

# 船用增压锅炉热力计算方法有关问题分析

李彦军, 姜任秋, 孙宝芝

(哈尔滨工程大学 动力与核能工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

**摘 要:** 对船用增压锅炉热力计算中几个关键问题进行了深入的理论分析, 给出了一些计算公式和计算方法, 为最终确立船用增压锅炉热力计算方法奠定了一定的理论基础。应用研究成果对前苏联船用增压锅炉进行了热力计算, 计算结果较好地满足锅炉性能要求。

**关 键 词:** 增压锅炉; 热平衡; 增压燃烧; 热力计算

中图分类号: TK222 文献标识码: B

## 1 引 言

船用增压锅炉是利用涡轮增压机组的压气机替代汽轮鼓风机向锅炉炉膛输送具有一定压力和温度助燃空气的锅炉。炉膛中空气压力的提高, 使燃料在较高密度及温度的助燃空气下进行燃烧, 大大强化了燃烧过程, 同样的燃料量可以在较小的炉膛容积中燃烧完全。炉膛压力的增加使烟气的压力也在同一水平上增加, 这就使流过受热面的烟气重量流速  $w_y$  增加, 大大促进了对流换热, 而烟气的阻力增加不大。从锅炉排出的烟气具有一定的能量(温度和压力), 可供涡轮增压机组充分利用, 而无需消耗蒸汽。

欧美各国发展的几种船用增压锅炉的可靠性、生命力、经济性、重量尺寸、机动性、耐久性和维修性等方面都有较为良好的性能。其中尤以重量尺寸最为明显, 普通船用锅炉远不能与之相比。我国对船用增压锅炉的研究十分有限, 到目前为止, 还没有一套完整的增压锅炉热力计算方法。本文以前苏联船用增压锅炉为研究对象, 在结构型式和特点研究的基础上, 对热力计算方法中几个关键问题进行研究, 为最终确立船用增压锅炉热力计算方法奠定一定的理论基础。

## 2 热平衡计算中增压机组热损失 $q_6$ 与剩余功率热损失 $q_7$ 分析

船用增压锅炉效率公式如下:

$$\eta = 1 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 + q_7) \quad (1)$$

式中:  $q_2$ —锅炉排烟热损失。船用锅炉由于受空间及重量的限制, 一般很少采用空气预热器, 所以  $q_2$  较比陆用锅炉大, 相应计算可按锅炉机组热力计算标准方法—73 版(以下简称标准方法)进行<sup>[1]</sup>;

$q_3$ —化学不完全燃烧热损失。常压燃油锅炉  $q_3$  值常取 0.5% 左右。KBF3 和 KBF4 型增压锅炉炉膛容积热负荷较大, 采用机械蒸汽雾化式燃烧器及双面燃烧, 化学不完全燃烧损失  $q_3$  可取 0.2% ~ 0.3%;

$q_4$ —机械不完全燃烧热损失。对于船用增压锅炉, 在燃烧组织正常时, 通常取  $q_4 = 0^{[1]}$ ;

$q_5$ —散热损失。船用增压锅炉的外形尺寸较小, 且保温良好, 散热损失较小, 一般可在 0.3% ~ 0.5% 范围内取值<sup>[2~3]</sup>;

$q_6$ —增压机组热损失;

$q_7$ —剩余功率热损失。

增压机组热损失  $q_6$  为烟气在涡轮增压机组中用于带动压气机所释放的热量与从压气机中所回收到的热量之间的热损失百分比。其大小决定于空气流量、压气机和烟气涡轮的机械效率、压比以及烟气和空气的绝热指数等。剩余功率热损失  $q_7$  为烟气在涡轮增压机组中用于产生剩余功率所释放的热量与产生剩余功率所回收到的热量之间的热损失百分比。这两项损失是增压锅炉所特有的, 是热平衡研究中的重点, 对锅炉装置的效率影响较大。当锅炉存在剩余功率时,  $q_6$ 、 $q_7$  按下述公式计算:

$$q_6 = \left[ \frac{\Delta I'_{T1} - \Delta I_B}{Q_p^p} \right] \times 100\% \quad (2)$$

$$q_7 = \left[ \frac{\Delta I''_{T1} - \frac{3600 N_{H36}}{B_j}}{Q_p^p} \right] \times 100\% \quad (3)$$

式中:  $Q_p^p$ —燃料的支配热量, kJ/kg;

$\Delta I_b$ —每公斤燃料所需空气在压气机中的焓

升, kJ/kg;

$\Delta T'_{\Gamma}$ — 每公斤燃料生成的烟气用于带动压气机的焓降, kJ/kg;

$\Delta T''_{\Gamma}$ — 每公斤燃料生成的烟气用于产生剩余功率的焓降, kJ/kg;

$B_j$ — 锅炉计算燃料消耗量, kg/h;

$N_{\text{нвб}}$ — 涡轮增压机组剩余功消耗的功率, kW。

$q_6$  和  $q_7$  在不同负荷时变化规律如下<sup>[4]</sup> :

(1) 当烟气涡轮具有剩余功率且得以输出时, 烟气在烟气涡轮中的总焓降等于带动压气机使空气热焓升高和产生剩余功率的有用部分, 加上增压机组热损失  $q_6$  和剩余功率热损失  $q_7$  热损失部分之和。当剩余功率不予利用时, 用于产生剩余功率的烟气焓降都可以当作剩余功率热损失  $q_7$ 。

(2) 当烟气涡轮与压气机功率平衡时, 烟气在烟气涡轮中的焓降全部用于带动压气机, 使空气热焓升高。此时, 烟气焓降与空气焓升之间的差值占支配热量的百分数即为  $q_6$ 。

(3) 当烟气涡轮功率不足时, 烟气在烟气涡轮中的焓降也全部用于带动压气机, 使空气热焓升高。但是, 空气热焓的升高还来自附加汽轮机的做功。因此, 应当根据烟气涡轮和附加汽轮机两部分功率的大小, 将空气焓升按比例分配。烟气在烟气涡轮中的焓降与空气从烟气涡轮做功所得那部分焓升之间的差值占支配热量的百分数, 即为  $q_6$ 。

### 3 增压锅炉炉膛热力计算应用“KB76”方法分析

KB 76 型为前苏早期船用常压锅炉型号, 本文为简便起见把其炉膛的热力计算方法简称为“KB76”方法。此法是在古尔维奇“ЦКТИ”方法的基础上<sup>[5]</sup>, 通过实验修正建立起来的船用锅炉炉膛热力计算方法。炉膛出口无因次烟气温度计算公式如下:

$$\Theta''_1 = \frac{Bo^{0.55}}{A + Bo^{0.55}} \quad (4)$$

式中:  $A$ — 修正系数, 对于船用锅炉全负荷工作时取 0.91。

玻尔兹曼准则数  $Bo$  按下式计算:

$$Bo = \frac{B_j V_{c_p j}}{\sigma_0 H_p T_1^3 \epsilon' (1 - \xi)} \quad (5)$$

式中:  $\xi$ — 辐射返回系数, 对于船用锅炉  $\xi = 0$ ;

$H_p$ — 有效辐射受热面积,  $m^2$ ;

$\epsilon'$ — 炉膛辐射的假定黑度。

炉膛的假定黑度反映了辐射介质的黑度、炉膛水冷度及受热面污垢系数等的影响。相对于理论燃烧温度的假定黑度可按下式计算:

$$\epsilon' = \frac{m\chi}{1 + \frac{1-a_{\varphi}\chi}{a}} \quad (6)$$

式中:  $a$ — 辐射介质的黑度,  $a = a_0(1 - e^{-kps})$ ; 其中  $a_0$ — 火焰黑度, 重油发光火焰取 0.75;  $k$  为辐射减弱系数,  $1/(m \cdot \text{MPa})$ , 对于船用锅炉取  $k = 1.3$ ;

$\chi$ — 吸收热量表面的假定污垢系数, 与燃料种类及燃烧方式有关, 燃用重油取 0.9;

$m$ — 联系辐射体平均有效燃烧温度与理论燃烧温度的中间乘数, 根据古尔维奇方法,  $m = 0.2$ 。

以上各式中其余符号的含义见标准方法。除无因次烟气温度经修正外, “KB76”方法中的其它公式及步骤同古尔维奇“ЦКТИ”方法一致。也就是说: 对于增压锅炉公式中的绝对压力  $p$  应取增压后的炉膛压力, 这一点依然适用。上述方法在船用锅炉炉膛热力计算中得到广泛应用, 包括前苏“KB76”型常压锅炉、“KB90”型增压锅炉以及我国自行研制的 454、458、458A 等常压锅炉, 实践证明此方法是可靠的。

应用“KB76”方法对 KBГ4 型船用增压锅炉进行了额定负荷下的炉膛热力计算, 同时与标准方法、“ЦКТИ”方法和船用“简化算法”进行对比<sup>[6]</sup>。计算结果见表 1。

表 1 几种热力计算方法对比计算结果

	标准方法	“ЦКТИ”方法	“KB76”方法	“简化算法”
玻尔兹曼准则数 $Bo$	9.859 1	36.44	36.42	5.422 5
系数	$M = 0.445$	1	$A = 0.91$	$C = 0.6$
炉膛出口无因次烟温 $\Theta''_1$	0.900 8	0.896 4	0.888 1	0.889 4
炉膛出口烟温 $\theta''_1 / ^\circ\text{C}$	1 778.6	1 768.4	1 749.7	1 752.5

对上述 4 种方法原理和适用范围进行理论分析并结合计算结果, 得出如下结论:

(1) 这 4 种方法都是基于试验的基础上推导得出的, 前两种方法的研究对象多为工业锅炉炉膛, 后两种方法主要以船用锅炉炉膛为研究对象。在它们的适用范围内, 实践证明是可靠的。

(2) 在炉膛内, 燃料燃烧的炽热火炬, 以辐射、对流和传导的方式同炉膛水冷壁和炉墙进行热交换。对一般工业锅炉及民用船舶锅炉, 炉内对流换热很小, 可以忽略, 仅计辐射传热。但对高热负荷船用增压锅炉, 炉内对流换热却不可忽略。因此前两种炉

膛热力计算方法由于忽略了炉内对流换热, 计算出的炉膛出口烟温必然高于考虑对流换热影响的后两种计算方法, 从计算结果可以看出炉膛出口烟温平均高出 22.4 °C。同时标准方法无因次温度  $\Theta'_1 > 0.9$ , 已超出了适用范围, 这也是计算温度偏高的原因。

(3) 后两种方法是按照船用锅炉的特点综合试验数据得到的, 且计算结果已相当接近, 相差 2.8 °C。两种方法中系数  $A$ 、 $C$  考虑了炉内对流换热的影响, 同时也考虑了船用锅炉的结构特点: 炉膛近似圆形, 火焰充满度好; 侧墙布置密排水冷壁, 烟气出口处的对流管束亦吸收炉膛辐射热量; 前后炉墙未布置水冷壁, 存在少量导热; 布置在前后墙的燃烧器采用对冲燃烧方式等。

(4) 船用增压锅炉容积热负荷高, 炉膛结构形式同船用常压锅炉相同。后两种适合船用锅炉的炉膛热力计算方法可用于船用增压锅炉。“KB76”方法给出的公式是半经验和半理论的, 比纯经验的船用“简化算法”更具理论性及通用性, 应作为首选。由于 KBF3、KBF4 型增压锅炉炉膛热负荷更高, 计算方法还需作进一步修正。

## 4 增压锅炉对流受热面传热计算中相关问题分析

### 4.1 对流蒸发管束传热系数

前苏联船用增压锅炉沿炉墙高度在水冷壁相反一侧整面炉墙布置有对流蒸发管束。对流管束吸收烟气对流的放热, 亦吸收来自炉膛的辐射热量。由于接受炉膛的直接辐射, 管子积灰表面温度升高, 导致烟气对管壁对流放热减小, 传热系数有所下降。通过基本的传热方程推导得出受炉膛直接辐射时对流受热面的传热系数计算公式如下:

$$k = \alpha_1 / \left[ \left( 1 + \frac{Q_f}{Q} \right) \left( 1 + \epsilon \alpha_1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \right) - \frac{Q_f}{Q} \right] = \alpha_1 / \left[ 1 + \left( 1 + \frac{Q_f}{Q} \right) \left( \epsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \alpha_1 \right] \quad (7)$$

式中:  $\left( 1 + \frac{Q_f}{Q} \right)$  — 考虑炉膛出口处对流蒸发受热面由炉膛吸收热量的一个乘数;  $Q_f$  — 对流管束从炉膛获得的辐射热量, kJ/kg;  $Q$  — 由烟气对流和管间辐射传送的热量, kJ/kg。标准方法未给出直接受炉膛辐射时对流受热面传热系数计算公式, 而给出的屏式受热面的传热系数计算公式即为上式。用热有效系数  $\psi$  代替污染系数  $\epsilon$ , 上式转化为:

$$k = \psi \alpha_1 / \left[ \left( 1 + \frac{Q_f}{Q} \right) \left( 1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \right) - \psi \frac{Q_f}{Q} \right] \quad (8)$$

对于蒸发受热面, 可以忽略管子内侧热阻, 由式 (8) 可以得出受炉膛直接辐射的增压锅炉对流蒸发管束传热系数计算公式:

$$k = \psi \alpha_1 / \left[ 1 + (1 - \psi) \frac{Q_f}{Q} \right] \quad (9)$$

### 4.2 对流蒸发受热面管束的划分

前苏联 KBF4 型船用增压锅炉对流蒸发受热面由 9 排管子组成。第一排管子外径为 38 mm, 第二和第三排管子外径为 30 mm, 错列布置, 第四至第九排管子外径为 30 mm, 顺列布置。前 3 排管子排列方式为错列, 横向及纵向节距相同, 只有管径不同。依据标准方法, 第一至第三排管子可组成第一管束和管径按平均直径计算, 第四至第九排管子组成第二管束。第一管束平均直径按下式计算:

$$d_{pj} = (H_1 + H_2) / \left( \frac{H_1}{d_1} + \frac{H_2}{d_2} \right) \quad (10)$$

式中:  $H_1$  和  $H_2$  — 相应于管径  $d_1$  和  $d_2$  那部分管子的受热面积,  $m^2$ 。

### 4.3 烟气流速的计算

(1) 烟气线性流速  $W$  及对流放热系数计算公式如下:

$$W_p = 0.1 \times \frac{B_j V_r (\vartheta + 273)}{3600 \times 273 F P} \quad (11)$$

$$\alpha_k = C \left[ \frac{W_p d}{v_p} \right]^m, P_r^n = C \left[ \frac{W d}{v} \right]^n$$

$$P_r^n = C \left[ \frac{v_r (\vartheta + 273) d}{3600 \times 273 \nu} \right]^m B_j^m P_r^n \quad (12)$$

式中:  $W_p$  和  $v_p$  — 烟气平均压力 (MPa) 下的烟气速度 (m/s) 和运动粘度 ( $m^2/s$ ),  $v_p = 0.1 v/P$ ;

$W$  和  $v$  — 常压 ( $P$  取 0.1 MPa) 下的烟气速度 (m/s) 和运动粘度 ( $m^2/s$ );

$C$ 、 $m$  和  $n$  — 由实验确定的数值, 见标准方法。

(2) 烟气重量流速  $w_\gamma$  及对流放热系数计算公式如下:

$$w_\gamma = B_j \left[ 1 - \frac{A^\nu}{100} + 1.306 \alpha V^\nu + G^\phi \right] / 3600 F \quad (13)$$

$$\alpha_k = C \left[ \frac{w_\gamma d}{\mu} \right]^m$$

$$P_r^n = C \left[ \frac{\left( 1 - \frac{A^\nu}{100} + 1.306 \alpha V^\nu + G^\phi \right) d}{3600 \mu F} \right]^m B_j^m P_r^n \quad (14)$$

式中:  $w_\gamma$  — 烟气重量流速数,  $kg/(m^2 \cdot s)$ ;  $\alpha$  — 过量空气系数;  $G^\phi$  — 雾化重油蒸汽消耗量,  $kg/kg$ ;  $\mu$  —

动力粘度, Pa·s。

式(12)和式(14)虽然形式不同,但物理意义一致。分析两式可知:(1)与增压比有关的计算燃料消耗量  $B_f$  (随着增压比的提高,结构形式不变的锅炉允许更多的燃料参与燃烧和换热)在计算对流放热系数之前已在锅炉热平衡计算中确定,而其余参数与烟气压力无关。动力粘度系数  $\mu$  已经考虑了烟温对  $\alpha_k$  的影响。因此在计算对流放热系数  $\alpha_k$  时,不必考虑烟气压力的影响,直接按常压公式计算。(2)通过理论分析及计算表明,辐射放热系数  $\alpha_r$  占烟气对管壁的放热系数  $\alpha_1$  份额较小,且烟气压力的变化对  $\alpha_r$  影响不大。因此对于烟气压力未知时对流受热面的传热计算,可以不通过烟风阻力计算来确定对流受热面各处的烟气压力,而根据对流管束出口烟气压力估算对流受热面各部分压力,所得结果足够精确,这使对流受热面的计算步骤大大简化。

表 2 KBF 4 型船用增压锅炉额定负荷时热力计算结果

	计算值	设计值
锅炉蒸汽压力 $P_K/\text{MPa}$	6.47	6.47
过热蒸汽压力 $P_{nd}/\text{MPa}$	6.18	6.18
锅炉蒸汽产量 $D_K/\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	115 005	115 000
饱和蒸汽产量 $D_H/\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	5 000	5 000
过热蒸汽产量 $D_n/\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	110 005	110 000
过热器吸热量 $Q_{nr}/\text{MW}$	17.889	17.893
给水蒸发吸热量 $Q_w/\text{MW}$	74.127	74.123
锅炉总吸热量 $Q_K/\text{MW}$	92.016	92.016
过热蒸汽温度 $t_{nr}/^\circ\text{C}$	470	470
燃料消耗量 $B/\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	9 951.3	9 950
锅炉效率 $\eta/\%$	82.02	82
炉膛容积热负荷 $q_v/\text{MW} \cdot \text{m}^{-3}$	13.498	13.5

依据上述对增压锅炉热力计算几个关键问题的分析,并结合标准方法,本文对前苏联 KBF3 和 KBF4 型船用增压锅炉进行热力计算,结果较令人满意。现将 KBF4 型增压锅炉额定负荷时热力计算结果列于表 2。

## 5 结 论

(1) 增压机组热损失  $q_6$  与剩余功率热损失  $q_7$  是增压锅炉所特有的。本文推荐的  $q_6$  和  $q_7$  计算公式可满足增压锅炉热平衡计算的要求。

(2) 船用增压锅炉结构型式与船用常压锅炉相似,但与陆用锅炉有较大区别。炉膛容积热负荷较高,高负荷时炉膛对流换热不能忽略。标准方法由于未考虑炉膛对流换热及船用锅炉的结构特点,且无因次温度已超出适用范围,因此不适用于船用增压锅炉炉膛热力计算。而“KB76”方法基本适用于船用增压锅炉炉膛传热计算,但还需作进一步修正。

(3) 标准方法未给出直接受炉膛辐射时对流受热面的传热系数计算公式,可依据本文推荐的传热系数公式进行增压锅炉对流蒸发管束的传热计算。

(4) 对流放热系数  $\alpha_k$  中,只有计算燃料消耗量  $B_f$  与增压比有关,且其在计算对流放热系数之前已在锅炉热平衡计算中确定,而其余参数与烟气压力无关。因此在计算对流放热系数  $\alpha_k$  时,不必考虑烟气压力的影响,直接按常压公式计算,这使计算步骤大大简化。

### 参考文献:

[1] 前苏联 ЦТИ-ЦКТИ. 锅炉机组热力计算标准方法[M]. 北京: 锅炉厂, 译. 北京: 机械工业出版社, 1976.

[2] 阿巴江茨 Г А. 船用蒸汽锅炉理论及计算基础[M]. 北京: 国防工业出版社, 1965.

[3] 沈志刚, 邹积国, 姜任秋, 等. 增压锅炉机组重要热工参数的选择[J]. 热能动力工程, 2003 18(1): 27-29.

[4] 李 章, 张 宁, 刘祥源, 等. 舰用增压锅炉装置[M]. 北京: 海潮出版社, 2000.

[5] 拉哈林 В В. 船用蒸汽锅炉[M]. 北京: 人民交通出版社, 1957.

[6] 亚历山洛夫 А С. 船用锅炉[M]. 北京: 人民交通出版社, 1957.

## Rolls-Royce 公司 36 MW 的 MT30 机成功的第一次运转

据《Diesel & Gas Turbine Worldwide》2002 年 11 月号报道, Rolls-Royce 公司新的 36 MW MT30 船舶燃气轮机已在美国布里斯托乐市公司的试验台上进行了第一次成功的运转。

该新型船舶燃气轮机的目标是用于旅游船和高速渡船,并计划于 2004 年初投入使用。对于商船和军舰市场,它既可用于机械驱动也可用于电力生产。

MT30 是从 Trent 800 航空涡轮风扇发动机的核心技术改型得到的第 11 型发动机。MT30 与 Trent 800 有 80% 的通用性。自从它在 1996 年开始投入使用以来, Trent 800 已累计飞行 200 万小时,并具有 99.9% 的可靠性。

Rolls-Royce 和 Spanish 造船厂以及设计者 IZAR 已经宣布了用于新 European High Speed Cargo Vessel(欧洲高速货船)的计划。该货船将在欧洲作为成本高效的短程海洋运输手段,以便可以代替公路运输。

单船体的 EHSCV 长 212 m, 宽 22 m, 吃水深度 4.7 m。它将由两台 MT30 燃气轮机和 Rolls-Royce 公司的两个 Kamewa 喷水推进器驱动。

(吉桂明 供稿)

ing valve, thus controlling the entrainment quantity of hot flue gases and achieving a stable ignition by adapting to various ranks of coal. By using the combustion system under discussion the retrofitting of a 150 t/h pulverized coal-fired boiler at the Thermal Power Plant of Dandong Chemical Fiber Co. Ltd. was implemented and operating tests at 10 different working conditions performed. Test results indicate that the combustion system can adapt well to various ranks of coal and to load variations. Under various operating conditions a stable combustion and high combustion efficiency can be attained.

**Key words:** concentration, preheating, combustion system

船用增压锅炉热力计算方法有关问题分析 = **A Study of Some Issues Related to the Thermodynamic Calculation of a Supercharged Marine Boiler** [刊, 汉] / LI Yan-jun, JIANG Ren-qiu, SUN Bao-zhi (College of Power and Nuclear Energy Engineering under the Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(1). — 93~96

Concerning some key issues encountered in the thermodynamic calculation of supercharged marine boilers an in-depth theoretical study was carried out, and some calculation formulas and methods presented. This has in a certain sense offered a theoretical basis for the final establishment of a thermodynamic calculation method for supercharged marine boilers. By making use of the research results thermodynamic calculations of supercharged marine boilers made in the former Soviet Union were conducted and the results of calculation can relatively well meet boiler performance requirements. **Key words:** supercharged boiler, thermal balance, supercharged combustion, thermodynamic calculation

错动炉排套管式节能热水锅炉(2.8 MW)的研制 = **Research and Development of an Energy-saving Hot Water Boiler (2.8 MW) Equipped with Staggered Grates and Casing Pipes** [刊, 汉] / DING Li-qun, WANG Wen-yu (College of Municipal Environmental Engineering under the Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(1). — 97~98

The development process and experience of a 2.8 MW hot-water boiler equipped with staggered grates is described along with the presentation of two items of patented technology, namely staggered grates and casing-pipe convection heating surfaces. A new product among small-sized heating boilers, the recommended boiler features a packaged construction. The casing-pipe type convection heating surfaces can bring about a 1/3 economy in space requirements. A safe and reliable operation of the boiler is secured by the use of natural circulation-based radiation heating surfaces. The boiler with a high thermal efficiency and full steam output can operate on lean coal of low calorific value, formed coal and shell-like refuse. **Key words:** boiler, staggered grate, casing pipe, energy saving

国产 600 MW 超临界机组直流锅炉启动系统 = **Start-up System of a Chinese-made 600 MW Supercritical Once-through Boiler** [刊, 汉] / DUAN Yong-cheng (Taicanggang Environment-protection Power Generation Co. Ltd., Taicang, Jiangsu Province, China, Post Code: 215433) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(1). — 99~100

Shanghai Boiler Co. Ltd. in China has for the first time imported the manufacturing technology of 600 MW supercritical once-through boilers from Alstom Co. of USA. A major difference exists between the start-up process of a supercritical boiler and that of a subcritical one. There are few supercritical boilers presently in operation in China and in the majority of cases external steam-water separators are used. Through a brief account of the construction features of a once-through boiler start-up system the author has analyzed the adjustment principle of drainage employed in the boiler start-up system. This can serve as a guide and resource of useful information for other analogous units. **Key words:** supercritical parameter, once-through boiler, start-up system