

超临界锅炉螺旋水冷壁流量分配和壁温特性的研究

王为木¹ 郭会军² 上官闪闪¹ 徐维晖¹

(1. 华北水利水电大学 热能工程研究中心 河南 郑州 450011; 2. 河北电力勘测设计研究院上海分院 河北 石家庄 050000)

摘要: 基于流体管网计算理论,建立了由流量测量回路(以下简称流量回路)、压力测量节点和连接管构成的600 MW超临界锅炉螺旋水冷壁流动网络系统。根据质量守恒、动量守恒和能量守恒定律,建立了600 MW超临界锅炉螺旋水冷壁流量和壁温计算的数学模型。采用拟牛顿法对流量回路和节点方程组求解,并开发计算程序,获得了不同负荷下螺旋水冷壁内流动压降、流量分配及壁温特性。结果表明:在100% BMCR(锅炉最大连续蒸发量)、75% BMCR及30% BMCR负荷下,热偏差和流量偏差较小,热偏差最大为5℃,流量偏差最大为7.47%;流动压降与设计值符合较好;水冷壁壁温随炉膛高度增加而升高,最高壁温为469.4℃,各负荷下管壁温度均处在管材强度的允许范围内。

关键词: 超临界锅炉; 流动网络系统; 螺旋水冷壁; 流量分配; 壁温

中图分类号: TK223.3+1 文献标识码: A
DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.01.010

符号说明

h —比焓 kJ/kg
 l —管长 m
 $p, \Delta p$ —压力、压降 MPa
 q, q_w —热负荷、壁面热负荷 kW/m^2
 s —节距 m
 t —温度 $^{\circ}\text{C}$
 G —质量流量 kg/s
 y —高度 m
下角标
down μp —炉膛下部和上部
 f, g, j, b —摩擦、重力、局部
 i, j —回路和管段编号
max—最大
 n, w, m —内壁、外壁、内外壁中点
pj—平均
qg, q_d —鳍根、鳍端
 T —总值

引言

水冷壁流量分配和壁温特性是超临界锅炉设计

和运行的主要技术之一,是锅炉水动力计算的重要内容,对锅炉的设计和校核具有十分重要意义,是检验和监测锅炉安全的重要保障^[1-2]。流量分配和压降特性等水动力计算的主要目的是保证水冷壁可靠的温度工况,确定汽水系统的压力损失^[3]。

锅炉水动力主要采用经典的图解法^[4],通过对锅炉汽水系统分解回路、划分管组和计算合成曲线确定水动力,过程复杂、计算量大。国内外学者根据水冷壁内汽水流动特性,建立了不同的数学模型以计算不同锅炉的流量分配和壁温分布。文献[5-6]基于流体力学原理和水动力计算方法,建立回路分析法解决自然循环锅炉单管水动力直接计算方法。文献[7-8]基于均相流模型分别建立了自然循环锅炉的水动力计算方法。文献[9]建立了汽包锅炉水循环模型,并计算分析了内螺纹管水冷壁安全特性。为发展超临界发电技术,文献[10]采用切比雪夫拟合法对超超临界垂直锅炉水动力特性进行了分析。文献[11-12]分别针对超临界CFB(循环流化床锅炉)锅炉和超超临界锅炉水动力特性进行了研究。文献[13-14]基于流动网格法计算了超临界锅炉垂直水冷壁流量分配和壁温。文献[15]研究了超临界CFB中等质量流速水冷壁流量分配特性。

水动力与炉内燃烧密切相关,各大锅炉制造商都有各自的水动力计算方法和计算软件。欧洲锅炉水动力性能设计采用维也纳大学研制的NOWA(诺瓦全功能银行系统),文献[16-17]研制了锅炉水动力计算软件,文献[18]开发了基于管网理论的通用锅炉水动力计算软件。

本研究针对600 MW超临界螺旋管圈锅炉,根

收稿日期: 2014-12-02; 修订日期: 2015-01-27

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51406026); 河南省高校科技创新人才支持计划项目(2012HASTIT018)

作者简介: 王为木(1972-),男,重庆开县人,华北水利水电大学教授。

据水冷壁结构和炉内热负荷分布特征,基于流体管网计算理论,将螺旋水冷壁划分为流量回路、压力节点和连接管组成的流动网络系统,建立了流量分配和壁温特性数学模型,采用拟牛顿法求解方程组,开发程序,对水冷壁压降、流量分配和壁温特性进行研究。

1 水冷壁结构和回路划分

1.1 水冷壁结构

600 MW 超临界直流锅炉为单炉膛,全悬吊 II 型结构。炉膛下部水冷壁采用螺旋上升膜式管圈,绕过炉膛 1.8 圈到达中间混合集箱。炉膛上部水冷壁采用垂直管屏分不同路径汇集于顶棚出口集箱。

螺旋管圈水冷壁的主要特点:可以采用合适的管径和壁厚,满足较高的质量流速,从而确保水冷壁的安全冷却;由于水冷壁依次经过炉膛的前、后墙和两侧墙,热负荷的分配不均对其热力和水力偏差影响很小,不需要在入口及水冷壁下集箱的进水管上装节流孔圈来调节流量。

炉膛下部螺旋管圈水冷壁结构参数如表 1 所示。

表 1 螺旋管圈水冷壁结构参数

Tab.1 The structural parameters of spiral water wall

水冷壁布置型式	管型	外径 × 壁厚 /mm × mm	节距 /mm	螺旋升角/(°)
冷灰斗部分螺旋管圈	内螺纹管	Φ38.1 × 7.5	50.8	19.471
直炉膛部分螺旋管圈	内螺纹管	Φ38.1 × 7.5	49.709	19.471

1.2 回路划分和热负荷分布

经省煤器加热后的给水,通过下水连接管引至两个下水连接管分配集箱,再由 32 根引出管引入两个螺旋水冷壁入口集箱,依次经炉膛冷灰斗部分螺旋管圈和直炉膛部分螺旋管圈后,分别由 4 个螺旋水冷壁出口集箱流出,最终汇入 2 个混合集箱。对炉内整个水冷壁系统划分回路,其中下炉膛螺旋管圈水冷壁回路划分如图 1 所示。图 2 为对螺旋管圈水冷壁具体回路及回路对应水冷壁管数目的划分,前、后墙各布置有 126 根水冷壁管,两侧墙各 102 根。

图 3 为在 BMCR 下,由《电站锅炉水动力计算

方法》中前、后墙对冲燃烧固态排渣煤粉炉沿炉高的吸热不均匀系数分布,得炉膛有效辐射受热面的平均热负荷 q_{pj} 及其外壁最大热负荷 $q_{w,max}$ 沿炉膛高度的分布。 i 回路 j 管段单管吸热量为:

$$Q_{ij} = (q_{pj})_{ij}sl \tag{1}$$

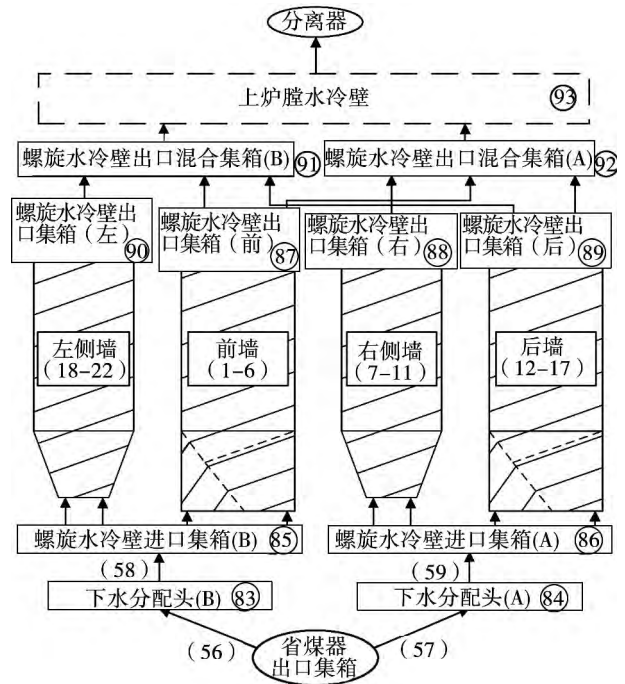


图 1 下炉膛流动网络系统

Fig. 1 Flow network system of lower furnace

回路管子根数	回路编号
17	12
(21)	(21)
(21)	(21)
(21)	(21)
(21)	(21)
(21)	(21)
18	11
(20)	(20)
19	10
(21)	(21)
20	9
(20)	(20)
21	8
(21)	(21)
22	7
(21)	(20)
(21)	(21)
(21)	(21)
(21)	(21)
(21)	(21)
(21)	(21)
1	6
2	5
3	4
4	3
5	2
6	1

图 2 下炉膛回路划分示意图

Fig. 2 The schematic diagram of the circuits distribution of lower furnace

外壁最大热负荷是在各项不均匀系数取最大值时的热负荷值,用于检验管壁温度工况。式(2)为

炉膛有效辐射受热面的平均热负荷拟合式,式(3)为外壁最大热负荷拟合式。其中,设冷灰斗下拐点即标高 7 000 mm 处为炉高“0”。

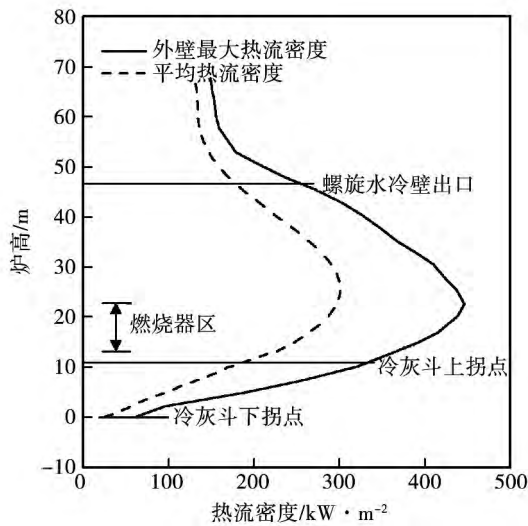


图 3 BMCR 负荷下热流密度沿炉膛高度的分布
Fig. 3 The heat flux rate distribution along the height of furnace under the BMCR load

$$q_{pj} = 26.247 + 11.1425y + 0.8214y^2 - 0.0524y^3 + 8.99 \times 10^{-4}y^4 - 4.958 \times 10^{-6}y^5 \quad (2)$$

$$q_{wmax} = 44.9 + 32.707y - 0.46y^2 - 0.0176y^3 + 4.176 \times 10^{-4}y^4 - 2.333 \times 10^{-6}y^5 \quad (3)$$

图 4 为沿炉膛宽度(深度)的热负荷分布不均匀系数,表示炉内某一相对标高处炉膛某一侧壁面上的局部热负荷与该炉壁平均热负荷之比。其中,横坐标表示炉膛某侧壁面相对宽度,纵坐标表示热负荷分布不均匀系数。在对冲燃烧方式下,热负荷分布不均匀系数在宽度(深度)方向呈左右对称分布形式。

2 数学模型

2.1 焓增和压降计算模型

取回路内单管水冷壁为研究对象,沿高度方向划分为 30 段,由能量守恒定律,每个管段进出口焓值关系为:

$$h_{ij} = h_{i,j-1} + \frac{(q_{pj})_{ij}sl}{G_i} \quad (4)$$

在焓值计算的基础上,可计算出各管段的压降,进而得出单管总压降,用于流量分配计算。

$$\Delta p = \Delta p_f + \Delta p_g + \Delta p_{jb} \quad (5)$$

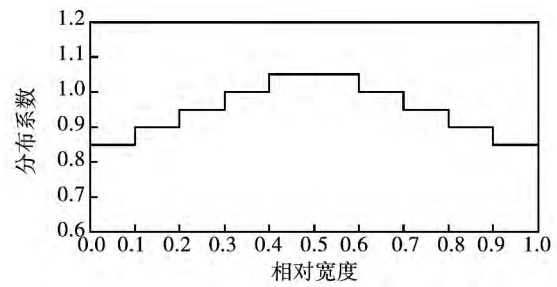


图 4 热流密度沿炉膛宽度(深度)的分布系数
Fig. 4 The distribution coefficient of heat flux rate along the furnace width(depth)

单管区段总压降的计算流程如图 5 所示。

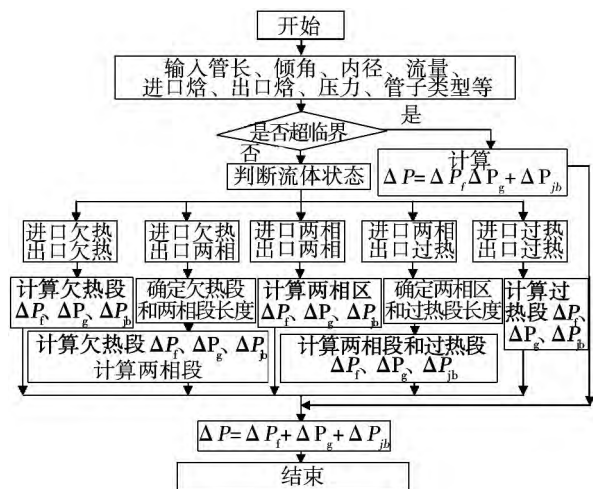


图 5 单管区段压降计算框图

Fig. 5 The diagram of pressure drop calculation in single pipe section

2.2 流量分配计算模型

由质量守恒、动量守恒及能量守恒定律,列出对应的回路方程和节点方程。

(1) 从省煤器出口集箱到螺旋水冷壁出口混合集箱之间,共有动量守恒方程 32 个。

其中,省煤器出口集箱到螺旋管圈水冷壁进口集箱,连接管 56-59 方程共 4 个;螺旋管圈水冷壁回路 1-22 方程共 22 个;

$$0 = p(i_{进口}) - p(i_{出口}) - \Delta p(i) \quad (6)$$

式中: i —流量回路编号; $i_{进口}$ 、 $i_{出口}$ — i 回路对应的进、出口集箱编号。

由螺旋管圈水冷壁出口集箱到中间混合集箱,连接管编号 60-65 回路方程共 6 个,可依上述方法

列出。

(2) 根据质量守恒定律,压力节点 83-93 方程共 11 个:

$$0 = \sum G(i_{\text{流入}}) - \sum G(i_{\text{流出}}) \quad (7)$$

式中: $i_{\text{流入}}$ 、 $i_{\text{流出}}$ —流入、流出编号为 i 的压力节点所连接的水冷壁管编号。

2.3 金属壁温计算

由《电站锅炉水动力计算方法》^[19],可求得管子向火侧内壁温度 t_n 和向火侧外壁温度 t_w 。

管子正面内、外壁平均温度定义为:

$$t_m = \frac{t_w + t_n}{2} \quad (8)$$

计算鳍片温度时,需要先计算炉内热流密度分流系数 μ ^[20],再由传热方程得鳍根温度 t_{qs} 和鳍端温度 t_{qd} 。

3 结果分析

3.1 水冷壁压降

表 2 列出了在 100% BMCR、75% BMCR、30% BMCR 3 种不同负荷下运行时,炉膛下部螺旋管圈和上部垂直管圈各回路总压降的平均值 Δp_{down} 和 Δp_{up} ,整个水冷壁系统总压降 Δp_T 以及炉内水冷壁流动压降的设计值。由表可知,流动压降计算值与设计值符合较好。造成误差的原因是沿炉膛高度方向分布的平均热负荷在拟合为多项式曲线时产生一定的误差,以及水冷壁位置、结构和长度在安装中造成的偏差等。

表 2 炉膛水冷壁各负荷下压降(MPa)

Tab.2 The pressure drop in furnace at each load(MPa)

负荷	Δp_{down}	Δp_{up}	Δp_T	压降设计值
100% BMCR	1.286	0.324	1.61	1.64
75% BMCR	0.669	0.176	0.845	0.84
30% BMCR	0.392	0.102	0.494	0.37

3.2 质量流量分布

在并联螺旋水冷壁管流量分配中,引起流量偏差的主要因素是管长偏差和吸热不同。若各回路在整个流程中重位压降 Δp_g 占主要地位,则流量分配呈正响应特性,称为自补偿特性,即受热强的回路相应地质量流速也大;若回路中摩擦压降 Δp_f 占主要地位,则回路流量分配呈负响应特性,即受热强的回

路相应地质量流速反而小。

图 6 给出了不同负荷下螺旋水冷壁各回路单管的质量流量分配。对各墙并联回路,螺旋水冷壁的结构特性使得各管受热均匀,且水冷壁管垂直高度相同,故各回路重位压降 Δp_g 相差不大;对摩擦压降 Δp_f ,各回路管受热均匀但管长不同,且管子越长,质量流量越低。由图可知,各回路质量流量随管长的增大而减小,最小值出现在最长管 3 号回路,最大值出现在最短管 18 号回路;在 100% BMCR 负荷下最大质量流量为 1.212 kg/s,对应质量流速为 2891.8 kg/(m²·s),最大流量偏差为 1.98%;在 75% BMCR 负荷下最大质量流量为 0.76 kg/s,偏差为 +2.19%,最小质量流量为 0.732 kg/s,偏差为 -1.4%;在 30% BMCR 负荷下最大质量流量为 0.326 kg/s,偏差为 +7.47%,最小质量流量为 0.287 kg/s,偏差为 -5%。

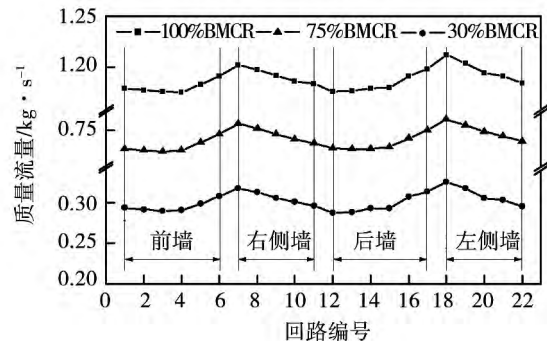


图 6 不同负荷下各回路单管质量流量分布
Fig.6 Mass flow rate distribution in single pipe of circuits at different loads

分析发现,螺旋管圈能满足较高的质量流速,在不同负荷下流量分配较为均匀,管长偏差是造成流量偏差的主要原因。

3.3 回路工质出口温度

图 7-图 9 给出了 100% BMCR、75% BMCR 及 30% BMCR 负荷下螺旋水冷壁各回路工质出口温度的分布。其中,图中回路编号和墙体的划分是按水冷壁入口处进行编号标注,由于水冷壁经 1.8 圈螺旋上升到达出口集箱,对应编号的回路出口位置不同于进口处的墙体划分。

对于并联水冷壁管,进、出口压力相等,工质出口汽温与工质沿炉膛高度方向累积吸热量有关,吸热量越大,出口焓值越高,对应温度也越高。而螺旋

水冷壁管对炉膛燃烧或局部结渣引起的热负荷偏差不敏感,各管受热均匀,因此下炉膛各回路水冷壁管温差较小。由图 7 和图 8 可知,在 100% BMCR 和 75% BMCR 负荷下,下炉膛各回路水冷壁管出口工质温度相差不大;工质出口温度最大值均出现在 12 号回路,最小值均出现在 18 号回路;在 100% BMCR 负荷下,下炉膛各回路工质出口温度最高为 382.07 °C,最低为 377.52 °C,平均值为 379.8 °C,最大温差为 4.55 °C;在 75% BMCR 负荷下,下炉膛各回路工质出口温度最高为 367.2 °C,最低为 362.2 °C,平均值为 364.7 °C,最大温差为 5 °C。

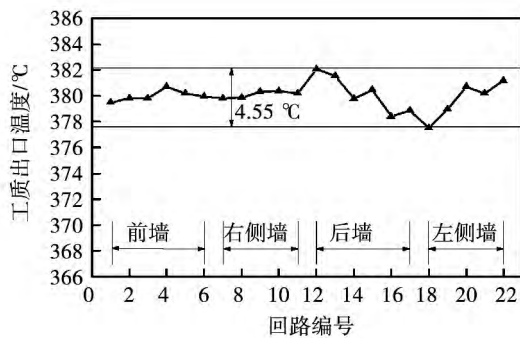


图 7 100% BMCR 负荷下各回路出口工质温度分布
Fig. 7 Outlet fluid temperature distribution of circuits at 100% BMCR load

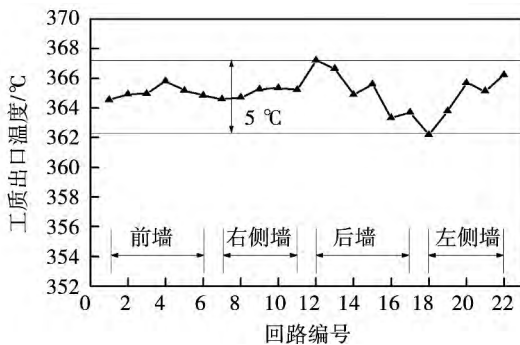


图 8 75% BMCR 负荷下各回路出口工质温度分布
Fig. 8 Outlet fluid temperature distribution of circuits at 75% BMCR load

由图 9 可知,在 30% BMCR 负荷下,工质处于亚临界压力区,存在汽液共存区,焓值不同但温度相等;不同回路出口工质温度均为饱和温度 298.7 °C,最大焓值为 1 678.7 kJ/kg,最小焓值为 1 572.2 kJ/kg。

分析发现,不同负荷下,螺旋管圈水冷壁各回路

出口汽温偏差小,水冷壁运行安全可靠。

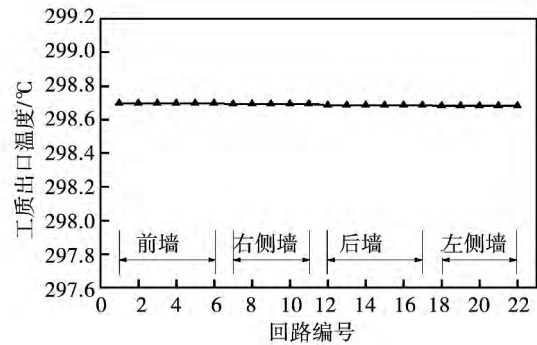


图 9 30% BMCR 负荷下各回路出口工质温度分布
Fig. 9 Outlet fluid temperature distribution of circuits at 30% BMCR load

3.4 管壁金属温度

选取下炉膛螺旋管圈水冷壁出口工质温度最高回路(第 12 回路)进行分析,在 100% BMCR、75% BMCR 和 30% BMCR 负荷下,作流体温度 t_f 、管子向火侧内壁温度 t_n 和外壁温度 t_w 、管子向火侧内外壁平均温度 t_m 以及鳍端温度 t_{qd} 沿炉膛高度方向上的分布。

由图 10 可知,在 100% BMCR 负荷下,工质一直处于超临界压力,水冷壁管内流体温度沿炉膛高度的增加而增加,使得内壁温也随之增高;在高度为 21.8 m 处 t_n 与 t_f 的差值最大,为 20.58 °C,此时外壁热负荷也达到最大值 441.03 kW/m²;在燃烧器上方炉高为 26.5 - 34.3 m 范围内,外壁温和鳍端温度较高,在 29.9 m 处有最高外壁温度 456.57 °C,最高鳍端温度 469.4 °C,此时外壁热负荷也趋于最大值;最高壁温与管材报警温度 486 °C 有 16.6 °C 的安全裕度;在炉高为 29.9 m 以上,外壁热负荷逐渐降低,外壁温和鳍端温度也随之下降。

由图 11 可知,在 75% 负荷下,工质一直处于单相过冷水状态,水冷壁管内流体温度随炉膛高度的增加而增加,使得内壁温也随之增高;在高度为 21.85 m 处 t_n 与 t_f 的差值最大,为 22.9 °C,此时外壁热负荷也达到最大值 295.23 kW/m²;在燃烧器上方炉高为 28.1 - 37.4 m 范围内,外壁温和鳍端温度较高,在 32.77 m 处有最高外壁温度 415.9 °C,最高鳍端温度 422.7 °C,此时外壁热负荷也趋于最大值;最高壁温远小于管材的报警温度 486 °C;在炉高

32.77 m 以上 ,外壁热负荷随炉膛高度的增加而降低 ,外壁温和鳍端温度也随之下降。

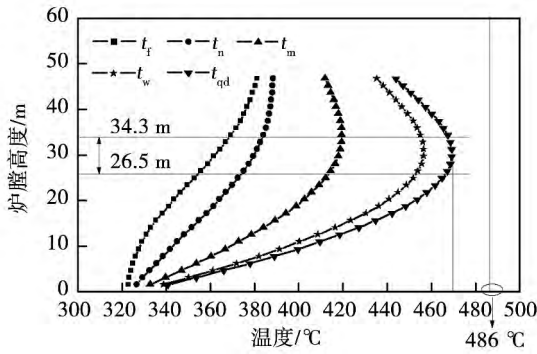


图 10 100% BMCR 负荷下第 12 回路单管流体和壁温分布

Fig. 10 Fluid and metal temperature distribution in circuit 12 at 100% BMCR load

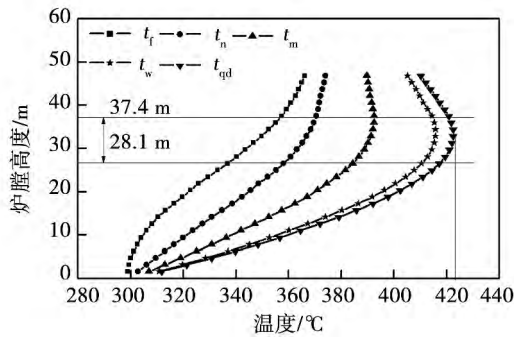


图 11 75% BMCR 负荷下第 12 回路单管流体和管壁温度分布

Fig. 11 The single pipe fluid and pipe wall temperature distribution in circuit 12 at 75% BMCR load

由图 12 可知 ,在炉高大约为 22 m 以下流体处于亚临界单相水区 ,流体温度随炉膛高度的增加而增加 ,使得内壁温也随之升高 ;在炉高为 22 m 处 , t_n 与 t_f 的差值有最大值 20.9 °C ,外壁温和鳍端温度也达到最大 ,分别为 338 和 337.88 °C ,此时外壁热负荷趋于最大值 130.66 kW/m² ;随后 ,管内工质开始汽化 ,进入两相区 ,流体焓值继续升高但温度保持饱和温度 299.6 °C 不变 ,由于两相区沸腾换热系数远大于单相区的换热系数 ,故壁温大幅度下降 ;在炉高 22 m 以上 ,外壁热负荷随炉膛高度的升高开始降低 ,壁温也随之降低。

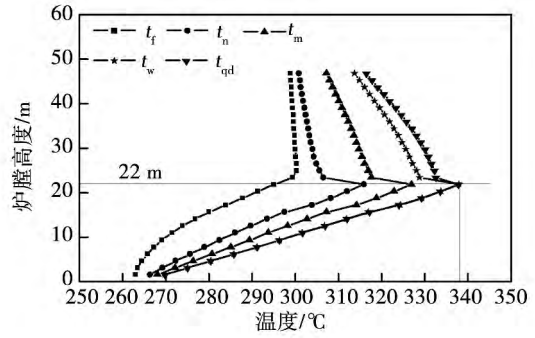


图 12 30% BMCR 负荷下第 12 回路单管流体和管壁温度分布

Fig. 12 The single pipe fluid and pipe wall temperature distribution in circuit 12 at 30% BMCR load

4 结 论

(1) 在不同负荷下对炉膛下部螺旋管圈水冷壁和上部垂直管圈水冷壁流动压降进行了计算 ,求得水冷壁总压降 ,并与压降设计值进行了对比 ,数据符合较好 ,验证了炉内水冷壁设计的合理性。

(2) 在不同负荷下 ,由于螺旋管圈水冷壁的结构特性 ,各回路流量偏差均较小 ,最大偏差为 7.47% ;管长偏差是造成流量偏差的主要因素 ,且水冷壁管越长 ,质量流量越小。

(3) 不同负荷下螺旋管圈水冷壁工质出口汽温偏差小 ,最大温差为 5 °C ,水冷壁运行安全。

(4) 对于螺旋管圈水冷壁 ,在不同负荷下最大流体温度和壁温均小于管材的报警温度 486 °C ,满足锅炉安全运行的需要。

参考文献:

[1] 王为术, 超(超)临界锅炉内螺纹水冷壁管流动传热与水动力特性[M]. 北京: 中国电力出版社, 2012: 137 - 147.
WANG Wei-shu. Heat transfer and hydro-dynamics characteristics in rifled water wall of ultra supercritical boiler[M]. Beijing: China electric power press, 2012: 137 - 147.

[2] 俞谷颖, 朱才广. 电站锅炉水动力研究[J]. 动力工程学报, 2011, 31(8): 590 - 597.
YU Gu-ying, ZHU Cai-guang. Study on hydrodynamic performance of power plant boilers[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2011, 31(8): 590 - 597.

- [3] 冯俊凯, 沈幼庭, 杨瑞昌. 锅炉原理及计算[M]. 北京: 科学出版社 2003: 415 - 460.
FENG Jun-kai, SHEN You-ting, YANG Rui-chang. Boiler principle and calculation [M]. Beijing: Science press 2003: 415 - 460.
- [4] 李宏, 韦迎旭. 锅炉水动力计算[M]. 北京: 中国电力出版社 2009: 1 - 2.
LI Hong, WEI Ying-xu. Boiler hydrodynamic calculation [M]. Beijing: China electric power press 2009: 1 - 2.
- [5] 董芃, 徐艳英, 兰日华. 自然循环锅炉水动力回路分析法[J]. 哈尔滨工业大学学报 2007, 39(3): 462 - 466.
DONG Peng, XU Yan-ying, LAN Ri-hua. Loop analysis method for the numerical calculation of hydrodynamic characteristic of boiler with natural circulation [J]. Journal of Harbin Institute of Technology 2007, 39(3): 462 - 466.
- [6] 徐艳英, 董芃, 翟明. 自然循环热水锅炉水动力回路分析法[J]. 中国电机工程学报 2010, 30(5): 66 - 70.
XU Yan-ying, DONG Peng, ZHAI Ming. Hydrodynamic loop analysis method for hot water boiler with natural circulation [J]. Proceedings of the CSEE 2010, 30(5): 66 - 70.
- [7] Adam E J, Marchetti J L. Dynamic simulation of large boilers with natural recirculation [J]. Computers and Chemical Engineering, 1999, 23(8): 1031 - 1040.
- [8] KIM H, CHOI S. A model on water level dynamics in natural circulation drum-type boilers [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer 2005, 32(6): 786 - 796.
- [9] TUCAKOVIC D R, STEVANOVIĆ V D, ZIVANOVIĆ T. Thermal-hydraulic analysis of a steam boiler with rifled evaporating tubes [J]. Applied Thermal Engineering 2007, 27(3): 509 - 519.
- [10] 王为术, 赵鹏飞, 陈刚, 等. 超超临界锅炉垂直水冷壁水动力特性[J]. 化工学报 2013, 64(9): 3213 - 3219.
WANG Wei-shu, ZHAO Peng-fei, CHEN Gang, et al. Hydro-dynamics characteristics of vertical water wall in ultra-supercritical pressure boilers [J]. CIESC Journal 2013, 64(9): 3213 - 3219.
- [11] PAN Jie, YANG Dong, CHEN Gong-ming, et al. Thermal-hydraulic analysis of a 600MW supercritical CFB boiler with low mass flux [J]. Applied Thermal Engineering 2012(32): 41 - 48.
- [12] PAN Jie, YANG Dong, YU Hui, et al. Mathematical modeling and thermal-hydraulic analysis of vertical water wall in an ultra supercritical boiler [J]. Applied Thermal Engineering 2009(29): 2500 - 2507.
- [13] 杨冬, 于辉, 华洪渊, 等. 超(超)临界垂直管圈锅炉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.
YANG Dong, YU Hui, HUA Hong-yuan, et al. Numerical computation on the mass flow rate profile and metal temperature in vertical water wall of an ultra supercritical boiler [J]. Proceedings of the CSEE 2008, 28(17): 32 - 38.
- [14] 张魏静, 杨冬, 黄莺, 等. 超临界直流锅炉螺旋管圈水冷壁流量分配及壁温计算[J]. 动力工程, 2009, 29(4): 342 - 347.
ZHANG Wei-jing, YANG Dong, HUANG Ying, et al. Calculation on flow rate distribution and wall temperature of water-wall with spiral tube coils of supercritical once-through boilers [J]. Journal of Power Engineering 2009, 29(4): 342 - 347.
- [15] 周旭, 杨冬, 肖峰, 等. 超临界循环流化床锅炉中等质量流速水冷壁流量分配及壁温计算[J]. 中国电机工程学报, 2009, 29(26): 13 - 18.
ZHOU Xu, YANG Dong, XIAO Feng, et al. Mass flow rate profile and metal temperature calculation in water wall of an supercritical circulating fluidized bed boiler at medium mass flow rate [J]. Proceedings of the CSEE 2009, 29(26): 13 - 18.
- [16] 车得福, 李燕, 姚明宇, 等. 一种实现锅炉水动力通用计算的新型系统划分方法[P]. 中国: 200510096006, 2006.
CHE De-fu, LI Yan, YAO Ming-yu, et al. A new type system partition method of realize boiler hydrodynamic general purpose calculation [P]. China: 200510096006, 2006.
- [17] 车得福, 闰凯, 吉平, 等. 一种锅炉水动力通用设计和校核的方法[P]. 中国: 200710017379, 2007.
CHE De-fu, RUN Kai, JI Ping, et al. A general purpose design and check method of boiler hydrodynamic [P]. China: 200710017379, 2007.
- [18] 谢金芳. 基于管网计算理论的通用锅炉水动力计算系统的研究与应用[D]. 杭州: 浙江大学, 2011.
XIE Jin-fang. Research and application of general-purpose software for boiler hydrodynamic calculation based on the theory of pipe network calculation [D]. Hangzhou: Zhejiang University 2011.
- [19] 董祖康, 沈勤, 王孟浩, 等. JB/Z201-83 电站锅炉水动力计算方法[S]. 北京: 中国机械工业出版社, 1983: 1 - 48.
DONG Zu-kang, SHEN Qin, Wang Meng-hao, et al. Power plant boiler hydrodynamic calculation method [S]. Beijing: China Machine Press, 1983: 1 - 48.
- [20] 于辉. 1000 MW 超超临界垂直管圈锅炉水冷壁水动力特性及壁温分布研究[D]. 西安: 西安交通大学, 2008.
YU Hui. Research on hydro-dynamics characteristics and wall temperature distribution in vertical water wall of an ultra supercritical boiler [D]. Xian: Xian Jiao Tong University 2008.

(丛敏 编辑)

depth and the notably worsen the mixing and dilution uniformity. Compared with the circumstance that a swirling flow is present in the main stream ,when no swirling flows are present in the main stream ,the relative penetration depth will become smaller and the mixing and dilution uniformity will become worse ,thus the mixing and dilution effectiveness will be not good. **Key words:** RQL (rich-quench-lean) combustor ,PLIF (plane laser-induced fluorescence) testing ,laser visualization ,relative penetration depth ,mixing and dilution uniformity

折线型三通道除雾器内部流场的数值模拟与除雾效率分析 = Numerical Simulation of the Flow Field Inside a Polyline Type Three-channel Demister and Analysis of Its Demisting Efficiency [刊 ,汉] HONG Wen-peng , DENG Guang-qiang , LEI Jian-qi (College of Energy Source and Power Engineering , Northeast University of Electric Power , Jilin , China , Post Code: 132012) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016 , 31 (1) . - 54 - 58

The CFD (computational fluid dynamics) software was used to conduct a numerical simulation of the flow field inside a polyline type three-channel demister. According to the flow characteristics of the flow field inside the demister ,the Reynolds time-averaged equation-based RNG $\kappa - \omega$ turbulent flow model was used for the gas phase and the Euler-Lagrange method-based DPM (discrete phase model) model was used for the liquid phase. It has been found that the demisting efficiency of a demister is influenced by the plate type of itself ,gas flow speed and liquid drop diameter. To increase the interval between any two plates will decrease the demisting efficiency. To increase the liquid drop diameter and the gas flow speed will invariably increase the demisting efficiency. The demisting efficiency of a polyline type three-channel demister is generally higher than that of a two-channel one. When the gas flow speed is less than 2 m/s or greater than 5 m/s ,the difference between the demisting efficiencies of both types of demister is not notable. When the gas flow speed is greater than 2 m/s or less than 5 m/s ,a polyline type three-channel demister enjoys a conspicuous leading edge. **Key words:** numerical simulation ,two-phase flow ,demister ,demisting efficiency

超临界锅炉螺旋水冷壁流量分配和壁温特性的研究 = Study of the Flow Rate Distribution and Wall Temperature Characteristics of the Spirally-coiled Tube Water Wall in a Supercritical Boiler [刊 ,汉] WANG Wei-shu , SHANGGUAN Shan-shan , XU Wei-hui (Energy Source Engineering Research Center , North China University of Water Conservation and Hydropower , Zhengzhou , China , Post Code: 450011) , GUO Hui-jun (Shanghai

Branch ,Hebei Electric Power Prospecting and Designing Research Institute ,Shijiazhuang ,China ,Post Code: 050000) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31(1) . -59 -65

Based on the fluid piping network calculation theory ,established was a 600 MW supercritical boiler spirally-coiled tube water wall flow network system composed of flow rate loops ,pressure nodes and connection pipes. According to the law of mass ,momentum and energy conservation ,a mathematical model for calculating the flow rate and wall temperature of spirally-coiled tube water walls of 600 MW supercritical boilers. The quasi-Newton method was used to seek solutions to the flow rate loop and node equation group and a calculation program was developed to obtain the flow pressure drop ,flow rate distribution and wall temperature characteristics inside a spirally-coiled tube water wall at various loads. It has been found that at a load of 100% ,75% and 30% BMCR (boiler maximum continuous rating) ,both thermal and flow rate deviation are relatively small ,the thermal deviation being maximally 5 °C and the flow rate deviation being maximally 7.47% . The flow pressure drop is in relatively good agreement with the design value. The wall temperature of the water wall will increase with an increase of the height ,the highest wall temperature being 469.4 °C . The tube wall temperatures at various loads are invariably below the allowable temperature for the tube material. **Key words:** supercritical boiler ,flow network system ,spirally-coiled tube water wall ,flow rate distribution ,wall temperature

超临界锅炉启动分离器疲劳寿命分析 = Analysis of the Fatigue Life of a Separator for Starting Up a Supercritical Boiler [刊 ,汉]ZHANG Ying ,CHENG Yi ,YUAN Zhi-ping ,ZHOU Zhi-lei (College of Eelectro-mechanical Engineering ,Nanchang University ,Nanchang ,China ,Post Code: 330031) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31(1) . -66 -70

A three-dimensional entity model for startup separators was established and the finite element method was employed to simulate the temperature distribution and peak stress of a separator for starting up a supercritical once-through boiler during its cold-state startup period and analyze the service life loss in the process of the cold-state startup of the separator. It has been found that during the startup period of the separator ,the highest temperature zone emerges at a location to connect the steam-water lead-in tube inside the separator and the temperature difference between the inner and outer wall of the separator is greater than that of the steam-water lead-in tube. The maximum peak stress emerges at a location of the port on the shell of the separator in the tangential direction opened for the steam-water lead-in tube. Damages caused by the fatigue stress always occur at locations subjected to a stress concentration and