

# 燃油热水锅炉的改进设计与分析

黄惠兰<sup>1</sup>, 邬志敏<sup>1</sup>, 李 刚<sup>1</sup>, 覃建平<sup>2</sup>

(1. 上海理工大学 动力工程学院, 上海 200093; 2. 南宁新峰技术研究所, 广西南宁 530005)

**摘 要:**传统的壳管式热水锅炉体积大, 结构复杂, 热应力集中, 产品成本高, 安装、售后及现场维修困难。为克服传统热水锅炉的缺点, 改进设计燃油热水锅炉的结构为组环式。测试发热量为 350 kW 成品炉的主要热工参数, 进行热力分析及动力分析。表明了组环式热水锅炉独特的换热结构可减小其热应力, 增强炉内的对流换热程度。炉膛辐射换热空间和辐射换热面较大, 换热性能显著。在总换热量恒定时, 相比于壳管式热水锅炉, 组环式锅炉的体积小, 换热面积少, 金属耗用量减少, 性能价格比增强。

**关 键 词:** 热水锅炉; 结构; 分析

中图分类号: TK224 文献标识码: A

## 1 引 言

传统的壳管式热水锅炉体积庞大, 内部结构复杂, 热应力集中, 产品成本高, 安装、售后及现场维修困难。为克服传统热水炉的缺点, 本文改进设计一种完全组合式的间层水套无管式热水炉, 称之为组环式常压燃油燃气热水锅炉。主要适用于宾馆、饭店的民用热水炉。并对发热量为 350 kW, 燃用 0 号柴油的成品炉进行测试、研究分析。

## 2 组环式热水锅炉的结构及性能参数设计

如图 1 所示, 炉体设计成多个筒形水套, 与上下盖(两端均垫铺有耐热绵)组合成可拆卸式。它由外、中、内环 3 个水套组成, 环与环分离且无刚性联接。这样的换热构件不是烟管或水管, 非管板结构, 其结构刚性引起的热应力很小。每个换热构件材料受热产生径向和轴向相互垂直的变形。对于径向变形, 圆柱体状的构件其径向形变只有材料形变的  $1/\pi$ , 圆周曲率相等, 应力分布均匀, 抗径向热应力能力强; 至于轴向形变, 由于炉体上下两端均垫铺有耐热绵(如硅酸铝板), 因此换热构件(圆柱型水套)在轴线方向上处于相对自由的伸缩状态, 不致产生大

的热应力, 因而整个换热器由于热应力造成的裂损故障减少。

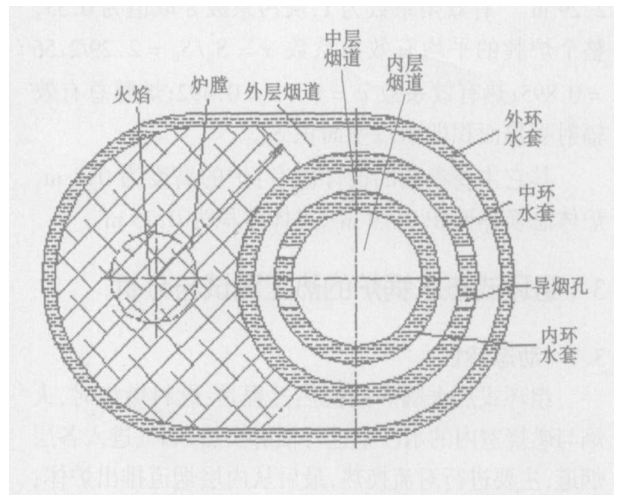


图 1 偏置式炉体结构示意图

换热面构件做成相互分离且可拆卸式, 有利于清除碳灰、水垢, 避免因碳灰膜和水垢层增加换热面的热阻而使炉子的热效率降低、油耗增加的现状, 为保证炉子长期高效运行提供了技术手段; 另外, 组合式结构特点也便于维修和产品的运装。

炉子的中、内环相对于外环偏置, 外、中环之间构成较大空间的燃烧室。水套间的环形腔构成烟道, 由彼此错开  $180^\circ$  的相应导烟孔贯通。

### 2.1 炉膛的有效容积

参阅图 1, 将等效辐射线的平均行程  $L$  范围内的空间视为火焰辐射换热空间, 即为炉膛容积  $V_0$ , 其包壁面积  $S_0$ , 三者间的关系为:  $L = 3.6 V_0 / S_0^{1/3}$ 。

根据对成品炉实测, 所用燃烧器 B40 的火焰柱长度约为 600~800 mm, 直径约为 150~200 mm, 用火焰柱尺寸  $\phi 200 \text{ mm} \times 800 \text{ mm}$  来计算。以火焰柱轴心为轴心,  $(100+L)$  为半径作圆柱面, 与外环内壁

收稿日期: 2006-01-12; 修订日期: 2006-06-10

作者简介: 黄惠兰(1968-), 女(壮族), 广西南宁人, 上海理工大学在读博士生, 广西大学讲师。

和中环外壁相交得 4 条平行直线, 这些直线截取的两个圆柱面面积与相应部分的外环内壁和中环外壁面积、上下盖板面积之和, 即为炉膛包壁面积  $S_0$ , 该面积形成的体积为炉膛容积  $V_0$ 。此处,  $L=0.361\text{ m}$ ;  $S_0=2.56\text{ m}^2$ ;  $V_0=0.257\text{ m}^3$ 。此时, 炉膛容积热负荷  $q_v=350\text{ kW}/0.257\text{ m}^3=1\ 362\text{ kW}/\text{m}^3 > 1\ 200\text{ kW}/\text{m}^3$ 。可认定炉膛内火焰黑度完全为发光火焰黑度。

### 2.2 炉膛有效辐射受热面

炉膛内壁均为水冷壁, 其水冷壁面积  $S_b=2.29\text{ m}^2$ 。有效角系数为 1, 灰污系数  $\xi$  取值为 0.55, 整个炉膛的平均有效角系数  $x=S_b/S_0=2.29/2.56=0.895$ ; 热有效系数  $\varphi=\xi \times x=0.492$ ; 炉膛总有效辐射受热面积即水冷壁面积  $S_b$ 。

其它主要参数的设计值有: 炉的高度为 0.8 m, 炉体总换热面积  $7.79\text{ m}^2$ , 主体体积为  $0.75\text{ m}^3$ 。

## 3 组环式热水锅炉的热工测试与分析

### 3.1 动态特性

组环式热水锅炉的换热过程是: 燃料燃烧时, 火焰与燃烧室内的水冷壁进行辐射换热, 烟气进入各层烟道, 主要进行对流换热, 最后从内层烟道排出炉体; 而水则是先进入内环然后到中环, 最后通过外环水套输出。这样水在炉子的水套中由内向外逐渐由低温被加热成高温, 烟气则由外层烟道向内逐层被冷却, 冷热工质(水和烟气)基本呈逆向流动, 换热流程长, 水套水量少, 热惰性小, 温升快, 进出口温差大。

以每小时 10 t 泵水量, 相同的 B40 燃烧器油量和循环箱水量配置, 在水温  $65\text{ }^\circ\text{C}$  以下的范围内, 测得组环式炉温升约  $15\text{ }^\circ\text{C}/\text{min}$ , 壳管式炉温升  $3\text{ }^\circ\text{C}/\text{min}$ , 可见前者具有良好的动态特性。

主要热工参数测量值见表 1。

表 1 主要参数测量值

参数值	数值
燃料品种与耗量 $/\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$ (0 号柴油)	29.5
过量空气系数	1.25
烟气流量 $/\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$	14.914
烟道内烟气平均温度 $/^\circ\text{C}$	398
炉膛火焰的平均温度 $/^\circ\text{C}$	1 300
排烟温度 $T_p/^\circ\text{C}$	130
炉膛压力 $\text{MPa}$	0.1
内环入口处烟气温度 $/^\circ\text{C}$	138
中环入口处烟气温度 $/^\circ\text{C}$	282
外环烟气平均温度 $/^\circ\text{C}$	485

### 3.2 热力分析

#### 3.2.1 各烟道烟气温度与对流换热热量

工质在壁厚不大的竖直短圆环道中主要是以做圆周运动为主的流动, 水温为  $65\text{ }^\circ\text{C}$ 。

内环烟道是竖直短圆管形的, 烟气在入口处运动时转弯。设内环入口处烟温为  $T_{nr}$ , 出口烟温为排烟温度  $T_p$ , 其对流换热系数为  $\alpha_n$ , 如图 2 所示。

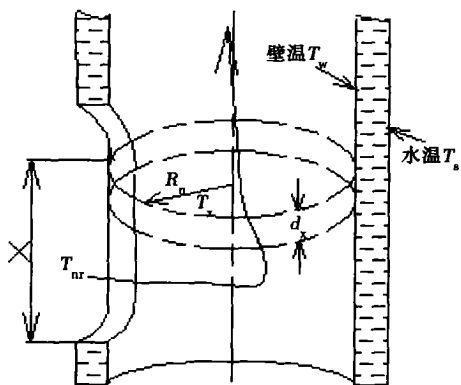


图 2 内环烟道及微元体示意图

经计算得  $\alpha_n=27.7\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ,  $t_{nr}=138\text{ }^\circ\text{C}$ 。  $t_{nr}$  的实测值在  $131\sim 142\text{ }^\circ\text{C}$  范围。

内环烟气平均温度  $t_{np}=134\text{ }^\circ\text{C}$ , 平均流速  $U_{np}=4.5\text{ m/s}$ 。

内环换热面积为  $0.55\text{ m}^2$ , 占整个炉体换热面积  $7.79\text{ m}^2$  的  $7.06\%$ ; 内环烟道的对流换热热量  $Q_n=1.05\text{ kW}$ , 完成整个炉体换热任务的  $0.33\%$ 。

图 3 为中环烟道, 烟气在中环入口处烟温为  $T_{zr}$ , 在烟道内做环绕流动, 于出口处汇合流出中环烟道, 烟温为  $T_{zr}$ 。

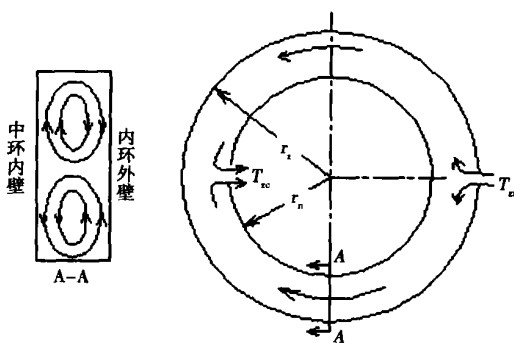


图 3 中环烟道示意图

对样机进行实测, 中环入口处的烟温在  $253\sim 285\text{ }^\circ\text{C}$  范围, 计算得中环对流换热系数  $\alpha_z=79.7\text{ W}/$

( $\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ), 中环烟道烟气平均温度  $t_{z,p} = 210 \text{ } ^\circ\text{C}$ 。

中环烟道换热面积为  $0.90 \text{ m}^2$ , 占炉子总换热面积的  $11.6\%$ ; 中环烟道烟气对流换热量  $Q_z = 10.4 \text{ kW}$ , 占整个炉子换热量的  $3.3\%$ 。

烟气在中环烟道内主要做圆周运动, 其流场不仅受到惯性力和粘性力的作用, 而且还受到离心力的作用, 进而形成径向湍流, 使换热壁面上的烟气动量和热量传递大为提高。

外环烟道内的烟气温度平均为  $485 \text{ } ^\circ\text{C}$ 。外环烟道换热面积为  $4.05 \text{ m}^2$  (不包括已被定义为炉膛水冷壁的部分), 占整个炉子换热面积的  $52.0\%$ ; 外环烟道的换热量  $Q_w$  为  $137.6 \text{ kW}$ , 占炉子总换热量的  $43.7\%$ 。

在外环烟道的烟气流动, 和中环烟道的一样, 使对流换热得到加强; 另外, 由于外环烟道与炉膛直接连通, 炉膛中火焰辐射 (射程大于平均射程) 射线可以透射到外环水套的内壁上, 然后被反射到中环水套的外壁, 这样火焰辐射就在外环烟道的换热壁间形成多次辐射换热, 如图 4 所示; 而且外环烟道内的烟气温度很高, 烟气与水冷壁进行的辐射换热不可忽略, 因此外环烟道内烟气的换热要高于中环和内环烟道的换热。

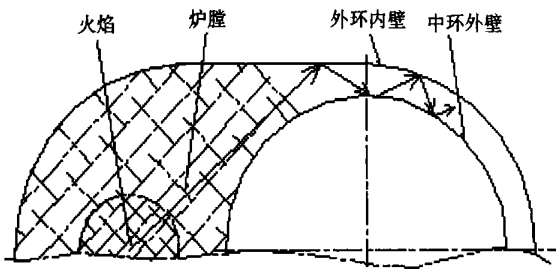


图 4 外环烟道示意图

### 3.2.2 辐射换热量 $Q_r$

对于发热量为  $350 \text{ kW}$ , 用 B40 燃烧器, 热有效系数为  $0.492$  的组环式炉, 经计算其辐射换热量  $Q_r$  为  $166 \text{ kW}^{[9]}$ 。

炉膛辐射换热量占燃料发热量的  $47\%$ 。若炉子热效率为  $90\%$ , 则要实现的换热量为  $315 \text{ kW}$ ,  $166 \div 315 = 0.527$ , 即炉膛换热面仅用炉子换热面积 ( $7.79 \text{ m}^2$ ) 的  $29\%$ , 就可完成换热任务的  $52.7\%$ , 充分说明了加强辐射换热对锅炉换热的意义。

组环式锅炉在换热机制上侧重加强辐射换热, 其烟道和水道规定了换热工质 (烟气和水) 在炉体内只能作圆周运动或以圆周为主的运动, 通过烟气运

动状态的改变使对流换热得到增强。根据火焰或高温烟气与水冷壁之间的辐射换热量和两者温度的四次方之差成正比, 而对流换热量和两者温度的一次方之差成正比的原理<sup>[3]</sup>, 在总的换热量恒定的情况下, 提高炉体内辐射换热量的比率, 可以有效地减少换热面积, 即能有效地降低炉子的体积和换热面的金属耗用量, 从而降低成本。

在此, 提高炉膛辐射换热量是通过增大炉膛辐射换热空间和辐射吸热面积来实现, 而不像壳管式炉体设计时受到结构烟道阻力等因素的限制。图 5 是组环式炉与壳管式炉的辐射换热面比率及辐射换热空间比率的比较, 其中, 将火焰的有效辐射射线的平均行程范围内的炉膛空间视为辐射换热空间。

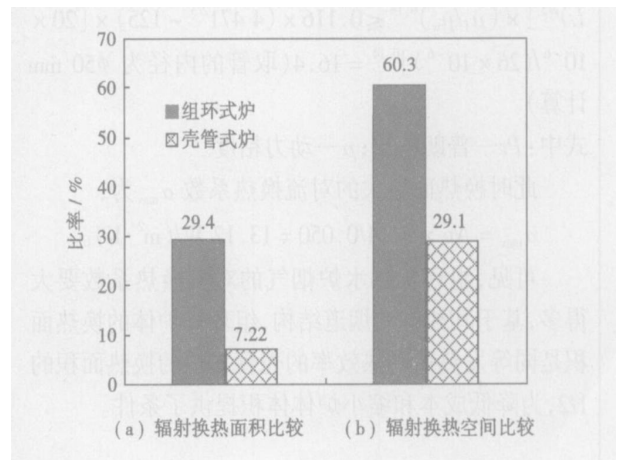


图 5 辐射换热面积比较及辐射换热空间比较

从图中可以看出, 组环式炉体的辐射换热空间和辐射换热面所占的比率都高于壳管式炉。

### 3.3 动力分析

将烟气视为理想气体, 在烟道内烟气平均温度  $398 \text{ } ^\circ\text{C}$  下, 燃烧器产生的烟气量为  $14.914 \text{ m}^3/\text{s}$ , 炉体平均烟道截面面积为  $0.096 \text{ m}^2$ , 因此, 烟道内烟气平均流速等于  $3.13 \text{ m/s}$ 。由于烟道为圆环形, 烟气运动时将受离心力的作用, 在中环烟道上圆周半径是  $0.18 \text{ m}$ , 故平均离心加速度等于  $54.4 \text{ m/s}^2$ 。

离心加速度是一种宏观的运动状态。在常见的水热炉中, 当平均烟温为  $398 \text{ } ^\circ\text{C}$  时, 要使烟管 (管的内径在  $\phi 25 \sim \phi 50 \text{ mm}$  范围内) 内烟气处于紊流状态, 烟气的平均流速至少要大于  $10 \text{ m/s}$  才能达到。

由于结构和条件上的限制, 目前一些燃油燃气热水炉的烟气流动状态多处于层流或过渡流, 其平均努谢尔特准则数  $Nu$  多在  $25$  以下, 因此其烟气侧对流换热系数分别是  $40 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  和  $20 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  (管的内径在  $\phi 25 \sim \phi 50 \text{ mm}$  范围内)。

本文组环式热水炉燃用 0 号柴油, 发热量是 350 kW, 其对流换热面积为  $5.5 \text{ m}^2$ , 实测的热效率为 90.2%, 炉子对流换热量  $Q_d = 90.2\% \times 350 = 166$  (辐射换热量) = 150 kW, 对流换热面的平均对流换热系数  $\alpha_x$  为:

$$\alpha_x = 150000 / 5.5 / \Delta t = 150000 / 5.5 / (398 - 65) = 82 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K}).$$

在传统的烟管炉中, 若烟气以组环式炉中的平均速度 ( $3.13 \text{ m/s}$ ) 运动, 则其雷诺数  $Re$  和努谢尔特数  $Nu$  值为:

$$Re = 3.13 \times (0.025 \sim 0.050) / 35 \times 10^{-6} = 2235 \sim 4471$$

$$Nu = 0.116 \times (Re^{2/3} - 125) \times Pr^{1/3} \times [1 + (D/L)^{2/3}] \times (\mu_r / \mu_w)^{0.14} \leq 0.116 \times (4471^{2/3} - 125) \times [20 \times 10^{-6} / (26 \times 10^{-6})]^{0.14} = 16.4 \text{ (取管的内径为 } \phi 50 \text{ mm 计算)}$$

式中:  $Pr$ —普朗特数;  $\mu$ —动力粘度。

此时换热面最大的对流换热系数  $\alpha_{\max}$  为:

$$\alpha_{\max} = Nu \times 0.04 \dot{b}.050 = 13.12 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K}).$$

可见, 组环式热水炉烟气的对流换热系数要大得多, 基于其独特的烟道结构, 组环式炉体的换热面积是同等发热量和热效率的壳管式炉的换热面积的  $1/2$ , 为降低成本和缩小炉体体积提供了条件。

## 4 结 语

组环式热水锅炉不用换热管, 热应力减小; 烟道是圆环型的, 其中的烟气运动易产生紊流效果, 对流换热增强; 本文的成品炉燃用 0 号柴油, 发热量是 350 kW, 其炉膛辐射换热空间是壳管炉的 2 倍, 辐射换热面积大, 换热性能显著。在总换热量恒定时, 相比于壳管式热水锅炉, 组环式锅炉的体积可缩小一半, 因而换热面积小, 金属耗用量少, 性能价格比增强。

## 参考文献:

- [1] 冯俊凯, 沈幼庭. 锅炉原理及计算[M]. (第二版). 北京: 科学出版社, 1992.
- [2] 同济大学. 锅炉及锅炉房设备[M]. (第二版). 北京: 中国建筑工业出版社, 1986.
- [3] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1998.
- [4] 仇道太, 杨恒凯. 小型燃油锅炉的排烟温度设计[J]. 锅炉技术, 2001, 32(3): 18-21.
- [5] 黄惠兰, 覃建平, 李刚, 等. 一种新型组环式换热器的研发[J]. 中国制造业信息化, 2004(10): 104-106.
- [6] 成德芳, 陈征宇. 燃油气锅炉节能的技改措施[J]. 工业锅炉, 2005(3): 31-33.

(渠源 编辑)

## 新技术 新产品

## ЛМЗ 汽轮机装置改造的措施

《Электрические станции》2005 年 10 月号叙说了 ЛМЗ (列宁格勒金属工厂) 在最近 10~15 年期间为了提高现有机组的可靠性、经济性和机动性, 简化运行条件所制定的先进工艺和改造措施。

这些措施包括: 改进汽轮机中压缸的前端密封; 改造汽轮机端部密封系统; 利用加热空气对汽轮机装置的设备进行油封; 改造汽轮机高压缸和中压缸法兰的加热系统; 在进汽区域内高压缸和中压缸金属温度为  $250 \sim 270 \text{ }^\circ\text{C}$  时水处理装置和润滑系统更早停机的工艺; 汽轮机从冷态启动和真空系统密封性检查的工艺; 在从热力系统除去止回阀的情况下到网路加热器的抽汽管道的改造; 通过关闭的转动隔板的蒸汽流量估算的工艺; 转动隔板的密封; 在从热力系统除去内装的第一级低压加热器情况下汽轮机装置的改造。

应该指出, 不仅在现有机组上, 而且在设计新的汽轮机装置时都可成功地应用上述的一些技术方案。

(吉桂明 供稿)

under which the calculation was first conducted on a coarse grid without the use of cooling air, followed by a check calculation on a fine grid so as to shorten optimization time and enhance optimization efficiency. The calculation result shows that without cooling air the losses in both stator and rotor blades will somewhat be reduced and the performance enhanced with an increase in the turbine stage efficiency by 1%. With different cooling-air flow rates, the check calculation result shows that the stage efficiency will rise by 0.80% to 0.92%. The tendency featuring an increase in efficiency is basically identical to the case when no cooling air is used. This indicates that the method under discussion can be used for the optimized design of air-cooled turbines. **Key words:** air-cooled turbine, three-dimensional optimization, genetic algorithm, artificial neural network

**控制循环锅炉水冷壁流量偏差影响因素数值分析 = Numerical Analysis of Various Factors Affecting Flow Rate Deviation in Water Walls of Controlled Circulation Boilers** [刊, 汉] CHU Yun-tao, ZHOU Huai-chun (State Key Laboratory of Coal Combustion under Huazhong University of Science and Technology, Wuhan, China, Post Code: 430074) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(5). — 456 ~ 460

With a 300 MW controlled circulation boiler serving as an object of study, a numerical analysis was conducted of the main factors affecting the flow rate deviation in water walls. Three-dimensional furnace flue-gas temperature distribution and furnace radiation energy signals obtained by the use of a combustion detection system were utilized to calculate wall-surface heat-flux distribution. With the actual deviation in thermal loads serving as boundary conditions, a numerical simulation method was adopted to study the effect of boiler operational and structural parameters on the deviation in flow rates. Such parameters include thermal load of water walls, boiler drum pressure, specific enthalpy of feedwater, boost pressure of circulating pumps and tube diameter of risers etc. The simulation results indicate that the diameter of the risers has the greatest influence on the deviation in flow rates followed by boiler drum pressure and wall-surface thermal loads. The diameter of the risers has an optimum design value. Under the condition of such a diameter, a boiler can adapt to any changes in operational parameters, maintaining a comparatively good water circulation state. Moreover, when the structural parameters of a boiler have been determined, the boiler unit can secure a small deviation in flow rates favorable to water-circulation while operating under the condition of a relatively high boiler drum pressure, relatively low feedwater specific enthalpy and moderately high boost-pressure of circulating pumps. **Key words:** controlled circulation boilers, boiler water wall, circulating pump, deviation in flow rates, numerical analysis

**燃油热水锅炉的改进设计与分析 = Improved Design of an Oil-fired Hot-water Boiler and Its Analysis** [刊, 汉] HUANG Hui-lan, WU Zhi-min, LI Gang (Power Engineering Institute under University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093), QIN Jian-ping (Guangxi Nanning Xinfeng Technology Research Institute, Nanning, China, Post Code: 530005) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(5). — 461 ~ 464

Traditional shell-and-tube type hot water boilers are characterized by a large volume, a complicated structure with thermal stress concentrations, high production cost and occasional difficulties in erection, after-sales and on-site maintenance. To overcome the shortcomings of the traditional hot-water boilers, the design of the oil-fired hot water boilers have been improved on to assume a group-annulus structure. A thermal and dynamic analysis was performed of the thermodynamic parameters of a finished product boiler with a tested heat generation amount equivalent to 350 kW. The results of the analysis indicate that the original and unique heat exchange structure of group-annulus type hot-water boilers can reduce thermal stresses and intensify convection heat exchange in the boilers. The radiation heat-exchange space and surfaces inside the furnace are comparatively large, leading to an outstanding heat-exchange performance. When the total heat-exchange quantity is constant, the group-annulus type boilers feature a small volume and heat-exchange surface area, a low metal consumption and a better performance-price ratio when compared with shell-tube type boilers. **Key words:** hot water boiler, structure, analysis