

回转式空气预热器风烟焓增模型及其效率分析

王洪跃, 毕小龙, 司风琪, 徐治皋
(东南大学 动力工程系, 江苏 南京 210096)

摘 要: 回转式空气预热器作为大型电站锅炉的尾部受热面, 分析其漏风量与机组效率之间的关系对整个密封系统改造具有现实的指导意义。基于工质热力循环, 提出回转式空气预热器风烟焓增模型, 分析回转式空气预热器的热力过程中漏风率对机组效率的影响, 定量验证热端面的漏风量对机组效率的影响程度, 得出漏风总量减小, 并不能保证机组效率提高的初步结论。最后利用回转式空气预热器风烟焓增模型分析某电厂采用“VN”密封技术改造的合理性。

关 键 词: 回转式空气预热器; 焓增; 效率; 风烟; 漏风

中图分类号: TK223.3 文献标识码: A

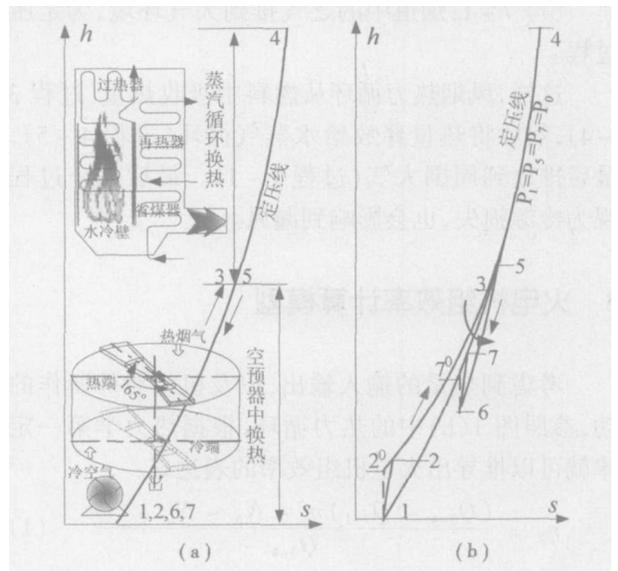
1 前 言

回转式空气预热器的缺点是漏风率大, 漏风使能量损耗, 回转式空气预热器效率由于漏风而降低, 整个机组的效率也受到影响。在 1963 年, Frass 和 Ozisik 指出^[1], 空气预热器的漏风量将影响锅炉效率和汽轮机的输出功率。Bejan 等人提出漏风量直接影响的是空气预热器换热效率^[2], 对机组效率的影响不大, 并且进行了关于空气预热器转速变化对漏风量影响的试验研究。后来, Macduff 和 Clark 从燃气锅炉回转式空气预热器内部的压力变化来探讨空气预热器漏风分布及其对机组效率的影响^[3]。可见由于漏风所引起的空气预热器热力过程中, 不可逆损失及整个机组效率是该种换热器的一大特色。本文利用焓增的理论, 建立回转式空气预热器漏风与机组效率之间的关系, 并作定量分析和计算。

2 风烟焓增模型

回转式空气预热器是电站锅炉的一个尾部受热面, 单独建立冷热工质与机组效率之间的关系不易形成循环回路。如果循环工质视空气和烟气为同一工质, 那么热力循环闭环回路的特征参数将大大简

化, 模型求解也很容易, 预热器的相关运行参数与机组效率之间的关系表达起来也较清晰。如图 1 所示, 其中图(a)是不考虑不可逆损失, 最为理想的风烟热力循环焓增图; 图(b)是考虑到回转式空气预热器中的冷热端面漏风等不可逆性的风烟动力循环。



0—外界环境 1—冷风机入口位置; 2—空气预热器冷侧冷端面冷空气入口位置; 3—暖空气进入炉膛位置; 4—炉膛烟气温度最高点; 5—空气预热器热侧热端面烟气入口位置; 6—空气预热器热侧冷端面烟气出口位置; 7—引风机出口位置; 0—循环工质作定熵绝热过程的理想位置。

图 1 锅炉风烟热力循环焓增图

在图 1 热力循环过程中的循环工质—风烟视为理想气体。因此在系统建模和热力计算中, 循环工质的定压比热容 c_p 和定熵指数 k 均为常数。

对图 1(b)风烟在整个热力循环过程作如下描述:

(1) 1~2: 冷空气被送风机送入锅炉尾部受热面, 是一个多变过程, 将送风机视为绝热;

(2) 2~3: 尾部受热面中的冷空气被空气预热器加热, 是一个多变过程, 几乎为定压过程, 近似于在热传递过程中有个轻微的节流;

(3) 3~4: 暖空气在炉膛内部吸收燃料放出的热量变成烟气, 近似于多变过程, 状态变化是由于流体摩擦及吸收燃料热量, 类似于过程 2~3;

(4) 4~5: 高温烟气向水蒸气放热并流向空气预热器, 为定压过程;

(5) 5~6: 高温烟气在空气预热器中放出热量, 是一个多变过程, 几乎为定压过程, 和过程 2~3 类似;

(6) 6~7: 乏气被引风机排出炉膛流向烟囱, 为多变过程, 和过程 1~2 相似;

(7) 7~1: 烟道中的乏气排到大气环境, 为定压过程。

这样, 风烟热力循环从燃料中吸收热量(过程 3~4), 然后将热量释放给水蒸气循环(过程 4~5), 最后排放到周围大气(过程 7~1)。最后一个过程视为冷源损失, 也会影响到漏风。

3 火电机组效率计算模型

考虑到热量的输入输出, 以及机组对外所作的功, 参照图 1(b) 中的热力循环, 根据热力学第一定律就可以推导出火电机组效率的表达式:

$$\eta_0 = \frac{(Q_{3-4} - Q_{7-1})\eta_v - N_{ff} - N_{fe} - N_r}{Q_{3-4}} \quad (1)$$

为了确定效率式(1)中 η_0 的表达式, 可参照图 1(b) 所示的风烟动力循环系统, 利用焓值增量列出 Q_{3-4} 的表达式, 来代表总的输入热量:

$$Q_{3-4} = m(h_4 - h_3) \quad (2)$$

系统的冷源损失 Q_{7-1} 为:

$$Q_{7-1} = (m + \Delta m)(h_7 - h_1) \quad (3)$$

蒸汽循环效率为 η_v , 则水蒸气在炉膛中的吸热量为:

$$(Q_{3-4} - Q_{7-1})\eta_v \quad (4)$$

送风机的压缩功率为:

$$N_{ff} = \frac{(m + \Delta m)}{\eta_{ff}}(h_2^0 - h_1) \quad (5)$$

引风机的压缩功率为:

$$N_{fe} = \frac{(m + \Delta m)}{\eta_{fe}}(h_7^0 - h_6) \quad (6)$$

N_r 代表转子驱动装置的输出功率。

因此, 式(1)的机组效率可以利用焓增写成:

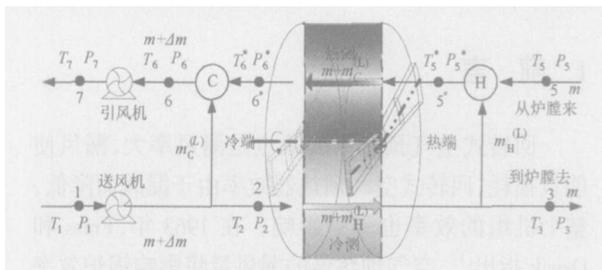
$$\eta_0 = \frac{[m(h_4 - h_3) - (m + \Delta m)(h_7 - h_1)]\eta_v - (m + \Delta m)\left(\frac{h_2^* - h_1}{\eta_{ff}} + \frac{h_7^* - h_6}{\eta_{fe}}\right)}{m(h_4 - h_3)} \quad (7)$$

其中 N_r 作为转子驱动装置的输出功率与其余几项相比, 不在一个数量级, N_r 可以忽略。

在焓增表达式(5)和式(6)中, η_{ff} 为送风机效率; η_{fe} 为引风机效率。

4 火电机组效率计算辅助方程

为了求解式(1)~式(7)中的焓增, 建立漏风量对机组效率之间的关系, 还需引入一些辅助方程和相关参数, 如图 2 运行参数描述。在图 2 中将空预器漏风分布进一步简化, 即所有的漏风只集中在空预器的冷、热端面上。



T—温度; P—压力; m—风烟流量; Δm —漏风总量。下角标: C—冷端面; H—热端面; c—冷侧; h—热侧。上角标: L—漏风; *—空预器内部参数。

图 2 回转式空气预热器运行参数分布模型

漏风系数 X : 即全部漏风量占工质流量的百分比:

$$X = \Delta m / m \quad (8)$$

漏风分配因子 y : 即集中在冷端面的漏风量占全部漏风量 X 的百分比:

$$y = \Delta m_c^{(L)} / \Delta m \quad (9)$$

引入冷侧和热侧的压损 ΔP , 则空气预热器两侧出口流体压力可以表示为:

$$P_6 = P_5 - \Delta P_h \quad (10)$$

$$P_3 = P_2 = \Delta P_c \quad (11)$$

按照假设的风烟热力过程描述有:

$$P_1 = P_5 = P_7 = P_0 \quad (12)$$

利用式(8)和式(9), 并结合空气预热器效率 η_r 的定义表达式⁹, 得到冷、热端面的能量平衡方程:

在热端面混合点 H 处:

$$[1 + (1-y)X] T_5^* - (1-y)XT_3 = AT_1 \quad (13)$$

在冷端面混合点 C 处:

$$-[1 + (1-y)X] T_6^* + (1+X)T_6 = yXT_2 \quad (14)$$

空气预热器效率 η_r :

$$(T_5^* - T_6^*) / (T_5^* - T_2) = \eta_r$$

$$= (T_3 - T_2) / (T_5^* - T_2) \quad (15)$$

其中, 式(13)的比例常数:

$$A = T_5 / T_1 \quad (16)$$

式(14)的空气预热器入口风温, 参见图 1(b):

$$T_2 = (h_2^0 - h_1) / (\eta_{rc} c_p) + T_1 \quad (17)$$

而 T_7 应按照如下方法求解:

$$T_7 = (h_7^0 - h_6) / (\eta_{rc} c_p) + T_6 \quad (18)$$

利用理想气体状态方程和图 1(b)的过程描述则有^[4-5]:

$$h_2^0 - h_1 = \frac{k}{k-1} RT_1 [(P_2 / P_1)^{(k-1)/k} - 1] \quad (19)$$

$$h_7^0 - h_6 = \frac{k}{k-1} RT_6 [(P_7 / P_6)^{(k-1)/k} - 1] \quad (20)$$

将式(8)~式(20)代入机组效率焓增表达式(7)则有:

$$\eta_b = [1 - (1+X)B \frac{T_7/T_1 - 1}{1 - B \times T_3/T_1}] \eta_r - \frac{1+X}{1 - B \times T_3/T_1} \times \frac{k}{k-1} \frac{R}{c_p} B \times \left\{ \frac{[(P_3/P_5)(1 + \Delta P_c/P_3)]^{(k-1)/k}}{\eta_{ff}} + \frac{1}{\eta_{rc}} \frac{T_6}{T_1} \left[\left(\frac{1}{1 - \Delta P_h/P_5} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \right\} \quad (21)$$

5 压损和空气预热器效率计算

根据流体力学的知识^[6], 冷热流体通过回转式空气预热器蓄热板时, 相互摩擦而产生压损, 求解表达式:

$$\Delta P = C_a Re^a \frac{L}{d_h} \frac{\rho \omega^2}{2} \quad (22)$$

其中: a, C_a —拟合系数; Re —雷诺数; L —蓄热板高度; d_h —转子的水力直径; ρ —循环工质密度; ω —工质流速。

另外, 因为循环工质的比热容在空气预热器冷侧和热侧均为定值, 彼此相等, 所以空气预热器的效率可以写成:

$$\eta_r = NTU_0 / (1 + NTU_0) \quad (23)$$

$$NTU_0 = \frac{1}{1/NTU_c + 1/NTU_h} \quad (24)$$

$$NTU = C_b Re^b \frac{L}{d_h} Pr^{-2/3} \quad (25)$$

式(22)~式(25)中, b, C_b —修正系数; Pr —普朗特常数。

6 不可逆损失数值仿真结果

6.1 漏风对火电机组效率影响的定性分析

仿真对象选择某电厂 125 MW 机组回转式空气预热器, 焓增模型基本参数如表 1 所示^[7]。

表 1 数值仿真相关参数

符号	数值	符号	数值	符号	数值
A	2.296	P_3	100 050	T_1	293.15
C_a	0.850	P_5	99 950	η_r	0.40
C_b	0.242	k	1.4	η_{ff}	0.80
a	-0.413	R/c_p	0.281	η_{rc}	0.80
b	0.424	d_h	0.009 3		

在表 1 中参变量选择: 蓄热板高度为 2.2 m, 漏风系数 X 变化区间为 [0, 0.2], 变化步长 $\Delta X = 0.02$, 漏风分配因子 y 变化区间为 [0, 1.0], 变化步长 $\Delta y = 0.1$ 。

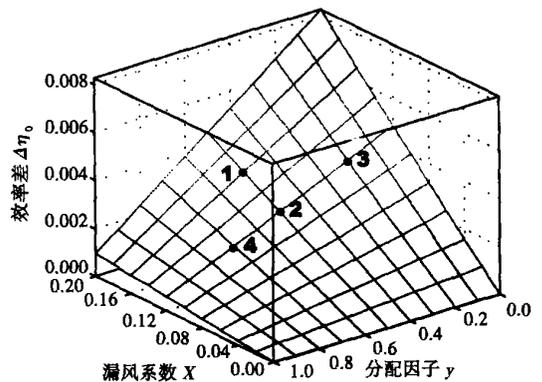


图 3 125 MW 机组漏风与机组效率关系曲线

数值仿真是为了揭示回转式空气预热器内部漏风分布与机组效率之间关系的变化趋势, 因此, 仿真结果除了定量计算也可以作定性分析。

图 3 基于前面提出的焓增模型计算公式, 包括辅助方程, 并将循环工质假定为理想气体, 而得到的 125 MW 机组漏风率与机组效率关系的仿真曲线。

对于火电机组, 希望回转式空气预热器的漏风系数为零, 机组效率将达到最高值。但现实与理想存在差距, 这种差距可以用回转式空气预热器有、无

漏风对机组效率的影响差异表示:

$$\Delta\eta_0 = \eta_{0,n} - \eta_0 \quad (26)$$

其中: $\eta_{0,n}$ —无漏风时的机组效率; η_0 —漏风存在时的机组效率,且 $\eta_{0,n} > \eta_0$ 。如果 $\Delta\eta_0$ 越小,则说明实际回转式空气预热器漏风量越少,机组效率越高;反之, $\Delta\eta_0$ 越大,说明漏风对机组效率的影响越大,不利于机组效率的提高。因此采用 $\Delta\eta_0$ 代替 η_0 进行仿真计算更具有实际意义,更能反映出漏风系数对机组效率的影响程度。图 3 是总漏风率 X 与冷热端面漏风分布因子 y 对机组效率 $\Delta\eta_0$ 的关系曲线。从图中可以看出,二者对机组效率的影响都很大, X 对 $\Delta\eta_0$ 的影响与 y 对 $\Delta\eta_0$ 的影响权重相同。随着 X 的增加,会使 $\Delta\eta_0$ 迅速增加,因此机组效率 η_0 减小;而 y 对 $\Delta\eta_0$ 的影响则相反,随着 y 的增加,机组效率 η_0 会增加。而且当漏风只是集中在热端面 ($y=0$),漏风率对机组效率的影响最明显,对于 125 MW 机组最大值达到 0.8%;当漏风全部集中在冷端面 ($y=1.0$),漏风对机组效率影响不是很大,只有 0.07%。因为回转式空气预热器总漏风量和冷热端面的漏风分布都与密封间隙有关,所以上述仿真结果对空气预热器密封间隙的调整具有一定的指导意义。具体解释为:一方面考虑到冷热端面漏风分布,当漏风分布因子 y 减小,单纯地降低总的漏风量可能对提高机组效率没有产生实质效果;当漏风分布因子 y 为常数或者逐渐增加时,降低总的漏风量 X 对提高机组效率将产生重要影响。另一方面,当漏风系数 X 为常数,减小热端面的漏风间隙,通常是具有实际意义的。说明:冷端漏风只是冷空气量的变化;而热端漏风则是质的变化,比重越大,对机组效率越不利。

对于火电机组,回转式空气预热器内部的总漏风量尤其是热端面的漏风率应该引起足够的重视,总漏风对机组效率影响的汇总如表 1 所示。

表 2 漏风对机组效率影响的汇总表

	回转式空气预热器漏风系数 X					
	保持常数		逐渐减小		逐渐增加	
分布因子 y	增加	减小	增加	减小	增加	减小
实际意义	有效	无效	有效	可能有效	可能有效	无效

6.2 漏风对火电机组效率影响的定量分析

为了对表 1 的结论进行具体的定量验证,已有更加深入的理解,下面就对图 3 及表 2 的定性分析

结论进行实例验证,且实例是基于高漏风率(漏风系数 X 较大)提出的。

实例 1:如图 3 所示,通过减小漏风间隙等改造措施,使得空气预热器的漏风系数 X 从初始状态点 1 降到终止状态点 2。点 1: $X=0.16, y=0.5$; 点 2: $X=0.12, y=0.5$, 间隙调整前后使得漏风系数减少,在冷热端面上分配比例相同。

分析结果:在图 3 中,因为初始状态(点 1): $\Delta\eta_0 = 0.0036$; 终止状态(点 2): $\Delta\eta_0 = 0.0028$, 所以间隙调整后的状态 $\Delta\eta_0$ 比初始状态变小,在这个实例中,密封间隙调整具有现实意义,使得回转式空气预热器内部总的漏风量减小,也使机组效率有所提高。

实例 2:如图 3 所示,通过减小漏风间隙,使得空气预热器总漏风量 X 从点 1 降到点 4。初始状态(点 1): $X=0.16, y=0.5$; 终止状态(点 4): $X=0.12, y=0.7$, 保证后来的状态不仅漏风总量要小,而且冷端面漏风比例要大一些。

分析结果:在图 3 中,因为初始状态(点 1): $\Delta\eta_0 = 0.0036$; 终止状态(点 4): $\Delta\eta_0 = 0.00184$, 所以间隙调整后的状态 $\Delta\eta_0$ 约为初始状态的 50%,同实例 1 相比,实例 2 的密封间隙调整更具有实际意义,会使机组效率显著提高。

实例 3:如图 3 所示,通过减小漏风间隙,使得空气预热器总漏风量 X 从点 1 降到点 3。初始状态(点 1): $X=0.16, y=0.5$; 终止状态(点 3): $X=0.12, y=0.2$, 保证后来的状态漏风总量要小,而且热端面漏风比重要大一些。

分析结果:在图 3 中,因为初始状态(点 1): $\Delta\eta_0 = 0.0036$; 终止状态(点 3): $\Delta\eta_0 = 0.0044$, 所以间隙调整后的状态 $\Delta\eta_0$ 比初始状态变大,在这个实例中,尽管调整密封间隙,漏风总量减小很多,但是由于冷端面所占的比重很小,反而会使机组效率降低,因此密封间隙调整不具有任何经济意义。

以上分析结果完全符合英国 HOWDEN 生产的“VN”型回转式空气预热器的设计理念,采用双密封,减小总的漏风量 X ; 热端自动调节,冷端、轴向和轴向密封间隙预留,减小热端漏风分布因子 y , 使得空气预热器漏风对机组效率的影响由原来的状态 1 锐减到状态 4(实例 2),从而使机组效率显著提高。比较成功的改造例子如:元宝山发电厂采用豪顿的 VN 密封技术。改造后漏风率由 35% 降为 7% 以下^[8-9](状态 1→4)。胜利发电厂空气预热器漏风率长期在 30% 左右,经过多次密封改造,漏风率将至 20%(漏风总量 X 减小),但热端扇形板自动跟踪装

置经常处于故障状态, 发生过多次卡涩情况, 致使热端径向密封不得不放宽调整(漏风分布因子 y 变小), 但机组效率并没有变化(状态 1→3), 深入的技术分析与调研后, 采用 VN 密封技术, 漏风率减低至 8.5%, 取得了令人满意的改造效果^[10]。

7 结 论

漏风率大是回转式空气预热器最大的缺点, 不但影响自身的换热性能, 还影响整个机组的效率。本文通过回转式空气预热器的风烟系统焓增模型, 建立了漏风量与机组效率之间的关系, 并对回转式空气预热器有、无漏风对机组效率的影响作了定性分析和计算。得出的初步结论是, 漏风总量减小, 并不意味着机组效率一定提高, 只有调整热端面的漏风间隙, 保证热端面的漏风所占比重减小, 才是通过密封调节以提高机组效率的根本措施。最后通过几个现场改造的实例, 验证文中所建的风烟焓增模型的合理性和实用价值, 并利用该模型, 定性分析和定量计算回转式空气预热器密封改造对机组效率的影响程度。

参考文献:

- [1] FRASS A P, OZISIK M N. Heat exchanger design [J]. Wiley, 1963, 10: 55-60.
- [2] BEJAN A, SMITH J L. Heat exchanger for vapor cool conducting supports of cryostats [J]. *Advances in Cryogenic Engineering*, 1976 21: 173-176
- [3] MACDUFF E J, CLARK N D. Ljungstrom air preheater design and operation part I: sealing and leakage [J]. *Combustion*, 1976, 47: 7-11.
- [4] 陶文铨, 李永堂. 工程热力学[M]. 武汉: 武汉理工大学出版社, 2001.
- [5] 朱明春, 刘 颖, 林庄亮. 工程热力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1996.
- [6] 冯俊凯, 沈幼庭. 锅炉原理与计算[M]. 北京: 科学出版社, 1992.
- [7] TEODOR SKIEPKO. A comparison of rotary regenerator theory and experimental results for an air heater for thermal power plant [J]. *IEEE Experimental Thermal and Fluid Science* 2004, 28: 257-264.
- [8] 孟祥东. 600 MW 机组锅炉空气预热器密封系统的技术改造 [J]. 沈阳工业大学学报, 2001, 10(23): 149-152
- [9] 魏绍青, 柳成亮, 刘 俊. 东方锅炉厂 LAP10320 空气预热器改进实践与探讨 [J]. 山西电力, 2002, 6(3): 15-18.
- [10] 巩汉强. VN 技术在容克式空气预热器密封改造中的应用 [J]. 热能动力工程, 2003, 18(4): 426-450.

(渠 源 编辑)

新技术 新产品

热力循环升级改进现有燃气轮机

《ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power》2004 年 7 月号提供了一种综合和简单的设计方法, 以利用现有的燃气轮机得到用回热、中间冷却和再热循环工作的燃气轮机。

在具有广泛改变设计复杂性的 3 台现有的燃气轮机(WR21、GF24、LM6000)上实现了所提出设计步骤的应用。提供了这些燃气轮机计算的气动热力性能, 并进行了比较, 对修改的燃气轮机压气机和涡轮部分的逐级分析, 讨论解析程序的实例计算。

研究表明, 所有 3 台改型的燃气轮机都具有更高的性能, 与它们的原来值比较, 循环效率增加 9%~26%。

与现有的 ICR WR21 比较, ICRH WR21 的循环效率和净输出功率分别增加 15% 和 23%, 即 ICRH WR21 的效率和功率分别为 47.3% 和 31 MW。

(吉桂明 供稿)

回转式空气预热器风烟焓增模型及其效率分析 = **An Air-and-Flue Gas Enthalpy-increase Model for a Rotary Air Preheater and an Analysis of the Preheater Efficiency**[刊, 汉] / WANG Hong-yue, BI Xiao-long, SI Feng-qi, et al (Power Engineering Department, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(5). — 465 ~ 469

Rotary air preheaters usually serve as tail heating surfaces of large-sized utility boilers. An analysis of the relationship between their air leakage rate and boiler unit efficiency plays a major role in guiding the modification of the whole seal system for a preheater. Based on the thermodynamic cycle of a working medium, an air and flue gas enthalpy-increase model for a rotary air-preheater is presented for analyzing the impact of air leakage rate in preheater thermal process on the boiler unit efficiency. Furthermore, the extent of the impact of air leakage from the hot end on the boiler unit efficiency is verified quantitatively. A preliminary conclusion has been reached that the reduction of total air leakage can not guarantee an increase in boiler unit efficiency. Finally, the rationality of a technical modification for a power plant by adopting "VN" seals is analyzed by using the air and flue gas enthalpy-increase model of the rotary air preheater. **Key words:** rotary air preheater, enthalpy increase, efficiency, air and flue gas, air leakage

船用增压锅炉热平衡计算 = **Heat Balance Calculation of a Turbo-charged Marine Boiler**[刊, 汉] / WANG Jian-zhi, WU Shao-hua (Energy Source Science and Engineering College under the Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001), JI Qing-zhou (Harbin No.703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(5). — 470 ~ 472

Heat balance calculation is a basis for the thermodynamic performance calculation of turbo-charged marine boilers. As the turbo-charger unit participates in the thermodynamic process of the boiler, there may result a more complicated heat balance calculation of the turbo-charged marine boiler. A sectionalized calculation method is proposed for the heat balance calculation of the turbo-charged boiler along with an analysis and exploratory study of the direct heat-balance and sectionalized heat-balance calculation method. A general heat-loss formula applicable to the variable load calculation of the turbo-charged boiler is presented. A calculation formula of available heat quantity for fuel used to do work in an auxiliary steam turbine is given and a calculation and analysis of specific cases also performed. The sectionalized heat-balance calculation results are relatively satisfactory, thus providing a guide for the performance calculation and analysis of the turbo-charged marine boilers. **Key words:** turbo-charged boiler, heat balance, heat loss, available heat quantity

自然循环热水锅炉水动力回路分析法的计算原理 = **Principle of Calculations for Hydrodynamic-loop Analysis Method Used for Natural Circulation Hot Water Boilers**[刊, 汉] / XU Yan-ying, DONG Peng, LAN Ri-hua (Energy Source Science and Engineering College under the Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(5). — 473 ~ 476

Over a long period of time a graphic method has been used for the hydrodynamic calculation of natural circulation hot water boilers, which involves a relatively large calculation error, thus affecting the hydrodynamic safety of boilers. The principles of calculation for hydrodynamic-loop analytic method is expounded in detail. Also given for natural circulation hot water boilers are the equivalent pipeline chart of hydrodynamic-loop analytic method for water walls and convection tube-bundle circulation loops, hydrodynamic-calculation mathematical equations set and their corresponding mathematical solution method. The adoption of hydrodynamic-loop analytic method can not only enhance the reliability of natural circulation hot-water boiler hydrodynamic calculation and guarantee the hydrodynamic safety of hot water boilers but can markedly enhance the calculation efficiency due to the use of a computer-based numerical solution. Moreover, to facilitate the application of the hydrodynamic-loop analytic method for performing the hydrodynamic calculation of the above-cited hot water boilers, through a derivation process given are the equivalent pipeline charts of the hydrodynamic-loop analytic method of a water-wall circulation loop for other commonly seen natural circulation hot-water boilers. In addition, also presented