

文章编号:1671-6833(2017)01-0046-04

350 MW 超临界机组膜式水冷壁壁温计算

王为术, 崔 强, 郑梦星, 陈 刚

(华北水利水电大学 热能工程研究中心, 河南 郑州 450011)

摘 要: 针对 350 MW 超临界锅炉半周受热膜式水冷壁的温度特性, 编制螺旋管圈膜式水冷壁壁温计算程序, 利用程序计算分析在不同负荷下螺旋管圈的温度分布特性. 研究表明: 炉膛热负荷分布不均匀导致水冷壁吸热不均匀, 水冷壁向火侧壁温及鳍片温度均有小幅度波动, 同时受热面向火侧呈中间高两侧低的分布趋势, 随着炉膛高度增加, 水冷壁管壁温度升高且有一定的波动, 在 75% BMCR 负荷下向火侧鳍端温度达到最高, 最低温度出现在水冷壁下母线内壁处.

关键词: 超临界锅炉; 膜式水冷壁; 壁温分布; 温度场

中图分类号: TK223.3 **文献标志码:** A **doi:**10.13705/j.issn.1671-6833.2016.04.026

0 引言

超临界发电作为成熟的发电技术, 具有可靠、高效、清洁等性能^[1], 其中水冷壁温度一直是锅炉安全运行的重要限制. 大量试验研究表明, 高负荷区水冷壁过热是导致水冷壁横向裂纹失效的关键因素^[2-3], 水冷壁周向温差及其变化将产生波动较大的轴向应力, 且管内压力变化和水冷壁管内产生横向裂纹不可避免^[4]. 超临界锅炉有垂直管圈和螺旋管圈两种水冷壁形式, 研究人员对于垂直管圈水冷壁温度场计算已开展了大量研究^[5-7]. 在大容量直流锅炉中, 螺旋管圈式水冷壁结构也得到普遍应用, 但由于螺旋管圈水冷壁结构复杂, 研究难度大, 相关研究较少^[8].

笔者针对 350 MW 超临界机组螺旋管圈膜式水冷壁温度特性开展数值研究, 研究结果可以为锅炉设计及安全运行提供参考.

1 锅炉及水冷壁系统简介

图 1 为大唐林州电厂 350 MW 超临界锅炉水冷壁系统简图. 该锅炉为超临界参数变压运行螺旋管圈直流炉, 单炉膛 π 型露天布置, 固态排渣, 采用四角切圆燃烧一次中间再热. 锅炉采用定-滑-定的变压运行方式, 其运行曲线如图 2 所示. 锅炉主要参数见表 1.

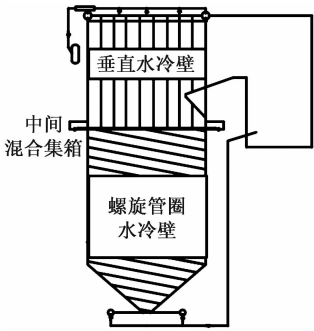


图 1 锅炉水冷壁系统简图

Fig. 1 Arrangement diagram of boiler water wall

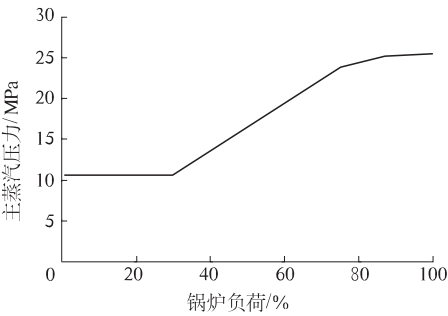


图 2 锅炉压力负荷曲线

Fig. 2 Boiler pressure under different loads

锅炉炉膛宽度 13.608 m, 炉膛深度 12.798 m, 其中锅炉水冷壁分为两部分, 下部炉膛由冷灰斗及下部螺旋管组成, 中间经过标高 41.089 m 处混

收稿日期:2016-06-18; 修订日期:2016-07-10

基金项目:河南省高校科技创新团队支持计划资助项目(16IRTSTHN017)

通信作者:王为术(1972—), 男, 重庆开县人, 华北水利水电大学教授, 博士, 主要从事多相流动和传热方面的研究,

E-mail:wangweishu@ncwu.edu.cn.

合集箱过渡到垂直管屏. 从炉膛冷灰斗进口到中间混合集箱为螺旋管圈水冷壁,管子规格为 $\phi 32\text{ mm} \times 5.5\text{ mm}$,节距为 48 mm ,倾角为 17.235 ° ,材质为 15CrMoG ,共 326 根,从锅炉下炉膛开始,依次经过前墙、右墙、后墙和左墙进行编号,第 154 号和 192 号螺旋管分别位于锅炉右墙和后墙. 其膜式水冷壁截面示意图如图 3 所示. 表 1 列出了该锅炉螺旋管圈在不同负荷下设计的工况参数. 表 1 中 BMCR 为锅炉最大连续蒸发量,BRL 为锅炉额定负荷.

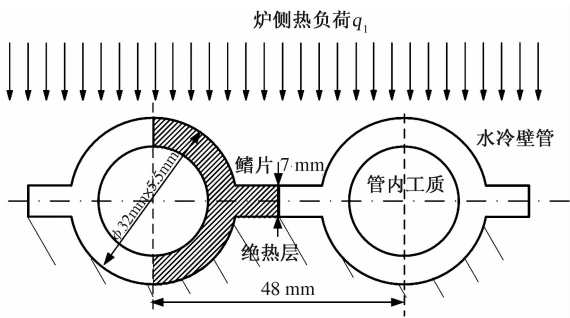


图 3 膜式水冷壁截面示意图
Fig.3 Schematic diagram of the cross-section of boiler water wall

表 1 350 MW 锅炉工况运行参数
Tab.1 Main operation parameters of the boiler water wall

参数	BMCR	BRL	75% BMCR	50% BMCR	30% BMCR
螺旋管质量流速/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)	2 690	2 562	1 731	1 149	807
垂直管质量流速/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)	1 133	1 079	729	484	340
水冷壁入口压力/MPa	23.55	23.16	21.97	14.94	10.61
水冷壁入口温度/ $^{\circ}\text{C}$	339	335	318	299	275
燃料消耗量/($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)	159.75	153.63	110.72	77.55	55.37
未完全燃烧损失/%	1.70	1.70	2.20	2.70	2.70
锅炉效率/%	92.14	92.22	92.10	92.12	92.38

2 数学模型

2.1 物理模型

对于垂直管,水冷壁截面上沿管壁左右两边完全对称;对于螺旋管,近似认为热负荷在沿管壁经线是对称的,假设对流传热系数沿管径周向均匀,即可以近似认为螺旋管水冷壁温度分布是沿管壁经线对称的. 因此选取图 3 中阴影部分为研究对象. 在锅炉稳定运行时,将水冷壁看作一个不规则区域的稳态导热过程,因水冷壁较长,上下温度变化率非常小,其纵向导热可以忽略,将问题简化为无内热源的二维稳态导热问题.

2.2 膜式水冷凝角系数确定

膜式水冷壁边界条件要获得精确的解析解,就需要精确地求解膜式水冷壁的角度系数,笔者在周一工^[9]给出的带焊角鳍片的膜式水冷壁角系数精确解的基础上求解矩形鳍片膜式水冷壁角系数. 水冷壁管及鳍片管上热流密度分布函数分别为

q'(α) = (φ_{g,r} · dα / r · dα) · q_l · s, (1)

q'(x) = (φ_{g,dx} / dx) · q_l · s, (2)

式中:r 为管半径,mm;s 为水冷壁管节距,mm;

φ_{g,r} · dα 为管壁的角度系数;φ_{g,dx} 为鳍片的角度系数.

2.3 热负荷在水冷壁管及鳍片上的分布

炉膛内水冷壁任一处 L 的局部平均热负荷 q_L 为:

q_L = q_{pj} · χ · η, (3)

式中:χ 为锅炉沿炉膛高度方向上热负荷分布系数;η 为热负荷沿炉膛宽度的分配系数.

其中,

q_{pj} = B_j · Q_j / H_j, (4)

式中:B_j 为计算燃料消耗量,1/h;Q_j 为单位质量燃料在锅炉内的辐射放热量,kJ/kg;H_j 为炉膛内辐射受热面积,m².

3 结果与分析

3.1 炉膛局部热负荷分布

图 4 为在 BRL 负荷下局部平均热负荷最大(标高 H = 36.41 m)和螺旋水冷壁管出口(标高 H = 41.089 m)处膜式水冷壁管内工质焓值以及局部平均热负荷在炉膛宽度方向的分布. 由图中对比分析可知,在标高 H = 36.41 m 处的局部平均热负荷比标高 H = 41.089 m 处高,这是因为标高 H = 36.41 m 处在燃烧器上方附近,该处燃料燃烧充分,辐射热量高. 同时工质吸热比燃料燃烧

需要的时间久,因此焓值的峰值与局部平均热负荷相比有一定的滞后性. BRL 负荷下,在标高 $H=36.41\text{ m}$ 处局部平均热负荷的最大值为 243.4 kW/m^2 ,最小值为 188.1 kW/m^2 ,相差 55.3 kW/m^2 ;工质焓的最大值为 $2\,107.12\text{ kJ/kg}$,最小值为 $2\,101.20\text{ kJ/kg}$,焓值差为 5.9 kJ/kg . 而在标高 $H=41.089\text{ m}$ 处,局部平均热负荷的最大值为 233.5 kW/m^2 ,最小值为 170.3 kW/m^2 ,相差 63.2 kW/m^2 ;焓值的最大值为 $2\,277.15\text{ kJ/kg}$,最小值为 $2\,270.24\text{ kJ/kg}$,焓值相差为 6.9 kJ/kg .

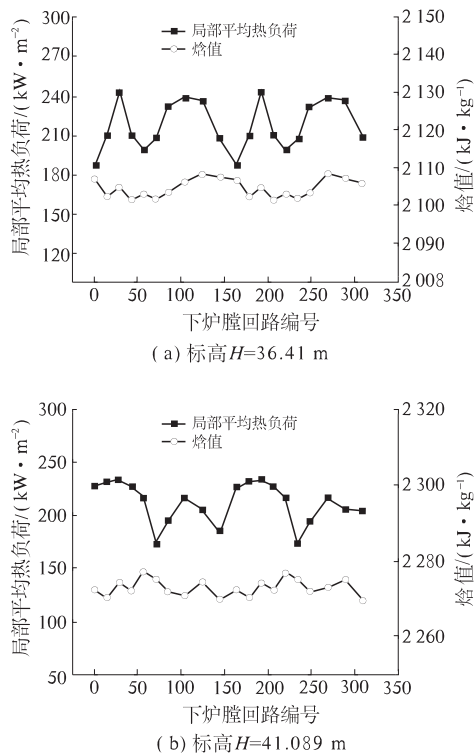


图4 BRL 负荷下局部平均热负荷分布
Fig.4 Local average heat load under BRL

3.2 水冷壁工质出口温度分布

图5为不同负荷下螺旋管圈水冷壁各管出口工质温度、向火侧壁温及鳍端温度的分布.从图5可以看出,在不同负荷下,由于炉膛截面热负荷分布不均,导致水冷壁吸热不均匀,向火侧壁温及鳍片温度都有小幅度波动,同时各个受热面向火侧壁温均呈现中间高、两侧低的弧形分布.这一结果与文献[10]试验结果吻合,同一标高处热负荷在每面墙的中部较高,在角隅部分较低.其中BMCR负荷下各管间最大温度差为 $14.3\text{ }^{\circ}\text{C}$,50% BMCR 负荷下各管间向火侧最大温度差为 $5.4\text{ }^{\circ}\text{C}$,满足管间温差小于 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的设计要求,管间热偏差较小.

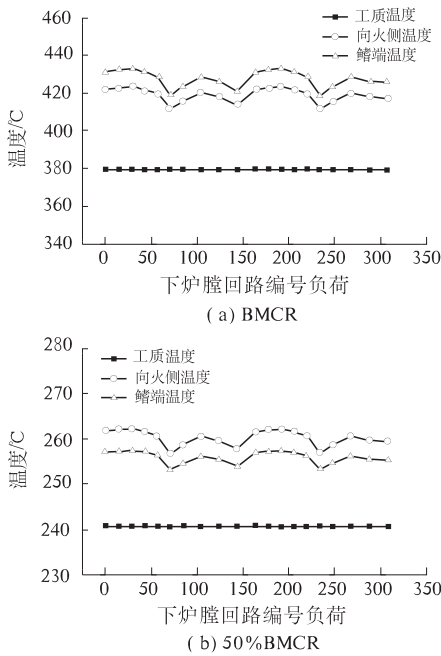


图5 不同负荷下螺旋水冷壁出口温度分布

Fig.5 Temperature distribution on the outlet section of the spiral water wall under BMCR and 50% BMCR

3.3 壁温沿炉膛高度分布

通过计算发现,在位于后墙的192号螺旋管壁温水平最高,位于侧墙的154号螺旋管壁温水平最低,而192号管水平位置经过在热负荷沿炉宽分布曲线峰值对应的位置,与实际情况基本相符.

图6给出了75% BMCR 负荷和50% BMCR 负荷下154号水冷壁管向火侧顶点温度、鳍片端点温度及管内工质温度随高度变化曲线.从图6能够看出,不同负荷下,温度随高度变化呈相同趋势.随着炉膛高度增加,管壁温度逐渐升高,并伴有一定的波动.水冷壁管内的工质在汽化前一段,其外壁温度与流体温度的差值最大,在75% BMCR 和50% BMCR 负荷下的温差分别达到 $35.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $22.26\text{ }^{\circ}\text{C}$.待管内工质开始汽化后,管内工质温度为饱和温度,传热系数变大,管壁最大温度与管内工质温度差值减小.在锅炉高度方向上,最高壁温出现在热流密度最大处,在75% BMCR 工况下,最大温度位于向火侧鳍片端,为 $408.97\text{ }^{\circ}\text{C}$;在50% BMCR 工况下,最大温度位于向火侧管壁处,为 $365.23\text{ }^{\circ}\text{C}$.水冷壁金属材料最大许用温度为 $550\text{ }^{\circ}\text{C}$,电厂设置报警温度为 $466\text{ }^{\circ}\text{C}$,最大壁温均低于金属许用温度及报警温度,由此证明水冷壁设计的合理性及运行的安全性.

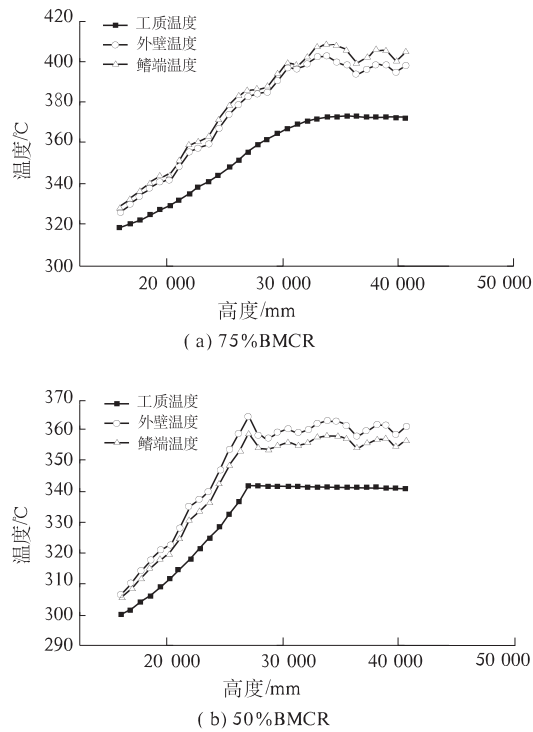


图 6 不同负荷下壁温沿炉高分布

Fig.6 Temperature of tube 154 along the height of furnace under 75% BMCR and 50% BMCR

3.4 水冷壁截面温度场

在亚临界压力下,水冷壁管内工质温度随着吸热量的增大而逐渐增加,冷却能力减弱,壁面热负荷在标高 $H = 36.41\text{ m}$ 处达到最大,且工质均为饱和温度.图 7 给出了 75% BMCR 负荷下 154 号管和 192 号管在标高 $H = 36.41\text{ m}$ 处的截面温度场.对比分析可知,水冷壁向火侧和背火侧温度相差较大,向火侧鳍端温度达到最高,154 号管和 192 号管温度分别达到 $397\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $406\text{ }^{\circ}\text{C}$.在水冷壁下母线内壁处温度最低,均维持在所在压力下的饱和温度 $374\text{ }^{\circ}\text{C}$,这是因为膜式水冷壁边界条件不同引起的,水冷壁向火侧为辐射边界,背火侧为绝热边界,管内壁通过流体工质对流传热进行冷却.

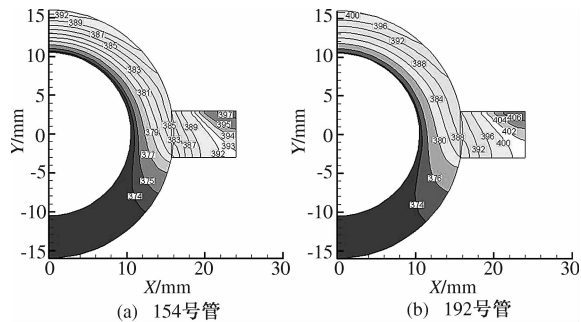


图 7 75%BMCR 负荷水冷壁管在 $H = 36.41\text{ m}$ 截面温度场

Fig.7 Temperature field of tube at 36.41 m under 75% BMCR

4 结论

1)炉膛热负荷分布不均匀导致水冷壁吸热不均匀,向火侧壁温及鳍片温度都有小幅度波动,同时各个受热面向火侧壁温均呈现中间高、两侧低的弧形分布.

2)随着炉膛高度增加,水冷壁管温度逐渐升高,同时伴有一定波动.水冷壁向火侧和背火侧温度相差大,在 75% BMCR 负荷时,向火侧鳍端温度达到最高,最低温度出现在水冷壁下母线内壁处.

参考文献:

[1] 张志正,孙保民,徐鸿,等. 沁北发电厂超临界压力电站锅炉水冷壁截面温度场分析[J]. 中国电机工程学报,2006, 26(7): 25 – 28.

[2] TORDONATO F V, SEBASTIAN, LATOUR, et al. Root cause failure assessment of the waterwall tubing at newington station [J]. ASME pressure vessels and piping conference, 2001, 1(5): 55 – 64.

[3] ZHU J R, ZHANG M Y. Satefy analysis of the water-wall in one PFBC boiler by dynamic model [J]. ISA transactions, 2003, 42(4): 665 – 672.

[4] 余艳芝,唐必光,刘勇,等. 600 MW 锅炉机组膜式水冷壁壁温的试验研究及理论分析[J]. 热能动力工程,1999, 14(6): 434 – 436.

[5] 杨冬,于辉,华洪渊,等. 超(超)临界垂直水冷壁流量分配及壁温计算[J]. 中国电机工程学报,2008, 28(17): 32 – 38.

[6] 王为术,徐维晖,顾红芳,等. 超超临界锅炉垂直水冷壁温度场的数值计算[J]. 动力工程,2009, 29(8): 707 – 712.

[7] 王为术,徐维晖,李帅帅,等. 1000 MW 超超临界锅炉高热负荷区垂直水冷壁温度特性研究[J]. 电站系统工程,2011, 27(6): 9 – 12.

[8] 阎维平,李春燕,米翠丽,等. 近临界压力区传热恶化对超临界锅炉水冷壁温度场的影响[J]. 中国电机工程学报,2009, 29(35): 48 – 53.

[9] 周一工. 膜式水冷壁表面热流密度分布的精确解[J]. 锅炉技术,1991(1): 1 – 6.

[10] 杨勇. 1000MW 超超临界压力直流锅炉螺旋管圈水冷壁的水动力及传热特性试验研究[D]. 上海:上海发电设备成套设计研究院,2010.