图 1 所示。

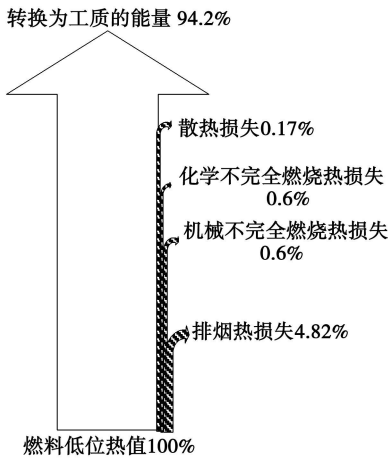


图 1 锅炉系统能流

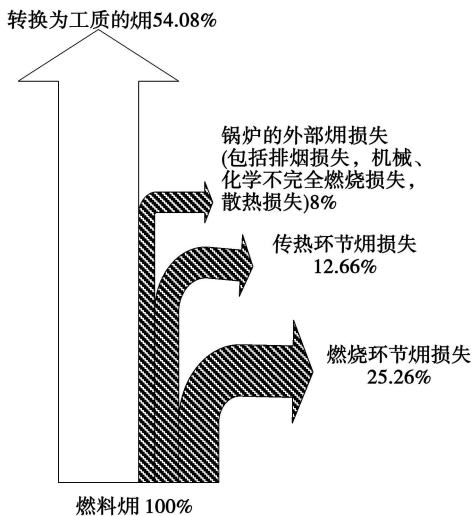


图 2 锅炉系统焓流

根据热力学第二定律, 锅炉的损失中除了有第一定律所分析的锅炉外部损失, 还包括内部损失: 燃料燃烧过程焓损失和烟气与工质的传热过程焓损

失。锅炉的焓流如图 2 所示。

1.3 二次风温、给水温度对锅炉焓损失的影响

1.3.1 二次风温对燃烧环节和传热环节焓损失的影响

由式 (1)~式 (3) 可知, 燃烧环节的焓损失是随着理论燃烧温度的升高而降低。由式 (3) 和式 (4) 可知, 随着理论燃烧温度的升高, 传热环节的焓损失是增加的, 理论燃烧温度对燃烧环节和传热环节的影响是相反的。如果仅提高二次风温, 在减少燃烧环节焓损失的同时, 将带来传热环节焓损失的增加。

1.3.2 给水温度对传热环节焓损失的影响

由式 (4) 和式 (5) 可以看出, 随着工质平均吸热温度的升高, 烟气和工质的传热温差是减少的, 传热环节的焓损失将随之减少。由于给水温度是吸热平均温度的低温部分, 随着给水温度的升高, 整个循环吸热平均温度也将升高。锅炉平均吸热温度可表示为:

$$\bar{T}' = \frac{Q_{fw} + Q_{th}}{\Delta S_{fw} + \Delta S_{th}} \approx \frac{(h_b - h_{fw}) + \alpha_{th} (h''_{th} - h'_{th})}{(s_b - s_{fw}) + \alpha_{th} (s''_{th} - s'_{th})} \quad (8)$$

式中:  $\bar{T}'$ —锅炉平均吸热温度,  $\text{K}$ ;  $Q_{fw}$ 、 $Q_{th}$ —给水吸热量和再热吸热量,  $\text{kJ}/\text{s}$ ;  $\Delta S_{fw}$ 、 $\Delta S_{th}$ —给水和再热气流吸热的熵增,  $\text{kJ}/\text{s}$ ;  $h_b$ 、 $h_{fw}$ —锅炉出口蒸汽焓和给水焓,  $\text{kJ}/\text{kg}$ ;  $\alpha_{th}$ —再热蒸汽份额;  $h'_{th}$ 、 $h''_{th}$ —再热前后蒸汽焓,  $\text{kJ}/\text{kg}$ ;  $s'_b$ 、 $s''_{fw}$ —锅炉出口蒸汽熵和给水熵,  $\text{kJ}/(\text{s} \cdot \text{K})$ ;  $s_b$ 、 $s_{th}$ —再热前后蒸汽熵  $\text{kJ}/(\text{s} \cdot \text{K})$ 。

2 案例分析

2.1 机组情况介绍

以一台 1 000 MW 超超临界燃煤机组为例进行分析, 锅炉为超超临界变压运行直流锅炉, 采用 II 型布置、单炉膛、分级送风燃烧系统、反向双切圆燃烧方式, 炉膛采用内螺纹管垂直上升膜式水冷壁、循环泵启动系统、一次中间再热、锅炉蒸发量为 2 980  $\text{t}/\text{h}$  主蒸汽压力为 26.15 MPa。

1 000 MW 机组主汽轮机为: 凝汽式、超超临界、一次中间再热、单轴、四缸四排汽、双背压、凝汽式、八级回热抽汽式汽轮机, 最大连续出力为 1 037.411 MW, 额定出力 1 000 MW; 机组采用定压—滑压—定压运行方式。汽轮机具有八级非调整回热抽汽, 额定转速为 3 000  $\text{r}/\text{min}$ 。

### 2.2 二次风温及给水温度对锅炉的影响

如图 3 所示,原锅炉的二次风温为 327.8 °C,此时燃烧环节的烟损失为 6 206 kJ/kg。当提高二次风温时,燃烧烟损失逐渐减少,当二次风温提高到 360 °C 时,燃烧环节的烟损失减少至 6 159 kJ/kg。相反传热烟损失逐渐增加,由 3 437 kJ/kg 增加至 3 443 kJ/kg。整个锅炉的烟效率变化不大,因此二次风温的变化对整个锅炉烟效率的影响很小。

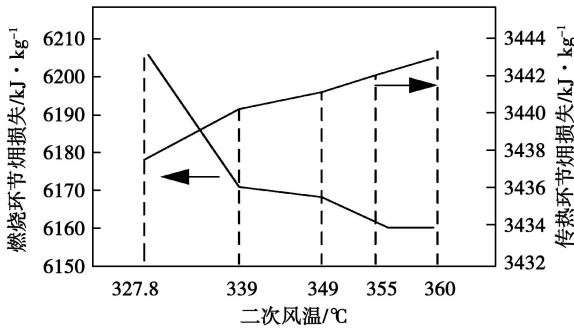


图 3 二次风温对燃烧环节和传热环节烟损失的影响

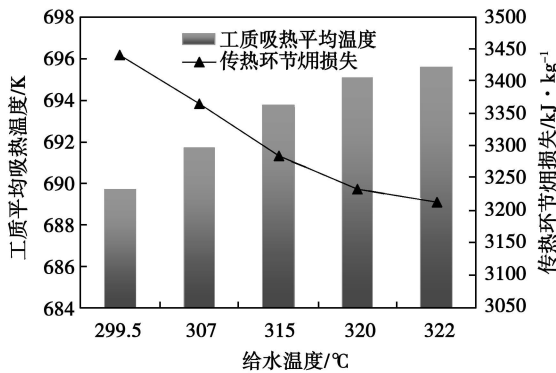


图 4 给水温度对工质平均吸热温度以及传热环节烟损失的影响

如图 4 所示,根据式 (6)工质的吸热平均温度是随着给水温度的升高而逐渐升高的,原机组的给水温度为 299.5 °C,锅炉工质的吸热平均温度为 689.7 K。传热环节的烟损失为 3 450 kJ/kg。当给水温度增加至 322 °C 时,吸热平均温度增至 698.5 K,传热环节的烟损失降低为 3 410 kJ/kg。随着给水温度的升高,锅炉传热环节的烟损失是逐渐降低的,因此提高给水温度可以提高整个锅炉的烟效率。

### 2.3 对机组进行改造

#### 2.3.1 机组改造及分析方法

通过二次风温及给水温度对锅炉的影响的分

析,对机组提出以下改造方案。

可增加一级高压加热器来提高给水温度,原机组的给水温度为 299.5 °C,省煤器出口温度为 322 °C,随着给水温度由 299.5 °C 提高至 322 °C,保持省煤器出口工质温度即水冷壁联箱进口温度不变,烟气在省煤器中的吸热量也逐渐减少。

通过插值法选取 5 个给水温度,分别对机组进行定功率计算,对每台加热器及机组列出质量和能量平衡方程,利用 Matlab 软件进行方程组求解,得出每台加热器的参数及机组的运行参数如:主蒸汽流量、再热蒸汽流量等。

利用主蒸汽流量值,对锅炉进行正平衡核算,由烟气的流动方向逐个对受热面(炉膛、屏式过热器、末级过热器、高温再热器、低温再热器、低温过热器、省煤器)进行核算,计算出各个受热面烟气及工质的相关参数,最后对空气预热器进行质量和能量平衡计算。根据进口烟气和空气的流量、焓值计算出二次风温,代入炉膛热力计算中,循环迭代、校核,得到各个受热面的相关参数。

#### 2.3.2 改造前后锅炉及汽轮机的参数

增加的一级抽汽的抽汽点压力以及对应的给水温度如表 1 所示。

表 1 给水温度与抽汽压力相应关系

| 给水温度/°C | 抽汽压力/MPa |
|---------|----------|
| 307     | 9.485    |
| 315     | 10.583   |
| 320     | 11.31    |
| 322     | 11.62    |

表 2 不同给水温度下汽轮机的性能参数

| 给水温度/°C | 主蒸汽流量/(t·h <sup>-1</sup> ) | 再热蒸汽流量/(t·h <sup>-1</sup> ) | 可用焓降/(kJ·kg <sup>-1</sup> ) | 绝热焓降/(kJ·kg <sup>-1</sup> ) | 汽轮机绝对内效率 |
|---------|----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|----------|
| 299.5*  | 2 918.3                    | 2 392.5                     | 1 265.0                     | 2 657.9                     | 0.4752   |
| 307     | 2 970                      | 2 385.2                     | 1 242.9                     | 2 610.0                     | 0.4762   |
| 315     | 3 028.2                    | 2 375.4                     | 1 219.1                     | 2 557.3                     | 0.4767   |
| 320     | 3 067.9                    | 2 371.6                     | 1 203.3                     | 2 523.9                     | 0.4768   |
| 322     | 3 082.1                    | 2 365.8                     | 1 197.8                     | 2 509.87                    | 0.4772   |

注: \* 为原机组。

对机组进行定功率计算,当增加一级高压加热器,随着给水温度的逐渐提高,锅炉的主蒸汽流量将不断增加,汽轮机的总功量将逐渐减少,比热功也将逐渐减少,汽轮机的绝对内效率将逐渐增加,结果如表 2 所示。

随着给水温度的提高, 锅炉的有效热量将逐渐减少, 锅炉消耗的燃料量也将逐渐减少, 炉膛出口烟温相应降低, 烟气在各受热面上的换热量也将发生变化。

由于给水温度的提高, 烟气在省煤器中的换热量减少, 进入空气预热器的烟气温度将会升高, 为保证锅炉排烟温度不变, 必须增加空气预热器的换热面, 使二次风温提高。当给水温度达到 322 °C 时, 和原锅炉省煤器出口温度持平, 效果相当于去掉了省煤器。锅炉各参数如表 3 所示。

表 3 改造前后锅炉部分性能参数

|                             | 原系统   | 方案 1  | 方案 2  | 方案 3  | 方案 4  |
|-----------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 给水温度 / °C                   | 299.5 | 307   | 315   | 320   | 322   |
| 二次风温 / °C                   | 327.8 | 339   | 349   | 355   | 360   |
| 主蒸汽流量 / t · h <sup>-1</sup> | 2 980 | 2 970 | 3 028 | 3 067 | 3 082 |
| 燃煤量 / t · h <sup>-1</sup>   | 360.1 | 352.9 | 352.5 | 352.4 | 352.2 |
| 理论燃烧温度 / °C                 | 2 029 | 2 031 | 2 031 | 2 032 | 2 033 |
| 炉膛出口烟温 / °C                 | 1 140 | 1 090 | 1 040 | 1 020 | 1 018 |
| 前屏出口烟温 / °C                 | 1 000 | 950   | 940   | 930   | 929   |
| 高过出口烟温 / °C                 | 924   | 869   | 858   | 846   | 838   |
| 高再出口烟温 / °C                 | 770   | 720   | 710   | 700   | 699   |
| 低再出口烟温 / °C                 | 412   | 374   | 369   | 366   | 363   |
| 低过出口烟温 / °C                 | 455   | 463   | 444   | 441   | 435   |
| 省煤器出口 / °C                  | 341   | 350   | 368   | 386   | —     |
| 空预器进口烟温 / °C                | 341   | 350   | 368   | 380   | 389   |

随着给水温度的升高, 锅炉的有效热量逐渐降低, 而汽轮机的作功量也逐渐降低, 但前者降低的幅度较大, 全厂效率随给水温度的升高而逐渐升高。

### 2.3.3.2 改造后燃烧环节和传热环节的损失的变化

由图 6 可以看出, 在二次风温和给水温度的双重作用下, 燃烧环节和传热环节的焓损失都是呈逐渐降低的趋势。因为随着二次风温由 327.8 °C 升高到 360 °C, 给水温度由 299.5 °C 升高到 322 °C, 燃料燃烧的理论燃烧温度是逐渐升高的, 故燃烧环节的焓损失是逐渐降低的, 而烟气与工质的平均传热温差也是逐渐降低的, 所以传热环节的焓损失是逐渐降低的。

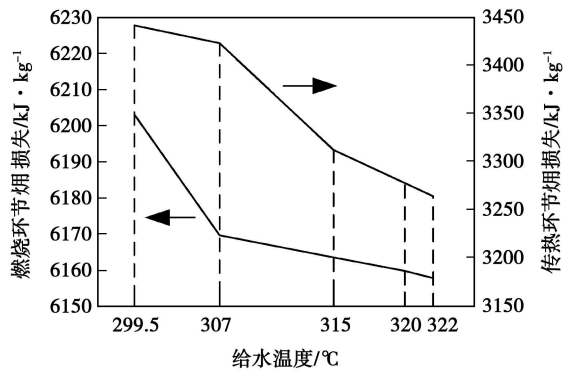


图 6 给水温度对燃烧环节及传热环节焓损失的影响

### 2.3.3.3 改造后锅炉的焓效率以及机组目的焓效率的变化

改造后的锅炉, 在给水温度和二次风温的双重作用下, 由于锅炉燃烧环节和传热环节的焓损失都相应减少, 锅炉焓效率以及机组的目的焓效率都呈上升趋势, 如图 7 所示。

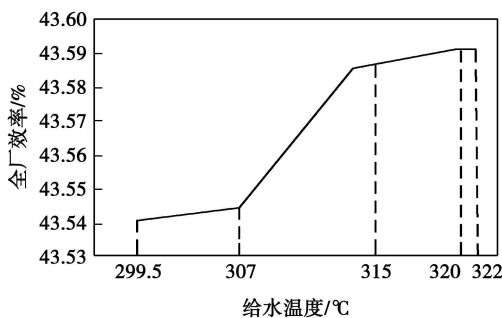


图 5 全厂效率随给水温度的变化情况

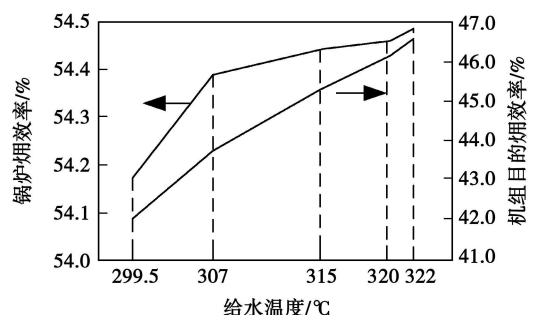


图 7 给水温度对锅炉焓效率及机组目的焓效率的影响

### 2.3.3 改造前后机组性能变化情况

#### 2.3.3.1 改造后全厂效率的变化情况

由图 5 可以看出, 全厂的效率是随着给水温度的升高而呈逐步上升的趋势, 主要是因为全厂效率与汽轮机的总功量和锅炉的有效热量的比值有关。

### 3 结 论

(1) 根据焓分析理论, 把锅炉、汽轮机及发电厂热力系统作为一个整体, 通过对发电厂各环节进行焓分析, 得出二次风温及给水温度对锅炉系统及电厂热力系统影响的关系。

(2) 根据焓分析结果, 提出锅炉改造新方法, 即通过增加一级高压加热器提高给水温度, 同时在保证锅炉排烟温度不变的前提下适当的提高二次风温。

(3) 以某超超临界机组为例进行分析, 结果表明, 当给水温度由 299.5 °C 升高至 322 °C 时, 二次风温由 327.8 °C 升高至 360 °C, 锅炉系统传热焓损失由 3 443 kJ/k<sup>3</sup> 降低至 3 254 kJ/k<sup>3</sup>, 燃烧环节焓损失由 6 204 kJ/k<sup>3</sup> 降低至 6 158 kJ/k<sup>3</sup>, 锅炉焓效率由 54.15% 升高至 54.45%, 机组目的焓效率由 42% 升高至 46.7%, 节能效果明显。

#### 参考文献:

[ 1 ] 王炳莉, 陈海平, 黄志源, 等. 电站锅炉的传递分析 [ J ]. 热力

发电, 2009 38(2): 13-16

[ 2 ] SOM S K, DATTA A. Thermodynamic irreversibilities and exergy balance in combustion processes [ J ]. Progress in Energy and Combustion Science, 2008 34(3): 351-376

[ 3 ] CHE DEFU. Boilers, theory, Design and Operation [ M ]. Xi an Xi an Jiaotong University Press, 2008.

[ 4 ] 宋之平, 王加璇. 节能原理 [ M ]. 北京: 电力出版社, 1985

[ 5 ] KOUSUKE N, SHIDA T, TOSHIMI TAKAGI, I SHINCHIKI, NOSHITA. Analysis of entropy generation and exergy loss during combustion [ J ]. Proceedings of the Combustion Institute, 2002 29(1): 869-874

[ 6 ] 张树芳, 李金磊, 王 茹, 等. 热力系统广义能效分布矩阵方程及其应用 [ J ]. 热力发电, 2009 38(1): 19-22

[ 7 ] 周少祥, 胡三高. 总能系统与能源利用的统一性性能评价指标体系 [ J ]. 动力工程, 2001 21(1): 1069-1077

[ 8 ] 刘福国, 董信光, 侯凡军, 等. 超临界直流锅炉蒸发受热面静态数学模型 [ J ]. 中国电机工程学报, 2009 29(20): 12-20

[ 9 ] 郭民臣, 魏 楠, 刘文毅. “自由路径法则”在电厂热力系统分析中的应用 [ J ]. 中国电机工程学报, 2002 22(4): 122-126

[ 10 ] BUJAK J. Mathematical modelling of a steam boiler room to research thermal efficiency [ J ]. Energy, 2008 33: 1779-1787.

(编辑 陈 滨)

#### 新技术、新设计

## 陶瓷燃气轮机的研制: 考虑到 10 年计划的需要

据《ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power》2010 年 1 月号报道, 始于 20 世纪 50 年代的陶瓷燃气轮机的研制工作, 多数陶瓷燃气轮机研制计划已于 70~80 年代基本结束。

尽管部件的耐久性仍然没有满足预期值, 利用陶瓷燃气轮机可能得到显著的节省能源和减少排放的前景证明研制的方向是正确的。

已确定可能具有商业吸引力的 4 个燃气轮机: (1) 具有 35% 电效率的小型回热式燃气轮机 (微型燃气轮机); (2) 可能应用于高效的小型发动机联合生产, 并具有 40% 电效率的用于运输式应用的回热式燃气轮机; (3) 40% 效率的中型工业燃气轮机; (4) 约 63% 效率 (联合循环) 的高效的公用事业燃气轮机。

确定了关键的技术, 用以保证燃气轮机在整个预期的寿命周期内满足性能和部件耐久性目标。这些技术包括具有高断裂韧性的 Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> 或 SiC 用于 Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> 和 SiC 的 EBC (电子束涂层)、用于 SiC/SiC 的高效的 EBC/TBC (热障涂层)、具有隔热涂层的耐久的氧化物/氮化物陶瓷基体复合物 (CMC) 和具有高强度的下一代 CMC (该 CMC 可用作为涡轮部件的结构材料)。

这些计划将要求政府、国家实验室、大学和工业之间各种机构的协力攻关。提议的各个研制计划总的费用估计在整个年内为 1 亿美元, 即每年平均要花费 1 千万美元。

(吉桂明 摘译)

model and local non-heat balance heat conduction theory were used to conduct a theoretical analysis of the convection-based heat conduction outside the longitudinally swept heat conduction tubes. Finally the results obtained from the theoretical analysis were verified and corrected. A criterion equation incorporating the average Nusselt number for convection heat conduction of fluids longitudinally sweeping the outer surface of heat conduction tubes in a laminar flow and a formulae for calculating the pressure drop of an air flow longitudinally sweeping the outer surface of heat conduction tubes arranged in line in the porous foam metal were derived. Key words: porous foam metal heat exchanger, fluid longitudinal sweeping, heat conduction tube

基于焓分析的发电厂改造方法研究 = Study of a Method for Modifying Power Plants Based on an Exergy Analysis [刊, 汉] JIANG Yuan-yuan, ZHOU Shao-xiang, XU Hong (College of Energy Source and Engineering, North China University of Electric Power, Beijing, China, Post Code: 102206) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2011, 26(3), — 310 ~ 314

To perform an exergy analysis of various links in a power plant to find out a concrete loss link and to present a scheme for modifying a concrete position according to the exergy analysis theory with boilers, steam turbines and the thermal system of a power plant taken as a whole represents a new method for modifying power plants. With an ultra-supercritical unit serving as an example, the exergy analysis theory was used to find out the exergy loss link and the influence of the secondary air temperature and feedwater temperature on the boiler system and power plant thermal system. By adding a stage of HP heaters, the feedwater temperature was enhanced and in the meantime, by properly increasing the secondary air temperature under the precondition of maintaining the flue gas temperature of the boiler unchanged, analyzed was a change in the performance of the boiler and the whole unit under the dual action of the feedwater and secondary air temperature. The research results show that when the feedwater temperature increases from 299.5 °C to 322 °C and the secondary air temperature goes up from 327.8 °C to 360 °C, the exergy loss of the heat conduction in the boiler system will go down from 3 443 kJ/kg to 3 254 kJ/kg, the exergy loss in the combustion link drop from 6 204 kJ/kg to 6 158 kJ/kg, the exergy efficiency of the boiler rise from 54.15% to 54.45% and the target exergy efficiency of the unit increase from 42% to 47.7%. Key words: exergy analysis, exergy loss, target exergy efficiency, power plant, boiler

对苏制 TII82型锅炉过热器再热器寿命损耗率计算 = Calculation of the Life Loss Rate of the Superheater and Reheater of a Soviet Union made TII82 Type Boiler [刊, 汉] SU Yao-qi, ZHOU Yun-long (College of Energy Source and Mechanical Engineering, Northeast University of Electric Power, Jilin, China, Post Code: 132012) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2011, 26(3), — 315 ~ 318

Because of the measures for monitoring the wall surface temperature and service life of a boiler in power plants falling behind relatively, rupture problems of four types of boiler tubes often take place, especially boiler superheaters