

改进型水火管锅壳式锅炉的研究与开发

李之光 王昌明 谭美健 范北岩 王劲光

(北京电工技术经济研究中心锅炉研究部)

〔提要〕 本文详细介绍了多年来水火管锅炉的重大改进,其中包括采用螺纹烟管、采用拱型或凸形管板、防止管板开裂、防止锅壳下部鼓包、采用合理水循环回路等内容。

主题词 锅壳式锅炉 锅炉改造 螺纹管

前 言

水火管快装锅炉在我国约有二十年使用历史。由于具有结构紧凑,安装方便等优点,其生产量和使用量都占我国工业锅炉的一半左右,特别是小容量(4蒸吨/小时以下)的锅炉,它比水管锅炉的优越性更为突出。

当然,这种锅炉也有其不足之处。主要表现在锅炉本体(受压件)的寿命短,平均仅有五年^[1]。工业锅炉的寿命一般应达到20年,若保守地按平均寿命为10年计算,则每年损失约5亿元^[2],这是一个十分值得注意的问题。

河北省劳动人事厅锅炉处于1986年普查两千多台这种锅炉,年事故率明显高于水管锅炉,竟达30%以上^[3]。事故原因虽以运行问题为主,但结构不完善也是易于产生事故的重要原因。

这种锅炉在结构上虽进行过较多改进(如KZL型改为DZL型),仍难以从根本上改变上述局面。为此,原国家机械委在“机委规函[1987]1277号文件”中要求重点发展快装,组装水管锅炉,使其逐步成为行业主导产品。但国外许多技术先进国家仍继续大

力发展烟管锅壳式锅炉(包括水火管型式),且容量不断提高,达到10t/h,甚至20t/h之高。其原因是主要受热面——烟管置于锅壳水空间,使锅炉布局十分合理。国内刚开发的7MW(600×10⁴kcal/h)与10t/h螺纹烟管、拱形管板水火管快装锅炉,锅壳直径仅1.8m,本体与炉排共两大件。与同容量水管锅炉相比,锅炉总钢耗约下降30%;锅炉体积明显减小,锅炉房单层布置,造价约下降25%。因此水火管锅壳式锅炉不应被淘汰,仍应是我国工业锅炉主导炉型之一。关键在于如何采取有效措施,提高锅炉本体的寿命与降低事故率。

我们在吸取国内经验与教训,并进行几年研究的基础上,开发1~10t/h、0.7~7MW改进型水火管锅壳式锅炉,拟从根本上改变所存在的问题,以使这种炉型在国内健康地发展下去。现将改进要点介绍如下。

一、采用螺纹烟管

图1所示螺纹烟管(单螺纹),在普通机床上对无缝钢管进行冷滚压即可形成,它的传热效果比一般直烟管(光管)可提高一倍^[4],因此,自从重庆锅炉厂首次在国内气体燃料锅炉上应用以后,一些锅炉制造厂

收稿日期:1989-08-01 本文作者还有:李志强、刘殿彪。

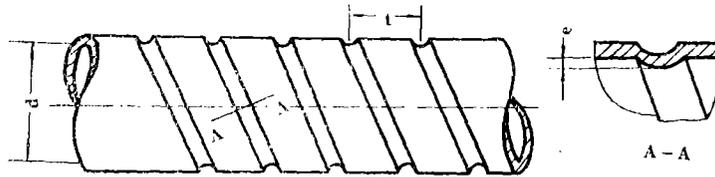


图1 螺纹烟管

陆续在燃煤锅炉上使用。但在广泛应用之前,除对它的流阻、放热规律深入研究外,还必须了解积灰、磨损规律、刚度下降对管板强度的影响、螺纹管自身疲劳强度以及优化设计等问题。

五年来,与哈尔滨工业大学、哈尔滨龙江锅炉厂合作,经理论分析、实验室研究与实际锅炉校核,上述诸问题已基本明确^[5],所得出的各关系式如下:

$$\text{流阻 } (f/8)^{1/2} = 2.5 \ln(d/2e) + 0.868(e/d)^{-0.38}(t/e)^{0.386} [1 + 0.0296(\ln Re - 9.48)^2] \exp(-0.005t/e) - 3.75 \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{放热 } \alpha &= \frac{\lambda}{d} Nu \\ Nu &= StRePr \end{aligned} \right\}$$

$$S_t = (f/8)^{1/2} / \left\{ 2.5 \ln(d/2e) + 10.77(e/d)^{0.38}(t/e)^{0.386} \left[\frac{e}{d} Re (f/8)^{1/2} \right]^{0.273} Pr - 3.75 \right\} \quad (2)$$

$$Re = \frac{W}{\nu} d$$

$$\text{磨损 } \Delta G / \nu \delta_p \mu \tau = 8.22 \times 10^{-13} Re^{3.233} (e/d)^{0.783} (t/d)^{1.188} (d/\delta_p)^{0.210} (H_P/H)^{1.346} (l/d)^{0.605} \quad (3)$$

$$\text{积灰 } \Delta G_h = 7.773 + \ln[R_{40}^{-1.053} (e/d)^{0.297} (t/d)^{-0.592} (l/d)^{-0.165}] \quad (4)$$

$$\text{刚度 } K = e/e_1 = 1 / [0.862 + 3.967(e/t) + 7.847(e/t)(e/s)^2] \quad (5)$$

式中 f —阻力系数;

α —放热系数; kW/(m²·°C);

ΔG —单位螺距的磨损量, mg;

ΔG_h —单位螺距的积灰量, mg;

K —螺纹管刚度与直管刚度的比值;

d —螺纹管内直径, m;

e —螺纹深度, m;

t —螺距, m;

S —螺纹管壁厚, m;

l —相对入口的距离, m;

w —流速, m/s;

λ —导热系数, kW/(m²·°C);

ν —介质运动粘度, m²/s;

Nu —努谢尔特数;

St —斯坦顿数;

Re —雷诺数;

Pr —普朗特数;

δ_p —灰的平均粒径, m;

μ —灰浓度, mg/m³;

τ —时间, S;

H_P —灰粒平均莫氏硬度;

H —管材维氏硬度;

R_{40} —筛余量, %

式(1)~(5)适用于 $e/d = 0.0196 \sim 0.0682$, $t/d = 0.324 \sim 0.920$ 及锅壳式锅炉常用工作条件。上述公式均满足工程误差要

求。实际运行锅炉螺纹管部分的流阻、放热实验^[6]表明：式(1)、(2)计算值与实测值偏差分别为2.90%，3.88%。

多台0.7~7MW热水锅炉及1~10t/h蒸汽锅炉设计表明，将直烟管改为螺纹烟管后，烟管受热面可减少40%，而烟气阻力约增加300~500Pa(30~50mm水柱)，后者对锅炉总阻力(约200mm水柱)的影响不大。

由式(3)可知，若将烟管平均烟速控制在20m/s以内，磨损对螺纹管强度与放热的影响很小^[7]。

由式(4)可知，螺纹管平均烟速不小于8m/s时，积灰对放热影响不大^[7]。

在平均烟速为8~12m/s情况下，因磨损与积灰使螺纹烟管传热系数下降约为2~3%。

按式(5)，常见几何参数螺纹烟管的刚度比直烟管下降20~40%^[8]。整体锅炉有限元计算分析^[9]表明，即使刚度下降50%，拱形管板上拱形区的最高应力值仅上升5%。

试验^[8]表明，螺纹烟管低周疲劳强度足以满足30年运行寿命。

二、采用拱形或凸形管板

拉撑平板与直烟管的弹性都很小(刚度都很大)，基本上构成一个准刚性体(图2, a)。运行时，由于温度分布不均，将产生较大温度应力。为避免低周疲劳破坏，英国BS标准要求拉撑板端部加焊小横板。我国锅壳式锅炉强度标准(JB3622-84)尽管也采用此结构，但首先推荐采用美国ASME规范给出的斜拉杆，因为它比拉撑板的刚度小。拉撑平板的应力状态也不佳。国内多次试验表明，人孔上部(图2, a中A区域)的最高应力达1.5至2.0倍屈服限。

上海工业锅炉厂参考德国资料在国内首

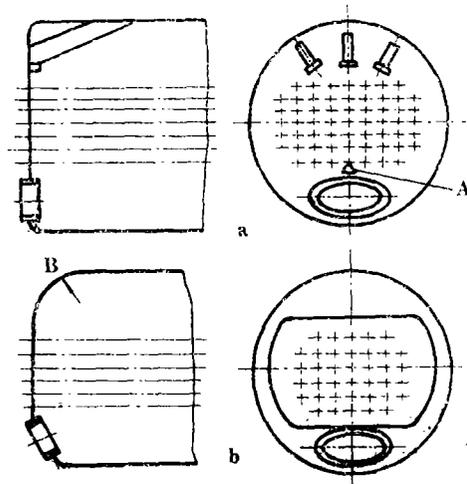


图2 管板示意图

先开发的拱形管板(图2, b)可完全取消拉撑件，使管板刚度明显下降。如与螺纹烟管相配合，使锅壳烟管与管板构成准弹性体，疲劳性能从根本上得到改善。拱形管板的应力状态也比拉撑平板好得多，最高应力区转移至板边圆弧处(图2, b中B区域)而且最高应力(包括二次应力)约等于屈服限。

与劳动部锅炉压力容器检测中心、哈尔滨工业大学，哈尔滨龙江锅炉厂，大连轻工机械厂等单位合作，对拱形管板展开计算分析与实测工作，结果如下：

1. 拱形部分的形线(图3中各ab线)，椭圆形的应力状态比扁圆形(两个共扼圆弧组成)的为好。

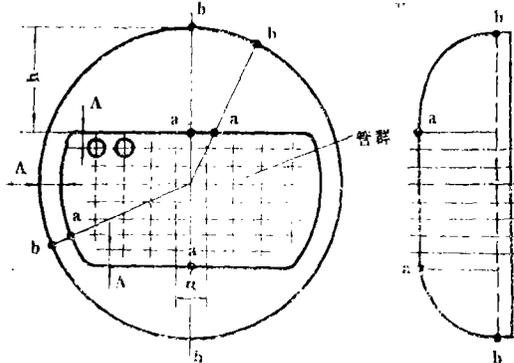


图3 拱形管板结构示意图

2. 图3所示边缘宽度 A 在 100mm 以内, 宽水空间 B 在 280mm 以内, 对管板应力分布与大小无明显影响。

3. 整体有限元计算与实测均表明, 螺旋纹烟管应力远小于许用应力, 无必要再加厚壁拉撑管。当上拱形区高度 h (图3) 超过 500mm 时, 应校核最上一排烟管应力, 如超过许用应力, 应设法予以降低。

又与北京节能锅炉厂合作开发凸形管板 (图4)。由于采用一般椭圆形封头, 故可取消特制的管板模具, 而非径向开孔采用多次钻孔法可确保质量。有限元计算分析与实测表明, 这种管板的应力状态进一步改善, 明显优于拱形管板。

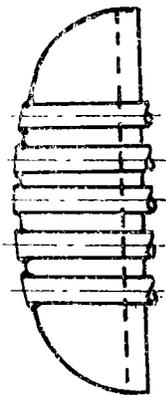


图4 凸形管板示意图

三、防止管板开裂

对于蒸汽锅炉, 与高温烟气 (大于 800℃) 相接触的管板, 如按锅壳式锅炉强度标准的要求, 采取措施消除管孔间隙, 管头与焊缝平齐, 并保证锅水质量, 则管板开裂现象可基本消除。对于热水锅炉, 由于管板内侧水流速度很小, 当热负荷较高时, 将产生过冷沸腾现象。因热水锅炉对水质要求远低于蒸汽锅炉, 则一经沸腾, 必然杂质浓度明显增大并导致结垢及壁温上升, 多次起停后, 管板将产生开裂现象。

在有压, 热态管板试验台上, 用光导纤维窥视方法, 研究管板过冷沸腾现象^[10], 得如下关系式:

$$\Delta t_{sub} = t_s - t_f = 0.208 q^{0.826} w^{-0.706} P^{0.0423} \quad (6)$$

式中 Δt_{sub} —水的过冷度, ℃;

t_s —水的饱和温度, ℃;

t_f —水温, ℃;

q —热负荷, kW/m²;

w —水流平均速度, m/s;

P —水的压力, MPa。

式 (6) 的实验条件: $q = (60 \sim 160) \times 10^3 \text{W/m}^2$, $w = 0.1 \sim 0.6 \text{m/s}$, $P = 0.15 \sim 0.4 \text{MPa}$ 除气水。

设 $\Delta t_{sub} = 60^\circ\text{C}$, $q = 80 \times 10^3 \text{W/m}^2$, $P = 0.4 \text{MPa}$, 由式 (6) 得产生过冷沸腾的临界速度 $w = 0.0726 \text{m/s}$ 。在锅壳式锅炉中, 如不采取特殊措施, 此一流速不可能达到, 必然要产生过冷沸腾现象。而因热水锅炉水质较差, 运行一两年管板很可能开裂。未除气水更易于产生过冷沸腾现象。

为防止因过冷沸腾现象使管板开裂, 应从多方面着手。可采用管板涂隔热层或降低烟温使热负荷 q 下降等措施。将回水引近管板以提高过冷度 Δt_{sub} 也有明显效果。提高管板处的流速可有效防止过冷沸腾, 但一般难以实现。提高给水品质, 即使产生过冷沸腾, 因结垢少, 可延长安全运行期限。设计热水锅炉时, 对防止管板开裂现象应给予高度重视, 可采用上述各种办法。否则我国锅壳式热水锅炉平均寿命难以超过 10 年。

四、防止锅壳下部鼓包

在热负荷高的锅壳下部, 如积沉水渣或结垢, 会使壁温明显升高, 严重时, 将引起鼓包并使锅壳强度下降。对介质为水或汽水混合物的受热锅壳 (锅筒), 计算分析^[11]结果如表 1 所示。

表 1

水垢厚度 (mm)	0	0.1	1	2	3	4	5	10
壁温与水温的 差值 (°C)	41.4	57.1	176	271	344	399	444	579

注：1. 壁温指内外壁平均温度（计算壁温）
2. 热负荷 $q = 175 \text{ kW/m}^2$ ($627 \times 10^3 \text{ kJ/(m}^2 \cdot \text{h)}$)

由表可见，热负荷为 175 kW/m^2 （相当于直接接受炉膛与火床辐射热的热负荷），以及介质温度为 100°C 时，若水垢厚度达 5 mm ，则壁温 (544°C) 已超过碳钢允许值 (500°C)。介质温度再高或水垢厚度再

大，必然因蠕变现象而导致鼓包。
目前，我国工业锅炉水处理一般达不到标准要求，特别是在水质差的地区，当锅炉燃烧正常，炉温较高，上述鼓包事故时有发生。

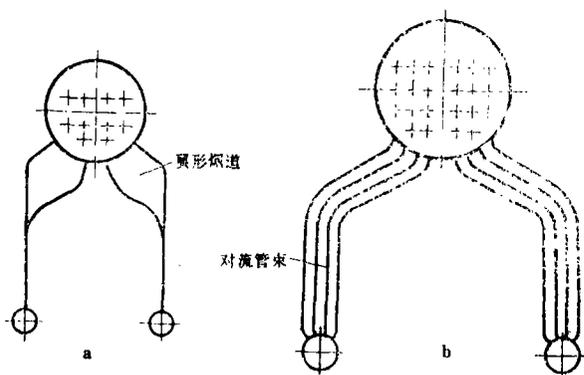


图 5 防止锅壳下部直接受火焰辐射的措施
a— $1 \sim 4 \text{ t/h}$, b— 10 t/h

图 5 所示结构，由于锅壳下部被水冷壁遮挡，则鼓包现象可有效杜绝。另外，由于炉膛出来的高温烟气经翼形烟道或对流管束之后进入烟管，则管板热负荷明显下降，对管板开裂也十分有益。

五、采用合理的水循环回路

目前，许多水火管锅壳式热水锅炉采用自然循环方式。由于回路不高或采用复杂循环回路（各回路下集箱联在一起），致使个别回路循环速度太低（低于 0.1 m/s ），在高的热负荷作用下，有可能因过冷沸腾使管壁结垢。

参照式 (6) 计算，当 $q = 175 \text{ kW/m}^2$ ，

$\Delta t_{sub} = 60^\circ\text{C}$, $P = 0.4 \text{ MPa}$ ，为避免产生过冷沸腾，工质流速必须大于 0.1 m/s 。因此，自然循环热锅炉在循环回路设计时，应进行必要的循环计算^[12]。当速度难以达到要求时，可在下降管入口增设简易引射器，使自然循环改为混合循环^[13]，可明显提高流速。

作为改进型水火管锅壳式锅炉，除锅炉本体（受压件）作上述变动外，在其它方面也应有所改进，如：

采用膜式水冷壁以减薄炉墙，并尽力使外皮美观；

炉排与炉拱尽量采用“六五”攻关新成果，以提高燃烧效率；

采用模拟仪表自控系统，以提高锅炉效率，而且价格不高并便于维修；

采用新型除尘器, 以满足环保不断提出的新要求。

相信再经过一段时间的努力, 我国锅壳式锅炉一定能以优良性能满足各行业的要求。

参 考 文 献

- [1] 陈亦惠. 锅炉安全与司炉工人. 锅炉压力容器安全, 1986 (4)
- [2] 李之光. 我国工业锅炉行业存在的问题及今后努力方向. 劳动部首届锅炉压力容器学术会议论文集, 1989
- [3] 河北省劳动人事厅锅炉处. 工业锅炉存在的问题和应采取的措施. 劳动部首届锅炉压力容器学术会议论文集, 1989
- [4] 郝平等. 螺旋管在锅壳式锅炉上应用的实验研究与优化设计方法. 节能技术, 1988 (5)

- [5] 李之光等. 螺旋烟管性能综合研究. 机电部北京电工研究所论文, 1989
- [6] 李志强等. 螺旋烟管换热、流阻的运行校核与入口烟温对换热的影响. 机电部北京电工研究所论文, 1989
- [7] 钟永明. 锅炉螺旋烟管内灰磨损与积灰的试验研究. 哈尔滨工业大学研究生论文, 1989
- [8] 张 勇. 螺旋管力学性能的理论分析与试验研究. 哈尔滨工业大学研究生论文, 1989
- [9] 董芄等. 烟管锅炉拱形管板强度的研究. 工业锅炉, 1987 (2)
- [10] 张英福. KZL型水火管锅炉管板过冷沸腾的试验研究. 哈尔滨工业大学研究生论文, 1989
- [11] 李之光等. 锅炉材料及强度与焊接. 劳动人事出版社, 1983
- [12] 李之光等. 工业锅炉手册. 天津科技出版社, 1988

Research and Development of Improved Water-Fire Tube Shell Boilers

Li Zhiguang, Wang Changming
Tan Meijian, Fan Beiyan, Wang Jingguang

(Beijing Electrical Engineering & Economy Research
Institute, Boiler Research Division)

Abstract

Presented in this Paper is a detailed description of Significant improvements obtained in the past years on water-fire tube shell boilers which account for about half of the total industrial boilers in China. The major improvements are as follows, using screwed smoke tubes and arched or convex tubeplates in boiler design; taking effective measures to prevent tubeplates from cracking and drum bottoms bulging; adopting reasonable water circuits and so on.

Key Words: shell boiler, boiler modification, screwed tube